

Міністерство аграрної політики України



ПРАЦІ
Таврійського державного
агротехнологічного університету

Випуск 10 Том 9

Наукове фахове видання

Мелітополь – 2010 р.

УДК 621.311:631

ПЗ.8

Праці / Таврійський державний агротехнологічний університет. –
Вип. 10. Т. 9. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010.– 286 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,
Протокол № 3 від 28 вересня 2010 р.

У випуску наукових праць друкуються матеріали в галузі механізації сільського господарства, енергетики та автоматизації процесів сільськогосподарського виробництва за результатами доповідей вчених на XI Міжнародній науково-технічній конференції АС ПП «Промислова гідравліка і пневматика», присвяченій 75-річчю кафедри «Мобільні енергетичні засоби» Таврійського державного агротехнологічного університету.

Редакційна колегія праць ТДАТУ:

Кюрчев В.М. – к.т.н., професор, ректор ТДАТУ (головний редактор);
Надикто В.Т. – д.т.н., професор (заст. головного редактора);
Діордієв В.Т. – к.т.н., професор, (відповідальний секретар); Дідур В.А. –
д.т.н., професор; Кушнарьов А.С. – чл.-кор. УААН, д.т.н., професор;
Найдиш А.В. – д.т.н., професор; Овчаров В.В. – д.т.н., професор;
Панченко А.І. – д.т.н., професор; Рогач Ю.П. – к.т.н., професор;
Скляр О.Г. – к.т.н., доцент; Тарасенко В.В. – д.т.н., професор;
Яковлев В.Ф. – к.т.н., професор; Ялпачик Ф.Ю. – к.т.н., доцент.

Відповідальний за випуск – д.т.н., професор Панченко А.І.
(кафедра «Мобільні енергетичні засоби»)

Адреса редакції: ТДАТУ
Просп. Б. Хмельницького 18,
м. Мелітополь, Запорізька обл.,
72312 Україна

ISSN 2078-0877

**© Таврійський державний
агротехнологічний університет, 2010.**

ІСТОРІЯ КАФЕДРИ «МОБІЛЬНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ ЗАСОБИ» ТАВРІЙСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО АГРОТЕХНОЛОГІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ



Первинно назва кафедри «Мобільні енергетичні засоби» зазначалась як кафедра «Трактори і автомобілі», що була заснована у 1932 році.

Протягом усього періоду існування кафедри її очолювали: Борзаковський Є. М. (до 1944 р.), Ємельянов М.М. (1944 - 1948 рр.; 1950 - 1964 рр.), Целіков П. В. (1948 - 1948 рр.), Єфремов В. С. (1964 - 1980 рр.), Мухаметшин Х.Х. (1980-1989 рр.), Стефановський Б. С. (1989 - 1999 рр.), Панченко А. І. (з 1999 року до теперішнього часу).

З 1937 року кафедра бере участь у наукових роботах з використання метану у якості палива для транспортних машин. Результати роботи кафедри з цієї теми було представлено для участі у Всесоюзній сільськогосподарській виставці, де демонструвався трактор СТЗ-НАТІ, переобладнаний для роботи на газі.

З 1938 р. у викладанні провідних дисциплін на кафедрі брали участь провідні спеціалісти Харківського тракторного заводу. Завершенням підготовки студентів за фахом кафедри була виробнича практика на Харківському тракторному заводі і переддипломна практика в НАТІ. Крім основних навчальних занять кафедра проводила роботу на курсах підвищення кваліфікації ст. механіків МТС – головним чином, щодо освоєння ними дизельних і газогенераторних тракторів, які вперше надходили в народне господарство.

У період з 1938 по 1941 рр. кафедра вела роботу з впровадження в народне господарство газогенераторного трактора ЧТЗ-СГ-65 і газогенераторного автомобіля на базі ГАЗ-АА.

З початком війни порушився злагоджений ритм роботи інституту. Лаборанти, викладачі і студенти, які залишилися після мобілізації, демонтували і готували до відправлення устаткування кафедри, що було евакуйоване з іншим майном інституту в м. Ашхабад, де з листопада 1941 р. відкрився факультет механізації сільського господарства, основу якого складав колектив інституту. Кафедра «Трактори і автомобілі» теж

розгорнула свої лабораторії, і з грудня 1941 р. почалися навчальні заняття. Поряд з цим під керівництвом ст. викладача Ємельянова М.М. інтенсивно велися роботи з дослідження можливості застосування в газогенераторних тракторах у якості палива стебел бавовнику.

Після закінчення війни кафедру було відновлено у м. Мелітополі. У 1953 році було побудовано новий корпус кафедри «Трактори і автомобілі», оновлювалася матеріально-технічна база кафедри.

Намагаючись йти в ногу з часом, кафедра обладнала лабораторію, у якій проводилися випробування двигуна МЕМЗ-245 автомобіля «Таврія».

З 1999 року кафедру очолює доктор технічних наук, професор Панченко А.І. Колектив кафедри під керівництвом завідувача постійно працює над поліпшенням матеріально-технічної та навчально-методичної бази.

За цей час створено та обладнано комп'ютерний клас, в якому проводяться віртуальні лекційні та лабораторно-практичні заняття; відбувається поточний контроль знань (шляхом тестування). Також створені: аудиторія з вивчення правил дорожнього руху, лабораторія для випробування двигунів, лабораторія електрообладнання тракторів і автомобілів, лабораторія гідроприводів сільськогосподарської техніки, які обладнані мультимедійними екранами з ПЕОМ для проведення візуалізованих лекційних та лабораторних занять; бокс для зберігання техніки та відновлено викладацьку кімнату, де є всі умови для роботи та відпочинку викладачів.

На сьогодні матеріально-технічна база кафедри – це дев'ять навчальних лабораторій, лабораторія програмованого навчання, електронні навчально-методичні комплекси, посібники, методичні вказівки та плакати, а також діючі автотракторні лабораторії для випробування тракторів і автомобілів та їх двигунів. Автотракторний парк дозволяє студентам набувати навичків водіння тракторів і автомобілів.

Сьогодні на кафедрі працюють 1 професор, 7 доцентів, 3 ст. викладачі та 6 асистентів. Навчально-допоміжний персонал нараховує 16 чоловік.

У Таврійському державному агротехнологічному університеті кафедра займає важливе місце у підготовці фахівців за напрямками:

6.100202 – „Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва”, освітньо-кваліфікаційний рівень „Бакалавр” на основі загальної середньої освіти та ОПП молодшого спеціаліста;

7.091902 – „Механізація сільського господарства”, освітньо-кваліфікаційний рівень „Спеціаліст” на основі ОКР „Бакалавр”

8.091902 – „Механізація сільського господарства”, освітньо-кваліфікаційний рівень „Магістр” на основі ОКР „Бакалавр” та ОКР „Спеціаліст”

УДК 665.7

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПРИВОДНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ РАЗРЫВА НЕФТЯНЫХ ПЛАСТОВ

Лурье З.Я., д.т.н.

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,

Панченко А.И., д.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет,

Гасюк А.И., к.т.н.

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

Тел. (057) 707-66-46

Аннотация – работа посвящена разработке математической модели гидроприводного насосного агрегата для разрыва нефтяных пластов, который учитывает важные нелинейности гидроустройств и разрешает выполнить широкий комплекс исследований динамики на стадии проектирования. Предложен критерий, который позволяет дать оценку конкретной разработке.

Ключевые слова – насосная установка, гидроразрыв пласта, математическая модель, критерий эффективности.

Введение. Гидравлический разрыв пласта (ГРП) можно рассматривать как гидромеханический метод воздействия на продуктивный пласт, при котором порода разрывается по плоскостям минимальных напряжений горного давления в результате воздействия на пласт давления, создаваемого закачкой жидкости разрыва. После разрыва пласта за счет продолжающейся закачки жидкости образовавшаяся трещина увеличивается в размерах, далее этой же жидкостью транспортируется в трещину расклинивающий агент. Он удерживает трещину в раскрытом состоянии после снятия избыточного давления. Таким образом, за счет созданной трещины расширяется область пласта, подключаются ранее не участвующие в разработке участки залежи. Это позволяет увеличить дебит скважины в несколько раз, повысить коэффициент извлечения, тем самым передать часть забалансовых запасов в промышленные. Гидравлический разрыв пласта является

эффективным методом повышения нефтеотдачи и интенсификации притока.

В настоящее время для ГРП используются специальные насосные установки, с помощью которых производится значительное количество гидроразрывов пласта. Известно [1], что в Западной Сибири России работают 15 насосных установок, с помощью которых ежегодно выполняется до 2-х тысяч разрывов.

Следует отметить, что созданная установка ГРП представляет собой в целом динамическую машину, работа которой сопровождается нестационарными процессами движения технологической жидкости в скважине, в разрываемом пласте, при действии горного давления на глубинах свыше 1500 м и др. Это предъявляет важные требования к снижению пульсации подачи и давления, к диапазону и плавности регулирования подачи, т.е. к обеспечению высоких показателей качества рабочего процесса.

Настоящая статья посвящена анализу состояния создания насосных установок для ГРП и построения на конкретном примере математической модели, позволяющей на стадии проектирования исследовать динамику с целью обеспечения технических требований к показателям качества рабочего процесса, влияющего на производительность и технический уровень.

Анализ известных источников. Основные краткие сведения о насосных установках для ГРП взяты с сайтов заводов и фирм-изготовителей. Завод «Синергия» Россия [2] выпускает два типа установок (Син-31 и Син-35.10). На рис.1 изображено фото установки, смонтированной на автомобиле КРАЗ.

Основные технические характеристики установки Син-31, дающие лишь общую оценку изделию без схемы установки и перечня элементной базы реализации, показаны в табл.1. С целью составления насосных установок различных фирм таблицы строятся по одноименным показателям.

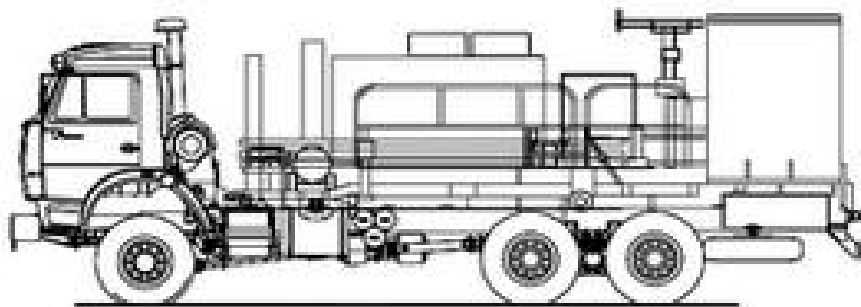


Рис. 1. Установка СИН-31

Таблица 1
Технические характеристики универсальной насосной установки СИН-31

Параметр, размерность	Значение/сведения на чем смонтирована установка, тип приводного двигателя
1. Монтажная база	автомобиль КРАЗ
2. Приводной двигатель	дизель, коробка передач на 5 ступеней
3. Максимальное давление, МПа	45 – 100 в зависимости от диаметра плунжера
4. Теоретическая подача насоса, л/мин	1062 – 1650 соответственно при диаметре плунжера 100 и 125 мм и давлении 23 и 15 МПа
5. Габариты [L×B×H], мм	9560×2660×3700
6. Масса, кг	20000

В составе установки имеется трехплунжерный насос высокого давления, в котором могут устанавливаться плунжеры диаметром 80, 100 и 125 мм. Отмечается, что к достоинствам установки относятся: оригинальная конструкция трехплунжерного насоса, позволяющая упростить процесс смены плунжеров и повысить надежность работы как насоса, так и установки в целом; использование гидромеханической пятиступенчатой коробки передач с дистанционным электрогидроуправлением, обеспечившее более плавное изменение подачи рабочей жидкости (РЖ) и процесс переключения передач.

Фирма «Astra» [3] представляет в России установки производства КНР с использованием технологий американских компаний Western Co и OPI Co четырех типов YL70-265, YL70-670, YL105-1320 и YL105-1491. Мощность установок возрастает от типа YL70-265 до YL105-1491. В табл. 2 отражены их характеристики в виде пределов изменений.

Таблица 2
Технические характеристики насосных установок типа YL

Параметр, размерность	Значение/сведения на чем смонтирована установка, тип приводного двигателя
1. Монтажная база	шасси по заказу клиента
2. Приводной двигатель	дизель с коробкой передач
3. Максимальное давление, МПа	70 – 105 в зависимости от типа установки
4. Теоретическая подача насоса, л/мин	900 – 1300 в зависимости от типа установки
5. Габариты [L×B×H], мм	9355×2500×3100 – 10250×2500×3800 в зависимости от типа установки
6. Масса, кг	20000 – 34000 в зависимости от типа установки

Насосный агрегат американской фирмы «Stewart and Stevenson» предназначен для закачки всех видов жидкостей для ГРП, а также кислот в скважину [4]. Трехплунжерный насос приводится в движение через трансмиссию Аллисон от двигателя Детройт Дизель, имеющего общую мощность 2250 л.с. Характеристика насосного агрегата показана в табл.3.

Таблица 3

Технические характеристики насосного агрегата фирмы «Stewart and Stevenson»

Параметр, размерность	Значение/сведения на чем смонтирована установка, тип приводного двигателя
1. Монтажная база	на автомобиле
2. Приводной двигатель	Дизель с трансмиссией, дистанционное управление всеми функциями
3. Максимальное давление, МПа	105
4. Теоретическая подача насоса, л/мин	2500
5. Габариты [L×B×H], мм	9500×2600×3650
6. Масса, кг	30000

Насосная установка УН-450×700 [5] фирмы «Идель Нефтемаш» (Россия) применяется для:

нагнетания различных жидких сред при ГРП;

гидропескоструйной перфорации;

промывочно-продавочных работ, проводимых на нефтяных и газовых скважинах.

На рис. 2 показано фото установки, смонтированной на автомобиле КРАЗ.



Рис 2. Насосная установка УН-450х700

В табл. 4 отражена общая характеристика этой насосной установки.

Таблица 4

Технические характеристики установки УН-450×700

Параметр, размерность	Значение / сведения на чем смонтирована установка, тип приводного двигателя
1. Монтажная база	автомобиль КРАЗ
2. Приводной двигатель	дизель, коробка передач на 4 ступени
3. Максимальное давление, МПа	70
4. Теоретическая подача насоса, л/мин	1260
5. Габариты [L×B×H], мм	9650×2900×3850
6. Масса, кг	21600

Румынский завод Petal [6] выпускает насосную установку, общий вид которой показан на рис. 3.

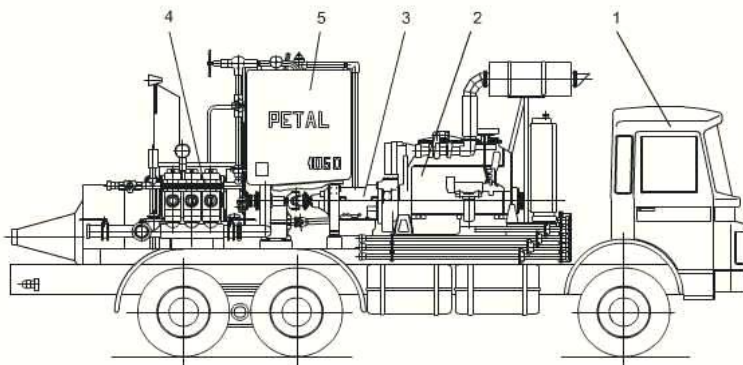


Рис. 3 Насосная установка АСF 1050; 1 – автомобиль; 2 – приводной двигатель; 3 – трансмиссия (коробка передач); 4 – трехплунжерный насос; 5 – бак

Установка имеет параметры, представленные в табл. 5

Таблица 5

Технические характеристики насосной установки АСF 1050

Параметр, размерность	Значение / сведения на чем смонтирована установка, тип приводного двигателя
1. Монтажная база	Автомобиль
2. Приводной двигатель	дизель с коробкой передач
3. Максимальное давление, МПа	8 – 105 в зависимости от диаметра поршня гидроцилиндра продуктового блока
4. Теоретическая подача насоса, л/мин	1170
5. Габариты [L×B×H], мм	7900×2500×3550
6. Масса, кг	18000

Итак, надо отметить, что в рассмотренных выше насосных установках в качестве привода плунжерных насосов, подающих раствор в скважину, используется механический (дизель с коробкой передач и кривошипно-шатунный механизм для преобразования вращающегося движения в возвратно-поступательное). В качестве сравнения моделей установок по данным таблиц 1 – 5 предлагается критерий, представляющий собой отношение располагаемой гидравлической мощности к массе m и характеристическому размеру L_x , т.е.

$$k_{pml} = \frac{p \cdot q_t}{m \cdot L_x}, \quad (1)$$

где
$$L_x = \sqrt[3]{L \cdot B \cdot H}. \quad (2)$$

При размерностях p в МПа, q_t - в л/мин, m - в кг и L_x - в метрах (формула (1)) принимает вид

$$k_{pml} = 16,666 \frac{p q_t}{m L_x}, \quad \text{Вт/кг} \cdot \text{м} \quad (3)$$

Можно сказать, что k_{pml} , как критерий эффективности, дает оценку мощности установки, приходящуюся на один кг массы и один метр характеристического размера. В табл. 6 приведены значения k_{pml} для рассматриваемых установок.

Таблица 6

Результаты расчета критерия k_{pml}

Модель насосной установки	p , МПа	q_t , л/мин	m , кг	$\sqrt[3]{L \times B \times H}$ м	k_{pml} Вт/кгм
1. СИН-31	100	1650	20000	4,528	30,4
2. YL105-1491	105	2300	34000	4,6	25,7
3. фирма «Stewart»	105	2500	34000	~4,5	28,6
4. УН-450×700	70	1260	21600	4,76	14,3
5. АСF 1050	105	1170	18000	~4,11	27,6

Анализ данных табл. 6 показывает, что наибольшее значения критерия k_{pml} имеет установка СИН-31 производства завода «Синергия» (Россия). Затем следует установки фирмы «Steward and Stevenson» (США) и установка АСF 1050 (Румыния). Существенно более низким k_{pml} обладает установка УН-450×700 фирмы «Идель нефтемаш» (Россия).

Перейдем к насосной установке, в которой, в отличие от предыдущих, есть с одной стороны более полная информация об устройстве, принципе и описанию работы, а с другой стороны она

оснащена не механічним, а гідравлічним приводом насоса. Она розроблена спільно організаціями Росії (ЦКБ «Титан», г. Волгоград) і України (НІІГідропривод г. Харків) і отримала назву насосного агрегата НА-105. Агрегат включає п'ять секцій.

Спільна робота всіх п'яти секцій насосного агрегата (НА) здійснюється незалежно друг від друга. Однак первинне вступлення секцій в роботу відбувається послідовно з розголасованими по часу (0,2 с). Така спільна асинхронна робота всіх секцій НА забезпечує мінімальну пульсацію подачі, тиску на виході НА. На рис.4 зображена гідравлічна схема однієї секції НА-105, яка в відмінні від насосних установок з дизельним приводом є гідроприводною.

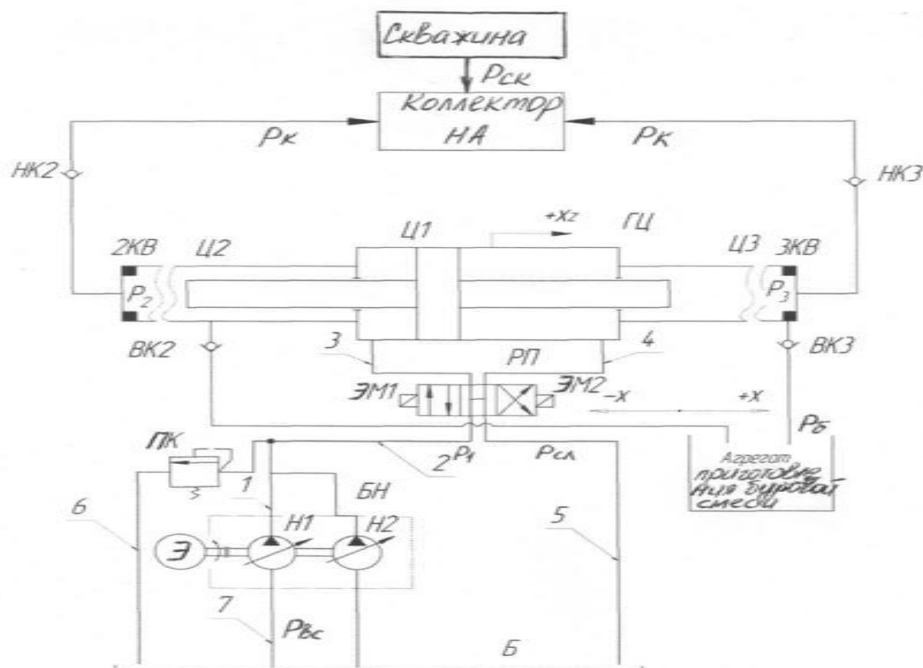


Рис. 4. Гідросхема однієї секції гідроприводного насосного агрегата: $x, -x$ – переміщення золотника РП; x_2 – переміщення штока Ц1 і плунжерів Ц2 і Ц3; $p_1, p_{вс}, p_L, p_R, p_2, p_3, p_{сл}, p_k$ і $p_{ск}, p_6$ тиск масла і суміші в відповідних точках схеми

В склад секції НА входять наступні елементи, задіяні при виконанні основної роботи (закачка суміші в скважину): масляний гідроциліндр двохстороннього дії (позначено Ц1); два плунжерні гідроциліндри бурової суміші (позначено Ц2 і Ц3) з кінцевими вимикачами 2КВ і 3КВ

(формирующими сигнал на переключение распределителя в одно или другое крайнее положение); трехпозиционный четырехлинейный электрогидравлический распределитель РП с «открытым» центром; два одинаковых насоса Н1 и Н2 переменной производительности; предохранительный клапан «ПК» с дистанционным электромагнитным управлением; впускные ВК2, ВК3 и выпускные НК2, НК3 обратные клапаны; гидробак Б; трубопроводы 1 – 7 для рабочих масла и смеси; приводной двигатель «Д» насосов Н1 и Н2. Секция работает следующим образом. В один из гидроцилиндров (Ц2 или Ц3) поступает смесь через клапан ВК2 или ВК3 из агрегата приготовления смеси (ход всасывания), а из другого гидроцилиндра (Ц3 или Ц2) через клапан НК3 или НК2 выдается смесь в скважину (рабочий ход). При достижении штоком, совершающим рабочий ход, крайнего положения срабатывает конечный выключатель (ЗКВ или 2КВ), сигнал которого используется для переключения РП, смены функций на обратное полостей Ц1. Последнее приводит к реверсированию хода поршня и штоков, и достижением вторым штоком крайнего положения. Завершается один рабочий цикл, в течении которого непрерывно выдается смесь в скважину.

Повторение циклов, осуществляется системой управления НА, обеспечивает заданный по длительности режим работы: сочетание всасывания и подачи. Величина давления определяется нагрузкой на агрегат (сопротивление деформируемого пласта или его разрыва), а подача обеспечивается устройством управления, поворачивающим наклонный диск насосов Н1 и Н2 на заданный угол.

Вследствие разных эффективных площадей сечений гидроцилиндра 1 и гидроцилиндров 2 и 3 достигается увеличением давления p_2 и p_3 по сравнению с давлением p_1 , т.е. мультипликация и в целом совокупность гидроцилиндров 1 – 3 можно назвать мультипликатором. В принятой конструкции коэффициент мультипликации составляет 3,62. При давлении насоса 29 МПа можно обеспечить давление в скважине 105 МПа. При давлении насоса 35 МПа можно достичь давления в скважине 126,7 МПа.

Следует отметить, что для НА-105 НИИГидроприводом был разработан впервые в СНГ регулируемый объемный аксиально-поршневой насос с высокими энергетическими характеристиками [7]. Основные параметры его приведены в табл. 7.

Таблиця 7

Параметры насоса АН-П-500/35

Наименование параметра	Значение параметров
1	2
1. Номинальный рабочий объем, см ³	500
2. Частота вращения, с ⁻¹ (об/мин): номинальная максимальная	25(1500) 26,7(1600)
3. Подача, л/мин: номинальная максимальная (теоретическая) минимальная	720 776 20
4. Давление на выходе, МПа: номинальное максимальное минимальное	35 40 3
5. Давление на входе, МПа максимальное	0,2..0,06
6. Коэффициент подачи (теоретический), %, не менее	0,96
7. Общий КПД, %, не менее (теоретический)	0,91
8. Масса (без рабочей жидкости), кг, не более	440
9. Номинальная мощность, кВт, (теоретическая)	452,6
10. Диапазон изменения подачи	36:1
11. Диапазон изменения давления	12:1
12. Время изменения подачи от минимальной до номинальной и наоборот, с, не более	0,3

Учитывая уникальность создания такого насоса, в процессе проектирования были выполнены исследования одного из нагруженных узлов трения «башмак – наклонный диск», завершённые хорошим совпадением с данными испытания на реальном образце насоса [8].

Привод объемных насосов АН-П-500/35 на НА-105 осуществляется от газовых турбин. Агрегат проходил промышленные испытания на реальных скважинах Волгоградской области в 90-х годах, подтвердившие его работоспособность и принятые технические решения.

Насосные агрегаты серии АНА-105, производимые ЗАО ПКБ «Автоматика» (Россия) [9] предназначены для закачки в скважину рабочей смеси под давлением и с производительностью, обеспечивающими процесс гидроразрыва пласта, а также для осуществления гидравлического гидропескоструйного или

химического воздействия на призабойную зону скважины на нефтяных и газовых месторождениях. На рис. 5 показан общий вид агрегата на грузовом автомобиле.

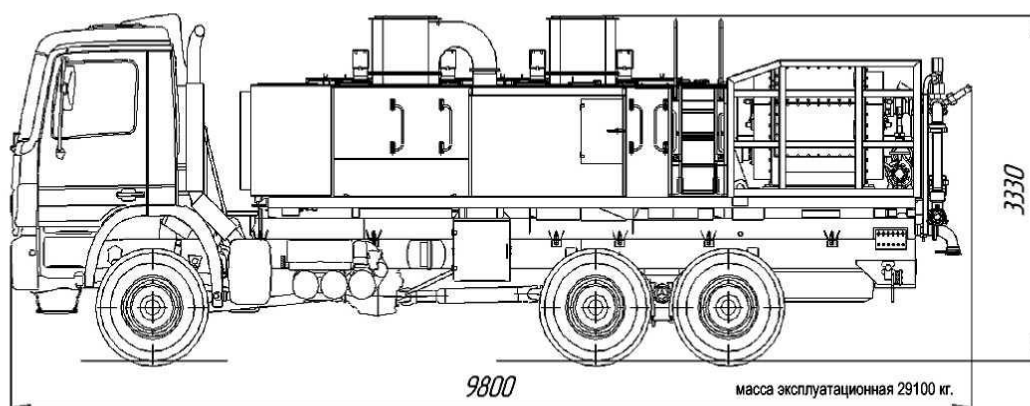


Рис. 5. Насосная установка АНА-105

Как следует из описания [9] АНА-105 обеспечивает:

- плавное регулирование величины производительности агрегата в диапазоне 0 – 2060 л/мин;
- плавное регулирование величины опрессовочного давления, создаваемого агрегатом при работе в стенку в диапазоне 0...105 МПа;
- автоматическое поддержание постоянной величины производительности агрегата из диапазона 0...2,06 м³/мин по отдельной команде оператора;
- автоматическое переключение передач в трансмиссии без разрыва потока мощности и управление режимами работы газотурбинных двигателей в зависимости от величины производительности, устанавливаемой оператором, и величины создаваемого скважиной давления. Здесь следует отметить, что такая функция переключения передач может быть вызвана тем, что АНА-105 состоит из ряда одинаковых секций, которые вводятся при необходимости увеличения подачи смеси по команде оператора. В описании [4] об этом ничего не сказано; защиту от превышения максимально допустимого технологическим процессом давления на скважине в диапазоне установки максимально допустимого давления 10-150 МПа с выдачей оператору информации о срабатывании защиты, а именно, прекращение подачи рабочей смеси в скважину;
- остановку плунжерного насоса без остановки двигателей рабочего оборудования при достижении, выставленного оператором, предельного давления;

- автоматический встроенный контроль состояния узлов и систем агрегата с выдачей информации оператору и при обнаружении неисправности автоматическим включением резервных систем, а также автоматическим переводом при необходимости агрегата в защитные режимы.

Состав и расположение рабочего оборудования агрегата представлены на рис. 6.

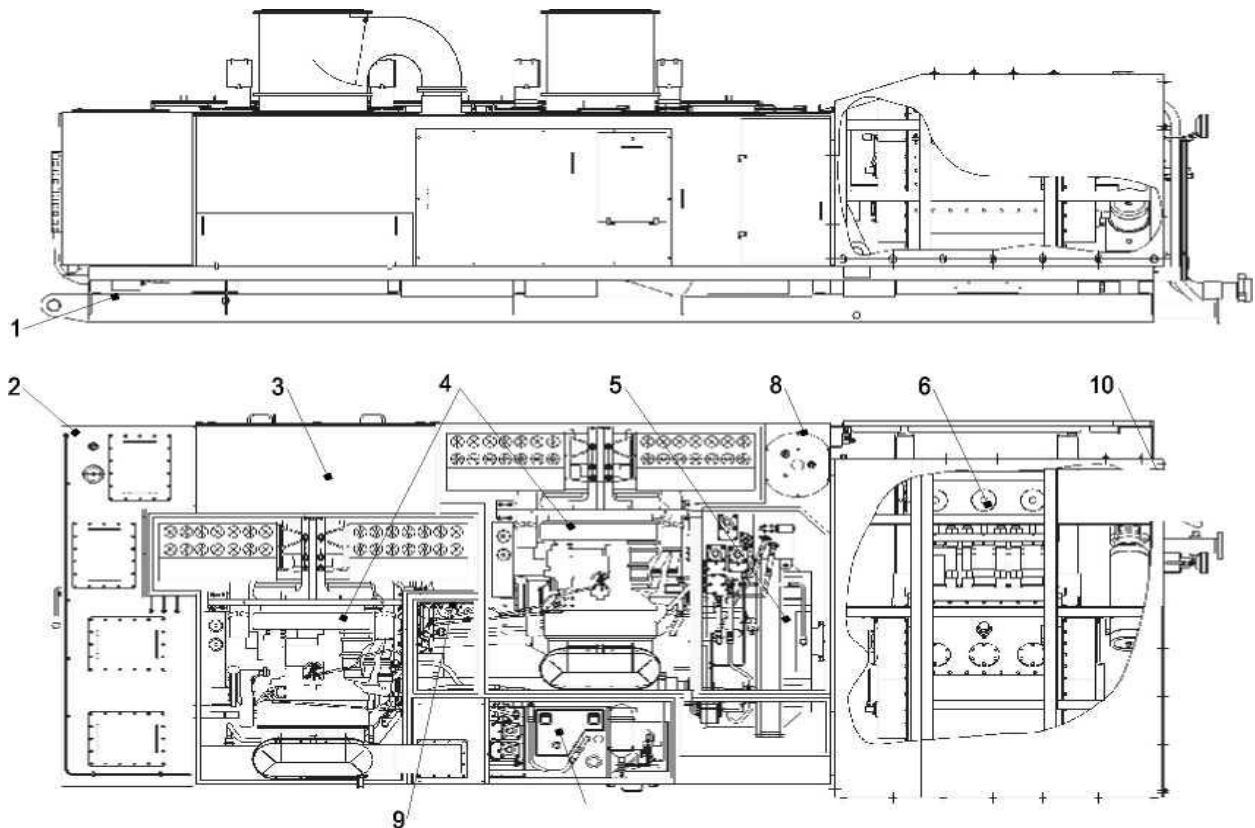


Рис. 6. Рабочее оборудование насосного агрегата серии АНА-105:

1 – рама; 2 – бак топливный; 3 – отсек электрооборудования; 4 – силовые установки с газотурбинным двигателем ГТД-1250; 5 – трансмиссия в моноблочном исполнении (суммирующий редуктор, коробки передач с механизмами распределения, маслобак, трубопроводы и узлы гидроуправления); 6 – насос плунжерный; 7 – бак масляный системы смазки приводной части насоса; 8 – бак системы смазки плунжеров; 9 – пирогенераторы автоматической системы пожаротушения; 10 – тент

Основные технические характеристики агрегата показаны в табл. 8.

Таблиця 8

Технические характеристики насосного агрегата АНА-105

Параметр, размерность	Значение/сведения на чем смонтирована установка, тип приводного двигателя
1. Монтажная база	автомобиль
2. Приводной двигатель	Газотурбинные двигатели
3. Максимальное давление, МПа	105
4. Теоретическая подача насоса, л/мин	2060
5. Габариты [L×B×H], мм	9500×2600×3650
6. Масса, кг	19000

Если воспользоваться данными табл. 9, то значения критерия k_{pm} для АНА-105 составит 60,4 Вт/кгм, т.е. значительно больше чем для рассмотренных насосных установок (в табл. 6 наибольшая цифра 30,4 Вт/кгм).

Авторы сайта [9] отмечают, что по своим техническим характеристикам и эксплуатационным параметрам насосные агрегаты серии АНА-105 не уступают зарубежным аналогам. При этом, благодаря реализации оригинальной схемы газотурбинного привода плунжерного насоса, защищенной патентом РФ, насосные агрегаты АНА-105 имеют ряд существенных преимуществ по сравнению с дизельными агрегатами соответствующей мощности:

- меньше, как минимум на 4 тонны, вес насосного агрегата;
- повышенная поперечная устойчивость в движении, за счет значительно более низкого расположения центра тяжести;
- трансмиссия обеспечивает переключение передач под нагрузкой без разрыва потока мощности, передаваемой на плунжерный насос.

Краткий обзор состояния создания насосных установок и агрегатов для ГРП показал, помимо главных параметров максимальных подачи и давления важными являются:

- плавное регулирование подачи;
- тип привода плунжерного насоса, подающего раствор в скважину, существенно влияющей на массу установки;
- габариты, снижения которых рассматривается на стадии проектирования.

Следует отметить, что в качестве привода применяются дизельный в большинстве рассмотренных установок, гидроприводной (НА-105) и газотурбинный (АНА-105).

Ответ на вопрос о том какой из приводов является наиболее эффективным, связан с исследованием динамики установки в целом. Однако в известных источниках отсутствует информация о динамике насосных установок и агрегатов для ГРП, работа которых характеризуется неустановившимися процессами разгона, торможения и реверса. Это не позволяет дать должную оценку конкретной разработке.

Постановка проблемы. Обзор известных источников показал, что дальнейшее усовершенствование, развития и повышения эффективности насосных установок и агрегатов для ГРП в частности: обоснованного выбора привода; обеспечения плавного регулирования подачи; существенного снижения пульсации подачи и давления смеси, поступающей в скважину; уменьшения массы и габаритов становится актуальной проблемой нефтегазовой промышленности.

Эта проблема промышленности является целью для разработчиков данного оборудования и ее достижении возможно на постановке и решении научно-практической задачи по исследованию динамики рабочего процесса насосной установки на основе построения математической модели, учитывающей конструктивные особенности, элементную базу, свойства РЖ, ограничений и функционирование насосной установки как единого целого.

Решение первого этапа поставленной задачи – разработка математической модели – выполняется на примере насосного агрегата НА-105, конструкция и схемное решение которого, на наш взгляд, отвечают современному направлению развития данного оборудования.

Решение. Воспользуемся схемой рис. 4, как расчетной, на основе которой строится математическое описание (МО) гидроустройств, их совокупности и рабочего процесса одной секции гидроприводного агрегата. В математической модели должное внимание уделяется гидроприводной части (гидроцепи Н1, Н2 – РП – Ц1).

При разработке моделей гидроустройств применяются следующие допущения: частота вращения двигателя M считается постоянной, пульсация подачи насосов Н1 и Н2 и в гидролиниях 1 и 2 ввиду их малости не учитывается; объемы гидролинии за время переходных процессов не изменяются; волновые процессы не учитываются ввиду больших диаметров напорных и сливных магистралей и относительно невысокого быстродействия гидроаппаратуры; утечки в РП не учитываются ввиду их малости в сравнении с расходами насосов Н1 и Н2; потери давлений в гидролиниях не учитываются поскольку они незначительны в сравнении с потерями в местных сопротивлениях; температура, коэффициент расхода и плотность РЖ принимаются постоянными равными средним значениям.

Модель регулируемого гидронасоса. Подача насоса является его выходной величиной. Наличие нагрузки (гидроцилиндра) приводит к появлению в полостях насоса перепада давлений, которое следует рассматривать как возмущающее воздействие. Входной величиной насоса является параметр регулирования $e(t)$, представляющий для аксиально-поршневого насоса отношение значения угла поворота наклонного диска $\alpha_{\dot{A}}$ к его максимальному значению $\alpha_{\dot{A} \max}$

$$e(t) = \frac{\alpha_{\dot{D}}}{\alpha_{\dot{D} \max}}, \quad 0 \leq e \leq 1.$$

Геометрическая подача $Q_{\text{нг}}$ насоса, т.е. подача несжимаемой жидкости без учета ее утечек и перетечек, определяется уравнением

$$q_{\text{нг}(t)} = W_{\text{хн}} \cdot \omega_{\text{н}}(t) \cdot e(t), \quad (4)$$

где $W_{\text{хн}}$ – характерный объем насоса, т.е. объем несжимаемой жидкости при отсутствии утечек и перетечек, подаваемой насосом при повороте его вала на один радиан. Величина $W_{\text{хн}} = \frac{V_{\text{рн}}}{2\pi}$, где $V_{\text{рн}}$ – рабочий объем насоса; $\omega_{\text{н}}$ – угловая скорость вала насоса.

Так как реальная жидкость сжимаема, то его геометрическая подача насоса помимо утечек и перетечек уменьшается за счет компрессии РЖ, проходящей через гидромашину, и деформационного расхода, обусловленного сжатием РЖ при изменении давления, т.е.

$$q_{\text{н}}(t) = q_{\text{нз}}(t) - q_{\text{нн}}(t) - q_{\text{нл}}(t) - q_{\text{нк}}(t) - q_{\text{нд}}(t), \quad (5)$$

где $q_{\text{н}}(t)$ – полезная подача;

$q_{\text{нл}}(t)$ и $q_{\text{нн}}(t)$ – утечки и перетечки;

$q_{\text{нк}}(t)$ – расход, определяемый компрессией РЖ;

$q_{\text{нд}}(t)$ – деформационный расход.

Утечки и перетечки определяются выражениями

$$q_{\text{нл}}(t) = C_{\text{нл}} \cdot (p_1(t) - p_{\text{сл}}), \quad (6)$$

$$q_{\text{нн}}(t) = C_{\text{нн}} \cdot [p_1(t) - p_{\text{вс}}(t)] \quad (7)$$

Здесь $C_{\text{нл}}$ и $C_{\text{нн}}$ – коэффициенты соответственно утечек и перетечек насоса.

Расход, вызываемый компрессией РЖ, вычисляется по формуле

$$q_{\text{нк}}(t) = \left[\frac{C_{\text{н1}}}{E_{\text{ж}}} \cdot \omega_{\text{н}}(t) + \frac{C_{\text{н2}}}{E_{\text{ж}}} \cdot \omega_{\text{н}}(t) \right] \cdot e(t) \cdot [p_1(t) - p_{\text{вс}}(t)] \quad [10], \quad (8)$$

где $C_{\text{н1}} = \frac{2 \cdot W_{\text{мн}} + W_{\text{хм}}}{2}$, $C_{\text{н2}} = \frac{W_{\text{хм}}}{2}$ – коэффициент

пропорциональности;

$W_{\text{мн}}$ – «мертвый» характерный объем насоса;

$E_{\text{ж}}$ – модуль упругости РЖ.

Деформационный расход находится по выражению

$$Q_{НД}(t) = \frac{V_{н1}}{E_{эс}} \cdot \frac{dp_1(t)}{dt} \quad (9)$$

где $V_{н1} = 0,5 \cdot (V_{пн} + V_{мн})$. Коэффициент 0,5 учитывает расположение в зоне нагнетания в любой момент времени половины цилиндров.

В дальнейшем для упрощения записи уравнений опускаем независимый аргумент t .

Модель гидрораспределителя. Схема распределителя, поясняющая его функционирование и характер изменения площадей проходных сечений изображена на рис. 7. В нейтральном положении золотника ($x=0$) РЖ от насосов через дросселирующие пазы S_1 и S_2 центрального пояска золотника поступает в обе половины РП и через дросселирующие пазы S_3 и S_4 (крайних поясков) сливается в бак.

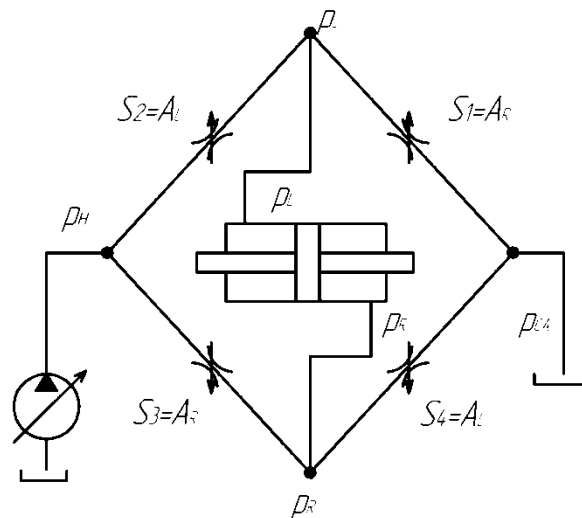


Рис. 7. Гидравлический мостик дросселирующих щелей $S_1 - S_4$ гидрораспределителя с “открытым” центром

Площади проходных сечений S_1 и S_4 определяются по выражениям

$$S_2 = S_1 = A_L = \begin{cases} 0 \text{ при } x \leq (\delta - r), \\ 0,5r^2(\alpha_L - \sin \alpha_L)z \text{ при } (\delta - r) < x < \delta, \\ \pi(0,5r^2z + 2R(\delta - r)) \text{ при } x \geq \delta, \end{cases} \quad (10)$$

где r – радиус паза;

R – радиус пояска золотника;

δ – величина предварительного открытия щели;

$\alpha_L = 2 \arccos\left(\frac{-x + \delta}{2}\right)$ - переменный угол сектора паза.

Площади проходных сечений S_1 и S_3 вычисляются по уравнениям:

$$S_1 = S_3 = A_R = \begin{cases} 0 & \text{при } x \geq (r - \delta) \\ 0,5r^2(\alpha_R - \sin \alpha_R)z & \text{при } -\delta < x < (r - \delta), \\ \pi(0,5r^2z + 2R(r - \delta)) & \text{при } x \leq -\delta, \end{cases} \quad (11)$$

где $\alpha_R = 2 \arccos\left(\frac{x + \delta}{r}\right)$.

Расходы через левую и правую полости распределителя. Величина расхода через левую и правую полости вычисляются по уравнениям

$$q_L = \mu \cdot A_L \cdot \frac{\sqrt{2|p_1 - p_L|}}{\sqrt{\rho \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu \cdot A_L}{\mu \cdot A_K}\right)^2\right]}} \text{sign}(p_1 - p_L) - \mu \cdot A_R \frac{\sqrt{2(p_L - p_{cl})}}{\sqrt{\rho \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu \cdot A_L}{\mu \cdot A_K}\right)^2\right]}}, \quad (12)$$

$$q_R = \mu \cdot A_R \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot |p_1 - p_R|}}{\sqrt{\rho \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu \cdot A_R}{\mu \cdot A_K}\right)^2\right]}} \text{sign}(p_1 - p_R) - \mu \cdot A_L \frac{\sqrt{2(p_R - p_{cl})}}{\sqrt{\rho \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu \cdot A_R}{\mu \cdot A_K}\right)^2\right]}}, \quad (13)$$

где μ – коэффициент расхода;

p_1, p_L, p_R – давление РЖ соответственно на входе и выходе распределителя;

ρ – плотность РЖ;

$\mu \cdot A_L \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \mu \cdot A_R \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – проводимость проходных сечений окон;

$\mu \cdot A_K \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – проводимость проводящих и отводящих каналов гидрораспределителя.

Величины $\left(\frac{\mu \cdot A_L}{\mu \cdot A_K}\right)^2$ и $\left(\frac{\mu \cdot A_R}{\mu \cdot A_K}\right)^2$ учитывают потери в подводящих и отводящих каналах и для распределителя PI500/35 величина $\mu \cdot A_K \cong 9$.

Вторые члены в правых частях формул (12) и (13) учитывают уменьшение расходов, связанное с перемещением золотника РП в зоне «открытого» центра (рис. 7).

Давления p_L и p_R в полостях гидроцилиндра Ц1 (на масле). Допуская равенство расходов $q_{ЦЛ}$ и $q_{ЦР}$ в полостях Ц1 и

соответствующих расходов q_L и q_R в полостях РП, определяем давление следующими дифференциальными уравнениями:

Для левой полости

$$\dot{p}_L = \frac{E_{ЖЛ}}{V_L}(q_L - \vartheta_Z \cdot A_Z), \quad (14)$$

где $E_{ЖЛ}$ - модуль объемной упругости РЖ;

$V_L = V_{L0} + X_Z \cdot A_Z$ - объем РЖ в левой полости;

V_Z и X_Z - линейная скорость и перемещение поршня и штоков;

A_Z - эффективная площадь полостей Ц1;

V_{L0} - начальный объем левой полости;

для правой части

$$\dot{p}_R = \frac{E_{ЖР}}{V_R}(q_R + \vartheta_Z \cdot A_Z), \quad (15)$$

здесь $V_R = V_{R0} + X_Z \cdot A_Z$, V_{R0} - начальный объем правой полости.

Следует учесть, что правая полость нагнетательная, то скорость V_Z имеет отрицательный знак.

Расходы через впускные и выпускные клапаны Ц2 и Ц3 (на смеси) определяются следующими формулами:

для впускных

$$q_{вк2} = \begin{cases} 0 & \text{при } (p_{\bar{o}} - p_2) \leq \Delta p_{кл}, \\ c_{\kappa}(p_{\bar{o}} - p_2 - \Delta p_{кл}) & \text{при } (p_{\bar{o}} - p_2) > \Delta p_{кл}, \end{cases} \quad (16)$$

$$q_{вк3} = \begin{cases} 0 & \text{при } (p_{\bar{o}} - p_3) \leq \Delta p_{кл}, \\ c_{\kappa}(p_{\bar{o}} - p_3 - \Delta p_{кл}) & \text{при } (p_{\bar{o}} - p_3) > \Delta p_{кл}; \end{cases} \quad (17)$$

для выпускных

$$q_{нк2} = \begin{cases} 0 & \text{при } (p_2 - p_{\kappa}) \leq \Delta p_{кл}, \\ c_{\kappa}(p_2 - p_{\kappa} - \Delta p_{кл}) & \text{при } (p_2 - p_{\kappa}) > \Delta p_{кл}, \end{cases} \quad (18)$$

$$q_{нк3} = \begin{cases} 0 & \text{при } (p_3 - p_{\kappa}) \leq \Delta p_{кл}, \\ c_{\kappa}(p_3 - p_{\kappa} - \Delta p_{кл}) & \text{при } (p_3 - p_{\kappa}) > \Delta p_{кл}, \end{cases} \quad (19)$$

где $p_{\bar{o}}$ - давление в агрегате приготовления смеси, p_{κ} - давление смеси на входе в коллектор насосного агрегата, $\Delta p_{кл}$ - перепад давления смеси, при котором открывается клапан, c_{κ} - коэффициент пропорциональности между расходом через клапан и перепадом давлений на нем.

Давления в полостях гидроцилиндров Ц2, Ц3 (на смеси) представлены уравнениями

$$\dot{p}_2 = \frac{E_{\kappa2}}{V_2}(-A_{III}v_Z - q_{нк2} + q_{вк2}), \quad (20)$$

$$\dot{p}_3 = \frac{E_{\kappa3}}{V_3}(A_{III}v_Z - q_{нк3} + q_{вк2}), \quad (21)$$

где $E_{к2}, E_{к3}$ - модули объемной упругости смеси в Ц2 и Ц3; $A_{ш}$ - эффективная площадь штока; $V_2 = V_{20} + A_{ш} X_Z, V_3 = V_{30} - A_{ш} X_Z$ - объемы смеси в Ц2 и Ц3; V_{20}, V_{30} - начальные объемы смеси в Ц2 и Ц3. Давление смеси, поступающей в коллектор насосного агрегата от одной секции. Процесс, определяющий давление p_k смеси, можно описать дифференциальным уравнением

$$\dot{p}_k = \frac{E_k}{V_k} \left[q_{нк2} + q_{3нк} - G_k \sqrt{|p_k - p_{ск}|} \text{sign}(p_k - p_{ск}) \right], \quad (22)$$

где V_k - условный объем коллектора, приходящейся на одну секцию; G_k - проводимость магистрали от коллектора до скважины в расчете на одну секцию; $p_{ск}$ - заданное давление смеси в скважине; E_k - приведенный модуль упругости магистрали, заполненной смесью.

Упругость двухфазной РЖ. В РЖ работающей гидросистемы всегда имеется газовоздушная фаза в виде пузырьков нерастворенного воздуха и модуль упругости для масла применительно к давлению P_1 на выходе насосов Н1 и Н2 вычисляется по формуле.

$$E_{ж} = K \cdot (p_1 + 10^5) \frac{(1 - m_0)^A \sqrt{\frac{A \cdot p_0 + B}{A \cdot p_1 + B}} + m_0^K \sqrt{\frac{p_0 + 10^5}{p_1 + 10^5}}}{K \cdot (p_1 + 10^5) (1 - m_0)^A \sqrt{\frac{A \cdot p_0 + B}{A \cdot p_1 + B}} + m_0^K (A \cdot p_1 + B) \sqrt{\frac{p_0 + 10^5}{p_1 + 10^5}}} [11],$$

где A и B - параметры, зависящие от типа масла и рабочей температуры гидросистемы;

m_0 - содержание нерастворенного воздуха в относительных единицах;

K - показатель политропы воздуха.

Аналогичные уравнения составляются для левой и правой полости Ц1, т.е. $E_{жЛ}, E_{жР}$ для давлений p_L и p_R , для полостей Ц2 и Ц3 с другими A, B и K с именем E_{C2} и E_{C3} и давлениями p_2 и p_3 , для коллектора E_K с давлением p_K .

Гидролиния насос - трубопровод - гидрораспределитель. Если учесть трубопровод, соединяющий обобщенный насос (с суммарным рабочим объемом 1000 см^3) с гидрораспределителем, то давление РЖ определяется по выражению

$$\dot{p}_1 = \frac{q_{нг} - q_L - q_R - q_{пк} - \Delta q}{AO_1} \quad (24)$$

$$\text{где } AO_1 = \frac{V_T}{E_1} + \frac{V_{PH} + V_{MH}}{2 \cdot E_{ж}};$$

$$\Delta q = q_{HV} + q_{HP} + q_{HK} \text{ (уравнения (6) - (8))}$$

V_T - объем РЖ в трубопроводе;

V_{MH} - «мертвый» объем насоса;

$$E_T = \frac{E_{Ж} \cdot \delta_{T1} \cdot E_M}{\delta_{T1} \cdot E_T + E_{Ж} \cdot d_{01}} - \text{приведенный модуль упругости магистрали}$$

насос – трубопровод – гидрораспределитель;

d_{01} , δ_{T1} , E_M - соответственно внутренний диаметр, толщина стенок и модуль упругости материала трубопровода;

$q_{ПК}$ - расход РЖ через предохранительный клапан при его срабатывании.

Движение поршня и штоков Ц1. Уравнение движения имеет вид

$$m\ddot{x}_Z = A_Z(p_R - p_L) - A_{Ш}(p_2 - p_3) - F_{TP} - \beta\dot{x}_Z, \quad (25)$$

где m - масса поршня, штоков и РЖ;

x_Z - перемещение системы (координата), отсчитываемое от среднего положения поршня в Ц1;

$$\left. \begin{aligned} A_Z &= \frac{\pi}{4}(d_{П} - d_{Ш})^2, \\ A_{Ш} &= \frac{\pi d_{Ш}^2}{4}; \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

$d_{П}$, $d_{Ш}$ - диаметры соответственно поршня и штоков;

$$F_{TP} = \pi d_{П} l_{П} f_1 p_{T1} + \pi d_{Ш} l_{Ш} f_2 (p_{T2} + p_{T3}) + \pi d_{Ш} l_{Ш} f_1 (p_{TL} + p_{TR}) \quad (27)$$

сила трения в уплотнениях поршня и штоков [12];

$l_{П}$, $l_{Ш}$ - ширина уплотнения соответственно поршня и штоков;

p_{T1} - радиальное давление уплотнения поршня на стенки Ц1;

p_{TL} , p_{TR} - радиальные давления уплотнения штоков Ц1;

p_{T2} , p_{T3} - радиальные давления уплотнений штоков Ц2 и Ц3;

f_1 , f_2 - коэффициенты трения;

β - коэффициент демпфирования, характеризующий диссипативные силы в элементах конструкции мультипликатора. Определение величины β на реальном объекте представляет значительные экспериментальные трудности. Поэтому величина будет выбираться при моделировании.

Укрупненная модель предохранительного клапана. Не рассматривая детально динамические процессы внутри клапана, представляем его функционирование уравнением

$$q_{ПК} = \begin{cases} 0 & \\ (q_{НГ} - \Delta q) \left(1 - e^{-\left(\frac{t-t_{1К}}{T}\right)} \right) & \text{при } p_1 < p_{1К}, \\ & \text{при } p_1 \geq p_{1К}. \end{cases} \quad (28)$$

Здесь $q_{ПК}$ - расход, перепускаемый клапаном при повышении давления в напорной магистрали в момент времени $t_{1К}$ выше давления $p_{1К}$ срабатывания клапана; T - постоянная величина времени клапана, учитывающая динамику его работы.

Если разрешить уравнения (4) – (28) относительно одной из переменных ($p_1, p_L, p_R, p_2, p_3, x_Z$ и \dot{x}_Z), то получаем нелинейное дифференциальное уравнение 8-го порядка. Для однозначного его решения нужно располагать 8-мю начальными условиями.

Выводы.

1. Выполненный аналитический обзор известных источников позволил установить, что к современной тенденции развития насосных установок и агрегатов, обладающих рядом преимуществ следует отнести гидроприводные.

2. Отсутствие информации об исследованиях динамики насосных установок не позволяет дать должную оценку конкретной разработке и обоснованно выбирать наилучшую.

3. Предложенный критерий эффективности, представляющий собой отношение располагаемой гидравлической мощности к массе и характеристическому размеру насосной установки, позволяет дать в первом приближении значения удельной мощности, приходящейся на один килограмм массы и один метр характеристического размера.

4. Разработанная математическая модель насосного агрегата, на примере одной секции НА-105, с учетом двухфазности РЖ на масле и буровой смеси, нелинейностей проходных сечений дросселирующих щелей, зависимостей расходов через полости гидрораспределителей с «открытым» центром, полусухим трением в уплотнениях поршня и штоков гидроцилиндров на масле и смеси с учетом геометрии поршня и штоков, открывает возможности выполнить широкий комплекс исследований динамики и на стадии проектирования новых и модернизации действующих установок улучшить показатели качества рабочего процесса в целом.

Литература

1. *Лысенко В.Д.* Разработка малопродуктивных месторождений / *В.Д. Лысенко, В.И. Грайфер.*- М.:ООО «Недра-бизнесцентр», 2001.-562с
2. «Синергия» - <http://sinergia/Ru/sin31/shtm/>,
http://sinergia/Ru/sin35_komplex/shtm/
3. «Астра» - <http://www.astratan.Ru>.
4. Фирма «Stewart and Stevenson» - <http://www.SSSS.com>.
5. Фирма «Идель нефтемаш» - <http://www.oilmach.ru/un-450x450.htm>.
6. Фирма «Petal» - <http://Petal.Ro/produse-Sub-agregate-in-6-land-Ru.html>.
7. Насос аксиально-поршневой регулируемый типа АН-П-500/35. Технические условия.-Харьков: НИИГидропривод, 1992.-архивный №2022/1.-26с.
8. *Лурье З.Я.* Исследования опоры трения башмак-наклонная шайба в гидронасосе с высокими энергетическими характеристиками. Труды

международной научно-технической конф. / З.Я. Лурье, А.И. Жерняк, О.Н. Фоменко. – Харьков: ХГПУ, 1997, Ч.2. -С.135-137.

9. Сайт – <http://www.automatika.ru>.

10. Следящие приводы / [ред. Б.К.Чемоданов]. -М.:Энергия, 1976. -Т. 2.-384с.

11. Прокофьев В.Н. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных жидкостей гидроприводов объемного типа / В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова // Изв. ВУЗов Машиностроения. - 1968. - №2. - С.87-93.

12. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода / Е.И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов. - К.: Техніка, 1977.-320с.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОПРИВОДНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ РОЗРИВУ НАФТОВИХ ПЛАСТІВ

Лур'є З.Я., Панченко А.І., Гасюк А.І.

Анотація – робота присвячена розробці математичної моделі гідроприводного насосного агрегату для розриву нафтових пластів, що враховує істотні нелінійності гідропрстроїв і дозволяє виконати широкий комплекс досліджень динаміки на стадії проектування. Запропоновано критерій, що дає можливість дати оцінку конкретній розробці.

MATHEMATICAL MODEL HYDROPRIVOD OF THE PUMP UNIT FOR BREAK OF OIL LAYERS

Z. Lure, A. Panchenko, A. Gasyuk

Summary

Work is devoted to development of mathematical model гидроприводного the pump unit for break of oil layers which considers important nonlinearity of hydrodevices and allows to execute a wide complex of researches of dynamics on a design stage. The criterion which states dates an estimation to concrete development is offered.

УДК 621. 9. 06

СТАБІЛІЗАЦІЯ ПОЛОЖЕННЯ КРИВОШИПА ПІД НАВАНТАЖЕННЯМ В ГІДРОСТАТИЧНІЙ ОПОРІ

Сахно Ю.О., д. т. н.

Чернігівський державний технологічний університет,

Сахно Є.Ю., д. т. н.,

Шевченко Я.В., ст. викладач

Чернігівський державний інститут економіки і управління

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – у статті наведено нову систему живлення гідроопор колінчатого вала двигуна внутрішнього згорання автомобіля. Проведено дослідження зміни тиску у кишені опори в залежності від радіального зміщення вала.

Ключові слова - двигун внутрішнього згорання, система живлення, гідроопори колінчатого вала.

Вступ. Під час роботи двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) відбуваються вібраційні процеси, які залежать від багатьох факторів впливу, таких як тертя поверхонь під час зворотньо-поступального руху деталей, вибух у циліндрі, навантаження на корінну шийку кривошипа зі сторони коробки передач, та інших. Тому для зменшення навантаження на корінні шийки кривошипу необхідно використовувати додаткові технологічні методи та прийоми, що дозволяють зменшувати рівень коливань ДВЗ під час його роботи.

Аналіз статей і публікацій. Відомо рівняння [1] руху автомобіля на горизонтальній ділянці, яке описане формулою: $M_{авт} \frac{dv}{dt} = P_{руш} - P_f$, де $M_{авт}$ – приведена маса машини; dv/dt - прискорення при виконанні технологічної роботи; $P_{руш}$ – рушійна сила; P_f – сила опору коченню. При цьому рушійна сила машини визначається за відомою формулою: $P_{руш} = \frac{M_{кр} \eta_{mp} i_{mp}}{r_k}$, тут $M_{кр}$ – крутний момент двигуна; η_{mp} – К.К.Д. трансмісії; i_{mp} – загальне передатне число трансмісії; r_k – радіус кочення.

Прикладений до вала двигуна сумарний момент інерції усіх мас вважають постійним. В цьому випадку рівняння руху мас, що

обертаються, записується у вигляді [2,3]: $J_n \frac{d\omega}{dt} = M_\delta - M_o$, де J_n – момент інерції всіх мас, що обертаються, прикладених до валу двигуна; M_δ – рушійний момент на валу; M_o – момент опорів на валу.

В роботі [4] приведено дослідження складної динамічної схеми ротор – опори – корпус газотурбінного двигуна, за допомогою масових реологічних моделей. Досліджуючи отриману модель, отримують АЧХ для ротора в опорі $x_p = f_p(\omega)$, втулки вібратора демпфера $x_\delta = f_\delta(\omega)$ та корпусу $x_k = f_k(\omega)$. Для побудови розрахункових залежностей необхідно скласти рівняння коливань системи релаксаційного демпфірування під дією збуджуючої сили $F_\zeta = \Delta\omega^2 \sin \omega t$:

$$-m_p \ddot{x}_p + K(\omega)(x_p - x_k) = \Delta\omega \sin \omega t;$$

$$-m_p \ddot{x}_p + c_3 x_k = K(\omega)(x_p - x_k);$$

$$(c_1 + id_1\omega)(x_\delta - x_k) = c_2(x_p - x_\delta),$$

де $K(\omega)$ – динамічна жорсткість моделі, $i = \sqrt{-1}$; m_p , m_k – відповідні маси ротора і опори; x_p , x_k , x_δ – переміщення ротора, корпусу і демпфера.

Розглядаючи рух кривошипу без врахування обертового моменту його переміщення в радіальному напрямку можливо описати у відповідності з основним законом динаміки поступального руху:

$$m \frac{d^2 h_0}{dt^2} = p_{k_2} \cdot F_2 - T_1 - p_{k_1} \cdot F_1 - P_z^*,$$

де m – маса частин, що рухаються; $d^2 h_0 / dt^2$ – прискорення частин, що рухаються; p_{k_1} та p_{k_2} – тиски у кишнях гідроопори; T_1 – сила рідинного тертя; P_z^* – сила зовнішнього навантаження; h_0 – переміщення корінної шийки кривошипа відносно осі гідроопори; t – час.

Для визначення переміщень в отриманій еквівалентній балці [5] використовують універсальне рівняння пружної лінії:

$$\delta(x) = w_0 + \Theta_0 x + \frac{1}{EI} \times \left[\sum_1^i M \frac{(x-l_i)^2}{2} + \sum_1^i P \frac{(x-l_i)^3}{6} + R \frac{x^3}{6} \right],$$

де x – отримана координата; $w(x)$ – зігнутість балки в отриманій координаті; w_0 – початкова зігнутість балки в лівій опорі; Θ_0 – початковий кут повороту в лівій опорі; M – згинаючий момент

на відповідній ділянці; P – поперечна сила на відповідній ділянці; R – реакція в лівій опорі; l – координата відповідної ділянки.

Постановка задачі дослідження. В даній роботі поставлено задачу вдосконалити систему живлення корінного підшипника ДВЗ шляхом усунення металевго контакту між спряженими поверхнями керуючого золотника і валу для зменшення величини ударних навантажень, і дослідити зміну тиску в модернізованій опорі в наслідок збільшення навантаження на кривошип.

Виклад основного матеріалу. Авторами пропонується нова конструкція регулятора жорсткості гідростатичної опори ДВЗ, що дозволяє здійснювати контроль переміщень кривошипу при різних навантаженнях безпосередньо в точці найбільшого зміщення валу. Це дає можливість своєчасної автоматичної компенсації витрат рідини змащування в гідростатичній опорі (ГСО) з підвищенням жорсткості опори в моменти перевантажень.

Запропонований регулятор показано на рис.1. Конструкція даного пристрою складається з блоку ДВЗ 10, на якому закріплено датчик електромагнітного імпульсу ДІ, що має гвинт 8 для регулювання зазору δ_2 , підсилювач електричного імпульсу ПІ; розподільника потоку РІ, автономного джерела живлення системи Н2 та додаткового каналу 9.

Контроль переміщень кривошипу підчас перевантажень здійснюється за допомогою кільця 6 з феромагнітними вставками 5.

Кільце закріплене на корінній шийці кривошипу 4 гвинтами 7 встановленими під кутом 120° , і є проміжною ланкою між корінною шийкою 4 кривошипу 2 і датчиком електричного імпульсу ДІ.

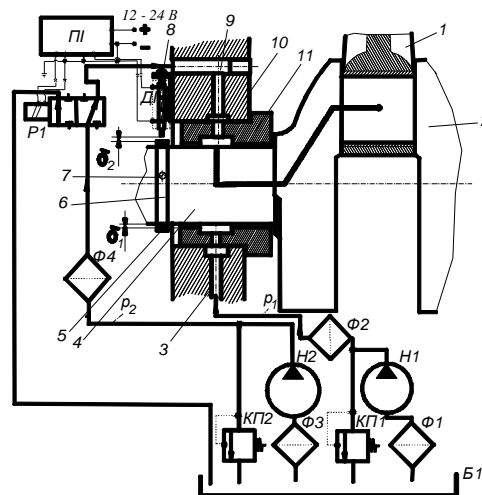


Рис.1. Система живлення модернізованої гідроопори:

1 – шатун; 2 – кривошип; 3 – робочий канал подачі рідини змащування; 4 – корінна шийка кривошипа; 5 – феромагнітна вставка; 6 – кільце; 7 – гвинт кріплення; 8 – датчик імпульсу; 9 – канал подачі додаткової порції рідини змащування; 10 – корпус ДВЗ; 11 – корінний підшипник

Після встановлення в кільце чотирьох феромагнітних вставок 5 (в прорізи через 90°), зовнішня поверхня кільця оброблена шліфуванням.

Робота регулятора полягає в наступному. В момент запуску двигуна кривошип 2 завдяки зміщенню шатуна 1 починає обертатися.

При максимальному навантаженні, фізична вісь обертання кривошипа 2 зміщується відносно геометричної вісі під дією сил навантаження. При цьому зазор δ_2 зменшується і феромагнітна вставка 5 наближається до датчика ДІ викликаючи підсилення збудження в котушці, в наслідок чого виникає стрибок напруги (імпульс). Далі сигнал потрапляє до підсилювача імпульсів ІІІ, де підсилюється і подається до розподільника РІ. В наслідок чого електричний розподільник РІ спрацьовує відкриваючи прохід рідині змащування від додаткової системи з тиском p_2 від насоса Н2 до гідростатичної опори 11, доповнюючи систему живлення від насосу Н1 через канал 3 з тиском p_1 . Величина відкриття розподільника РІ відповідає силі току поданого з підсилювача імпульсів ІІІ, яка залежить від правильності регулювання робочого зазору δ_2 між датчиком ДІ і кільцем 6. Таким чином здійснюється компенсація недостачі витрат рідини змащування в гідроопорі. Величина компенсації тисків залежить від величини відкриття вікна каналу підводу рідини, яка в свою чергу залежить від величини переміщення кривошипу під навантаженням зі зменшенням робочого зазору δ_1 .

Для проведення дослідження зміни тисків в ГСО розглянемо гідростатичну опору рис. 2 у вигляді розрахункової схеми показавши сили, що впливають на роботу ДВЗ.

На елемент, кільця опори з шириною dr (рис. 2), прикладена по радіусу r сила dP , яка визначається як:

$$dP = 2\pi r \cdot p \cdot dr. \quad (1)$$

З урахуванням того, що dP діятиме на всю поверхню гідроопори отримаємо значення для повної сили яка діятиме по поверхні:

$$P = 2\pi \int_{R_0}^R r \cdot p \cdot dr. \quad (2)$$

Визначаємо значення p , тиску по радіусу гідроопори, прийнявши, що витрата рідини через кільцевий зазор за умови $h' = h$ (рис. 2) буде дорівнювати:

$$Q = \frac{(p_k - p_h) \cdot \pi r h^3}{6\mu_g \cdot l}, \quad (3)$$

де p_k – тиск у кармані гідроопори; p_h – втрати тиску через кільцеву щілину; $h' = h$ – зазор між опорними поверхнями гідроопори; μ_g – динамічна в'язкість рідини змащування.

Знаходимо витрати рідини для елементарної кільцевої поверхні радіусом r та шириною dr :

$$Q = \frac{\pi r}{6\mu_g} \cdot \frac{dp}{dr} \cdot h^3, \text{ звідки } dp = \frac{6\mu_g \cdot Q}{\pi \cdot h^3} \cdot \frac{dr}{r}. \quad (4)$$

Проінтегрувавши отримане рівняння (4), знаходимо тиск за радіусом r :

$$p = \frac{6\mu_g \cdot Q}{\pi \cdot h^3} \int_r^R \frac{dr}{r} = \frac{6\mu_g \cdot Q}{\pi \cdot h^3} \cdot \ln \frac{R}{r}. \quad (5)$$

Значення r замінюємо величиною R_0 – радіусом кармана гідроопори (рис. 2), тоді перепад тиску Δp в спряженні кривошип – гідроопора визначиться як:

$$\Delta p = \frac{6\mu_g \cdot Q \cdot \ln \frac{R}{R_0}}{h^3 \cdot \pi}; \quad p_{k_1} - p_{h_1} = \frac{6\mu_g \cdot Q \cdot \ln \frac{R}{R_0}}{h^3 \cdot \pi}. \quad (6)$$

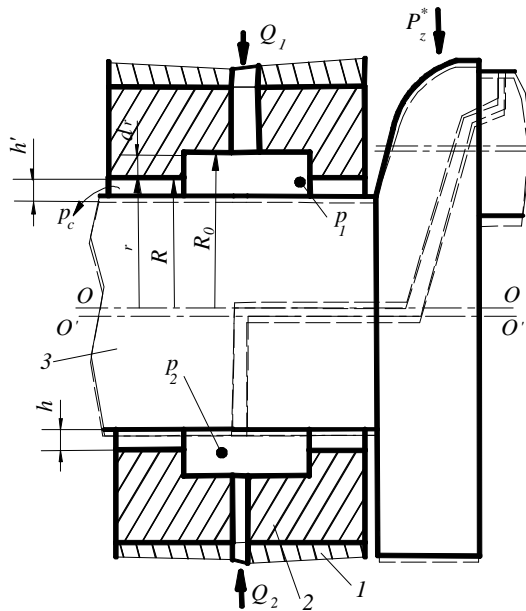


Рис. 2. Розрахункова схема гідростатичної опори:

1 – корпус ДВЗ; 2 – підшипник ковзання гідроопори; 3 – корінна шийка кривошипа

Визначаємо значення тиску в кармані p_k при зміні зазору між робочими поверхнями до критичної величини δ_0 , що змінюватиметься до значення h_0 :

$$p_{k_1} = \frac{6\mu_g \cdot Q \cdot \ln \frac{R}{R_0}}{(\delta_0 - h_0)^3 \cdot \pi} + p_{h_1}; \quad p_{h_1} = \frac{48\mu_g \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot R \cdot h^3}, \quad (7)$$

$$\text{тоді } p_{k_1} = \frac{6\mu_g \cdot Q \cdot \ln \frac{R}{R_0}}{(\delta_0 - h_0)^3 \cdot \pi} + \frac{48\mu_g \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot R \cdot h^3}, \quad (8)$$

де Q – витрата рідини змащування; μ_g – динамічна в'язкість рідини змащування; R – зовнішній радіус кармана; R_0 – внутрішній радіус кармана; $l = R - R_0$ – товщина стінки кармана; h – кільцевий зазор між корінною шийкою кривошипа і підшипником ковзання; δ_0 – переміщення корінної шийки кривошипа до утворення критичного зазору; h_0 – діаметральне значення зміни розмірів щілини на Δh .

Для отримання розгорнутої картини залежності тиску у кармані гідроопори p_k від величини h_0 , тобто функції $p_k = f(h_0)$, рівняння (8) розв'яжемо за допомогою ПЕОМ (привівши його до вигляду зручного для розрахунку на ПЕОМ):

$$p_{k_1} = \frac{6\mu_g \cdot Q}{\pi} \cdot \left(\frac{\ln \frac{R}{R_0}}{(\delta_0 - h_0)^3} + \frac{8l}{R \cdot h^3} \right). \quad (9)$$

Блок-схема програми приведена на рис. 3.

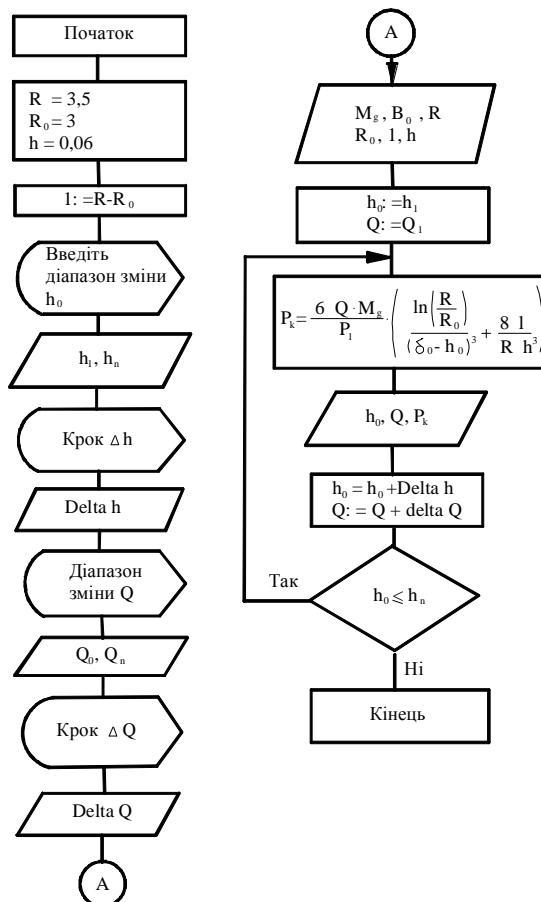


Рис. 3. Блок-схема програми

Припускаємо, що у рівнянні (9): $h = \delta_{max} = 0,008$ мм, тоді приймаємо умову, що:

1) h_0 збільшується від 0 до 0,0075 мм, при $\Delta h = 0,0001$ мм при зміні розрахункової витрати Q від 66,66 $\text{см}^3/\text{с}$ до 43,223 $\text{см}^3/\text{с}$, з величиною $\Delta Q = 0,031$ $\text{см}^3/\text{с}$.

2) h_0 зростає від 0,0075 мм до 0,008 мм при $\Delta h = 0,0001$ мм, а зміна витрати становитиме $Q = 43,223 \div 41,66$ $\text{см}^3/\text{с}$, при $\Delta Q = 0,031$ $\text{см}^3/\text{с}$.

Після розрахунку ПЕОМ, виходячи з отриманих значень p_k та h_0 будуємо графік (рис. 4) залежності $p_k = f(h_0)$, яка спостерігається до $h = \delta_0 - h_{0_{max}} = 0$.

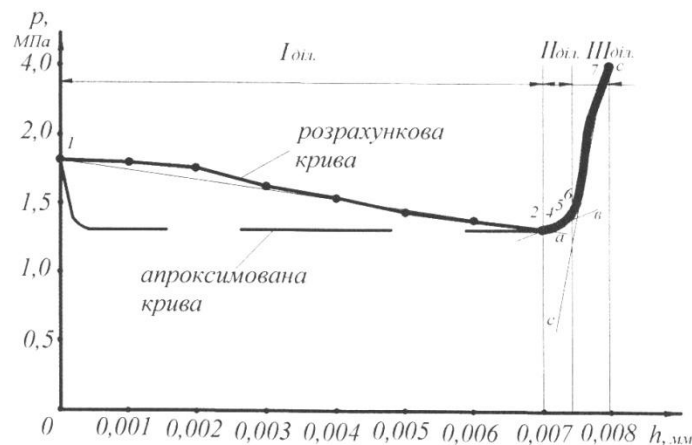


Рис. 4. Графік $p_k = f(h_0)$

На графіку (рис. 4) p_k – тиск у кишені гідроопори, h – переміщення осі корінної шийки кривошипа відносно центра підшипника ковзання.

Для перевірки правильності розрахунків змінюємо значення R , R_0 та l і після перерахунку на ПЕОМ робимо висновок, що при зміні цих параметрів, змін для залежності $p_k = f(h_0)$ не спостерігаються. Визначаємо витрату рідини змащування з урахуванням коефіцієнту витрат, записавши рівняння витрати рідини у кишені гідроопори:

$$(Q_2 - K_y \cdot p_k) \cdot dt = \beta \cdot V_0 dp_{k_2} + F_2 dh_0, \quad (10)$$

де K_y – коефіцієнт втрат; β – коефіцієнт стискаємості рідини.

Стиснення рідини змащування, (для розрахунку приймається $\beta = 5,8 \cdot 10^{-5}$ $\text{см}^2/\text{кг}$); V_0 – об'єм рідини у кишені з тиском p_2 і напірному каналі при значенні $h_0 = 0$; F_2 – ефективна площа кишені гідроопори; t – час; h_0 – переміщення корінної шийки кривошипа

відносно осі гідроопори; p_{k_2} - тиск у кишені гідроопори; Q_2 – витрата рідини змащування в гідроопорі для кишені з тиском p_2 .

Об'єм рідини у кишені гідроопори V_0 визначатиметься як сума об'ємів рідини змащування, що знаходиться у самій кишені V_{0_1} і об'єму рідини $V_{0_{нод}}$ у каналі подачі системи змащування:
 $V_0 = V_{0_1} + V_{0_{нод}}$.

При цьому об'єм рідини змащування, що знаходиться у самій кишені визначиться як:

$$V_{0_1} = \frac{\pi R_0^2}{1} \cdot h_0^* \quad (11)$$

де h_0^* - глибина кишені; R_0 – її радіус.

Об'єм рідини, що знаходиться у каналі системи змащування буде рівним:

$$V_{0_{нод}} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l \quad (12)$$

Ефективна площа кишені гідроопори F_2 визначиться як: $F_2 = \pi \cdot R_0^2$. Тоді об'єм рідини у кишені гідроопори становитиме:

$$V_0 = 7,065 + 3,53 = 10,59 \text{ см}^3.$$

Значення K_y , знайдемо з рівняння Пуазейля витікання рідин через щілини: $Q_{втр} = \frac{\pi \cdot Z^3 \cdot R}{48\mu_g \cdot l} \cdot p_{k_2}$. За умови $Z = h$ матимемо:

$$K_y = \frac{\pi \cdot h^3 \cdot R}{48\mu_g \cdot l}.$$

Підставляючи отримані раніше значення до цього рівняння матимемо коефіцієнт втрат через щілини гідроопори:

$$K_y = \frac{\pi \cdot h^3 \cdot R}{48\mu_g \cdot l} = \frac{3,14 \cdot 0,006^3 \cdot 3,5}{48 \cdot 0,0558 \cdot 10^{-6} \cdot 0,5} = 1,773.$$

Для спрощення розрахунків і побудови залежності $p_k = f(h_0)$ скористаємося методом лінійно-кускової апроксимації [6] для підвищення точності наближення на заданому інтервалі. Побудований графік $p_k = f(h_0)$ розбиваємо на три ділянки та замінюємо прямими лініями, відповідно, a , b , c , які є дотичними до графіка реальних значень (рис. 4).

Рівняння для прямої ділянки a виглядатиме таким чином:
 $p_{k_1} = kh_0 + \xi_1$, де ξ_1 – коефіцієнт похибки, а $k = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}$,
 де k – коефіцієнт нелінійності ділянки.

Для прямої, що проходить через дві задані точки з координатами (т. 1(0,0; 1,79) і т. 2(0,007; 12,3)) (рис.4) запишемо наступне:

$$k = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{1,23 - 1,79}{0,007 - 0} = -80,$$

$p_{k_1} = -80 \cdot h_0 + \xi_1$, а у зв'язку з тим, що $h_0 = 0$, тоді: $\xi_1 = 1,79$.

Тоді рівняння для прямої a на ділянці I, де $h_0 = 0 \div 0,007$, набуває вигляду:

$$p_{k_1} = -80 \cdot h_0 + 1,79. \quad (13)$$

Аналогічно отримуємо рівняння для ділянок II і III, відповідно прямі b і c , з координатами: пряма b , точка 4 (0,0071; 1,23), пряма c в точці 5 (0,0076; 1,53).

Для прямої b на ділянці II, де $h_0 = 0,007 \div 0,0076$, отримаємо:

$$p_{k_1} = 600 \cdot h_0 - 3,03. \quad (14)$$

І для точок 6 (0,0076; 1,53) та 7 (0,0079; 2,46) прямої c на ділянці III, при $h_0 = 0,0076 \div 0,008$, матимемо:

$$p_{k_1} = 77 \cdot h_0 \cdot 10^3 - 583,7. \quad (15)$$

За отриманими залежностями будуюмо апроксимовану криву (рис.4), яка наближена до розрахункової. З графіку видно, що похибка розрахунку знаходиться в межах 15%.

Висновки. Розроблена нова конструкція системи живлення гідроопор кривошипа ДВЗ, в якій, на відміну від існуючих, не відбувається металевого контакту між керуючим золотником та шийкою кривошипа.

Побудовано графік залежності тиску в кармані гідроопори від зміщення кривошипа під навантаженням. З графіка видно, що від початку роботи (ДВЗ) спостерігається падіння тиску p_{k1} до виходу кривошипа в центр гідроопори (т.2, рис.4), а при збільшенні h_0 , зміщення кривошипа спостерігається зростання тиску p_{k1} (т. 2; 7, рис.4) і компенсація відхилення.

Література

1. *Щетинин Н.В.* Методические основы исследования машин. Автореферат диссертации на соискание учёной степени доктора технических наук / *Н.В. Щетинин*. – Зеленоград: Азово-Черкасская государственная агро-инженерная академия, 2008. – 41 с.
2. *Гоц А.И.* Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учебное пособие / *А.И. Гоц*. – Владимир: Редакционно – издательский комплекс ВлГУ, 2005. – 124 с.
3. *Иващенко Н.И.* Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем / *Н.И. Иващенко*. – М.: Машиностроение, 1973. – 606 с.

4. Белоусов А.И. Исследование сложной динамической системы ротор – опоры – корпус газотурбинного двигателя с помощью многомассовых реологических моделей / А.И. Белоусов, В.Б. Балякин, А.И. Люев // Известия самарского научного центра Российской академии наук. – №2. – 2002. – Т.2. – С. 334 – 343.
5. Соппротивление материалов / [Ред. Г.С. Писаренко]. – К.: Вища школа, 1979. – 696 с.
6. Фильчаков П.Ф. Численные и графические методы прикладной математики. Справочник / П.Ф. Фильчаков. – К.: Наукова думка, 1970.- 799с.

СТАБИЛИЗАЦИЯ ПОЛОЖЕНИЯ КРИВОШИПА ПОД НАГРУЗКОЙ В ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ОПОРЕ

Сахно Ю. А., Сахно Е. Ю., Шевченко Я. В.

Аннотация – в статье приведена новая система питания гидроопор коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания автомобиля. Проведены исследования изменения давления в кармане опоры в зависимости от радиального смещения вала.

REGULATION OF A CRANK POSITION BY LOAD IN THE HYDROSTATIC POST

U. Sahno, E. Sahno, Y. Shevchenko

Summary

In article the new power supply system of hydrostatic bears of a cranked shaft of an internal combustion engine of the car is resulted. Researches of change of pressure are conducted in a pocket of a support depending on radial displacement of a shaft.

УДК 666. 983

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ МИНИМАЛЬНОГО ОТСКОКА
КРУПНОГО ЗАПОЛНИТЕЛЯ ПРИ ТОРКРЕТИРОВАНИИ
(ШПРИЦ – БЕТОНИРОВАНИИ) МАЛОГАБАРИТНЫМ
ОБОРУДОВАНИЕМ**

Емельянова И.А., д. т. н.,

Непорожнев А.С., к.т.н.

*Харьковский государственный технический университет
строительства и архитектуры,*

Гузенко С.А, аспирант*

*Харьковский государственный технический университет
строительства и архитектуры*

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – определены условия набрызга крупнозернистых бетонных смесей на вертикальные поверхности, которые должны обеспечить минимальный отскок крупного заполнителя при использовании малогабаритного оборудования. Найдены зависимости для определения технологических параметров рабочего процесса торкретирования (шприц-бетонирования).

Ключевые слова – торкретирование (шприц-бетонирование), минимальный отскок крупного заполнителя, малогабаритное оборудование.

Введение. Известен широкий опыт внедрения малогабаритного оборудования, которое разработано в Харьковском государственном техническом университете строительства и архитектуры, в строительстве при ремонтных работах, реконструкции действующих зданий и сооружений, а также при возведении новых объектов. Оборудование работает на мелкозернистых бетонных смесях с максимальной фракцией заполнителя $d_{\max} = 10$ мм при выполнении торкрет-работ и транспортировании бетонных смесей различной подвижности [1.2].

Особого внимания заслуживает изучение возможности использования такого оборудования для работ на крупнозернистых бетонных смесях, при выполнении шприц-бетонирования или транспортирования таких смесей на требуемые расстояния. Такой

вид работ возможен, как уже ранее освещалось [3], при использовании в технологическом комплекте дополнительной пневматической установки.

Одним из основных факторов, влияющих на качество наносимого покрытия на бетонируемую поверхность, является отскок, величина которого должна быть сведена до минимума. Это возможно при условии, что на поверхности будет образован слой из цементно-песчаной смеси, толщина которого достаточна для удержания в нем набрызгиваемых частиц крупного заполнителя. Частицы крупного заполнителя, при этом, должны иметь запас кинетической энергии, который достаточен для того, чтобы задержать эти частицы в нанесенном слое цементно-песчаной смеси. Движение таких частиц рассматривается в системе традиционных координат [4]. Перед набрызгом частицы смеси от бетонируемой поверхности находятся на расстоянии l . (рис.1).

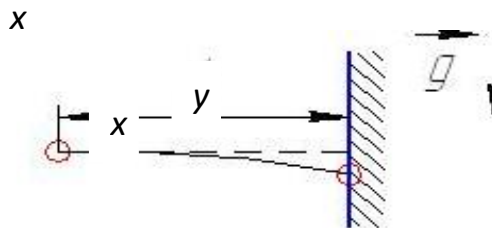


Рис. 1. Расчетная схема движения частиц бетонной смеси

В таком случае, скорость набрызга крупных частиц заполнителя ($d_{\max}=20\text{мм}$) определяется из условий;

$$x = v_0 \cdot t; \quad y = \frac{gt^2}{2}; \quad v_x = v_0; \quad v_y = gt; \quad v(t) = \sqrt{v_x^2 \cdot v_y^2} = \sqrt{v_0 \cdot g^2 t^2};$$

$$t_{\text{полета}} = \frac{l}{v_0};$$

$$v_{\text{набрызга}} = \sqrt{v_0^2 + g^2 \frac{l^2}{v_0^2}} = \sqrt{\frac{v_0^2 + g^2 l^2}{v_0^2}}; \quad (1)$$

Таким образом, частица крупного заполнителя внедряется в слой цементно-песчаной смеси со скоростью $v_{\text{набрызга}}$;

v_0 - начальная скорость движения частицы заполнителя;

g – ускорение свободного падения;

l - расстояние между торцом сопла и бетонируемой (торкретируемой) поверхностью;

m - масса летящей частицы заполнителя;

Запас кинетической энергии, которую имеет частица крупного заполнителя при этом, может быть определен согласно формуле:

$$W_{(\text{кин})} = \frac{m \cdot v_{\text{набрызга}}^2}{2} \quad (2)$$

Преодолеть частице заполнителя гидравлическое сопротивление «квазижидкости» толщиной Δh рассматриваемой в качестве предварительно подготовленной постели возможно при условии, что путь, проходимый частицей до полной остановки должен быть менее, чем толщина подготовленной постели, т.е. $\Delta h \leq H$ (рис. 2).

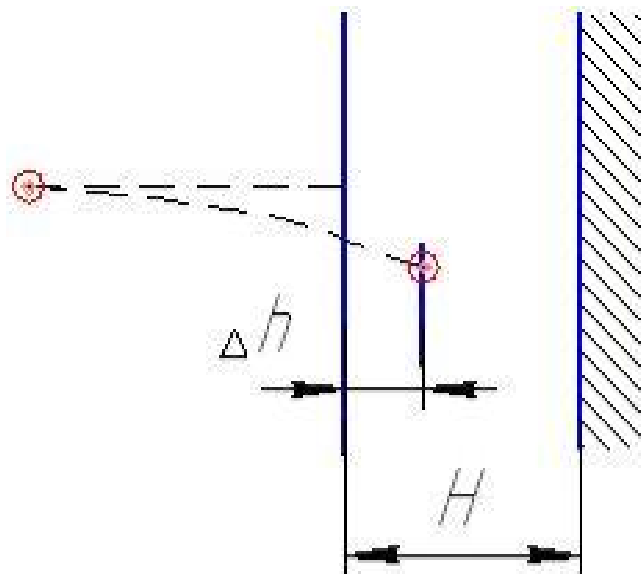


Рис. 2. Расчетная схема для определения пути движения частицы заполнителя в подготовленном слое цементно – песчаной смеси

H - толщина предварительно нанесенного слоя цементно – песчаной смеси на торкретируемую поверхность, м;

Δh - путь, проходимый частицей заполнителя до полной остановки в подготовленной постели смеси.

В соответствии с законом Стокса, работа, необходимая для преодоления гидравлического сопротивления, находится по формуле:

$$A_{\text{преод сил гидр.сопр.}} = 3\pi d_{\text{част.}} \cdot \mu \cdot v_{\text{набрызга}} \cdot \frac{\Delta h}{2}, \quad (3)$$

где: d – диаметр частицы крупного заполнителя;

μ - динамическая вязкость цементно – бетонной смеси.

Режим осаждения частиц ($Re \leq 0.1$) считаем ламинарным. При этом, частица крупного заполнителя диаметром $d_{\text{част.}}$ рассматривается шарообразной формы. Скорость v изменяется от $v_{\text{набрызга}}$ до 0. Кроме того на частицу действует выталкивающая сила, сила Архимеда:

$$F_{\text{архимеда}} = \left(\frac{m}{\rho_{\text{тв}}} \right) \cdot \rho \cdot g, \quad (4);$$

$\rho_{\text{тв}}$ - плотность частицы заполнителя, $\text{кг}/\text{м}^3$;

ρ - плотность квазижидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;

В первом приближении силой Архимеда, $F_{\text{архимеда}}$ и работой на ее преодоление пренебрегаем. Тогда максимальная скорость, с которой частица щебня может внедриться в подготовленный поверхностный слой, определяется ограничением:

$$\frac{mv_{\text{набрызга}}^2}{2} \leq 3\pi d_c \cdot \mu \cdot v_{\text{набрызга}}^2 \cdot \frac{\Delta h}{2}, \quad (5);$$

Определим массу одной частицы щебня среднего диаметра (15мм);

$$m = \rho_{\text{тв}} \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_c}{2} \right)^3 = \frac{\rho_{\text{тв}} \cdot \pi \cdot d_c^3}{6}, \quad (6);$$

Пользуемся зависимостью (6) для определения величины m , подставив ее значение в формулу (5) с учетом гидравлического сопротивления. Скорость набрызга определяется согласно следующему условию: для определения скорости набрызга на обрабатываемую поверхность должно выполняться ограничение:

$$v_{\text{набрызга}} \leq \frac{18 \cdot \eta \cdot \Delta h}{\rho_{\text{тв}} \cdot d_c^2}, \quad (7);$$

Учитывая и беря во внимание зависимость (7) из указанных ограничений может быть найдена начальная скорость движения частицы заполнителя:

$$\frac{\sqrt{v_0^2 + g^2 l^2}}{v_0} \leq \frac{18 \cdot \eta \cdot \Delta h}{\rho_{\text{тв}} \cdot d_c^2}, \quad (8);$$

$$v_0 \leq \left\{ \frac{162 \cdot \eta^2 \cdot (\Delta h)^2}{\rho_{\text{тв}} \cdot d_c^4} + \sqrt{\left[\frac{162 \cdot \eta^2 \cdot (\Delta h)^2}{\rho_{\text{тв}} \cdot d_c^4} \right]^2 - g^2 \cdot l} \right\}^{1/2} \quad (9);$$

Таким образом, для обеспечения минимального отскока крупного заполнителя от торкретируемой (шприц-бетонируемой) поверхности при максимально возможном внедрении его в подготовительный слой цементно-песчаной смеси должно выполняться приведенное ограничение (9)

При этом время до полной остановки частицы заполнителя в квазижидкости (подготовительном слое цементно-песчаной смеси) может быть найдено согласно зависимости (10):

$$t_{oc} = \frac{(m + M) \cdot \Delta h}{m \cdot v_0} \quad (10);$$

M – присоединенная масса самой среды предварительно нанесенного слоя;

v_0 - начальная скорость движения частицы при выходе из сопла;

Тогда с учетом времени останова частицы в подготовленном слое смеси толщиной H происходит на глубине Δh ($\Delta h \leq H$) (рис. 2) Глубину Δh можно определить из выражения.

$$\Delta h = \frac{mv_0 \cdot t_{oc}}{(m+M)} - \frac{\xi \cdot \rho \cdot s_{ч.ш.} \cdot m \cdot v_0^2}{16(m+M)^2} \cdot t_{oc}^2 \quad (11);$$

где:

ξ - коэффициент гидравлического сопротивления, зависящий от числа Re и формы частицы. Таким образом, зависимость (11) позволяет определить минимальную толщину подготовительного слоя цементно – песчаной смеси H_{min} , которая не позволяет частице крупного заполнителя попасть в отскок.

Выводы. Предложена методика определения условий обеспечивающих минимальный отскок крупного заполнителя $d_{max}=20$ мм при торкретировании (шприц-бетонировании) вертикальных поверхностей.

Предложена зависимость для определения технологических параметров процесса торкретирования (шприц-бетонирования) при обработке вертикальных поверхностей: начальной скорости вылета заполнителя из рабочего сопла v_0 и скорости набрызга на бетонируемую поверхность v набрызга

Литература

1. Емельянова И.А. Определение скоростей набрызга при выполнении торкрет-работ малогабаритным оборудованием в условиях строительной площадки / И.А. Емельянова, С.А. Гузенко, А.А.Задорожный, А.С. Непорожнев // материалы международной научно-технической конференции «Интерстроймех-2009» - Бишкек: КГУСТиА, 2009 - С. 23-27.
2. Емельянова И.А. Зависимость скоростей движения частиц бетонной смеси от начальных условий рабочего процесса при использовании малогабаритного оборудования / И.А. Емельянова, С.А. Гузенко, А.А.Задорожный // Промышленная гидравлика и пневматика – Винница: ВДАУ, 2010 – С.16-19.
3. Емельянова И.А. К вопросу определения эффективности использования малогабаритного оборудования для работы на крупнозернистых бетонных смесях / И.А. Емельянова, С.А. Гузенко, А.А.Задорожный // Науковий вісник будівництва. Харків: ХДТУБА. Вип.51. – С. 201-205.

4. Романков П.Г. Гидро-механические процессы химической технологии / П.Г. Романков, М.И. Курочкина. – Л.: Химия, 1982. – 288с.

**ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ МІНІМАЛЬНОГО ВІДСКОКУ
КРУПНОГО ЗАПОВНЮВАЧА ПРИ ТОРКРЕТУВАННІ
(ШПРИЦ-БЕТОНУВАННІ) МАЛОГАБАРИТНИМ
ОБЛАДНАННЯМ**

Ємельянова І.О., Непорожнєв А.С., Гузенко С.О.

Анотація – визначено умови набризгування крупнозернистих бетонних сумішей на вертикальні поверхні, що повинні забезпечити мінімальний відскок крупного заповнювача при використанні малогабаритного обладнання. Знайдено залежності для визначення технологічних параметрів процесу торкретування (шприц-бетонування).

**THE DETERMINATION OF CONDITIONS OF LARGE
FILLER'S MINIMUM REBOUND IN GUNITING (A SYRINGE
CONCRETING) OF SMALL EQUIPMENT**

I. Yemelyanova, A. Neporojnev, S. Guzenko

Summary

The terms of raid of coarse-grained concrete mixtures are certain on vertical surfaces which must provide the minimum rebound of large filler at the use of small equipment. Dependences are found for determination of technological parameters of working process of guniting (a syringe is concreting).

УДК 621.225.001.4

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА ГИДРОМАШИН С ЦИКЛОИДАЛЬНОЙ ФОРМОЙ ВЫТЕСНИТЕЛЕЙ

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Кюрчев С.В., к.т.н.,

Засядько А.И., инженер

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация - работа посвящена разработке методики определения рабочего объема гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей, позволяющей исследовать процесс изменения площадей рабочих камер.

Ключевые слова – планетарная гидромашина, вытеснительный блок, охватывающий вытеснитель (ротор), охватываемый вытеснитель (шестерня), рабочая камера, рабочий объем.

Постановка проблемы. Повышение эффективности использования дорожной, строительной и сельскохозяйственной мобильной техники в большей мере определяется гидрофикацией ее активных рабочих органов. Анализ [1,2,3] показывает, что в исполнительных механизмах силовых гидроприводов наиболее часто применяются гидромашин планетарного типа, преимуществом которых является возможность установки непосредственно в приводной механизм, что особенно важно для мобильной техники. Исследования причин неудовлетворительной работы планетарных гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей показывает [1,3,4,5], что вытеснительный блок является одним из узлов, лимитирующим эффективную работу планетарных гидромашин. Сложность профиля охватывающего и охватываемого вытеснителей планетарных гидромашин [1] обуславливает трудность при определении их рабочего объема, так как вытеснители этих гидромашин образованы зубчатой парой с внутренним гипоциклоидальным зацеплением. Очень часто в связи с технологическими трудностями гипоциклоидальные профили

заменяют эквидистантными кривыми, которые в свою очередь аппроксимируют дугами окружностей. На сегодняшний день практически отсутствует методика определения рабочего объема гидромашин планетарного типа. Таким образом, разработка методики, позволяющей определить рабочий объем, количество рабочей жидкости, подаваемое в каждую рабочую камеру, а также исследование процесса изменения площадей рабочих камер в зависимости от варьирования геометрических параметров гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей является первоочередной задачей.

Цель статьи. Разработка методики определения рабочего объема гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей, позволяющей исследовать процесс изменения площадей рабочих камер в зависимости от варьирования геометрических параметров вытеснителей.

Основная часть. При проектировании элементов вытеснительного блока планетарной гидромашины исходными параметрами являются: момент сопротивлений M_c , создаваемый нагрузкой, номинальный перепад давлений Δp , обеспечиваемый насосной станцией, гидромеханический КПД $\eta_{z.m}$, значения радиуса делительной окружности R_2 и радиуса зуба r_2 охватывающего вытеснителя (ротора), радиус зуба r_1 охватываемого вытеснителя (шестерни), а также количество зубьев шестерни z_1 и ротора z_2 .

Рабочий объем гидромотора $V_{z.m0}$ определяется из выражения:

$$V_{z.m0} = \frac{2\pi \times M_c}{\Delta p \times \eta_{z.m}}. \quad (1)$$

Величину межцентрового расстояния R_1 охватываемого вытеснителя (шестерни), а также межцентрового расстояния e между вытеснителями определяют методом последовательных приближений [6].

Ширина вытеснителей b определяется из выражения:

$$b = \frac{V_{z.m0}}{A}, \quad (2)$$

где A - площадь рабочих камер, образованных вытеснителями.

Для определения площади рабочих камер рассмотрим работу зацепления (рис. 1, а), где подвижными являются одновременно оба вытеснителя. Условимся, что O_1 - центр охватываемого вытеснителя (шестерни), O_2 - центр охватывающего вытеснителя (ротора). Площадь рабочих камер A изменяется в зависимости от углов поворотов φ , ψ , определяющих положения мгновенных центров вращения шестерни и ротора, соответственно (рис. 1, б).

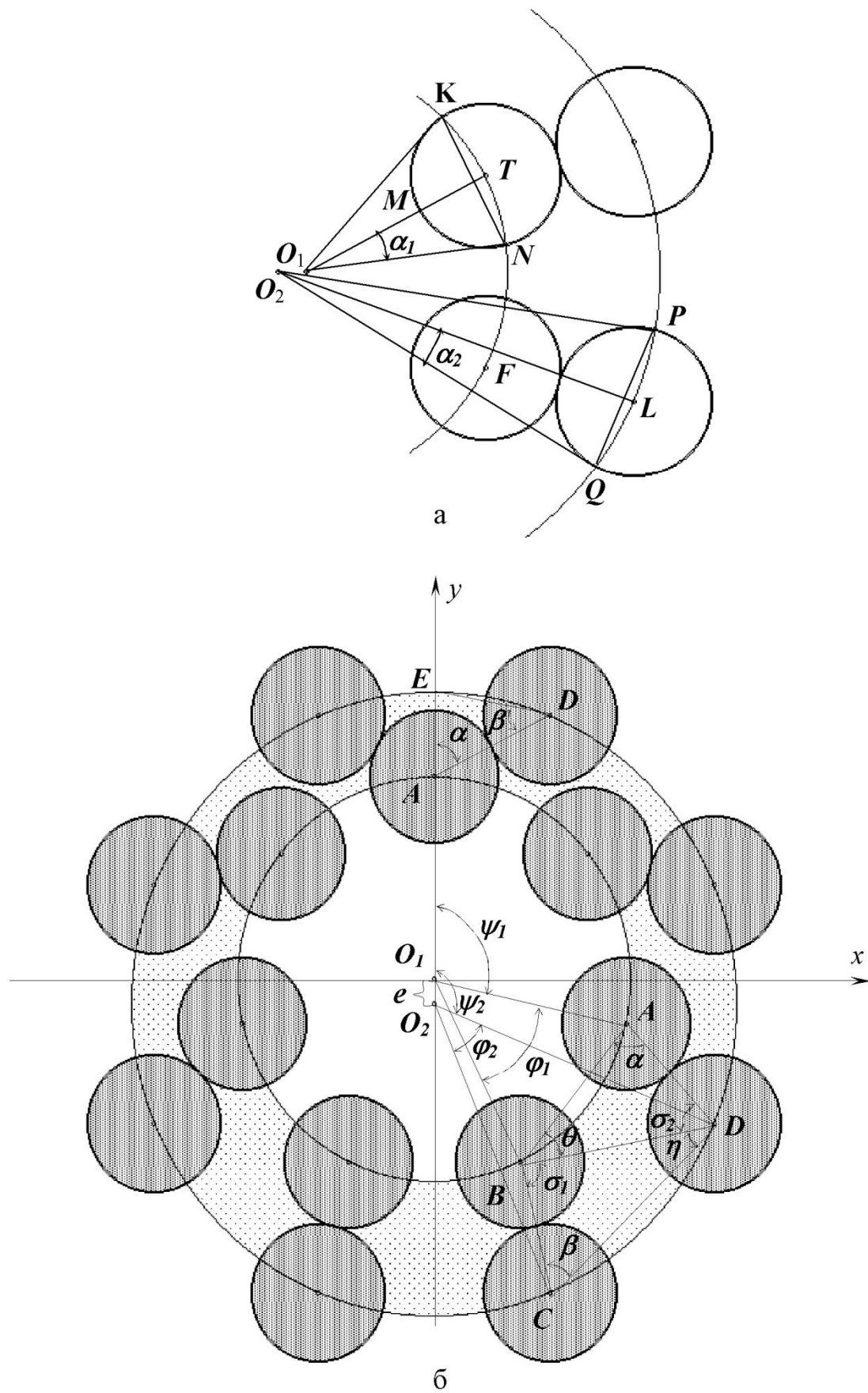


Рис. 1. Расчетная схема для определения площадей рабочих камер

Площади рабочих камер (рис. 1, а) определяются из выражения:

$$A = (\pi \times R_2^2 - \pi \times R_1^2) - A_1 - A_2, \quad (3)$$

где A_1 – площадь фигуры KTN ,

$$A_1 = z_1 \times (A_{11} - A_{12} - A_{13});$$

где A_{11} – площадь круга (T, r_1),

$$A_{11} = \pi \times r_1^2;$$

A_{12} – площадь сектора KTN ,

$$A_{12} = \frac{R_1^2}{2} (2 \times \alpha_1 - \sin 2\alpha_1);$$

A_{13} – площадь сегмента $KTNM$,

$$A_{13} = \frac{r_1^2}{2} (2 \times \gamma_1 - \sin 2\gamma_1);$$

$$\alpha_1 = \arctg \frac{r_1}{R_2};$$

$$\gamma_1 = \frac{\pi}{2} - \alpha_1;$$

A_2 – площадь фигуры $PFQL$,

$$A_2 = z_2 \times (A_{21} - A_{22} - A_{23}),$$

где A_{21} – площадь круга (L, r_2),

$$A_{21} = \pi \times r_2^2;$$

A_{22} – площадь сегмента $PLFQ$,

$$A_{22} = \frac{R_2^2}{2} (2 \times \alpha_2 - \sin 2\alpha_2);$$

A_{23} – площадь сектора PLQ ,

$$A_{23} = \frac{r_2^2}{2} (2 \times \gamma_2 - \sin 2\gamma_2);$$

$$\alpha_2 = \arctg \frac{r_2}{R_2};$$

$$\gamma_2 = \frac{\pi}{2} - \alpha_2.$$

Кроме того, изменение объема рабочих камер необходимо рассматривать в зависимости от углов поворотов φ , ψ (рис. 1, б). Поэтому расчеты по формулам, приведенным выше, были проверены и подтверждены математическими зависимостями, позволяющими нам более детально исследовать процесс изменения объема.

Рассчитать площадь проходного сечения вытеснителя в каждой рабочей камере (рис. 1, б) и пронаблюдать изменение этих площадей при вращении шестерни возможно, получив следующие зависимости.

Разбив четырехугольник $ABCD$ на два треугольника ABD и DBC , сумма которых, за исключением площади соответствующих дуг, определяем искомую площадь A :

$$A = A_{\overline{ABCD}} - A_{\triangle ABD} + A_{\triangle DBC} - A_{\text{сегм.}AO_1B} + A_{\text{сегм.}DO_2C} - A_A - A_B - A_C - A_D, \quad (4)$$

Постоянная площадь сегментов AO_1B и DO_2C определяется из выражений:

$$\begin{aligned} A_{\text{сегм.}\overline{AO_1B}} - A_{\text{сект.}O_1AB} - A_{\triangle O_1AB} &= \frac{R_1}{2}(\varphi_1 - \sin\varphi_1); \\ A_{\text{сегм.}\overline{DO_2C}} - A_{\text{сект.}O_2DC} - A_{\triangle O_2DC} &= \frac{R_2}{2}(\varphi_2 - \sin\varphi_2); \\ O_1A = O_1B = R_1, \quad O_2D = O_2C = R_2. \end{aligned}$$

Зная координаты центров дуг зубьев (x_D, y_D) , (x_B, y_B) , (x_A, y_A) , найдем площади треугольников ABD и DBC :

$$A_{\triangle ABD} = \sqrt{p_1 \times (p_1 - AD) \times (p_1 - DB) \times (p_1 - AB)},$$

$$\text{где } p_1 = \frac{(AD + DB + AB)}{2},$$

$$AD = \sqrt{(x_A - x_D)^2 + (y_A - y_D)^2},$$

$$DB = \sqrt{(x_D - x_B)^2 + (y_D - y_B)^2},$$

$$AB = 2 \times R_1 \times \sin \frac{\varphi_1}{2}.$$

$$A_{\triangle BCD} = \sqrt{p_2(p_2 - DC) \times (p_2 - BC) \times (p_2 - DB)},$$

$$\text{где } p_2 = \frac{(DC+BC+DB)}{2},$$

$$BC = \sqrt{(x_B - x_C)^2 + (y_B - y_C)^2},$$

$$DC = 2 \times R_2 \times \sin \frac{\varphi_2}{2}.$$

Площади секторов A, B, C, D определяются из выражения:

$$A = \frac{1}{2} r^2 \times \gamma,$$

где γ – угол, определяющий сектор,
 r – радиус соответствующей окружности.

$$A_{\text{сек.А}} = \frac{r_1^2}{2} \times \alpha,$$

$$\text{где } \alpha = \arcsin \frac{2A_{\Delta ABD}}{AD \times DC},$$

$$A_{\text{сек.В}} = \frac{r_1^2}{2} \times (\theta + \sigma_1),$$

$$\text{где } \theta = \arcsin \frac{2A_{\Delta ABD}}{AB \times DB}; \sigma_1 = \arcsin \frac{2A_{\Delta DBC}}{DB \times BC};$$

$$A_{\text{сек.С}} = \frac{r_2^2}{2} \times \beta,$$

$$\text{где } \beta = \arcsin \frac{2A_{\Delta DBC}}{DC \times BC};$$

$$A_{\text{сек.Д}} = \frac{r_2^2}{2} \times (\eta + \sigma_2),$$

$$\text{где } \eta = \pi - \beta - \sigma_1; \sigma_2 = \eta - \alpha - \theta.$$

Зная площадь i -ой камеры, определяем площадь каждой камеры, учитывая изменение текущего угла поворота центра шестерни O_i относительно оси ротора ψ_i по формуле: $\psi_i = \psi_0 + \frac{\pi}{n}$ ($n=1-20$), углу поворота шестерни δ_i по формуле $\delta_i = 2z_2$, получим значение суммарной площади камер.

Изменяя геометрические параметры: радиусы делительных окружностей шестерни R_1 и ротора R_2 , радиусы зубьев шестерни

r_1 и ротора r_2 , а так же количество зубьев шестерни z_1 и ротора z_2 , получим значения площадей рабочих камер, и соответственно, определим количество рабочей жидкости, проходящей через вытеснительный блок. Варьирование входных данных позволяет выбирать оптимальное сочетание геометрических параметров для получения наибольшего расхода.

Разработанная методика определения рабочего объема гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей позволяет определить геометрические параметры сопрягаемых вытеснителей, их взаимосвязь с рабочим объемом, а также исследовать процесс изменения площадей рабочих камер в зависимости от варьирования геометрических параметров охватывающего и охватываемого вытеснителей.

Выводы. Разработанный математический аппарат и методика определения рабочего объема гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей позволяют определить геометрические параметры сопрягаемых вытеснителей и исследовать процесс изменения площадей рабочих камер в зависимости от выбранных параметров, а также определить количество рабочей жидкости, подаваемое в каждую рабочую камеру.

Литература

1. *Бирюков Б.Н.* Роторно-поршневые гидравлические машины / *Б.Н. Бирюков.* – М.: Машиностроение, 1977. – 152с.: ил.
2. *Кулагин А.В.* Основы теории и конструирования объемных гидропередач / *А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, В.Н. Прокофьев, Л.А. Кондаков.* – М.: «Высшая школа», 1967. – 400с.
3. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / *Ф.Н. Ерасов.* – Киев.: УкрНИИТИ, 1969. – 55с.: ил.
4. *Ерасов Ф.Н.* К кинематическому анализу планетарно-роторных объемных машин / *Ф.Н. Ерасов, Ф.Н. Иванченко* // Вестник машиностроения. – 1975. – №9. – С.11-15.
5. *Кюрчев С.В.* Исследование процесса перемещения вытеснителей планетарных гидромашин / *С.В. Кюрчев* // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сборник научных трудов ХГТУСХ. – Харьков. – 2002. – Вып.5. – С. 235-240.
6. *Панченко А.И.* Обоснование высоконадежной конструкции силового соединения планетарного гидромотора / *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин, Д.С. Титов* // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – с.83-97.

**МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РОБОЧОГО ОБ'ЄМУ
ГІДРОМАШИН З ЦИКЛОЇДАЛЬНОЮ ФОРМОЮ
ВИТИСКУВАЧІВ**

Панченко А.І., Волошина А.А., Кюрчев С.В., Засядько А.І.

Анотація - робота присвячена розробці методики визначення робочого об'єму гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів, що дозволяє досліджувати процес змінювання площі робочих камер.

**THE METHOD OF VOLUMETRIC CAPACITY OF FLUID
MACHINES WITH DISPLACER'S CYCLOIDAL FORM
DEFINITION**

A. Panchenko, A. Voloshina, S. K'urchev, A. Zas'adko

Summary

The work is devoted to development of the method of fluid machines volumetric capacity with displacer's cycloidal form definition. This approach is given an opportunity to research of the working chambers area change process.

УДК 621.83. 033

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОСЦИЛЛЯЦИИ ЗАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ НА ВЕЛИЧИНУ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СИЛЫ

Лурье З.Я., д.т.н.,

Андренко П.Н., д.т.н.

Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”

Тел. (057) 707-61-28

Аннотация – работа посвящена исследованию влияния параметров осцилляции и характера переходного процесса запорно-регулирующего элемента гидрораспределителя на величину гидродинамической силы.

Ключевые слова – осцилляция, переходной процесс, запорно-регулирующий элемент, гидродинамическая сила.

Введение. При расчете и проектировании гидрораспределителей, у которых, как правило, запорно-регулирующие элементы (ЗРЭ) выполнены в виде прецизионной пары плунжер-гильза, с целью создания усилий необходимых для их перемещения, важно правильно определить силы, действующие на них, в том числе и гидродинамическую. Гидродинамические силы могут быть причиной неустойчивости гидропривода (ГП), снижения точности его регулирования и поэтому требуют правильного учета и определения [1].

Анализ методов расчета гидродинамической силы. Постановка задачи. Трудности, возникающие при расчете гидродинамической силы, объясняются сложностью течения рабочей жидкости (РЖ) в проточной камере гидроаппарата, которые, как правило, имеют сложную форму, а также невозможностью достаточно точно рассчитать закон распределения давления на торцах пояска плунжера. Поэтому, значительное количество работ посвящено экспериментальному определению гидродинамической силы. Так, в статье [2] приведены экспериментальные графические зависимости осевой гидродинамической силы от перемещения ЗРЭ гидрораспределителя, который работает при постоянном расходе. В статье [3] делается попытка определения осевой гидродинамической

силы на основе знания распределения давления на торцах пояска плунжера полученного экспериментальным путем. Но, в этих работах и ряде других не приведены аналитические зависимости, которые бы позволяли включать их в математические модели гидроаппаратов и использовать в практических расчетах. Не учтена форма дросселирующей щели ЗРЭ и его осцилляция.

Установлению влияния конструктивных параметров проточной камеры гидрораспределителя на осевую гидродинамическую силу посвященная статья [1]. В ней исследуется влияние диаметра шейки плунжера на гидродинамическую силу. Приведена эмпирическая зависимость для ее определения от диаметра шейки плунжера. Установлено, что уменьшение диаметра шейки плунжера приводит к увеличению гидродинамической силы и зависит от направления движения РЖ. Однако, приведенная эмпирическая зависимость, не учитывает осцилляцию ЗРЭ, форму дросселирующей щели, и не может быть использованная в математических моделях гидроаппаратов с осцилляцией. Исследование влияния формы дросселирующих кромок ЗРЭ на характеристики гидроаппаратов нашло освещение в ряде работ, например [4].

С использованием струйной теории в статье [5] полученная зависимость для определения осевой гидродинамической силы для гидрораспределителя с острой дросселирующей кромкой

$$F_{z0}(t) = 2 \mu_{га} \delta \Delta p_{щ}(t) \sqrt{(x_{зр\epsilon} / \delta)^2 + 1} \left(\cos \theta_n - \mu_{га} \theta_n \sqrt{(x_{зр\epsilon} / \delta)^2 + 1} \right) l_{ок}, \quad (1)$$

где $\mu_{га}$ – коэффициент расхода; δ – радиальный зазор; t – время; $\Delta p_{щ}(t)$ – перепад давления на дросселирующей щели; $x_{зр\epsilon}$ – перемещение ЗРЭ; θ_n – угол наклона вектора скорости потока РЖ к оси ЗРЭ; $l_{ок}$ – длина рабочего окна гидрораспределителя.

Приведенные там же результаты экспериментальных исследований осевой гидродинамической силы, и рассчитанной согласно зависимости (1), показали их расхождение до 20 %. Теоретически установлено, что угол θ_n изменяется в зависимости от перемещения плунжера и от радиального зазора. Однако для расчетов этот угол принимают постоянным и равным 69° .

В большинстве случаев, расчетные зависимости осевой гидродинамической силы, которая действует на ЗРЭ гидрораспределителя, получены из рассмотрения изменения количества движения жидкости протекающей через контрольный объем. В работе [6] приведены уравнения осевой гидродинамической силы, действующей на плунжер четырехщелевого гидрораспределителя при управлении ненагруженным гидравлическим цилиндром и в отличие от формулы (1), учитывают характеристики РЖ

$$F_{\text{гд}}(t) = 2 c_{\text{гд}} x_{\text{зр\text{э}}}(t) + k_{\text{ин}} \frac{dx_{\text{зр\text{э}}}}{dt}, \quad (2)$$

где $c_{\text{гд}} = \mu_{\text{га}} b_{\text{ок}} (p_{\text{п}} - p_{\text{сл}}) \cos \theta_{\text{н}}$; $k_{\text{ин}} = \rho (l_3 - l_2) \mu_{\text{га}} b_{\text{ок}} \sqrt{(p_{\text{п}} - p_{\text{сл}}) / \rho}$; $b_{\text{ок}}$ – суммарная ширина окон гидрораспределителя; $p_{\text{п}}$ и $p_{\text{сл}}$ – соответственно давление питания и слива; ρ – плотность РЖ; l_3, l_2 – соответственно, расстояния между осью канала питания и выточкою в гильзе гидрораспределителя, осью канала слива и выточкою в гильзе гидрораспределителя.

Анализ уравнения (2), проведенный в работе [6], показывает, что первый член уравнения (2) действует аналогично пружине, которая стремится возвратить плунжер гидрораспределителя в нейтральное положение, а второй член учитывает инерционное действие неустановившегося потока РЖ на плунжер и представляет собой силу жидкостного трения. Причем, при $l_3 - l_2 < 0$ “сила трения”, которая определяется вторым членом уравнения (2), будет иметь знак противоположный знаку силы “гидродинамической пружины”, вследствие чего без учета других демпфирующих факторов колебания плунжера будут расходящимся. В этом заключается эффект “отрицательного” демпфирования плунжера, вызванный неустановившимся движением РЖ в каналах гидрораспределителя. Для устранения этого явления необходимо, чтобы $l_3 \geq l_2$. Однако, зависимость (2) не учитывает параметров осцилляции ЗРЭ, величину угла $\theta_{\text{н}}$ в зависимости от формы дросселирующей щели, переменность коэффициента расхода и параметров РЖ. Таким образом, зависимость (2) для расчета гидродинамической силы на ЗРЭ гидрораспределителя с осцилляцией требует уточнения.

Для повышения точности определения характеристик гидроаппаратов в работе [7] предлагается для расчета коэффициента расхода использовать зависимость, которая, кроме геометрических размеров дросселирующих щелей, учитывает режим течения жидкости

$$\mu_{\text{н га}}(x_{\text{зр\text{э}}}(t)) = \mu_{\text{с га}} \sqrt{\text{Re}(t)} / \sqrt{\text{Re}_{\text{к}} + \text{Re}(t)}, \quad (3)$$

где $\mu_{\text{н га}}(x_{\text{зр\text{э}}}(t))$ и $\mu_{\text{с га}}$ – соответственно коэффициенты расхода нестационарный и в статическом режиме; $\text{Re}(t)$ – число Рейнольдса; $\text{Re}_{\text{к}}$ – коэффициент коррекции.

При расчете гидродинамической силы, величину угла отклонения потока РЖ, которая протекает через дросселирующую щель – $\theta_{\text{н}}$, по результатам проведенных теоретических и экспериментальных исследований, принимают постоянной и равной 69° [3, 5 - 7]. Отметим, что брать угол $\theta_{\text{н}}$ в

расчетах постоянным можно, однако, в действительности он изменяется в определенных границах. В работе [5] приведены данные, относительно изменения этого угла, но только для очень малых перемещений плунжера гидрораспределителя с острой дросселирующей кромкой, соизмеримых с радиальным зазором. Изменение угла θ_n от $x_{зрз}/\delta$, которая, в пределах изменения $x_{зрз}/\delta$ от 0 до 30, аппроксимировано зависимостью [5]

$$\theta_n = 25,191 + 7,297(x_{зрз}/\delta) - 0,401(x_{зрз}/\delta)^2 + 6,84 \times 10^{-3}(x_{зрз}/\delta)^3. \quad (4)$$

При дальнейшем увеличении $x_{зрз}/\delta$, в расчетах принимают $\theta_n \approx 69^\circ$. Для других типов дросселирующих щелей таких зависимостей нет. Отметим, что измерение осевой гидродинамической силы при осцилляции ЗРЭ затруднено, а теоретические работы в этом направлении отсутствуют [8]. Существующие математические зависимости для расчета осевой гидродинамической силы не учитывают параметров осцилляции ЗРЭ, значение угла θ_n , зависящего от формы дросселирующей щели, изменяющиеся во времени параметры РЖ, характер переходного процесса ЗРЭ, что может привести к значительным погрешностям. Таким образом, разработка метода расчета гидродинамической силы на осциллирующем ЗРЭ с учетом факторов, отмеченных выше, является актуальной научной задачей.

Цель статьи. Разработка метода расчета и исследование влияния параметров осцилляции и характера переходного процесса запорно-регулирующего элемента гидрораспределителя на величину гидродинамической силы.

Учет параметров рабочей жидкости. Точность моделирования рабочих процессов в ГП зависит от правильного определения параметров РЖ. Как правило, РЖ содержит растворенный и нерастворенный воздух, причем последний существенным образом влияет на ее свойства. Среднее значение газосодержания РЖ в ГП составляет: 0,1-5,0 % [9]. В процессе функционирования ГП в нем происходит подсосывание воздуха и изменение давления, которое приводит к увеличению газосодержания и изменения соотношения между растворенной и нерастворенной фазами. Для расчета модуля объемной упругости РЖ с учетом газосодержания и уровня давления в ГП нами используется приближенная зависимость [7]:

$$E_{см}(t) = E_p \frac{p(t)^2 [V_p^* + V_r^*(p_0/p(t))]}{V_p^* p(t)^2 + V_r^* E_p p_0}, \quad (5)$$

где E_p – модуль объемной упругости РЖ; V_p^* – отношение объема РЖ V_p к суммарному объему $V_\Sigma = V_p + V_r$; V_r^* – объем

нерастворенного воздуха, отнесенный к суммарному объему $V_r^* = V_r / V_\Sigma$; $p(t)$ и p_0 – соответственно текущее и начальное давление в ГП.

Для расчета плотности РЖ с учетом газосодержания и изменения давления в ГП используется зависимость

$$\rho(t) = \rho_{pp0} (1-z) \left\{ 1 + \left[(p(t)-p_0) / E_{cm} \right] \right\} + \rho_{z0} z [p(t) / p_0], \quad (6)$$

где ρ_{pp0} и ρ_{r0} – соответственно плотность РЖ и газа при давлении p_0 ; z – доля объема жидкостно-газовой смеси (среды), занятой газом, $z = V_r / (V_p + V_r)$.

Метод расчета гидродинамической силы. Он базируется на учете параметров РЖ и угла θ_n , параметров осцилляции ЗРЭ и характера его переходного процесса (рис. 1).

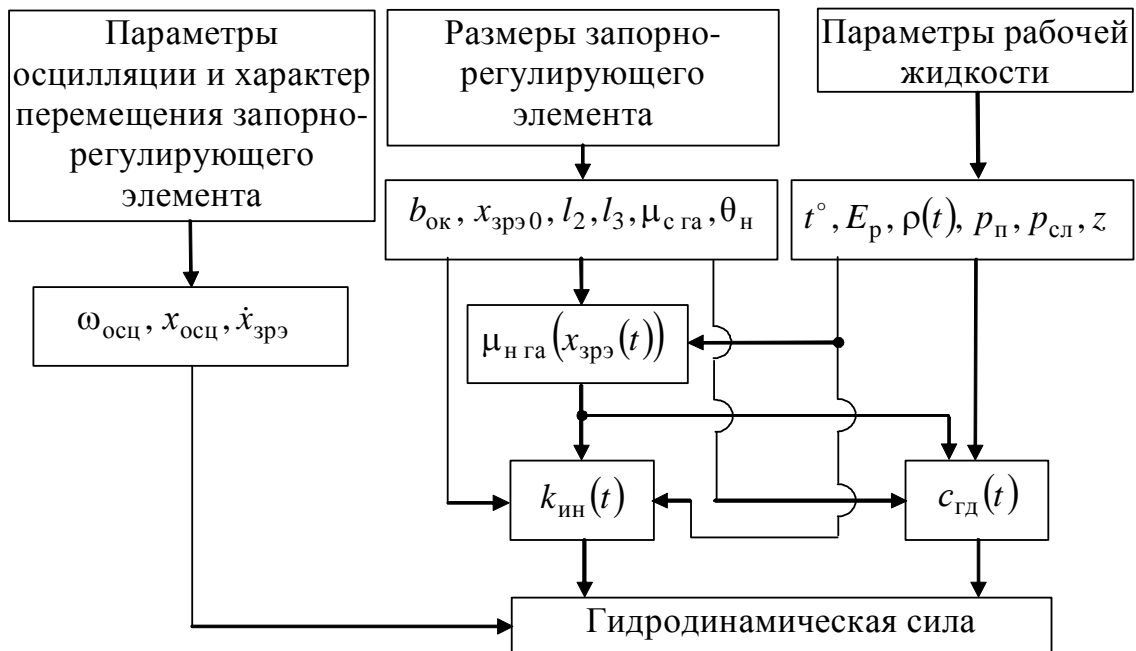


Рис. 1. Схема алгоритма расчета гидродинамической силы

Угол наклона вектора скорости потока РЖ к оси ЗРЭ гидрораспределителя определялся по распределению линий тока в его проточной полости, которые моделировались в пакете прикладных программ FEMLab, в соответствии с методикой разработанной в статье [10]. Использовалась зависимость (2), в которой

$$c_{гд}(t) = \mu_{н га}(x_{зрэ}(t)) b_{ок} (\Delta p_{щ}(t)) \cos \theta_n; \quad (7)$$

$$k_{ин}(t) = \rho(t) (\Delta l) \mu_{н га}(x_{зрэ}(t)) b_{ок} \sqrt{\Delta p_{щ}(t) / \rho(t)},$$

где $\Delta p_{щ}(t)$ – перепад давления на дросселирующей щели гидрораспределителя.

Рассматривался четырехщелевой гидрораспределитель, для случая, когда он управляет не нагруженным гидравлическим цилиндром и перепад давления на его дросселирующих кромках составляет $(p_{\text{п}} - p_{\text{сл}})/2$, а ЗРЭ гидрораспределителя осуществляет осциллирующее гармоническое движение возле среднего положения, которое характеризуется открытием $x_{\text{зрэ}0}$. Мгновенное перемещение ЗРЭ

$$x_{\text{зрэ}}(t) = x_{\text{зрэ}0} + x_{\text{осц}} \cos \varphi, \quad (8)$$

где $\varphi = \omega_{\text{осц}} t$; $x_{\text{осц}}$ и $\omega_{\text{осц}}$ – соответственно амплитуда и частота осцилляции ЗРЭ.

Подставляя (7) (8) в уравнение (2) и раскрывая скобки получаем

$$F_{\text{гд}0}(t) = 2 c_{\text{гд}0} x_{\text{зрэ}0} + 2 c_{\text{гд}0} x_{\text{осц}} \cos(\omega_{\text{осц}} t) - k_{\text{ин}0} x_{\text{осц}} \omega_{\text{осц}} \sin(\omega_{\text{осц}} t). \quad (9)$$

Зависимость (9) позволила уточнить физическую модель гидродинамической силы на осциллирующем ЗРЭ гидрораспределителя. Она обусловлена действием на ЗРЭ трех составляющих: силой, действие которой аналогична действию пружины, обусловленной смещением ЗРЭ, от своего нейтрального положения, которая приводит к снижению давления РЖ в окрестностях входа в щель при ее движении в проточной части гидрораспределителя, и которая стремится вернуть ЗРЭ в нейтральное положение; переменной во времени силы, действие которой аналогично действию пружины, обусловленной осцилляцией ЗРЭ, которая приводит к пульсации давления РЖ в окрестностях входа в щель, и которая старается препятствовать его осцилляции; переменной во времени силы, действие которой эквивалентно силе жидкостного трения, которая учитывает инерционное действие неустановившегося потока РЖ, обусловленного осцилляцией ЗРЭ, что приводит к пульсации давления РЖ на выходе гидрораспределителя. Заметим, что третья составляющая осевой гидродинамической силы, которая учитывает инерционное действие неустановившегося потока РЖ, обусловленного осцилляцией ЗРЭ, в зависимости от геометрических параметров гидрораспределителя и перепада давления на его дросселирующей щели может изменять свой знак на противоположный. Это может привести к тому, что колебание ЗРЭ будет неустойчивым.

Расчетные исследования. При функционировании гидрораспределителя в ГП переходные процессы в нем возникают за счет изменения сигнала управления. После окончания переходных процессов скорость его ЗРЭ, без учета осцилляции, $\dot{x}_{\text{зрэ}} = 0$, а $x_{\text{зрэ}}$ принимает значение $x_{\text{зрэ}0}$, при котором силы, которые действуют на него уравновешены и на его выходе устанавливается перепад

давления $\Delta p_{\text{ш}0}$. Величина $\Delta p_{\text{ш}0}$ в установившемся режиме соответствует нагрузке на гидродвигателе, который трансформируется расходом $q_{\text{наг}}(t)$. Для получения единственного решения приняты следующие начальные условия: $x_{\text{зрэ}}(0) = 0$, $\dot{x}_{\text{зрэ}}(0) = 0$, $x_{\text{осц}}(0) = x_{\text{осц}}$ и $\omega_{\text{осц}}(0) = \omega_{\text{осц}}$. Перепад давления $\Delta p_{\text{ш}0} = 7,0$ МПа, а пульсации давления $\Delta p_{\text{ш}}(t)$ формируются согласно полусинусоидальному закону с частотой $f = 200$ Гц и амплитудой $0,3$ МПа. Задавали траекторию изменения $x_{\text{зрэ}}(t)$, при принятых начальных условиях, получаем графики изменения гидродинамической силы. В качестве желаемой траектории $x_{\text{зрэ}}(t)$ (на основании опыта в машиностроении) принята экспонента с постоянной времени T .

С помощью пакета прикладных программ Mathcad проведено имитационное моделирование гидродинамической силы на ЗРЭ гидрораспределителя при следующих данных: размеры гидрораспределителя – $b_{\text{ок}} = 1,1$ мм; $\Delta l = 13,2$ мм; $x_{\text{зрэ max}} = 1,0$ мм; $\theta_{\text{н}} = 69^{\circ}$; $\mu_{\text{с га}} = 0,7$; параметры рабочей жидкости – $\rho_{\text{р}} = 900$ кг/м³; $E_{\text{р}} = 1,35 \cdot 10^3$ МПа; $\nu_{\text{т}} = 28$ мм²/с; газосодержание 3,0%; максимальное значение расхода через гидрораспределитель – $q_{\text{max}} = 301,6$ см³/с.

Для оценки близости гидродинамической силы при переходных процессах и в установившемся режиме на ЗРЭ гидрораспределителя с осцилляцией и без нее использовалась относительная интегральная оценка

$$J_{F_{\text{Гд}}} = \frac{\int_0^{t_p} |F_{\text{Гдо}}(t) - F_{\text{Гд}}(t)| dt}{\int_0^{t_p} F_{\text{Гдо}}(t) dt} 100\%, \quad (10)$$

где $F_{\text{Гд}}(t)$ и $F_{\text{Гдо}}(t)$ – соответственно гидродинамические силы на ЗРЭ гидрораспределителя с осцилляцией и без нее; t_p – время переходного процесса.

Оценка (10) характеризует отношение значений разных площадей под кривыми $F_{\text{Гдо}}(t)$ и $F_{\text{Гд}}(t)$ к площади под кривой $F_{\text{Гдо}}(t)$ за время переходного процесса t_p . Анализ литературных источников позволил установить, что t_p для гидрораспределителей с осцилляцией находится в пределах от 0,01 с до 1,5 с. При задании траектории изменения $x_{\text{зрэ}}(t)$ и параметров осцилляции ЗРЭ получены графики изменения во времени гидродинамической силы, некоторые из которых показаны на рис. 2. Рассчитанные относительные

интегральные оценки показаны в табл. 1, где через черту приведены значения при переходном процессе и в установившемся режиме.

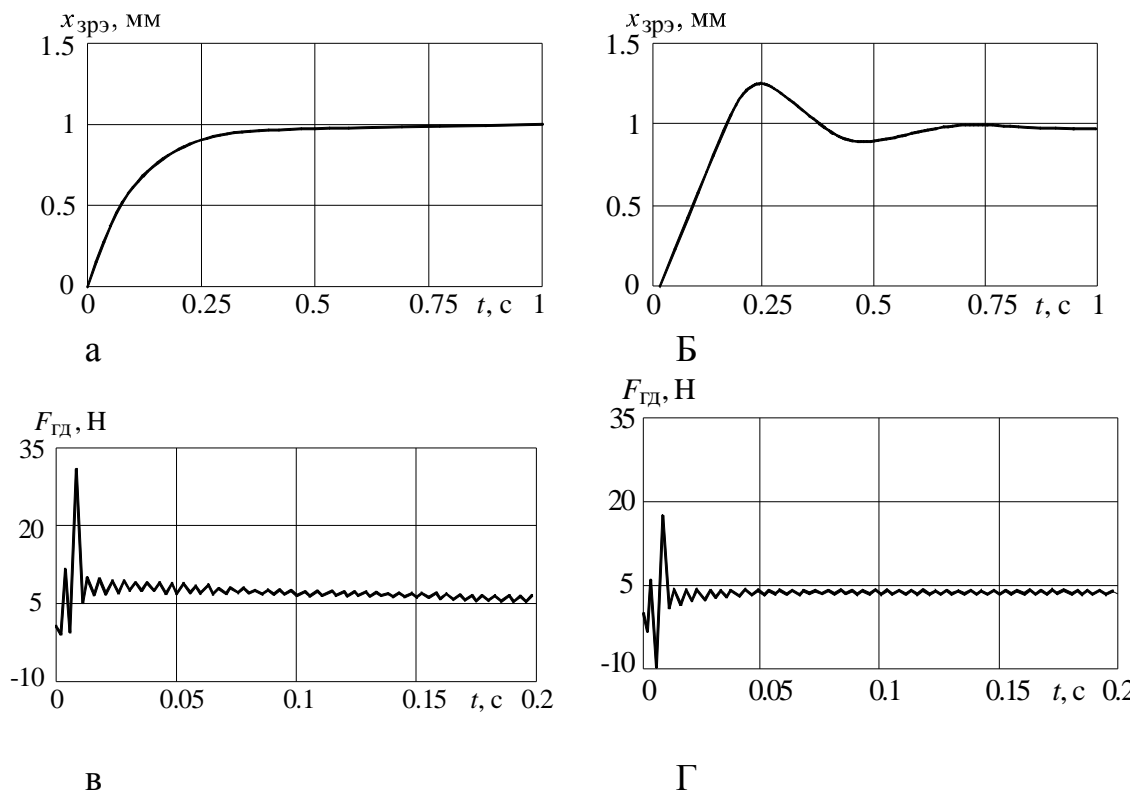


Рис. 2. Графики изменения во времени при $x_{осц} = 0,05$ мм; $\omega_{осц} = 200$ 1/с: а, б – $x_{зр\acute{e}}(t)$; в, г – гидродинамической силы; а, в – по экспоненте; б, г – колебательное

Таблица 1

Результаты расчета относительной интегральной оценки гидродинамической силы

Параметры осцилляции		Перемещение ЗРЭ			
$x_{осц}$, мм	$\omega_{осц}$, 1/с	По экспоненте			Колебательное
		$t_p = 0,4$ с	$t_p = 0,65$ с	$t_p = 1,0$ с	$t_p = 1,0$ с
0,01	200	2,511/ 0,321	2,528/ 0,353	2,916/ 0,385	2,611/ 0,363
0,03	200	7,714/ 1,038	7,56/ 1,05	8,774/ 1,119	7,876/ 1,073
0,05	200	12,651/1,754	12,752/ 1,75	14,62/ 1,855	13,041/ 1,788
0,05	300	12,393/1,832	13,165/1,834	15,031/ 1,92	13,492/ 1,872
0,05	400	12,929/1,835	13,313/1,842	15,151/1,935	13,63/ 1,879

Проведенные расчетные исследования позволили установить следующее:

- наличие в РЖ до 5 % нерастворенного воздуха практически не влияет на величину гидродинамической силы, погрешность расчетов не превышает 1% и ее плотность можно принимать постоянной и равной среднему значению;

- наибольшее отличие в значениях гидродинамической силы, рассчитанной с учетом осцилляции и без нее, наблюдается при переходном процессе ЗРЭ, в независимости от его характера. При этом ее значения существенным образом зависят от амплитуды осцилляции, увеличиваясь с увеличением последней;

- погрешность от пренебрежения параметрами осцилляции ЗРЭ при расчете гидродинамической силы в установившемся режиме не превысит 2 %;

- время регулирования гидродинамической силы при переходном процессе на порядок меньше времени регулирования перемещения ЗРЭ.

Полученные численные значения гидродинамической силы в установившемся режиме совпадают с данными, приведенными в работе [8], что подтверждает достоверность полученных результатов.

Выводы. Разработан метод расчета гидродинамической силы на осциллирующем ЗРЭ гидрораспределителя, который в отличие от известных учитывает изменяющиеся параметры РЖ, нестационарные гидродинамические процессы, параметры осцилляции, что повышает точность расчета. Уточнена физическая модель гидродинамической силы. Впервые установлено влияние характера переходного процесса и параметров осцилляции ЗРЭ гидрораспределителя на величину гидродинамической силы.

Литература

1. *Максунова Е.В.* Влияние геометрических размеров проточной части золотника на величину осевой гидродинамической силы / *Е.В. Максунова, Н.С. Смольникова* // Прочностные и гидравлические характеристики машин и конструкций. – 1975. – №167. – С. 96 – 99.
2. *Хаймович Е.М.* Экспериментальное определение осевой гидродинамической силы на золотниках работающих в режиме постоянного расхода / *Е.М. Хаймович, В.В. Чкалов* // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1970. – Вып. 6. – С. 5 – 9.
3. *Lugowski J.* Pohogzenie sily hydrodynamicznej w hydraulicznym zaworze suwakowym / *J. Lugowski* // Napędy i sterowanie hydrauliczne'93: konferencja naukowo-techniczna. 1993 p. – Wrocław, 1993. – S. 49 – 53.
4. *Блекборн Дж.Ф.* Гидравлические и пневматические силовые системы управления / *Дж.Ф. Блекборн, Г. Ритхоф, Дж.Л. Шерер.* Под ред. *Дж.Ф. Блекборна*; пер. с англ. // М.: Иностран. лит., 1962. – 614 с.
5. *Захаров Ю.Е.* Определение коэффициента расхода и гидродинамической силы на золотниках гидравлических

сервомеханизмов / Ю.Е. Захаров, В.Н. Баранов, И.Я. Шамло // Станки и инструменты. – 1962. – № 3. – С. 16 – 21.

6. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: [учебник для вузов] / Д.Н. Попов // М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.

7. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков // М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

8. Объемные гидравлические приводы / Т.М. Башута, И.З. Зайченко, В.В. Ермаков и др.; Под ред. Т.М. Башуты. // М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.

9. Снижение содержания воздуха и воды в рабочих жидкостях гидравлических систем: Обзор / В.А. Рокшевский, В.В. Татьков, Г.Ф. Ливада и др. // М.: НИИмаш, 1981. – 58 с.

10. Андренко П.М. Визначення кута нахилу вектора швидкості потоку, для розрахунку гідродинамічної сили на запорно-регулюючого елементу гідропарата / П.М. Андренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2005. – № 4/2(16). – С. 60 – 63.

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ОСЦИЛЯЦІЇ ЗАПОРНО-РЕГУЛЮЮЧОГО ЕЛЕМЕНТУ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА НА ВЕЛИЧИНУ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ СИЛИ

Лур'є З.Я., Андренко П.М.

Анотація – робота присвячена дослідженню впливу параметрів осциляції та характеру перехідного процесу запорно-регулюючого елементу гідророзподільника на величину гідродинамічної сили.

INFLUENCE OF PARAMETERS OF OSCILLATION OF PLUG-FORMING-REGULATIVE ELEMENT OF HYDRODISTRIBUTOR ON SIZE OF HYDRODYNAMIC FORCE

Z. Lurie, P. Andrenko

Summary

Work is devoted research of influence of parameters of oscillation and character of transient of plug-forming-regulative element of hydrodistributor on the size of hydrodynamic force.

УДК 631.31

ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ ВІДНОВЛЮЄМИХ НЕРЕЗЕРВОВАНИХ ПІДСИСТЕМ СЕКЦІЇ ДЛЯ ПРЯМОГО ПОСІВУ

Бойко А.І., д. т. н.,
Очеретько І.В., здобувач*
Тел. (0619) 42-04-42

Анотація - проведено основні дослідження по визначенню показників надійності відновлюємих нерезервованих підсистем секції для прямого посіву. В дослідженні прийнята комбінована двопозиційна форма позначення складових і їх станів.

Ключові слова – нерезервовані підсистеми секції, прямий посів, технічна механічна система.

Вступ. Посівна секція сівалки прямого посіву представляє собою багатофункціональний пристрій, що реалізує повний комплекс операцій по попередній підготовці поля, проведенню посіву і заробки насіння у ґрунт. Всі ці операції виконуються відповідними робочими органами, які в процесі експлуатації по різним причинам втрачають роботоздатність і відновлюються після проведення технічного огляду і ремонту.

Основна частина. Згідно блок-схеми надійності посівної секції як технічної механічної системи, в своїй основній побудові вона представляє послідовне з'єднання підсистем і елементів [1, 2]. Тому без аналізу і раціонального розподілу показників надійності по складовим системи, а також вживання додаткових конструктивних засобів по забезпеченню надійності відмова любого із елементів посівної секції приводить до відмови всього пристрою.

Посівна секція може бути в неробочому стані, в стані відновлення по різним причинам, пов'язаним з відмовами різних елементів і підсистем [2]. Найкраще уявлення про перехід системи в різні можливі стани дає граф переходів. Загальний граф переходів посівної секції в можливі стани представлено на рис. 1.

В дослідженні прийнята комбінована двопозиційна форма позначення складових і їх станів ij . Перша цифра ($i=1, 2, 3, 4, 5, 6, 7$) включає порядковий номер елементу(підсистеми), друга ($j=0,1,2$) їх стан: j_0 – роботоздатний, коли всі елементи (підсистеми) розглядуємої

групи знаходяться в роботоздатному стані; $j=1$ – відмова базового (основного) елемента (підсистеми); $j =2$ – відмова всіх елементів групи (включаючи резервні), що веде до відмови всієї системи).

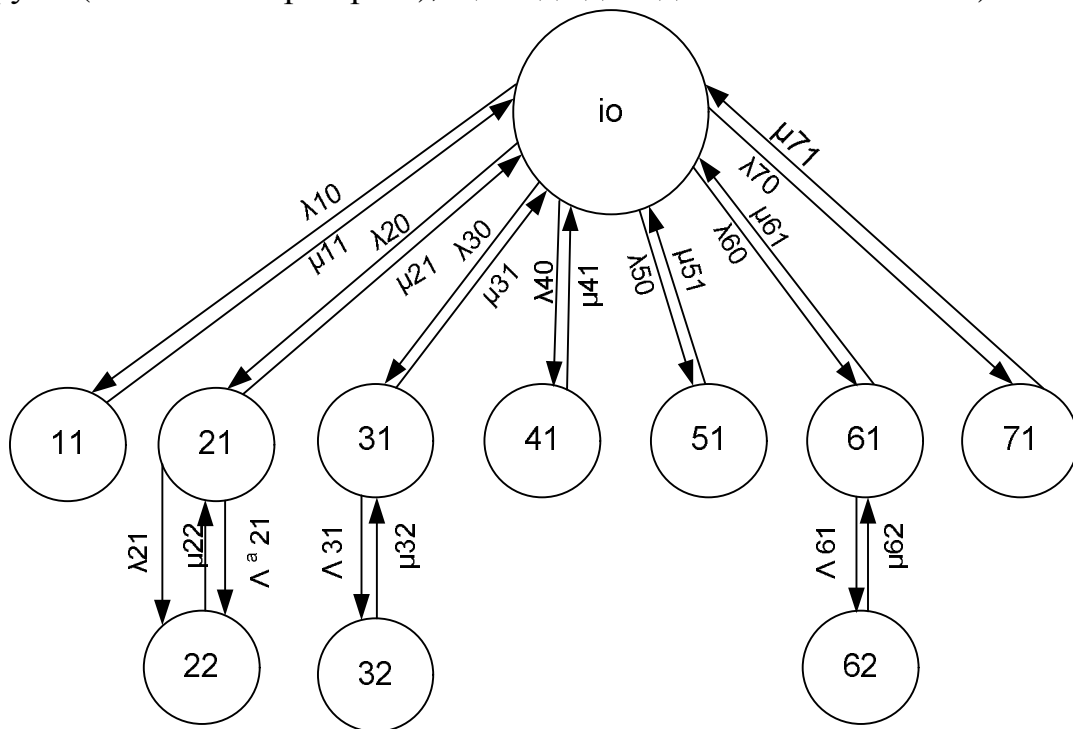


Рис 1. Графік переходів посівної секції із стану в стан при втраті роботоздатності і відновленнях:

11 – зубчастого колеса; 21, 22 – ріжучого елемента (ножа); 31, 32 – сошника; 41 – загортачів; 51 – прикотуючих котків; 61,62 – висівного апарату; 71 – насіннепровода

Граф переходів є графічною інтерпретацією можливих станів посівної секції при різних видах відмов її складових.

Для розрахунку показників надійності посівної секції, як технічної механічної системи, доцільно розглянути кожен із складових системи і її вклад в загальний рівень надійності. Такий підхід передбачає застосування поелементного методу.

Як видно з загального графіку, найпростіші переходи із стану в стан мають елементи (підсистеми) $i=1, 4, 5$ і 7 , що характеризуються марківськими потоками втрати роботоздатності і послідовних відновлень. Вони мають свої інтенсивності протікання λ_{ij} , μ_{ij} , а також ймовірності знаходження в тому чи іншому стані $P_{ij}(t)$. Їх переходи можуть бути представлені спрощеним графом (рис.2), що представляє фрагмент від загального графу станів всієї системи.

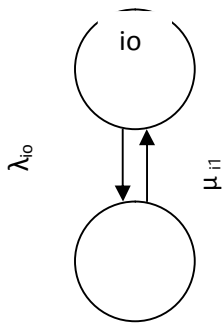


Рис 2. Граф переходів із робочого в неробочий стан ($0 \rightarrow 1$) і із неробочого в робочий ($1 \rightarrow 0$) елементів ($i=1,4,5,7$) при відновленнях

Для даних елементів (підсистем) враховуючи характерні їм інтенсивності переходів, диференціальні рівняння динамічного балансу імовірності (рівняння Колмогорова) можна записати слідуючим чином.

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} P_{io}(t) = -\lambda_{io} P_{io}(t) + \mu_{i1} P_{i1}(t); \\ \frac{d}{dt} P_{i1}(t) = -\mu_{i1} P_{i1}(t) + \lambda_{io} P_{io}(t). \end{cases} \quad (1)$$

Виходячи з того, що ймовірності відмови і відновлення для елементів системи складають повну групу подій додатковою до системи рівнянь (1) є нормуюча умова:

$$P_{io}(t) + P_{i1}(t) = 1 \quad (2)$$

Інформаційними показниками, що найбільш повно характеризують надійність підсистем (елементів), які можуть знаходитись у двох дискретних станах (робочому і відновленні) слід вважати:

- ймовірність безвідмовної роботи;
- середній час роботи між відмовами;
- середній час відновлення;
- коефіцієнт готовності.

Значення коефіцієнта готовності в стаціонарних умовах роботи підсистем і елементів знаходиться безпосередньо з системи динамічного балансу ймовірностей, враховуючи, що для сталого режиму.

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} P_{io}(t) = 0; \\ \frac{d}{dt} P_{i1}(t) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Тоді з системи (1) маємо:

$$\begin{cases} \lambda_{io} \cdot P_{io}(t) = \mu_{i1} \cdot P_{i1}(t); \\ \mu_{i1} \cdot P_{i1}(t) = \lambda_{io} \cdot P_{io}(t). \end{cases} \quad (4)$$

Коефіцієнт готовності відображає ймовірність знаходження елемента в робочому стані. В даному випадку він дорівнює:

$$K_{zi} = P_{io}(t). \quad (5)$$

З першого рівняння системи маємо:

$$P_{i1}(t) = \frac{\lambda_{io} P_{io}(t)}{\mu_{i1}}. \quad (6)$$

Використовуючи нормовочну умову (2) на підставі (6) запишемо:

$$P_{io}(t) + \frac{\lambda_{io} P_{io}(t)}{\mu_{i1}} = 1. \quad (7)$$

Рішенням отриманого рівняння (7) відносно $P_{io}(t)$ є:

$$P_{io}(t) \left(1 + \frac{\lambda_{io}}{\mu_{i1}}\right) = 1. \quad (8)$$

Звідкіля

$$P_{io}(t) = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_{io}}{\mu_{i1}}}, \quad (9)$$

або

$$P_{io}(t) = \frac{\mu_{i1}}{\lambda_{io} + \mu_{i1}} = \frac{T_{io}}{T_{io} + \tau_{io}}, \quad (10)$$

де, $T_{io} = 1/\lambda_{io}$ – середній час роботи i -го елемента підсистеми між відмовами;

$$\tau_{io} = \frac{1}{\mu_{io}} - \text{середній час відновлення } i\text{-го елемента або}$$

підсистеми.

Звідкіля:

$$K_{zi} = P_{oi}(t) = \frac{T_{io}}{T_{io} + T_{io}} \quad (11)$$

Таким чином для розглянутих підсистем (елементів) ($i=1,4,5,7$) з характерними дискретними станами роботи і відновлення в стаціонарному режимі експлуатації при визначенні коефіцієнта готовності підтвердились відомі співвідношення періодів роботи і простою.

Ймовірність безвідмовної роботи підсистем і елементів, що пошкоджуються миттєво в аварійному режимі ($i=1,4,5,7$) знаходяться прямим інтегруванням першого рівняння системи (1) без урахування потоку відновлень ($\mu_{i1}=0$). Тоді:

$$\frac{d}{dt} P_{io}(t) = -\lambda_{io} P_{io}(t). \quad (12)$$

Для рішення диференційного рівняння введемо перетворення Лапласа, враховуючи початкову умову, що при $t=0$, $P_{io}(t)=1$.

Правомірним допустити, що підсистеми (елементи) посівної секції починають експлуатуватись з роботоздатного стану.

Тоді рівняння можна записати у вигляді:

$$-1 + S\varphi_{i_0}(S) = -\lambda_{i_0}\varphi_{i_0}(S). \quad (13)$$

Рішення рівняння відносно $\varphi_{i_0}(S)$ приводить до виразу:

$$\varphi(S) = \frac{1}{\lambda + S}. \quad (14)$$

Звідкіля зворотнім перетворенням Лапласа переходячи до оригіналу маємо:

$$P_{i_0}(t) = \exp(-\lambda t). \quad (15)$$

Отримано експоненціальний закон надійності, характерний для механічних систем, який підкреслює, що для раптових аварійних пошкоджень складових посівної секції ($i=1, 4, 5, 7$) при формуванні марківського потоку відмов, інтервали часу роботи відповідають експоненціальному розподілу.

Середній час роботи до відмов для розглядаємих підсистем (елементів) з рівняння (16) дорівнює:

$$T = \int_0^{\infty} \exp(-\lambda t) dt = 1/\lambda \quad (16)$$

По аналогії середній час відновлення цих же підсистем (елементів) може бути знайдений шляхом вирішення другого рівняння системи (1) без урахувань періодів роботоздатного стану. Тоді можна записати:

$$\frac{d}{dt} P_{i1}(t) = \mu_{i1} P_{i0}(t). \quad (17)$$

В перетвореннях Лапласа маємо:

$$-1 + S j_{i1}(S) = -\mu_{i1} j_{i0}(S). \quad (18)$$

Звідкіля:
$$\varphi_{i1}(S) = \frac{1}{S + \mu_{i1}}. \quad (19)$$

Або переходячи до оригіналу отримаємо експоненціальний закон розподілу часу відновлень:

$$P_{i1}(t) = \exp(-\mu_{i1} t). \quad (20)$$

Інтегрування отриманого рівняння визначає середній час відновлень:

$$\tau_{i1} = \int_0^{\infty} \exp(-\mu_{i1} t) dt = \frac{1}{\mu_{i1}}. \quad (21)$$

Висновки.

1. Таким чином показники надійності відновлюємих підсистем(елементів) посівної секції з дискретними робочим і

неробочим станами, що характерно для раптових аварійних пошкоджень, описується відповідними рівняннями (11, 15, 16 і 21).

2. Надійність кожної з підсистем(елементів) вносить свій вклад в загальний рівень надійності всієї системи, а їх показники необхідно враховувати при забезпеченні рівня надійності конструкції посівної секції.

Література

1. *Бойко А.І.* Системний аналіз функціонування сошника прямого посіву. / *А.І. Бойко, І.О. Лісовий* // Зб. наук. праць ХНТУСГ. – Харків. –2008. – Вип.70. – С. 175-178.
2. *Бойко А.І.* Структурний аналіз функціонування посівної секції сівалки прямого посіву / *А.І.Бойко, І.В. Очеретько* // Зб. наук. праць КНТУ. – Вип.39. – Кіровоград. – 2009. – С. 27-36.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ВОССТАНАВЛИВАЕМЫХ НЕРЕЗЕРВИРОВАННЫХ ПОДСИСТЕМ СЕКЦИИ ДЛЯ ПРЯМОГО ПОСЕВА

Бойко А.И., Очеретько И.В.

Аннотация - проведен обзор и анализ основных показателей надежности восстанавливаемых нерезервированных подсистем секции для прямого посева.

DETECTION OF SAFETY FACTORS OF RECOVERABLE NONREDUNDANT SUBSYSTEMS OF SOW FOR STRAIGHT SOWING

A. Boyko, I. Ocheret'ko

Summary

It is conducted review and analysis of basic reliability of update unreserved subsystems of section indexes for the direct sowing.

УДК 621.225.001.4

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЫТЕСНИТЕЛЕЙ ГИДРОМАШИН ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Панченко А.И., д.т.н.,

Кюрчев В.Н., к.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Титов Д.С., инженер

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация - работа посвящена разработке методики определения геометрических параметров вытеснителей с учетом их конструктивных особенностей при проектировании гидромашин планетарного типа.

Ключевые слова – планетарная гидромашина, охватывающий вытеснитель (ротор), охватываемый вытеснитель (шестерня), метод последовательных приближений, погрешность формы, диаметральный зазор.

Постановка проблемы. Повышение эффективности использования мобильной дорожной, строительной и сельскохозяйственной техники в большей мере определяется гидрофикацией ее активных рабочих органов. Самыми распространенными гидромашинами, применяемыми в силовых гидроприводах, являются планетарные гидромашин, работающие на высоких давлениях. Это качество особенно важно для мобильной техники и обеспечивает возможность получения в них больших пусковых моментов и работы на самой низкой частоте вращения при заданной мощности.

При множестве различных конструктивных исполнений планетарные гидромашин можно объединить по трем основным узлам, определяющим эксплуатационную эффективность этих гидромашин: силовому соединению, со специальным циклоидальным профилем вытеснителей; механизму, компенсирующему планетарное движение ротора; распределительному механизму, создающему вращающее гидравлическое поле. Вопросы, связанные с проектированием силового соединения, компенсирующих механизмов

и распределительных систем планетарных гидромашин, нашли некоторое отражение в работах [1,2,3], а методика определения геометрических параметров вытеснителей в гидромашинах планетарного типа на сегодняшний день практически отсутствует.

Анализ выполненных исследований [4,5,6], позволил отметить следующие важные неучтенные факторы: отсутствие жесткой кинематической связи между вытеснителями, позволяющее им самоустанавливаться, занимать произвольное взаиморасположение; учет погрешностей формы вытеснителей при определении их геометрических параметров; определение геометрических параметров вытеснителей гидромашин планетарного типа.

Таким образом, при проектировании планетарных гидромашин необходимо учесть отсутствие жесткой кинематической связи между элементами вытеснительного блока и погрешность их формы при определении геометрических параметров, а также разработать методику определения геометрических параметров вытеснителей с учетом их конструктивных особенностей.

Цель статьи – разработка методики определения геометрических параметров вытеснителей, позволяющей моделировать изменение геометрических параметров вытеснителей с учетом их конструктивных особенностей при проектировании планетарных гидромашин.

Основная часть. Для определения геометрических параметров охватывающего вытеснителя (ротора) и охватываемого вытеснителя (шестерни) гидромашин планетарного типа (рис. 1) с учетом погрешности формы сопрягаемых деталей задаются [7] (исходя из конструктивных соображений) радиусом делительной окружности ротора R_2 и радиусом зуба r_2 ротора, количеством зубьев шестерни Z_1 и ротора Z_2 , а также радиусом зуба шестерни r_1 .

Определение величин радиуса делительной окружности шестерни R_1 , а также межцентрового расстояния e между вытеснителями осуществляется методом последовательных приближений в следующей алгоритмической последовательности: задаемся исходными значениями радиусов с учетом обеспечения начального зазора S :

$$R_2 \geq R_1; R_1 = R_2 - r_1. \quad (1)$$

Номер пары, в которой осуществляется проверка по условию возможного касания зубьев, определяется из выражений:

$$- \text{при } Z_2 - \text{четном: } z_i = \frac{Z_2}{2} + 1;$$

$$- \text{ при } z_2 - \text{ нечетном: } z_i = \frac{z_2 - 1}{2}. \quad (2)$$

Координаты центра зуба x_2 , y_2 ротора в i -ой паре (рис. 1) определяются из выражений:

$$\begin{aligned} x_{2i} &= \cos\left(\frac{\pi \times (2 \times i + 1)}{z_2}\right) \times R_2; \\ y_{2i} &= \sin\left(\frac{\pi \times (2 \times i + 1)}{z_2}\right) \times R_2. \end{aligned} \quad (3)$$

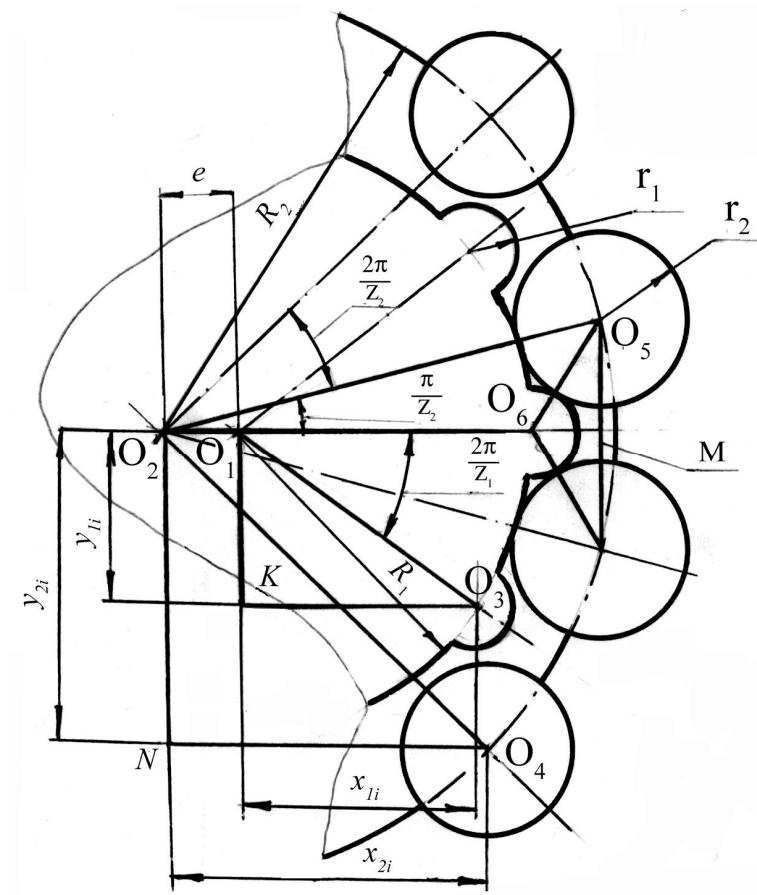


Рис. 1. К определению геометрических параметров вытеснителей

На основании решения треугольника $\Delta O_2 O_5 M$ (рис. 1) определяем межцентровое расстояние e :

$$e = R_2 \times \cos \frac{\pi}{z_2} - R_1 - O_4 M,$$

$$O_4M = \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2 \times \sin \frac{\pi}{z_2}}.$$

Тогда

$$e = R_2 \times \cos \frac{\pi}{z_2} - R_1 - \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2 \times \sin \frac{\pi}{z_2}}. \quad (4)$$

Координаты x_i , y_i центра зуба шестерни в i -ой паре определяются выражениями:

$$\begin{aligned} x_{1i} &= R_1 \times \cos \left(\frac{2 \times \pi \times i}{z_1} \right) + e; \\ y_{1i} &= R_1 \times \sin \left(\frac{2 \times \pi \times i}{z_1} \right). \end{aligned} \quad (5)$$

Радиальное s_r и угловое s_d (рис. 2) отклонения, которые характеризуют положение центра зуба (шестерни и ротора) в пределах заданного допуска, (обусловленного радиуса окружности r_c) рассматриваются из условия случайного расположения центра зуба:

$$\begin{aligned} s_r &= r_c \times k_1; \\ s_d &= \gamma \times k_2, \end{aligned} \quad (6)$$

где γ - предельный угол отклонения для рассчитанного s_r ;

k_1 и k_2 - случайно выбранные числа в диапазоне $-1 \dots 1$, необходимые для имитации реального технологического разброса, присутствующего при изготовлении.

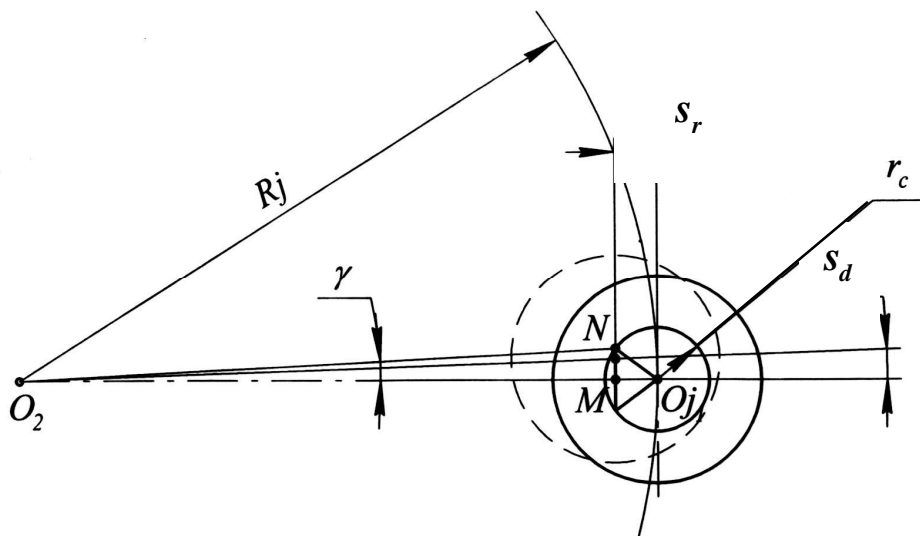


Рис. 2. Расчетная схема к определению предельных отклонений положений центров зубьев

Величина угла γ определяется на основании решения треугольника ΔO_2MN (рис. 2):

$$\gamma = \arctg \frac{MN}{R_j + s_r},$$

где R_j – радиус расположения центра зубьев рассматриваемой детали (шестерни, ротора).

Значение отрезка MN определяется из треугольника $\Delta O_{ji}MN$:

$$MN = \sqrt{r_c^2 - s_r^2}.$$

Откуда:

$$s_d = \arctg \frac{\sqrt{r_c^2 - s_r^2}}{R_j + s_r} \times k_2. \quad (7)$$

Фактический диаметральный зазор S_i (рис. 3) в рассматриваемой рабочей паре определяется из выражения:

$$S_i = \sqrt{(x_{1i} - x_{2i})^2 + (y_{1i} - y_{2i})^2} - r_1 - r_2 - S_T. \quad (8)$$

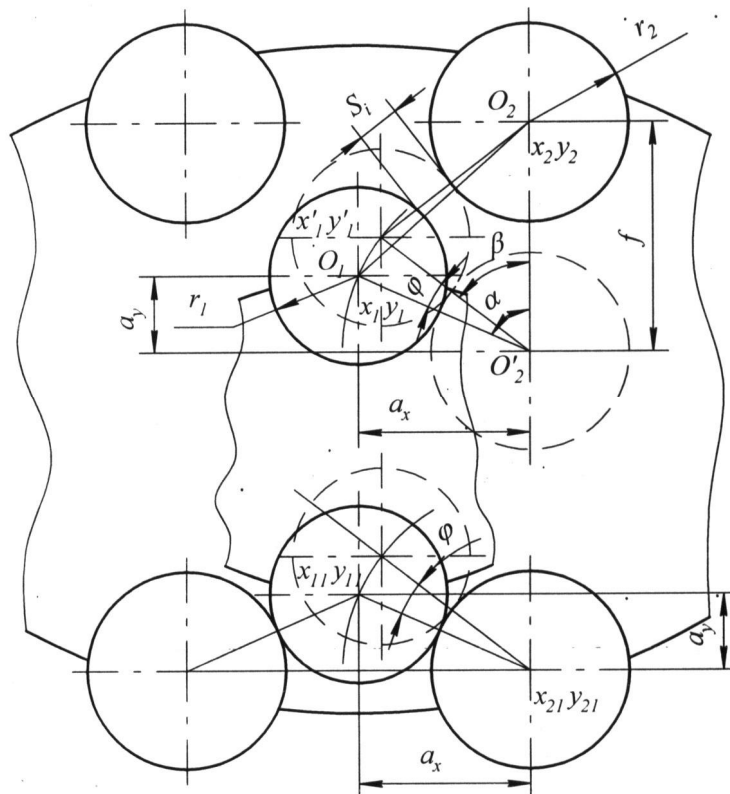


Рис. 3. К расчету фактического диаметрального зазора между вытеснителями

Исследованиями кинематики перемещения вытеснителей (ротора и шестерни) планетарной гидромашины установлено, что в процессе его работы вытеснители перемещаются плоско-параллельно относительно друг друга, «всплывая» в пределах диаметрального зазора S_i [7]. Основным показателем процесса всплытия (при наличии диаметрального зазора S_i) является угол поворота φ (рис. 3), который для каждой пары зацепления определяется величинами смещений a_x и a_y положения центра втулки относительно центра зуба в условной первой паре ($i=1$, зуб касается двух втулок)

$$\begin{aligned} a_x &= x_{21} - x_{11}; \\ a_y &= y_{21} - y_{11}. \end{aligned} \quad (9)$$

При этом положение центра поворота зуба (рис. 3) определяется из выражений:

$$\begin{aligned} x'_2 &= a_x - x_{2i}; \\ y'_2 &= a_y - y_{2i}. \end{aligned} \quad (10)$$

Тогда угол поворота зуба можно представить следующим образом

$$f = \alpha - \beta, \quad (11)$$

где α - вспомогательный угол, который определяется из треугольника $\Delta O'_1 O_2 O'_2$;

$$\alpha = \arccos \frac{O'_2 O_1^2 + O_2 O_2'^2 - O_2 O_1'^2}{2 O'_2 O_1 \times O_2 O_2'};$$

β - вспомогательный угол, который определяется из треугольника $\Delta O'_1 O_2 O'_2$:

$$\beta = \arccos \frac{O_2 O_2'}{2 O'_1 O_2} = \arccos \frac{L}{2(r_1 + r_2)}. \quad (12)$$

Расстояние $O_2 O_2'$ определяется из выражения

$$L = \sqrt{(x_{1i} - x'_2)^2 + (y_{1i} - y'_2)^2}, \quad (13)$$

тогда

$$\alpha = \arccos \frac{(r_1 + r_2)^2 + L^2 - \left((x_{1i} - x_{2i})^2 + (y_{1i} - y_{2i})^2 \right)}{2(r_1 + r_2)L}. \quad (14)$$

Подставив выражения (12) и (14) в (11), получим уравнение для нахождения угла поворота φ :

$$\varphi = \arccos \frac{L^2 + (r_1 + r_2)^2 - (x_{1i} - x_{2i})^2 - (y_{1i} - y_{2i})^2}{2L(r_1 + r_2)} - \arccos \frac{L}{2(r_1 + r_2)}.$$

По минимальному значению угла поворота определяют пару зубьев в зацеплении вытеснителей гидромотора, в которой осуществляется контакт.

Перед анализом процесса самоустанавливания элементов вытеснительного блока необходимо обеспечить касание зубьев в первой паре (рис. 4).

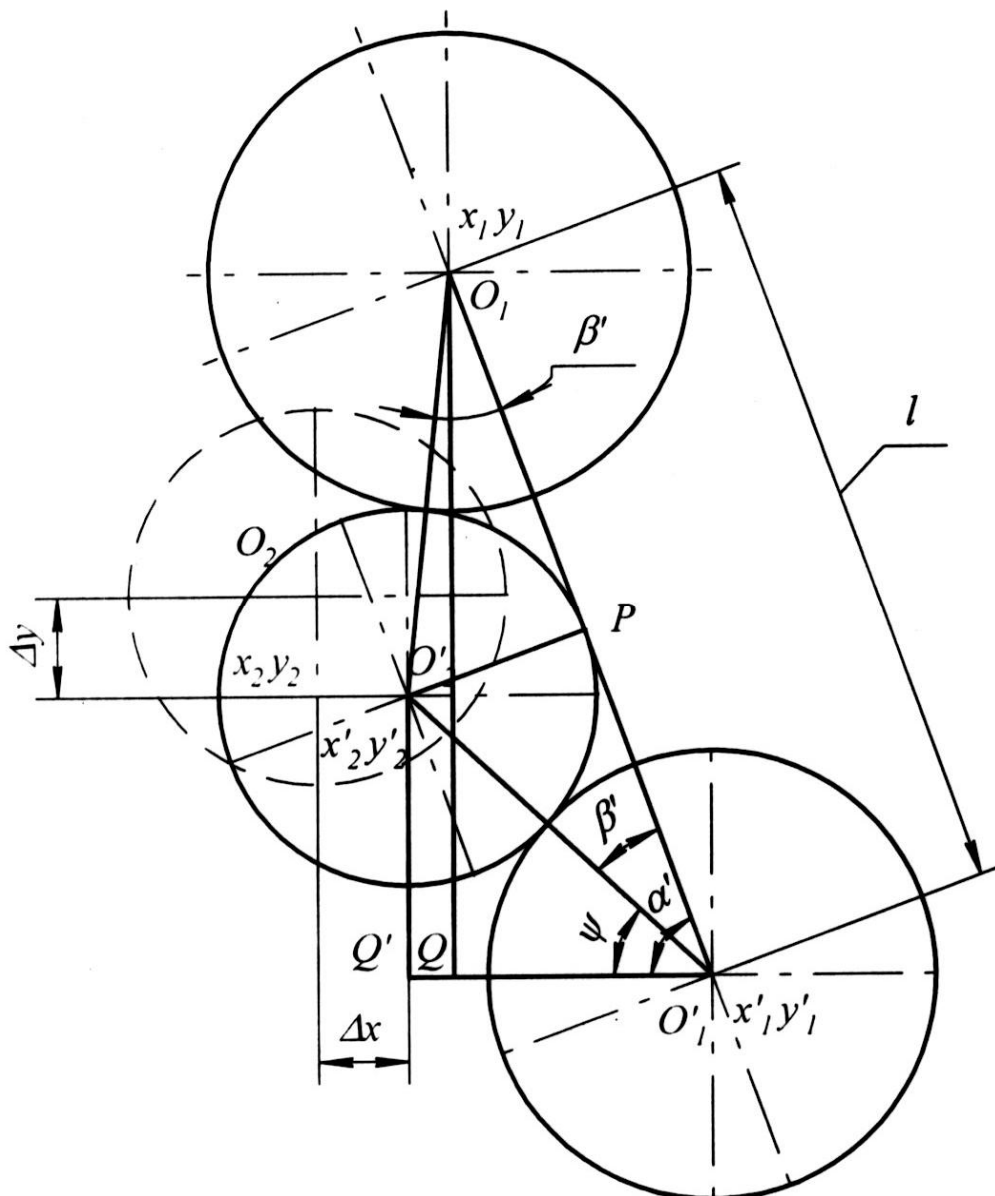


Рис. 2.8. Расчетная схема определения начального положения деталей зацепления перед всплытием

В этой связи необходимо определить величину смещения зубьев шестерни относительно начального положения, определяемого

расстоянием между центрами втулок

$$l = \sqrt{(x_1 - x'_1)^2 + (y_1 - y'_1)^2}. \quad (15)$$

Смещение по осям, необходимое для установки шестерни в начальное положение для самоустанавливания, определяется из треугольника $\Delta O'_1 O'_2 Q'$

$$\begin{aligned} \Delta x &= (r_1 + r_2) \cos \psi + x'_1 - x_2; \\ \Delta y &= (r_1 + r_2) \sin \psi + y'_1 - y_2, \end{aligned} \quad (16)$$

где $\psi = \alpha' - \beta'$;

α' – вспомогательный угол, определяется из треугольника

$$\Delta O_1 O'_1 Q: \alpha' = \arccos \frac{x_1 - x'_1}{t};$$

β' – вспомогательный угол, определяется из треугольника

$$\Delta O'_1 O'_2 P: \beta' = \arccos \frac{t}{2(r_1 + r_2)}.$$

Следовательно,

$$\psi = \arccos \frac{x_1 - x'_1}{t} - \arccos \frac{t}{2(r_1 + r_2)}.$$

Проведенные исследования являются математическим обоснованием и алгоритмом расчета для разработки программного обеспечения по моделированию изменения геометрических параметров вытеснителей (ротора и шестерни) при проектировании гидромашин планетарного типа.

Выводы. Разработанный математический аппарат и методика определения геометрических параметров вытеснителей позволяет моделировать изменение геометрические параметров сопрягаемых вытеснителей с учетом их конструктивных особенностей при проектировании гидромашин планетарного типа.

Литература

1. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины / Б.Н. Бирюков. – М.: Машиностроение, 1977. – 152с.: ил.
2. Кулагин А.В. Основы теории и конструирования объемных гидropередач / А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, В.Н. Прокофьев, Л.А. Кондаков. – М.: «Высшая школа», 1967. – 400с.
3. Ерасов Ф.Н. Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф.Н. Ерасов. – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55с.: ил.
4. Красневский Л.Г. Современные тенденции развития гидроприводов

и гидроавтоматики в автотракторостроении / Л.Г. Красневский, В.С. Шевченко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – № 1(3). – С. 83-85.

5. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 383с.

6. Об'ємний гідропривод (основи проектування і розрахунки) Навчальний посібник. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212с.: іл.

7. Панченко А.И. Обоснование высоконадежной конструкции силового соединения планетарного гидромотора / А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин, Д.С. Титов // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – С.83-97.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВИТИСКУВАЧІВ ГІДРОМАШИН ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Панченко А.І., Кюрчев В.М., Волошина А.А., Титов Д.С.

Анотація – роботу присвячено розробці методики визначення геометричних параметрів витискувачів з урахуванням їх конструктивних особливостей при проектуванні гідромашин планетарного типу.

THE METHOD OF THE PLANETARY-TYPE FLUID MACHINES DISPLACERS GEOMETRIC PARAMETERS DEFINITION

A. Pancenko, V. Kurchev, A. Voloshina, D. Titov

Summary

The article is devoted by the method development of displacers geometric parameters method with a glance its design features by the projection of the planetary-type fluid machines.

УДК 631.3:6311/6

ПОЛЬОВІ ВИПРОБУВАННЯ ЛІНІЇ ДЛЯ ВИДІЛЕННЯ І ДОРОВКИ НАСІННЯ ОВОЧЕ-БАШТАННИХ КУЛЬТУР

С.І. Пастушенко, д.т.н.

Херсонський державний аграрний університет

Тел. +38(0552) – 41-49-50,

М.М. Огієнко, асистент

Миколаївський державний аграрний університет

Тел. +38(0512) – 34-01-91

Анотація – сформульовано основні проблематики сучасного стану механізації виділення насіння овоче-баштанних культур. Приведено основні результати досліджень нової технологічної лінії в польових умовах та їх графічна інтерпретація.

Ключові слова - комплекс машин, доробка насінневої маси, польові випробування, апроксимація даних.

Постановка проблеми. В ході науково-практичної роботи над розвитком перспективних технологій отримання насіння овоче-баштанних культур та розробкою необхідного обладнання для їхнього впровадження у сільськогосподарських підприємствах України була створена технологічна лінія з виділення насіння та доробки технологічної насінневої маси овоче-баштанних культур.

Одним з найбільш впливових конструктивних елементів даної лінії є комплекс машин для додаткового отримання залишків насіння овоче-баштанних культур, які раніше видалялися у відходи. На кожну машину, що входять до комплексу, і на саму лінію авторським колективом було отримано патенти України [1, 2, 3].

Основні конструктивні і технологічні параметри елементів лінії були випробувані в лабораторних умовах на базі факультету механізації Миколаївського ДАУ. Результати випробувань дають можливість стверджувати про суттєве покращення показників якості переробки матеріалу з метою отримання насіння, а також значний економічний ефект одержаний завдяки збільшенню кількості виділеного насіння при включенні цих елементів у склад технологічного ланцюжка [4].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Після здійснення детального аналізу технологічних схем отримання насіння

різноманітних овоче-баштанних культур, вивчення недоліків в роботі комплексів машин та обладнання можна стверджувати, що доробка технологічної маси дині і огірка з метою мінімізації втрат насіння, яке утилізується разом із кіркою, мезгою та соком у відходи, майже не використовується, в той час коли в окремих випадках його втрати складають понад 18 % [5]. Такі технологічні операції інколи зустрічаються в обладнанні (ЛСБ-20, ЛСТ-10 та інші) розробленому для спеціалізованих господарств – виробників насіння, але вони використовуються тільки на окремих етапах переробки і не забезпечують повного (у відповідності з агровимогами) виділення насіння із насінневих плодів. Для сегменту обладнання, що призначено для забезпечення технологічного процесу одержання насіння у фермерських господарствах України, відсутні машини, які б дозволили здійснити доробку насінневого вороху і завдяки цьому суттєво знизити втрати кондиційного насіння, а отже підвищити економічну ефективність всієї технології його отримання, суттєво зменшуючи витрати людської праці.

Визначення невирішених проблем. Після створення лінії основною задачею є проведення практичних досліджень з безпосереднім використанням технологічного обладнання у агропромислових підприємствах з метою отримання результатів, оскільки основними показниками оцінки ефективності роботи лінії є випробування її в реальних умовах виробництва.

Другим етапом вирішення проблеми є обробка результатів експериментальних даних та підпорядкування їх відповідним канонам, а саме отримання оптимальних показників роботи (стосовно визначених критеріїв оптимізації – втрати і засміченість насіння), визначення меж регулювання основних налаштувань (зазору, швидкості подачі повітря, рідини, технологічної маси і т.д.) для забезпечення найкращих показників у роботі лінії, усунення основних технічних недоліків.

Обґрунтування отриманих результатів. Експериментальні випробування виробничої лінії для отримання насіння та доробки технологічної насінневої маси дині і огірка [6] проводилися в умовах ФГ «Владам» Миколаївської області, Жовтневого району. Всього було перероблено 6250 кг огірка і 2220 кг дині. Додатково (після роботи ІБК-5А + МОС-300) отримано завдяки новому обладнанню 43,88 кг свіжевиділеного насіння огірка та 9,1 кг – дині з середньою вологістю насіння 43...44 %. Виробнича перевірка була проведена в межах договору про науково-технічну співпрацю між Миколаївським державним аграрним університетом, Херсонським державним аграрним університетом і Інститутом південного овочівництва і баштанництва НААНУ, спрямованого на розробку механізованих

технологій отримання насіння овоче-баштанних культур і створення робочих органів машин для насінництва.

Експериментальна польова установка представляє собою технологічну лінію (рис. 1.), до складу якої входять нові машини: циліндричний похилий сепаратор для додаткового виділення насіння з технологічної маси 1 та гідропневмосепаратор 2, що призначений для відмивання насіння від слизу та мезги і відділення від цієї маси повноцінного за вагою насіння. А також машина для подрібнення плодів, діелектричний сепаратор насіння і пристрої для його переміщення по технологічному циклу, які відносяться до стандартних виробів промисловості.



Рис. 1. Загальний вигляд експериментальної лінії для отримання насіння та доробки технологічної насінневої маси огірка та дині

На рис 2. представлено схему лінії для відділення насіння та доробки технологічної маси подрібнених плодів овоче-баштанних культур.

Технологічний процес роботи машин відбувається у такій послідовності: для отримання насіння огірка та дині (рис. 2) насінні плоди транспортером 1 подаються у давильний барабан 2, де подрешітний продукт (домішки, насіння, мезга та сік) поступають на доробку в гідропневмосепаратор 4, який за рахунок різниці мас здійснює розподіл фракцій: насіння, що мають питому вагу більше одиниці, занурюються на дно ємності і направляється в накопичувач, а фракція що плаває направляється у відходи, а надрешітний продукт

(кірка з залишками насіння) подається у похилий циліндричний сепаратор 3, що знаходиться під кутом α до горизонту. На сепараторі 3 відділяються відходи (кірка і м'якоть), а насіння і дрібні домішки поступають на подальшу доробку в гідропневматичний сепаратор 4. Очищене насіння з гідропневматичного сепаратора подається на просушку та завершальну сепарацію.

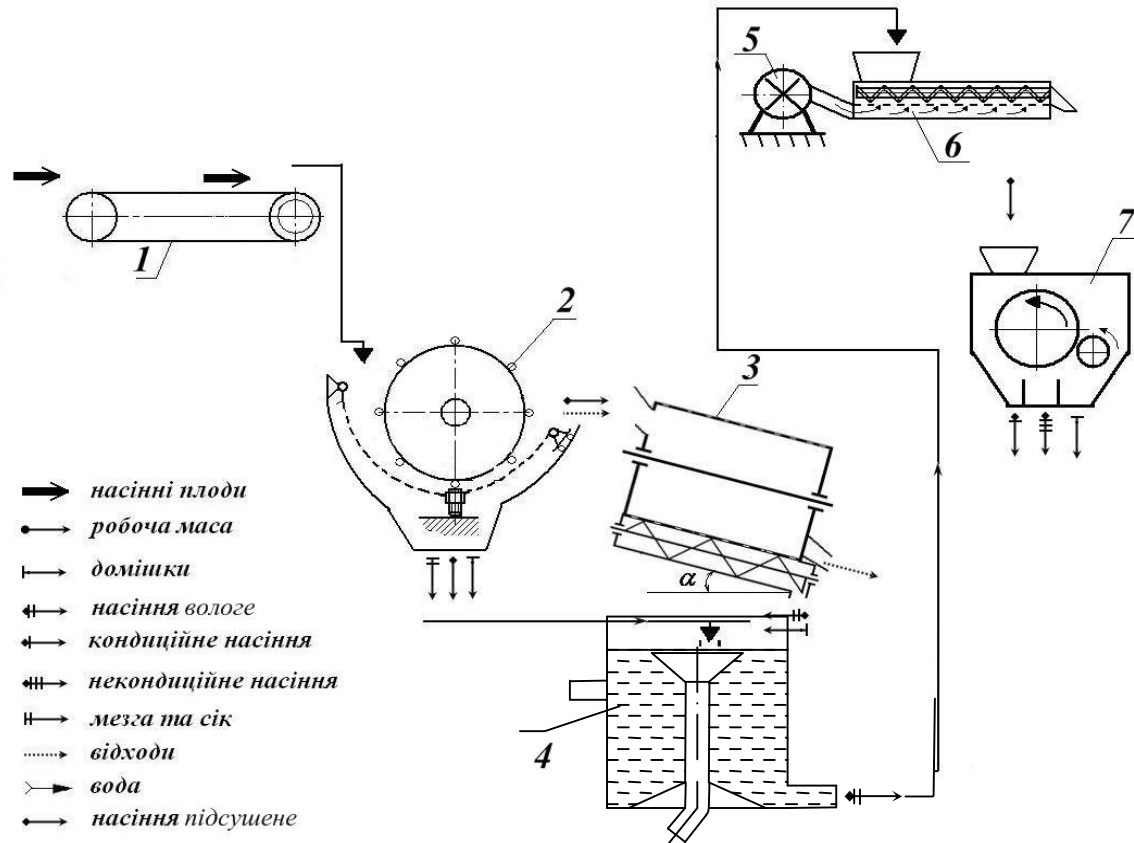


Рис. 2. Схема лінії для відділення насіння та доробки технологічної маси подрібнених плодів овоче-баштанних культур

Під час транспортування шнеком сушарки 6 по його довжині, вологе насіння обдається нагрітим повітрям (знаходиться в киплячому шарі), яке подається калорифером 5 через отвори в піддоні шнеку. На виході з шнеку підсушене насіння потрапляє до приймальної камери діелектричного сепаратора 7, після обробки яким насіння при виході розподіляється на три фракції: дві калібровані фракції насіння – крупне та дрібне, а також третя – домішки, сміття і некондиційне насіння (пустотіле).

У нових машинах з метою їхнього випробування на різних режимах роботи, було передбачено регулювання кількості подачі води (5...7 л/хв) та повітря (1...2 МПа) у гідропневмосепараторі, та частоти обертання барабана в межах 40...80 об/хв. і кута нахилу сепаратора (0...12 град) для циліндричного роторного сепаратора. Також для

обох машин варіювалася величина подачі на переробку технологічної насінневої маси.

Під час проведення досліджень вологість частинок насінників, що потрапляють на доробку до циліндричного похилого сепаратора фіксувалася на трьох рівнях: 65 %, 70 % і 75 %.

Результати польових випробувань процесу довиділення насіння дині і огірка на циліндричному похилому сепараторів після їх статистичної обробки вираховувалися за допомогою комп'ютерної техніки з отриманням рівнянь математичних моделей для засміченості (1), (2), (3) та втрат насіння (4), (5), (6) для кожного з значень вологості, відповідно [7].

$$Y(i)' = 0,2771 \cdot X \cdot X - 3,837 \cdot X + 17,764, \quad (1)$$

$$Y(i)' = 0,2738 \cdot X \cdot X - 3,717 \cdot X + 16,779, \quad (2)$$

$$Y(i)' = 0,2651 \cdot X \cdot X - 3,612 \cdot X + 16,308, \quad (3)$$

$$Y(i)' = 2,7431 \cdot X \cdot X - 35,463 \cdot X + 116,348, \quad (4)$$

$$Y(i)' = 2,9293 \cdot X \cdot X - 37,978 \cdot X + 126,039, \quad (5)$$

$$Y(i)' = 3,2537 \cdot X \cdot X - 41,629 \cdot X + 137,394. \quad (6)$$

Графічну інтерпретацію результатів польових досліджень приведено на рис. 3, та рис. 4.

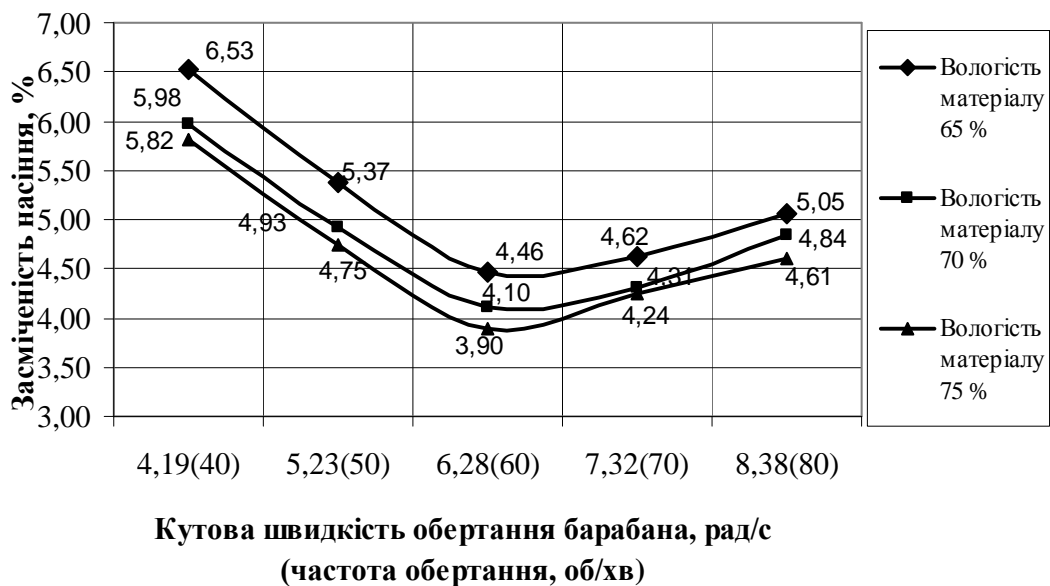


Рис. 3. Залежність засміченості насіння від швидкості обертання барабана та вологості частинок насінників

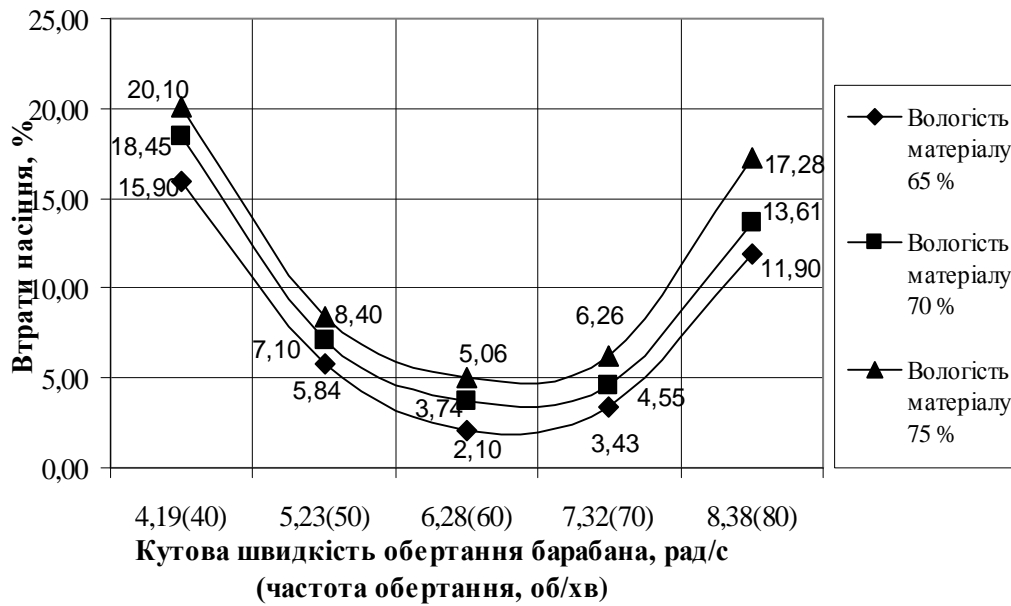


Рис. 4. Залежність втрат насіння від швидкості обертання барабана та вологості частинок насінників

Після обробки отриманих даних, помітно, що кутова швидкість руху барабана суттєво впливає на втрати та засміченість насіння, оптимальною зоною варіювання частотою обертів барабана є 50...70 об/хв. Значно впливає на якісні параметри процесу отримання насіння дині і огірка вологість матеріалу, що подається на доробку. Із зменшенням вологості кірки збільшується засміченість насінневої технологічної маси і, відповідно, зменшуються втрати насіння.

Висновки. Проведені польові випробування технологічної лінії з виділення насіння та доробки технологічної насінневої маси з використанням розробленого комплексу машин підтвердили результати теоретичних розрахунків і дозволили додатково до отриманого на базовому обладнанні свіжевиділеного насіння одержати близько 50 кг насіння огірка та дині при загальному обсязі переробки цих двох культур у 8,5 тон плодів.

Приведена графічна інтерпретація результатів польових досліджень зміни засміченості та втрат насіння при різній частоті обертання барабана та різній вологості оброблюваного матеріалу вказує, що при збільшенні вологості з 65% до 75% засміченість зменшується від 4,6% до 3,9%, а втрати насіння зростають з 2,1% до 5,06%. При цьому згідно графіків побудованих по результатам виробничих випробувань оптимальна частота обертання барабану становить 60...65 об/хв., що співпадає із визначеною при лабораторних дослідженнях.

Література

1. Пат. 29598 У України, МПК А23N15/00. Гідропневмосепаратор / *М.М. Огієнко, С.І. Пастушенко, О.А. Горбенко.* – заявл.30.03.07; Опубл.25.01.08. Бюл. №2
2. Пат. 30735 У України, А23N15/00. Циліндричний сепаратор насіння овоче-баштанних культур / *М.М. Огієнко, С.І. Пастушенко, О.А. Горбенко, К.М. Думенко.*– заявл. 09.11.07; Опубл. 11.03.08. Бюл. №5.
3. Пат. 34920 У України, А23N15/00. Лінія отримання та доробки насіння овоче-баштанних культур / *М.М. Огієнко, С.І. Пастушенко, О.А. Горбенко* та ін. – Заявл. 04.04.08; Опубл. 26,08.08. – Бюл. №16.
4. *С.І. Пастушенко* Експериментальні дослідження комплексу машин для доробки технологічної маси та одержання насіння огірка / *С.І. Пастушенко, М.М. Огієнко* // *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* – Мелітополь: ТДАТА, 2009. – Вип. 9. – Том 4.– С. 99-107.
5. *Анисимов И.Ф.* Машины и поточные линии для производства семян овощебахчевых культур / *И.Ф. Анисимов.* – Кишинев: Штиинца, 1987.
6. Акт впровадження результатів завершальних досліджень в умовах ФГ «Владам» Жовтневого р-ну Миколаївської області від 15.10.09 р.
7. *Мельников С.В.* Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / *С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Роцин.* – Л.: Колос, 1980. – С. 28.

ПОЛЕВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЛИНИИ ДЛЯ ВЫДЕЛЕНИЯ И ДОРАБОТКИ СЕМЯН ОВОЩЕ-БАХЧЕВЫХ КУЛЬТУР

С.І. Пастушенко, М.М. Огієнко

Аннотація - сформулирована основная проблематика современного состояния механизации выделения семян овоще-бахчевых культур. Приведены основные результаты исследований новой технологической линии в полевых условиях и их графическая интерпретация.

FIELD TESTS OF LINE FOR SELECTION AND REVISION OF SEED OF WATER-MELON CULTURES

S.I. Pastushenko, N.N. Ogienko

Summary

Basic of the modern state of mechanization of selection of seed of water-melon cultures is formulated. The basic results of researches of a new technological line are resulted in the field terms and their graphic interpretation.

УДК 621.921:621.81.004:620.178.16

КОРОЗІЙНА ТРИВКІСТЬ МЕТАЛЕВИХ ПОВЕРХОНЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ ПІСЛЯ РІЗНИХ ВИДІВ СТРУМИННО-АБРАЗИВНОЇ ОБРОБКИ

О. Калахан, д.т.н.,

С. Ковалишин, к.т.н.

Львівський національний аграрний університет

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація - досліджено корозійно-електрохімічну поведінку конструкційної вуглецевої сталі Ст3 після різних видів піскоструминної обробки – абразивно-струминної, надзвукової термоабразивної та гідропневмоабразивної в дистильованій воді, 3%-му розчині хлориду натрію з різним рН (2,2; 6,4; 10,25) та кислому дощі за температури 20°C та швидкості розгортки потенціалу 2 мВ/с потенціодинамічним поляризаційним методом. Показано, що високі корозійні властивості гідропневмоабразивно обробленої поверхні забезпечують захист металу від корозії протягом 1,0-1,5 доби, що збільшує часовий інтервал між завершенням підготовки поверхні та її фарбуванням.

Ключові слова - сталь, піскоструминна обробка, корозивні середовища, корозійний процес, поляризація, потенціали корозії, струми корозії.

Постановка проблеми. Під час ремонту сільськогосподарської техніки виникає потреба у видаленні з поверхонь її деталей старого лакофарбового покриття, а також підготовки поверхні металу до фарбування. Існує кілька способів видалення з виробів старого лакофарбового покриття: *механічний* (абразивними матеріалами, щітками, скребками), *термічний* (обробка поверхні виробу полум'ям газових горілок) і *хімічний*. Обробка поверхні конструкцій перед їх пофарбуванням регламентується нормативними документами (ISO 8501-1, ДСТУ 9.402–2004), однак тільки з погляду забезпечення необхідного ступеня очищення поверхні. При цьому не враховується зміна структурно-напруженого стану поверхні, який суттєво впливає на корозійну тривкість, довговічність виробу. Різні види та режими струминно-абразивної обробки по-різному впливають на зміну фізико-механічних властивостей поверхні незахищеного металу, його

напружений стан. Тому дослідження взаємозв'язку параметрів обробки та корозійно-електрохімічних властивостей поверхонь елементів конструкції сільськогосподарської техніки мають важливе значення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Механічні методи широко застосовують для підготовки металевих поверхонь під різні види покриттів (пофарбування, гальванопокриття) [1–4]. Зняття шару поверхні металу в промислових умовах можливе піском, металевими стружками, дробом або дрібним абразивом [1–2]. Перераховані методи ефективні для усунення твердих забруднень та зняття тонкого шару металу. Однак, експериментальні дані про вплив різних обробок на зміну корозійних властивостей поверхонь з часом, відсутні.

Поверхневий шар завжди містить у собі відбиток змін, пов'язаних із всією сукупністю операцій із його отримання [5–7]. Яким тонким би не був змінений поверхневий шар, він завжди впливає на потенціодинамічні електрохімічні криві [6], оскільки при їх фіксуванні стравлюється шар приблизно 2 мкм [8]. Тому найефективніше застосовувати електрохімічні методи для фіксації та ідентифікації змін у тонких поверхневих шарах викликаних, зокрема, різними способами очищення поверхні.

Пружно-пластична деформація поверхневого шару в процесі механічного очищення викликає зміни структурно-чутливих фізико-механічних і хімічних властивостей металу поверхневого шару, порівняно з вихідним його станом [7]. Взаємозв'язок параметрів фізичного стану поверхневого шару з експлуатаційними властивостями металів [5–6] вивчений мало.

Постановка завдання. Метою роботи було дослідити вплив різних видів струминно-абразивної обробки поверхні на корозійну тривкість вуглецевої конструкційної сталі Ст3 у середовищах різної агресивності.

Виклад основного матеріалу. Досліджували сталь Ст3 після різних видів струминно-абразивної обробки – піскоструминної, надзвукової термоабразивної та гідропневмоабразивної [5]. Корозійно-електрохімічні властивості струминно-абразивно оброблених поверхонь сталі у дистильованій воді, 3%-му розчині хлориду натрію з різним рН (2,2; 6,4; 10,25) та кислому дощі за температури 20°C та швидкості розгортки потенціалу 2 мВ/с оцінено потенціодинамічним методом [8]. Електрод порівняння – хлоридсрібний типу ЭВЛ-1М1.

Електрохімічна оцінка корозійної активності поверхні зразка зі сталі Ст3 без (рис. 1) та за наявності обробки (рис. 2) засвідчила значну зміну електрохімічної та корозійної поведінки поверхонь (табл. 1).

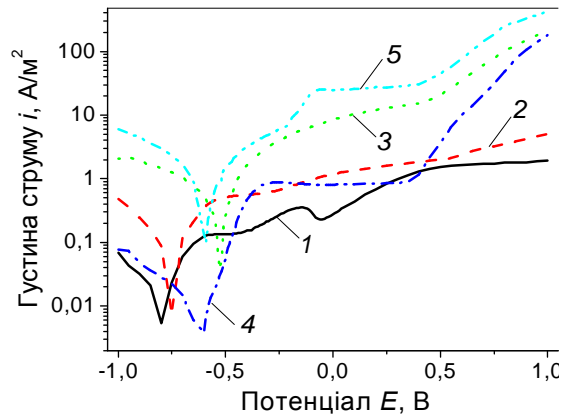


Рис. 1. Поляризаційні криві вихідної поверхні сталі Ст3 у дистильованій воді (1), кислому дощі (2) та в 3%-му розчині NaCl із різним рН: рН 6,4 (3); рН 10,25 (4); рН 2,2 (5)

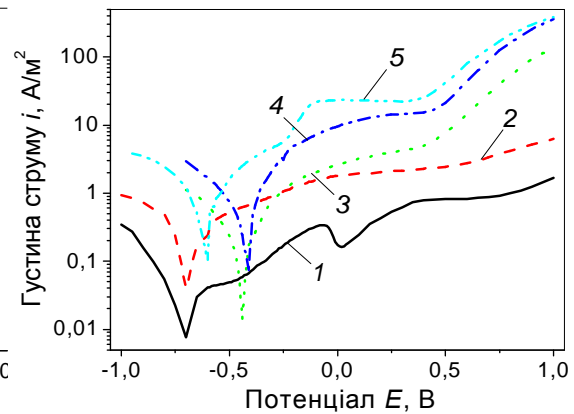


Рис. 2. Поляризаційні криві гідропневмоабразивно обробленої поверхні сталі Ст3 у дистильованій воді (1), кислому дощі (2) та в 3%-му розчині NaCl із різним рН: рН 6,4 (3); рН 10,25 (4); рН 2,2 (5)

Аналіз результатів (рис. 1, рис. 2) засвідчив, що характер зміни корозійних властивостей поверхонь за зміною потенціодинамічних кривих без та за наявності обробки однотипний у досліджених середовищах. Найвищі корозійні властивості поверхні проявляють у дистильованій воді (табл. 1). В середовищі кислого дощу вони проміжні. Потенціал корозії ($E_{\text{кор}}$) поверхні зміщується в область негативних значень потенціалу ($\sim 0,4$ В), зростають густини струмів корозії ($i_{\text{кор}}$). Найагресивнішим середовищем є хлоридне, а його вплив значно залежить від рН.

Таблиця 1.

Вплив гідропневмоабразивної обробки поверхні на корозійну тривкість сталі Ст3 у різних середовищах

Корозійні характеристики	Стан поверхні	3 % р-н NaCl			Дисти-льована вода	Кислий дощ
		рН 2,2	рН 6,4	рН 10,25		
$E_{\text{кор}}$, В	Вихідна	-0,60	-0,54	-0,61	-0,81	-0,77
$i_{\text{кор}}$, МА/М ²		125	101	3,5	6,4	60,2
$E_{\text{кор}}$, В	Оброблена	-0,59	-0,44	-0,42	-0,70	-0,72
$i_{\text{кор}}$, МА/М ²		206	19,3	109,9	8,2	57,9

Швидкість корозії в 3 %-му розчині NaCl із рН 2,2 зростає на 25% на вихідній поверхні та в декілька раз ($\approx 4..4,5$) на поверхні після гідроабразивної обробки (рис. 1, рис. 2). Традиційно цей ефект багато авторів приписують залишковим напруженням у металі, які

збільшують схильність до корозії. Але ця інтуїтивна концепція, за визначенням Г.Г. Уліга [9], найімовірніше несправедлива, оскільки залишкова енергія, набута в результаті холодної деформації (за колориметричними даними, як правило < 7 кал/г) недостатня, щоб зумовити значні зміни енергії Гібса. Ймовірно, спостережене збільшення швидкості корозії зумовлене найшвидше сегрегаціями атомів Карбону або Нітрогену на дефектних місцях, утворених внаслідок пластичної деформації, ніж впливом самих дефектів. На цих ділянках воднева перенапряга нижча, ніж на залізі або цементиті і це, можливо, найбільш визначальний фактор. Другорядними факторами є збільшення площі поверхні металу за рахунок ступенів ковзання, дроблення зерен при деформації та переважної їх орієнтації, які можуть підсилювати або послаблювати корозію залежно від того, які саме кристалічні грані зерен фериту, розміщені паралельно поверхні металу.

Найповніше природне середовище характеризує кислий дощ [6]. Тому подальші дослідження з оцінки корозійно-електрохімічної поведінки поверхонь після різних способів їх очищення здійснено в ньому. Проведено порівняльні потенціодинамічні поляризаційні дослідження поверхонь сталі Ст3 після витримки їх у кислому дощі протягом однієї, трьох, п'яти та двадцяти п'яти годин. Зміна $E_{\text{кор}}$ (рис. 3а) та $i_{\text{кор}}$ (рис. 3б) неоднозначна. Найбільші зміни $i_{\text{кор}}$ на оброблених поверхнях простежуються в перші години (0...3 год) (рис. 3б). В початковий момент відліку часу найвищі, порівняно з вихідною поверхнею, значення густини струму корозії на гідропневмоабразивно обробленій поверхні ($57,9 \text{ мА/м}^2$ проти $29,5 \text{ мА/м}^2$). Мінімальні ж значення густини струму корозії ($3,91 \text{ мА/м}^2$) на поверхні після надзвукової термоабразивної обробки, якій характерний також найменш від'ємний потенціал корозії ($-0,526 \text{ В}$ проти $-0,766 \text{ В}$ на вихідній поверхні).

Сканування оброблених поверхонь зразків через 1...3,5 год. витримання в середовищі кислого дощу, виявило суттєве зменшення величин густин струмів корозії на поверхнях. Найменшу корозійну тривкість виявляють, порівняно з вихідною, надзвуково термоабразивно оброблена ($5,16 \text{ мА/м}^2$ проти $1,24 \text{ мА/м}^2$) та піскоструминно оброблена ($4,1 \text{ мА/м}^2$) поверхні. Найвищі корозійні властивості в гідропневмоабразивно обробленій поверхні ($0,77 \text{ мА/м}^2$). Потенціодинамічні дослідження поверхонь після 25 годин витримки підтвердили вищенаведену закономірність поведінки оброблених зразків (найвища корозійна тривкість у гідропневмоабразивно обробленій поверхні, найнижча – в надзвукової термоабразивної, проміжна – в піскоструминно обробленій) та зафіксували зменшення густин струмів корозії в 2 рази та їх

стабілізацію на рівні $2,11 \text{ mA/m}^2$, $2,16 \text{ mA/m}^2$ та $2,79 \text{ mA/m}^2$ відповідно для гідропневмоабразивної, піскоструминної та надзвукової термоабразивної обробок.

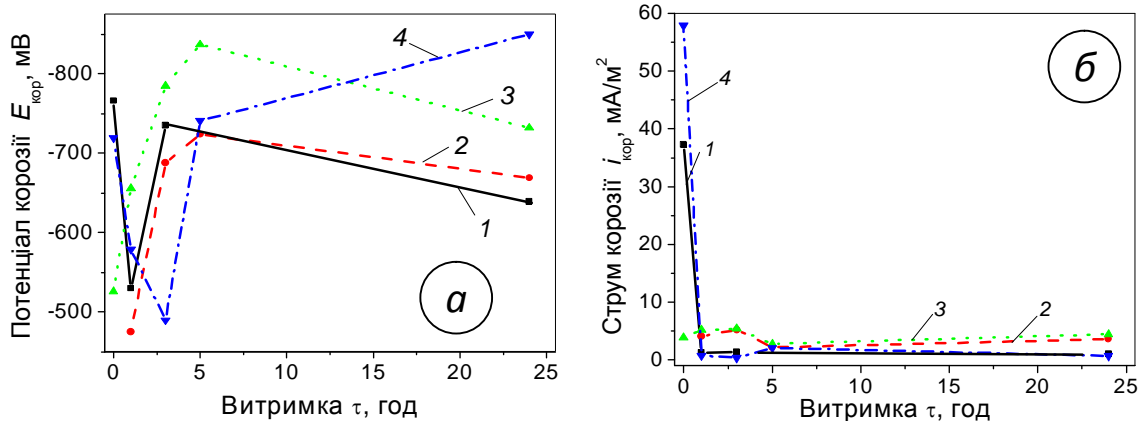


Рис. 3. Зміна потенціалів корозії (а) та густин струмів корозії (б) сталі Ст3 протягом 25 годин після різних видів струминно-абразивної обробки поверхні: 1 – необроблена; 2 – піскоструминна; 3 – надзвукова термоабразивна; 4 – гідропневмоабразивна

Після 25 годин витримки поверхонь у корозивному середовищі виявлено збільшення у 3 рази корозійної тривкості, за величиною густини струмів корозії, гідропневмоабразивно обробленої поверхні, порівняно з вихідною, та її зменшення у 1,6...1,7 рази після надзвуково термоабразивно та піскоструминно оброблених поверхонь. Найбільші зміни густин струмів корозії на оброблених поверхнях фіксуються в перші (0...3 год) години сканування, після цього їх зміна значно менша (5...25 год.). Однак змін черговості корозійної поведінки у ряду корозійної тривкості поверхонь не відбувається. За зміною корозійної тривкості досліджені поверхні розміщуються так: гідропневмоабразивно оброблена < вихідна < піскоструминно оброблена < надзвуково термоабразивно оброблена.

Вплив різних видів струминно-абразивної обробки на корозійну тривкість сталених поверхонь проявляється також візуально на зовнішньому вигляді зразків підданих корозії протягом різного часу витримання в кислому дощі. Після першої години витримання видимі зміни спостережено на вихідній поверхні, після трьох – окрім вихідної, на піскоструминно обробленій поверхні. Після п'яти годин витримання зразків у середовищі кислого дощу спостережено утворення продуктів корозії бурого кольору майже на 90 % поверхонь після піскоструминної та надзвукової термоабразивної обробок. Перекриття продуктами корозії поверхонь після гідропневмоабразивної обробки менше 50 %. Подальша витримка (25 годин) поверхонь у кислому дощі інтенсифікувала вищезазначені

процеси на поверхнях, однак не збільшила покриття поверхні продуктами корозії на зразку після гідропневмоабразивної обробки.

Висновки.

1. Оцінено вплив різних видів струминно-абразивної обробки на зміну корозійно-електрохімічної поведінки сталі Ст3, залежно від агресивності середовища. Найвищі корозійні властивості поверхні проявляють у дистильованій воді. В середовищі кислого дощу потенціал корозії зміщується в негативну область значень ($\sim 0,4$ В) та зростають густини струмів корозії. Найагресивнішими середовищами щодо оброблених поверхонь є хлоридовмістні.

2. За зміною корозійної тривкості оброблені поверхні розміщуються наступно: гідропневмоабразивно оброблена < вихідна < піскоструминно оброблена < надзвуково термоабразивно оброблена. Високі корозійні властивості гідропневмоабразивно обробленої поверхні забезпечують захист металу від корозії протягом 1,0-1,5 доби, що збільшує часовий інтервал між завершенням підготовки поверхні та її фарбуванням.

Література

1. Мачевская Р. А. Подготовка поверхности под окраску / Р. А. Мачевская, О. С. Мочалова. – М. : Химия, 1971. – 120 с.
2. Спринг С. Очистка поверхности металлов / С. Спринг. – М. : Мир, 1966. – 350 с.
3. Демкин Н. Б. Качество поверхности и контакт деталей машин / Н. Б. Демкин, Э. В. Рыжов. – М. : Машиностроение, 1981. – 244 с.
4. Виноградов В. Н. Абразивное изнашивание / В. Н. Виноградов, Г. М. Сорокин, М. Г. Колокольников. – М. : Машиностроение, 1990. – 224 с.
5. Технологія очистно-зміцнювальної підготовки поверхні перед нанесенням захисних покриттів / В. І. Похмурський, О. С. Калахан, В. Ф. Чекурін [та ін.] // «Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин». Наук. кер. Б.Є. Патон. Зб. пр. – К. : ІЕЗ ім. Є.О. Патона, 2006. – С. 106-110.
6. Вплив методів та режимів поверхневої абразивної обробки на корозійно-електрохімічну поведінку та довговічність сталі Ст3 / О. Калахан, В. Чекурін, Г. Охота [та ін.] // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2006. – Спец. вип. №5, Т.1. – С. 164-171.
7. Похмурский В. И. Коррозионная усталость металлов / В. И. Похмурский. – М. : Металлургия, 1985. – 207 с.
8. Фрейман Л. И. Потенциостатические методы в коррозионных исследованиях и электрохимической защите / Л. И. Фрейман, В. В. Макаров, И. Е. Брыскин. – Л. : Химия, 1972. – 232 с.

9. Улиг Г. Г. Коррозия и борьба с ней. Введение в коррозионную науку и технику / Г. Г. Улиг, Р. У Реву. [Пер. с англ. / Под ред. А.М.Сухотина]. – Л. : Химия, 1989.– 456 с.

КОРРОЗИОННАЯ СТОЙКОСТЬ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ ПОСЛЕ РАЗНЫХ ВИДОВ ПЕСКОСТРУЙНОЙ ОБРАБОТКИ

Калахан О. С., Ковалишин С. И.

Аннотация - исследованы коррозионно-электрохимические свойства конструкционной углеродной стали Ст3 после разных видов пескоструйной обработки – абразивно-струйной, сверхзвуковой термоабразивной и гидропневмоабразивной в дистиллированной воде, 3%-м растворе хлорида натрия с разным рН (2,2; 6,4; 10,25) и кислотом дожде за температуры 20°С и скорости развертки потенциала 2 мВ/с потенциодинамическим поляризационным методом. Показано, что высокие коррозионные свойства гидропневмоабразивно обработанной поверхности обеспечивают защиту металла от коррозии на протяжении 1,0-1,5 суток, что значительно увеличивает временной интервал между завершением подготовки поверхности и ее крашением.

CORROSION RESITANCE OF METAL SURFACES OF AGRICULTURAL MACHINERY AFTER DIFFERENT KINDS OF SAND BLASTING

O. Kalakhan, S. Kovalyshyn

Summary

Corrosion and electrochemical behavior of carbon constructional steel St3 after different kinds of surface abrasive treatment – abrasive, supersonic thermal abrasive and hydro abrasive blasting in distilled water, 3% NaCl solution with different pH (2,2; 6,4; 10,25) and acid rain was studied at 20°С by potentiodynamic polarization method with 2 mV/s potential scanning rate. It was established that high corrosion resistance of hydro abrasive treated surface ensures the metal protection during 1-1,5 days, increasing the time interval between treatment of the metallic surface and its painting.

УДК 621.225.001.4

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИН НА ИХ ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Обернихин П.В., инженер,

Панченко И.А., инженер

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел.: (0619) 42-04-42

Аннотация - работа посвящена исследованию влияния геометрических параметров вытеснителей с учетом их конструктивных особенностей на выходные характеристики планетарных гидромашин.

Ключевые слова – планетарная гидромашинa, охватывающий вытеснитель (ротор), охватываемый вытеснитель (шестерня), погрешность формы, диаметральный зазор.

Постановка проблемы. Современные тенденции развития гидрофикации мобильной техники требуют разработки принципиально новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин планетарного типа, а также новых подходов в решении проблемы улучшения их выходных характеристик. Применение планетарных гидромашин в приводах активных рабочих органов мобильной техники, предъявляет высокие требования к выходным характеристикам, реализация которых может быть обеспечена при их проектировании.

Априорный анализ исследований, связанных с проектированием высокомоментных гидромоторов [4,5,6,7], позволяет сделать заключение, что они выполнялись без должного учета ряда важных факторов, характеризующих планетарный гидромотор, таких как отсутствие жесткой кинематической связи между элементами вытеснительного блока, позволяющей им самоустанавливаться, занимать непредсказуемые взаиморасположения, в зависимости от погрешности формы элементов вытеснительного блока планетарного гидромотора.

Исследованиями принципа действия и кинематики зацепления

вытеснителей планетарных гидромашин занимались Б.Н. Бирюков, Ф.Н. Ерасов, Т.В. Белозерова [1,2,3]. Основным недостатком этих исследований является то, что в этих работах рассмотрено взаимодействие элементов вытеснительного блока (ротора и шестерни) как теоретического «беззазорного» соединения. Однако, технологические трудности, вызванные конструктивными особенностями вытеснителей, обуславливают определенный допуск на их изготовление и приводят к наличию диаметрального зазора в реальном силовом соединении, который в процессе эксплуатации постоянно увеличивается [1,2], достигая своего предельного значения. Таким образом, реальный вытеснительный блок отличается от теоретического наличием диаметрального зазора и самое главное – отсутствием жесткой кинематической связи между его элементами (шестерней и ротором).

Следовательно, необходимо провести исследования, которые позволят установить влияние геометрических параметров вытеснителей на изменение выходных характеристик планетарных гидромашин.

Цель статьи. Разработка математического аппарата, позволяющего описать взаимосвязь геометрических параметров вытеснителей с учетом их конструктивных особенностей и исследовать их влияние на выходные характеристики планетарных гидромашин.

Основная часть. Основными параметрами, характеризующими выходные характеристики планетарных гидромашин, являются развиваемый крутящий момент $M_{кр}$ и соответствующая частота вращения n :

$$M_{кр} = F \times h, \quad (1)$$

где F – результирующая сила от действия давления рабочей жидкости;

$$F = \frac{2e \times \Delta p \times b \times (z_1 + 1)}{U};$$

h – плечо приложения результирующей силы F , определяемое радиусом R_1 .

Тогда теоретический (расчетный) крутящий момент на валу планетарной гидромашин (рис. 1) с учетом компенсирующего механизма выражается зависимостью [8]:

$$M_{кр} = \frac{2e \times \Delta p \times b \times R_1 \times (z_1 + 1)}{U}. \quad (2)$$

Из рис. 1 величина плеча h приложения результирующей силы F определяется как

$$h = O_1O_2 + O_1O_3 + O_3O_4, \tag{3}$$

где $O_1O_2 = e$; $O_1O_3 = R_1$; $O_3O_4 = O_3N \times \cos\alpha$; $\tag{4}$

$$O_3N = r_1; \quad \cos\alpha = \frac{O_5O_6}{O_3O_6}, \tag{5}$$

$$O_3O_6 = r_1 + r_2; \quad O_5O_6 = O_2O_6 \times \sin(0,5\gamma_2),$$

$$O_2O_6 = R_2; \quad 0,5\gamma_2 = \frac{\pi}{z_2}.$$

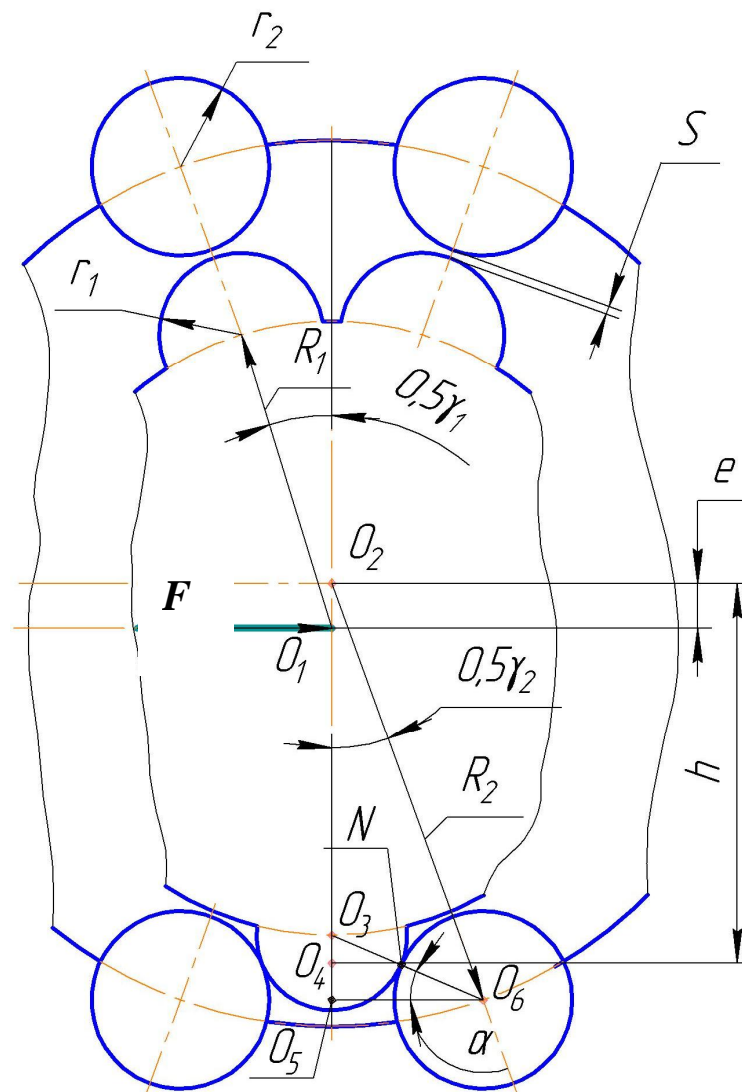


Рис. 1. Схема вытеснительного блока планетарной гидромашины

Тогда с учетом выражений (4) и (5) после соответствующих подстановок и преобразований выражение (3) примет вид:

$$h=e+R_1+r_1 \times \frac{R_2 \times \sin \frac{\pi}{z_2}}{r_1+r_2}. \quad (6)$$

Кинематическим анализом перемещения охватывающего вытеснителя (ротора) и охватываемого вытеснителя (шестерни) [9] установлено, что существенное влияние на величину диаметрального зазора S (рис. 1) оказывает погрешность формы контура Π_ϕ его деталей – шестерни и ротора. Погрешность формы контура Π_ϕ вытеснителей является комплексным показателем и зависит от взаимосвязи геометрических параметров $\Pi_\phi = f(R_1, r_1, \gamma_1, R_2, r_2, \gamma_2)$.

Исходное значение диаметрального зазора определяется его технологическим (заданным чертежом при изготовлении) зазором S_T и отклонениями, вызванными погрешностью формы Π_ϕ вытеснителей

$$S=S_T \pm \Pi_\phi, \quad (7)$$

где знак (+) или (–) при слагаемом Π_ϕ , определяется конкретными отклонениями погрешности формы деталей силового соединения.

С учетом выражений (6) и (7) изменение величины плеча h , в зависимости от контакта в i -той паре, можно выразить через геометрические параметры вытеснителей при изменении диаметрального зазора S во всем его диапазоне

$$h_i=h \times \cos \frac{2\pi}{Z_1}(i-1) \pm \frac{(S_T \pm \Pi_\phi)}{2}, \quad (8)$$

где i – порядковый номер зуба шестерни (охватываемого вытеснителя), определяющий ее мгновенный центр вращения (с учетом погрешности формы), $i=1, 2, \dots, z_1$.

При значениях диаметрального зазора меньше критической величины $S_{кр}$, мгновенный центр вращения шестерни всегда проходит через условный зуб №1 (т.е. $i=1$), а, следовательно, выражение $\cos \frac{2\pi}{Z_1}(i-1)$ равно единице. Тогда с учетом выражения (6)

уравнение (8) принимает вид

$$h_1=e+R_1+r_1 \times \frac{R_2 \times \sin \frac{\pi}{z_2}}{r_1+r_2} \pm \frac{(S_T + \Pi_\phi)}{2}. \quad (9)$$

Подставляя в (1) значения результирующей силы с учетом изменения межцентрового расстояния на величину колебания зазора

$\pm \frac{S}{2}$ [9] и диаметального зазора (7), получим выражение для определения крутящего момента $M_{кр}$:

$$M_{кр} = 2 \left(e \pm \frac{(S_T \pm P_\phi)}{2} \right) \times \frac{\Delta p \times b \times (z_1 + 1)}{U} \times h_i, \quad (10)$$

где знак (+) или (-) при слагаемом $\frac{(S_T \pm P_\phi)}{2}$ определяется положением шестерни [9].

Анализ кинематики перемещения вытеснителей показывает, что в процессе эксплуатации, при изменении значения величины диаметального зазора от S до $S_{кр}$, крутящий момент $M_{кр}$ изменяется (пульсирует) довольно значительно, так как изменения геометрических параметров вытеснителей (обусловленных изготовлением) значительно влияют на изменение величины плеча h .

Когда в процессе эксплуатации значения диаметального зазора S превышают величину $S_{кр}$, мгновенный центр вращения шестерни проходит через условный зуб № 2, № 3 и т.д., при этом величина плеча h определяется выражением (2.43), а, следовательно, крутящий момент $M_{кр}$ резко уменьшается в

$$\cos \frac{2\pi}{Z_1} (i-1) \text{ раз.}$$

Анализ математических зависимостей, описывающих изменение крутящего момента $M_{кр}$ от изменения диаметального зазора S показывает, что в диапазоне изменения значений диаметального зазора $S \dots S_{кр}$ крутящий момент $M_{кр}$ будет описываться пульсирующей кривой, среднее значение которой практически не изменяется при изменении значений диаметального зазора S . В диапазоне значений $S > S_{кр}$ крутящий момент $M_{кр}$ будет резко уменьшаться и, следовательно, описываться какой-то параболической зависимостью.

Расход рабочей жидкости, подведенный к вытеснительному блоку $Q_{зм}$ зависит от внутренних перетечек $Q_{зм.н}$ по диаметальному зазору

$$Q_{зм} = Q_{зм.з} + Q_{зм.н}. \quad (11)$$

Тогда перетечки $Q_{зм.n}$ по диаметральному зазору в вытеснительном блоке гидромотора равны:

$$Q_{зм.n} = Q_{зм} - n \times V_{зм0}. \quad (12)$$

В процессе эксплуатации при значениях диаметального зазора $S < S_{кр}$ перетечки по диаметральному зазору $Q_{зм.n}$ отсутствуют, так как происходит самогерметизация зоны нагнетания силового соединения от зоны слива [9].

При значениях диаметального зазора $S > S_{кр}$ перетечки по диаметральному зазору $Q_{зм.n}$ характеризуются расходом жидкости через щель высотой S'_k , образованную цилиндрическими поверхностями зубьев шестерни и ротора и определяется зависимостью [10]:

$$Q_{зм.n} = \mu \times A_{щ} \times \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (13)$$

Площадь поперечного сечения рассматриваемой щели определяется как

$$A_{щ} = b' \times S'_k. \quad (14)$$

Подставив в выражение (13) выражение для определения площади щели (14), получим выражение, описывающее перетечки в планетарном гидромоторе при значениях диаметального зазора $S > S_{кр}$:

$$Q_{зм.n} = \mu \times b \times S'_k \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (15)$$

Таким образом, можно сделать заключение, что при значениях диаметального зазора $S < S_{кр}$ перетечки $Q_{зм.n}$ в планетарном гидромоторе отсутствуют (так как происходит «самогерметизация» вытеснителей [9]), а зависимость изменения перетечек $Q_{зм.n}$ от диаметального зазора S представляет собой прямую линию с нулевым значением перетечек. При значениях диаметального зазора $S > S_{кр}$ перетечки по диаметральному зазору $Q_{зм.n}$ определяются выражением (15) и изменяются по параболической зависимости.

Анализ кинематики перемещения вытеснителей показывает, что в процессе эксплуатации, при изменении значения величины диаметального зазора от S до $S_{кр}$ крутящий момент $M_{кр}$ изменяется (пульсирует) довольно значительно, т.к. изменения

геометрических параметров вытеснителей (обусловленные изготовлением) значительно влияют на изменение величины параметра h .

В диапазоне $S > S_{кр}$ крутящий момент $M_{кр}$ резко уменьшается (в $\cos \frac{2\pi}{Z_1}(i-1)$ раз) и, следовательно, будет описываться параболической зависимостью.

При значениях диаметрального зазора между вытеснителями планетарного гидромотора $S < S_{кр}$ перетечки по диаметральному зазору $Q_{зм.п}$ отсутствуют в связи с самогерметизацией зоны нагнетания силового соединения от зоны слива.

Выводы. В результате теоретических исследований получены математические зависимости, позволяющие описать взаимосвязь геометрических параметров вытеснителей с учетом их конструктивных особенностей и определить их влияние на выходные характеристики планетарных гидромашин.

Литература

1. Белозерова Т.В. Надежность планетарного гидроусилителя рулевого управления зерноуборочных комбайнов / Автореф. на соиск. уч. степ. к.т.н: 05.20.03 // Т.В. Белозерова – М: 1983. – 23 с.: ил.
2. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины / Б.Н. Бирюков. – М.: Машиностроение, 1977. – 152 с.: ил.
3. Ерасов Ф.Н., Иванченко Ф.Н. К кинематическому анализу планетарно-роторных объемных машин / Ф.Н. Ерасов, Ф.Н. Иванченко // Вестник машиностроения. – 1975. – №9. – С.11-15.
4. Красневский Л.Г. Современные тенденции развития гидроприводов и гидроавтоматики в автотракторостроении / Л.Г. Красневский, В.С. Шевченко // Промислова гідроліка і пневматика. – 2004. – № 1(3). – с.83-85.
5. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К.Л. Навроцкий – М.: Машиностроение. – 1991. – 383с.
6. Об'ємний гідропривод (основи проектування і розрахунки). Навчальний посібник. – Запоріжжя: ЗНТУ. – 2001. – 212с.: іл.
7. Панченко А.И. Оптимизация геометрии рабочего профиля вытеснителей планетарных и героторных машин / А.И. Панченко, С.И. Баев, Е.Б. Грингауз // Труды ТГАТА. – Мелитополь. – 1998. – Вып.2. – Т.4. – с. 56-60.
8. Ерасов Ф.Н. Новые планетарные машины гидравлического

привода / *Ф.Н. Ерасов*. – Киев: УкрНИИНТИ. – 1969. – 55с.: ил.

9. *Кюрчев С.В.* Исследование процесса перемещения вытеснителей планетарных гидромашин / *С.В. Кюрчев* // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сборник научных трудов ХГТУСХ. – Харьков. – 2002. – Вып.5. – С.235-240.

10. *Башта Т.М.* Машиностроительная гидравлика / *Т.М. Башта* – М.: Машиностроение. – 1971. – 672с.

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН НА ЇХ ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Панченко А.И., Волошина А.А., Обернихин П.В., Панченко И.А.

Анотація – статтю присвячено дослідженню впливу геометричних параметрів витискувачів з урахуванням їх конструктивних особливостей на вихідні характеристики планетарних гідромашин.

THE IMPACT OF THE PLANETARY-TYPE FLUID MACHINES GEOMETRIC PARAMETERS TO ITS OUTPUT CHARACTERISTICS

A. Panchenko, A. Voloshina, P. Obernihin, I. Panchenko

Summary

The article is devoted by the development of displacers geometric parameters with a glance its design features to its output characteristics of the planetary fluid machines.

УДК 621.225:69.002.51

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МІНІАГРОТЕХНІКИ НА ВСІХ СТАДІЯХ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ

Ремарчук М.П., д. т. н.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет,

Овсянніков С.І., к. т. н.

Харківський національний технічний університет сільського господарства

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – у статті розглянуто основні напрями підвищення ефективності мініагротехніки на всіх стадіях життєвого циклу.

Ключові слова – мініагротехніка, засоби виробництва, трансмісія, ДВЗ, робоче обладнання.

Вступ. Відомо, що з розвитком потреб людини розвиваються також і засоби виробництва. Задоволення суспільних потреб людства базується на появі нових технічних засобів виробництва, виникнення і використання яких можливе завдяки проходженню ними всіх стадій життєвого циклу, основними з яких є проектування, конструювання, виготовлення та експлуатація [1].

Аналіз літератури. Оцінку ефективності роботи створених засобів виробництва, що пройшли стадії проектування, конструювання та виготовлення визначають на базі комплексу числових характеристик, які висвітлюють, за даними наукових робіт [2, 3], ступінь їх пристосованості для виконання поставлених практичних завдань. До таких показників автори робіт [2, 3] та дослідники інших наукових шкіл відносять питому потужність $N_{num.}$ та матеріалоємність $G_{num.}$, а взагалі (металоємність), які визначаються за формулами:

$$N_{num.} = N/P_e, \quad (1)$$

$$G_{num.} = G/P_e, \quad (2)$$

де N – потужність двигуна; P_e – експлуатаційна продуктивність машини; G – вага машини.

За даними тих же досліджень [2, 3] оцінка ефективності машин може також визначатись по узагальненому показнику PI_{NG} . Автори цих же досліджень стверджують, що мінімальне значення показника

Π_{NG} вказує на потенційні можливості по встановленню оптимальних параметрів для аналізованої машини на різних етапах її створення.

$$\Pi_{NG} = N_{num} G_{num} = \frac{N G}{\Pi_e^2}. \quad (3)$$

На основі показників, які визначаються залежностями (1), (2) і (3), що рекомендовані авторами наукових робіт [2, 3], ними обґрунтована необхідність урахування відповідних зв'язків і обмежень, завдяки чому ці показники при дослідженнях можуть найбільш повно характеризувати ефективність створених машин. Крім показників, запропонованих в роботах [2, 3], відомі інші, що заслуговують на увагу [4, 5, 6, 7, 8, 9]. Так, на підставі [4], до керованих людиною технічних засобів відноситься мініагротехніка, а в загалі назвемо її «технікою».

У відповідності до функціонального призначення мініагротехніки і при достатній кваліфікації оператора виникають умови для взаємодії техніки з навколишнім середовищем, наприклад при обробці ґрунту, то такі складові утворюють систему «оператор – техніка – середовище» (ОТС). Роль оператора в наведеній системі на продуктивність роботи досить впливова в порівнянні з іншими системами і на цій основі її можна розглядати як організовану кібернетичну систему, в якій присутні вхідний X , вихідний Y та внутрішній s параметри. Таку систему у спрощеному вигляді представлено на рис. 1.

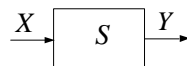


Рис. 1. Кібернетична модель системи досліджуваної техніки

У кібернетичній моделі вхід системи X при наявності деякої «інформації» перетворюється у вихід Y . Поняття «інформація» належить до числа найбільш фундаментальних властивостей кібернетики. Вхідною інформацією для ОТС є паливо або електроенергія, а вихідною – продуктивність техніки. В основі класифікації кібернетичних систем використовуються два критерії за рівнем складності та рівнем визначення стану. За рівнем складності їх підрозділяють на три групи: – прості; – складні; – дуже складні, а за іншим критерієм – на детерміновані і вірогідні. В роботі [5] стверджується, що внутрішній стан досліджуваної кібернетичної системи, наведеної на рис. 1, визначається як

$$s = Y/X. \quad (4)$$

Для кібернетичної системи, за даними [5], параметр s це пропорційне перетворення інформації, яке називають посиленням,

якщо $s > 1$, або ослабленням, якщо $s < 1$ і, відповідно до цього, такі системи називають підсилювачами або ослаблювачами. Згідно теорії системного аналізу [4] параметр s називають властивістю системи. В кібернетиці [5] параметр s називають пропускнуою спро системи. Параметр s згідно теорії автоматичного управління [6] називаються статичною передатною функцією. У відповідності до соціологічних досліджень [7] параметр s називають ступенем відкритості системи. Для досить складних системи, стан яких визначається множиною параметрів, вони утворюють багатомірні вектори, зокрема, вхідні у вигляді $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ вихідні – $Y = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$ і внутрішні параметри – $S = \{s_1, s_2, \dots, s_n\}$. Згідно з системними дослідженнями [8] внутрішні параметри називають «структурними». В залежності від стану невизначеності підмножин [8] для досліджуваної системи їх поділяють на різні рівні наукової складності. Зокрема, фундаментальні дослідження характеризуються при невизначеності трьох підмножин, пошукові дослідження або науково-дослідні роботи – при невизначеності любых двох із наведених підмножин, а третій є відомим.

На підставі теорії складних систем [9] в залежності від рівня визначеності підмножин досліджуваної системи їх поділяють дещо по-іншому, наприклад, якщо на вхід системи посилаються довільні сигнали, то спостерігається як вхід, вихід так і внутрішній стан такої системи. Аналіз наукових робіт [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9] свідчить про неоднозначний підхід до визначеності вхідних, вихідних і внутрішніх параметрів досліджуваних систем (соціологічних, технічних і інших). Слід зазначити, що погляди дослідників з теорії кібернетики [4, 5, 6, 7, 8, 9] суттєво відрізняються від поглядів сформованих у наукових роботах [2, 3], а в призначенні показників погляди їх співпадають. Виявлені розбіжності в підходах при розгляді показників що визначаються залежностями (1), (2) (3) і (4) потребують всебічного їх обґрунтування для цього необхідно виконати додаткові дослідження, базуючись на реальних фізичних явищах. Враховуючи значний розвиток засобів малої механізації і мініагротехніки, на даний час, для забезпечення інтенсифікації розробки, виготовлення і експлуатації слід розглядати тільки складові системи ОТС.

Постановка задачі. За результатами виявлених різних поглядів на показники, що використовуються для встановлення рівня ефективності міні агротехніки, визначено мету даної наукової роботи на базі теоретичних досліджень мініагротехніки на основі математичного і імітаційного моделювання процесів як кібернетичної системи [10]. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі [11, 12]:

– обґрунтувати показники ефективності мініагротехніки в складі кібернетичної системи на стадії використання в умовах експлуатації;
 – для зменшення втрат енергоресурсів мініагротехніки на стадіях її життєвого циклу обґрунтувати заміну механічної трансмісії на гідравлічну.

Рішення задачі. Розглянемо систему ОТС зі змінним внутрішнім станом, який впливає як на вхід, що характеризує витрати палива ДВЗ, так і на вихід – продуктивність мініагротехніки. Структуру такої системи ОТС представимо у вигляді основних складових, що наведено на рис. 2.

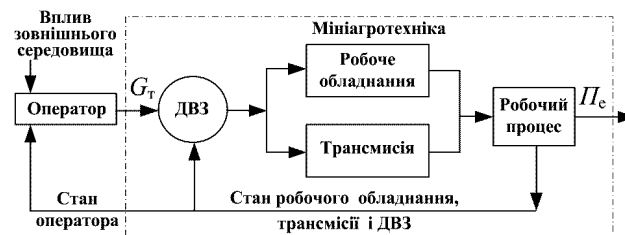


Рис. 2. Структурна схема системи ОТС

Функціонування ОТС – це процес послідовного переходу системи з одного стану в інший із-за зміни внутрішнього стану, входом якої є споживання палива (вхідний показник, позначимо як G) і перетворенні його в продуктивність (вихідний показник, позначений як P_e).

На основі [4, 5, 6, 7, 8] для кібернетичної системи або чорного ящика запишемо відношення продуктивності P_e до витрат палива G_0 яке представляє собою як коефіцієнт підсилення $k_{отс}$ або пропускну спроможність

$$k_{отс} = P_e / G_T . \quad (5)$$

Оскільки система ОТС є динамічною, то приймемо за малий проміжок часу, як припущення, її незмінною.

В той же час [10], якщо помножити чисельник на питомий опір ґрунту K_r при обробці його мініагротехнікою, а знаменник – на теплотворну здатність палива $I_{п}$ (які, як допустиме припущення, є сталими величинами), на підставі цього запишемо залежність, що виражає собою величину загального коефіцієнта корисної дії (ККД) системи ОТС (без урахування розмірності), яка матиме вигляд

$$\eta_{отс} = \frac{(P_e + P_{оп}) K_r}{G_T I_{п}} = \frac{N_k + N_{оп}}{N} , \quad (6)$$

де $P_{оп}$ – експлуатаційна продуктивність мініагротехніки, яка створюється завдяки додаткових витрат енергії оператором на заданій

площі або заданий проміжок часу; N_k , $N_{оп}$ – енергія системи ОТС, яка визначається через експлуатаційну продуктивність техніки і продуктивності яка створюється оператором та з урахуванням питомого опору обробки ґрунту. Залежність (6) показує величину загального ККД системи ОТС як долю корисно використаної енергії цією системою. ККД системи ОТС, залежність (6), не дозволяє встановити складові в його структурі та визначати вплив різних чинників на ці складові. Для цього необхідно виконати ряд спеціальних теоретичних дослідження. Аналіз залежності (6) показує, що при зміні місцями чисельника і знаменника у відповідності до залежності (1) втрачається для (6) фізичне обґрунтування отриманого результату. Таким чином, залежність (1), як показник питомої потужності може виконувати надану авторами дослідження функцію, але для використання її в структурі системного аналізу залежність (1) є непридатною.

Якщо скористатись залежністю (2) та змінити у неї місцями чисельник і знаменник у відповідності до залежності (4) і помножити чисельник на питомий опір обробки K_r ґрунту при використанні мініагротехніки, а знаменник – на коефіцієнт зчеплення f_c і на швидкість руху в робочому процесі мініагротехніки g_1 , тоді отримаємо формулу, що виражає собою величину коефіцієнта корисної дії (ККД) робочого процесу системи ОТС, яка, в діапазоні допустимих припущень, без урахування фізичних можливостей оператора може бути представлена у вигляді

$$\eta_{рп} = \frac{P_e K_r}{G f_c g_m} = \frac{P_e K_r}{N_m} = \frac{N_k}{N_m}, \quad (7)$$

де N_1 – потужність, що витрачається на рух мініагротехніки.

Якщо скористатись залежністю (7) і помножити чисельник і знаменник на вираз $G f_c g_1$ і перегрупувати її складові, то в діапазоні малого часового інтервалу такий показник є незмінним, як допустиме припущення. В результаті наведених отримаємо ККД мініагротехніки

$$\eta_{ккд ат} = \frac{P_e K_r}{G f_c g_m} \frac{G f_c g_m}{G_T I_{п}} = \eta_{рп} \eta_{двз тт}, \quad (8)$$

де $\eta_{двз тт}$ – сумісна величина загального ККД двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) та трансмісії мініагротехніки.

На підставі отриманих результатів (7) і (8) можна зробити висновок, що показники, які визначаються за залежностями (2) і (3) теж не можуть застосовуватись для проведення досліджень на рівні системного аналізу для засобів виробництва. В цілому мініагротехніка, як елемент підсистеми ОТС, може забезпечити перетворення ефективної потужності первинного двигуна в

продуктивність від 30–95 %. З цього витікає, що чим більша частка ефективної потужності двигуна використовується в робочому процесі, тим більший вплив її на продуктивність ОТС. Коли потужність від ДВЗ використовуватиметься тільки трансмісією або одночасно витрачається на робочий процес і на трансмісією, то однаковий стан трансмісії не впливає на продуктивність ОТС, а залежатиме від особливостей робочого процесу і від психофізіологічного стану оператора та стану зовнішнього середовища [13, 14, 15]. Визначення впливу наведених факторів потребує проведення додаткових досліджень. Характерною ознакою ОТС при збільшенні напруження є постійне зростання внутрішніх втрат потужності ДВЗ, в результаті чого знижується продуктивність і збільшуються неефективні витрати його енергії, які можуть бути визначені через $\eta_{\text{ккл ат}}$ цикловий ККД. Система ОТС (див. рис. 2), в якій створений внутрішній позитивний зворотний зв'язок, належить до цілеспрямованих систем, яка здатна управляти станом своїх підсистем. В нашому випадку компенсування зниження ККД, яке визначатиметься при діагностуванні, забезпечить за рахунок заміни зношених елементів підсистем на нові, що призведе до підвищення (відновлення) ККД системи ОТС в цілому. Для штучно створених систем, в тому числі і ОТС, в склад яких входить мініагротехніка, існують такі стадії [1], як проектування (основа для конструювання – опис функціонування технічного засобу), конструювання (з такими етапами – розробка технічного завдання, технічної пропозиції, ескізного проекту, технічного проекту і робочої документації), виготовлення та експлуатація технічного засобу. Життєвий цикл мініагротехніки починається і завершується на користувачеві, тобто «користувач – мініагротехніка – користувач» [4, 5, 6, 7, 8]. Таким чином, для «користувача» є бажаним знання фактичного стану різних підсистем ОТС на основі величини циклового ККД та ресурсу роботи, до яких раціонально використовувати мініагротехніку. Одним із напрямків зниження вартості та підвищення якості робіт при застосуванні мініагротехніки в складі ОТС, це заміна механічної трансмісії на гідравлічну з використанням [16] гідромотор-колесо яке дозволить зменшити витрати ресурсів і енергії на всіх стадіях життєвого циклу систем ОТС. Наукове обґрунтування таких показників граничного стану підсистем мініагротехніки має важливе народногосподарське значення.

Висновки. Трансмісія, ДВЗ, робоче обладнання, оператор є самостійні підсистеми складної системи ОТС. З аналізу системи ОТС витікає, що зменшення продуктивності мініагротехніки в складі ОТС виникає внаслідок збільшення внутрішніх втрат потужності в трансмісії, робочому обладнанні, ДВЗ та від зміни

психофізіологічного стану оператора. Встановлення допустимого рівня зниження продуктивності ОТС і визначення допустимого зростання внутрішніх втрат енергії можна досягти на основі вирішення наведеної наукової проблеми. Враховуючи подорожчання палива та зменшення природних запасів, питання підвищення продуктивності при зменшенні втрат енергії при застосуванні мініагротехніки стає, на сьогодні, однією з важливих науково-прикладних проблем України.

Література

1. *Сьомкін С.В.* Основи проектування та конструювання: Навчальний посібник / *С.В. Сьомкін.* – К.: Альтерпрес, 2007. – 283 с.
2. Наукові основи створення високоефективних землерийно-транспортних машин / *Кириченко І.Г., Назаров Л.В., Нічке В.В., Демішкан В.Д. та ін.* – Харків: ХНАДУ, 2003. – 588с.
3. *Демішкан В.Ф.* Підвищення якості землерийно-транспортних машин удосконаленням робочого процесу / *В.Ф. Демішкан, В.В. Нічке.* – Харків: ХНАДУ, 2007. – 272с.
4. Системный анализ и структуры управления. (Книга восьмая) / [*Под общ. ред. В.Г. Шорина*]. – М.: Знание, 1975. – 304с.
5. *Ланге О.* Введение в экономическую кибернетику: Перевод с польск. / *О. Ланге.* – М.: Прогресс, 1968. – 208с.
6. *Кононыхин Б.Д.* Методика оценки конкурентоспособности строительной и инженерной техники / *Б.Д. Кононыхин* // *Строительные и дорожные машины.* – 2001. – №6. – С. 14–19.
7. *Старіш О.Г.* Системологія: Підручник / *О.Г. Старіш.* – К.: Центр навч. літ., 2005. – 232с.
8. *Пальчевский Б.А.* Научное исследование: объект, направление, метод / *Б.А. Пальчевский.* – Львов: Вища шк., Изд. при Львов. ун-те, 1979. – 180с.
9. *Бусленко Н.П.* Лекции по теории сложных систем / *Н.П. Бусленко, В.В. Калашников, И.Н. Коваленко.* – М.: Сов. радио, 1973. – 440с.
10. *Ремарчук М.П.* Енергозберігаючі силові передачі будівельно-дорожніх машин: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.05.04 «машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт» / *М.П. Ремарчук.* – Харків, 2008. – 36с.
11. *Карпунин М.Г.* Жизненный цикл и эффективность машин / *М.Г. Карпунин, Я.Г. Любинецкий Б.И. Майданчик.* – М.: Машиностроение, 1989. – 312с.
12. *Ремарчук М.П.* Методологія підвищення продуктивності будівельних і дорожніх машин на всіх стадіях життєвого циклу / *М.П. Ремарчук* // *Вестник ХНАДУ. Сб. науч. тр., Вып. 38.* – Харьков: ХНАДУ. – 2007. – С. 296-300.

13. Методи проектування технологічних процесів та обладнання: Навчальний посібник для студентів за напрямком «Машинобудування» спеціальностей «Обладнання лісового комплексу» та «Машини та обладнання с.-г. виробництва» / *О.А. Науменко, С.І. Овсянніков, Т.О. Баньковська та ін.* – Харків: ТОВ «ЕДЕНА», 2010. – 199с.
14. *Фролов К.В., Фурман Ф.А.* Прикладная теория виброзащитных систем / *К.В. Фролов, Ф.А. Фурман.* – М.: Машиностроение, 1980. – 276с.
15. *Кабанова Н.В.* Методы тестирования состояния здоровья. Учебное пособие / *Н.В. Кabanова.* – Харьков: ХГОО «Фонд «Истоки», 2008. – 14с.
16. *Ремарчук М.П.* Створення гідромоторів на основі використання стандартних силових гідроциліндрів / *М.П. Ремарчук, А.П. Холодов, Я.В. Чмуж, Т.Т. та ін.* // Науковий вісник будівництва. Зб. наук. пр., Вип. 57.– Харків: ХДТУБА – 2010. – С. 95-100.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МИНИАГРОТЕХНИКИ НА ВСЕХ СТАДИЯХ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА

Ремарчук М.П., Овсянников С.И.

Аннотация - в статье рассмотрены основные направления повышения эффективности миниагротехники на всех стадиях жизненного цикла.

THE EFFICIENCY MINIAGROTECHNICS INCREASE AT ALL STAGES OF LIFE CYCLES

M. Remarchuk, S. Ovsyannikov

Summary

In the article the main directions of improving miniagrotechnic at all stages of life cycle.

УДК 621.822.172

ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ НА РЕГУЛЬОВАНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОРАХ

Струтинський В.Б., д. т. н.,

Федориненко Д. Ю., к. т. н.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – розглянуто підхід до аналізу динаміки шпиндельних вузлів на гільзованих гідростатичних опорах на основі метода початкових параметрів у матричному формулюванні.

Ключові слова – динамічні характеристики, шпиндельні вузли, статичні опори.

Вступ. Постійне зростання вимог до точності розмірів та форми деталей, оброблюваних різанням на верстатах, підвищення робочих швидкостей обертання шпинделів при одночасному збільшенні їх жорсткості, широке впровадження нових ефективних методів обробки обумовлює підвищення показників динамічної якості верстатів.

Як зазначається в роботах [1, 2], при створенні нових конструкцій верстатів значну роль у формуванні їх вихідної точності відіграють динамічні явища саме в підсистемі шпиндельного вузла.

Одним з найбільш перспективних типів шпиндельних опор з точки зору забезпечення високих динамічних показників шпиндельного вузла є гідростатичні підшипники, що дозволяють суттєво підвищити точність обертання шпиндельного вузла в межах частин мікрометра [3] та, завдяки високій демпфіруючій здатності, збільшити вібростійкість верстата і якість обробки деталей.

Радіальний зазор в гідростатичному опорному вузлі багато в чому визначає жорсткість шпиндельного вузла, здатність компенсувати похибки форми шийок на точність обробки заготовок, стабільність положення осі обертання шпинделя під впливом зовнішнього навантаження, витрати рідини. Зміна зазору в зоні тертя під навантаженням і при зміні режимів та умов експлуатації надає суттєвий вплив на робочі характеристики підшипника [4].

Керування величиною зазору в процесі механічної обробки дає можливість змінювати, насамперед, динамічні характеристики шпиндельного вузла, що є визначальним для компенсації зміщень шпинделя при впливі стохастичного навантаження з боку процесу різання.

Задачею даної роботи є розробка математичного апарату аналізу динаміки шпиндельного вузла на регульованих радіальних гідростатичних підшипниках для дослідження його вихідної точності.

Основні результати досліджень. При створенні пружно-деформаційних математичних моделей шпиндельних вузлів найчастіше застосовують методи початкових параметрів та скінчених елементів.

Найбільш зручний для розрахунку динамічних характеристик шпиндельних вузлів є метод початкових параметрів в матричній формі, що дозволяє звести розрахунок складної ланцюгової системи до багатократно повторюваного циклу алгебраїчних операцій, що відповідають переходу від однієї ділянки системи до іншої, і дає можливість застосування ЕОМ.

Метод початкових параметрів представляє собою алгоритм, який дозволяє при заданій частоті коливань за відомими значеннями переміщень і внутрішніх сил на початку ділянки визначати значення тих же змінних в кінці ділянки.

Цей метод для лінійних систем є універсальним; він застосовується для розрахунку коливань стрижнів, які складаються з ряду ділянок з різною жорсткістю, масою, зосередженими вантажами і т.п., якщо відповідні задачі вдається описати звичайними диференціальними рівняннями.

Для того, щоб застосування методу початкових параметрів давало істотну вигоду, розрахунок слід вести повністю в числовій формі. При розгляді простих прикладів метод початкових параметрів не володіє помітними перевагами в порівнянні з методом безпосереднього вирішення задачі шляхом складання рівнянь руху по ділянках і їх стикування. Однак, при великому числі ділянок вигода досить велика. Проведення обчислень суттєво спрощується в результаті використання матричної символіки (матриць переходу).

Як при коливаннях згину, так як і при повздовжніх чи крутильних коливаннях, параметри, які характеризують стан перетину стрижня в кінці ділянки, виражаються за лінійними формулами через параметри перетину на початку ділянки.

При згинно-крутильних коливаннях прямих стрижнів положення поперечного перерізу і внутрішні силові фактори в ньому характеризуються шістьма величинами – кутом закручування θ , прогином u , кутом повороту ϕ , згинальним моментом M , поперечною

силою Q і крутячим моментом M_k [5]. Амплітудні значення зазначених величин на i -тій ділянці шпинделя складають шостивимірний вектор

$$Z_i = \begin{bmatrix} \theta_i \\ u_i \\ \phi_i \\ M_i \\ Q_i \\ M_{ki} \end{bmatrix}$$

Формула переходу від вектора Z_{i-1} в правому перетині ділянки до вектора Z_i в лівому його перетині має вигляд (рис. 1) [5]

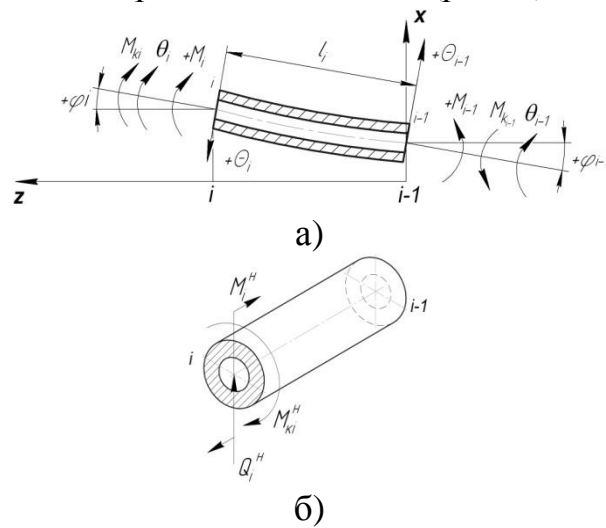


Рис. 1. Правило знаків а) та схема урахування зовнішнього навантаження б) для ділянки шпинделя

$$Z_i = P_i Z_{i-1} + N_i$$

де P_i – узагальнена матриця переходу з розмірністю 6×6 ; N_i – матриця-стовпець гармонійного зовнішнього навантаження.

Загальна перехідна матриця i -тої ділянки P_i дорівнює добутку

$$P_i = U_i S_i,$$

де U_i – перехідна матриця ділянки; S_i – перехідна матриця перетину.

Перехідна матриця i -тої ділянки U_i може бути подана у вигляді [5]

$$U_i = \begin{bmatrix} \cos \chi_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_i}{GJ_p \chi_i} \sin \chi_i \\ 0 & A_i & l_i B_i & \frac{l_i^2 C_i}{EJ_i} & \frac{l_i^3 D_i}{EJ_i} & 0 \\ 0 & \frac{\lambda_i^4 D_i}{l_i} & A_i & \frac{l_i B_i}{EJ_i} & \frac{l_i^2 C_i}{EJ_i} & 0 \\ 0 & \frac{\lambda_i^4 EJ_i C_i}{l_i^2} & \frac{\lambda_i^4 EJ_i D_i}{l_i} & A_i & l_i B_i & 0 \\ 0 & \frac{\lambda_i^4 EJ_i B_i}{l_i^3} & \frac{\lambda_i^4 EJ_i C_i}{l_i^2} & \frac{\lambda_i^4 D_i}{l_i} & A_i & 0 \\ -\frac{GJ_p \chi_i}{l_i} \sin \chi_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \chi_i \end{bmatrix}$$

Функції A_i , B_i , C_i , D_i , що входять до попереднього виразу, обчислюють за залежностями [3]:

$$A_i = \frac{(ch\lambda_i + \cos\lambda_i)}{2}, B_i = \frac{(sh\lambda_i + \sin\lambda_i)}{2\lambda_i}, C_i = \frac{(ch\lambda_i - \cos\lambda_i)}{2\lambda_i^2}, D_i = \frac{(sh\lambda_i - \sin\lambda_i)}{2\lambda_i^3}.$$

Матриця-стовпець навантаження N_i має вигляд

$$N_i = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ M_i'' \\ Q_i'' \\ M_{ki}'' \end{bmatrix},$$

де M_i'' , Q_i'' , M_{ki}'' – амплітуди зовнішнього гармонійного навантаження.

Шпindel, що спирається на підшипники ковзання, може бути представлений у вигляді балки на «вінклеровській» основі з рівномірно розподіленими на опорних ділянках пружно-дисипативними n елементами ($n \rightarrow \infty$). Для моделювання процесу деформування в'язко-пружного середовища шпindelних опор ковзання доцільно застосовувати модель Фойхта-Кельвіна у вигляді паралельно з'єднаних пружного та дисипативного елементів з відповідними лінеаризованими коефіцієнтами радіальної, крутильної жорсткостей c_i , c_θ та відповідного демпфірування h_i , h_θ .

Перехідна матриця перетину S_i в загальному випадку враховує масово-інерційні характеристики зосередженого вантажу при згині та крученні; наявність зосередженої опори, пружно-дисипативної відносно поперечних, кутових, крутильних переміщень; стикове з'єднання елементів шпindelного вузла, пружно-дисипативне відносно поперечних, кутових, крутильних переміщень.

Таким чином, перехідна матриця i -го перетину S_i може бути представлена у вигляді

$$S_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{C_{c\theta i}} \\ 0 & 1 & 0 & 0 & -\frac{1}{C_{cpi}} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \frac{1}{C_{c\phi i}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -J_{yi}\omega_3^2 + C_{\phi i} & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \mu_i\omega_3^2 - C_{pi} & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -J_{zi} - C_{\theta i} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

де J_{zi} , J_{yi} – осьові моменти інерції зосередженого вантажу в i -му перетині; μ_i – маса зосередженого вантажу в i -му перетині; C_{pi} , $C_{\phi i}$, $C_{\theta i}$, C_{cpi} , $C_{c\phi i}$, $C_{c\theta i}$ – комплексні модулі пружності, що визначають пружно-дисипативні характеристики зосередженої в i -му перетині

опори C_i або стикового з'єднання елементів C_{ci} відносно поперечних p , кутових φz , крутильних θz переміщень відповідно.

Комплексні модулі пружності визначаються за формулами:

$$C_{pi} = c_{pi} + jh_{pi}, C_{\phi i} = c_{\phi i} + jh_{\phi i}, C_{\theta i} = c_{\theta i} + jh_{\theta i}, \\ C_{cpi} = c_{cpi} + jh_{cpi}, C_{c\phi i} = c_{c\phi i} + jh_{c\phi i}, C_{c\theta i} = c_{c\theta i} + jh_{c\theta i},$$

де c_{pi} , $c_{\phi i}$, $c_{\theta i}$, c_{cpi} , $c_{c\phi i}$, $c_{c\theta i}$ – коефіцієнти жорсткості в i -му перетині; h_{pi} , $h_{\phi i}$, $h_{\theta i}$, h_{cpi} , $h_{c\phi i}$, $h_{c\theta i}$ – коефіцієнти демпфірування в i -му перетині.

Таким чином, вище вказана задача ґрунтується на складанні матричного рівняння, яке зв'язує параметри в початковому (1-му) перетині балки через перехідні матриці її перетину з параметрами в кінцевому (n -му) перетині, а також з силовим фактором, діючим в k -му перетині [4]

$$Z_n = PZ_1 + P_k N_k$$

де Z_1 , Z_n – матриці-стовпці комплексних параметрів на кінцях шпинделя в 1-му і n -му перетинах; P – матриця (6×6), яка дорівнює добутку всіх узагальнених матриць переходу (для перетинів і ділянок) шпинделя; P_k – матриця (6×6), яка дорівнює добутку всіх перехідних матриць балки, розташованих після k -го перетину, де прикладене зовнішнє гармонійне навантаження; N_k – матриця-стовпчик зовнішнього навантаження в k -му перетині.

Знаючи параметри шпindelного вузла у всіх перетинах, можна знайти частотні передавальні функції цих параметрів по силовому (моментному) зовнішньому впливу, що діє в перетині k , наприклад динамічна податливість в i -му перетині шпинделя

$$W_{F_k}(j\omega) = \frac{u_i(j\omega)}{F_k(j\omega)} = R_e(\omega) + j \cdot I_m(\omega),$$

де ω – частота вимушених коливань системи.

Звідси можна окремо визначити АФЧХ шпинделя за силовим гармонійним збуренням:

$$A(\omega) = \sqrt{R_e^2(\omega) + I_m^2(\omega)}, \varphi(\omega) = \arctg \frac{I_m(\omega)}{R_e(\omega)}.$$

Аналогічним чином можна отримати характеристику динамічної податливості за гармонійним моментним збуренням.

Побудова пружних ліній деформацій осі шпинделя по відомих параметрах прогину або кута закручування в перетинах дозволяє досліджувати статичну, динамічну форми коливань в широкому частотному діапазоні. Для розрахунку статичної форми викривленої осі шпинделя при поперечних або крутильних коливаннях треба покласти частоту збуджуючого навантаження $\omega=0$ Гц.

При вібраціях в пружній системі шпindelного вузла відбувається розсіяння енергії коливань в зовнішнє середовище, в

матеріалах та з'єднаннях пружних елементів, що обумовлене дією дисипативних сил.

Дисипація енергії в опорних шпindelьних гідростатичних вузлах обумовлена рядом факторів. Розсіяння енергії коливань відбувається в мастильному прошарку опори при періодичному зближенні шийки шпинделя і гідростатичної втулки в межах радіального зазору. При відносному ковзанні спряжених поверхонь підшипника без їх зближення у в'язкому середовищі виникає сила непружного опору деформаціям зсуву стисненої рідини. Також для гідростатичних опор властиво демпфірування в системі живлення за рахунок дроселювання потоку в'язкої стисненої рідини. Найбільший вплив на вібрації шпинделя чинять перші дві складові (до 90%) сил непружного опору в підшипниках, що при малих коливаннях у в'язкому середовищі мають лінійну характеристику та пропорційні відповідним швидкостям зміщень шпинделя в радіальному і тангенціальному напрямках опори.

Одним з факторів, що суттєво впливають на вихідну точність обробки є пружні контактні переміщення в нерухомих з'єднаннях шпindelьного вузла (наприклад, «шпindelь-патрон-заготовка», «шпindelь-інструмент» і т.ін.). Відомо, що пружні переміщення в стиках спряжених елементів шпindelьного вузла можуть сягати до 50% в балансі переміщень шпindelьної групи верстата [6].

В загальному випадку стикове з'єднання шпинделя з технологічним оснащенням може бути уявлено у вигляді зосередженої (або розподіленої) пружно-дисипативної опори, що характеризується трьома складовими жорсткості (радіальною, кутовою, крутильною) та відповідними коефіцієнтами демпфірування. Надалі обмежимося розглядом циліндричних та конічних стикових з'єднань, що є найбільш поширеними у шпindelьних вузлах верстатів.

Більшість стикових з'єднань, що застосовуються в конструкціях шпindelьних вузлів, мають попередній натяг. Попередньо прийемо, що контакт спряжених поверхонь має місце по всій площі стику, а пружні контактні переміщення залежать лінійно від тиску натягу.

Як показано в роботах [6, 7], для математичного опису процесу контактування спряжених деталей, що розділені внаслідок геометричних відхилень поверхонь прошарком змінної жорсткості, доцільним є застосування гіпотези Вінклера. В загальному випадку стикове з'єднання можна уявити у вигляді балки на пружній «вінклеровській» основі, яка являє собою поверхневі шари контактуючих деталей.

Як правило в з'єднаннях з натягом контактні переміщення та тиск від натягу значно перевищують такі ж параметри від зовнішнього навантаження [6]. Отже деформаціями в стику власне від зовнішнього навантаження, внаслідок їх малості в порівнянні з контактними, можна зневажити.

Коефіцієнти радіальної та кутової жорсткостей, приведені до початку стику з урахуванням залежностей отриманих в роботі [6], можуть бути представлені у вигляді:

$$c_{cp} = \frac{\pi D(z)}{4c_{\beta} k_p (c_{\beta} l C_1 + C_2)}, \quad (1)$$

$$c_{c\varphi} = \frac{\pi D(z)}{4c_{\beta}^2 k_p l (2c_{\beta} l C_3 + C_4)}, \quad (2)$$

де $D(z)$ – діаметр технологічного оснащення за координатою z по довжині l стикового з'єднання; c_{β} – коефіцієнт контактної жорсткості стику; k_p – коефіцієнт контактної податливості стику; C_1, C_2, C_3, C_4 – поправочні коефіцієнти, що враховують вплив змінного діаметру стикового з'єднання [6].

На точність обертання шпинделів, особливо прецизійних, поряд з радіальними та кутовими зміщеннями в стиках чинять істотний вплив дотичні переміщення при крутильних коливаннях системи. Це явище можна характеризувати коефіцієнтом крутильної жорсткості в стику, що наближено може бути визначений за залежністю

$$c_{c\theta} = \frac{1}{k_{\tau}}, \quad (3)$$

де k_{τ} – коефіцієнт контактної дотичної податливості.

Як правило, коефіцієнт k_{τ} для умов пружно-пластичного деформування визначається експериментальним шляхом. Емпіричні значення цього коефіцієнту для найбільш поширених типів стикових з'єднань в шпindelьному вузлі приводяться в роботах [6, 7].

Для технічних розрахунків при співвідношенні $l/D_{\max} \leq 5$ достатньо розглянути стикове з'єднання в зосереджених параметрах, приведених до середнього по довжині з'єднання перетину, які обчислюються за залежностями (1-3).

Похибки виготовлення спряжених деталей стику чинять суттєвий вплив на жорсткість з'єднання. Так, відповідно до експериментальних даних роботи [6] жорсткість притертих поверхонь стику більша на 25-30% ніж шліфованих. Окрім того встановлено, що при зміні кутового положення оправки (навколо власної осі) відносно шпинделя, жорсткість стику змінюється в межах до 30%.

Для розрахункової оцінки впливу похибок виготовлення спряжених деталей найбільш доцільно застосовувати емпіричні

коефіцієнти, що враховують випадкові зміни геометрії спряжених поверхонь для певних типів та технологій виготовлення елементів стикових з'єднань. Для технічних розрахунків можна застосовувати відповідні радіальні, крутильні поправочні коефіцієнти μ_r , μ_φ [6] контактної податливості. В цьому випадку коефіцієнти k_p , k_τ , що входять до виразів (1-3), знайдуться відповідним множенням на поправочні коефіцієнти μ_r , μ_φ .

Істотний вплив на амплітуди вимушених коливань шпинделя чинять сили внутрішнього тертя в матеріалах та сили конструкційного демпфірування, обумовленого, насамперед, дисипацією енергії при деформаціях нерухомих з'єднань. Характеристики дисипації енергії при дії сил внутрішнього тертя та конструкційного демпфірування можуть бути задані коефіцієнтами поглинання ψ або конфігурацією петлі гістерезису.

Так, коефіцієнт поглинання ψ дорівнює відношенню втраченої за цикл енергії ΔW до найбільшого значення потенціальної енергії пружного елемента. Тоді лінеаризований коефіцієнт демпфірування може бути визначений за залежністю [8]

$$h_\psi = \frac{\psi_0}{2\pi\omega}, \quad (4)$$

де ψ_0 – усереднене значення коефіцієнту поглинання по довжині шпинделя, яке визначається окремо для деформацій згину та кручення.

У випадку, коли дисипативні характеристики визначені петлею гістерезису, лінеаризований коефіцієнт демпфірування визначається наступним чином

$$h_a = \frac{1}{\pi a^2 \omega} \int_0^T F_\delta \left(\frac{dx}{dt} \right) \frac{dx}{dt} dt, \quad (5)$$

де a – найбільша абсциса петлі гістерезису; F_δ – дисипативна сила; x – відносне переміщення спряжених поверхонь при циклічному деформуванні пружно-дисипативного елемента; T – період деформування.

Розсіяння енергії коливань у спряженнях деталей значно більше, ніж в матеріалах цих деталей. Так дисипація енергії коливань в циліндричних і конічних стиках спряжених елементів шпиндельного вузла обумовлена нормальними, дотичними пружними контактними переміщеннями та відносним ковзанням спряжених поверхонь стику.

З урахуванням рекомендацій робіт [6, 7] щодо розсіяння енергії в циліндричних та конічних стиках, коефіцієнти радіального h_{cr} , кутового $h_{c\varphi}$ та крутильного $h_{c\theta}$ демпфірування в стику можуть бути обчислені за залежностями:

$$h_{cp} = \frac{D_c l x_c^2 \psi_p}{8 \cdot k_p \omega_3 \int_0^l EJ \left(\frac{\partial^4 x_l}{\partial z^4} \right) dz},$$

$$h_{c\varphi} = \frac{D_c l^3 \varphi_c^2 \psi_p}{88 \cdot k_p \omega_3 \int_0^l EJ \left(\frac{\partial^4 x_l}{\partial z^4} \right) dz},$$

$$h_{c\theta} = \frac{\psi_\theta}{\pi \omega_k \int_0^l GJ_p \left(\frac{\partial^2 \theta_l}{\partial z^2} \right) dz},$$

де ψ_p , ψ_θ - емпіричні коефіцієнти поглинання енергії [6], що враховують умови навантаження та мащення стику; x_l , θ_l - переміщення в площині згину та кут закручування по довжині l стику відповідно; x_c , φ_c - переміщення та кут повороту в площині згину, що визначені в середньому поперечному перетині стику; D_c - діаметр стикового з'єднання в його середньому поперечному перетині; ω_3 , ω_k - частоти коливань згину та кручення відповідно.

Коефіцієнти демпфірування в шпindelьних опорних вузлах при поперечних h_i та крутильних h_θ коливаннях можна наближено визначити за залежністю

$$h_n = \frac{\psi_p \cdot c_n}{4\pi^2 \omega},$$

де C_n - жорсткість в радіальному або тангенціальному напрямках підшипника; ψ_p - коефіцієнт поглинання енергії коливань згину або кручення шпindelьного вузла [8].

Демпфірування в матеріалах пружних елементів доцільно враховувати для високошвидкісних шпindelьних вузлів при наближенні робочих швидкостей обертання до першої критичної швидкості та протяжних консольних ділянках шпindelя із заготовкою або інструментом. Для урахування дисипації енергії в матеріалах пружної системи шпindelьного вузла скористаємося гіпотезою Сорокіна Е.С. [9], згідно до якої сила непружного опору деформаціям в матеріалі пропорційна амплітуді напружень та має знак швидкості деформацій. Таким чином жорсткості згину та кручення слід подати в комплексній формі:

$$EJ_i = EJ(1 + jh_m),$$

$$GJ_{pi} = GJ_p(1 + jh_{m\theta}),$$

де h_m , $h_{m\theta}$ - коефіцієнти демпфірування в матеріалі елементів шпindelьного вузла при коливаннях згину та кручення відповідно.

Наближено шукані коефіцієнти h_m , $h_{m\theta}$ можна обчислити за формулами (4-5), або за залежністю $h = \delta/\pi\omega$, де δ - логарифмічний декремент коливань.

В якості об'єкту аналізу розглянемо конструкцію модернізованої шліфувальної бабки (рис. 2) торцекруглошліфувального верстату 3Т161 зі шпиндельними регульованими радіальними гідростатичними підшипниками (рис. 3).

Базовою деталлю регульованого радіального гідростатичного підшипника є корпус 1 (рис. 3). В отвір корпуса встановлено з натягом втулку 3, що має на внутрішній поверхні два конічних пояска, по яким ковзатиме гідростатична втулка 6. Гідростатична втулка 6 виконана з системою поздовжніх пазів 12, між якими утворені п'ять карманів 4. Також вона має напрямний поясок та шпонку (на рисунку не показані), що остаточно орієнтують її в корпусі.

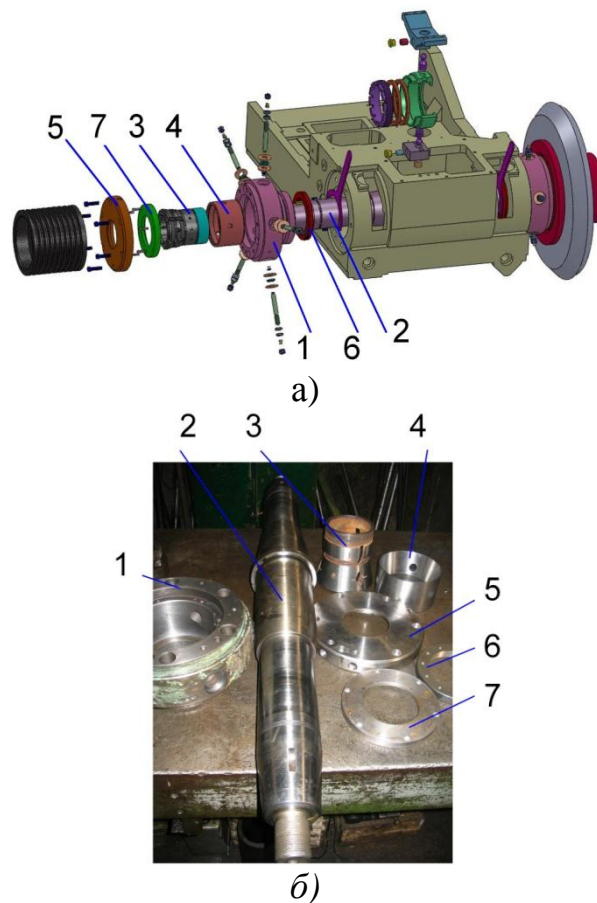


Рис. 2. 3D модель а) та основні елементи б) конструкції шліфувальної бабки:

1 – корпус підшипника; 2 – шпиндель; 3 – деформована гідростатична втулка; 4 – конічна втулка; 5 – кришка; 6 – гайка; 7 – фланець

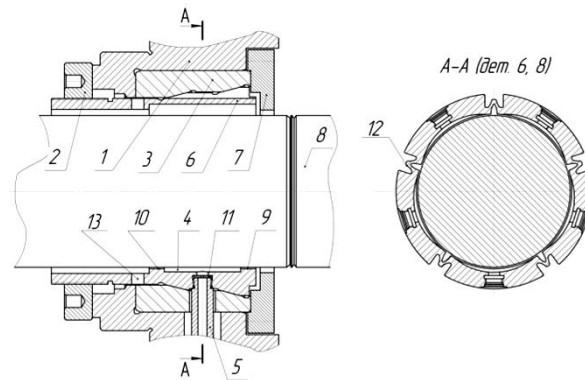


Рис. 3. Конструкція регульованого радіального гідростатичного підшипника

З робочої сторони підшипника нерухома втулка 3 підтискається фланцем 7. На хвостовій частині гідростатичної втулки виконано різь, яка призначена для нагвинчування на неї гайки 2, що упирається в торець корпусу 1 і виконує роль натяжного елемента. В отвори гідростатичної втулки з різью загвинчено штуцери 5, що мають можливість вільно переміщуватись разом з втулкою в межах регулювання зазору. Для розвантаження опорної часті підшипника від осьових зусиль в різьовому з'єднанні на хвостовій частині втулки 6 виконані в тангенціальному напрямку десять наскрізних отворів 13.

Регульований радіальний гідростатичний підшипник працює наступним чином. Робоча рідина, під тиском від насосу, подається через штуцери 5 і дросельні шайби 11 до карманів 4 гідростатичної втулки 6, де створюється несучий шар робочої рідини, яка підтримує шпиндель 8 в певному положенні. Вихід рідини в картер шпиндельної бабки з карману відбувається через перемички 9 і 10, що відіграють роль дроселюючого елемента і при зміні радіального зазору дозволяють регулювати жорсткість підшипника і витрати рідини. Регулювання величини радіального зазору виконують обертанням гайки 2, яка упираючись в торець корпусу 1 надає зворотно-поступального руху гідростатичній втулці 6, яка зовнішньою конічною поверхнею рухаючись по внутрішній конічній поверхні втулки 3, зменшує (збільшує) робочий отвір між шпинделем і втулкою 3. Таким чином здійснюється регулювання радіального зазору в підшипнику.

В результаті розрахунку на ПЕОМ отримані АФЧХ (рис. 4) та розподіл амплітуд коливань по довжині шпинделя (рис. 5) в залежності від величини регульованого діаметрального зазору Δ при навантаженні одиничною силою.

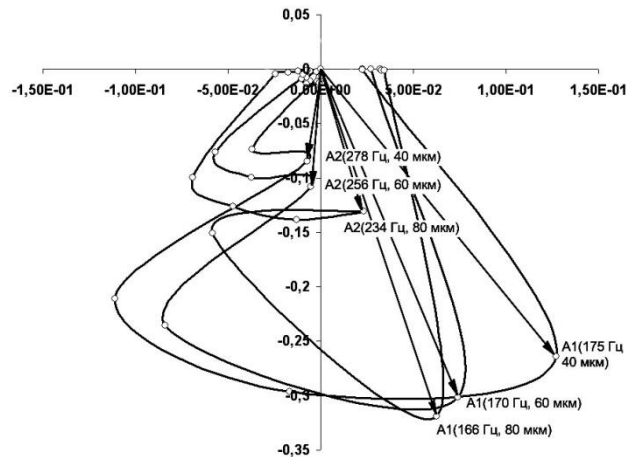


Рис. 4. АФЧХ шпиндельного вузла (A1, A2 - амплітуди першої та другої резонансних частот в функції зазору Δ , відповідно)

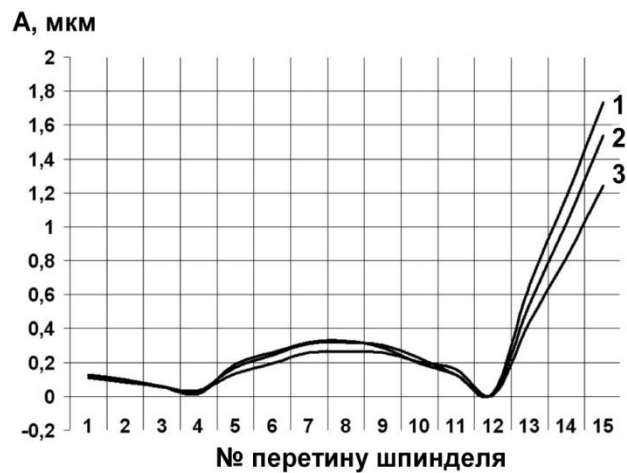


Рис. 5. Розподіл амплітуд коливань по довжині шпинделя (1 - $\Delta=80$ мкм; 2 - $\Delta=60$ мкм; 3 - $\Delta=40$ мкм)

З теоретично отриманих графіків (рис. 4, 5) видно, що зі збільшенням діаметрального зазору зростає як статична, так і динамічна податливість системи. Окрім того, значення першої та другої резонансних частот при зростанні величини Δ змінюється в бік низькочастотного діапазону, що збільшує можливість співпадання з частотами вимушених коливань.

Запропоновані технічні рішення щодо регулювання величиною зазору в підшипнику під час механічної обробки деталей дозволили істотно зменшити розмах напівосей еліптичної траєкторії обертання шліфувального шпинделя та змістити її центр до геометричної осі гідростатичної втулки (рис. 6).

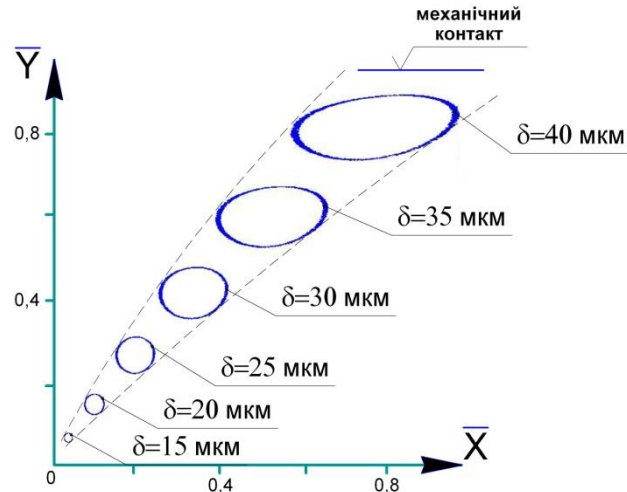


Рис. 6. Тренд траєкторій обертання осі шліфувального шпинделя в процесі регулювання радіального зазору δ (\bar{X} , \bar{Y} - безрозмірні осі системи координат, пов'язаної з центром підшипника)

Висновки. Розглянуті в роботі наукові підходи щодо визначення динамічних характеристик дозволяють оцінити динамічну якість шпиндельного вузла на гідростатичних опорах і можуть бути використані для широкої номенклатури роторів на підшипниках ковзання.

Створена нова конструкція радіального гідростатичного підшипника, яка дозволяє шляхом безступінчастого регулювання величиною статичного зазору керувати вихідними показниками жорсткості та демпфірування в опорі.

Запропоновані технічні рішення щодо керування геометрією спряжених поверхонь гідростатичної опори дозволили підвищити вихідну точність обертання шпинделя під навантаженням з боку процесу різання в 3-5 разів.

Література

1. Кудинов В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. - М.: Машиностроение, 1967. - 360 с.
2. Струтинський В.Б. Математичне моделювання металорізальних верстатів / В.Б. Струтинський, П.П. Мельничук. - Житомир: ЖІТІ, 2002. - 572 с.
3. Пуш А.В. Шпиндельные и узлы: качество надежность / А.В. Пуш. - М.: Машиностроение, 1992. - 288 с.
4. Сахно Ю.О. Регульовані гідростатичні підшипники для шпиндельних вузлів / Ю.О. Сахно, Д.Ю. Федориненко, С.В. Бойко, В.С. Волик. - Ніжин: ТОВ «Видавництво «Аспект-Поліграф», 2009. - 172 с.

5. *Ивович В. А.* Переходные матрицы в динамике упругих систем / *В.А. Ивович.* – М.: Машиностроение, 1968. – 217 с.
6. *Левина З.М.* Контактная жесткость машин / *З. Левина, Д. Решетов.* - М: Машиностроение, 1971. - 264 с.
7. *Кедров С.С.* Колебания металлорежущих станков / *С.С. Кедров.*- М.: Машиностроение, 1978. - 199 с.
8. Вибрации в технике / [под ред. В. Н. Челомея]. - М.: Машиностроение, 1980. - 544 с.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ НА РЕГУЛИРУЕМЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОРАХ

Струтинский В.Б., Федориненко Д. Ю.

Аннотация – рассмотрен подход к анализу динамики шпиндельных узлов на регулируемых гидростатических опорах на основе метода начальных параметров в матричной формулировке.

THE DINAMIC CHARACTERISTIC OF THE SPINDLE UNITS AT THE REGULAR HYDROSTATIC RESTS

V. Strutinsky, D. Fedorinenko

Summary

The approach to the analysis of spindle knots dynamics based on initial parameters method in matrix formulation is considered.

УДК 621.812.161

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ГИДРОСТОЙКИ

Анучин А.В., асп.*,

Бурков П.В., д. т. н.

Юргинский Технологический институт Томского политехнического университета,

Каримов В.Г., нач. отд. гидравлики

ООО «Юргинский машиностроительный завод»,

Колеватов Ю.В., к. т. н.

ФГУП «СибНИА им. С. А. Чаплыгина»

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – проанализированы методы проведения испытаний секций механизированного крепления, которое серийно изготавливается ТОВ «Юргинский машиностроительный завод». Предложена схема проведения динамических испытаний гидравлических стоек на стенде ФДУП «СибНИА им. С.А.Чаплыгина».

Ключевые слова – моделирование, динамические загрузки, гидравлические стойки.

В настоящее время ТЭК РФ является важнейшей основой экономической и социальной стабилизации государства. В соответствии с проектом «Основных положений энергетической стратегии России» предусматривается последовательное увеличение доли угля в топливно-энергетическом балансе, что в свою очередь потребует увеличения объёмов его добычи до 380-450 млн.т. к 2020 году. Основным угледобывающим регионом является Кузбасс.

Сегодня можно с уверенностью сказать, что опыт реформирования и реструктуризации угольной отрасли Кузбасса дал положительные результаты – в Кузбассе появилась и получила развитие собственная промышленная база по производству горно-шахтного оборудования, в первую очередь за счёт перепрофилирования заводов военно-промышленного комплекса в связи с конверсией, а на базе Юргинского машзавода по инициативе

губернатора А. Г. Тулеева создан центр угольного машиностроения.

В настоящее время ООО «Юргинский машзавод» серийно выпускает полный набор оборудования для очистных механизированных комплексов преимущественно собственных разработок, имея в составе «Особое конструкторское бюро» (ОКБ), оснащенное современной компьютерной техникой, в котором работают высококвалифицированные специалисты. Все проектные работы ведутся в программах «Solid Works», «Компас», «Autocad» и других. Кинематические и силовые расчеты ведутся по специальным методикам и программам «Cosmos m» и «Ansys», что резко повышает технический уровень разработок, позволяя оптимизировать металлоконструкции, обеспечивая принцип равнопрочности и минимизацию веса. В настоящее время разработана и внедряется программа расчёта под действием динамического нагружения изделий в целом, в том числе и секций крепи методом контактных нагружений. По-существу – это стендовое нагружение в соответствии с Европейским стандартом, проводимое на компьютере.

Для очистных механизированных комплексов завод выпускает полный набор оборудования это:

- механизированные крепи, конвейеры лавные скребковые, перегружатели, дробилки, ленточные конвейеры, комбайны очистные «К500Ю» с радиоуправлением, кабелеукладчики;
- силовое гидрооборудование любых типов, управляющую гидравлику, мягкую гидравлику и присоединительную арматуру.

Во время эксплуатации в перекрытии секции механизированной крепи возникают большие продольные усилия к уменьшению которых нужно стремиться. Перекрытие является элементом, который воспринимает все нагрузки, и обеспечивает устойчивость конструкции. Поэтому к конструкции перекрытия предъявляются высокие требования по показателям надежности. Более того, от качества конструкции перекрытия напрямую зависит жизнь горных рабочих и ресурс всей секции по металлоконструкции [1].



Рис. 1. Испытания секции крепи на испытательном стенде «Gluckauf»

В испытательном цехе ООО «Юргинский машзавод» есть уникальная возможность проведения испытаний секции до спуска под землю. Испытание выявляет слабые места конструкции.

Для установления качественных показателей секции крепи Юргинский машзавод подвергает секции испытаниям на испытательном стенде в условиях, приближенных к реальным. Перекрытия испытывают в составе всей секции с сохранением всех кинематических особенностей. Испытания проводят по 5 разным схемам нагружения на испытательном стенде «Gluckauf». Секцию крепи раздвигают на определенную величину. Перекрытие упирается в неподвижную плиту стенда и нагружение секции происходит за счет подачи давления в гидростойки (самонагружение) от 10 до 54 МПа. На каждой ступени выдерживают по 1 мин. Затем сбрасывают нагрузку до 5 МПа и замеряют остаточные деформации. Таким образом, крепь проходит испытание на 80-процентный ресурс.

В результате работы оборудования установлено, что в структуре простоев комплексно-механизированного забоя из-за отказов гидрооборудования крепи 31% приходится на отказы гидростоек механизированных крепей и 23% на отказы других силовых гидродомкратов. Причины потери герметичности гидростоек распределяются следующим образом: коррозия и износ зеркала цилиндра 58%, износ уплотнений 28% и раздутие рабочего цилиндра 14%.

Наиболее опасные режимы работы гидростойки возникают при динамических явлениях. Появление их в основном характеризуется наличием в кровле труднообрушаемых пород (около 40% угольных пластов Кузбасса). Воздействие

динамических явлений на крепь носит выраженный ударный, динамический характер. Чаще всего деформируются непосредственно гидростойки, основания и перекрытия секций крепи. Поэтому большое внимание уделяется разработке различных технических решений предохранения цилиндров гидростоек от забросов давления рабочей жидкости.

Для изучения этой проблемы было предложено произвести динамические испытания гидростоек с глубоким сверлением собственного производства, с предохранительными клапанами фирмы «Marko». Такие испытания позволяют определить предел работы гидростойки под динамической нагрузкой.

Моделирование динамического нагружения гидростойки, соответствующее шахтным условиям, рекомендуют осуществлять на стендах с массой сбрасываемого груза адекватной несущей способности крепи и высотой сброса около 2000 мм. Наиболее полно имитировать динамическое обрушение кровли можно на стенде К-100 (табл. 1) института СибНИА им. С.А. Чаплыгина (г. Новосибирск), позволяющим обеспечить массу сбрасываемого груза до 100 т, что соответствует несущей способности крепи. При этом высота сброса груза и начальная скорость падения близки к нулю, нанося неупругий удар по гидростойке [4].

Таблица 1

Основные техн. характеристики стенда К-100

Максимальный вес грузовой клетки, т	100
Максимальное расстояние между опорной плитой и днищем клетки, м	6
Габариты стенда, мм	
Высота (от уровня пола)	15750
Ширина	10880
Длина	11880

Схема испытательного стенда и его спецоборудования показана на рис. 2.

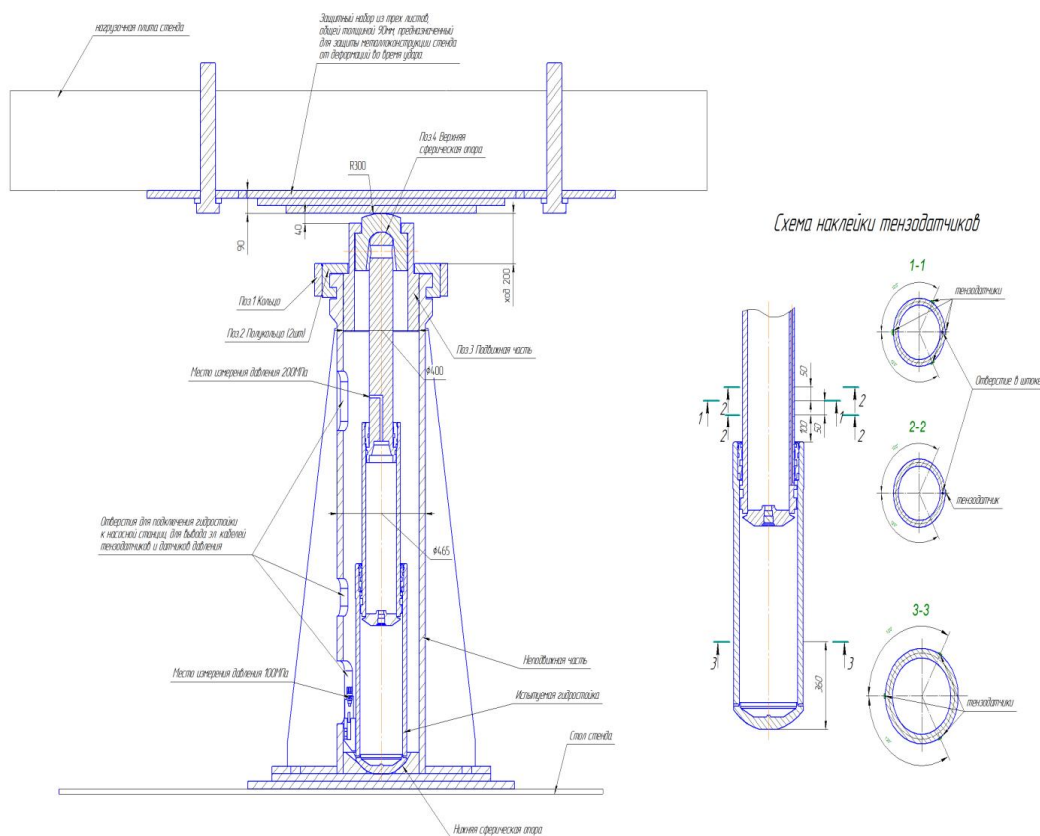


Рис 2. Схема динамических испытаний гидростойки на стенд К-10

Стенд имеет металлическое основание с закрепленными на нем четырьмя направляющими, вдоль которых перемещается грузовая клетка с чугунными плитами. Клетка снабжена подъемным тросом и имеет сбросово-прицепное устройство [4].

Гидростойка в специальном приспособлении устанавливается на основании стенда под клетку. Приспособление позволяет закрепить стойку по двум сферическим плоскостям, раздвинуть гидростойку на рабочую высоту и создать в ней рабочее давление $P = 32 \text{ МПа}$.

Процесс динамического нагружения записывается с помощью датчиков перемещения, давления, тензометрических датчиков и записывающей аппаратуры.

Ударный стенд имеет защитное ограждение. Аппаратура пуска стенда в работу и регистрации исследуемых параметров находится за пределами защитного ограждения [4].

Задача стендовых испытаний состоит в изучении поведения гидростойки под действием динамической нагрузки. Основным фактором для испытания это высота сброса груза.

Таким образом данные, полученные после испытаний, позволят вести разработки и освоение производства гидростоек с гарантированным качеством. А на их основе позволит создавать

технологические машины высокопроизводительных робототехнических комплексов для добычи полезных ископаемых подземным способом.

Литература

1. Мышляев Б.К. Перспективные направления создания новой техники / Б.К.Мышляев // Горный журнал.-2003.- № 3.- С.60-66.
2. Мышляев Б.К. Производство современной очистной техники – основа развития подземной добычи угля в РФ/ Б.К.Мышляев, С.В.Титов, И.В.Титов // Уголь.-2007.-№1.- С.11-15.
3. Клишин В.И. Метод направленного гидроразрыва труднообрушающихся кровель для управления горным давлением в угольных шахтах / В.И. Клишин, А.М. Никольский, Г.Ю. Опрук и др. // Уголь.-2008.-№11.- С.12-16.
4. Клишин В.И. Адаптация механизированных крепей к условиям динамического нагружения / В.И. Клишин // Новосибирск: Наука, 2002.- С.88-92.
5. Воеводин В.В. Оценка параметров гидростоек механизированных крепей методом конечных элементов: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата наук / В.В. Воеводин. – Кемеров, 2005. - С.1.

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ГІДРОСТОЙКИ

Анучин А.В., Бурков П.В., Каримов В.Г., Колеватов Ю.В.

Аннотация – проаналізовано методи проведення випробувань секцій механізованого кріплення, що серійно виготовляється ТОВ «Юргінський машинобудівний завод». Запропоновано схему проведення динамічних випробувань гідравлічних стійок на стендові ФДУП «СибНІДА ім. С.А. Чаплигіна»

MODELING OF DYNAMIC LOAD HYDROREST

A. Anuchin, P. Burkov, V. Karimov, Y. Kolevatov

Summary

The analysis of test methods sections mechanized system, mass-produced at «Yurginsky machine engineering plant». Scheme is proposed for dynamic testing of hydraulic rack stand K-100 FSUE «SibNIA name S. A. Chaplygin»

УДК 631.376.004.14

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОБҐРУНТУВАННЯ КІЛЬКОСТІ АГРЕГАТІВ ДЛЯ ВИКОНАННЯ МЕХАНІЗОВАНИХ РОБІТ

Мельник І.І., к. т. н.,
Сапсай В.І., ст. викл.,
Барабаш Г.І., к. т. н.,
Зубко В.М., к. т. н.
Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – наведено результати аналізу впливу кількості та продуктивності машинних агрегатів на основних операціях на кількість машинних агрегатів на допоміжних і суміжних операціях та зв'язок кількості агрегатів з тривалістю проведення операції.

Ключові слова – агрегат, механізовані роботи, математична модель, аграрне виробництво.

Проблема. В сучасних умовах ведення сільського господарства є досить актуальним використання раціональних комплексів машин. Обґрунтування набору техніки та її ефективне використання необхідно розглядати окремо для кожного господарства з його природно-кліматичними умовами у єдиному системному взаємозв'язку: набір культур – сівозміна – попередник – культура – технологія – технологічна операція – машина-знаряддя – машинний агрегат – агростроки виконання операції – якість виконання робіт – комплекси машин.

Визначення раціональної площі вирощування сільськогосподарських культур, яка забезпечить ефективне використання комплексів машин також входить у завдання побудови математичної моделі (за даними проф. Крамарова В.С. рекомендоване значення коефіцієнта використання комплексів машин повинно становити 0,7 – 0,9), тому питання визначення складу комплексів машин і їх використання у структурі загального машинного парку має велике значення.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У роботах Сидорчука О.В. [0] виділяються інженерні аспекти розвитку

аграрного виробництва. Теоретичною основою їх розв'язання є теорія системотехніки, яка передбачає проведення певних процедур.

У наукових працях Пастухова В.І. пропонується новий підхід до обґрунтування оптимального складу комплексів машин. Теоретичною основою прийняття рішень про оптимальний комплекс є згортка критеріїв у вигляді імовірності переваг певного комплексу машин. Мета такого підходу полягає в сукупності критеріїв ефективності функціонування комплексів машин та методі прийняття рішення про їх оптимальний комплекс в умовах невизначеності з урахуванням статистичної достатності реалізацій імітаційного моделювання технологічного процесу. Це дозволило розробити методику визначення складу комплексів машин з мінімальними витратами ресурсів, забезпеченням максимальної реалізації біопотенціалу рослин та зниження негативного впливу на довкілля [0].

Мета роботи. Розробити методику обґрунтування оптимальної кількості машинних агрегатів для виконання механізованих робіт.

Результати досліджень. За розрахунками, проведеними на кафедрі технічного сервісу та інженерного менеджменту Національного університету біоресурсів і природокористування України, раціональна (мінімально необхідна) площа вирощування кожної сільськогосподарської культури в рослинництві повинна орієнтовно дорівнювати: в зоні Полісся – 130 га, Лісостепу – 150 га, Степу – 170 га.

Технологічний процес вирощування, збирання та переробки сільськогосподарських культур складається із основних, допоміжних і суміжних операцій.

Основні операції – це ведучі операції, без виконання яких не можуть виконуватись основні операції.

Суміжні операції – це операції, які не впливають на протікання технологічного процесу, але їх виконання поліпшує технологічний процес.

Основні, допоміжні та суміжні операції технологічного процесу виконуються різними за складом машинними агрегатами, які мають різну продуктивність. Тому тривалість виконання операцій залежить від складу агрегатів, їх кількості та продуктивності.

Основні операції циклу взаємопов'язаних робіт визначають тривалість виконання циклу [0, 0].

Тривалість виконання основної операції циклу ґрунтообробних робіт d_j^0 визначається із залежності:

$$d_j^o = \frac{S_k k^o}{W_{ij}^o \cdot T_{cm} \cdot k_{cm} \cdot \text{int}\left(\frac{\bar{\omega}_j^o}{W_{ij}^o} + 1\right)}, \quad (1)$$

а кількість агрегатів для виконання основної операції x_{ij}^o становитиме:

$$x_{ij}^o = \text{int}\left(\frac{\bar{\omega}_j^o}{W_{ij}^o} + 1\right). \quad (2)$$

Тривалість виконання допоміжної операції d_j^D повинна бути рівною тривалості виконання основної операції d_j^o , тобто:

$$d_j^D = d_j^o, \quad (3)$$

тоді кількість агрегатів для виконання допоміжної операції x_{ij}^D становитиме:

$$x_{ij}^D = \text{int}\left(\frac{S_k \cdot k^o}{d_j^o \cdot W_{ij}^D \cdot T_{зм} \cdot k_{зм}} + 1\right). \quad (4)$$

Тривалість виконання суміжної операції не може перевищувати тривалості основної операції, тобто:

$$d_j^c \leq d_j^o. \quad (5)$$

Тоді кількість агрегатів, які необхідно мати для виконання суміжної операції x_{ij}^c , буде:

$$x_{ij}^c = \text{int}\left(\frac{S_k \cdot k^c}{d_j^c \cdot W_{ij}^c \cdot T_{зм} \cdot k_{зм}} + 1\right), \quad (6)$$

де x_{ij}^o , x_{ij}^D , x_{ij}^c – кількість агрегатів, необхідних для виконання відповідно основної, допоміжної та суміжної операцій;

S_k – площа вирощування сільськогосподарської культури;

k^o , k^D , k^c – кратність виконання відповідних операцій;

$d_{\text{доп}}$ – допустима за агротехнічними вимогами тривалість виконання заданого циклу робіт;

d_j^o , d_j^D , d_j^c – тривалість виконання відповідних операцій;

W_{ij}^o , W_{ij}^D , W_{ij}^c – продуктивність агрегатів відповідно на основній, допоміжній і суміжній операціях;

ω_{ij}^o , ω_{ij}^D , ω_{ij}^c – годинний обсяг робіт на відповідних операціях;

$T_{зм}$ – тривалість зміни;

$k_{зм}$ – коефіцієнт змінності.

Важливим показником при виборі кількості агрегатів для виконання механізованих робіт є коефіцієнт використання агрегату K_{ij}^a , який визначається із залежності:

$$K_{ij}^a = \frac{S_k \cdot k}{d_j \cdot W_{ij} \cdot T_{зм} \cdot k_{зм} \cdot x_{ij}} \leq 1 \quad (7)$$

Аналіз залежності (7) показує, що при $K_{ij}^a \geq 1$ величина x_{ij} збільшує своє значення, тобто зменшення до деякого значення d_j не призводить до зміни x_{ij} . Тобто, за менш тривалий час можливо виконати той же обсяг робіт тією ж кількістю агрегатів.

Критеріями оптимізації можуть бути приведені затрати, затрати робочого часу, матеріаломісткість, капітальні вкладення, а також коефіцієнт використання парку машин.

В подальшому отримані дані будуть використані для визначення нормативу потреби в техніці основних груп господарств Сумської області.

Висновок. Із наведених залежностей видно, що збільшення кількості машинних агрегатів на основних операціях приведе до збільшення кількості агрегатів на допоміжних операціях при незначному зменшенні тривалості їх виконання.

Разом з тим аналіз залежності (7) показує також і те, що тільки при переході межі $W_{ij}^c n' = \omega_j$, де $n'=1, 2, \dots, n$, величина x_{ij} змінює своє значення.

Оскільки це справедливо, то при зменшенні до деякого значення d_j величина x_{ij} не змінюватиме свого значення. Тобто, за менш тривалий час можна виконати роботу тією ж кількістю агрегатів, за умови, якщо правильно розподілити машинні агрегати за переліком операцій технологічного процесу.

Література

1. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу : навчальний посібник / [І. І. Мельник, В. Д. Гречкосій, В. В. Марченко та ін.]. – К. : ВВЦ НАУ, 2004.– 151с.
2. Інженерний менеджмент: Навч. Посібник / Мельник І.І., Тивоненко І.Г., Фришев С. Г., Бабій В. П., Бондар С. М., [За ред. Мельника І. І.] – Вінниця «Нова Книга», 2007. – 536 с.
3. Сидорчук О. В. Системотехніка аграрного виробництва та інженерні аспекти його розвитку / О. В. Сидорчук // Вісник Львів. ДАУ. –2000. – № 4. – С. 5–12.
4. Пастухов В. І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.05.11 “Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва” / В. І. Пастухов. – Х., 2006. – 38 с.

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОБОСНОВАНИЯ
КОЛИЧЕСТВА АГРЕГАТОВ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ
МЕХАНИЗИРОВАННЫХ РАБОТ**

Мельник І.І., Сапсай В.І., Барабаш Г.І., Зубко В.М.

Аннотация - приведены результаты анализа влияния количества и продуктивности машинны агрегатов на основных операциях на количество машинных агрегатов на вспомогательных и смежных операциях и связь количества агрегатов с длительностью проведения операции.

**MATHEMATICAL MODEL GROUND AMOUNT OF
AGGREGATES IS FOR IMPLEMENTATION OF THE
MECHANIZED WORKS**

I. Melnik, V. Sapsay, G. Barabash, V. Zubko

Summary

The results of analysis of influencing of amount and productivity of machine of aggregates are resulted on the basic operations on the amount of machine aggregates on the auxiliary and contiguous operations and connection of amount of aggregate with duration of leadthrough of operation.

УДК 658.5.011

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО ПАРКА УКРАИНЫ

Зуев А.А., к.т.н,

Степанов П.П., ассистент

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье рассмотрены тенденции и перспективы развития машинотракторного парка Украины.

Ключевые слова – машинотракторный парк, сельхозмашиностроение, сельхозтехника.

Научно-технический прогресс, результаты которого мы сегодня наблюдаем во всех сферах жизни нашего государства, выдвигает высокие требования к отечественному машиностроению. Именно в этой отрасли создается конкурентоспособная на мировом рынке новая техника и технологии. Именно машиностроение в ближайшие годы должно внести свой вклад в развитие экономического потенциала страны [1].

Одной из наиболее проблемных сфер отечественного машиностроения является сельскохозяйственное машиностроение.

Состояние рынка сельхозтехники. Для того, чтобы лучше проанализировать итоги первого квартала и сделать прогноз на будущие периоды, давайте вспомним о том, что пик роста объемов продаж сельскохозяйственной техники (а это три, примерно равных части: трактора, комбайны, навесное и прицепное оборудование) на украинском рынке пришелся на 2008 год и составил в денежном выражении примерно 1,4 млрд дол. США. Но финансовый кризис внес свои коррективы и 2009 год становится сложнейшим испытанием для украинского сельхозпроизводителя. Среди сельхозпроизводителей наблюдалась тенденция перераспределения ресурсов. Для того, чтобы выжить, некоторые компании вынуждены отказаться от перспективных предприятий и за счет вырученных средств обеспечить относительную стабильность в основных предприятиях.

Кризисный 2009 год мы можем охарактеризовать :

- падение объёма продаж более чем в три раза по отношению к 2008 году;

- увеличение доли рынка дешевой и бывшей в употреблении техники;
- скапливание стоков на складах дилеров и производителей;
- демпинг.

Но как известно, кризис это новые возможности для развития бизнеса.

Цены достигают минимума в конце второго квартала 2009 года. В связи со скапливанием стоков дилеры вынуждены реализовывать продукцию с минимальной маржей, в некоторых случаях и в убыток себе.

В настоящее время номенклатура мировой базовой сельскохозяйственной техники превышает 3 тыс. единиц. Постоянно увеличивается значение интегральных машин модульного типа, которые способствуют энергосбережению.

Украинский рынок сельскохозяйственной техники с его большой емкостью очень привлекателен для поставщиков практически всей линейки техники.

Однако все более проявляется тенденция создания в Украине совместных предприятий иностранными фирмами. Безусловно, финансовый кризис отсрочит ряд проектов, однако интересы остаются прежними - получение доступа к передовым технологиям и рост качества техники, выпускаемой на Украине.

В Украине существуют следующие основные пути финансирования приобретения сельхозтехники производителями сельхозпродукции.

Наиболее распространенным (по крайней мере, на 2008 г.) является кредитование сельхозпроизводителей для закупки техники. Кредитование является наиболее дешевой формой финансирования закупок поскольку существует государственная программа удешевления кредитов на приобретение сельхозтехники в размере учетной ставки НБУ на момент получения кредита. Аграрии получали финансирование под 7-10% годовых в гривне. Недостатком кредитования являются некоторые ограничения агропредприятий в получении кредитов (сезонность доходов, дефицит ликвидного залога, общее слабое финансовое состояние большинства предприятий).

Укрепление банковской системы Украины способствовало развитию лизинга техники. В 2007 г. лизингом аграрной техники занимались примерно десять компаний, в 2008 г. уже более двух десятков. В 2009 г. в связи с экономическим кризисом, безусловно, объемы лизинговых операций резко упали. Услуги лизинговых компаний в целом дороже, чем кредитование. Кроме того, существуют ограничения по линейке передаваемой в лизинг технике, как правило, это лишь самоходные машины.

Отсрочка оплаты за технику пользуется спросом как форма финансирования. Еще бы, залогом служит сама техника, часто рассрочка платежа является беспроцентной ссудой. После частичной оплаты, дистрибьюторы сельхозтехники передают технику/оборудование плательщику на оговоренных условиях расчета за оставшуюся сумму. Однако применение ограничено дефицитом финансовых ресурсов у дистрибьюторов, часто они способны отсрочить платеж 5-10-15 фермам в год.

Отдельные дистрибьюторы используют схему обратного выкупа техники, как один из разновидностей финансирования клиентов. Вместо первого взноса принимается бывшая в употреблении техника, остаток выплачивается с рассрочкой.

Возможные пути развития. Хочу сразу обратить внимание на результаты продаж в первом квартале 2010 года, которые заслуживают особого внимания. Так, на пример, в сегменте 260-360 л.с. объемы продаж тракторов Fendt 936 не только впервые превысили объемы продаж своих конкурентов в данном сегменте на территории Украины, но и увеличили уровень собственных продаж в соответствующем периоде 2008 года. На этот результат повлияла сделка по продаже большой партии тракторов ФЕНДТ 936 между производителем техники и ведущим агропромхолдингом Украины. Ценовая политика производителя, условия прямого договора поставки с потребителем, условия кредитования немецкого банка и страхового покрытия, дали возможность одержать победу в тендере проводимом ведущим производителем сахарной свеклы и сахара в Украине.

Результаты продаж по остальным брендам показывают значительный рост по отношению к результатам первого квартала 2009 г.

Прогноз. Рынок сельхозтехники в Украине прошел нижнюю точку своего падения, и показатели продаж начали свой рост. До конца 2010 года мы сможем наблюдать несколько крупных сделок на условиях внешнеэкономических контрактов, которые существенно повлияют на результаты продаж и расстановку брендов в таблице лидеров [2].

Среди лидеров в 2010 – 2011 годах основная борьба развернется за «СТРАТЕГИЧЕСКИХ КЛИЕНТОВ», которые являются «испытательными полигонами» и «законодателями мод» в вопросах выбора той или иной техники украинским сельхозпроизводителем. Таковыми считаются агрохолдинги, компании, которые располагают более 50 тыс. га земель. Сегодня их в Украине 40 структур.

По мнению представителей топ – менеджмента больших холдингов украинские аграрные компании могут привлечь через IPO \$20-30 млрд. в следующие 5-10 лет и считают эту цифру более чем

реальной, поскольку инвесторы видят в украинском аграрном секторе огромные возможности.

В связи с нестабильной ситуацией в Европе, в этом году украинским компаниям будет непросто выйти на IPO. Но в 2011 г. следует ожидать значительного оживления на этом рынке.

Жесткие условия конкуренции на украинском рынке сельскохозяйственной техники в течении 2010 – 2011 годов заставят производителей сельхозтехники работать напрямую с крупным сельхозпроизводителем. Это даст возможность предложить минимальную цену на продукцию и решить вопрос качества сервиса. По этой причине мы будем наблюдать увеличение доли прямых контрактов по поставке техники, которые впрямую будут влиять на выбор той или иной марки техники второго не менее важного и платежеспособного сегмента покупателей «середняков». Это самостоятельные хозяйства, которые обслуживают от 3 000 – 20 000 га. земли. Они смогли устоять в условиях кризисного года, за счет того, что минимально зависели от банковского финансирования и к этому времени смогли освоить новые технологии выращивания сельскохозяйственных культур. Таковых в Украине насчитывается более 1 000.

Выводы. Анализ рынка сельхозтехники в Украине позволяет прогнозировать быстрый рост рынка услуг по техническому обслуживанию и ремонту техники/оборудования. Стимулирование развития именно этого сегмента рынка может смягчить в краткосрочном периоде негативное воздействие падения импорта новой техники.

Меры бюджетного стимулирования производства тракторов и комбайнов на предприятиях Украины, к сожалению, носят несистемный характер и малоэффективны.

Не выдерживает критики тезис о том, что украинская техника не пользуется спросом только вследствие низкой платежеспособности фермеров. Данные о крупных закупках дорогой импортной техники указывают на низкое качество украинской техники как на основную причину кризиса в отрасли [3].

Отставание в формировании дилерских сетей и систем обслуживания приводит к тому, что цены даже лучших образцов украинских тракторов и комбайнов, которые способны конкурировать с импортными, намного выше цен на импортные машины. Это объясняется фактически мелкосерийным производством на заводах Украины. Производителям необходимо совершенствовать маркетинговые технологии для расширения продаж и достижения значительной экономии на масштабах производства.

Литература

1. *Савушкин М.В.* Экономический анализ машинотракторного парка / *М.В. Савушкин* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2003. - № 5. - С. 3-8.
2. *Быковская Н.В.* Преодоление кризиса в сельском хозяйстве путем проведения эффективной государственной политики / *Н.В. Быковская, Т.В. Свешникова* // Вестник РГАЗУ. – 2010. - №1. – С. 6-9.
3. *Осинцев Д.В.* Государственная поддержка финансирования инвестиций в АПК России / *Д.В. Осинцев* // Проблемы современной экономики. – 2003. - №3. – С. 17-19.

**ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО ПАРКУ
УКРАЇНИ**

Зуев А.А., Степанов П.П.

Анотація – у статті розглянуто тенденції та перспективи розвитку машино тракторного парку України.

**TENDENCIES OF UKRAINE TRACTOR FLEET'S
DEVELOPMENT**

O. Zuev, P. Stepanov

Summary

In the article tendencies and prospects of tractor park development of Ukraine are considered.

УДК 681.142

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ЦИФРОВОЙ САУ ГТД

Лозня С.В., к.т.н.,

Пустовой С.А., к.т.н.

Общество с ограниченной ответственностью “Котрис”,

Ясиницкий Э.П., к.т.н.,

Ясиницкая И.Э., асп.*

Национальный авиационный университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – представлен опыт по разработке и применению имитационной математической модели гидромеханических агрегатов при образовании цифровой системы автоматического управления (САУ) двухконтурным турбореактивным двигателем с форсажной камерой сгорания (ТРДДФ) АИ-222К-25Ф учебно-боевого истребителя Л-15 для ВПС Китая на Запорожском машиностроительном конструкторском бюро им. академика Ивченко. Полная поэлементная имитационная математическая модель двигателя и гидромеханических агрегатов САУ реализована в составе разработанного стендового регулятора авиационного двигателя типа КАИ-25Ф.

Ключевые слова – математическая модель гидромеханических агрегатов, цифровая система автоматического управления, двухконтурный турбореактивный двигатель.

Введение. В период 1999-2009 г.г. в Запорожском конструкторском бюро (ЗМКБ) им. академика А.Г. Ивченко был создан первый украинский форсированный газотурбинный двигатель АИ-222К-25Ф, при разработке и испытаниях которого был применен специализированный испытательный стенд [1].

Основные требования к стендам, предназначенным для испытаний авиационных двигателей изложены в отраслевом стандарте ОСТ 1 01021-93 [2] и включают необходимость использования в составе систем испытательного стенда специальной автоматизированной системы управления технологическим процессом испытаний (АСУ ТП).

© к.т.н. С. В. Лозня, к.т.н. С. О. Пустовой, к.т.н. Е. П. Ясиницкий, асп. И. Е. Ясиницка

* Науковий керівник - к.т.н. С. В. Лозня

Данная система по существующим требованиям должна обеспечить в темпе эксперимента только управление режимом испытаний.

Формулирование проблемы. Для сокращения сроков и затрат на разработку двигателя АИ-222К-25Ф и его системы автоматического управления потребовалась реализация дополнительных функций испытательного стенда:

- реализация функций регулирования и настройки параметров регуляторов и законов управления в процессе испытаний;
- изменение функций регулирования: поддержание заданного положения управляющих органов двигателя, ручное задание управляющих сигналов на агрегаты гидромеханической части (ГМЧ) САУ;
- имитация работы САУ с моделированием динамики двигателя и агрегатов ГМЧ САУ в реальном времени;
- диагностика параметров и состояния измерительных каналов САУ.

Таким образом, возникла необходимость разработки специализированного стендового регулятора сопла и форсажа для включения его в состав испытательного стенда.

Решение проблемы. Для решения указанной проблемы и сокращения времени на внесение и апробацию соответствующих изменений в параметры САУ непосредственно в процессе моторных испытаний или даже непосредственно в процессе газовки без выключения двигателя была разработана полная поэлементная имитационная математическая модель двигателя (ППММ) и ГМЧ САУ реального времени. Созданная ППММ была включена непосредственно в состав стендового регулятора двигателя с соответствующей ее привязкой к калибровочным, проливочным и другим характеристикам стендовой обвязки двигателя.

Одной из ключевых задач в обеспечении качества моделирования динамики объекта управления для САУ газотурбинным двигателем (ГТД) является достаточно точное описание динамики гидромеханических устройств и агрегатов двигателя.

Исходными данными для разработки полной поэлементной математической модели агрегатов ГМЧ САУ являются предоставленные разработчиком агрегатов (Харьковское агрегатное конструкторское бюро) геометрические и гидравлические параметры агрегата.

Для обеспечения возможности реализации модели в реальном времени учитывается только ряд дифференциальных уравнений неразрывности течения рабочей жидкости в полостях сервопоршней и

гидроцилиндров. При этом инерционностью подвижных элементов агрегатов ГМЧ удалось пренебречь.

Кроме этого, при реализации расчетной схемы реального времени вводились дополнительные динамические емкости агрегата, обеспечивающие возможность исключения итерационных методов решения алгебраических систем уравнений гидравлики и приведения их к дифференциальным уравнениям заполнения емкостей агрегата.

Для привязки модели к реальному агрегату в состав модели включены калибровочные характеристики измерительных каналов, обеспечивающих стыковку параметров моделей гидромеханических агрегатов с фактическими параметрами, полученными в результате снятия метрологических характеристик узлов и агрегатов (рис. 1). Настройка параметров модели осуществляется уточнением корректирующих зависимостей, обеспечивающих воспроизведение моделью реальных проливочных характеристик топливных коллекторов, полученных в процессе полунатурных или натуральных испытаний в режиме стабилизации положения управляющих органов.

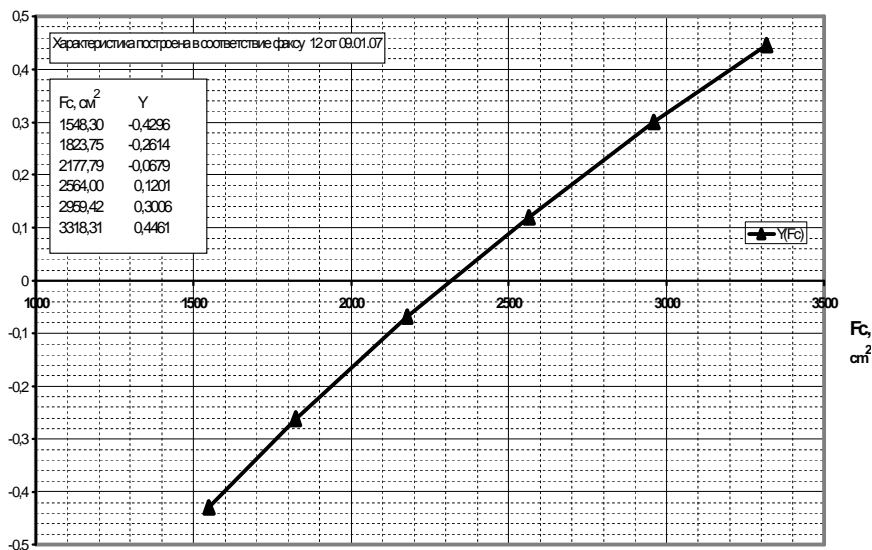


Рис. 1. Калибровочные характеристики измерительных каналов

Окончательный вид алгоритмы привязки моделей двигателя и агрегатов гидромеханической части САУ представляются в виде табличных зависимостей, используемых для коррекции сигналов измерительных каналов модели и управляющих сигналов агрегатов ГМЧ (рис. 2) и доступных для изменения оператору стенда.

Верификация полных поэлементных моделей ГМЧ САУ на установившихся режимах работы агрегата осуществляется по соответствию измеренным параметрам на полунатурном стенде или в процессе натуральных испытаний двигателя. Расхождение параметров

моделі с измеренным не превысило 0,2% от рабочего диапазона измерений.

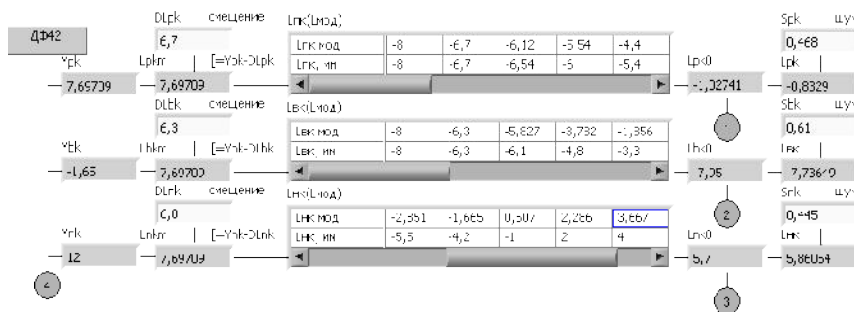


Рис. 2. Привязка измерительных каналов положения дозаторов

Верификация динамических характеристик моделей производилась по экспериментальным и расчетным данным по динамике изменения давлений в полостях сервопоршней управляющих органов агрегата (рис. 3).

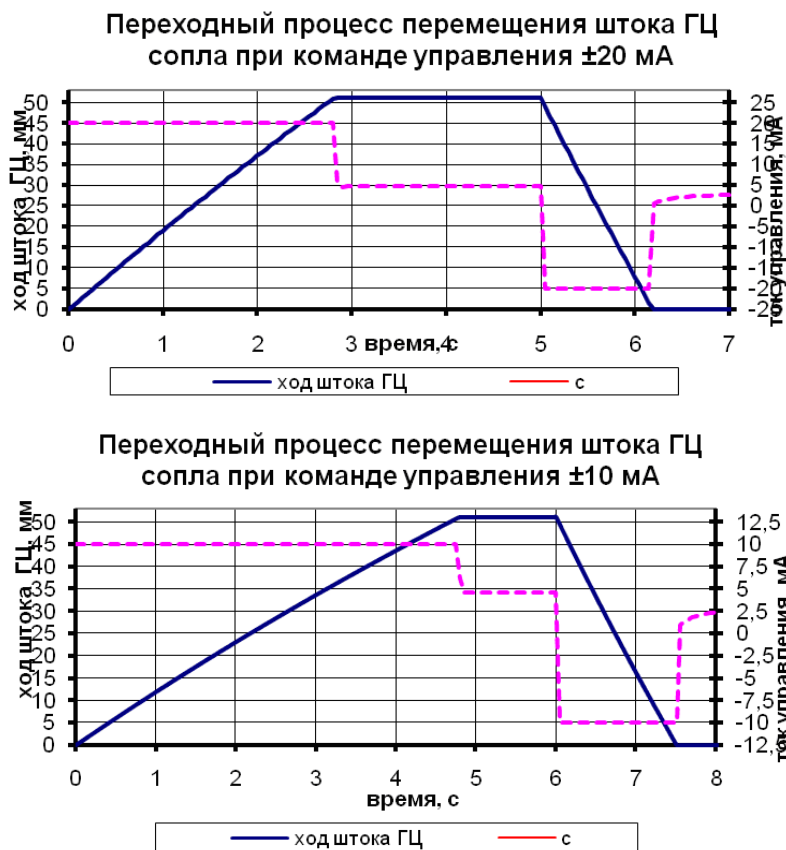


Рис. 3. Результаты верификации имитационной модели ГМЧ САУ

Полученные математические модели ГМЧ увязывались с моделями динамики двигателя по сути имитируя весь объект управления.

Данный комплекс моделей в режиме имитационного моделирования стыковался с цифровым регулятором на уровне его входных сигналов измерительных каналов и выходных управляющих воздействий регулятора, имитируя работу регулятора с реальным двигателем [3].

Программная реализация имитационных моделей выполнена в графической среде программирования LabView для Windows XP (National Instruments, США).

В то же время, требования жесткого реального времени безусловно необходимые для реализации алгоритмов управления двигателем, потребовали существенных усилий при обеспечении возможности реализации алгоритмов управления на базе многозадачной операционной системы Windows XP, используемой в угоду снижения общей стоимости разработки.

Несмотря на реализацию алгоритмов в графической среде программирования LabView (рис. 4) более полную информацию оператору станда о ходе формирования управляющих воздействий с возможностью доступа к настраиваемым параметрам модели в реальном времени в процессе испытаний дает интерактивная панель оператора алгоритма (рис. 5). Для сравнения представлена панель оператора ПИ-регулятора, реализованная в составе испытательного станда.

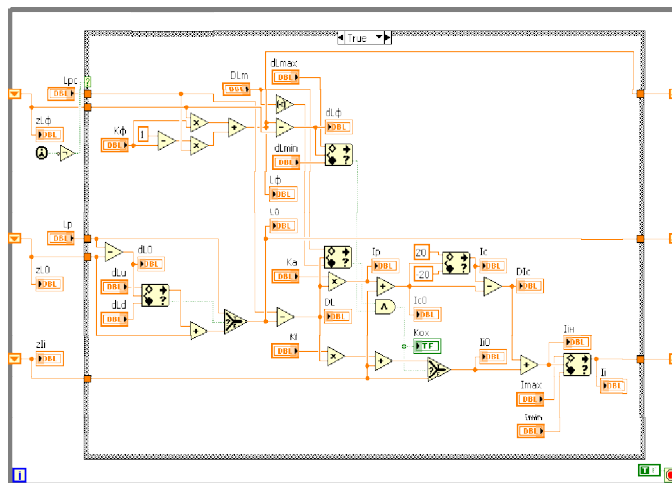


Рис. 4 Схема алгоритма ПИ-регулятора в графическом представлении на языке LabView

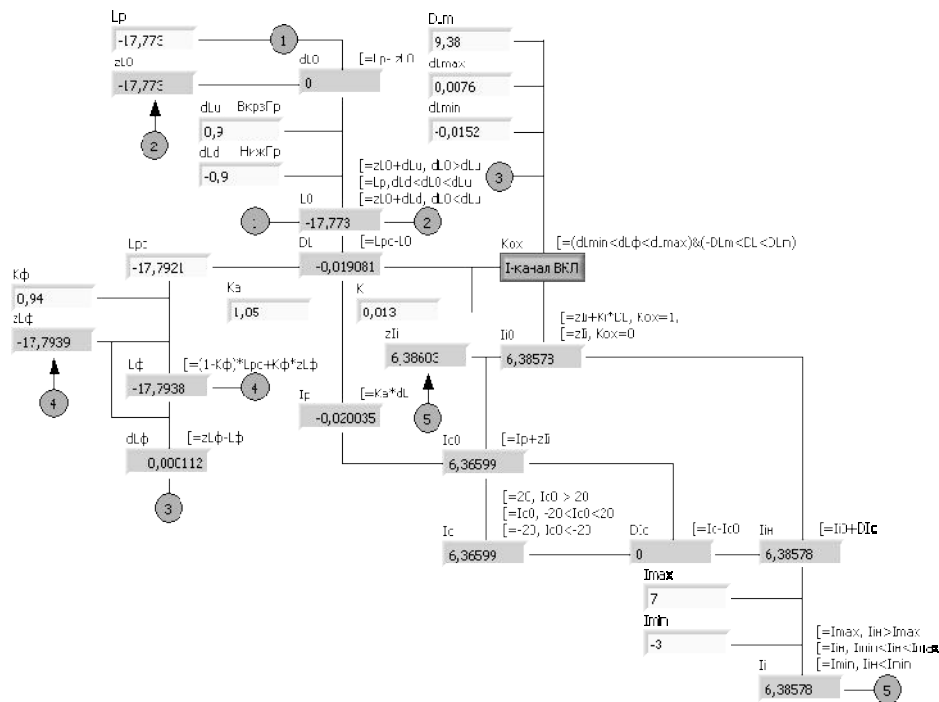


Рис. 5. Интерактивная панель оператора редактирования параметров алгоритма ПИ-регулятора в реальном времени

Применение в составе программного обеспечения стендового регулятора поэлементных математических моделей ГМЧ САУ позволило существенно повысить точность воспроизведения динамики объекта управления, в частности задержек на заполнения коллекторов форсажной камеры сгорания (ФКС). Оценка временных параметров заполнения коллекторов осуществлялась методами анализа идентифицированных импульсных переходных характеристик моделируемого и измеренного сигналов при одном и том же управляющем сигнале на входе модели и реального агрегата. При этом величина транспортного запаздывания между изменениями управляющего воздействия - заданного положения дозаторов, и выходного сигнала - давления топлива в коллекторе оценивалась по количеству значащих коэффициентов импульсной характеристики (рис. 6).

Применение технологии сопровождающего моделирования ГМЧ позволило усовершенствовать методы фильтрации измеренных сигналов САУ за счет идентификации и уточнения в реальном времени моделей измеренных сигналов, обеспечив исключение временных задержек и повышение качества фильтрации.

На основании математических моделей ГМЧ отработаны и применены в составе САУ алгоритмы диагностики сбоев измерительных каналов, существенно расширившие возможности допусковых и перекрестных методов контроля.

Принцип формирования диагностического сигнала исправности измерительного канала САУ при этом основывался на идентификации в

реальном времени статистических моделей шумовых характеристик сигнала и оценке их соответствия эталонным моделям.

В качестве статистических моделей сигналов измерительных каналов применяются авторегрессионные модели со скользящим средним. При появлении дефекта измерительного канала модель стационарного временного сигнала дает существенные ошибки прогноза в сравнении с эталонной моделью, что и свидетельствует об отказе. Дефект регистрируется в виде увеличения шума ошибок прогнозирования.

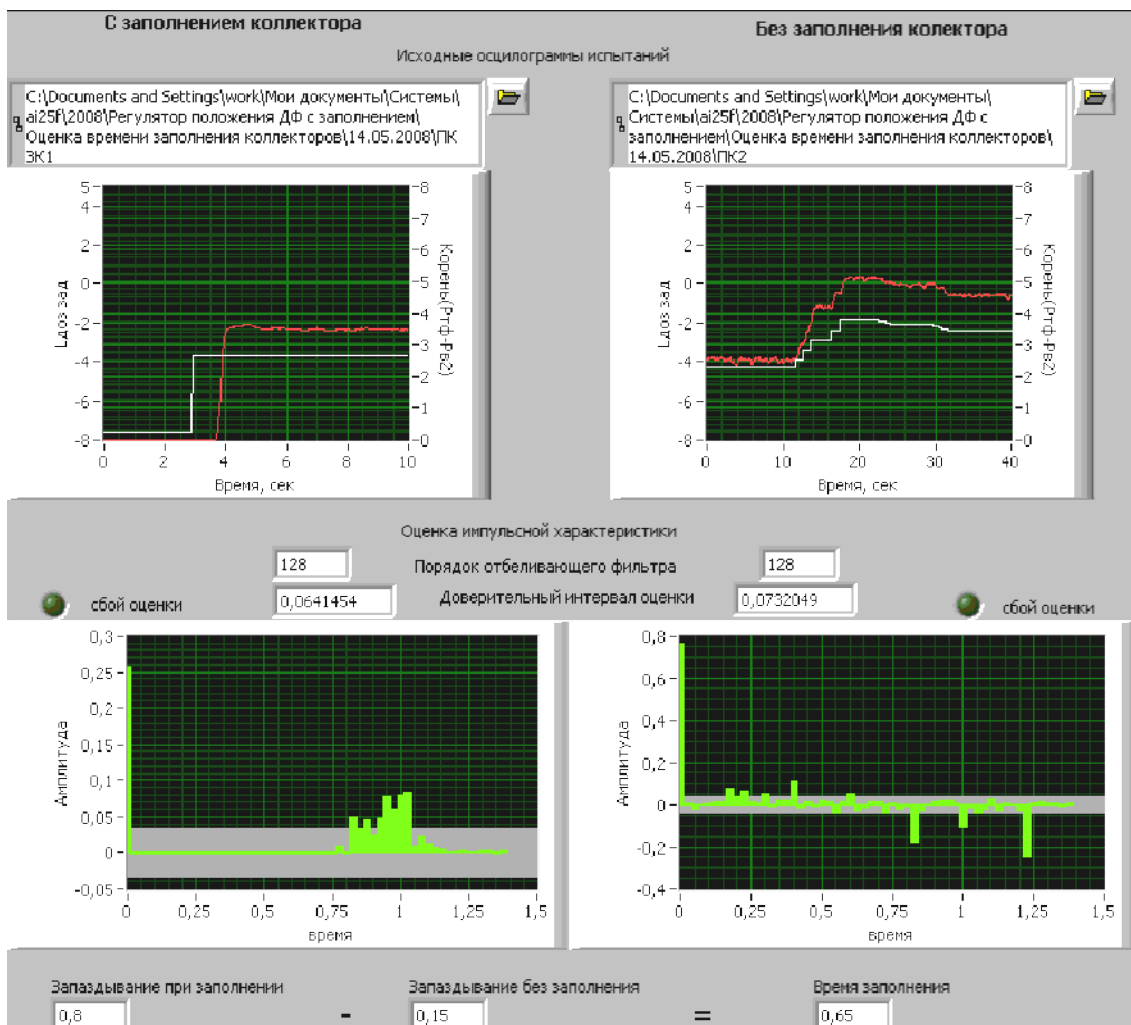


Рис. 6. Автоматизированная оценка временных характеристик гидромеханических агрегатов

Эффективность применения указанных алгоритмов подтверждена, в частности, правильным диагностированием нарушения контакта в разьеме измерительного канала давления воздуха за вентилятором САУ ТРДДФ, повлекшего как видно из рис.7 появление скачкообразных изменений измеренного сигнала на входе цифрового регулятора.

Амплитуда помех при этом не превысила 1,5% от диапазона измерения. Такой низкий уровень помех соизмерим с погрешностью измерительного канала и не может быть отсеян допусковыми и перекрестными методами контроля. В то же время, указанное изменение характеристик сигнала приводит к видимым отклонениям положения управляющего органа замкнутого контура стабилизации степени повышения давления воздуха за вентилятором (рис. 8).

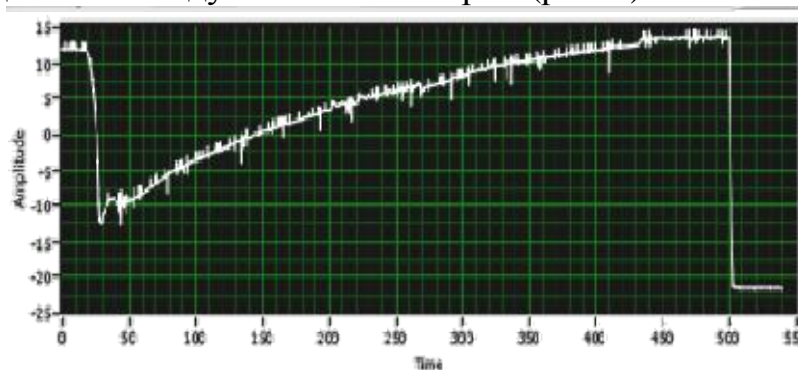


Рис. 7. Временной сигнал канала давления воздуха за вентилятором ТРДДФ при наличии дефекта в разьеме АЦП

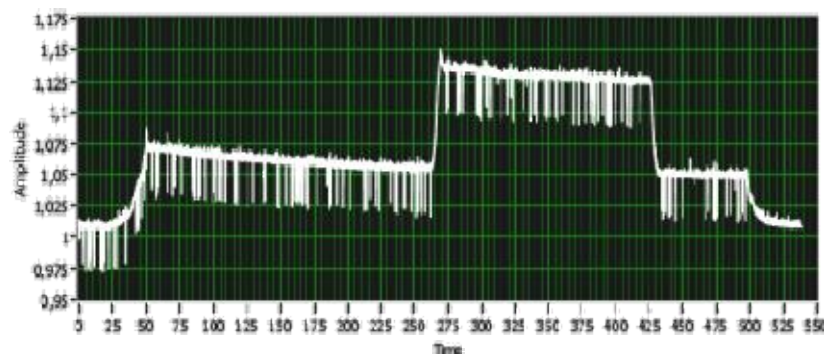
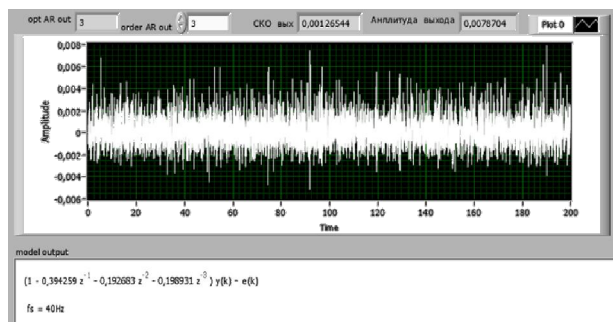
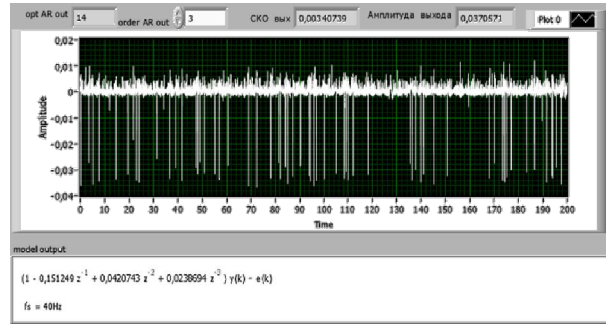


Рис. 8. Изменение положения сопла ТРДДФ при наличии дефекта в разьеме АЦП

Определенные с помощью идентифицированных эталонных авторегрессионных моделей ошибки прогноза измеряемого параметра, как видно из рис.9, А), не превысили 0,2% от диапазона измерения.



a)



б)

Рис. 9. Авторегрессионная модель и ошибка прогнозирования: а – исправного измерительного канала; б – неисправного измерительного канала

В то же время для отказавшего канала давления за вентилятором ошибки прогноза составляют порядка 1% от диапазона измерения, то есть в 5 раз превышают аналогичную величину в модели исправного канала, что уже вполне достаточно для реализации допусковых процедур контроля (рис. 9, Б).

Преимуществами используемой технологии диагностики каналов является ее достаточная вычислительная эффективность, так как идентификация авторегрессионных моделей не требует итеративных оптимизационных процедур, а результирующая модель всегда устойчива.

Выводы. Основным преимуществом применения при испытаниях имитационных моделей ГМЧ САУ является существенное сокращение сроков доводки и материальных расходов на испытания за счет применения гибкого программно-алгоритмического обеспечения, реализующего ряд нестандартных режимов управления гидромеханическими агрегатами САУ начиная от ручного задания управляющих сигналов и ручного позиционирования положения управляющих органов двигателя, и заканчивая ручным заданием настроек замкнутых контуров управления.

Преимущества автоматизированной системы обработки сигналов:

- возможность надежного диагностирования отказов измерительных каналов по появлению нестационарных шумов измерений на уровне единиц процентов от диапазона измерений;

- возможность применения технологий оптимальной цифровой фильтрации с увеличением соотношения сигнал/шум по каналам оценки производных от измеренных параметров до 15 раз;

- повышения качества восстановления измеренных сигналов за счет анализа и исключения временных и фазовых задержек в измеренном сигнале.

Литература

1. Лозня С.В. Автоматизированная диагностика и настройка САУ при моторных испытаниях ТРДДФ / С.В. Лозня, М.И. Торхов, С.А. Пустовой и др. // Вестник двигателестроения. – 2008. – № 3.– С. 176-181.
2. ОСТ 1 01021-93. Стенды испытательные авиационных газотурбинных двигателей. Общие требования. – М. – 1994. – 18 с.
3. Седристый В.А. Опыт разработки и применения интеллектуальных испытательных стендов авиационных газотурбинных двигателей при доводке цифровых САУ / В.А. Седристый, С.В. Лозня, С.А. Пустовой, И.И. Степаненко // Вісник інженерної ака-демії України. – К.: Інженерна академія України. – 2009. – №1. – С.158-164.

ДОСЛІД ЗАСТОСУВАННЯ ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ АГРЕГАТІВ ПРИ РОЗРОБЦІ ЦИФРОВОЇ САУ ГТД

Лозня С.В., Пустовий С.О., Ясиницький Е.П., Ясиницька І.Е.

Анотація – представлено досвід з розробки та застосування імітаційної математичної моделі гідромеханічних агрегатів при створенні цифрової системи автоматичного управління (САУ) двохконтурним турбореактивним двигуном з форсажною камерою згоряння (ТРДДФ) АИ-222К-25Ф учбово-бойового винищувача Л-15 для ВПС Китаю на Запорізькому машинобудівному конструкторському бюро ім. академіка Івченко. Повна поелементна імітаційна математична модель двигуна та гідромеханічних агрегатів САУ реалізована в складі розробленого стендового регулятора авіаційного двигуна типу КАИ-25Ф.

TRIAL OF APPLICATION OF HYDROMECHANICAL AGGREGATES IMITATING MODEL IN ENGINEERING DISCRETE SAU GTD

S. Loznya, S. Pustovoy, E. Yasisnickiy, I. Yasinickaya

Summary

Experience of development and application of simulation mathematical model of hydromechanical aggregates at creation of the digital automatic control system of "AI-222K-25F" turbo-jet bypass engine with afterburner for Air Forces of China "L-15" fighter on the «Ivchenko-Progress» Zaporozhye Design Bureau is presented. Real-time dynamic model of the engine and hydromechanic aggregates of the automatic control system is realized in composition with developed aviation engine stand regulator ("KAI-25F").

УДК 621.43.057.3

ПРОБЛЕМА ДОДАННЯ ВОДИ ПРИ ЗГОРЯННІ МОТОРНИХ ПАЛИВ ТА ЇЇ ВІСВІТЛЕННЯ В МЕРЕЖІ INTERNET

Болтянський О.В., к.т.н.

Іванов Г.І., к.т.н.,

Стефановський О.Б., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (619) 42-04-42

Анотація – розглянуто висвітлення в деяких Internet-ресурсах проблеми додання води при згорянні моторних палив з метою поліпшення показників поршневих двигунів.

Ключові слова – вода, паливо, двигун, сайт.

Постановка проблеми і аналіз останніх досліджень. Використання води при згорянні моторних палив може поліпшувати ряд показників поршневих двигунів, у тому числі автотракторних. Досліджування даного складного питання велися протягом багатьох десятиліть в розвинутих країнах.

Спочатку дослідники й інженери намагалися поліпшити умови згорання палив з поганими антидетонаційними властивостями. Під впливом другої світової війни, стали вирішувати задачу поліпшення показників авіаційних поршневих двигунів [1]. Однак, цей напрям був згорнутий в середині ХХ сторіччя, внаслідок впровадження газових турбін в авіації.

Згодом, енергетична криза 1970-х років спонукала до пошуку шляхів покращення показників транспортних двигунів; така ж ситуація склалася і в перші роки ХХІ сторіччя. Хоча зараз зростання вартості моторних палив дещо зупинилося, завдяки поточній економічній кризі, вчені попереджають про неминуче суттєве подорожчання моторних палив, обумовлене виснаженням доступних запасів викопної нафти в світі [2].

Тема додання води в моторні палива є популярною в Internet, головним чином серед аматорів, зацікавлених у поліпшенні показників двигунів власних автомобілів. Внаслідок специфічного характеру публікацій в Internet однаковий матеріал повторюється на різних веб-сторінках (далі – сайтах) для збільшення розповсюдження

інформації. Наприклад, майже однаковий матеріал про можливе використання води у двигунах є на сайтах [3 - 6]. За відсутності можливостей для експериментальної перевірки, певні висновки можна зробити, вивчаючи матеріали тематичних форумів Internet, де висловлюються різні точки зору на доцільність додання води до моторних палив.

Метою роботи є аналіз ряду матеріалів, опублікованих в Internet, щодо доцільності додання води при згорянні моторних палив.

Основна частина. В Internet опублікована і часто цитується стаття російського автора В. Безукладнікова (2006 р.) про проблему поліпшення показників транспортних двигунів [3, 4, 5, 6]. У прийнятому тут форматі документа MS Word, дана стаття займає майже 8 сторінок.

Сайт [3] - це онлайн-версія журналу «Промышленные ведомости» («Промислові відомості»). Сайт [4] - це одна з дискусій форуму сайту www.ladyauto.ru на тему «Способи підвищення економічності двигунів внутрішнього згорання», де спочатку скорочено відтворена перша частина статті «Автомобіль на водяній парі», а далі наводиться раніше пропущений її фрагмент. На сайті [5] опублікована контрольна робота А.В. Жолнера, у підрозділі 2.1 якої процитована частина вказаної статті В. Безукладнікова. Нарешті, наприкінці сайту [6], що є одною з дискусій форуму любителів старого автомобіля «Волга», також частково процитована ця стаття.

Аналіз її змісту дозволяє побачити, що питання використання води при згорянні моторних палив коротко висвітлено В. Безукладніковим в першій половині статті. Спочатку автор звернув увагу на те, що більша частина енергії (70-80%), що виділяється в циліндрах двигуна, відводиться в навколишнє середовище. Можна використати частину енергії вихлопних газів (ВГ) для приводу допоміжного двигуна, наприклад, турбіни, і поліпшити економічність отриманого складнішого («комбінованого») двигуна.

Щоб збільшити витрату ВГ і додатково збільшити силові показники двигуна, доцільно якимось способом додавати воду до газоподібного робочого тіла («робочого газу»). В. Безукладніков виділяє три способи такого додавання:

а) додати воду безпосередньо в потік ВГ (наведено посилання на фірму BMW);

б) якщо застосовується наддування, то додати воду в повітря, стиснене компресором;

в) додати воду безпосередньо в заряд, що знаходиться в циліндрах двигуна, щоб отримати додаткові силовий і охолоджуючий ефекти при утворенні пари.

У всіх випадках м'яка очищена вода повинна розпилюватися під тиском. Відзначається складність системи подачі (впорскування) води, що перешкоджає її широкому використанню, крім як в авіації, автоспорті і аматорських автосаморобках [3]. Якщо воду потрібно впорскувати в циліндри двигуна, то, як вважає автор, це слід робити за допомогою форсунок, що мають отвори з діаметром близько 0,1 мм.

В. Безукладніков сподівається на те, що сучасна автоматизована система управління дозволить оптимізувати параметри упорскування води і навіть відмовитися від звичної системи охолодження двигуна. У той же час він вважає, що слід підігрівати паливо і охолоджувати повітря, що надходять в циліндри двигуна. (Відповідне ускладнення системи живлення В. Безукладніковим тут ігнорується - напевно, воно малоістотно в порівнянні з тим ускладненням, яке вноситься системою упорскування води?)

Після цих міркувань автор переходить до інших способів поліпшення показників двигунів, серед яких В. Безукладнікову найбільш імпонує збагачення заряду киснем. Так, автор стверджує, що збільшити виділення енергії при згорянні в 5-7 разів можна, підвищивши вміст кисню в заряді з 21% до 60%. Для цього, як припускає В. Безукладніков, можна використовувати центрифугу (?) або магнітний молекулярний сепаратор, який використовує різну намагніченість молекул азоту і кисню. Потім, розглядаючи питання про пристосування поршневого двигуна до бажаного надінтенсивного згорання (аж до детонаційного!), автор висуває ідею про виготовлення корпусних деталей не зі звичних сплавів, а з «монокристалічних кремнію або германію» - у надії, що останні зможуть перетворити випромінювання полум'я в електрику! (На жаль, зараз ефективність такого перетворення незначна, близько 10%, у фотоелектричних панелей.) Торкаючись мимохідь поліпшення економічності двотактних двигунів з іскровим запалюванням, В. Безукладніков в кінці своєї статті згадує про «фантастичні характеристики» двигунів Стерлінга і можливості, які нібито відкриваються при їх використанні в гібридних силових установках автомобілів.

Таким чином, стаття В. Безукладнікова [3], змальовуючи перспективи поліпшення показників транспортних двигунів, не дозволяє читачеві переконатися в його досяжності. Цьому авторові, мабуть, не були відомі роботи д.т.н., проф. Кукіса В.С. і його учнів в області двигунів із зовнішнім підведенням теплоти (ДЗПТ) і внутрішнім пароутворенням [7, 8 та й др.]. Останнє відбувалося при впорскуванні води в циліндр ДЗПТ, куди впускається ВГ дизеля. У результаті дещо зросла сумарна потужність силової установки, а

головним чином, значно знизилася токсичність зволжених ВГ, завдяки реакціям токсичних компонентів ВГ з молекулами води.

З інших Internet-ресурсів, що розглядають проблему використання води при згорянні моторних палив, можна відзначити сайти [9] та [10]. Сайт «Енергозбереження» пропонує ряд науково-популярних матеріалів, де розглянуті різні аспекти цієї проблеми: історія «водної інжекції», стаття з журналу «Химия и жизнь» («Хімія та життя», 1981, № 5) з коментарями, стаття «Карма води. Автомобіль на воді» Д. Мелхиседека, стаття «Приставка Бакаєва» Ю. Белікова («Комсомольская правда», 1995), стаття «Електроліз, або вода замість бензину» з журналу «Світ електроніки - бездротовий світ» (1991).

Сайт «Змішування бензинів і дизельних палив з водою...» розглядає проблему використання води при згорянні моторних палив більш ґрунтовно. Наприклад, там критично аналізуються матеріали сайту <http://vodocar.com.ua/235.html>, де пропонується пристрій для подачі водопровідної води в двигун. Наведено відгуки про негативні наслідки роботи суднових дизелів на водопаливних сумішах: при несподіваному погіршенні роботи такого дизеля виникає небезпека аварії судна.

Далі передрукована стаття Є. Сегал «Економічне паливо для автомобілів - наполовину з води» («Зеркало недели», 1994) про розробку Р. Ганнерманом (США) речовини, що стабілізує суміш моторного палива з водою, яка містить 55% води. За розрахунками винахідника, «переробка існуючого бензинового двигуна автомобіля на роботу з А-55 обійдеться не більш ніж в 500 доларів». Наведено позитивні відгуки американських фахівців про застосування такої суміші на автобусах в м. Ріно (1993-94 р.).

Потім на сайті [10] наведено текст російського патенту (автора О.І. Голянницького) № 2008968 «Способ получения эмульгатора» («Спосіб отримання емульгатора»), причому даний емульгатор пропонується використовувати «для приготування водно-паливних емульсій, застосовуваних для безрозбірного ремонту двигунів внутрішнього згорання». У результаті, поверхні деталей очищаються від нагару, і робота двигуна поліпшується. У той же час, О.І. Голянницькій не пропонує свій «емульгатор» для постійного застосування, як моторне паливо.

Далі наводиться стаття В.С. Азєва і С.Р. Лебедєва «Пальне, яке горить тільки в двигуні» (2004 р.) [11]. Її автори вказали на проблеми пожежонебезпеки танкового моторного відділення в бойових умовах, паливних баків пожежних машин і звичайних автомобілів. Для їх вирішення в Росії розроблено пожежовибухобезпечне літнє дизельне паливо (ПБД-Л), що є стабільною водно-паливною «мікроемульсією» і допущене до застосування ще в 2001 р. ПБД-Л складається з 77%

літнього дизельного палива, 15% води і 8% емульгатора. Істотним недоліком ПБД-Л була дорожнеча; крім того, його витрата на 10-12% більше, ніж дизельного палива. Тому застосовувати ПБД-Л є сенс тільки в обґрунтованих випадках (для бойових, пожежних машин і т.п.). Після 2004 р. пошуків на цю розробку не знайдено. Стаття [11] передрукована на сайті російського федерального агентства з промисловості www.rosprom.gov.ru.

При пошуку додаткових відомостей про Азєва В.С. виявлено сайт [12] з бібліографією вітчизняних робіт про паливні суспензії і емульсії, що містить 630 назв. Перераховані там джерела зберігаються, в основному, в російських бібліотеках.

Висновок. Internet-ресурси зазвичай розглядають проблему використання води при згорянні моторних палив з популярних позицій. Хоча більше науково-технічних подробиць наведено на сайтах [10] та [11], за конкретною інформацією з даної проблеми слід звертатися до першоджерел [12].

Література

1. Авиационные двигатели. Сборник справочных материалов / [Под ред. М.А. Левина, Г.В. Сенчикина]. – М.: Машгиз, 1951. – 244 с.
2. Duncan R.C. The Olduvai theory. Energy, population, and industrial civilization / R.C. Duncan // The Social Contract. – Winter 2005-2006. – 12 p.
3. Безукладников В. Автомобиль на водяном паре / В. Безукладников // Промышленные ведомости. – 2006. - №5. – Режим доступа : <http://www.promved.ru/articles/article.phtml?id=790&nomer=29> .
4. Форумы (<http://www.ladyauto.ru/forum/index.php>) : Способы повышения экономичности двигателей внутреннего сгорания. – Режим доступа: <http://www.ladyauto.ru/forum/print.php?threadid=3088&boardid=13&styleid=1&sid=vb&page=1> .
5. Основные направления повышения экологической безопасности автомобилей : Контрольная работа / А.В. Жолнер; Б. В. Гродненский . – Гос. ун-т им. Я.Купалы. – 2008. – Режим доступа : http://revolution.allbest.ru/ecology/00055132_0.html .
6. Украинский форум любителей автомобиля М-21 «Волга» > Матчасть > Двигатель > Питание. – Режим доступа : <http://forum.gaz21.org.ua/lofiversion/index.php?t280.html> .
7. Хасанова М.Л. Утилизация тепловых потерь отработавших газов автомобильных двигателей как один из способов улучшения их экологических показателей / М.Л. Хасанова // Науч. вестник. Автомобильная техника / Челябинский военный автомобильный ин-т. – Челябинск, 2001. – Вып.14. - С. 114-120.

8. *Разношинская А.В.* Оценка влияния стабилизации температуры отработавших газов ДВС на эффективность работы утилизационного поршневого двигателя с внутренним объемным парообразованием / *А.В. Разношинская, В.С. Кукис, В.А. Козьминых* // Науч. вестник. Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин / Челябинское высш.воен.автомоб. командно-инженерное училище (военный ин-т) им. гл. маршала бронетанковых войск П.А. Ротмистрова. – Челябинск, 2004. – Вып.17. – С. 41-47.

9. Энергосбережение. Экономия электроэнергии, топлива, природных ресурсов : Статьи. – Режим доступа : <http://ecotuning.com.ua/statiya.php> .

10. Смешивание бензинов и дизельных топлив с водой. Водотопливные эмульсии для автомобилей и промышленных котлов. - Режим доступа : <http://www.afuelsystems.com/ru/water/water.html> .

11. *Азев В.С., Лебедев С.Р.* Горючее, которое горит только в двигателе / *В.С. Азев, С.Р. Лебедев* // Независимое военное обозрение. – 21.05.2004. – Режим доступа : http://nvo.ng.ru/armament/2004-05-21/6_oil.html .

12. Топливные суспензии и эмульсии. Отечественная библиография (1940 – 2010 гг.). – Режим доступа: <http://www.prometeus.nsc.ru/partner/zarubin/slurry.ssi> .

ПРОБЛЕМА ДОБАВЛЕНИЯ ВОДЫ ПРИ СГОРАНИИ МОТОРНЫХ ТОПЛИВ И ЕЕ РЕШЕНИЕ В СЕТИ INTERNET

Болтянский О.В., Иванов Г.И., Стефановский А.Б.

Аннотация – рассмотрено освещение в некоторых Internet-ресурсах проблемы добавления воды при сгорании моторных горючих с целью улучшения показателей поршневых двигателей.

A PROBLEM OF THE ADDITION OF WATER AT BURNING OF ENGINE FUELS AND ITS COVERAGE IN THE INTERNET

O. Boltyanskiy, G. Ivanov, A. Stefanovskiy

Summary

Coverage of a problem of the addition of water at burning of engine fuels for improvement of parameters of piston engines in some websites is considered. **Keywords:** water, fuel, engine, website.

УДК 621.438

ОСНОВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РЕЖИМ РАБОТЫ СТРУЙНО-РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Ванеев С.М., к. т. н.,
Бережной А.С., асп.*
Сумский государственный университет,
Королев С.К., ст. науч. сотрудник
ОАО «Сумское НПО им. М.В.Фрунзе»
Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье рассмотрены основные интегральные коэффициенты, характеризующие режим работы струйно-реактивной турбины: коэффициент неплотности газового тракта α_{yt} , коэффициент сопротивления вращения ротора в окружающей среде $K_{c.v}$, коэффициент восстановления полного давления σ . Показана их связь с соответственными тратами мощности турбины, более детально рассмотрены методы определения коэффициента $K_{c.v}$.

Ключевые слова – интегральные коэффициенты, струйно-реактивная турбина, коэффициент неплотности газового тракта α_{yt} , коэффициент сопротивления вращения ротора в окружающей среде $K_{c.v}$, коэффициент восстановления полного давления σ .

Основными элементами струйно-реактивной турбины (СРТ) являются (см. рис. 1) подводящее (питающее) сопло (ПС) 1 и ротор, состоящий из полого вала 2 с радиальными трубками 3, консольно закрепленными на валу. На концах трубок имеются тяговые сопла (ТС) 4. Газ через питающее сопло подводится в полый вал ротора и далее по газовому тракту к ТС.

В тяговом сопле потенциальная энергия сжатого газа преобразуется в кинетическую энергию истекающей со сверхзвуковой скоростью из ТС струи, которая создает реактивную силу тяги и, как следствие, крутящий момент на валу турбины.

Основным коэффициентом, характеризующим энергетическую степень совершенства струйно-реактивной турбины, является коэффициент полезного действия (КПД).

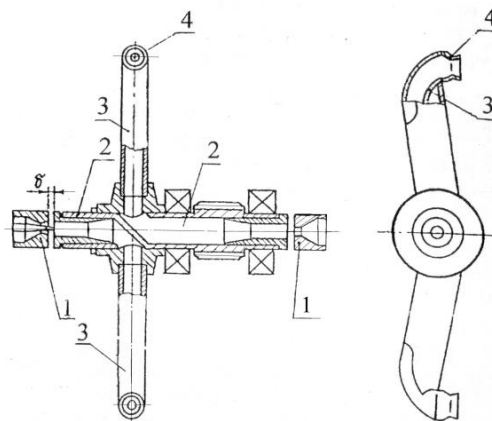


Рис. 1. Конструктивная схема струйно-реактивной турбины

Под КПД турбомашин, как известно, понимают отношение полезного эффекта к располагаемой работе [1, 2]. Для СРТ в качестве полезного эффекта должна быть принята мощность на валу турбины, а в качестве располагаемой работы - работа в единицу времени, которую может совершить рабочее тело в изэнтропном процессе расширения в том же диапазоне давлений, что и в действительном процессе, т.е. располагаемая мощность. Тогда

$$\eta_T = \frac{N_T}{N_s} = \frac{N_T}{G_n h_s},$$

где η_T - изэнтропный КПД СРТ;

N_T - мощность на валу СРТ;

N_s - располагаемая мощность;

G_n - расход газа через питательное сопло СРТ;

h_s - изэнтропная работа расширения 1 кг рабочего тела от параметров торможения на входе СРТ (P_n^*, T_n^*) до давления окружающей среды ($P_{окр.ср}$).

В работе [3] были рассмотрены структура потерь энергии и структура КПД струйно-реактивной турбины. Мощность на валу турбины определялась как

$$N_T = M_T \omega_T,$$

где M_T - момент на валу СРТ;

ω_T - угловая скорость вала СРТ.

Момент на валу СРТ получен по теореме об изменении момента количества движения потока газа относительно оси вращения с учетом нерасчетности тягового сопла и аэродинамического сопротивления окружающей среды при вращении ротора.

С другой стороны, понимая под потерями энергии в СРТ, как и в любой турбомашине, разность работы идеальной турбины, т.е. работающей с изэнтропным расширением рабочего тела в газовом тракте и без аэродинамического сопротивления вращающегося

ротора, и работы на валу действительной турбины, КПД турбины можно выразить следующим образом

$$\eta_T = \frac{N_T}{N_s} = \frac{N_s - N_T}{N_s} \left(1 - \frac{\Delta N_T}{N_s} \right),$$

где ΔN_T - суммарные потери энергии в СРТ.

По источникам возникновения в СРТ можно выделить потери, обусловленные гидравлическими сопротивлениями по длине газового тракта ротора СРТ, скачками уплотнений, наличием зазора между торцом вала и срезом подводящего сопла, нерасчетностью тягового сопла, вращением ротора в среде вязкого газа, потери с выходной скоростью.

Для расчетного режима

$$\Delta N_T = \Delta N_2 + N_{дин} + N_{ум} + N_{с.в},$$

где ΔN_2 - потери энергии, обусловленные гидравлическими сопротивлениями по длине газового тракта и скачками уплотнений в газовом тракте ротора СРТ;

$N_{дин}$ - энергия, теряемая с выходной скоростью;

$N_{ум}$ - энергия, теряемая с утечками в окружающую среду;

$N_{с.в}$ - энергия, теряемая на аэро- динамическое сопротивление вращающегося ротора.

Выражая отдельные виды потерь энергии через относительные величины (отношение соответствующей потери энергии (мощности) к располагаемой мощности) преобразуем последнее выражение к виду

$$\eta_T = 1 - \xi_2 - \xi_{дин} - \xi_{с.в} - \xi_{ум},$$

где ξ_2 - относительные потери энергии в газовом тракте ротора (гидравлические и волновые);

$\xi_{дин}$ - относительные потери с выходной скоростью;

$\xi_{с.в}$ - относительные потери на аэродинамическое сопротивление;

$\xi_{ум}$ - относительные потери от утечек.

В работе [3] получены зависимости потерь энергии от приведенной окружной скорости рабочего колеса (см. рис. 2, 3).

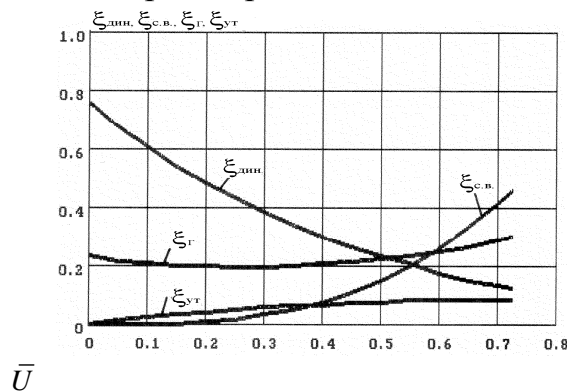


Рис. 2. Зависимость относительных величин потерь энергии от приведенной окружной скорости ротора

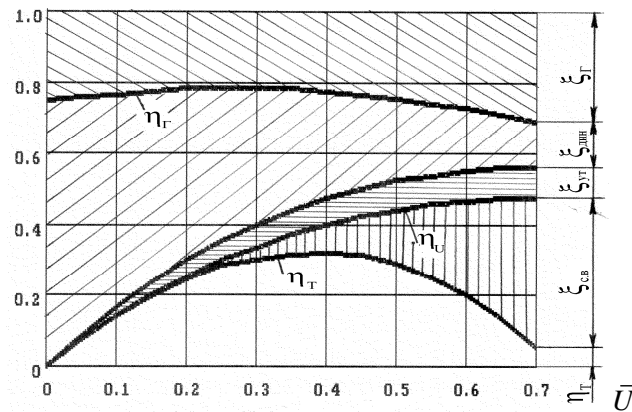


Рис. 3. Баланс энергии в струйно-реактивной турбине

Рассмотрим отдельные виды потерь мощности в СРТ.

1) Относительные потери на аэродинамическое сопротивление

$$\xi_{c.в} = \frac{N_{c.в}}{N_s} = \frac{M_{c.в} \omega_T^3}{N_s} = \frac{K_{c.в} U^3}{L^3 G_n h_s}; \quad (1)$$

где $K_{c.в}$ - комплексный коэффициент аэродинамического сопротивления вращающегося ротора;

U - окружная скорость газа в центре среза тягового сопла;

L - расстояние от центра среза тягового сопла до оси вращения.

Из рисунков 2, 3 видно, что с увеличением окружной скорости ротора СРТ при прочих равных условиях резко увеличиваются потери на аэродинамическое сопротивление вращению в среде вязкого газа, что приводит к снижению выходного КПД турбины. Как видно из формулы (1) уменьшать потери на аэродинамическое сопротивление вращению при неизменных режимных параметрах можно за счет уменьшения коэффициента $K_{c.в}$.

В предыдущей статье «Влияние некоторых режимных параметров на оптимальную окружную скорость рабочего колеса струйно-реактивной турбины» был рассмотрен коэффициент аэродинамического сопротивления вращению ротора СРТ в окружающей среде $K_{c.в}$, для существующих типов струйно-реактивных турбин он изменяется в пределах $K_{c.в} = (2 - 6,5) \cdot 10^{-7}$ кг·м² и зависит от конструктивного исполнения турбины (реверсивное или нереверсивное исполнение), размеров и формы радиальных трубок рабочего колеса и частоты вращения ротора.

Величину $K_{c.в}$ определяют экспериментальным путем. Ее можно найти несколькими способами:

а) по измеренному моменту аэродинамического сопротивления

$$K_{c.в} = M_{c.в} / \omega^2;$$

где $M_{c.в}$ - момент сопротивления вращению ротора в окружающей среде (момент аэродинамического сопротивления вращающегося ротора).

Следует отметить, что в значение $M_{c.в}$ входит также момент сопротивления вращению ротора в подшипниках. В статье [4] была приведена зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления $K_{c.в}$ от частоты вращения ротора СРТ (см. рис. 4), определенного в результате прокрутки ротора на экспериментальном стенде, позволяющем измерить момент аэродинамического сопротивления $M_{c.в}$.

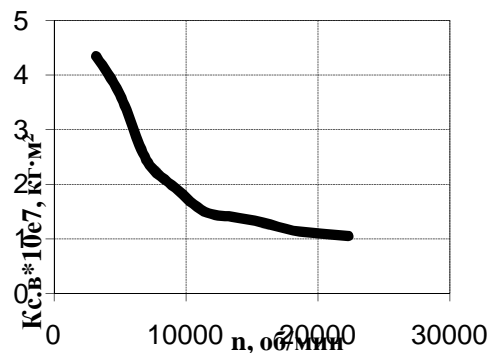


Рис. 4. Зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления от частоты вращения ротора СРТ

б) по измеренному моменту на валу турбины

$$K_{c.в} = \frac{M_U - M_T}{\omega^2} = \frac{R_W D / 2 - G_m \omega D^2 / 4 - M_T}{\omega^2},$$

где M_U - момент, определенный по теореме об изменении момента количества движения потока газа относительно оси вращения, обусловленный взаимодействием потока газа с элементами проточной части СРТ;

M_T - момент на валу СРТ;

D - диаметр расположения осей тяговых сопел относительно оси вращения;

R_W - сила тяги ТС в относительном движении, которая определяется следующим образом

$$R_W = G_m W_{cp.m} + f_{cp.m} (P_{cp.m} - P_{окр.ср}),$$

где $W_{cp.m}$ - скорость газа на срезе ТС в относительном движении;

$f_{cp.m}$ - площадь среза ТС;

$P_{cp.m}, P_{окр.ср}$ - соответственно давления газа на срезе ТС и в окружающей среде;

$G_m = G_n (1 - \alpha_{ym})$ - расход газа срезе ТС;

$$G_n = \frac{m_G P_n^* f_{кр.n}}{\sqrt{RT_n^*}} - \text{расход газа через ПС};$$

$$m_G = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} - \text{коэффициент, зави-сящий от показателя}$$

изоэнтропы газа;

$f_{кр.n}$ - площадь критического сечения ПС.

Недостатком данного способа нахождения $K_{с.в}$ является необходимость определения момента на валу турбины M_T , для экспериментального получения которого необходимо специальное нагрузочное устройство.

в) по измеренным оборотам холостого хода (в этом случае $M_T = 0$)

$$K_{с.в} = \frac{M_U}{\omega_{xx}^2} = \frac{R_W D / 2 - G_m \omega D^2 / 4}{\omega_{xx}^2},$$

где ω_{xx} - угловая скорость вращения СРТ на холостом ходу, для определения которой дополнительного нагрузочного устройства не требуется.

Этот способ является наименее точным, так как позволяет определить лишь одно значения коэффициента $K_{с.в}$, соответствующее работе СРТ в холостом режиме, но для предварительных расчетов данный метод вполне может использоваться.

2) Относительные потери с выходной скоростью

$$\xi_{\text{дин}} = \frac{N_{\text{дин}}}{N_s} = \frac{G_m h_{\text{дин}}}{G_n h_s} = \frac{G_m C_{ср.m}^2}{G_n 2h_s} \left(\frac{C_{ср.m}}{C_s} \right)^2 (1 - \alpha_{ym}) \bar{C}_{ср.m}^2 (1 - \alpha_{ym}).$$

3) Относительные потери от утечек

$$\xi_{ym} = \frac{N_{ym}}{N_s} = \frac{\Delta G_{ym} h_{ym}}{G_n h_s} = \frac{G_n - G_m}{G_n} \cdot \frac{h_U}{h_s} = \alpha_{ym} \eta_U,$$

где h_{ym} - работа 1 кг газа, теряемого с утечками. Так как утечки происходят из осевого канала ротора СРТ, то практически они соответствуют потерям работы на окружности колеса $h_{ym} = h_U$.

Эти два вида потерь, как видно, напрямую зависят от коэффициента утечек α_{ym} .

$$\alpha_{ym} = \frac{\Delta G_{ym}}{G_n} = \frac{G_n - G_m}{G_n} = 1 - \frac{G_m}{G_n}$$

В расчетах обычно задаются данным коэффициентом в пределах 0–0,2.

4) Относительные потери в газовом тракте ротора (гидравлические и волновые)

$$\xi_2 = \frac{\frac{\Delta N_2}{N_s} \cdot \frac{\Delta N_T - N_{\text{дин}} - N_{\text{с.в}} - N_{\text{ум}}}{N_s}}{\frac{N_s - N_T - N_{\text{дин}} - N_{\text{с.в}} - N_{\text{ум}}}{N_s}}$$

Также потери энергии в проточной части СРТ можно оценивать коэффициентом восстановления полного давления σ . Этот коэффициент может быть отнесен к разным сечениям проточной части и рассмотрен как в абсолютном, так и в относительном движении; например, в СРТ целесообразно гидравлические потери и волновые потери в газовом тракте ротора учитывать интегрально коэффициентом восстановления полного давления в относительном движении, считая процессы течения в подводящем и тяговом соплах изоэнтальпными

$$\sigma_W = \frac{P_{W1}^*}{P_{Wm}^*},$$

где P_{Wm}^* - полное давление на срезе тягового сопла в относительном движении;

P_{W1}^* - полное давление на входе во втулку-диффузор в относительном движении; т.к. $U_1 = 0$, то

$$P_{W1}^* = P_1^* \cong P_n^*,$$

где P_1^* - полное давление на входе во втулку-диффузор в абсолютном движении.

При этом потери полного давления в подводящем и тяговом соплах, в силу достаточной изученности процесса течения в соплах, могут быть выбраны из соответствующей литературы.

При накоплении большого экспериментального материала возможен учет каждой из составляющих потерь энергии в СРТ. Однако часто трудно выделить и исследовать потери, обусловленные каким либо одним фактором. Поэтому удобно оценивать потери энергии интегральным способом через определенные коэффициенты. В СРТ в качестве таких интегральных коэффициентов удобно принять: коэффициент восстановления полного давления в проточной части СРТ в целом - σ ; коэффициент утечек - $\alpha_{\text{ум}}$ и комплексный коэффициент аэродинамического сопротивления вращающегося ротора - $K_{\text{с.в}}$. Эти интегральные коэффициенты удобно использовать при разработке методики расчета струйно-реактивной турбины.

Литература

1. Епифанова В.И. Компрессорные и расширительные турбомашини радиального типа / В.И. Епифанова. - М.: Машиностроение, 1984.

2. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин / К.В. Холщевников. - М.: Машиностроение, 1970.
3. Ванеев С.М. Структура потерь энергии и КПД струйно-реактивной газовой турбины / С.М. Ванеев // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. – № 9(30)-10(31). – 2001.– С. 207-214.

ОСНОВНИ КОЕФІЦІЄНТИ, ЩО ХАРАКТЕРИЗУЮТЬ РЕЖИМ РОБОТИ СТРУМИННО-РЕАКТИВНИХ ТУРБИН

Ванеев С.М., Бережной А.С., Королев С.К.

Анотація – у статті розглянуті основні інтегральні коефіцієнти, характеризуючі режим роботи струйно-реактивної турбіни. До вищезазначених коефіцієнтів відносяться: коефіцієнт нещільності газового тракту α_{ym} , коефіцієнт опору обертання ротора в навколишньому середовищі $K_{c.в}$, коефіцієнт відновлення повного тиску σ . Приведений їхній зв'язок з відповідними втратами потужності турбіни, більш детально розглянуті методи визначення коефіцієнта $K_{c.в}$

MAIN DESCRIBE WORKING CONDITIONS JETS COEFFICIENTS

S. Vaneev, A. Berejnoy, S. Korolev

Summary

In the article basic integral coefficients, characterizing the turbo-jet turbine's mode work, considered. The above-mentioned coefficients include: leakage factor α_{ym} , coefficient of rotor's rotation resistance to an environment $K_{c.в}$, coefficient of refreshing total pressure σ . Brought their connection with the corresponding losses of turbine's power, determination methods of coefficient $K_{c.в}$ considered more in detail.

УДК 544.3.03 : 662.75+662.754

ДОСЛІДЖЕННЯ ГУСТИНИ ТА В'ЯЗКОСТІ ГЛІЦЕРИНОВОГО ОСАДУ ПРИ ЗМІНІ ТЕМПЕРАТУРНОГО ФАКТОРА

Дмитрієва Т.В., к. хім. н.

Інститут хімії високомолекулярних сполук (ІХВС),

Бурдейний Д.М., наук. співр.,

Грешнова Н.М., пров. інж.

ННЦ "ІМЕСГ"

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – викладено результати експериментальних досліджень щодо визначення залежності основних фізичних властивостей гліцеринового осаду від температури та їх аналіз з відповідними показниками таких важких рідких палив, як мазут та пічне побутове паливо.

Ключові слова – густина, в'язкість, гліцериновий осад, температурний фактор.

Проблема. Паливно-енергетичний комплекс є основою економіки всіх країн світу. Від вибору напрямку його розвитку в значній мірі залежить і екологічний стан навколишнього природного середовища.

Різке зростання цін на викопні енергоносії та підвищення вимог до їх екологічних параметрів спонукає до пошуку енергетичних резервів, наявних у сільськогосподарському виробництві. В останній час у сільському господарському виробництві поряд з проблемами з вирощування якісного високопродуктивного врожаю постають проблеми щодо забезпечення власних енергетичних потреб за рахунок виробництва та впровадження біологічних видів палив.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. В топкових процесах промислового характеру в якості палива використовують природні та штучні органічні речовини [1].

Основна маса рідкого палива, яке використовується в енергетиці, отримується з нафти методами її термохімічного розкладу. Рідким паливом для котельних агрегатів є мазут – залишковий продукт переробки нафти та пічне побутове паливо. Рідке органічне паливо представляє собою складні хімічні сполуки

горючих і негорючих речовин, структура яких до теперішнього часу вивчена недостатньо [2].

Фізичні властивості рідких палив характеризуються їх відносною густиною $\rho_{t_2}^{t_1}$; в'язкістю: умовною ВУ (в °УВ), динамічною η (в Па·с) та кінематичною ν (в мм²/с); температурою спалаху t_{cn} (в °С) та температурою застигання $t_{заст}$ (в °С) [3].

Мета досліджень. Визначити вплив зміни температури на густину та в'язкість гліцеринового осаду і порівняти їх з аналогічними показниками важких рідких палив.

Результати досліджень. Розглянемо основні фізико-хімічні властивості котельних палив.

В'язкість – основний показник, який входить в позначення марок палив. В'язкість впливає на:

- ступінь розпилення палива (тобто повноту його згорання);
- умови зливу і наливання при транспортуванні палива;
- схеми паливних систем у споживача (обігрів, перекачування, гідравлічні опори при транспортуванні палива по трубопроводах, ефективність роботи форсунок).

Густина в даному випадку не є показником групового складу палива, а визначає можливість розшарування з водою.

Від в'язкості значною мірою залежать швидкість осідання механічних домішок при зберіганні, а також здатність палива відстоюватися від води. У США для визначення в'язкості використовують віскозиметр Сейболта універсальний (для малов'язкого мазуту) і Сейболта-Фурола (для високов'язкого мазуту), а в Англії – віскозиметр Редвуда. Між визначеними в різних одиницях значеннями в'язкості існує залежність. У ряді специфікацій вказують в'язкість, знайдену експериментально і перераховану в кінематичну. На практиці часто використовують в'язкісно-температурні криві. З підвищенням температури відмінність у в'язкості палив істотно зменшується. На рис.1 наведено номограму залежності в'язкості деяких марок мазуту від температури по ГОСТ 10585-75, а також зображено приблизні значення в'язкості, які необхідно забезпечувати для оптимальної роботи мазутного господарства та пальникового обладнання [4].

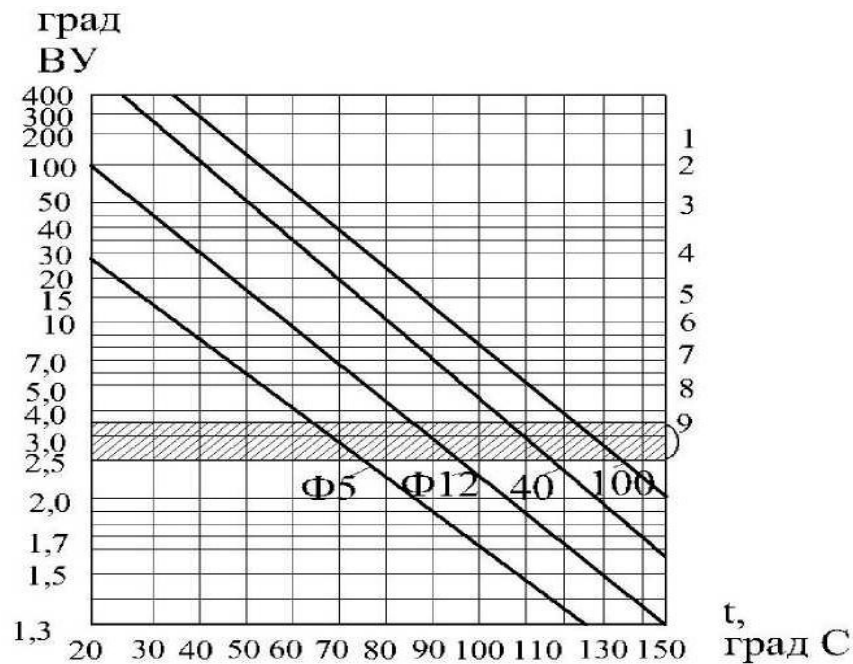


Рис. 1. Залежність в'язкості різних марок мазуту (Ф-5, Ф-12, М-40, М-100) від температури та зони (1 – 9) рекомендованих значень в'язкості: 1 - максимально допустима в'язкість при зливі мазуту М-40 і транспортування мазуту гвинтовими насосами; 2 - теж при транспортуванні мазуту поршневими та скальчатими насосами; 3 - в'язкість при зливі мазуту М-100; 4 - максимальна в'язкість для центробіжних насосів; 5 - максимальна в'язкість перед ротаційними і паровими форсунками та в головній циркуляційній системі; 6 - теж перед пневматичними форсунками високого та низького тиску; 7 - максимальна в'язкість перед механічними форсунками, рекомендована в'язкість перед паровими форсунками; 8 - рекомендована в'язкість перед пневматичними форсунками високого й низького тиску, а також перед центробіжними форсунками; 9 - зона рекомендованих в'язкостей перед центробіжно-механічними форсунками

В'язкість не є адитивною властивістю і при змішуванні різних котельних палив її слід визначати експериментально. Норми в'язкості при 50 °С для флотського мазуту Ф-5 і Ф-12 складають 5 і 12°ВУ (36 і 89 мм²/с), а при 80 °С для пічного мазуту М-40 і М-100 – 8 і 16 °ВУ (59 і 118 мм²/с). Експортні палива більш малов'язкі і для них допускається в'язкість ВУ 80 не більше 2-5 °ВУ.

Котельні і важкі моторні палива є структурованими системами, тому при зливно-наливних операціях для їх характеристики крім ньютонівської в'язкості необхідно враховувати реологічні властивості (напругу зрушення і динамічну в'язкість). Для всіх залишкових палив характерна аномалія в'язкості: після термічної обробки або механічної

дії повторно визначувана в'язкість при тій же температурі виявляється нижче початкової.

Властивість рідини чинити опір деформації зсуву або ковзання шарів називається в'язкістю. В'язкість визначається силами взаємодії молекул рідини і характеризується коефіцієнтом внутрішнього тертя, який називається динамічним коефіцієнтом в'язкості [5].

Динамічну в'язкість гліцеринового осаду, одержаного при виробництві біодизельного палива, досліджували методом ротаційної віскозиметрії на РЕОТЕСТ-2 з використанням системи циліндрів S_1/S у широкому діапазоні швидкостей зсуву $D\dot{\gamma}$ від 3 до 1312 сек^{-1} .

З отриманих результатів (рис. 2) видно, що в'язкість гліцеринового осаду не залежить від швидкості зсуву, тобто характер течії його відповідає властивостям ньютонівських рідин. З підвищенням температури при одній швидкості зсуву в'язкість гліцеринового осаду знижується, результати динамічної в'язкості та емпірична залежність для її розрахунку наведено на рис. 3.

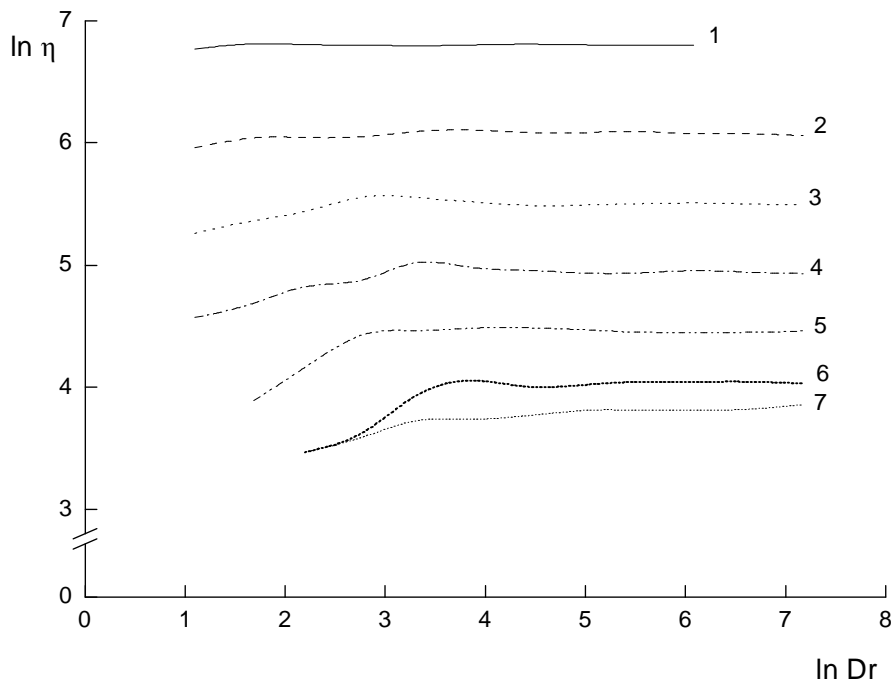


Рис.2. Залежність динамічної в'язкості гліцеринового осаду від швидкості зсуву при різних температурах:
Температура, °C: 1 – 20; 2 – 30; 3 – 40; 4 – 50; 5 – 60; 6 – 70; 7 – 80

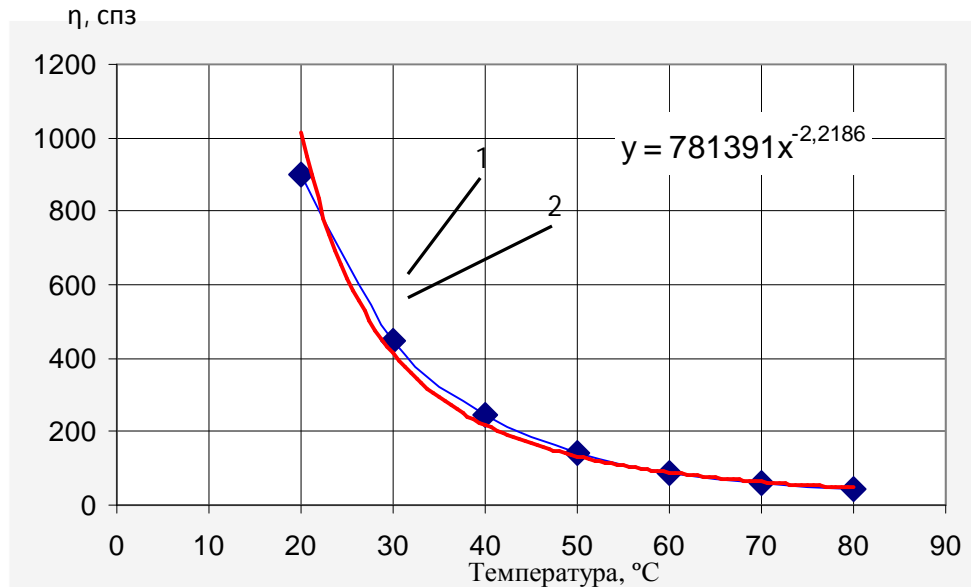


Рис. 3. Залежність динамічної в'язкості (η , спз) гліцеринового осаду від температури при швидкості зсуву $Dr = 145,8 \text{ сек}^{-1}$:
1- експериментальна крива; 2- емпірична крива

Ньютонівські рідини (в'язкі рідини) – це рідини, які підпорядковуються при своїй течії закону в'язкого тертя Ньютона. Для прямолінійної ламінарної течії цей закон встановлює наявність лінійної залежності (прямої пропорційності) між дотичною напругою τ в площинах зіткнення шарів рідини та похідної від швидкості течії v по напрямку нормалі n до цих площин, тобто:

$$\tau = \frac{\eta \cdot dv}{dn}, \quad (1)$$

де η – динамічний коефіцієнт в'язкості, спз.

Властивостями ньютонівських рідин володіють більшість рідин (вода, мастила та ін.) та усі гази. В умовах сталої ламінарної течії при постійній температурі ($T = \text{const}$) в'язкість газів та ньютонівських рідин постійна величина, яка незалежна від градієнта швидкості [6].

Кінематична в'язкість – це відношення динамічної в'язкості η рідини до густини ρ при тій же температурі:

$$\nu = \eta / \rho, \quad (2)$$

Кінематична в'язкість слугує мірою опору рідиною руху під впливом гравітаційних сил [7].

Для проведення розрахунків кінематичної в'язкості були виконані дослідження по визначенню густини гліцеринового осаду в діапазоні температур від 8 до 80 °C. Результати проведених досліджень по визначенню густини та отримана емпірична залежність для її розрахунку наведено на рис. 4.

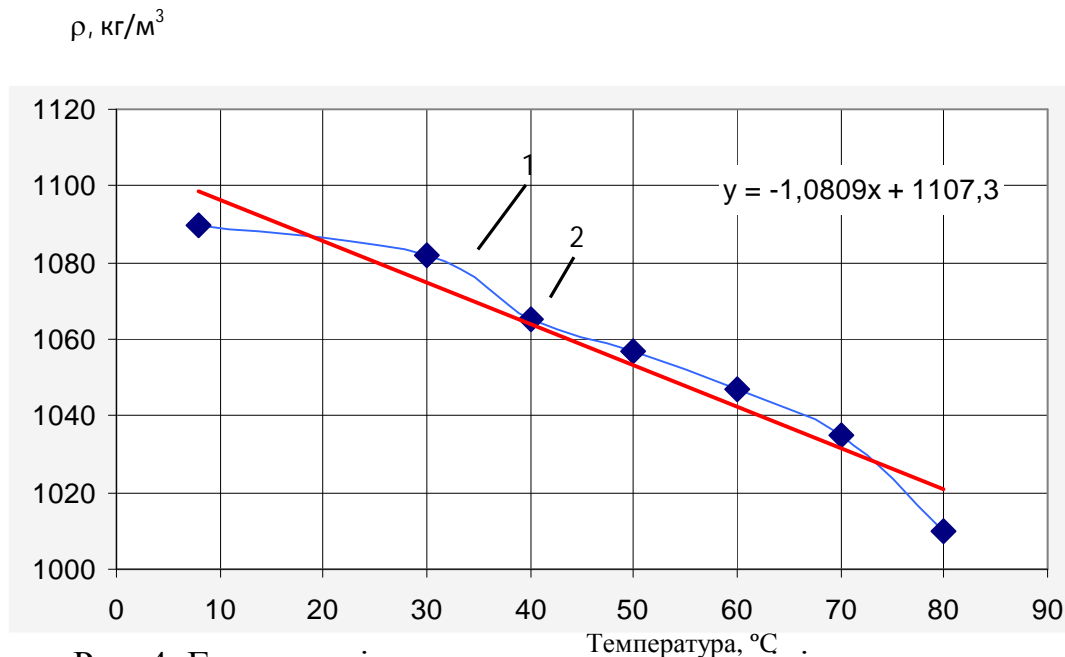


Рис. 4. Густина гліцеринового осаду при зміні температури:
1- експериментальна крива; 2- емпірична крива

На основі отриманих експериментальних даних залежності густини та динамічної в'язкості гліцеринового осаду від температури було проведено розрахунок його кінематичної в'язкості, користуючись залежністю (2).

Для підтвердження проведених розрахунків згідно ДСТУ 33-2003 були виконані експериментальні лабораторні дослідження по визначенню залежності кінематичної в'язкості гліцеринового осаду від температури в інтервалі від 20 до 90°C.

Порівняльний аналіз розрахункової та експериментальної кінематичної в'язкості наведено на рис. 5.

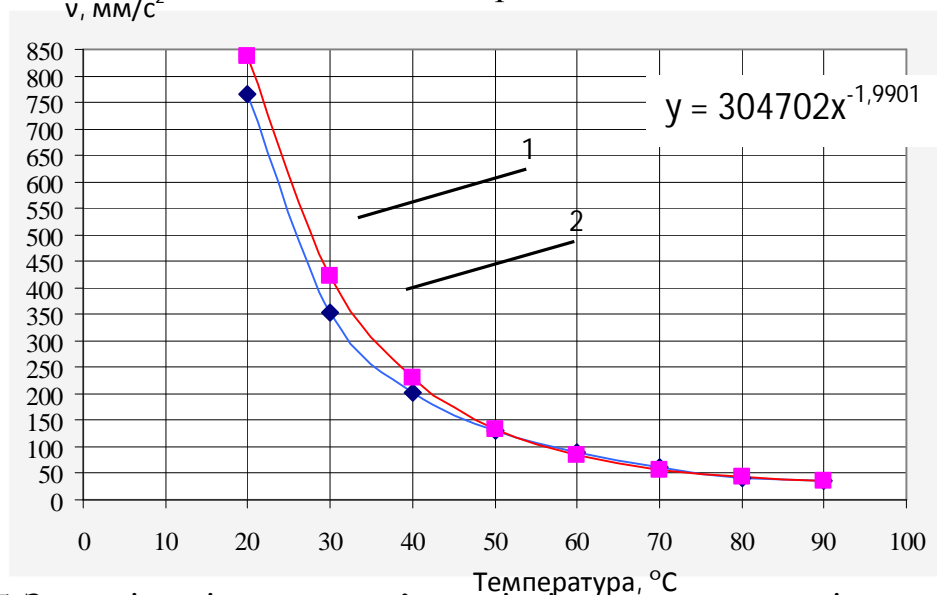


Рис. 5. Залежність кінематичної в'язкості гліцеринового осаду від температури:
1- експериментальна крива; 2- розрахункова крива

Користуючись отриманими експериментальними даними зміни густини і кінематичної в'язкості гліцеринового осаду від температури та ГОСТом 10585-99 на важкі рідкі палива, провели порівняльний аналіз відповідних параметрів; результати наведено в таблиці.

Порівняльний аналіз густини і кінематичної в'язкості гліцеринового осаду та важких рідких палив

Показники	Вид палива				
	Ф-5	Ф-12	М-40	М-100	Гліцериновий осад
Густина при 20°C, кг/м ³	955	960	970*	990*	1075,45
Кінематична в'язкість, мм ² /с:					
при 50 °С	36,20	89,00	-	-	133,29
при 80 °С	-	-	59,00	118,00	44,38

* Для мазуту з малим вмістом сірки

Аналізуючи дані таблиці, можна стверджувати, що за основними фізичними властивостями гліцериновий осад підходить до розряду таких важких рідких палив як мазут марок М-40 та М-100. Хоча й густина є дещо більшою, але основною визначальною характеристикою палива є якраз в'язкість. Тому порівнюючи кінематичну в'язкість важких марок мазуту з кінематичною в'язкістю гліцеринового осаду, можна стверджувати, що вона знаходиться в межах вказаних в ГОСТ 10585-99.

Висновки. Динамічна в'язкість гліцеринового осаду не залежить від швидкості зсуву, тобто характер його течії відповідає властивостям ньютонівських рідин. З підвищенням температури при одній швидкості зсуву динамічна в'язкість гліцеринового осаду знижується.

За своїми основними фізичними властивостями гліцериновий осад підходить під розряд важкого виду палива. Водночас такий визначальний фактор для палива як кінематична в'язкість є нижчою від нормованою ГОСТом на важкі рідкі палива і при 80 °С дорівнює 44,38 мм²/с.

Перспективи подальших досліджень. Подальші дослідження будуть спрямовані на розробку технологічного процесу та технологічних засобів для ефективного використання гліцеринового осаду в якості палива для теплоенергетичних установок.

Література

1. Топливо. Матеріальний баланс процесу горіння: учеб. пособие / Н.М. Кузнецов, Е.А. Блинов, А.Н. Кузнецов. – Л.: СЗПИ, 1989. – 86 с.
2. Устройство и эксплуатация оборудования газомазутных котельных: учеб. пособие для нач. проф. образования / Б.А. Соколов. – М.:

Издательский центр «Академия», 2007. – 304 с. – (Ускоренная форма подготовки).

3. Теплогенерирующие установки: Учеб. для вузов / Г.Н. Делягин, В.И. Лебедев, Б.А. Пермяков. – М.: Стройиздат, 1986. – 559 с., ил.

4. Топливо и теория горения. Раздел – подготовка и сжигание топлива: Учеб.-метод. комплекс (учеб. пособие) / Е.А. Блинов. – СПб.: Изд-во СЗТУ, 2007. – 119 с.

5. Ковалевский В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин / В.Ф. Ковалевский, Н.Т. Железняков, Ю.Е. Бейлин. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: «Недра», 1973. – 504 с.

6. Физический энциклопедический словарь / [Гл. ред. А.М. Прохоров, ред. кол. Д.М. Алексеев, А.М. Бонч-Бруевич, А.С. Боровик-Романов и др.]. – М.: Сов. энциклопедия, 1983. – 928 с.

7. Кузнецов А.В. Практикум по топливу и смазочным материалам / А.В. Кузнецов, М.А. Кульчев. – М.: Агропромиздат, 1987. – 224 с.: ил. – (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).

8. ДСТУ 33-2003 Нафтопродукти. Метод визначення кінематичної та розрахунок динамічної в'язкості

9. ГОСТ 10585-99. Топливо нефтяное. Мазут

10. ГОСТ 10585-99. Топливо нефтяное. Печное бытовое (ТУ 38.101656-87)

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОТНОСТИ И ВЯЗКОСТИ ГЛИЦЕРИНОВОГО ОСАДКА ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ТЕМПЕРАТУРНОГО ФАКТОРА

Дмитрієва Т.В., Бурдейний Д.М., Грешнова Н.М.

Аннотация – изложены результаты экспериментальных исследований по определению зависимости основных физических свойств глицеринового осадка от температуры и их анализ с соответствующими показателями таких тяжелых жидких топлив, как мазут и печное бытовое топливо.

RESEARCH OF CLOSENESS AND VISCIDITY OF GLYCERIN SEDIMENT AT THE CHANGE OF TEMPERATURE FACTOR

T. Dmitrieva, D. Burdeiny, N. Greshnova

Summary

The results of experimental researches on determination of dependence of basic physical properties of glycerin sediment from a temperature and their analysis are expounded with the proper indexes of such heavy oil-fuels, as fuel oil and stove domestic fuel.

УДК 632.16

СИСТЕМИ БЕЗПОСЕРЕДНЬОГО ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА У СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНАХ

Зуєв О.О., к.т.н.,

Степанов П.П., асистент

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – у статті розглянуто принципи дії систем безпосереднього впорскування легкого палива у сучасних автомобільних двигунах.

Ключові слова – безпосереднє впорскування палива, багат шарове впорскування.

Піонером у застосуванні безпосереднього впорскування палива стала компанія Mitsubishi, що розробила систему живлення GDI. Сьогодні аналогічну технологію використовують Mercedes (CGI), BMW (HPI), концерн Volkswagen (FSI, TFSI, TSI - VW, Audi, Skoda, Seat) і Toyota (JIS) (рис 1).

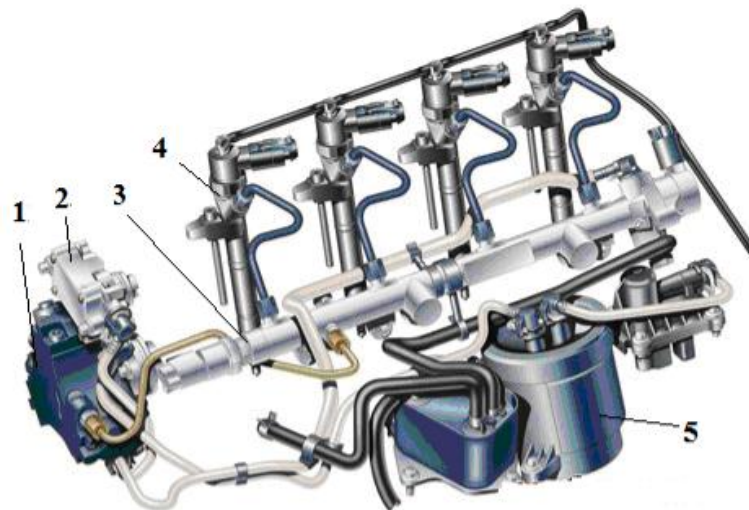


Рис. 1. Схема системи безпосереднього впорскування:

1 – паливний насос високого тиску; 2 – регулятор тиску;
3 – паливна рампа; 4 – форсунки; 5 – фільтр

Теоретичні відомості. Щоб паливо згоріло, потрібне повітря. Але необхідно змішати з паливом стільки повітря, скільки потрібно для повного згорання. Така кількість повітря називається

стехіометричною, і цей факт, звичайно, давно відомий. Наприклад, для бензину оптимальним (теоретично) складом паливної суміші є співвідношення 14,7:1, тобто на 1 грам бензину потрібно 14,7 грама повітря [1]. Суміш, у якій повітря більше, ніж потрібно, називається бідною, а та, у якій повітря менше, ніж потрібно (тобто більше палива), називається багатю. Занадто бідну суміш не завжди вдається підпалити, при роботі на багатій суміші незгоріле паливо марно «вилітає в трубу» і зростає викид чадного газу.

Отже, проблема в тому, що іскра незапалює суміш більш бідну, ніж у співвідношенні 17:1. Але можна заповнювати циліндр зовсім бідною сумішшю, а безпосередньо до свічки подавати більш багату, котра легко займеться. Наприклад, у форкамерному двигуні ця ідея й була закладена. Реальних же результатів досягнуто на моторах з розподіленим упорскуванням палива: тут досягається усталена робота на суміші зі співвідношенням 22:1, але сильніше збіднити суміш однаково не вдається. Адже у випадку звичайного розподіленого впорскування сумішоутворення зовнішнє - форсунка впорскує бензин у впускний трубопровід [2]. І доставити більш багату частину потоку суміші до свічки ми можемо тільки за рахунок напрямку потоку методами аеродинаміки, наприклад, певним чином його завихрюючи. От, якби паливо впорскувалося безпосередньо в циліндр...

Як працює GDI. Головний принцип роботи даної системи живлення - подача бензину не у впускний трубопровід, а безпосередньо в камеру згоряння й формування пошарового й однорідного сумішоутворення в різних режимах роботи мотора. Але подібні паливні системи мають і розходження, причому іноді досить істотні. Основні з них - робочий тиск у паливній системі, розташування форсунок і їхня конструкція (рис2).

Дійсно, двигун GDI нагадує по конструкції й звичайний бензиновий, і дизель. У кожному циліндрі присутній і свіча запалювання, і форсунка, а паливо подається насосом високого тиску під тиском 5 МПа (50 атм.). Форсунка забезпечує два різних режими впорскування палива.. Впускний трубопровід підходить до циліндру зверху. Це дозволяє одержати падаючий потік повітря, що після контакту з поршнем розвертається й спрямовується нагору, закручуючись за годинниковою стрілкою (така організація повітряного потоку дозволяє досягти оптимальної концентрації палива безпосередньо біля свічі). По майже прямому трубопроводу потік рухається з високою швидкістю, і навіть коли поршень досяг нижньої мертвої точки, ще якась кількість повітря входить у циліндр по інерції.



Рис. 2. Розміщення форсунки та свічки запалювання

Поршень незвичайний - зверху є виїмка сферичної форми. Форма поршня забезпечує три важливі функції. По-перше, дозволяє задати повітряному потоку потрібний напрямок руху. По-друге, направляє впорскуване паливо, що, безпосередньо до свічі запалювання, що важливо при роботі на гранично бідних сумішах. По-третє, визначає поширення фронту полум'я.

У двигунах GDI (Gasoline Direct Injection - безпосереднє впорскування бензину, Mitsubishi), що з'явилися восени 1997 року, використовуються два або три режими сумішоутворення. Для японського ринку реалізована дворежимна технологія, а для Європи - трирежимна.

При частковому навантаженні (швидкість до 120 км/ч) двигун працює на надто бідній пальній суміші з пошаровим сумішоутворенням. Паливо подається в камеру згоряння (під тиском 50 бар) наприкінці такту стиску, співвідношення «повітря-бензин» у середній за об'ємом камері може досягати пропорції 40:1. Підпалюється така суміш за рахунок створення в зоні іскрового розряду «хмари» з нормальним складом суміші (14,5:1). Формування хмари відбувається завдяки завихренню струменя палива, що вже встигло змішатися з повітрям за допомогою спеціальної виїмки в днище поршня. У стінок камери згоряння при цьому залишається майже чисте повітря. Коли від двигуна потрібно більший крутний момент (висока швидкість, рух на підйом), електроніка активує інший спосіб сумішоутворення - бензин впорскується на такті впуску, як у звичайних інжекторних двигунах. При необхідності одержати максимальну потужність (інтенсивний розгін) «працює» третій спосіб сумішоутворення - паливо подається у два етапи: перший - при такті впуску, другий - при такті стиску. Перша порція палива дає можливість одержати в циліндрі рівномірно розподілену занадто бідну (до 60:1) пальну суміш, а друга забезпечує одержання нормальної суміші в районі іскрового розряду. Після запалення нормальної суміші фронт полум'я поширюється по циліндрі й підпалює занадто бідну суміш. Японський варіант відрізняється відсутністю третього режиму.

Система безпосереднього впорскування Volkswagen за назвою FSI (Fuel Stratified Injection - багатошарове впорскування палива) була представлена в 2000 році. Як і в GDI для японського ринку, FSI може працювати у двох режимах - економічному (при малих і середніх навантаженнях) і звичайному (більші навантаження). В економічному (рівномірний рух на швидкостях до 120 км/ч) впорскування палива відбувається при такті стиску, а у звичайному режимі - при такті впуску, як і в системі живлення з розподіленим впорскуванням. Підвищений тиск впорскування (100 бар) забезпечує більш своєчасну подачу палива і якісне його розпилення. Збільшено нахил форсунки, а впускний канал розділений спеціальною перегородкою на дві частини. Повітря може надходити або через одну частину його перетину, або через обидві. На малих обертах потік повітря проходить через одну половинку каналу, що дозволяє збільшити його швидкість для одержання кращого завихрення потоку. На більших обертах перегородка відкривається, повітря надходить через весь канал, і швидкість потоку залишається приблизно такою ж, як і на малих обертах. Якщо зрівняти двигуни Volkswagen обсягом 1,4 л з розподіленим і безпосереднім впорскуванням, встановлених на моделі Polo. Неважко помітити, що FSI на 11 к.с. могутніше (86 л.с. проти 75 к.с.) і забезпечує меншу витрату пального (4,7-7,7 л проти 5,8 -10,2 л/100 км).

Література

1. *Николаенко А.В.* Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / *А.В. Николаенко.* – М.: Колос, 1984. – 336 с.
2. *Петриченко Р.М.* Экономический ущерб отработанных газов ДВС/ *Р.М.Петриченко, С.Н.Уваров* // Двигателестроение. – 1986.– № 10.– С.40-59.

СИСТЕМЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В СОВРЕМЕННЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИВГАТЕЛЯХ

Зуев А.А., Степанов П.П.

Аннотация – в статье рассмотрены принципы действия систем непосредственного впрыскивания легкого топлива в современных автомобильных двигателях.

SYSTEMS OF THE FUEL DIRECT INJECTION BY THE MODERN AUTUMOBIL ENGINE

O. Zuev, P. Stepanov

Summary

The principles of a light fuel direct injection systems activity by the modern automobile engine are described in the article.

УДК 671.65

РАБОЧИЕ ОРГАНЫ ГРУНТОВЫХ НАСОСОВ – ОТДЕЛЬНЫЙ ВИД РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ

І.О. Ковальов к.т.н.,
А.О. Євтушенко к.т.н.,
С.М. Яхненко к.т.н.,
Д.С. Кобизський асп.*
Сумський державний університет
Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – данная статья посвящена особенностям проточной части грунтовых насосов, обусловленными характерными условиями эксплуатации таких насосов и стремлением продлить их срок службы. Предлагается рассматривать рабочие органы грунтовых насосов как отдельный вид рабочих органов динамических насосов. В подтверждение приводятся результаты исследований подобных рабочих органов и выявленные особенности, которые характерны исключительно для данного типа насосов, такие как: малое число лопастей рабочих колес и особенная конструкция боковых пазух рабочего колеса.

Ключевые слова – рабочие органы, грунтовые насосы, динамические насосы.

Динамические насосы наиболее распространенный вид насосного оборудования, находящий применение практически во всех отраслях промышленности, сельском и жилищно-коммунальном хозяйствах. Как следствие, практически все промышленно развитые страны имеют свои насосостроительные промышленности. Не является исключением и Украина. Вместе с тем, в советские времена сложилось своеобразное разделение труда в сфере насосостроения, при котором специализацией Украины в области динамических насосов стали насосы для тепловой и атомной энергетики, нефтегазового комплекса. Особенность этого вида насосного оборудования – большие мощности насосных агрегатов. Как следствие, критерием оптимизации при их разработке стал коэффициент полезного действия (КПД) – геометрия проточной части насосов подбирались из условия получения максимального КПД в ущерб другим показателям качества

насосного обладнання. Після розпаду СРСР Україна зберегла свій експортний потенціал в області динамічних насосів з тією ж спеціалізацією. Одночасно була проведена значительна робота по освоєнню широкого ряду нових типорозмірів динамічних насосів, які раніше в Україні не вироблялись. В їх число практично не ввійшли насоси для перекачування абразивних гідросмісей, використання яких в Україні характеризується значительним об'ємом як в кількісному, так і в грошовому вираженні.

Основною причиною останнього положення стало відсутність в Україні проектно-конструкторських організацій, які б систематично займалися створенням насосного обладнання для перекачування гідросмісей, як в цілому, так і гідросмісей типу жидкість - тверді частинки (ЖТС) в частині. Останні в радянські стандарти ввійшли під назвою "ґрунтові" і "піскові" насоси, іноді використовується термін "шламові" насоси. На кафедрі прикладної гідроаеромеханіки (ПГМ) Сумського державного університету (СумГУ) давно і послідовно ведуться роботи по створенню динамічних насосів для перекачування гідросмісей. Собственный досвід і дані аналізу інформаційних джерел показали, що створення насосів для перекачування ЖТС повинно вестись з іншими пріоритетами, ніж в разі енергетичних насосів. Основною задачею проєктанта в цьому разі є мінімізація втрат від абразивного зносу. Термін служби проточної частини насоса на абразивній гідросмісії вимірюється тижнями і втрати від низького ККД насоса суттєво поступають втратам від абразивного зносу.

Кафедрою ПГМ СумГУ спільно з Норильським гірничо-обогатительним комбінатом було виконано значительний об'єм робіт по перевірці можливості використання вільновихрових насосів (СВН) типу "Туго" [1] для перекачування абразивних гідросмісей. Досвід виявився успішним – термін служби СВН на абразивній гідросмісії, порівняно з традиційним центробіжним насосом виявився в три рази вище [2]. Основною перешкодою подальшого розвитку цього напрямку стало обмеження по діапазону параметрів, забезпечуваних СВН. Для розглянутого обладнання діапазон забезпечуваних параметрів характеризується значенням $60 \leq n_s \leq 140$, де n_s – коефіцієнт швидкості насоса. В той же час більшість використовуваних типорозмірів ґрунтових насосів має $n_s > 140$.

На кафедрі ПГМ СумГУ ці роботи розвивались в двох напрямках:

- первое: создание СВН с $n_s > 140$. Определенные результаты были достигнуты – создан СВН с $n_s = 182$ [4], но найти универсальный способ расширения диапазона рабочих параметров СВН пока не удалось;

- второе: сосредоточены усилия по анализу геометрических особенностей проточной части применяемых грунтовых насосов с $n_s > 140$.

В результате проведенных работ по второму направлению было установлено, что проточная часть и рабочий процесс выпускаемых грунтовых насосов, как в ближнем, так и в дальнем зарубежье, имеют особенности не описанные в существующей литературе по динамическим насосам. Указанные особенности, со своей очевидностью, обусловлены попытками создать проточные части насосов, устойчивые против абразивного износа.

Кратко остановимся на выявленных нами особенностях:

- применение центробежных рабочих колес с малым числом лопастей ($z=1...4$); об этом указано в работе [5], где дается следующее пояснение данному техническому решению – малое число лопастей позволяет делать их массивными (толстыми), что увеличивает их срок службы до полного износа. Очевидно, что это один из пассивных методов борьбы с абразивным износом. Укажем, что в литературе мы не нашли данных о методике проектирования центробежных рабочих колес с малым числом лопастей.

- специальное конструктивное исполнение пазух рабочего колеса. В данном случае используются рабочие колеса, названные в работе [3] рабочими колесами с закрытыми импеллерами (рис.1). Такое исполнение рабочих колес для грунтовых насосов обусловлено стремлением защитить их от интенсивного абразивного износа [6], при этом очевидно, что указанное исполнение не является оптимальным по КПД.

Необходимо отметить, что в литературе отсутствуют пояснения, каким образом указанное исполнение пазух рабочего колеса защищает его от абразивного износа, также как и данные о методике проектирования таких пазух.

На кафедре ПГМ СумГУ проведены экспериментальные исследования проточных частей динамических насосов с рассмотренным конструктивным исполнением рабочих колес грунтовых насосов. Указанные исследования дали следующие основные результаты:

- установлено, что областью применения насосов с однолопастным рабочим колесом является диапазон параметров $n_s = 140..170$ при величине КПД на уровне 50..55%;

- розроблена методика проектування однолопатних центробежних робочих колес [7];

- встановлено, що робочі колеса з $z=2, 3, 4$ можна проектувати як однолопатні ($z=1$), при цьому учести, що збільшення кількості лопастей на одну (перехід від однолопатного до двуплопатного колеса і т.д.) дає збільшення КПД на 5% (кожна нова лопасть) за рахунок відповідного збільшення напора [8];

- встановлено, що розглянуте конструктивне виконання пазух робочого колеса ґрунтових насосів забезпечує рух рідини в пазухах в нетрадиційному (по відношенню до звичайних центробежних насосів) напрямку – рух від центру до периферії проти традиційного напрямку – від периферії до центру [8];

- зроблено висновок, що спеціальне конструктивне виконання пазух колеса має своєю метою захист щелевих ущільнень колеса від інтенсивного абразивного износу шляхом розділення перекачуваної середовища на фази (рідина, тверді частинки) і формування умов течевої структури, що забезпечує рух твердих частинок (твердої фази) по основним міжлопатним каналам колеса, минувши пазуху колеса [9].

Базуючись на вищеизложеному і урахувавши дані роботи [10] нижче пропонується науково-методичні підходи до розрахунку і конструювання пазух розглянутих робочих колес ґрунтових насосів, які зводяться до наступного.

1. При створенні розглянутої методики розрахунку і проектування слід розглядати випадок центробежного насоса з трьома одночасно працюючими колесами, одним підводом і одним відводом, т.е. можна розглядати випадок наявності трьох центробежних насосів (рис.1):

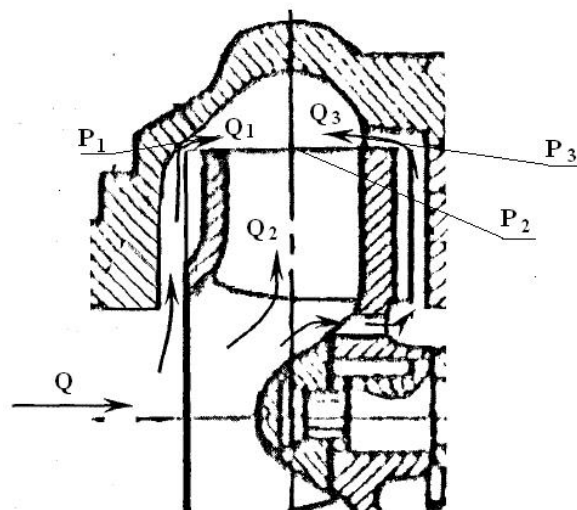


Рисунок 1. Ескіз ступені

- первый, имеющий рабочее колесо в виде конструктивного исполнения передней пазухи основного однолопастного рабочего колеса с параметрами (давление P и подача Q) P_1 и Q_1 ;
- второй, имеющий рабочее колесо с малым числом лопастей, с параметрами P_2 и Q_2 ;
- третий, имеющий рабочее колесо в идее отверстий в основном диске рабочего колеса и конструктивного исполнения задней пазухи основного рабочего колеса с параметрами P_3 и Q_3 .

2. При выборе величины параметров рассматриваемых насосов должны выполняться условия:

$$n_{s \text{ расч}} = n_{s \text{ треб}}; P_1 > P_2 \text{ и } P_3 > P_2; Q_{\text{насоса}} = Q_1 + Q_2 + Q_3.$$

Дополнительное условие для определения соотношений Q_1/Q_2 и Q_3/Q_2 вытекают из условия обеспечения реализации гидродинамического эффекта разделения фаз [12] на входе в переднюю и заднюю пазухи основного рабочего колеса.

С учетом вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

- рабочие органы грунтовых и песковых насосов являются отдельным видом рабочих органов динамических насосов;
- целесообразно продолжить работу по созданию высокорасходных СВН;
- после некоторой доработки, разработанные научно-методические рекомендации по расчету и конструированию рабочих органов грунтовых насосов могут стать основой для освоения в производстве отечественного типоразмерного ряда динамических насосов для перекачивания абразивных гидросмесей;
- целесообразно развивать исследования по применению гидродинамического эффекта разделения фаз гидросмесей для динамических насосов [13].

Литература

1. Ковалев И.А. Свободновихревые насосы: Учебное пособие / И.А. Ковалев, В.Ф. Герман. – Киев: УМК ВО, 1990. – 60с.
2. Соляник В.А. Рабочий процесс и энергетические качества свободновихревых насосов типа “Turo”: Диссер. канд. тех. наук 05.05.17 / Соляник В.А. // Сумский государственный университет. – Сумы, 1999. – 217с.
3. Михайлов А.К. Лопастные насосы / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1977. – 288с.
4. Евтушенко А.А. Модернизация проточной части СВН типа “Turo” с целью использования комбинированного рабочего колеса / А.А. Евтушенко, А.С. Моргаль, В.А. Панченко та ін. // Вісник

Східноукраїнського нац. університету ім. В. Даля. – №3(109). – Ч.1. – 2007. – С. 82-85.

5. *Животовский Л.С.* Лопастные насосы для абразивных гидросмесей / *Л.С. Животовский, И.А. Смойловская.* – М.: Машинстроение, 1978. – 223с.

6. *Караханьян В.К.* Основы методологии усовершенствования нового поколения центробежных насосов общепромышленного применения: Диссер. на соискание уч. ст. докт. техн. наук в форме доклада 05.04.13 МГТУ им. Баумана / *В.К. Караханьян.* – М, 1986. – 32 с.

7. *Евтушенко А.А.* Область применения и основные положения методики проектирования проточной части динамических насосов с однолопастным рабочим колесом / *А.А. Евтушенко, С.М. Яхненко* // Вісник СумДУ. – Суми: Ви-во СумДУ, 1998, №2(10) – С.75–81.

8. *Яхненко С.М.* Влияние числа лопастей рабочего колеса центробежного насоса на его напорную и энергетическую характеристики / *С.М. Яхненко* // Труды 8-ой межд. науч.-техн. конференции “Насосы 96”. – Сумы: ЛТД “Мрія”. – Т.1. – С. 314-323.

9. *Евтушенко А.А.* Насосный аспект дисков рабочего колеса центробежного насоса / *А.А. Евтушенко, О.В. Алексеенко, С.М. Яхненко* // Сборник науч. тр. “Технологія і техніка друкарства”. – Київ: Ви-во НТУУ “КПІ”, 2004. – №2-3(4-5). – С. 88-93.

10. *Яхненко С.М.* Гидродинамические аспекты блочно-модульного конструирования динамических насосов: Диссер. канд. тех. наук 05.05.17 / *С.М. Яхненко.* – Суми: СумДУ, 2003. – 210 с.

11. *Бойко Н.З.* Совершенствование очистителей рабочих жидкостей насосов и использованием гидроэлектрических технологий: Диссер. канд. тех. наук 05.05.17 / *Н.З. Бойко.* – Алчевск: ДДТУ, 2009. – 158 с.

12. *Филькиштейн З.Л.* Применение и очистка рабочих жидкостей для горных машин / *З.Л. Филькиштейн* – М.: Недра, 1986. – 232с.

13. *Бойко Н.З.* О необходимости и целесообразности использования электрогидравлических технологий очистки рабочих жидкостей применительно к динамическим насосам / *Н.З. Бойко* // Вісник СумДУ. “Технічні науки №7”. – Сумы: ви-во СумДУ, 2009. – С. 14-20.

РОБОЧІ ОРГАНИ ГРУНТОВИХ НАСОСІВ ЯК ОКРЕМИЙ ВИД РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДИНАМІЧНИХ НАСОСІВ

І.О. Ковальов, А.О. Євтушенко, С.М. Яхненко, Д.С. Кобизський

Анотація - дана стаття присвячена особливостям проточної частини ґрунтових насосів, зумовленими характерними умовами

експлуатації таких насосів та прагненням продовжити їх строк служби. Пропонується розглядати робочі органи ґрунтових насосів як окремий вид робочих органів динамічних насосів. В підтвердження надаються результати досліджень подібних робочих органів та виявлені особливості, що характерні виключно для даного типу насосів, зокрема мале число лопатей робочих коліс і особлива конструкція бокових пазух робочого колеса. Як висновок доводиться важливість вивчення робочих органів ґрунтових насосів як окремого виду робочих органів динамічних насосів для створення вітчизняних зразків ґрунтових насосів.

GROUND PUMP'S WORK AGENCIES AS INDIVIDUAL KIND OF DINAMIC PUMP'S WORK AGENCIES

I. Kovalyov, A. Yevtushenko, S. Yahnenko, D. Kobizskiy

Summary

This article is devoted to singularities of hydraulic parts of solid pumps, caused with specific operational conditions of such pumps and with aim of prolonging pumps' working life. We propose the idea to study executive elements of solid pumps as separate type of dynamic pumps executive elements. To prove this statement we offer results of such executive elements scientific research and found during this singularities, which are extremely specific only for such pump type. Among them: impeller blades small quantity and specific design of impeller side chambers. As conclusion we state the importance of studying executive elements of solid pumps as separate type of dynamic parts executive elements for designing and manufacturing domestic solid pump samples.

УДК 672.55

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРЕДВКЛЮЧЕННЫХ ВОЗДУШНЫХ ЭЖЕКТОРНЫХ СТУПЕНЕЙ ВАКУУМНОГО АГРЕГАТА*

Левченко Д.А., ассистент,
Арсеньев В.М., к.т.н.,
Мелейчук С.С., к.т.н.,
Ванеев С.М., к.т.н.
Сумский государственный университет
Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в данной статье представлены экспериментальные характеристики предвключенных воздушных эжекторных ступеней вакуумного агрегата на базе жидкостно-кольцевого вакуум-насоса. Акцентируется внимание на том, что агрегатирование жидкостно-кольцевого насоса прямоструйной или воздушной эжекторной ступенью позволяет повысить продуктивность и снизить удельную мощность агрегата в области низкого давления всасывания в сравнении с одноступенчатыми и двухступенчатыми жидкостно-кольцевыми вакуум-насосами.

Ключевые слова – предвключенные воздушные эжекторные ступени, вакуумный агрегат.

Введение. Жидкостно-кольцевые машины (ЖКМ), в частности, жидкостно-кольцевые вакуум-насосы (ЖКВН), конструктивно просты, надежны в эксплуатации, отличаются низким уровнем шума при работе, относительно низкой стоимостью. Наличие водяного кольца позволяет откачивать газы, содержащие пары, капельную жидкость, твердые инородные включения (пыль), кроме того, процесс сжатия газа происходит с интенсивным теплообменом и близок к изотермическому, что позволяет перекачивать легко разлагающиеся, полимеризующиеся и взрывоопасные газы и смеси. Поэтому ЖКВН находят свое применение в технологических процессах металлургии, обеспечивающих выплавку высокочистых металлов и сплавов; при проведении сварочных операций, что обеспечивает защиту металлов от насыщения их вредными газовыми примесями; различных технологиях переработки пищевых продуктов на основе процессов

© ас. Д. А. Левченко, к.т.н. В. М. Арсеньев, к.т.н. С. С. Мелейчук, к.т.н. С. М. Ванеев

* Печатается в рамках Гранта Президента Украины при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований.

консервирования и сушки, где замена технологий удаления жидкой фазы путем ее нагрева и выпарки на более низкотемпературные процессы в условиях вакуума повышает качество продукции [1].

Для откачки парогазовой смеси при заданных условиях используют одноступенчатые жидкостно-кольцевые машины, которые, как правило, проектируют и изготавливают на давление всасывания 20...30 кПа при оптимальной объемной производительности, что является недостаточным уровнем вакуума для многих из указанных технологических процессов. Достижимый в них вакуум определяется давлением насыщенных паров рабочей жидкости, а также конструктивными особенностями – наличие торцевых зазоров между лопастным колесом и корпусом жидкостно-кольцевой машины, что приводит к перетечкам газа. Если температура воды в жидкостном кольце равна 15°C, то при давлении 1,7 кПа она закипает и производительность ЖКВН падает до нуля [1].

Можно выделить такие основные способы повышения предельного вакуума ЖКВН:

- использование двухступенчатых одновальных ЖКВН;
- последовательное включение одноступенчатых ЖКВН;
- агрегатирование ЖКВН эжектором.

Применение первых двух методов повышения вакуума ведет к увеличению потребляемой мощности, металлоемкости, удельного расхода воды, удельной площади установки и, как следствие, существенному повышению капитальных затрат. Наиболее технологически и экономически выгодным решением является агрегатирование водокольцевого вакуумного насоса с эжектором. В качестве предвключенной ступени для вакуумного агрегата могут быть использованы прямоструйные и вихревые эжекторы. Существующие экспериментальные и теоретические исследования относятся к ЖКВН, у которых предвключенной ступенью являются прямоструйные, одно- и двухступенчатые эжекторы. Такие исследования проводились в КГТУ им. Кирова (КХТИ), НПО «Криогенмаш», СМНПО имени Фрунзе. Последние годы на кафедре ТТФ СумГУ проводились исследования ЖКВН с вихревой эжекторной ступенью (ВЭС), подтвердившие их работоспособность и целесообразность применения. Особенностью подобных агрегатов является то, что активный поток расширяется в каналах подвода активного потока не за счет ранее приобретенного им потенциала статического давления, а посредством перераспределения энергии, подводимой на привод вакуумного насоса.

Благодаря этому, осуществляется более эффективное взаимодействие активного и пассивного потоков, а также исключается появление застойных зон. Таким образом, определение области эффективного применения вихревой эжекторной ступени, по сравнению

с прямоструйной эжекторной ступенью (ПЭС), для вакуумных агрегатов на базе ЖКВН является важной предпосылкой на пути совершенствования ВЭС.

Параметры прямоструйной эжекторной ступени. Эскиз аппарата представлен на рисунке 1. Основные элементы аппарата: рабочее сопло приемная камера, камера смешения, диффузор. Потoki рабочей и инжектируемой сред поступают в камеру смешения, где происходит выравнивание скоростей, сопровождающееся повышением давления. Из камеры смешения поток поступает в диффузор, где происходит дальнейший рост давления.

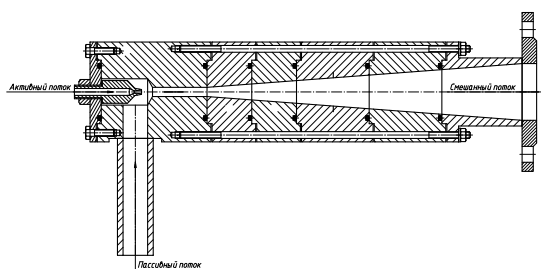


Рис. 1. Эскиз прямоструйного эжектора

Проведены испытания прямоструйного эжектора в качестве ступени сжатия для ВВН-1,5. На рисунке 2 представлен общий вид прямоструйной эжекторной ступени.



Рис. 2. Общий вид прямоструйного воздушного эжектора

Основные расчетные параметры эжекторных ступеней представлены в таблице 1. Расчеты ПЭС и ВЭС производились согласно методик [2] и [3] соответственно.

На рисунках 3,4 приведены расходные характеристики водокольцевого вакуум-насоса ВВН-1,5, а также вакуумного агрегата ВВН-1,5 с ПЭС, работающего на расчетном и нерасчетном режимах соответственно.

Работа агрегата с замкнутым циклом водоснабжения на нерасчетном режиме обусловлена жесткой зависимостью расходной характеристики ЖКВН от температуры воды, поступающей на вход в вакуумный насос.

Так, при повышении средней температуры воды в ЖКВН с расчетных 15°C (при работе ЖКВН в холодное время года) до 25°C (летом) предельный вакуум достигаемый ВВН-1,5 снижается примерно на 3 кПа в результате чего вакуумный агрегат с ПЭС выходит за пределы расчетного режима и его параметры резко падают. Т.к. расходная характеристика вакуумного агрегата с замкнутой системой водоснабжения меняется в зависимости от продолжительности работы и температуры, давления окружающей среды, то более оправдано сравнение ВЭС с характеристикой вакуумного агрегата с ПЭС при температуре воды на линии всасывания $T_w=25^{\circ}\text{C}$, как в наиболее тяжелых условиях работы агрегата.

Из представленных графиков видно, что агрегатирование ЖКВН прямотруйным эжектором увеличивает диапазон производительности вакуумного агрегата при более низком давлении всасывания.

Таблица 1. Расчетные параметры прямотруйного и вихревого эжекторов

Параметр	Условное обозначение	ПЭС	ВЭС
Удельная газовая постоянная	$R, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\times\text{К}}$	287	287
Показатель изэнтропы	k	1,4	1,4
Давление активного потока	$p_a, \text{ата}$	1,02	1,02
Давление пассивного потока	$p_{оп}, \text{ата}$	0,05	0,05
Давление смешанного потока	$p_c, \text{ата}$	0,1	0,1
Отношение давлений активного и пассивного потоков	$\Pi = \frac{p_a}{p_{оп}}$	20	20
Степень повышения давления в эжекторе	$\varepsilon = \frac{p_c}{p_{оп}}$	2	2
Температура активного потока	$T_{OA}, \text{К}$	293	295
Температура пассивного потока	$T_{оп}, \text{К}$	293	295
Температура смешанного потока	$T_c, \text{К}$	293	295
Массовый расход активного потока	$m_a, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	0,0007	0,000465
Массовый расход пассивного потока	$m_{п}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	0,0005	0,00072
Массовый расход смешанного потока	$m_c, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	0,0012	0,0012
Максимальный	U_{max}	0,656	1,55

коэффициент эжекции			
---------------------	--	--	--

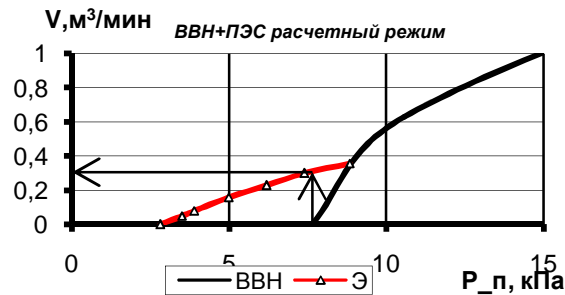


Рис. 3. Характеристика вакуумного агрегата с ПЭС на расчетном режиме работы ВВН-1,5 с температурой воды на линии всасывания $T_w=15^\circ\text{C}$

Однако данный тип эжектора обладает рядом недостатков: работа эжектора при скоростях вызывает необходимость использования для ввода активного потока специально спроектированного сопла Лаваля, которое при своей работе чувствительно к пульсации давлений и к изменению режима работы; отсутствие возможности полного и эффективного перемешивания активного и пассивного потоков в камере смешения эжектора; имеют место потери на трение по длине в осевом диффузоре, а также сложность в обеспечении безотрывности потока.

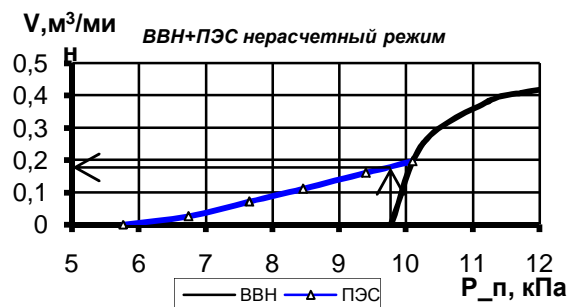


Рис. 4. Характеристика вакуумного агрегата с ПЭС на нерасчетном режиме работы ВВН-1,5 с температурой воды на линии всасывания $T_w=25^\circ\text{C}$

Параметры вихревой эжекторной ступени. Проведены исследования вихревой эжекторной ступени (рисунок 5), использование которой позволяет осуществлять регулирование работы ступени на различных режимах и уменьшить массогабаритные показатели, при этом значительно упрощается технология изготовления.

При задаваемой геометрии сопловых каналов, параметры активного и пассивного потоков зависят от массового расхода и давления потока смешения, которые в свою очередь связаны функционально в виде характеристики вакуум-насоса $V_{BC.AГР.}=f(p_{on})$. Из этого следует вывод: все, что влияет на характеристику вакуум-насоса отражается на уровне параметров, описывающих режимные соотношения эжекторной ступени вакуумного агрегата, таких, как коэффициент эжекции и рабочее давление всасывания [3].

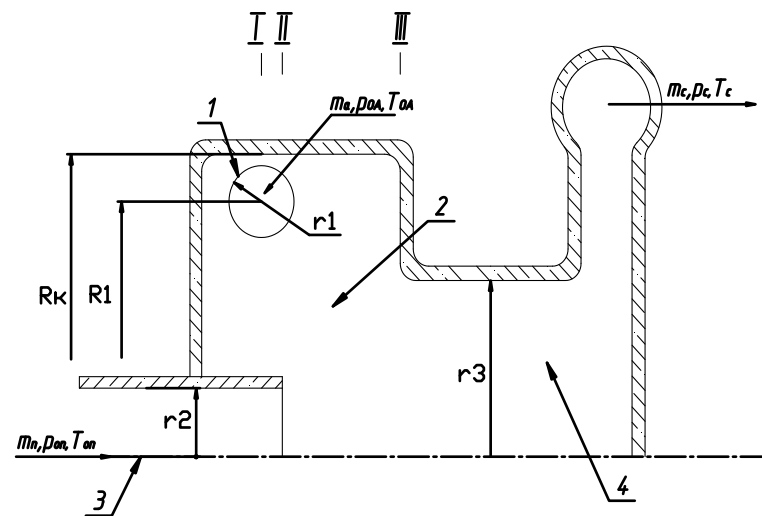


Рис. 5. Схема вихревой эжекторной ступени:

1-тангенциальное сопло; 2- камера смешения; 3- сопло подачи эжектируемого воздуха; 4- радиально-щелевой диффузор;

расчетные сечения: I – выход активного потока; II – выход активного и пассивного потоков в зону смешения; III – вход смешанного потока в подводящий патрубок осерадиального диффузора;

m_n, p_{on}, T_{on} , m_a, p_{OA}, T_{OA} и m_c, p_c, T_c - параметры пассивного, активного и смешанного потоков(массовый расход, абсолютное давление и абсолютная температура) соответственно; R_1 - радиус расположения активного сопла относительно оси эжектора; R_k - радиус вихревой камеры; r_1 - радиус активного сопла;

r_2 - радиус пассивного сопла, r_3 - радиус патрубка радиально-щелевого диффузора.

В связи с этим производились исследования ВЭС с соплами пассивного потока переменной геометрии (рисунок 6). Вариации таких геометрических параметров пассивного сопла, как его длина и наружный диаметр, производились по трем позициям.

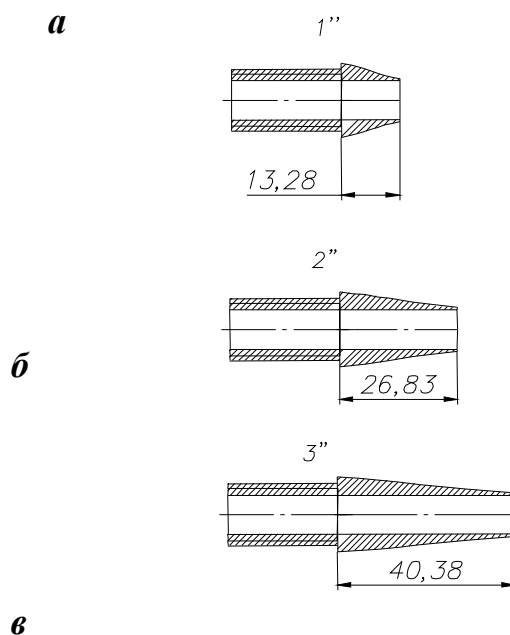


Рис. 6. Общий вид и эскиз исполнения сопел пассивного потока различной геометрии: а – короткое; б – среднее; в – длинное

Режимные характеристики вакуумного агрегата с ВЭС при средней температуре воды на линии всасывания $T_w=28^{\circ}\text{C}$ представлены в таблице 2.

Таблица 2. Режимные характеристики вакуумного агрегата с ВЭС для длинного сопла пассивного потока с наружным диаметром $D=14,8$ мм

Параметры ВВН						
Р_{см}, кПа	11,1083	11,59863	12,08896	12,5792926	13,0696251	13,265758
У_{см}, м³/мин	0	0,30137	0,507042	0,814285714	0,95539568	1,1130435
Параметры эжектора						
Р_{оп}, кПа	7,675968	8,656633	9,637298	10,6179626	11,59863	12,215
У_п, м³/мин	0	0,041096	0,326761	0,585714286	0,63309353	0,58

Сравнительная оценка вакуумных агрегатов с ПЭС и ВЭС. На рисунке 7 представлены расходные характеристики вакуумного агрегата с ПЭС и ВЭС. По этому графику видно, что прямоструйная эжекторная ступень обеспечивает достижение более низкого давления всасывания пассивного потока по сравнению с ВЭС, но при этом производительность вакуумного агрегата с ПЭС в диапазоне давления всасывания 7-10 кПа гораздо ниже по сравнению с ВЭС. Так при давлении пассивного потока на всасывании 8,7 кПа (выделено на графике) производительность вакуумного агрегата с вихревой эжекторной ступенью на 50% больше, чем с ЖКВН с прямоструйным эжектором.

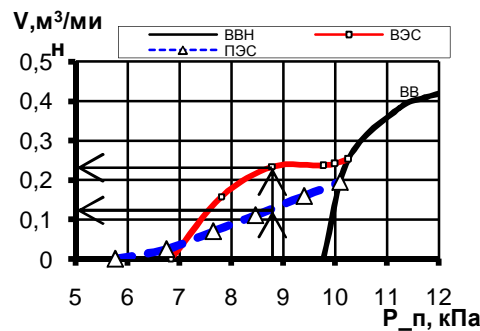


Рис. 7. Характеристики вакуумного агрегата с ПЭС и ВЭС на нерасчетном режиме работы ВВН-1,5 с температурой воды на линии всасывания $T_w=28^{\circ}\text{C}$

Рассмотрим зависимость потребляемой мощности насоса от создаваемого вакуума. Из графика (рисунок 8) видно, что при равных затратах мощности на привод вакуум-насоса с эжекторной приставкой и без неё, величина достижимого вакуума изменяется на 5-6 кПа.

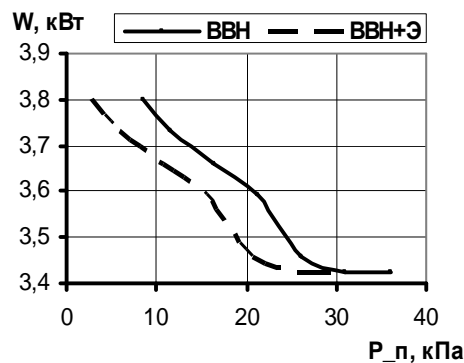


Рис. 8. График зависимости потребляемой мощности вакуумного агрегата от производимого вакуума

Таким образом, агрегатирование эжекторной ступенью позволяет повысить уровень достижимого вакуума ЖКВН без увеличения затрат энергии.

Этот факт можно объяснить более эффективным перераспределением энергии в трактах прямоструйного и вихревого эжекторов, в частности в их диффузорах, по сравнению с неагрегатированной ступенью ЖКВН, у которого на линии всасывания стоит регулировочный вентиль.

Выводы. В результате проведенных исследований и анализа результатов эксперимента можно сделать следующие выводы:

- агрегатирование ЖКВН с ПЭС увеличивает производительность вакуумного агрегата при более высоком вакууме на всасывании для ЖКВН с постоянной режимной характеристикой.

- применение ВЭС для вакуумных агрегатов с замкнутой системой водоснабжения, у которых расходная характеристика не постоянна, более целесообразно, по сравнению с ПЭС.

Литература

1. Райзман И.А. Жидкостно-кольцевые вакуумные насосы и компрессоры / И.А. Райзман. – Казань, 1995. – 258 с.
2. Соколов Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1989.-352 с.
3. Арсеньев В.М. Основные положения методики расчета вихревой эжекторной ступени вакуумного агрегата / В.М. Арсеньев, С.С. Мелейчук, Д.А. Левченко // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2008. – №2(12). – С. 68-72.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕДВІВІМКНЕНИХ ПОВІТРЯНИХ ЕЖЕКТОРНИХ СТУПЕНЕЙ ВАКУУМНОГО АГРЕГАТУ

Левченко Д.А., Арсеньєв В.М., Мелейчук С.С., Ванєєв С.М.

Анотація – у поданій статті представлені експериментальні характеристики передувімкнених повітряних ежекторних ступенів вакуумного агрегату на базі рідинно-кільцевого вакуум-насосу. Акцентується увага на тому, що агрегування рідинно-кільцевого вакуум-насоса прямоструменевим або вихровим ежекторним ступенем дозволяє підвищити продуктивність і знизити питому потужність агрегату в області низького тиску всмоктування у порівнянні з одноступінчатими та двоступінчатими рідинно-кільцевими вакуум-насосами.

EXPERIMENTAL CHARACTERISTICS OF PRIMARY AIR EJECTOR LEVELS OF VACUUM AGGREGATE

D. Levchenko, V. Arsenyev, S. Melejchuk, S.Vaneev

Summary

In submitted article experimental characteristics preincluded air ejectors stages of the vacuum unit on the basis of the water-ring vacuum pump are presented. The attention that arrangement the water-ring vacuum pump with straightstream or vortical ejector's stages allows to raise productivity is focused and to lower specific capacity of the unit in the field of low pressure on the soaking up line in comparison with one-stage and two-level water-ring vacuum pumps.

УДК 004.94:681.5.017

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ АСУ КОМПЛЕКСОМ ВИРОБНИЦТВА КОМБІКОРМІВ

Діордієв В.Т., к.т.н.,

Кашкар'юв А.О., аспірант*

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (0619)425-797

Анотація – приведена методика теоретичного та практичного дослідження сервісних функцій автоматичної системи управління комплексом виробництва комбікормів.

Ключові слова – виробництво комбікорму, моделювання, автоматизована система управління, час спрацювання.

Постановка проблеми. Сучасна автоматична система управління технологічним процесом (АСУТП) повинна мати у своєму складі науково обґрунтовані алгоритми управління та сервісних функцій оцінки роботи елементів технологічного комплексу (ТК). Це дозволить підвищити ефективність використання самої АСУ, її інформативність та надійність роботи ТК. Не виключенням є і ТК виробництва комбікормів у різних економічних та виробничих умовах роботи.

Сучасні засоби автоматизації та методи побудови АСУТП дозволяють подивитись на заходи її удосконалення під новим кутом з огляду на впровадження алгоритмів обробки даних. Виконана раніше робота дозволяє приділити увагу розробці алгоритмів обробки інформації часу спрацювань виконавчих механізмів та вимірювальних пристроїв (таймінгу), що може дозволити ідентифікувати зміну параметрів компонентів комбікормів та режиму роботи обладнання [1].

Формулювання цілей статті. Метою статті є представлення методики практичного аспекту дослідження можливості ідентифікації стану ТК на основі таймінгу технічних засобів автоматизації та формалізації алгоритмів оцінки роботи АСУТП під час експлуатації ТК при організації АСУ на сучасних засобах збору та обробки інформації.

© к.т.н. В.Т. Діордієв, аспірант А.О. Кашкар'юв

* Науковий керівник – к.т.н., проф. В.Т. Діордієв

Основна частина. Відповідно до поставленої мети визначені об'єкти та завдання дослідження. Об'єктом досліджень є автоматична система управління ТК виробництва комбікорму, математичний апарат мереж Петрі, загальна інформативність датчиків.

Завдання дослідження - розробка заходів, щодо підвищенні інформативності АСУТП на основі алгоритмів обробки вхідних даних, а також формалізація і розробка алгоритмів моделювання та практичного дослідження запропонованих заходів.

Програма досліджень: дослідити статистичну значущість умов та режимів роботи приводу засувки та транспортерів, як найбільш поширених елементів ТК, на їх часові діаграми роботи; вивчення впливу параметрів компонентів комбікормів на часові діаграми зазначених елементів ТК; формалізація алгоритмів оцінки таймінгу, формування бази правил причин відхилень від еталонних значень; виробничі випробування алгоритмічного забезпечення; розробка програмного забезпечення (ПЗ) сервісних функцій АСУТП та автоматизації експериментальних досліджень.

Перші пункти програми досліджень використовують математичний апарат статистичної обробки експериментальних даних, а саме базуються на методах визначення їх форми розподілу та виключення грубих помилок або хибних даних [4]. У контексті таймінгу грубі похибки приймають дещо інше значення, яке дозволяє акцентувати увагу оператора на зміну нормального режиму роботи ТК або ідентифікувати аварійний стан [1].

Призначення сервісної функції щодо оцінки таймінгу зводиться до методів виключення грубих помилок. На практиці часто зустрічаються вимірювання при невідомому середньоквадратичному відхиленні. Серед відомих та поширених методів є критерії: Стюдента, Ірвіна, Романовського, варіаційного розмаху, Діксона, Губса та ін [2, 4].

Оскільки критеріальні вимоги, які визначають межу «грубих» результатів спостереження відрізняються, то перевірку необхідно виконувати по кількох критеріях. Остаточний висновок щодо належності «підозрілих» результатів слід виконувати по більшості критеріїв. Для АСУТП така процедура достатньо складна та інформаційно ємна.

Представлені методи є поширеними при виведенні грубих помилок або промахів з вибіркового даних, які відповідають нормальному закону розподілу або наближені до нього. В умовах висунутої пропозиції необхідно зазначити, що виробничі спостереження та пробні експерименти виявили два типи відхилень: перші, порівняно із значенням контрольованого часу, можуть коливатись у межах 4-х значень стандартного відхилення; інші -

відхиляються на значно більші значення. Ми вважаємо що перший випадок є проявом впливу властивостей компонентів комбікормів або готового комбікорму, а на другі впливають умови роботи та стан технічного та технологічного оснащення ЕТКВК. Тому необхідно розглянути зазначені типи відхилень окремо один від одного у пропонованій інтерпретації, визначити їх статистичну значущість на досліджуваній час спрацювання.

З метою спрощення процедури вивчення впливу умов роботи приводного обладнання прийнято рішення про використання математичного апарату багатofакторного експерименту. Це дозволить не розглядати окремо математичні моделі приводу і зосередити увагу на умовах його роботи та контрольованому параметрі.

Узагальнена віртуальна установка, складена у середовищі Matlab бібліотеки Simulink (рис. 1), яка дозволяє вивчити вплив параметрів мережі живлення роботу засувки. Представлена модель містить такі блоки: джерело змінної трифазної напруги (AC Voltage Source: L1, L2, L3), вимірювання напруги (Voltage Measurement), трифазна асинхронна машина (Asynchronous Machine SI Units), універсальний вимірювач (Machines Measurement Demux), генерація сигналу збурення (Step), математичні функції (Gain, Integrator) та блоки візуалізації даних (Display, Scope) [5]. Налаштування блоку моделювання АД здійснюється за Т-подібною схемою заміщення, параметри якої розраховуються по паспортним даним приводу засувки [3].

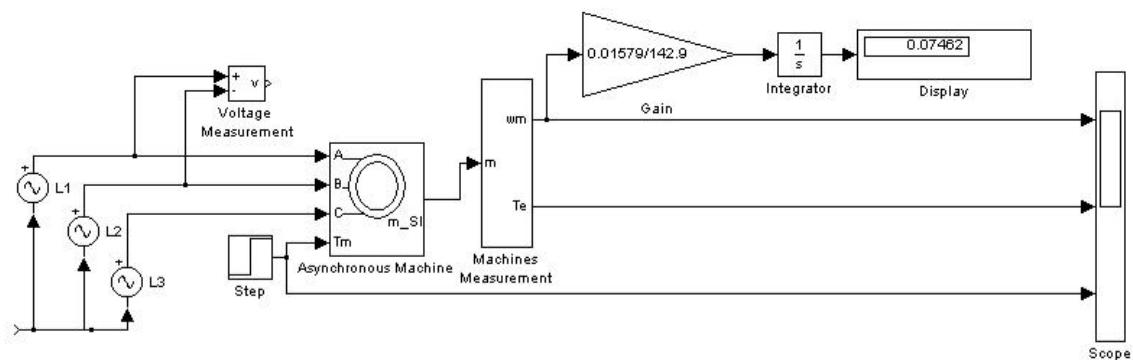


Рис. 1. Модель роботи приводу засувки

Представлена модель створена на основі засувки (В-2,3-130-8А: прохідний отвір - 150×150 мм; потужність приводу – 0,37 кВт; час відкриття – 9,5 с). Блок Gain представляє коефіцієнт редуктора, що дозволяє перейти від обертів валу приводу до лінійного переміщення засувки, які відбиваються у Display.

За аналогічним принципом складена модель роботи транспортеру (рис. 2). Вона додатково включає блоки постійних значень (Constant – початковий вибір режиму; Constant1 – потужність холостого ходу транспортеру) та блок вибору режиму моделювання (Multiport switch).

Представлені моделі дозволяють виконати широке коло теоретичних експериментів: вплив параметрів мережі живлення приводу та параметрів компонентів комбікормів – завдяки чому можна відпрацювати методики запропонованих сервісних функцій АСУТП ТК. Але не дивлячись на їх гнучкість та універсальність, необхідно відмітити важливу роль обраного математичного апарату аналізу отриманих результатів. Вважаємо, необхідно зосередити увагу на використанні багатofакторного експерименту з повним планом.

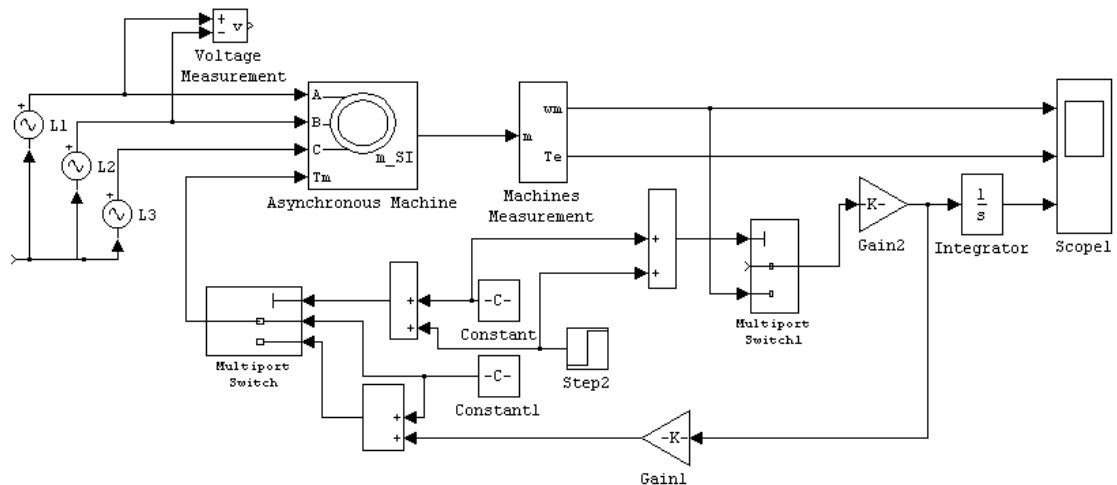


Рис. 2. Модель роботи приводу транспортеру

Достатньо поширеним є однофакторний метод дослідження, але при багатofакторному дослідженні розрахунки громіздкі та ускладнюється їх аналіз. Багатofакторне дослідження дозволяє виконати теоретичні експерименти таким чином, щоб за результатами моделювання можна було б зробити висновок про комплексну взаємодію факторів. Це сприяє підвищенню ефективності експерименту, що виражається у меншій похибці розрахункових експериментальних параметрів, ніж при традиційних методах аналізу даних.

Багатofакторний експеримент (БФЕ) – найбільш часто зустрічається на практиці. Обробку результатів БФЕ планується виконати за класичним планом. Вибір рівняння моделі у плануванні експерименту – неформалізований етап, який базується на інтуїції дослідника, але вибір моделі повинен підтверджуватись експериментально. Аналіз результатів моделювання виконується

відповідно до загальноприйнятої довідкової, наукової літератури та нормативних документів: ГОСТ 50779.0-95, ДСТУ ISO 3534-1:2008, ДСТУ ISO 3534-2:2008.

Згідно програми досліджень необхідно на запропонованих інтерактивних моделях (рис. 1, 2) виконати моделювання умов роботи приводу та зміни параметрів компонентів комбікормів. Для 1-ї серії досліджень, в якості факторів приймаємо: x_1 , x_2 , x_3 – напруга живлення АД відповідної фази; x_4 – тривалість трогання засувки.

В якості відклику представлено довжину пересування засувки з постійними коефіцієнтами редуктора та часом роботи 9,5 с. Фактори варіюються на двох рівнях: фазна напруга живлення: $x_{iB}=240V$; $x_{iH}=200V$ ($i=1, 2, 3$); тривалість пику моменту опору: $x_{4B}=4c$; $x_{4H}=2 c$;

Що стосується впливу параметрів компонентів комбікормів, то дане питання можна розглядати через призму коефіцієнтів, які відбивають вплив фізичних параметрів на продуктивність транспортерів, а саме питомої ваги, яка коливається у межах 5%.

Для практичного дослідження окремих технічних операцій (робота транспортерів та засувки) планується використовувати стенд (рис. 3.), апаратна частина якого складається з пристрою керування виконавчими механізмами, який подає необхідні команди управління та збирає вхідну інформацію.

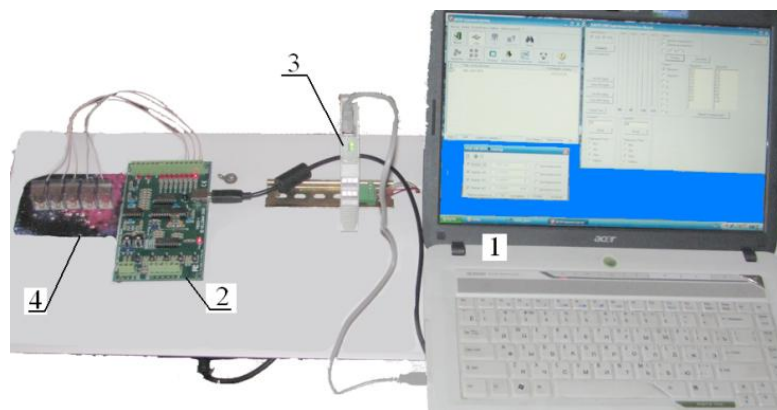


Рис. 3. Робоча станція для виконання досліджень

На даному етапі робіт вихідною інформацією є дискретні команди на включення або виключення (4 - РПУ-2) відповідних виконавчих механізмів плати (2 - Velleman VM110), аналогових сигналів (3 - WAD-AIK-BUS). Отримана інформація аналізується робочою станцією (1 – будь-який комп'ютер, який має відповідне ПЗ для роботи блоків 2 та 4 і USB або можливість підключення RS-485).

Після виконання досліджень, уточнення алгоритмів управління та оцінки таймінгу і розробленого ПЗ, розроблені заходи удосконалення АСУТП планується адаптувати до діючого комплексу з виробництва комбікормів (рис. 4). Вхідною інформацією виступає: конструкція ТК, напруга живлення, часові діаграми каналів зв'язку та керування, проектне матричне представлення мереж Петрі. Отримання інформації здійснюється засобами автоматизації комплексу та пульта керування з журналів звіту. Вона узгоджується з відповідними моделями ділянки ТП у мережі Петрі, матричне представлення яких аналізується [1].

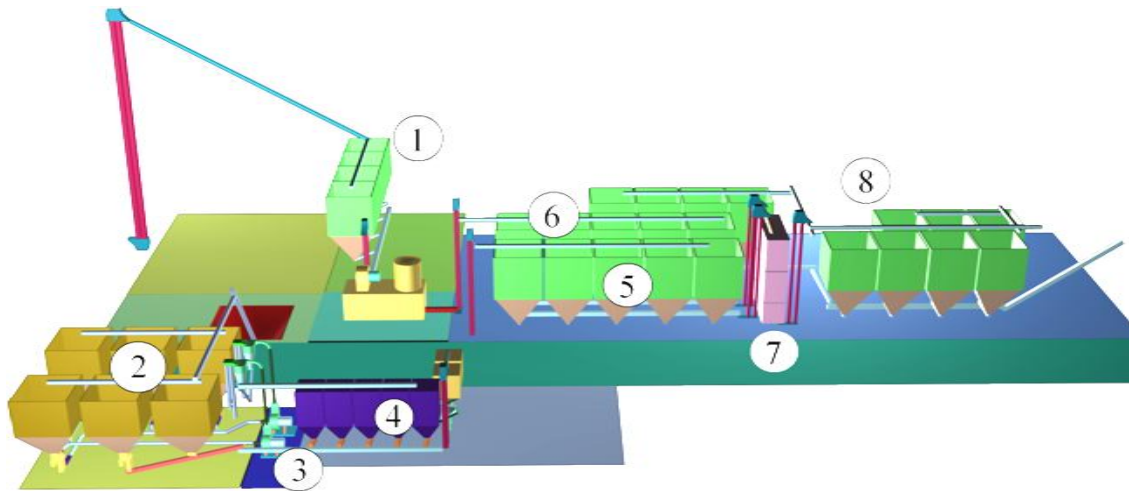


Рис. 4. Комбікормовий цех № 2 Агропромислової компанії:

1 – подрібнення; 2 – накопичення добавок; 3 – подрібнення добавок;
4 – формування попередньої суміші; 5, 6 – накопичення компонентів;
7 – змішування; 8 – готовий комбікорм

Висновки. Представлена послідовність дослідження АСУТП виробництва комбікорму дозволить визначити оптимальні алгоритми оцінки та комплексно розглянути можливість упровадження сервісних функцій. За результатами досліджень планується: реалізувати модульний підхід до проектування гнучкої АСУТП; спростити математичний апарат АСУТП; підвищити інформативність вимірювальних пристроїв; розробити ПЗ для моделювання та практичного дослідження як у лабораторних умовах так і на практиці.

Література

1. *Діордієв В.Т.* Таймінг датчиків технологічного комплексу виробництва комбікорму як сервісна функція автоматизованої системи управління на базі мереж Петрі / *В.Т. Діордієв,*

- А.О. Кашкарёв* // Технічна електродинаміка. – 2010. – Ч. 2. – С. 169-173. – Режим доступу: http://fel.kpi.ua/ppedisc/doc/s5/5_8.pdf.
2. *Митропольский А.К.* Техника статистических вычислений / *А.К. Митропольский*. – М.: Физматгиз, 1961. – 480 с.
3. *Мощинский Ю. А.* Определение параметров схемы замещения асинхронной машины по каталожным данным /*Ю.А. Мощинский, В.Я. Беспалов, А.А. Кирякин* // Электричество. – 1998. – №4. – С. 38-42.
4. *Третьяк Л.Н.* Обработка результатов наблюдений: Учебное пособие / *Л.Н. Третьяк*. – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2004. – 171 с.
5. *Черных И.В.* Simulink: Инструмент моделирования динамических систем [Электронный ресурс] / *И.В.Черных*. - Режим доступа к публикации: matlab.exponenta.ru/simulink/book1/index.php.

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ АСУ КОМПЛЕКСОМ ПРОИЗВОДСТВА КОМБИКОРМОВ

В.Т. Диордиев, А.А. Кашкарёв

Аннотация - приведена методика теоретического и экспериментального исследования сервисных функций автоматической системы управления комплексом производства комбикормов

THE TECHNIQUE OF EXPERIMENTAL RESEARCHING AUTOMATIC OF CONTROL SYSTEM PRODUCTION MIXED-FODDERS

V. Diordiev , A. Kashkarov

Summary

The technique of theoretical and experimental research automatic control system of complex of production mixed-fodders.

УДК 621.65

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАГИСТРАЛЬНЫХ НАСОСОВ С НАПРАВЛЯЮЩИМИ АППАРАТАМИ

Гусак А.Г., к.т.н.

Сумский государственный университет,

Иванюшин А.А., к.т.н.,

С.О Луговая, к.т.н.

ОАО “ВНИИАЭН”,

Руденко А.А.

ОАО “Сумский завод “Насосэнергомаш”,

Твердохлеб И.Б. , к.т.н.

ООО “УК “ГМС”

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье проводится обзор особенностей применения спиральных насосов НМ и насосов НМ с комбинированными отводами, которые стали востребованными на строящихся нефтеперекачивающих станциях.

Ключевые слова – магистральные насосы, направляющие аппараты, спиральные насосы, насосы с комбинированными отводами.

Вступление. В 1863 году русский ученый Д. И. Менделеев предложил идею использования трубопровода при перекачке нефти и нефтепродуктов, объяснил принципы строительства трубопровода и представил убедительные аргументы в пользу данного вида транспорта. В конце 1878 года на Апшеронском полуострове был введен в эксплуатацию первый российский нефтепровод протяженностью около 10 километров для перекачки нефти от Балаханского месторождения на нефтеперерабатывающие заводы Баку. Проект трубопровода был разработан знаменитым инженером В.Г.Шуховым [1]. С этих пор началась история строительства нефтепроводов.

Поскольку применение трубопроводов экономически выгодно, экологически безопасно, а работают они в любую погоду и в любое время года, это средство транспортировки нефти в наше время действительно незаменимо.

В Книгу рекордов Гиннеса внесен самый длинный на сегодня трубопровод в мире, длина которого составляет 3 787,2 километра. Он принадлежит компании Интерпровиншл Пайплайн Инкорпорейтед (Interprovincial Pipe Line Inc.) и проходит через весь Североамериканский континент от Эдмонта в канадской провинции Альберта до Чикаго и далее до Монреаля. Однако этот результат недолго будет сохранять лидирующие позиции. Длина строящегося в настоящее время нефтепровода «Восточная Сибирь – Тихий Океан» (ВСТО) составит 4 770 километров.

Постановка задачи. Одним из основных элементов любого нефтепровода является магистральный насос. На большинстве насосных станций стран СНГ более 30-ти лет эксплуатируются центробежные нефтяные магистральные насосы серии НМ [2] предназначенные для транспортирования товарной нефти [3] с температурой от минус 10°C до плюс 50°C, кинематической вязкостью не более $3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, содержанием механических примесей по объему не более 0,05% и размером не более 0,2мм [4].

Насосы центробежные, с рабочим колесом двойного входа, с полуспиральным подводом и двухзавитковым спиральным отводом.

Особое распространение получили насосы с номинальной подачей от 1250 м³/ч до 10000 м³/ч [5] приведенные в таблице 1.

Одной из характерных особенностей строительства и ввода в эксплуатацию крупных нефтепроводов является этапное увеличение его производительности до номинальной, при этом корпус насоса как базовый элемент, должен быть один. Это в основном связано с наличием достаточного количества нефти и потребителей. Учитывая все эти факторы, были рекомендованы наиболее экономически целесообразными следующие три этапа ввода в эксплуатацию нефтепровода.

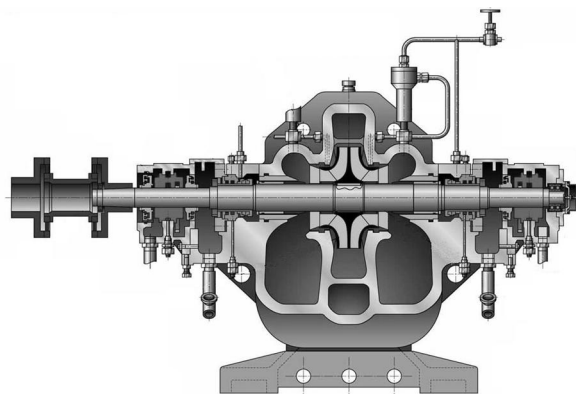


Рисунок 1 – Конструктивная схема модернизированного магистрального насоса

Для каждого из насосов типоразмерного ряда спроектированы ротора с производительностями 50%, 70% и 100% от номинальной. При

этом на всех этапах напор, развиваемый насосами, принимается одинаковым.

Таблица 1. Основные параметры нефтяных магистральных насосов.

Типоразмер насоса	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Допускаемый кавитационный запас, м	К.п.д., %
НМ 1250-260	1250	260	20	82
НМ 2500-230	2500	230	32	87
НМ 3600-230	3600	230	38	88
НМ 7000-210	7000	210	52	90
НМ 10000-210	10000	210	65	90

По результатам анализа характеристик роторов с производительностями 50%, 70% от номинальной подачи насосов серии НМ можно сделать вывод что данный подход позволяет получить прирост к.п.д. около 3% для насосов НМ 2500-230, НМ 3600-230 и до 6% для насосов НМ 7000-210, НМ 10000-210. Сравнение экономичности проводилось между роторами с производительностями 50%, 70% от номинальной подачи и номинальным ротором, с подрезанным рабочим колесом до параметров которые обеспечиваются сменными роторами.

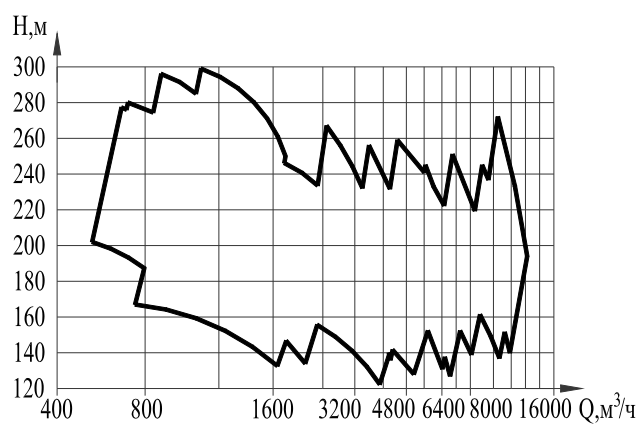


Рисунок 2 – Сводное поле насосов НМ

Постоянно совершенствующие технологии транспортировки нефти, строительство новых уникальных нефтепроводов [6], таких как ВСТО и ВСТО-2, потребность в увеличении единичной мощности оборудования, ставят перед разработчиками и изготовителями технологического

оборудования, в частности, перед насосостроителями соответствующие, весьма сложные задачи. Одна из таких задач - это повышение уровня к.п.д. насосов НМ на первых этапах эксплуатации нефтепроводов.

Согласно [7, 8] потери напора в колесе и подводе с увеличением подачи непрерывно растут и не имеют минимума, тогда как потери напора в отводе при отличной от нуля подаче, близкой к оптимальной, имеют явно выраженный минимум.

Как при увеличении, так и при уменьшении подачи величина потерь в отводе быстро нарастает и становятся значительно больше, чем в рабочем колесе.

Зона минимальных потерь в отводе является зоной максимального гидравлического к.п.д. насоса, а следовательно, и максимума общего к.п.д.

Оптимальный режим насоса смещается только при изменении размеров расчетного сечения отвода. С увеличением сечения отвода оптимальная подача насоса растет, с уменьшением – уменьшается. Таким образом, отвод определяет оптимальный режим насоса.

Учитывая выше сказанное увеличение к.п.д. существующих насосов серии НМ путем традиционных сменных рабочих колес в существующем спиральном отводе не представляется возможным.

Основная часть. По заказу ООО "УК "ГМС" в 2006 году был разработан опытный образец насоса НМ 10000-380-2 с производительностью до 12000 м³/ч и напором 400м. Принципиальным отличительным признаком конструктивной схемы данного насоса является техническое решение по отводу потока из рабочего колеса. В предлагаемом насосе применен комбинированный отвод – направляющий аппарат и спиральный отвод.

Объединенная торговая компания ЗАО "Гидромашсервис" - выиграла тендер и заключила с ОАО "АК"Транснефть" контракт на разработку и поставку 28 магистральных насосных агрегатов АНМ 7000-250-3-ГМ и АНМ 10000-250-3-ГМ для установки на нефтеперекачивающих станциях второй очереди трубопроводной системы ВСТО-2[10].

Для данного проекта проточная часть насосов будет выполнена с использованием самых современных программных инструментов вычислительной гидродинамики, что обеспечит высокий КПД магистральных насосных агрегатов.

В предлагаемых насосах для режимов первой очереди развития предлагается применить комбинированный отвод – направляющий аппарат и двухзавитковая спираль, а для окончательной стадии развития в качестве отвода насоса используется двухзавитковая спираль, которая рассчитана на оптимальные параметры окончательной стадии проектного развития нефтепровода.

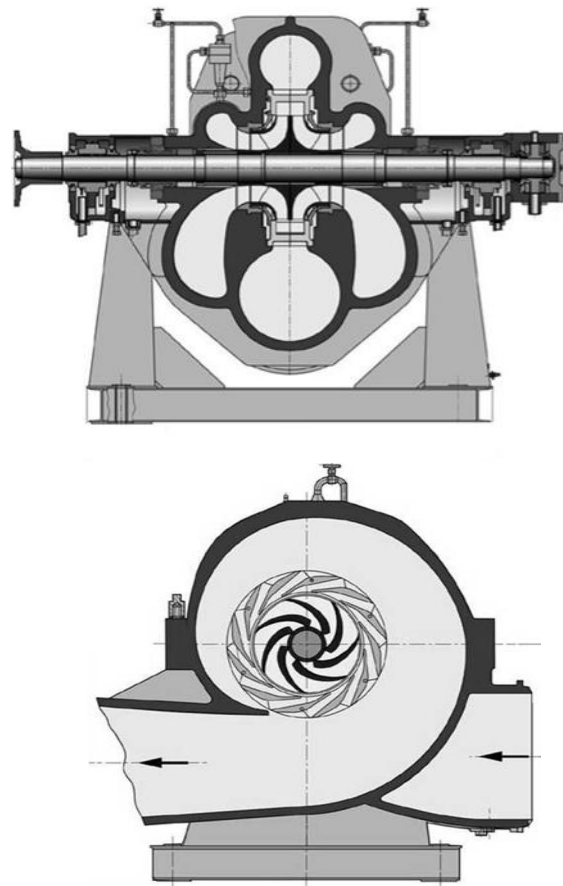


Рисунок 3 – Конструктивная схема насоса НМ 10000-380-2

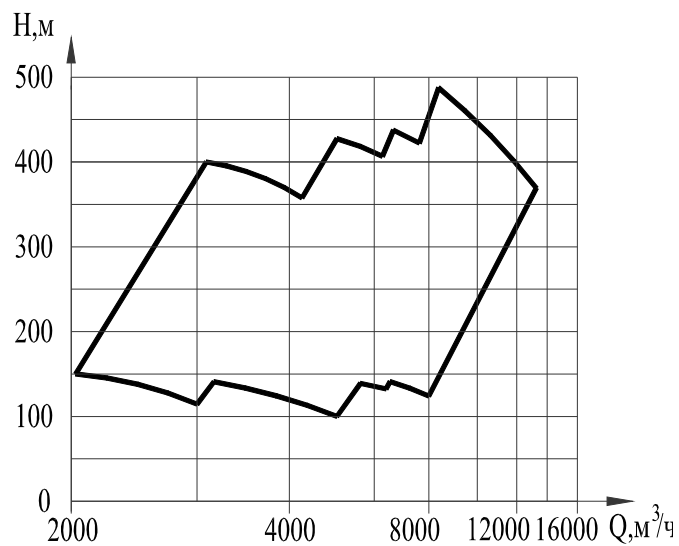


Рисунок 4 – Сводное поле насоса НМ 10000-380-2

В комбинированных отводах состоящих из направляющего аппарата и спирали потери больше чем у спирального отвода и как следствие К.П.Д. насоса снижается на $1 \div 1,5\%$ по сравнению с насосом, который бы имел только спиральный отвод с оптимальной точкой совпадающей с номинальной. При этом преобразование

кинетической энергии потока в потенциальную разделяются на две части. Основная часть кинетической энергии потока преобразуется в направляющем аппарате, а оставшаяся часть в спиральном отводе. Так же направляющий аппарат представляет собой дополнительное сопротивление в проточной части. Несмотря на все выше сказанное применение комбинированного отвода позволяет смещать оптимальную подачу в необходимую точку первоначальных этапов развития нефтепровода.

Данный универсальный подход сочетает в себе получение максимально возможной экономичности насоса на всех стадиях эксплуатации нефтепровода.

Следует сказать, что новые насосы могут быть несколько дороже по сравнению с существующими насосами серии НМ. Удорожание насоса связано с необходимостью установки направляющего аппарата. Но если учесть что большую часть эксплуатационных затрат составляет энергопотребление, то экономия электроэнергии позволит компенсировать разницу в стоимости за несколько лет эксплуатации и дальнейшая работа насоса будет пунктом сравнительной экономии.

Выводы. Анализ, проведенный в статье, показывает следующее:

1. В данное время при строительстве ВСТО-2, а в дальнейшем и на других объектах существует потребность в магистральных насосах, которые бы максимально соответствовали мировому уровню по надежности, долговечности, экономичности и были конкурентоспособными предлагаемым зарубежными фирмами насосам.

2. Существующая конструкция двухзавиткового спирального отвода насоса не может обеспечить высокий уровень к.п.д. в широком интервале подач, поэтому необходимо применение комбинированного отвода состоящего из направляющего аппарата и двухзавитковой спирали.

3. Перспективным выглядит создание типоразмерного ряда насосов НМ с комбинированными отводами, которые бы могли бы заменить существующие насосы серии НМ.

4. При создании типоразмерного ряда, является актуальным вопрос проведения анализа по оптимизации минимальных габаритов с сохранением максимальной экономичности проточной части насоса.

Литература

1. Сайт Роснефти. [Электронный ресурс], – Режим доступа : <http://www.mirnefti.ru>.
2. Насосы центробежные нефтяные для магистральных трубопроводов. Типы и основные параметры. ГОСТ 12124-87.- . – М.: Госстандарт СССР 1987. – 7 с. – (Государственный стандарт СССР)

3. Нефть. Общие технические условия. ГОСТ Р 51858-2002. М. Госстандарт России 2002. – 7с.
4. Насосы типа НМ и агрегаты электронасосные типа АНМ на их основе. ТУ У29.1-05785448-007:2006.- 102с.
5. *Стеценко Э. Г.* Магистральные насосы для трубопроводного транспорта нефти / *Э. Г. Стеценко* // Лопастные насосы. – Л.: Машиностроение, 1975. – С. 299–305
6. Правильный выбор. Новое насосное оборудование для магистрального транспорта нефти // Насосы & Оборудование / [Твердохлеб И.Б., Визенков Г.В.,]. – 2007. – № 4(45) – 5(46). – С. 28–31.
7. Расчет отводящих устройств центробежных насосов / [Полоцкий Н.Д., Богницкая Ф.А., Агульник Р.М.]. – М. : ЦИНТИХимнефтемаша, 1967. – 48 [2] с
8. *Ломакин А.А.* Центробежные и осевые насосы / *А.А. Ломакин.*– М. : Машиностроение, 1966. – изд. 2-е, перераб. и доп. – 364 с.
9. *Shyam V. Saxena* High power centrifugal pumps for oil pipelines and industrial plants with energy-saving modular technology / *Shyam V. Saxena, Zoltán J. Szabó.* // Труды VIII международной конференции «НАСОСЫ – 96». – Сумы : СумДУ, 1996. – С.24–45.
10. Группа ГМС готовит к разработке и поставке магистральные насосные агрегаты для ВСТО-2 // Насосы&Оборудование. – 2010. № 2(61). – 50 С.

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ МАГІСТРАЛЬНИХ НАСОСІВ З НАПРАВЛЯЮЧИМИ АПАРАТАМИ

Гусак А.Г., Іванюшин А.А., С.О Лугова, Руденко А.А., Твердохліб І.Б.

Анотація – у статті проводиться огляд особливостей застосування спіральних насосів НМ та насосів НМ з комбінованими відведеннями, що стали запитаними на нафтоперекачуючих станціях.

PROSPECTS OF TRUNC PUMPS WITH GUIDING APPARATUSES USING

A. Gusak, A. Ivanyushin, S. Lugovaya, A. Rudenko, I. Tderdochleb

Summary

The paper reviews gives an overview of details of the application of НМ type volute casing pumps and НМ type pumps with combined outlet hydraulic passages, which have become in demand at the crude-oil pumping stations under construction.

УДК 631.361.43: 664.788

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ ЗЕРНА

Фучаджи Н.О., к.т.н.,

Побігун А.М., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – стаття присвячена питанням моделювання процесу подрібнення зерна при виробництві борошна, круп та концентрованих кормів. В роботі запропоновано параметричну схему процесу подрібнення.

Ключові слова – подрібнення, моделювання, фізичне моделювання, ступінь подрібнення продукту.

Постановка проблеми При переробці зерна в дроблену крупу, борошно або при виробництві концентрованих кормів основні технологічні операції розмельного відділення – це багаторазовий та послідовий процес подрібнення та сепарування.

В концепції розвитку тваринництва до 2010 року потреба в фуражному зерні досить висока. До основних споживачів кормового зерна належать такі галузі, як тваринництво (47 %), свинарництво (27%) та птахівництво (20 %). Для організації ефективної годівлі тварин та птахів важливе значення має раціональне використання концентрованих кормів, основним компонентом яких є зернові та зернобобові культури, що забезпечують біля 50 % протеїну. В теперішній час доля концентрованих кормів в загальному кормовому балансі складає 29..32 %.

В залежності від цілей дослідження процесу подрібнення складають різні моделі, які дозволяють встановлювати необхідний зв'язок між паркетами, тобто закономірності зміни вихідних параметрів в часі (кінетика), зміна вихідних параметрів в залежності від вхідних факторів (статичні характеристики), зміна вихідних параметрів при перехідних процесах в результаті збуджуючих дій (динамічні характеристики).

Аналіз останніх досліджень. Існуючі теорії подрібнення відображають дві сторони процесу подрібнення: встановлення залежності витрат енергії від ступеню подрібнення та фізичних властивостей вихідного продукту, а також розподілення подрібненого

продукту по масі чи по розміру частинок. Гіпотези Кірпічева – Кіка, Афанасьєва – Рітінгера, Ребіндера, Бонда та інших встановлюють різні види залежностей витрат енергії від ступеню подрібнення та фізичних властивостей продукту. С.Е. Андрєєву вдалося представити ці гіпотези узагальнюючою формулою [1, 3].

Гіпотези, запропоновані Вангом, Холмсом, Чарльзом, Андреасеном та іншими, оснований на інших фізичних передумовах процесу подрібнення. Вони принципової новизни не вносять, але передбачають дещо нові методи оцінювання вихідного продукту та способи визначення постійних коефіцієнтів в математичних залежностях [2, 4].

Формулювання цілей статті. Зміна одного з параметрів кожної системи впливає на всі характеристики наступних. Аналітично ці процеси не описано, фізичне моделювання на лабораторних пристроях не відображує реального процесу, а експериментальні дослідження досить трудомісткі. Через це задача складання математичних моделей послідовного подрібнення, що дозволяє значно скоротити трудомісткість досліджень при вдосконаленні процесів переробки зерна в крупу, борошно та концентровані корми чи при переході до інших видів помелу, дуже актуальна.

Основна частина. Подрібнення виконують: по відчиненому циклу вихідний продукт – подрібнювальна машина – подрібнений продукт (одноразове подрібнення) чи по замкнутому циклу вихідний продукт – подрібнювальна машина – подрібнений продукт – класифікація продукту – подрібнення крупної фракції (багаторазове подрібнення). При замкнутому циклі після розділення більш крупна фракція знов надходить на подрібнення. Замкнений цикл можна здійснювати в одному пристрої або при багаторазовому послідовному подрібненні та наступному розділенні продукту в розсівах чи інших машинах [2, 4].

По характеру зусиль, що використовують при подрібненні відрізняють: роздавлювання (стиск), розрив зріз (зсув), стирання, удар, розколювання. Спосіб дії визначається призначенням, фізичними характеристиками продукту, що подрібнюється та необхідним ступенем подрібнення, під яким звичайно приймають відношення середніх розмірів часток до та після подрібнення. На зернопереробних підприємствах ступінь подрібнення визначають відносною кількістю проходів через сито з певним розміром отворів. По ступеню подрібнення розрізняють крупний, середній, дрібний, тонкий та колоїдний помел.

Параметрична схема відчиненого та зачиненого циклів подрібнення наведена на рис. 1.

Вихідними параметрами можуть бути кількість будь-якої фракції продукту G_2 , ступінь подрібнення I , технологічна E_T та економічна ефективність E_e процесу подрібнення. Характеризувати процес подрібнення можна також формою a_ϕ , розмірами a_r , структурою $a_{ст}$, станом поверхні a_{co} подрібнених часток.

Ступінь подрібнення продукту I залежить від значного числа кількісних та якісних факторів, які визначають режим подрібнення та властивості вихідного продукту, і є основним показником якості процесу [1, 2].

Вихідними параметрами можуть бути також показники роботи та експлуатації подрібнювальних установок, зусилля на окремі вузли машини, знос поверхнею та інше.

В замкнених системах показником ефективності може бути кількість рециркуляційного продукту (який повертається до машини) G_p .

Основними параметрами, що впливають на процес подрібнення продукту, є подача G_1 , зазор між робочими органами δ , швидкість робочих органів v (при використанні вальцових подрібнювачів враховують швидкість і швидко- і повільно обертового вальців, відповідно $v_{ш}$ та $v_{п}$, а також показник їх співвідношення k).

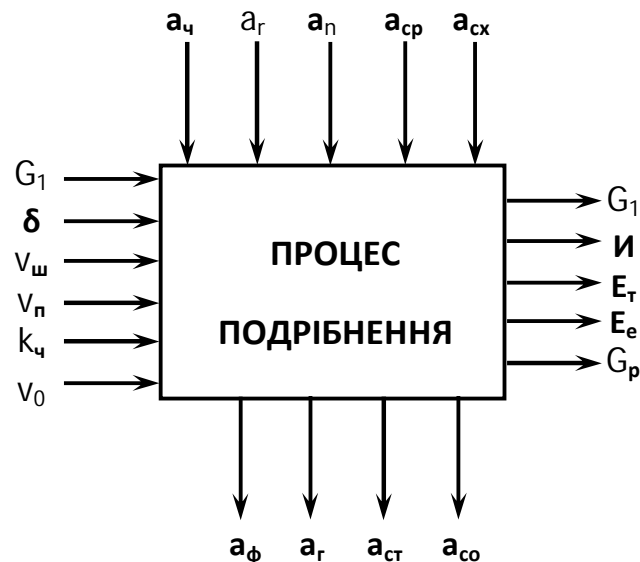


Рисунок 1 – Параметрична схема подрібнення

Існуючі теоретичні уявлення про процес подрібнення встановлюють якісні залежності витрат енергії та виходу окремих фракцій подрібненого продукту від ступеню подрібнення. Деякі кількісні характеристики встановлюють на основі аналізу матеріальних та енергетичних потоків. Тому математичний

опис процесу подрібнення обґрунтовано в основному на експериментальних даних.

Висновки. Оптимізація процесу є особливою задачею, яку використовують при рішенні задач кінетики, статички та динаміки. Розроблені параметричні схеми дозволяють у повній мірі виявити фактори, які впливають на процес, що протікає при подрібненні зернових та зернобобових культур. Наведені схеми враховують як конструктивні, так і кінематичні показники протікання процесу.

Література

1. *Останчук Н.В.* Математическое моделирование технологических процессов хранения и переработки зерна / *Н.В. Останчук.* – М.: Колос, 1977. – 239 с.
2. *Останчук Н.В.* Основы математического моделирования процессов основных пищевых производств: Учебное пособие / *Н.В. Останчук.* – 2-е изд. перераб. и доп. – К.: Вища школа, 1991. – 367 с.
3. *Мельников С.В.* Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / *С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рощин.* – Л.: Колос, 1972. – 200 с.
4. Технологическое оборудование предприятий по хранению и переработке зерна / [Под ред. *А.Я. Соколова*]. – 5-е изд. перераб. и доп. – М.: Колос, 1984– 445 с.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ ЗЕРНА

Фучаджи Н.О., Побигун А.М.

Аннотація – стаття посвящена вопросам моделирования процесса измельчения зерна при производстве муки, круп и концентрированных кормов. В работе предложена параметрическая схема процесса измельчения.

DESIGN OF GROWING SHALLOW PROCESS OF CORN

N. Fuchadzhi, A. Pobigun

Summary

The article is devoted by the question of design of growing shallow process of corn at flour, cereal and concentrated feed production. The self-reactance chart of growing shallow process is offered in a article.

УДК 621.65

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЖЕКТОРОВ В КАЧЕСТВЕ ПРЕДВКЛЮЧЕННЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ВЫСОКООБОРОТНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Гулий А.Н., к.т.н.,
Поклад А.А., аспирант*
Сумский государственный университет
Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье изучается эффективность применения струйных аппаратов в качестве предвключенной ступени высокооборотных динамических насосов. Анализ проводился для двух разных насосов с помощью расчета в программном пакете Ansys CFX. Были сделаны выводы о том, что при использовании струйных аппаратов в качестве предвключенной ступени улучшаются основные характеристики насоса, т.е. была доказана эффективность применения данного типа бустерных насосов.

Ключевые слова – струйные аппараты, бустерный насос, программный пакет Ansys CFX, динамические насосы.

Введение. Борьба с кавитацией в насосах и других гидравлических машинах имеет большое значение, так как кавитация приводит к быстрому разрушению элементов проточной части и снижению их надежности. Поэтому практически одновременно с появлением насосных агрегатов в их современном понимании появилась и проблема кавитации, а также различные методы ее преодоления.

Для лопастных насосов эти методы можно классифицировать на 3 основные группы [1]:

Увеличение геометрического напора перед насосом - поднятие сборников жидкости или заглубление насосов от нескольких метров до десятков метров. Модернизация самих насосов - расширение входной воронки, установка предвключенных шнеков, разбиение входного потока на параллельные потоки.

Установка дополнительных предвключенных насосов различных типов на входе основного насоса.

В качестве бустерных насосов применяются, как правило, центробежные насосы со сниженной частотой вращения с электро-

или турбоприводом от перекачиваемой среды с выхода основного насоса или его первой ступени. В турбоварианте бустерный насос может быть совмещен в одном корпусе с основным насосом.

Состояние проблемы. Теоретически в качестве бустерного насоса может быть применен струйный (эжекторный) насос, или, правильнее, струйный аппарат. Главное преимущество - простота, надежность и долговечность по причине отсутствия движущихся частей. Главный недостаток - малый КПД. По этой причине струйные насосы и не получили широкого распространения в промышленности.

Однако, есть некоторые сведения об их применении в качестве бустерных перед силовыми турбонасосными агрегатами в ракетной технике, а также в скважинных насосных установках малой производительности. Кроме того, имеются достаточно объемные теоретические проработки этой темы в [2].

В данной статье представлена оценка эффективности применения струйного насоса в качестве бустерного на примере двух центробежных многоступенчатых насосов - перспективного аналога ПЭ580-185, но с частотой вращения 9000 об/мин, высоким значением которой и вызвано ухудшение кавитационных качеств, потребовавшее дополнительных 60 м подпора на входе, а также аммиачного десятиступенчатого насоса на 10 м³/час и 100 м напора для теплового насоса на 100 кВт с малой геометрической высотой столба от конденсатора к насосу. Для этого насоса требуется подпор всего 2м.

Методика проведения расчета струйных аппаратов. Первая часть работы заключалась в анализе эффективности различных схем питания бустерного насоса - включение на полный или частичный напор от промежуточных ступеней. Расчеты велись по методике [2], их результаты приведены в таблицах и на графиках.

В таблице приведены расчетные значения потребного расхода циркуляции жидкости для питания бустера при изменении напора за счет подключения к выходам разных ступеней.

Таблица 1.

Результаты расчета бустерного насоса
для четырехступенчатого питательного насоса

Ступень отбора жидкости	Напор относительный, м	Расход эжектора, м ³ /час	Мощность, кВт	Полезная мощность, кВт	КПД эжектора
1	0,12	168	229	95	0,41
2	0,06	128	347	95	0,27
3	0,04	99	403	95	0,24
4	0,03	87	474	95	0,2

Как видно, при питании от первой ступени требуется расход 168 м³/час, а от последней - 87 м³/час. Однако, несмотря на меньший расход, энергетическая эффективность во втором случае хуже. Потребляемая мощность составляет соответственно 229 кВт или 474 кВт. По промежуточным ступеням получены промежуточные результаты. Таким образом, в данном случае наиболее эффективно подключение бустерного струйного насоса именно к первой ступени базового насоса. Следует отметить, что полезная гидравлическая мощность струйного насоса составила 95 кВт, что соответствует КПД свыше 40%. Это немногим меньше возможного КПД предвключенного турбонасосного агрегата, который составит около 50% при КПД насоса и турбины по 70%. Хотя в этом случае потери снизятся на 40 кВт, а это, все же, около 1%.

Таблица 2.

Результаты расчета бустерного насоса
для десятиступенчатого аммиачного насоса

Ступень отбора жидкости	Напор относительный, м	Расход эффлектора, м ³ /час	Мощность, кВт	Полезная мощность, кВт	КПД эжектора
1					
2					
3	0,133	3,395	0,167	0,065	0,393
4	0,1	2,825	0,185	0,065	0,354
5	0,08	2,53	0,207	0,065	0,316
6	0,067	2,32	0,228	0,065	0,287
7	0,057	2,11	0,242	0,065	0,271
8	0,05	1,93	0,253	0,065	0,259
9	0,044	1,78	0,262	0,065	0,25
10	0,04	1,71	0,28	0,065	0,234

Такая же картина и с аммиачным насосом. К сожалению, для расчета при отводе от 1, 2 и 3 ступени необходимые данные в литературе отсутствуют. Вариант с 3 ступенью был просчитан за счет экстраполяции. Расчеты показывают, что опять наиболее выгодным оказался случай с питанием бустера от минимальной ступени - в нашем случае, от 3-ей. КПД предвключенной ступени также составил около 40%. Несмотря на то, что потери мощности составили около 100 Вт или 5% мощности насоса, в данном случае следует признать предлагаемую схему весьма эффективной, т.к. эти потери равны примерно 0,1% от тепловой мощности всей тепловой машины. А главным требованием, предъявляемым к насосу тепловой машины, является высокая надежность, ресурс и минимальное обслуживание.

Поскольку эффективность применения струйных аппаратов в качестве бустерных доказана, была разработана методика численного расчета такого аппарата с помощью программного пакета Ansys CFX, и проведен тестовый расчет с элементами оптимизации применительно к обоим видам насосов.

Методика числового моделирования течения жидкости в струйных аппаратах. Важной целью численных расчетов являлась проверка самого струйного аппарата на отсутствие кавитации, которая была выполнена путем тщательного зондирования области первоначального контакта струи, выходящей из сопла с основным объемом жидкости. Эта работа проводилась в несколько этапов.

При расчете плотность жидкости была принята в виде постоянной величины. Моделирование линий тока осуществлялось с помощью уравнения Рейнольдса, для замыкания которых использовался ряд моделей турбулентности (к-ε, SST и др.).

На первом этапе с помощью программы SolidWorks была построена трёхмерная модель тела рабочей жидкости струйных аппаратов для питательного и аммиачного насосов соответственно.

На втором этапе была проведена подготовка данных для расчета и построена расчетная сетка (рис. 1 и рис. 2) в программном продукте Ansys ICEM CFD, которая имеет следующие характеристики: глобальные размеры ячеек – 0,01 мм; количество всех элементов сетки составляет – 4 млн. 600 тыс.

Для необходимого описания граничных слоев возле твердых стенок струйного аппарата была построена призматическая сетка: высота первой призматической ячейки – 0,001мм; показатель степени геометрической прогрессии – 1,2; количество слоев призматических ячеек – 5.

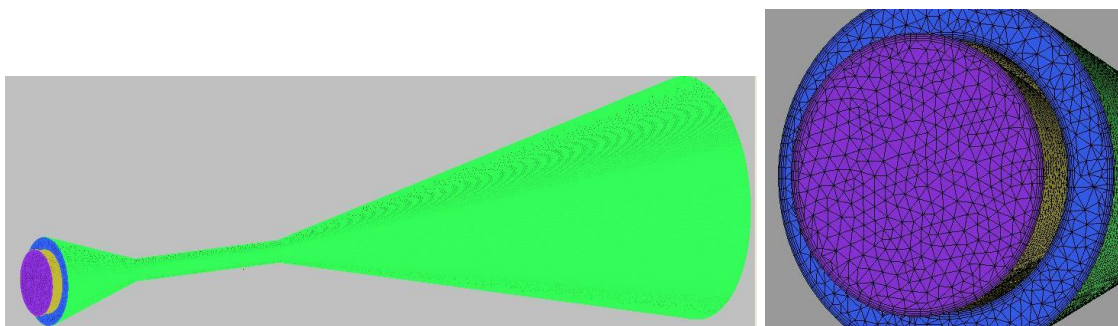


Рис. 1. Расчетная сетка модели струйного аппарата для аммиачного насоса

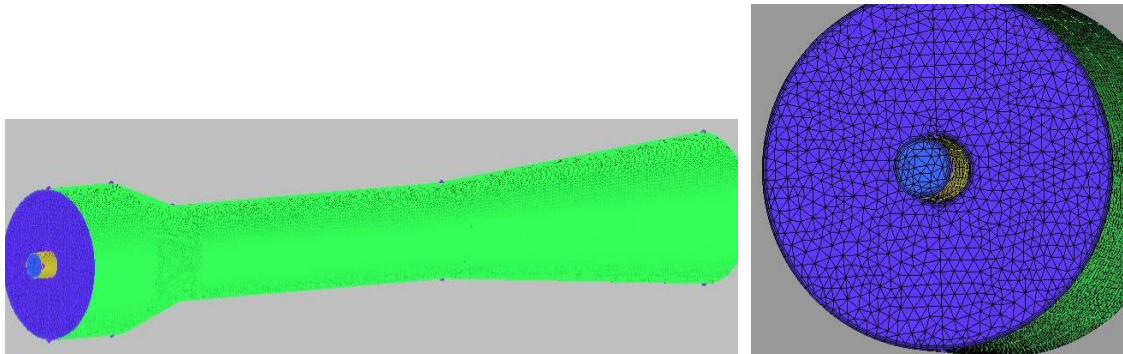


Рис. 2. Расчетная сетка модели струйного аппарата для питательного насоса

На третьем этапе проводился численный эксперимент. Численный расчет течения жидкости проводился в стационарной постановке для однофазной жидкости. В качестве граничных условий на входе было задано давление, а на выходе – скорость. В данном расчете была получена картина течения жидкости, распределение скоростей и давлений в теле рабочей жидкости.

Четвертым этапом является анализ полученных данных и их визуализация. По результатам визуализации, а также полученному значению статического давления были определены оптимальные параметры расположения сопла, а также все геометрические размеры эжектора.

В рамках решения данной задачи была решена оптимизационная задача по определению диаметра сопла и его осевого положения. Оптимальные параметры соответственно: диаметр сопла - 16 мм и на 40 мм удалено от начала камеры смешения для аммиачного насоса, диаметр сопла - 25 мм и на 200 мм удалено от начала камеры смешения для питательного насоса.

На приведенных рисунках показаны линии тока в рабочем теле жидкости (рис. 3 и рис. 4), а также поле распределения гидростатического давления по всем элементам конструкции (рис. 5 и рис. 6) для оптимальных вариантов исполнения струйного аппарата для каждого вида насоса.

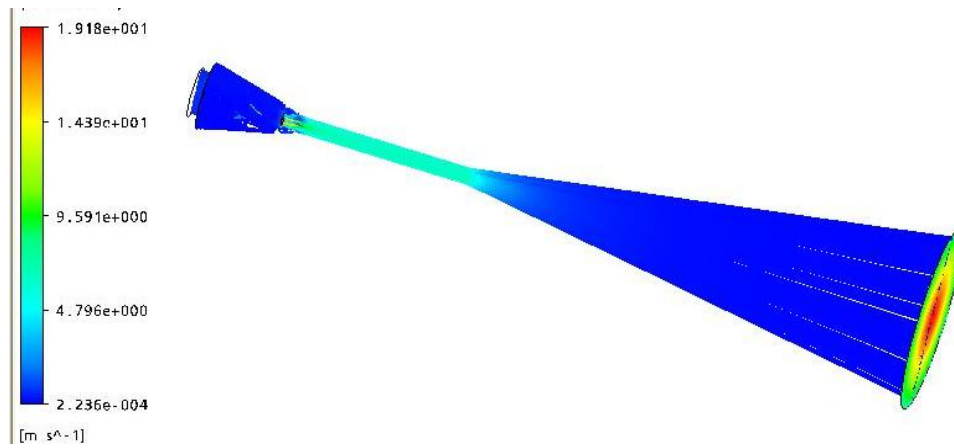


Рис. 3. Линии тока абсолютной скорости в струйном аппарате для аммиачного насоса

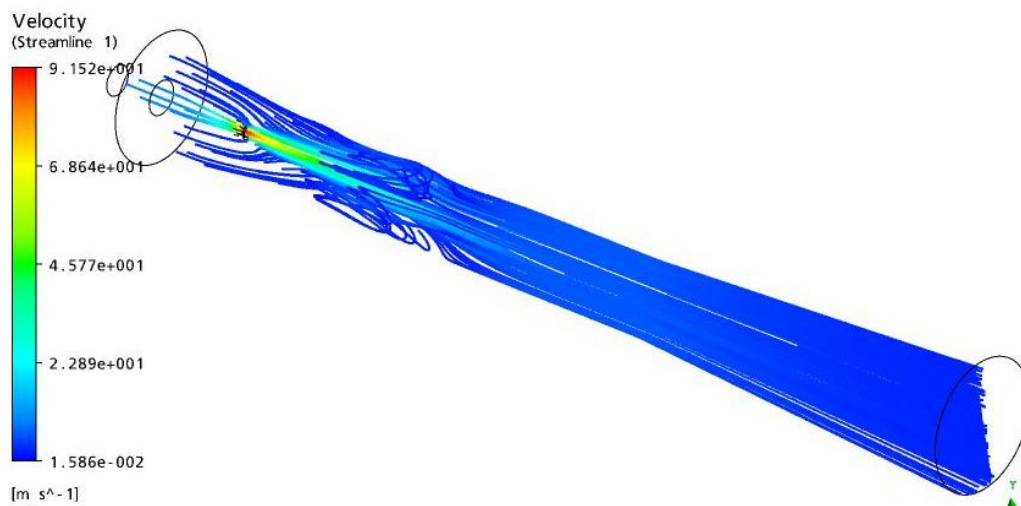


Рис. 4. Линии тока абсолютной скорости в струйном аппарате для питательного насоса

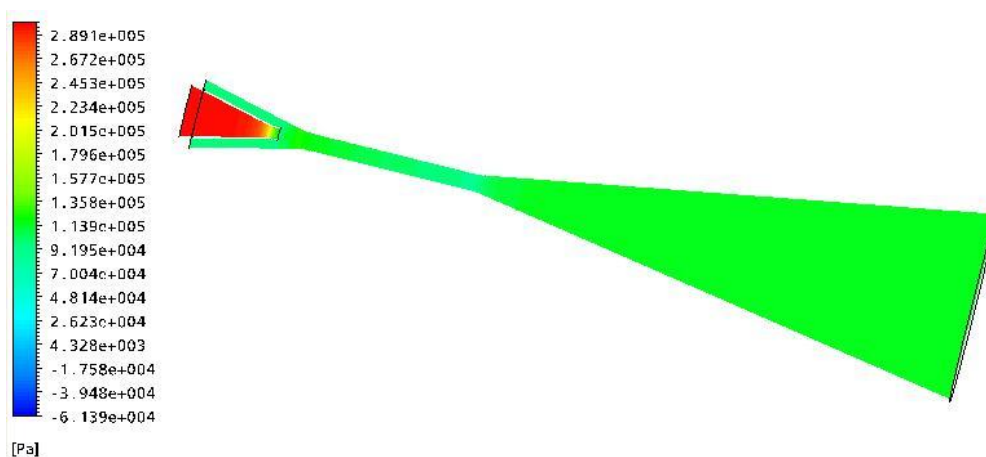


Рис. 5. Картина распределения гидростатического давления в струйном аппарате для аммиачного насоса



Рис. 6. Картина распределения гидростатического давления в струйном аппарате для питательного насоса

Выводы. Сравнение полученных интегральных результатов с результатами аналитических и экспериментальных исследований Б.Ф. Лямаева [2] и Е.Я. Соколова [3] позволяет сделать вывод об адекватности разработанной методики расчета и возможности её внедрения в расчетно-конструкторскую практику. С использованием данной методики была проверена возможность оптимизации геометрических параметров струйного аппарата для достижения наивысшей энергоэффективности. Был оптимизирован в первом приближении диаметр сопла и его осевое расположение. Многофакторная оптимизация представляет весьма трудоемкую задачу и будет решена в следующих исследованиях.

На основании вышеизложенного материала является целесообразным продолжение работы в указанном направлении с проведением не только численного, но и физического эксперимента на испытательном стенде.

Литература

1. Михайлов А.К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1977, – 288с.
2. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки / Б.Ф. Лямаев. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988, – 256с.
3. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989, – 352с.

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ НАСОСНОГО
ОБЛАДНАННЯ ЗА РАХУНОК ЗАСТОСУВАННЯ ЕЖЕКТОРІВ
У ЯКОСТІ ПЕРЕДВКЛЮЧЕНИХ НАСОСІВ ДЛЯ
ВИСОКООБЕРТОВИХ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ**

О.М. Гулий, А.О. Поклад

Анотація – у даній статті вивчається ефективність застосування струйних апаратів у якості перед включеної ступені високо обертових динамічних насосів. Аналіз проводився для двох різних насосів за допомогою розрахунку у програмному пакеті Ansys CFX. Були зроблені висновки про те, що при застосуванні струйних апаратів у якості перед включеної ступені покращуються кавітаційні характеристики насоса, тобто була доведена ефективність застосування даного типу бустерних насосів.

**PUMP'S EQUIPMENT EFFECTIVENESS INCREASE AT THE
EXPENSE OF EJECTORS USING IN THE CAPACITY OF
PRECOOLER PUMPS FOR HIGHROTATORY
PUMP'S AGGREGATES**

O. Guly, A. Poklad

Summary

The efficiency of ejectors application as preliminary stage for high-speed dynamic pumps is regarded in the given article. The research was carried out for two different types of pumps by simulation in Ansys CFX program package. It was concluded that main characteristics of pumps are improving when using ejectors as preliminary stage, i.e. these booster pumps application efficiency was proved.

УДК 621.43.031

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ ПУТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ СОСТАВА ГОРЮЧЕЙ СМЕСИ

Стефановский А.Б., к.т.н.,

Болтянский О.В., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (619) 42-04-42

Аннотация – рассмотрена целесообразность влияния на работу поршневого двигателя посредством изменения концентрации кислорода в горючей смеси.

Ключевые слова – двигатель, кислород, горючая смесь.

Постановка проблемы и анализ последних исследований. Проблема удешевления транспортировки грузов и пассажиров автотранспортом может решаться путем снижения эксплуатационного расхода топлива (ЭРТ) у автомобилей, а также сокращения нерациональных перевозок. Одновременно нужно снизить выбросы вредных газов в атмосферу (хотя бы до уровня устаревших отечественных норм).

Чтобы избежать повышения ЭРТ автомобиля, нужно своевременно и правильно обслуживать системы двигателя (питания, зажигания, охлаждения), трансмиссию и ходовую часть автомобиля (в первую очередь - шины). Кроме того, при движении нужно выбирать рациональные скоростные и нагрузочные режимы, что не только позволит сэкономить топливо, но также снизит токсичность выхлопных газов (ВГ) и износ деталей двигателя [1; 2].

Некоторого снижения ЭРТ можно добиться, целенаправленно изменяя конструкцию двигателя. В последние годы многие фирмы стали уменьшать литраж автомобильных поршневых двигателей и оборудовать их управляемым турбонаддувом. Так, фирма Renault планирует заменить безнаддувные ("атмосферные") двигатели с литражом 1,6-1,8 л двигателями с литражом около 1 л и турбонаддувом [3]. При этом ожидается улучшение экономичности двигателей на 15-20% (в том числе, и за счет использования непосредственного впрыска бензина в цилиндры). Однако, тут возникают такие трудности: недостаточный крутящий момент

двигателя при невысокой частоте вращения, повышенный риск детонационного сгорания топлива (вследствие повышенных подач горючей смеси в цилиндры), повышенная температура ВГ (хотя и выгодная для нейтрализации токсичных компонентов), повышенная стоимость силовой установки. Последняя особенно возрастает, если применяется управляемый турбонаддув, позволяющий несколько ослабить первый из перечисленных недостатков.

Поэтому внимание инженеров и изобретателей обращается на другие способы улучшения топливной экономичности двигателей. Например, этого можно было бы достичь, увеличивая скорость горения горючей смеси. Состав топлива почти не поддается изменению (если не использовать чистый водород), и потому есть предложения воздействовать на состав окислителя [4].

Цель работы – оценить достоинства и недостатки способа регулирования состава горючей смеси, предложенного российским автором Д.В. Вяткиным.

Основная часть. Сущность данного способа опубликована на ряде Интернет-сайтов [4 и др.], а соответствующие способ и устройство запатентованы автором [5]. В формуле изобретения утверждается следующее (цитирование разрешено автором).

«Способ для регулирования состава горючей смеси в двигателях внутреннего сгорания (ДВС), заключающийся в повышении концентрации кислорода в газовой смеси до оптимальных соотношений с топливом, путем обогащения кислородом атмосферного воздуха, поступающего в воздушный фильтр ДВС, отличающийся тем, что при переводе из режима холостого хода в режим максимально допустимых оборотов двигателя производят увеличение количества подаваемого топлива при изменении количества подаваемого кислорода в газовую смесь, ограничение оборотов двигателя при достижении его максимального значения производят уменьшением подачи топлива по сигналу в систему управления количеством подачи топлива с датчика оборотов двигателя, формируют управляющий сигнал для изменения количества кислорода, подаваемого в воздушный фильтр.

Устройство для регулирования состава горючей смеси в двигателе внутреннего сгорания (ДВС) с повышением концентрации кислорода в газовой смеси, содержащее систему управления количеством подачи топлива, датчик оборотов двигателя, подключенный к системе управления количеством подачи топлива, воздушный фильтр, кислородный баллон с вентилем и с системой управления последним, отличающееся тем, что вентиль через трубку подключен к воздушному фильтру, система управления вентилем

соединена с датчиком подачи топлива и выполнена с возможностью изменения количества кислорода, подаваемого через вентиль в воздушный фильтр, а система управления количества подачи топлива выполнена с возможностью ограничения подачи топлива при достижении максимального уровня оборотов ДВС.»

Принципиальная схема данного устройства показана на рис.1. Кислородный баллон 1 подключен к вентилю 2, выход которого через трубопровод 3 подключен к воздушному фильтру 4 двигателя. Система 8 управления вентилем 2 через систему 5 управления количеством подаваемого топлива соединена с датчиками 6 и 7.

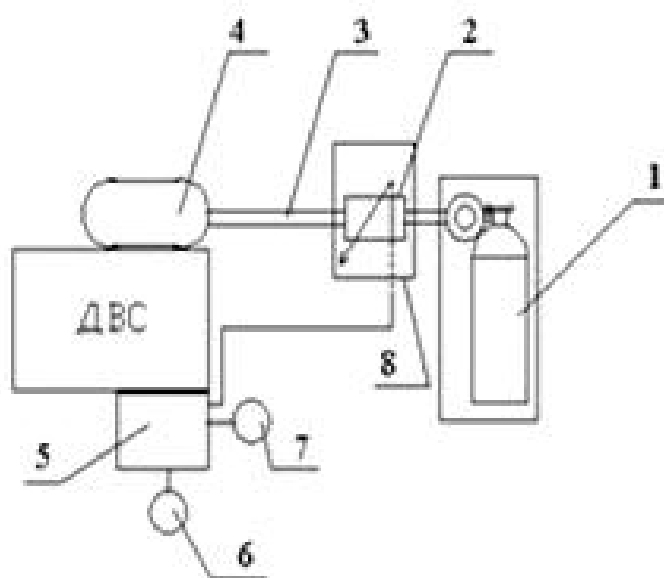


Рис.1 Схема устройства, регулирующего состав горючей смеси в двигателе внутреннего сгорания [4]:

1 - кислородный баллон с вентилем и редуктором; 2 - вентиль; 3 - трубопровод; 4 - воздушный фильтр; 5 - система управления подачей топлива; 6 и 7 - датчики частоты вращения и количества топлива; 8 - система управления вентилем 2

Концентрация кислорода в горючей смеси изменяется за счет обогащения атмосферного воздуха, поступающего в воздушный фильтр 4, кислородом, причем количество последнего зависит от количества подаваемого топлива [4]. Повышенная массовая концентрация кислорода в горючей смеси существенно увеличивает скорость ее горения, вследствие чего повышается давление в камерах сгорания (рис.2). Это обеспечивает более экономное использование топлива и уменьшение выбросов вредных газов, или позволяет увеличить мощность двигателя (последнее должно быть временным, чтобы не снизить ресурс двигателя).

Автор полагает, что, повысив концентрацию кислорода, скорость горения смеси можно увеличить от обычных 20-25 м/с до 2 км/с (последнее характерно для детонационного сгорания, недопустимого в обычном двигателе). Это приближает рабочий цикл к изохорному (в области конца сжатия), повышая его экономичность.

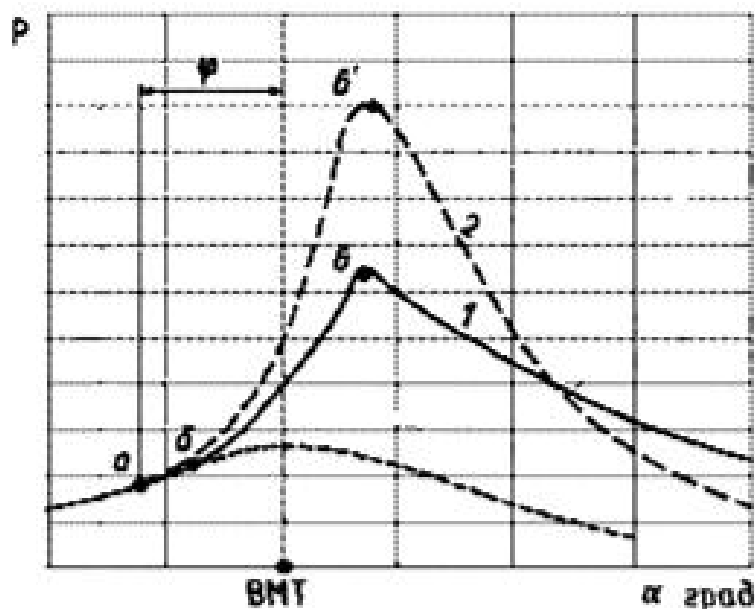


Рис. 2. Индикаторные диаграммы при различных условиях горения смеси в карбюраторном двигателе [4, упрощено]:

1 – расширение при обычном сгорании, 2 – расширение при ускоренном сгорании; *a* – момент искрообразования, *b* – начало горения, *b* и *b'* – момент максимального давления

Дополнительный кислород, кроме того, энергично окисляет вредные вещества (кроме оксидов азота), а дефицит азота в горючей смеси препятствует его окислению. Тем самым ВГ двигателя становятся более чистыми и, возможно, устраняется необходимость в дополнительном нейтрализаторе токсичности ВГ.

Д.В. Вяткин считает, что для подавления возможной детонации, повреждающей детали двигателя, следует снижать количество подаваемого топлива, т.е. обеднять горючую смесь. Благодаря дополнительному кислороду в такой смеси, она будет гораздо эффективнее сгорать, так что потеря мощности двигателя, видимо, будет незначительной. Автор надеется, что «эксплуатация современных двигателей в режиме детонационного сгорания топлива даст огромный ресурс энергии, заложенный в увеличении скорости реакции горения».

Представляется, что Д.В. Вяткин торопится с этим выводом. Современная система управления двигателем может реагировать на

появление детонационного сгорания, но чтобы её заставить постоянно работать в этом режиме, придётся перепрограммировать микропроцессор. В свою очередь, для этого потребуется испытать переоборудованный двигатель на достаточно большом количестве режимов, добиваясь стабильной работы при значительно ускоренном сгорании. Автор ссылается на результаты испытаний аналогичного устройства на автомобиле "ГАЗель", а также двигателя мотороллера при увеличенной концентрации кислорода в горючей смеси. В первом случае наблюдалось резкое снижение выбросов СО и углеводородов, а во втором - существенное увеличение частоты вращения вала двигателя. Но испытания именно запатентованного устройства еще не проводились, и надеяться на снижение ЭРТ на 30% [4] пока преждевременно.

Влияние дополнительной системы подачи кислорода на безопасность и грузоподъемность автомобиля, несомненно, будет отрицательным. Чтобы не превратить автомобиль в средство перевозки кислородных баллонов, придется существенно ограничить степень обогащения кислородом горючей смеси. Официально зарегистрировать переоборудованный таким образом автомобиль едва ли будет возможно (наверное, не случайно указано на одном из сайтов [4], что наиболее целесообразно использовать это изобретение в авиации).

Вывод. «Способ и устройство для регулирования состава горючей смеси в двигателях», запатентованные Д.В. Вяткиным [5], могут использоваться на серийных автотракторных двигателях только после проведения всесторонних испытаний и безусловного обеспечения мер безопасности.

Литература

1. *Иларионов В.А.* Эксплуатационные свойства автомобиля (теоретический анализ) / *В.А. Иларионов.* - М.: Машиностроение, 1966. - 280 с.
2. *Гутаревич Ю.Ф.* Охрана окружающей среды от загрязнения выбросами двигателей / *Ю.Ф. Гутаревич.* - К.: Урожай, 1989. - 224 с.
3. *Ahmed A.* Downsizing of gasoline engines by turbocharging to reduce CO₂ emissions / *A. Ahmed; B. Renault.* - 5 p. - Режим доступа : http://ec.europa.eu/research/growth/valencia/pdf/valencia-aa_en.pdf.
4. *Вяткин Д.В.* Устройство для регулирования состава горючей смеси в двигателях / *Д.В. Вяткин.* - Режим доступа : <http://314159.ru/vyatkin/vyatkin1.htm> ; <http://izobretenija.ru/vashi/901> ; <http://www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/9640.html>.
5. Способ и устройство для регулирования состава горючей смеси в двигателях: Патент Россия № 2282746; F02M025/10; F02B047/00;

F02D041/14 / Д.В. Вяткин. – Заявлен 22.07.2002; опубл. 27.08.2006. - Бюл. №24. – 5 с. – Режим доступа : <http://www.o2plus.narod.ru/index.files/page0003.html> (формула изобретения).

**ПРО ЦІЛЕСПРЯМОВАНІСТЬ ПОКРАЩЕННЯ
ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА ШЛЯХОМ
РЕГУЛЮВАННЯ СКЛАДУ ПАЛЬНОЇ СУМІШІ**

Стефановський О.Б., Болтянський О.В.

Анотація – розглянуто цілеспрямованість впливу на роботу поршневого двигуна шляхом зміни концентрації кисню в пальній суміші.

**ABOUT EXPEDIENCY OF THE IMPROVEMENT OF
PERFORMANCE OF THE SPARK IGNITION ENGINE BY
ADJUSTING OF THE COMPOSITION OF BURNING MIXTURE**

A.B. Stefanovskiy, O.V. Boltyanskiy

Summary

Expediency of the influence on operation of the piston engine by changing of the oxygen content in burning mixture is considered.
Keywords: engine, oxygen, burning mixture.

УДК 621.65

**ПРО ДОСВІД ЗАСТОСУВАННЯ
ПРЕДМЕТНО-ОРІЄНТОВАНОГО МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ
ГІДРАВЛІЧНИХ МЕРЕЖ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ НАПІРНИХ
КАНАЛІЗАЦІЙНИХ КОЛЕКТОРІВ**

Сотник М.І., к.т.н.,

Гапич Л.В.

Сумський державний університет

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – розглянуто питання про необхідність модернізації каналізаційних систем комунального хазяйства України. Описано фактичний стан роботи напорного каналізаційного колектора м. Суми и проведено оцінку енергомісткості роботи обладнання на сьогоднішній день. Розглянуто основні параметри, які необхідно враховувати при побудові предметно-орієнтовної моделі роботи колектора.

Ключові слова – каналізаційні системи, гідравлічні мережі, напірні каналізаційні колектори.

Вступ. Однією з основних складових реформування житлово-комунального господарства України є переоснащення його матеріальної бази, яка за останні роки морально та фізично застаріла. Постійне недофінансування розвитку матеріальної бази галузі спричинило невиправдане збільшення енергоємності та загальної витратності технологічних процесів житлово-комунального господарства населених пунктів держави.

Однією зі складових цього розгалуженого господарства є водопостачання та водовідведення [1].

Водовідведення, зважаючи на його вирішальну роль у проблемах додержання санітарного стану міст, є ключовою проблемою [2].

Експлуатація систем водовідведення у деяких випадках є проблематичною через:

- зношеність каналізаційних мереж;
- застаріле технологічне обладнання каналізаційних насосних станцій (КНС), у тому числі насосне;
- невідповідність експлуатаційних гідравлічних показників мереж (кількість стоків, що перекачується) тим показникам, що

були запроектовані;

- низький кваліфікаційний рівень персоналу, що планує графіки режиму роботи обладнання каналізаційних мереж.

Практично у всіх містах держави складається доволі тяжка ситуація при експлуатації зазначених мереж та обладнання. Деякі мережі, а навіть і цілі комплекси, перевищили свій нормативний термін експлуатації, що є причиною частих поривів, а як наслідок і екологічних негараздів. Основна маса каналізаційних мереж та систем потребують заміни або негайного капітального ремонту, що у повному обсязі, при сьгоднішніх можливостях фінансування, є неможливим. Тому нагальною необхідністю сьгодення є проведення робіт з діагностування стану каналізаційних мереж, їх окремих ланок та обладнання. Однією з основних задач при виконанні таких робіт є розробка проектних пропозицій реконструкції мереж, їх модернізації з одночасним підвищенням енергоефективності роботи насосного обладнання.

Зважаючи на те, що місто Суми за кількістю населення та структурою споживання водних ресурсів є типовим обласним центром України (кількість мешканців -275 тис.чоловік, об'єм добової подачі води у міську водопровідну мережу у середньому становить 60-65 тис.м³/добу, КНС за конструкцією є типовими з насосним та іншим обладнанням, яке працює у багатьох каналізаційних системах міст держави), результати проведених обстежень каналізаційних мереж, розрахунків, технічні пропозиції та висновки є цікавими і можуть бути використані для інших систем водовідведення.

Основна частина. За результатами обстежень технічного стану трубопроводів, основних будівель, резервуарів, обладнання КНС було розроблено схему реально існуючого напірного каналізаційного колектора міста. Однією з основних проблем було одержання реальних гідравлічних показників роботи насосного обладнання КНС, фактичних площ та форм перетинів трубопроводів, зважаючи на різноманітність швидкостей течії рідини у них та нерівномірності перекачування за об'ємом.

Збір первинних даних, їх аналіз та усереднення дали можливість розробити предметно-орієнтовану модель роботи напірного каналізаційного колектора. Модель ураховує географічне розташування мережі у межах міста, географічні висотні позначки розташування трубопроводів, насосного обладнання п'яти насосних станцій, що працюють на практично один основний трубопровід, що має дублюючі нитки на деяких відрізках.

Схема реально існуючого напірного каналізаційного колектора м. Суми представлена на рис. 1.

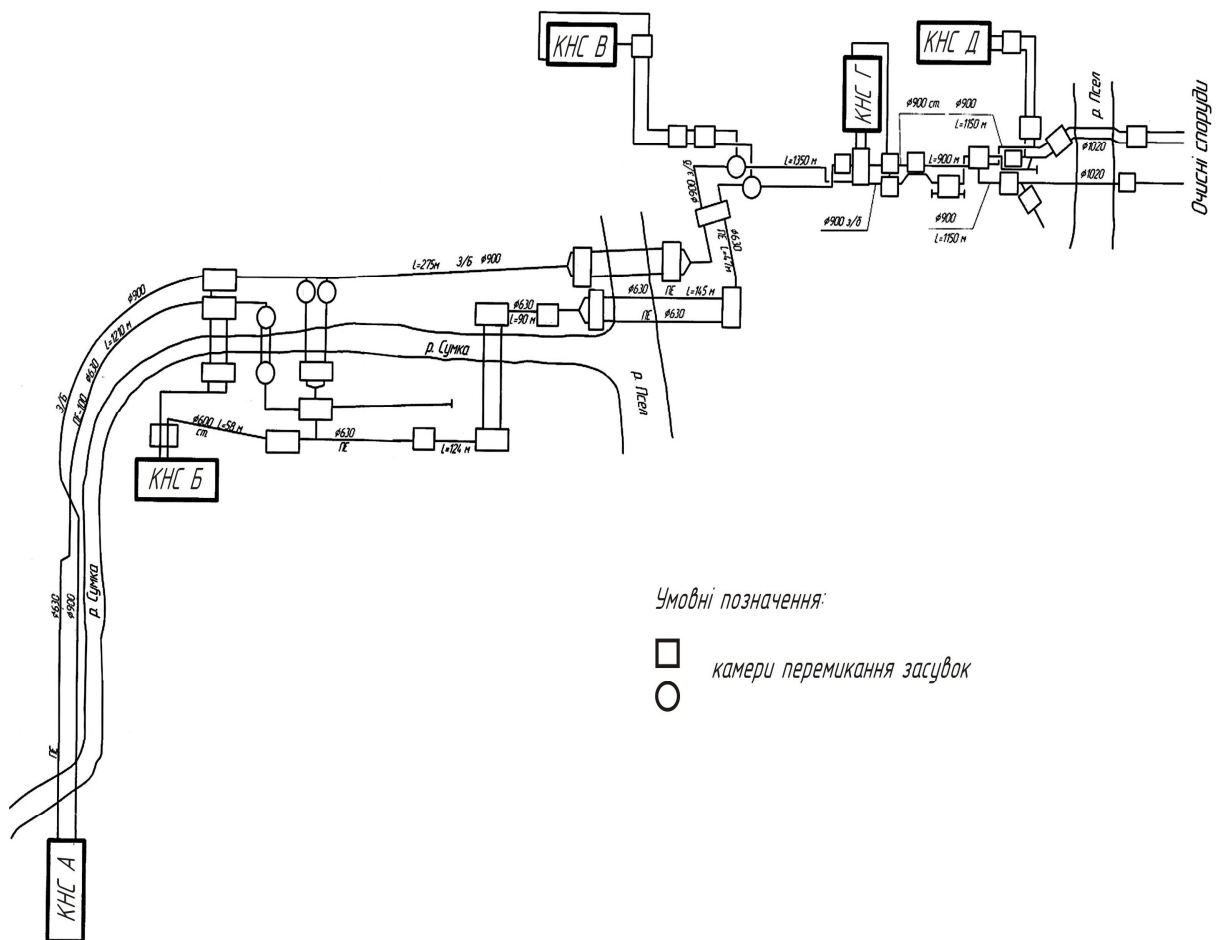


Рис. 1. Схема реально існуючого напірного каналізаційного колектора м. Суми

Основна мета побудови предметно-орієнтованої моделі напірного колектору – це створення можливості моделювання ймовірних варіантів роботи мережі та насосного обладнання на неї з метою:

- діагностування гідравлічних параметрів трубопроводів;
- визначення параметрів енергоефективності роботи насосного обладнання;
- аналізу режимів роботи груп насосного обладнання, що працюють одночасно.

Для транспортування стоків з території міста до очисних споруд використовується здебільшого одна гілка трубопроводу. Вона являє собою, в основному, залізобетонну трубу діаметром 900 мм.

Загальна довжина трубопроводу становить близько 8000 м з перепадом геодезичних відміток близько 31 м.

Основні характеристики насосного обладнання представлено в табл. 1.

Таблиця 1

Основні технічні характеристики
насосного обладнання встановленого на КНС м. Суми

Найменування об'єкта	Найменування обладнання	Кількість	Реальні гідравлічні параметри	
			Подача Q, м ³ /год	Напір Н, м
КНС А	ЦН 800-50	3	700	50
	СД 450-56	1	450	56
КНС Б	СД 450-56	1	450	56
	СМ 200-150	1	200	80
	ЦН 800-50	1	700	50
КНС В	RITZ	1	640	56
	ФГ 540-95/2	2	450	95
	СД 450-56	2	450	56
КНС Г	СД 450-56	2	450	56
	ФГ 540-95/2	1	450	95
	FLYGT 3231	1	900	48
КНС Д	СД 450-56	1	450	56
	ФГ 540-95/2	1	450	95

Зважаючи на добовий графік надходження стоків на очисні споруди (рис. 2), послідовність роботи насосного обладнання на станціях та послідовність роботи самих станцій є хаотичними і нерегульованими з точки зору мінімізації споживання електроенергії, що використовується електродвигунами насосних агрегатів.

За критерій енергоефективності роботи системи напірного колектора було прийнято питомі витрати електричної енергії на перекачування 1 м³ стоків.

Розрахунок проводився виходячи з кількості перекачаних стоків за місяць (як розрахунковий прийнято вересень 2009 року) - 1295235 м³. Згідно показань приладів обліку за цей період для виконання зазначеної роботи було спожито насосними агрегатами 523494 кВт·год електричної енергії. Таким чином питомі витрати електричної енергії становили 0,404 кВт·год/м³.

Аналіз коливань об'єму надходження стоків упродовж доби показав, що для різних діб ці графіки дещо відрізняються, але не суттєво. Тому зазначений графік був прийнятий як розрахунковий без осереднення статистичного матеріалу графіків надходження стоків.

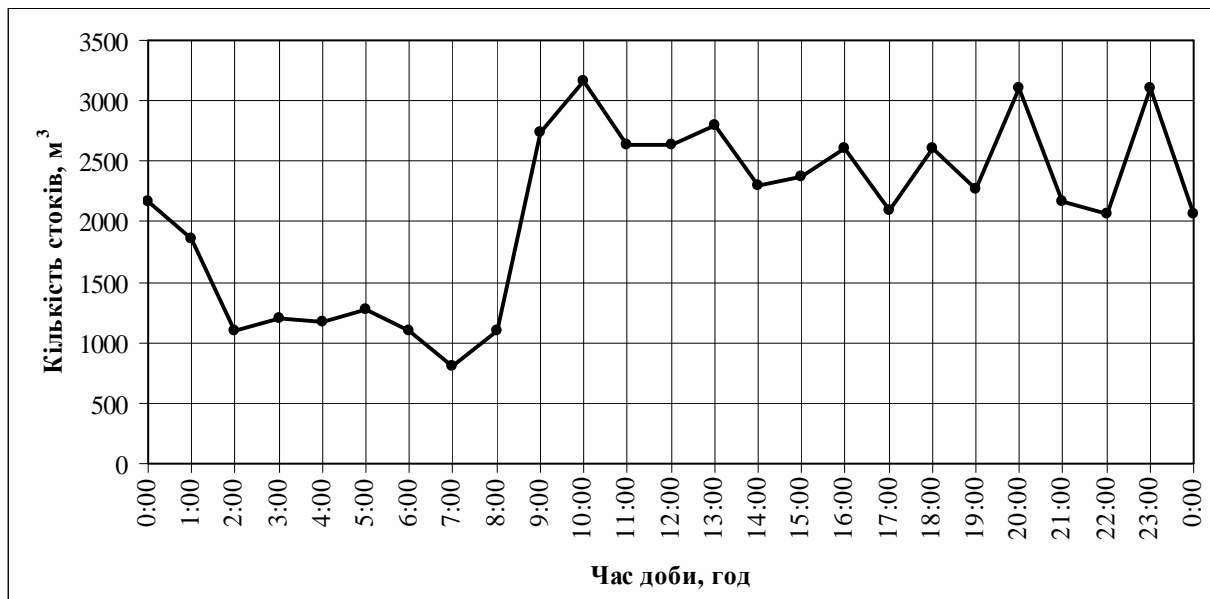


Рис. 2. Приклад графіка нахолження стоків на очисні споруди протягом доби

Результати предметно-орієнтованого моделювання роботи реально існуючого сьогодні в м. Суми колектора дають значення питомих витрат електроенергії близьке до розрахованого за фактичними даними значення $0,404 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$. Саме тому у подальшому результати моделювання були прийняті як базові при розробленні проектних пропозицій модернізації напірного колектора м. Суми з заміною трубопроводів та насосного обладнання КНС.

Проектні рішення потребували їх обґрунтування на основі проведення гідравлічного розрахунку та подальшого аналізу результатів. Зазначені розрахунки були одержані шляхом побудови предметно-орієнтованої моделі модернізованого колектора та аналізу результатів розрахунків можливих варіантів його роботи.

При формуванні моделі враховувалися: наявний парк насосного обладнання з його реальними гідравлічними та енергетичними характеристиками; фактична конфігурація та геометричні параметри відрізків трубопроводів, що проектується; опір трубопроводів, визначений з урахуванням довжини відрізків трубопроводів та шорсткості внутрішньої поверхні труби; наявність та параметри фактичного стану ємностей насосних станцій для накопичення стоків з самопливних колекторів; геодезичні висотні відмітки розташування насосного обладнання, резервуарів насосних станцій, трубопроводів, приймальних лотків очисних споруд.

Схема напірного каналізаційного колектора, що проектується для м. Суми, представлена на рис. 3. Основні характеристики трубопроводу та насосного обладнання, передбачених проектом, представлено в табл. 2.

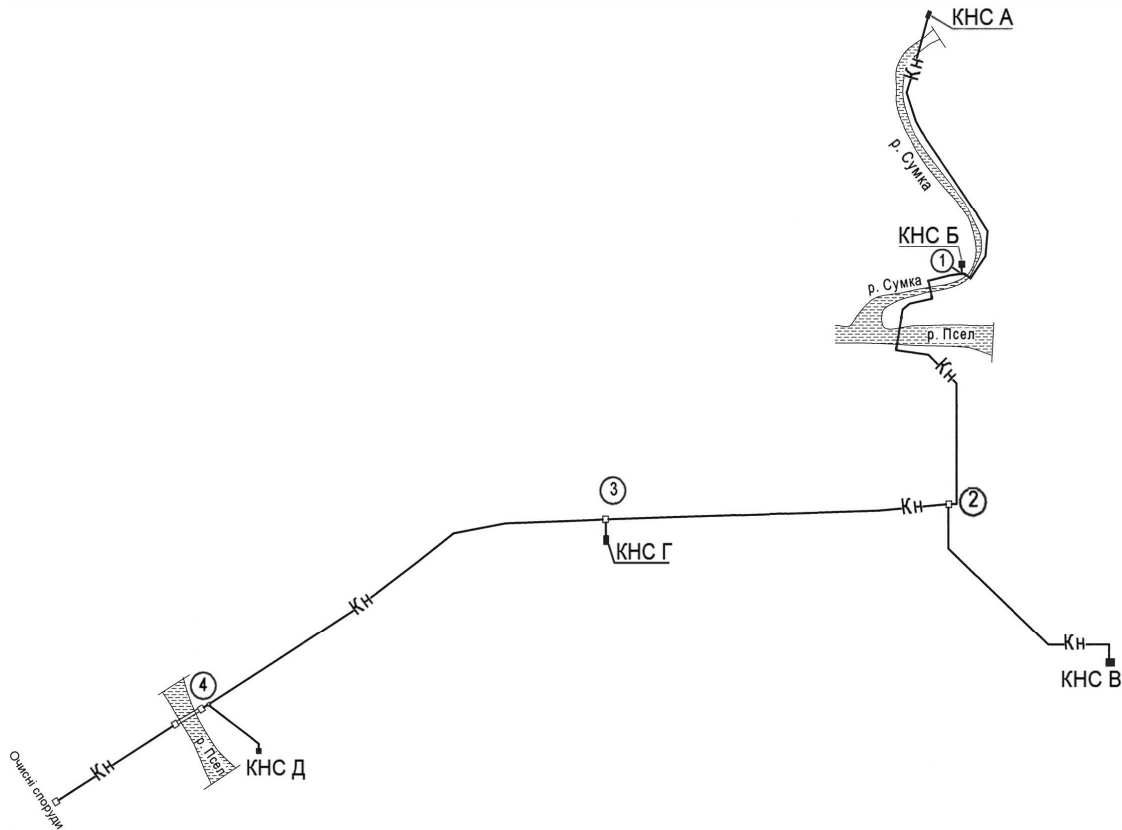


Рис. 3. Схема напірного каналізаційного колектора, що проектується для м. Суми
 Таблиця 2 Основні характеристики трубопроводу та насосного обладнання
 за проектом напірного каналізаційного колектора для м. Суми

Ділянка по трасі		Відмітка землі на ділянці		Відмітка машзала КНС	Довжина ділянки, м	Внутрішній діаметр трубопроводу, мм	Марки насосних агрегатів за проектом	Кількість насосних агрегатів даної марки
початок	Кінець	початок	кінець					
КНС А	Точка 1	129,0	129,0	119,5	1200	555	ЦН 800-50 СД 450x56	1 1
КНС Б	Точка 1	129,0	129,0	119,1	50	555	ЦН 800-50	1
	Точка 1	129,0	130,0		1350	555		
КНС В	Точка 2	129,0	130,0	117,7	1100	555	RITZ SW200-46	1
	Точка 2	129,0	130,0		1500	626		
КНС Г	Точка 3	128,0	130,0	118,7	120	555	FLYGT 3231	1
	Точка 3	130,0	128,0		1950	626		
КНС Д	Точка 4	129,1	128,0	120,5	450	555	СД 450x56	1
	Точка 4	128,0	160,6		1500	719		
	Приймальна камера							

З використанням математичного апарату комбінаторики було розраховано кількість ймовірних варіантів (комбінацій) роботи насосного обладнання напірного каналізаційного колектора, що проектується для м. Суми. Для цього було використано формули для сполучень із 6 елементів (тобто 6 насосів, встановлених на КНС, що можуть працювати в різних комбінаціях, як окремо, так і по два, три, чотири, п'ять і всі разом). Згідно розрахунків дійшли висновку, що всього існує 63 ймовірних варіанти роботи насосного обладнання в різних комбінаціях.

Після узгодження кількості ймовірних варіантів роботи напірного каналізаційного колектора було виконано гідравлічний розрахунок для кожного з варіантів і визначено: подачу, напір і потужність насосних агрегатів; витрату, швидкості та втрати напору по водоводах; напори в контрольних точках схеми.

Далі було виконано енергетичний розрахунок ймовірних варіантів роботи напірного каналізаційного колектора і визначено енергоємність кожного з варіантів, як результат ділення сумарної потужності насосних агрегатів, що працюють в даному варіанті, на сумарну подачу.

Для аналізу отриманих результатів та обрання кращих з можливих варіантів було проведено ранжування всіх ймовірних варіантів роботи напірного каналізаційного колектора.

Результати розрахунків деяких ймовірних варіантів роботи (після ранжування в порядку збільшення енергоємності) приведено в табл. 3.

Висновки. Ранжування ймовірних варіантів роботи напірного каналізаційного колектора в порядку зростання показника енергоємності дало змогу зробити наступні висновки:

Найменшим показник енергоємності є для всіх шести ймовірних варіантів, коли лише один з насосних агрегатів працює на водовод.

Другою за показником енергоємності є група варіантів, коли насос останньої перед очисними спорудами КНС працює в парі з насосом будь-якої іншої КНС.

Третім за значимістю є показник у групи варіантів, коли насос останньої перед очисними спорудами КНС працює з насосами двох будь-яких інших КНС.

Найбільшу енергоємність мають варіанти роботи, коли:

- працюють в парі два насосних агрегати будь-яких КНС (крім останньої перед очисними спорудами КНС);
- працюють три насоси будь-яких КНС (крім останньої перед очисними спорудами КНС);
- працюють чотири або п'ять насосів будь-яких КНС;

- працюють всі шість насосів.

Показник енергоємності розрахованих згідно проекту модернізації колектора ймовірних варіантів роботи запроєктованого обладнання коливається в межах від 0,14 до 0,24 кВт·год/м³, що є меншим за фактичний показник, який був прийнятий як базовий (0,404 кВт·год/м³).

Одержані результати пояснюються різними гідравлічними характеристиками насосного обладнання, що є у наявності на КНС, місцем розташування насосного обладнання у гідравлічній системі напірного колектора та, як наслідок, взаємним впливом при його паралельній роботі.

Тому, при проектуванні таких об'єктів, як напірні каналізаційні колектори, що працюють у сукупності з насосним обладнанням КНС, необхідно враховувати взаємний вплив роботи КНС та їх насосного обладнання. Урахування цієї особливості необхідне при розробці режимів роботи систем напірних колекторів (КНС та трубопроводів) для мінімізації об'ємів споживаної електроенергії насосними агрегатами КНС.

Проведення таких розрахунків з застосуванням предметно-орієнтованої моделі є прийнятним з точки зору продуктивності проведення роботи та якості результатів.

Література

1. *Кравченко В.С.* Водопостачання та каналізація. Підручник / *В.С. Кравченко.* – К. : Кондор, 2007 – 288 с.
2. *Запольський А.К.* Водопостачання, водовідведення та якість води. Підручник / *А.К. Запольський.* – К.: Вища школа, 2005. – 671 с.
3. *Яковлев С.В.* Канализация. Учебник для вузов / *С.В. Яковлев, Я.А. Карелин, А.И. Жуков, С.К. Колобанов.* - 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1975. – 632 с.
4. *Курганов А.М.* Справочник по гидравлическим расчетам систем водоснабжения и канализации / *А.М. Курганов, Н.Ф. Федоров.* – Л.: Стройиздат, 1973. – 408 с.
5. *Зацепина М.В.* Курсовое и дипломное проектирование водопроводных и канализационных сетей и сооружений: Учеб. пособие для техникумов / *Зацепина М.В.* – Л.: Стройиздат, 1981. – 176 с.

Таблиця 3. Результати розрахунків деяких ймовірних варіантів роботи (після ранжування в порядку збільшення енергоємності)

№ ймовірного варіанта роботи	Найменування КНС, що працює в даному варіанті	Тип насоса, що працює в даному варіанті	Розрахункові значення					
			Q, м ³ /год	H, м	N, кВт	Q _{сум.} , м ³ /год	N _{сум.} , кВт	Енергоємність, кВт·год/м ³
1	КНС Д	СД 450-56	950,0	43,49	133,58	950	133,58	0,14
2	КНС Г	FLYGT 3231	995,0	48,98	159,40	995	159,40	0,16
3	КНС Б	ЦН 800-50	870,0	54,11	151,44	870	151,44	0,17
4	КНС А	ЦН 800-50	719,1	56,19	136,06	1599	268,52	0,17
	КНС Д	СД 450-56	879,9	46,23	132,46			
5	КНС Б	ЦН 800-50	801,4	56,13	145,36	1670	277,48	0,17
	КНС Д	СД 450-56	868,6	46,66	132,12			
6	КНС А	ЦН 800-50	406,1	61,88	85,21	1830	331,74	0,18
	КНС Б	ЦН 800-50	573,9	61,41	115,07			
	КНС Д	СД 450-56	850,0	47,37	131,47			
7	КНС А	ЦН 800-50	433,9	61,53	90,48	1980	365,78	0,18
	КНС В	RITZ SW200-46	723,6	63,72	145,01			
	КНС Д	СД 450-56	822,5	48,40	130,30			
8	КНС А	ЦН 800-50	586,2	59,08	117,04	1390	262,85	0,19
	КНС Г	FLYGT 3231	803,8	54,83	145,81			
9	КНС А	ЦН 800-50	303,9	62,94	64,93	1520	303,74	0,20
	КНС Б	ЦН 800-50	488,7	62,85	100,54			
	КНС Г	FLYGT 3231	727,4	57,24	138,27			
10	КНС А	ЦН 800-50	38,3	64,09	8,33	1670	347,08	0,21
	КНС Б	ЦН 800-50	358,9	64,52	76,00			
	КНС В	RITZ SW200-46	637,0	66,96	135,13			
	КНС Г	FLYGT 3231	635,8	60,17	127,62			
11	КНС А	ЦН 800-50	20,0	64,58	90,00	2300	536,59	0,23
	КНС Б	ЦН 800-50	307,6	65,01	65,68			
	КНС В	RITZ SW200-46	616,6	67,72	132,51			
	КНС Г	FLYGT 3231	585,6	61,81	121,03			
	КНС Д	СД 450-56	770,2	50,33	127,38			
12	КНС А	ЦН 800-50	1,0	65,87	95,00	2300	551,68	0,24
	КНС А	СД 450-56	219,9	65,87	49,33			
	КНС Б	ЦН 800-50	143,3	65,98	31,09			
	КНС В	RITZ SW200-46	599,3	68,38	130,20			
	КНС Г	FLYGT 3231	570,7	62,30	118,96			
	КНС Д	СД 450-56	765,8	50,48	127,10			

ОБ ОПЫТЕ ПРИМЕНЕНИЯ ПРЕДМЕТНО-ОРИЕНТИРОВАННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧНЫХ СЕТЕЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ НАПОРНЫХ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ КОЛЛЕКТОРОВ

Сотник Н.И., Гапич Л.В.

Аннотация – рассмотрен вопрос о необходимости модернизации канализационных систем жилищно-коммунального хозяйства Украины. Описано фактическое состояние работы напорного канализационного коллектора г. Сумы и произведена оценка энергоёмкости работы оборудования на сегодняшний день. Рассмотрены основные параметры, которые необходимо учитывать при построении предметно-ориентированной модели работы коллектора.

THE EXPERIMENT OF HYDRAULIC WORK'S SYSTEMS SUBSTANTIALLY-ORIENTED MODELING USING AT THE PRESSURE SEWAGE COLLECTORS DESIGN

N. Sotnik, L. Gapich

Summary

The question of the necessity to modernize sewage systems of housing and communal services in Ukraine is considered. The actual state of Sumy pressure sewage collector is described and current day energy consumption of equipment is evaluated. The basic parameters that must be taken into account when constructing the object-oriented model of the collector are considered.

УДК 629.34;629.35

ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ ОГРАНИЧЕНИЯ ВЫБРОСОВ ДИОКСИДА УГЛЕРОДА АВТОТРАНСПОРТНЫМИ СРЕДСТВАМИ

Степаненко Д.С., к.т.н.

*Мелитопольский государственный педагогический университет
им. Б. Хмельницкого,*

Проскурня Т.О. ст. преподаватель

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена вопросам, касающимся проблемы ограничения выбросов CO₂ современными автотранспортными средствами, и способам их ограничения.

Ключевые слова – автомобильный транспорт, выбросы диоксида углерода, экология окружающей среды.

Постановка проблемы. Использование автомобильного транспорта в жизнедеятельности человека стало неотъемлемой частью общественного развития. Однако с моторизацией общества связана такая серьезная социальная проблема как загрязнение окружающей среды вредными выбросами отработавших газов. За последние годы в результате значительного роста автомобильного парка валовые выбросы вредных веществ автомобильными транспортными средствами значительно возросли, что негативно сказывается на окружающей среде и здоровье человека. Поэтому охрана окружающей среды является одним из приоритетных направлений деятельности правительств разных стран.

В последние десятилетия наблюдается повышение температуры атмосферы более быстрое, чем когда-либо раньше. Это в определенной мере обусловлено деятельностью человечества, которое, во-первых, нагревает атмосферу путем сжигания огромного количества угля, нефти и газа, а также из-за работы АЭС. Во-вторых, сжигание органического топлива, а также уничтожение лесов приводит к накоплению в атмосфере углекислого газа. В течение последних 120 лет, когда человечество осуществляет интенсивное использование ископаемых топлив, повышенное содержание этого газа в атмосфере действует как стекло в теплице или парнике: CO₂ свободно пропускает к поверхности Земли солнечные лучи, но удерживает тепло разогретой Солнцем поверхности Земли [1].

К парниковым газам относят диоксид углерода, пары воды, озон, метан, хлорфторуглероды и др. Основным веществом, задерживающим теплоту, являются пары воды, т.к. их концентрация в атмосфере в среднем составляет 1...5%. Поступление паров от антропогенных источников играет несущественную роль в образовании парникового эффекта. С другой стороны, концентрация диоксида углерода в атмосфере так мала (0,039%), что довольно большое поступление CO_2 от антропогенных источников может существенно влиять на количество теплоты, задерживающейся в атмосфере.

Установлена доля «вклада» различных газов в глобальное потепление: диоксид углерода – 50%; метан – 18%; закись азота – 8%; озон – 4%; хлорфторуглерод – 20% [1].

Суть обязательств, принятых промышленно развитыми странами в соответствии с Киотским протоколом 1997 года является сокращение выбросов «парниковых» газов (в пересчёте на CO_2) в атмосферу к концу первого периода (с 2008 по 2012 гг.) на 5% по сравнению с уровнем выбросов 1990 г. В целом эти обязательства близки к выполнению и наступило время принятия концепции следующего периода. Ряд стран исходит из того, что выбросы CO_2 должны быть равномерно распределены по регионам земного шара, независимо от степени их экономического развития. Таким образом, на передовые страны с развитой промышленностью, транспортом и жилищно-бытовой сферой (следовательно, с наибольшим выбросом CO_2) в наибольшей степени падает ответственность за применение современных энергосберегающих технологий. [6].

Предвидя значительные негативные последствия от глобального потепления, руководством многих стран мира был принят ряд международных соглашений и национальных законодательных актов, ограничивающих как непосредственно выброс CO_2 , так и способствующих более эффективному использованию энергии и природных ресурсов [4,5].

Снижение выбросов CO_2 , непосредственно связываемых с потреблением углеводородных топлив, является *ключевой проблемой*, которую ставят перед мировой автомобильной промышленностью правительства развитых стран, поскольку соответствие продукции рекомендациям Евросоюза по выбросу CO_2 является одним из условий её реализации на западном рынке.

Анализ последних исследований. Если рассматривать мировой выброс CO_2 , то можно сказать, что транспорт, включающий, кроме автомобильного, авиационный, железнодорожный и водный, является не единственным, но крупным поставщиком выбросов CO_2 — он ответственен за 23% выбросов (выработка электроэнергии дает 46%

выбросов CO₂, промышленность – 19%, жилищно-бытовые хозяйства «поставляют» 7%, на прочие приходится 5%) При этом автомобильный транспорт доминирует среди других видов, определяя, по состоянию на 2005 год, 73% выбросов транспортных средств[5].

Структура мировых выбросов CO₂ от транспортного сектора экономики в настоящее время имеет следующий вид: выбросы CO₂ мотоциклами составляют 1,7%, водным и железнодорожным транспортом – 10,8 и 2,2% соответственно, автобусами – 6,3%, воздушным транспортом – 13,5%. В структуре выбросов CO₂ от транспорта основную роль играют выбросы от легковых автомобилей и легких грузовых и пассажирских автомобилей массой до 3,5 т (43,3%) и выбросы от грузового автотранспорта (22,2%) [2].

Перед мировым сообществом стоит задача 50%-го сокращения выбросов диоксида углерода к 2050 году. Под эгидой Международного энергетического агентства (IEA) был осуществлен прогнозный расчет изменения выбросов CO₂ в мире к 2050 г. при условии, что мировое сообщество не будет предпринимать никаких усилий к снижению выбросов (базовый сценарий) и в случае, если будут выполняться международные соглашения по изменению климата (BLUE Map сценарий) [9]. В первом случае годовой выброс диоксида углерода может достичь 62 Гт, во втором он будет снижен до 14 Гт. Также оценивались пути снижения выбросов CO₂. По оценкам IEA снижение выбросов диоксида углерода от транспортного сектора мировой экономики составляет почти четверть — 26%. Важность снижения выбросов CO₂ от транспорта подтверждается также прогнозом роста потребления ископаемых топлив. Основная роль в увеличении расхода нефти в ближайшие 25 лет принадлежит транспорту и составляет около 75% общемирового роста потребления нефтяных ресурсов [9].

Мировая автомобильная промышленность исходит из того, что мероприятия, адресованные решению глобальной проблемы изменения климата и сохранения запасов невозобновимых источников энергии посредством улучшения экологических свойств и топливной экономичности автотранспортных средств, должны быть правильно сбалансированы с целью нахождения наиболее эффективных решений.

Формулировка целей статьи. Целью данной статьи является анализ проблемных вопросов вредного влияния на окружающую среду выбросов диоксида углерода и оценка путей снижения этих выбросов.

Основная часть. Вопросы защиты окружающей среды от вредного воздействия АТС (выбросы и внешний шум) и уменьшения

потребления топлива продолжают оставаться в центре внимания правительств, промышленности, общественности стран мира. По оценкам специалистов Евросоюза, автомобильный транспорт является вторым по значимости источником парниковых газов (после производства электроэнергии). Базовая стратегия ЕС по снижению выбросов CO₂ легковыми автомобилями была принята в 1995 г. Она базируется на трех основных принципах: добровольные обязательства производителей по снижению выбросов CO₂, меры по улучшению информированности потребителей (о показателях выпускаемых автомобилей), и стимулирование продвижения на рынок экономичных автомобилей с помощью фискальных мер [6].

Отечественных государственных программ ограничения выбросов CO₂ или расхода топлива на автомобильном транспорте, кроме декларативных заявлений, не существует, поэтому необходимо обращаться к опыту других стран, понимая, что рано или поздно вопрос придется решать.

Сегодня мировым сообществом накоплен достаточный опыт, чтобы определить направления снижения выбросов CO₂ и ответственность за эти направления государства, автомобильной промышленности, транспортных организаций (непосредственного пользователя — владельца или наёмного водителя), поставщиков топлива. Таким образом, стороны и их взаимодействие, влияющие на решение проблемы выброса CO₂, можно наглядно представить нижеприведенной схемой (рис. 1).



Рис. 1. Стороны, влияющие на решение проблемы выброса CO₂

Государство выступает как основная заинтересованная сторона в вопросе уменьшения влияния транспорта на глобальное потепление путём снижения выбросов двуокси углерода, представляя интересы общества в целом и отдельных граждан, в то время как каждый отдельный гражданин хотел бы жить в хорошей атмосфере, но не всегда готов за это платить. Государство строит свою политику в отношении выбросов CO₂, исходя как из своих внутренних интересов, так и из международных обязательств.

В компетенцию *правительств* входит установление стандартов на выброс CO₂ или на топливную экономичность (сертифицируемую – СТЭ). Стандартами регламентируется условная величина, предписывающая уровень новой продукции, достижимый при определённой степени развития конструкции и при выполнении определённой испытательной процедуры.

Производитель напрямую не заинтересован в снижении выбросов CO₂, поскольку мероприятия по снижению этих выбросов достаточно затратны. Но он вынужден подчиниться требованиям общества (в лице государства), попутно находя пользу от их применения, используя как инструмент вытеснения с рынка более слабого конкурента. Главная задача автопроизводителей — повысить эффективность используемого топлива, в том числе путём обеспечения соответствия выпускаемых ими легковых и коммерческих автомобилей стандартам по выбросам CO₂ или топливной экономичности, в перспективе – мировым; путём уменьшения массы транспортных средств и разработки транспортных средств следующих поколений, имеющих сниженные или «нулевые» выбросы CO₂.

От *пользователя* зависит обновление парка современными экономичными транспортными средствами и более эффективное использование транспортного средства, в том числе за счёт применения приёмов экономичного вождения.

От поставщиков топлива зависит качество традиционных углеводородных топлив, диверсифицирование их ассортимента, расширение и предложение новых видов, включая природный газ, биотоплива. Но всё же вопрос применения альтернативных топлив для традиционных двигателей в целях снижения выбросов CO₂, если и рассматривается где-то, то в качестве краткосрочной меры, позволяющей снизить остроту проблем снижения выбросов в отдельных странах OECD или нехватки топливных ресурсов. В долгосрочной перспективе поставщиков топлива следует рассматривать более широко – как поставщиков энергии, включая электрическую, тем более что для этого потребуются коренная реконструкция инфраструктуры [7].

Из приведенного обзора следует, что проблема снижения выбросов CO_2 должна решаться только совместными усилиями промышленности, правительств, перевозчиков (транспортных организаций и пользователей) и поставщиков топлив.

Предполагаемая Международным энергетическим агентством структура методов снижения выбросов CO_2 от транспорта имеет такой вид: применение водородных топливных элементов – 14%; применение электромобилей и автомобилей с КЭУ (комбинированные электроустановки) – 17%; применение биотоплив – 17%; повышение топливной экономичности – 52% [2,6].

Таким образом, основная роль в снижении выбросов CO_2 отводится повышению топливной экономичности автомобилей, чего можно добиться за счет совершенствования конструкции и систем управления бензиновыми двигателями и дизелями [6].

Вторым по значимости для снижения выбросов CO_2 можно назвать направление применения биотоплив [6], полученных из различного сырья. Наиболее высокую относительную величину снижения выбросов CO_2 в полном жизненном цикле различных биотоплив имеют биотоплива, полученные из целлюлозы и сахарного тростника.

Значительный потенциал в отношении снижения выбросов диоксида углерода предоставляет использование комбинированных энергоустановок (КЭУ) [6].

В отдаленной перспективе – после 2030 г. прогнозируют интенсивный рост численности автомобилей, оборудованных топливными элементами и работающих на водороде. Применение водорода может стать эффективным способом снижения выброса CO_2 только в том случае, если будут разработаны экономичные и экологически безопасные технологии крупномасштабного получения водорода без использования ископаемых ресурсов. Перспективными считают технологии получения водорода с применением ядерной и возобновляемой энергетики. В этом случае возможно 10-15-ти кратное снижение выбросов CO_2 в жизненном цикле водорода в сравнении с традиционными нефтяными топливами [9].

Европейский подход к снижению выбросов CO_2 [3,8,10]. В 1998 г. Европейская ассоциация производителей автомобилей (АСЕА) взяла на себя обязательство снизить среднее значение выброса CO_2 новыми легковыми автомобилями к 2008 г. до 140 г/км. Аналогичные обязательства взяли на себя Японская (ЈАМА) и Корейская (КАМА) ассоциации автопроизводителей.

В апреле 2009 г. введено Правило ЕС № 443/2009 (от 23 апреля 2009 г.), впервые устанавливающее нормативные требования по снижению выбросов CO_2 легковыми автомобилями.

К 2020 г. поставлена задача снижения среднего выброса CO_2 до 95 г/км. Нормативные требования вступают в силу с 1 января 2012 г.

Допустимое значение выброса CO_2 для каждого автомобиля установлено в зависимости от его массы в снаряженном состоянии. На период с 2012 по 2015 год допускаемые значения выбросов определяются следующим образом [9]:

$$\text{CO}_2 = 130 + a \times (M - M_0),$$

где M — масса автомобиля в снаряженном состоянии, кг;

$M_0 = 1372$ — значение массы «среднего» автомобиля, кг;

$$a = 0,0457$$

С 2016 года значение M_0 т.е. значение массы «среднего» автомобиля будет, возможно, пересмотрено.

Выводы. Таким образом, проблема снижения выбросов CO_2 и повышения топливной экономичности является приоритетной для мировой сообщества, принимая во внимание обязательства по Киотскому протоколу и необходимость рационального использования природных ресурсов.

Учитывая единое законодательное поле с мировой промышленностью и тенденции глобализации автомобильного рынка, снижение выбросов CO_2 и повышение топливной экономичности является условием конкурентоспособности и сохранения национальной промышленности.

Правительствам государств следует принять национальную программу в области снижения выброса CO_2 и улучшения топливной экономичности автотранспортных средств, чтобы дать технический ориентир промышленности, как автомобильной, так и топливной, автотранспортному комплексу, федеральным, региональным и местным властям, отвечающим за развитие дорог и придорожной инфраструктуры. При этом, в основу должен быть положен принцип равенства ответственности государства, промышленности, пользователя и поставщика топлив.

Литература

1. *Азарова Ю.В.* Оценка относительной агрессивности углеводородов в отработавших газах бензиновых двигателей / *Ю.В. Азарова, А.Д. Панков, А.В. Козлов, Н.Я. Кузнецова* // Экология двигателя и автомобиля : Сб. научн. тр./НАМИ.-М., 1998.-С.59-62.
2. *Гусаров А.П.* Потребление топлива и выбросы CO_2 автомобилями / *А.П. Гусаров* // Журнал автомобильных инженеров.-2009.-№3 (56).
3. *Кисуленко Б.В.* Сопоставимость нормативов и методов испытаний, применяемых в США, Европе и Японии для оценки вредных выбросов грузовых автомобилей и автобусов /

Б.В. Кисуленко, Т.Р. Филипосянц, С.А. Аникеев // Журнал автомобильных инженеров.- 2009.-№3 (56).

4. *Haurie A.* Inland Transport and Climate Change a Literature Review / *A. Haurie, A. Sceia, J. Thenie* // University of Geneva, 2009. – 18 p.

5. Global warming and Transport // Information document № WP.29-149-03 UNECE, 2009. — 17 p.

6. Energy Technology Perspectives. Scenarios and Strategies to 2050. – Paris: International Energy Agency, 2006. — 486 p.

7. *Fulton L.* Transport, Energy and CO₂: Moving Toward Sustainability / *L. Fulton* // 3rd INTERNATIONAL TAXI FORUM, 9 October, 2009. – 25 p.

8. Regulation (EC) №443/2009 of the European Parliament and of the Council setting emission performance standards for new passenger cars as part of the 6-Community's integrated approach to reduce CO₂ emissions from light-duty vehicles, 23 April 2009. – 15 p.

9. *Ogden J.* Transitions Toward Low Carbon Transportation Futures / *J. Ogden.* – Davis: University of California, 2009. – 37 p.

ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ОБМЕЖЕННЯ ВИКИДІВ ДІОКСИДА ВУГЛЕВОДІВ АВТОТРАНСПОРТНИМИ ЗАСОБАМИ

Степаненко Д.С., Проскурня Т.О.

Анотація – робота присвячена питанням, що стосуються проблем обмеження викидів CO₂ сучасними автотранспортними засобами, та заходам щодо їх обмеження.

THE PROBLEM QUESTIONS OF CARBON DIOXIDE EMISSIONS RESTRICTION BY VEHICLES

D.Stepanenko, T.Proskurnja

Summary

Work is devoted the questions, concerning problems of CO₂ emissions restriction by modern vehicles and the ways of its restriction.

УДК 669 – 131: 539.4

ДОСЛІДЖЕННЯ МІКРОМЕХАНІЗМУ РУЙНУВАННЯ КОВАНИХ СТАЛЕЙ

Бакарджиев Р.О., к.т.н.,

Буніна Л. М., асистент

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-13-54

Анотація – наведено мікромеханізм руйнування при розтягуванні кованих марганцевистих сталей. Показано, що кращі результати забезпечило комплексне розкислення сталі алюмінієм та фероцерієм.

Ключові слова – кована сталь, неметалеві включення, мікромеханізм руйнування.

Постановка проблеми. Ковані марганцевисті сталі з вмістом вуглецю від 0,1 до 0,5% широко застосовуються у сільськогосподарському машинобудуванні: вали, осі, шатуни. Вплив морфології неметалевих включень та структури металевої основи на процес руйнування кованих сталей вивчено недостатньо.

Аналіз останніх досліджень. Питанням руйнування деформованого металу (прокату) присвячено багато робіт. Проте ці роботи не досліджують процес руйнування кованих сталей.

Формулювання цілей статті. Метою роботи було вивчення впливу модифікування фероцерієм у порівнянні з розкисленням алюмінієм сталей з низьким (0,09%) та середнім (0,4–0,5%) вмістом вуглецю з урахуванням їхньої технологічної текстури на процес руйнування.

Основна частина. Розкислення алюмінієм неспроможне забезпечити сприятливу морфологію неметалевих включень, тому все більше застосовують спільне розкислення алюмінієм та рідкоземельними металами. З останніх найбільше застосування отримав фероцерій. Зі зростанням його вмісту відбувається поступова глобуляризація включень і зниження кількості включень глинозему та шпінелей [1, 2, 3].

За методикою І.П. Волчка [4], досліджувався процес зародження і поширення тріщин. За допомогою приставки до металографічного мікроскопа на плоских зразках-шліфах вивчалася роль неметалевих

включень у процесі руйнування кованих сталей 09Г після загартування і низької відпустки та 40Г і 50Г після загартування і високої відпустки.

Були вивчені мікрорельєфи руйнування сульфідних включень на подовжньому зразку. Ці включення найменш впливали на процеси зародження і розвитку мікротріщин у кований сталі. Мікротріщини зароджувалися в самих включеннях і на поверхні розділу метал-включення і переходили в метал при деформаціях, що передують руйнуванню (рис. 1, а). У випадку менш деформованих включень тріщини також виникали у включеннях, але в процесі пластичної деформації в місцях скупчення включень, при деформаціях, що передують руйнуванню, утворювались каверни, порівнянні з товщиною включень (рис. 1, б).

При іспиті поперечних зразків з сульфідними включеннями в основному спостерігалось формування тріщини на поверхні метал-включення і перехід мікротріщини в металеву основу. Часто включення сульфідного типу приводили до утворення магістральних тріщин (рис.1, в).

При іспиті подовжніх зразків з церієвими включеннями мікротріщини зароджувалися усередині включень і переходили при подальшій деформації в металеву основу. Іноді біля церієвих включень утворилися порожнини, унаслідок відділення останніх від металу, що свідчить про високу механічну міцність церієвих включень (рис.1, г).

Результати іспитів поперечних зразків з церієвими включеннями показали, що вони впливають на процеси зародження і поширення тріщин приблизно таке ж, як і результати іспитів на подовжніх зразках: тріщини зароджувалися як на поверхні метал-включення, так і в самім включенні з наступним переходом у метал (рис. 1, д). У випадку скупчення (строчечного розташування) церієвих включень, мікротріщини переходили від одного включення до іншого (рис. 1, е).

Дане дослідження показало, що церієві включення в меншій мері сприяли поширенню мікротріщин, чим витягнуті включення в сталі, розкисленої алюмінієм. Порозумівається це тим, що церієві включення не деформувалися при куванні і зберігали глобулярну форму.

В процесі іспитів подовжніх, поперечних зразків сталі 40Г на приставці до мікроскопу були визначені показники руйнування K_L , K_N та $K_{НМВ}$. Результати іспитів подані на мал. 2.

Показник K_N уявляє собою відносну кількість мікротріщин, які зароджуються на неметалевих включеннях, а показник K_L – їх відносну довжину. При ступеню деформації до 3% поперечних зразків в сталях, розкислених алюмінієм всі тріщини зароджувались на витягнутих залізо-марганцевих сульфідах. Аналогічним чином

змінювався показник K_L . Зниження показників K_N та K_L , які визначили на поздовжніх зразках розкислених алюмінієм сталей мало місце при деформації близько 0,5 %. Таким чином в найбільшій мірі зародженню та розвитку мікротріщин витягнуті залізо-марганцеві сульфіди сприяли, якщо навантаження розтягування було нормальним до поздовжньої осі включення і в найменшій мірі при збігу осі включення та напрямку пластичної деформації при куванні. Криві, які характеризують залежність показників K_N та K_L від ступеню деформації для сталей, розкислених алюмінієм та фероцерієм, займали проміжне положення.

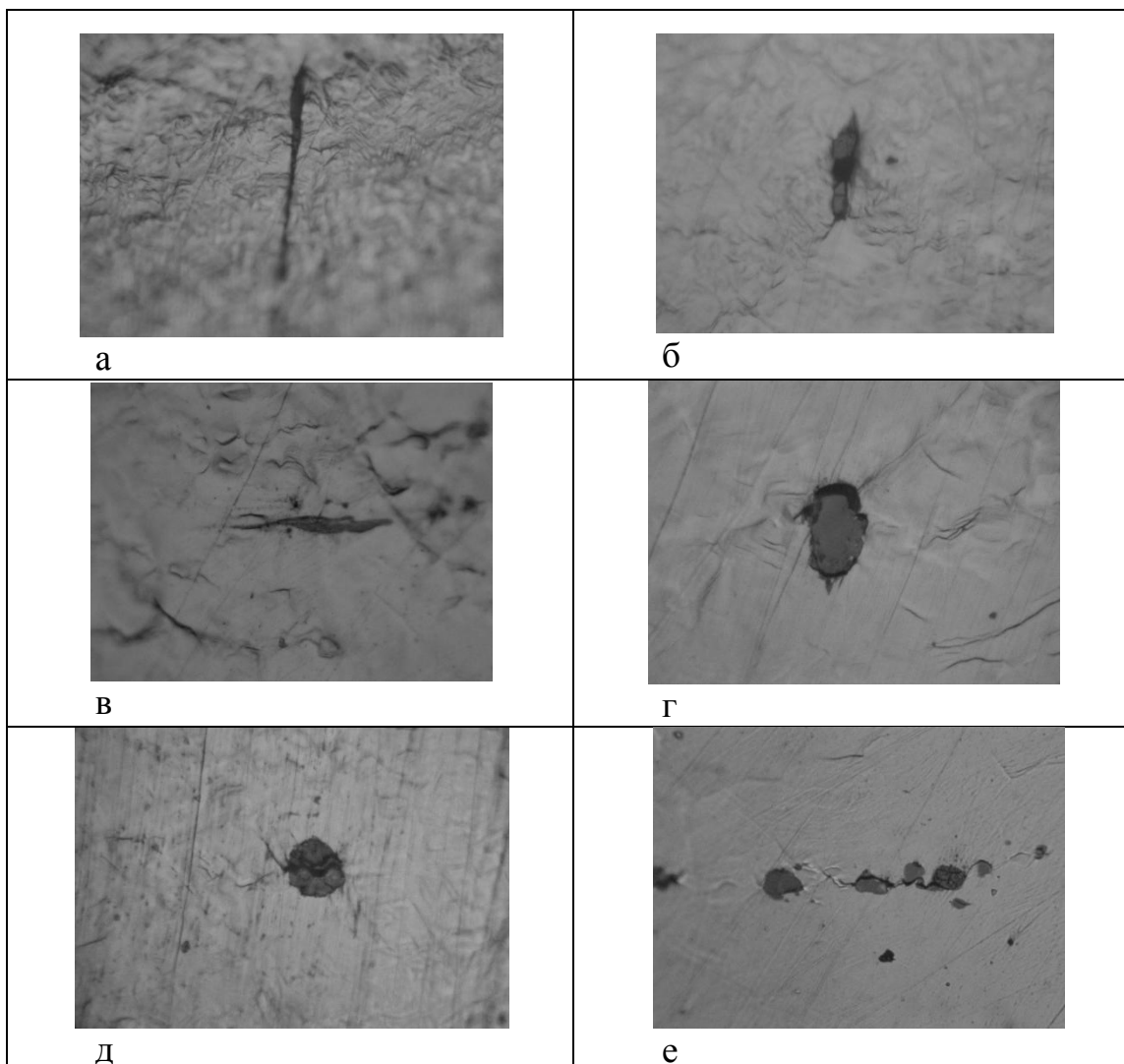


Рис.1. Зародження та розвиток мікротріщин в сталях:
а – розкислення Al, поздовжній зразок; б – розкислення Al, поздовжній зразок; в – розкислення Al+Ce, поздовжній зразок; г – розкислення Al+Ce, поперечний зразок

Показник $K_{НМВ}$ уявляє собою відносну кількість включень, які беруть участь у руйнуванні. Для всіх варіантів розкислення і типів зразків, при ступеню деформації близько 8%, він дорівнює 1. Це свідчить про те, що при цій деформації всі включення сприяли зародженню та розвитку мікро тріщин в сталі. З експериментальних даних також слідує, що $K_{НМВ}$ для поперечних зразків сталей, розкислених алюмінієм, досягає величини 1% при ступеню деформації 1,5-2%, тим часом як при іспиті поздовжніх приблизно 4% і для поперечних і поздовжніх зразків сталі, розкислених алюмінієм і фероцерієм відповідно при 6 і 8%.

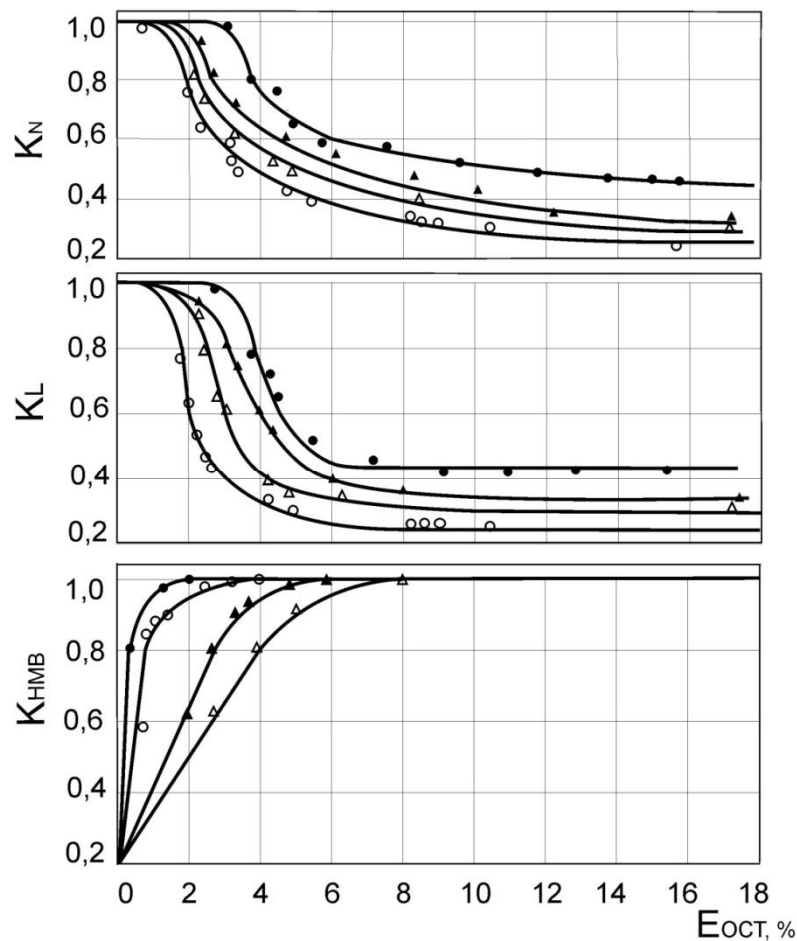


Рис. 2. Залежність показників $K_{НВ}$, K_N и K_L від залишкової деформації $E_{ОСТ}$ сталі 40Г:

- – розкислення Al, поперечні зразки;
- – розкислення Al, поздовжні зразки;
- ▲ – розкислення Al+Ce, поперечні зразки;
- △ – розкислення Al+Ce, поздовжні зразки.

Висновки. За наявності неметалевих глобулярних включень ковані сталі мають перевагу перед кованими сталями з витягнутими неметалевими включеннями.

Література:

1. *Шульте Ю.А.* Неметаллические включения в электростали / *Ю. А. Шульте.* – М.: Металлургия, 1964. – 207 с.
2. *Поволоцкий Д. Я.* Раскисление стали / *Д. Я. Поволоцкий.* – М.: Металлургия, 1972. – 208 с.
3. *Малиночка Я.Н.* Сульфиды в сталях и чугунах / *Я. Н. Малиночка, Г. З. Ковальчук.* – М.: Металлургия, 1988. – 244 с.
4. *Волчок И.П.* Сопротивление разрушению стали и чугуна / *И.П.Волчок.* – М.:Металлургия, 1993. – 192 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ МИКРОМЕХАНИЗМА РАЗРУШЕНИЯ КОВАННЫХ СТАЛЕЙ

Р.А. Бакарджиев, Л.Н. Бунина

Аннотация - приведен микромеханизм разрушения при растяжении кованых марганцовистых сталей. Показано, что лучшие результаты обеспечило комплексное раскисление стали алюминием и ферроцерием.

THE RESEARCH OF THE FORGING STEELS DESTRUCTION MICROMECHANISM

R. Bacardzhyev, L. Bunina

Summary

The micromechanism of tensile failure of manganese steels for forging is given. It was founded that deoxidation of steel by aluminium and ferrocium produced better results.

УДК 631.3

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПРОДУКТИВНОСТІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

Болтянська Н.І. к.т.н.,

Болтянський О.В. к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (0619) 42-04-42

Анотація – в статті представлена методика визначення продуктивності зернозбирального комбайна. Алгоритм моделювання для заданої культури і заданого поля передбачає виконання розрахунків продуктивності комбайна і витрачання палива на кожній елементарній ділянці з урахуванням результатів збирання попередньої ділянки на даному полі.

Ключові слова – методика, продуктивність, комбайн.

Постановка проблеми. Аналіз тенденцій розвитку основних показників технічного рівня зернозбиральних комбайнів показує, що за останні 40 років, як за кордоном, так і в країнах СНД, постійно підвищувалися потужність двигунів, місткість бункерів, маса комбайнів. Ці зміни були визвані необхідністю підвищення пропускної здатності комбайнів, яка в свою чергу є наслідком зростання урожайності і стислих строків жнив. В Україні з її великими площами під зернові культури до 2010 року пріоритетні комбайни з пропускною здатністю 6 і 9 кг/с, а на період до 2015 року – 6, 9 і 12 кг/с.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз конструкцій сучасних зернозбиральних комбайнів за даними про комбайни Європейського ринку (99 моделей різних фірм) дозволив визначити основні напрямки їх розвитку. Подальше вдосконалення [1-4]: традиційної класичної схеми обмолоту і сепарації (збільшення площі сепарації, площі очистки, активізація технологічного процесу); роторних молотильно-сепаруючих агрегатів (одинарний ротор, подвійний ротор, поперечний ротор); конструкцій жниварок, підвищення частоти коливань ножа різального апарату до 1060 ходів на хвилину; існуючих і розробка нових систем автоматизації, контролю і управління за виконанням технологічного процесу (застосування комп'ютерів та електронних пристроїв); конструкції і технологічного процесу очистки з метою підвищення продуктивності і зменшення засміченості бункерного

зерна; робочих органів похилої камери для рівномірної подачі маси в молотарку.

Використання [1,4]: додаткових робочих органів для інтенсифікації процесу виділення зерна з грубого вороху сепаратором (бітери-сепаратори, ворущилки над соломотрясом тощо); дизельних двигунів з порівняно невеликими габаритами і низькою питомою масою, а також питомою витратою пального – 160 г/к.с.-год; гідроприводів на робочі органи комбайна; електроприводу в управлінні варіаторами; плаваючих різальних апаратів.

Створення і застосування [1,3]: ходових систем, які менше ущільнюють і розпушують ґрунт; робочих органів, які запобігають пошкодженню і травмуванню зерна;

Покращення конструкцій бункерів, комфортності умов в кабінах; маневрування комбайна з метою зменшення холостих проходів при поворотах в кінці гонів.

Збільшення: місткості бункерів; продуктивності вивантажуючих пристроїв. Зменшення матеріаломісткості комбайна.

Формулювання цілей статті. Обґрунтувати методику визначення показників продуктивності зернозбирального комбайна.

Основна частина. Продуктивність зернозбирального комбайна залежить від трьох основних факторів:

- 1) техніко-експлуатаційних показників комбайна;
- 2) умов збирання;
- 3) технології збирання.

Розглянемо окремо показники вказаних факторів.

Етап перший. Основний техніко-експлуатаційний показник, що визначає продуктивність комбайна – пропускна здатність q (кг/с), яку може розвинути комбайн при заданих умовах збирання і якості виконання роботи (втрати зерна за молотаркою, як правило, не більше 1,5%). Виходячи з того, яка можлива пропускна здатність, можна визначити і продуктивність W_0 (га/год), тобто за годину основного часу роботи. Проте можлива продуктивність не завжди може бути реалізована, тому що існують обмеження по потужності двигуна і по швидкості руху агрегата. Тому показники номінальної потужності двигуна N_{en} (к.с.) і допустимої швидкості V_{max} (км/год) також визначають продуктивність комбайна. Для визначення вказаних показників використовують також: масу комбайна, місткість зернового бункера і паливного бака.

Етап другий. До показників умов збирання відносять показники хлібної маси: вологість зерна і соломи під час збирання, солемистість (скільки часток соломи приходить на одну частку зерна), забур'яненість і полеглисть хлібостою; показники поля: довжину гону, кут схилу.

Етап третій. В господарствах України застосовують основні чотири технології збирання зернових культур, які відрізняються способом збирання незернової частини урожаю: копицеву, валкову, з подрібненням і розкиданням по полю, поточну (з подрібненням і збором соломи у візок).

Відомо, що продуктивність за годину експлуатаційного часу визначають за відомою формулою:

$$W_{ек} = 0,1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau, \text{ га/год} \quad (1)$$

де B_p – робоча ширина захвату, м; V_p – робоча швидкість руху, км/год; τ – коефіцієнт використання часу зміни.

Сучасні методики визначення продуктивності зернозбирального комбайна передбачають використання середніх значень показників, що входять до (1). Проте значення τ вираховують в залежності від довжини гону. Тому рекомендовані значення τ , прийняті середні протягом зміни, але швидкість руху визначають за результатами моделювання пропускну здатності в залежності від погодних умов. Разом з тим очевидно, що протягом робочого дня змінюються погодні умови (отже і вологість хлібної маси), маса комбайна, що впливає на зміну продуктивності і потрібної потужності. Такої методики, яка враховувала би реальні умови роботи комбайна протягом робочого дня, немає.

Нами розроблена і реалізована на персональному комп'ютері методика моделювання роботи зернозбирального комбайна, яка дозволяє виключити вказані недоліки. Суть методики полягає в моделюванні роботи комбайна протягом робочого дня з врахуванням зміни умов збирання і параметрів агрегата.

Моделювання проводять в просторі і часі. Алгоритм моделювання для заданої культури і заданого поля передбачає виконання розрахунків продуктивності комбайна і витрачання палива на кожній елементарній ділянці з урахуванням результатів збирання попередньої ділянки на даному полі з заданою урожайністю U (ц/га), солемистоттю SL , забур'яненістю $S_{ог}$ (%), полеглістю $P_{ол}$ (%), довжиною гону L_r (м), кутом схилу α , а також погодними умовами (дефіцит вологості повітря D), що змінюються протягом робочого дня.

Для цього поле для збирання розбиваємо на елементарні ділянки. Після збирання чергової елементарної ділянки перевіряють, яку роботу буде виконувати комбайн: вивантаження зерна при наповненні бункера, вивантаження соломи при наповненні копнувача, заміну візка для соломи при його наповненні, виконання повороту при досягненні кінця загінки поля, усунення відмови, якщо вона має місце. Ми виходимо з умови, що протягом доби існує тільки один

відрізок часу $T_{зб}$, протягом якого може працювати комбайн, причому $T_{зб} \geq 0$. Також виходимо з реально існуючих в господарствах положень, що на комбайні працюють два механізatori (комбайнер і помічник) і тривалість часу на відпочинок протягом робочого дня, час для особистих потреб в тривалість зміни $T_{зм}$ не входить. Також не входить в $T_{зм}$ і тривалість підготовчо-заклучних робіт $T_{пз}$, тому що ці роботи виконуються механізаторами до початку і в кінці збирання. Проте при розрахунку експлуатаційних затрат $T_{зм} = T_{зб} + T_{пз}$.

За елементарну ділянку прийнято довжину загінки, що дорівнює L_d . В наших дослідженнях прийнято $L_d = 100$ м. Проте цю величину можна взяти будь-якого розміру і не обов'язково кратному довжині гону. Моделювання роботи комбайна починають за астрономічним часом (час визначаємо в хвилинах) з моменту $T_{поч}$, коли дефіцит вологості повітря становить $D \geq 3,7$. В цей час і починається збирання до астрономічного часу $T_{кін}$, коли $D \leq 3,7$. Тоді $T_{зб} = T_{кін} - T_{поч}$.

Значення $T_{поч}$ і $T_{кін}$ визначають за динамікою зміни дефіциту вологості повітря в даний день.

Час на відмови і їх тривалість визначають за результатами випробувань комбайна. Для цього потрібно знати закономірність або хоча б середні значення наробітку на відмову і тривалість простоїв при черговій відмові.

Так, за даними малого підприємства "Агротехінформсервіс" (роботу виконав О.В. Надточій) встановлено, що в середньому для комбайна Дон-1500А за сезон простої за виною машини склали 25 годин, а виробіток 212 годин. Таких простоїв було 11, середнє значення одного простою склали 136,2 хв через кожні 1156 хв.

Площа елементарної ділянки складає: $S_d = 0,0001 \cdot L_d \cdot B_p$, га.

Зазначимо, що робоча ширина захвату жатки комбайна $B_p = B_k \cdot K_B$. Тут B_k – контсруктивна ширина захвату, K_B – коефіцієнт використання ширини захвату. Як правило, $K_B = 0,95$.

Час на збирання ділянки: $T_d = 0,06 \cdot \frac{L_d}{V_p}$, хв.

Маса зібраного зерна з однієї ділянки: $Z_d = \frac{100}{U} \cdot L_d$, кг.

Маса зібраної соломи: $S_d = \frac{100}{SL} \cdot U$, кг.

Алгоритм моделювання складається з таких кроків:

1. Номер ділянки $N = 0$. Пройдений шлях в загінці $L_3 = 0$. Тривалість збирання $T_{фз} = 0$. Початок збирання в даний день.
2. Визначити поточні умови збирання (вологість зерна і соломи).
3. Визначити поточну масу комбайна.

4. $N = N + 1$. $L_d = 100$. Перехід до чергової ділянки.
5. $L_3 = L_3 + L_d$. Визначити, скільки шляху в загінці пройдено.
6. Якщо $L_r - L_3 < L_d$, то $L_d = L_r - L_3$.
7. Визначити можливу поточну продуктивність W_{Π} комбайна (підпрограма).
8. Визначити можливу робочу швидкість комбайна V_p (підпрограма).
9. Якщо $V_p > V_{\max}$, то на крок 10 інакше на крок 11.
10. $V_p = V_{\max}$. Йти на крок 7.
11. Визначити поточну витрату палива g_{Π} і поточну потужність N_{Π} двигуна.
12. Якщо $N_n \leq N_e \cdot K_d$ (тут K_d -коефіцієнт завантаження двигуна), перейти на крок 13, інакше йти на крок 14. Перевірити, чи достатньо потужності для продуктивності, що визначена у кроці 7.
13. $V_p = 0,99 \cdot V_p$. Зменшити робочу швидкість на 1%. Йти на крок 7.
14. Визначити поточні показники результатів збирання ділянки: $T_{\phi 3} = T_{\phi 3} + T_d$, масу зерна в бункері, масу соломи, масу палива.
15. Якщо зерновий бункер повний – вивантаження, якщо копнувач повний – вивантаження, якщо візок повний – заміна. $T_{\phi 3} = T_{\phi 3} + T_{\text{ВІВ}}$.
16. Якщо $L_3 = L_r$ йти на крок 17 інакше на крок 4.
17. Виконати поворот. $T_{\phi 3} = T_{\phi 3} + T_{\text{ПОВ}}$.
18. Якщо $T_{\phi 3} = T_{36}$ - кінець робочого дня.
19. Визначити сумарні показники за робочий день: зібрану площу, масу зерна, кількість витраченого палива. Визначити питомі витрати – продуктивність W_{3M} в га/год і в т/год, витрати палива в л/га і в л/т.

Наведемо залежності, за якими визначають продуктивність для поточних умов збирання. Поточна пропускна здатність q_{Π} визначається за формулою Антіпіна В.Г. [5]:

$$g_{\Pi} = \frac{g_T \cdot 0,6 \cdot ((100 - W_s) + SL \cdot (100 - W_z))}{(100 - Sor) \cdot \frac{Sor}{1 + Sor} + SL \cdot (100 - W_z)},$$

де q_T – теоретична пропускна здатність, кг/с; $W_z = 29,35 \cdot D^{-0,3157}$, вологість зерна за Процеровим; $W_s = 29,35 \cdot D^{-0,3157}$, вологість соломи.

Швидкість переміщення комбайну:

$$V_p = 360 \cdot \frac{g_T}{B_p \cdot (E + F)},$$

$$\text{де } E = U \cdot \frac{0,85}{1 - \frac{W_z}{100}}, F = U \cdot SL \cdot \frac{0,85}{1 - \frac{W_s}{100}}.$$

Якщо $V_p > V_{\max}$, тобто більше допустимої максимальної швидкості руху, тоді приймаємо, що $V_p = V_{\max}$, і поточну пропускну здатність перераховуємо так:

$$g_T = V_p \cdot B_p \cdot \frac{(E + F)}{360}.$$

Перевірку запропонованої методики можна виконати тільки для умов, які були відомі в день збирання. Такі умови використали при збиранні озимої пшениці комбайном Дон-1500А за протоколом УкрНДІВТ, причому зміну дефіциту вологості повітря на день збирання взято за результатами Фастовської метеостанції. Порівняння результатів моделювання і випробування показало відхилення 4,8%, що характеризує задовільну адекватність розробленої методики.

Висновок. Використання запропонованої методики дозволяє визначати продуктивність і витрати палива зернозбирального комбайна, обґрунтовувати нормативи цих показників для заданих умов, а за одержаними результатами визначати економічні показники роботи комбайнів і проводити їх порівняння з метою вибору кращого без спеціальних випробувань.

Література

1. *Булгаков В.М.* Основні напрями наукового забезпечення механізації сільського господарства та сільськогосподарського машинобудування / *В.М. Булгаков, М.С. Даценко* // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2009. – № 2. – С. 11–16.
2. *Рибак Т.І.* Концепція пошукового конструювання мобільної техніки в АПК / *Т.І. Рибак, П.В. Попович, М.Я. Сташків* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ, 2009. – Вип. 39. – С. 40–47.
3. *Бурилко А.* Аналіз стану забезпечення аграрного виробництва сільськогосподарською технікою / *А. Бурилко* // Вісник Львівського національного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. – Дубляни: ЛНАУ, 2008. – Вип. №12, т. 1. – С. 83–89.
4. *Глазун В.В.* Сучасні тенденції удосконалення економічних механізмів функціонування аграрного технічного сервісу / *В.В. Глазун, Л.М. Гураль* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків, 2007. – Вип. 54. – С. 156–160.

5. *Антитин В.Г.* Определение пропускной способности комбайнов / *В.Г. Антитин, И.П. Хабаров* // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1984. – № 9. – С. 23–26.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Болтянская Н.И., Болтянский О.В.

Аннотация – в статье представлена методика определения производительности зерноуборочного комбайна. Алгоритм моделирования для заданой культуры и заданого поля предусматривает выполнение расчётов производительности комбайна и расхода топлива для каждого элементарного участка с учётом результатов уборки предидущего участка на даном поле.

TECHNIQUE OF DEFINITION OF PRODUCTIVITY CORN HARVESTING COMBINE

N. Boltyanska, O. Boltyanskij

Summary

In paper technique of definition of productivity cornharvesting combine is reduced. The algorithm of simulation for given culture and field provides execution of accounts of productivity of combine and expenditure of fuel for each of elementary site in view of results of harvest previous of site on given field.

УДК.631.223:636.74

МОЛОЧНЕ ТВАРИННИЦТВО МОЖЕ БУТИ ВИСОКОРЕНТАБЕЛЬНИМ

Брагінець А.М., к.т.н.,

Брагінець С.М., к.е.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-05-70, 42-05-72

Анотація – у статті розглянуті питання вибору ресурсозберігаючих технологій в рослинництві та тваринництві, що підвищують продуктивність праці, знижують витрати палива, витрати на обробіток сільськогосподарських культур, собівартість сільськогосподарської продукції і дозволяють зробити молочне тваринництво високорентабельним.

Ключові слова – ресурсозберігаюча технологія, продуктивність праці, молочна продуктивність худоби, повнораційні кормові суміші, зооінженерний контроль, собівартість виробництва продукції.

Постановка проблеми. При створенні нового виробництва або модернізації існуючого особливу увагу необхідно приділяти вибору ресурсозберігаючих технологій. Впровадження ресурсозберігаючих технологій в молочному тваринництві дозволяє знизити витрати кормів і одночасно підвищити продуктивність тварин і понизити собівартість виробництва продукції - підвищити ефективність господарювання.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз публікацій по даній проблемі показав, що питанням ресурсозберігаючих технологій в тваринництві, які дозволяють зробити молочне тваринництво високорентабельним приділяється недостатньо уваги.

Формування цілей статті. Мета статті – розглянути питання вибору ресурсозберігаючих технологій в рослинництві та тваринництві, що підвищують продуктивність праці, знижують витрати палива, витрати на обробіток сільськогосподарських культур, собівартість сільськогосподарської продукції і дозволяють зробити молочне тваринництво високорентабельним.

Основна частина. Говорять: яка технологія - такий і результат і це правильно. При створенні нового виробництва або модернізації, що існує, особливу увагу необхідно приділяти вибору технологій.

Безумовно, в рослинництві перевага повинна віддаватися безпачотним ресурсозберігаючим технологіям, що підвищують продуктивність праці в 10...15 разів, знижують витрати палива в 6...8 разів, витрати на обробіток сільськогосподарських культур в 3...4 рази, собівартість продукції рослинництва в 2...3 рази.

У кормовиробництві - технологіям заготівлі основних кормів з високим вмістом обмінної енергії (10...11 МДж на кг сухої речовини і більш), що знижують частку концентрованих кормів в раціоні і собівартість молока в 1,5...2 рази та підвищують молочну продуктивність худоби.

У молочному тваринництві – ресурсозберігаючим технологіям безприв'язного утримання молодняка і дорослої худоби з доїнням в доїльному залі, автоматизацією управління стадом, годуванням з кормового столу цілорічно однотипними повнораційними кормовими сумішами за індивідуальними рецептами, оптимізованими по складу і вартості, для кожної статево-вікової і фізіологічної групи.

В умовах безприв'язного утримання в 6...8 разів скорочується чисельність обслуговуючого персоналу. Навантаження на доярку - оператора машинного доїння - збільшується з 50 до 200...400 голів. З'являється можливість в приміщеннях для утримання худоби створити комфортні умови саме для худоби, а в приміщеннях для людей - нормальні умови само для людей. При такому утриманні значно підвищується якість молока, оскільки довжина молокопроводу з сотень метрів зменшується до розмірів доїльної установки, а пульсатори доїльних апаратів проводять впускання чистого повітря. З'являються широкі можливості для автоматизації управління переддоїльною підготовкою вимені, контролю ходу молоковіддачі, безперервного контролю вимені корови на клінічну форму мастита, своєчасного, без передержки, знімання апаратів з вимені, обліку продуктивності і здоров'я кожної корови, ефективнішої селекційно-племінної роботи.

Перераховане підвищує продуктивність праці в тваринництві в 6...8 разів. Дозволяє перейти до технологій управління здоров'ям тварин, відтворенням стада, якістю молока, продуктивністю тварин і валовим виробництвом молока. Дозволяє усунути вплив на виробництво горезвісного "людського чинника" і перейти до управління технологічними процесами фахівцями сільськогосподарського виробництва - ветеринарними лікарями,

зооінженерами (при традиційних "технологіях" всім управляє доярка, а фахівці і керівники при цьому "присутні").

Впровадження ресурсозберігаючих технологій в молочному тваринництві дозволяє знизити витрати кормів і одночасно підвищити продуктивність тварин і понизити собівартість виробництва продукції – підвищити ефективність господарювання.

Для реалізації ресурсозберігаючих технологій в рослинництві необхідна техніка для мінімальної, поступово перехідної в нульову, обробки ґрунту, швидкої заготівлі в кращі агротехнічні терміни великих об'ємів сінажів з однорічних і багаторічних культур, в тваринництві - реконструкція існуючих типових молочних ферм з прив'язним утриманням під безприв'язне з їх оснащенням автоматизованим устаткуванням для доїння, управління стадом, годування. Альтернативний варіант – будівництво нових тваринницьких комплексів європейського (світового) типу.

Необхідні серйозні фінансові вкладення, що і передбачається національним пріоритетним проектом "Розвиток АПК". Виникає питання - а коли ці вкладення окупляться? Якщо реалізувати окремі елементи технологій, то швидше за все вони не окупляться ніколи, хоча декілька підвищать надійність технологічного устаткування, полегшать працю тих, що працюють, дозволять понизити витрати. Якщо реалізувати перераховані вище технології комплексно, то "раптом" виявляється, що сільське господарство - це зовсім не "чорна дірка", як колись вважалося, а вельми і вельми вигідний бізнес! А якщо це бізнес, то потрібно уміти рахувати.

Як оцінити ефективність роботи підприємства за день, якщо система бухгалтерського обліку, що існує сьогодні, може дати необхідні нам показники тільки за підсумками роботи за місяць, за рік? Інструменти відомі: внутрішньофірмове бюджетування і управлінський облік.

Бюджети повинні бути на місяць, на рік. Бюджети повинні розроблятися для кожного структурного підрозділу. Як оцінити ефективність роботи рослинництва, тваринництва? Рослинництво передає корми тваринництву за ринковою ціною, що враховує якість цих кормів. Різниця між собівартістю виробництва і ринковою ціною – показник ефективності роботи рослинництва. Тваринництво реалізує свою продукцію. Ціна реалізації - це ринкова ціна, залежна від якості продукції. Різниця між собівартістю виробництва молока, м'яса і їх ринковою ціною – показники ефективності роботи тваринництва.

Щодня відстежувати хід виконання бюджету можливо тільки за допомогою системи управлінського обліку, що базується на показниках первинного зооінженерного обліку.

Ми знаємо скільки молока надоїли, скільки відправили на реалізацію. Знаємо температуру відправленого на реалізацію молока, його кислотність, щільність, зміст молочного жиру і білка. У нас є договір з переробним підприємством, тому ми легко можемо підрахувати виручку за день від реалізації молока. Аналогічно підрахуємо і по м'ясу.

Народилося теля, скільки воно стоїть? На скільки гривень вартість нашого стада стала більша? Ми поки не знаємо чи виживе теля до двомісячного віку, велика вірогідність захворювань. Живе теля, росте. Скільки воно стоїть? Стільки, скільки можна виручити від його реалізації на м'ясо. Стільки ж можна отримати і від реалізації худоби на відгодівлі. Виросла телиця, запліднили її, перевірили, перевели в нетелі. Скільки стоїть нетель? Скільки коштує корова? за кг живої ваги залежно від числа лактацій. Знаючи скільки народилося сьогодні телят, скільки телят віком понад два місяці, скільки телиць переведено в нетелі, скільки нетелей переведене в корови, скільки корів переведено на відгодівлю, ми можемо підрахувати дохід (він може опинитися і із знаком мінус) від зміни стада.

Тепер про витрати. Енергетичні витрати при виробництві молока представлені схемою (рисунок 1), з якої можна записати рівняння по визначенню енерговитрат на виробництво молока E_{BM}

$$E_{BM} = E_{ЖП} + E_{ТО} + E_{ТЕ} + E_{БК} + E_{УТ} + E_{Б} + E_{М}, \quad (1.1)$$

де $E_{ЖП}$ – енергія живої праці, МДж;

$E_{ТО}$ – витрати енергії на виготовлення, ремонт і технічне обслуговування машин і обладнання, МДж;

$E_{ТЕ}$ – витрати енергії палива і електроенергії, МДж;

$E_{БК}$ – витрати енергії на виробництво кормів, МДж;

$E_{УТ}$ – витрати енергії на виробництво і утримання тварин, МДж;

$E_{Б}$ – витрати енергії на будівництво і утримання споруд, МДж;

$E_{М}$ – витрати енергії на утворення мікроклімату, МДж.

Сукупні витрати енергії на виробництво молока (C_{BE}) визначають з виразу

$$C_{BE} = \frac{E_{BM}}{Q_M}, \quad (1.2)$$

де E_{BM} – сукупні витрати енергії на виробництво молока, МДж/рік;

Q_M – валове виробництво молока, т/рік.

Витрати діляться на змінні і постійні. Змінні витрати - це ті, що нам щодня доводиться робити для утримання худоби, виробництва і реалізації молока і м'яса. На першому місці (65...70%) вартість

кормів, на другому - заробітна плата з нарахуваннями (9...15%). Далі електроенергія, послуги тракторів і автомобілів, вартість підстилкового матеріалу, сім'я, ветпрепаратів, миючих засобів, води. Щодня ми готуємо і роздаємо худобі кормову суміш, знаємо скільки витратили інгредієнтів і їх вартість, отже легко розрахуємо вартість годування. Чисельність тих, що працюють і умови їх оплати практично не міняються, тому заробітна плата і нарахування на неї легко рахуються. Електроенергія - по лічильнику. Вартість машино-дня для трактора і автомобіля нам відомі заздалегідь.

Постійні витрати - амортизація, орендна плата, відсотки банку, накладні витрати. Ми їх розраховуємо заздалегідь і щодня знаємо. Таким чином складаються доходи і витрати, результати господарської діяльності за день.

У сільськогосподарській консалтинговій компанії "Вікторія-агро" розроблена і в умовах сільськогосподарських підприємств багато разів апробована спеціальна комп'ютерна програма. Програма дозволяє розраховувати раціони годування тварин, враховує склад груп і число порцій, що були роздані (з урахуванням поїдаємості кормів), формує завдання ланці по годуванню - дозволяє управляти годуванням, підраховує основні показники для зооінженерного контролю (кількість кормової суміші на голову в натуральній і в сухій речовині, кількість обмінної енергії на голову і на кг сухої речовини, частку концентрованих кормів в раціоні), вартість годування стада. Готує таблицю - завдання міксеру. Програма враховує валовий надій молока, надій за добу, кількість молока відправленого на реалізацію, товарність, виручку від реалізації, а також виручку від реалізації м'яса та шкур. Враховує доходи від зміни стада. Розраховує змінні і постійні витрати, фінансовий результат. Одним словом, програма дозволяє реалізувати управлінський облік і управляти ефективністю молочного тваринництва.

Висновки. Реалізувавши комплексно перераховані вище технології, виявляється, що сільське господарство - це зовсім не "чорна дірка", як колись вважалося, а вельми і вельми вигідний бізнес! А якщо це бізнес, то потрібно вміти рахувати.

Література

1. *Макарцев Н.Г.* Кормление сельскохозяйственных животных / *Н.Г. Макарцев.* – Калуга: Издательство научной литературы, 2007. – 608 с.
2. *Бартофи И.* Энергосберегающие технологии на животноводческой ферме / *И. Бартофи;* [пер. с венгер. Э. Мандори, А. Залепухина]. – М.: Агропромиздат, 1988. – 340 с.

3. *Стома Л.А.* О технологических схемах и надежности кормоцехов / *Л.А. Стома, Е.И. Резник* // Животноводство. - №3. – С. 57-60.
4. www.agro-business.ru.

МОЛОЧНОЕ ЖИВОТНОВОДСТВО МОЖЕТ БЫТЬ ВЫСОКОРЕНТАБЕЛЬНЫМ

Брагинец А.Н., Брагинец С.Н.

Аннотация – статье рассмотрены вопросы выбора ресурсосберегающих технологий в растениеводстве и животноводстве, повышающие производительность труда, снижают затраты топлива, затраты на обработку сельскохозяйственных культур, себестоимость сельскохозяйственной продукции и позволяют сделать молочное животноводство высокорентабельным.

SUCKLING STOCK-RAISING CAN BE HIGHLY REMUNERATIVE

A. Braginets, S. Braginets

Summary

In the article the questions of choice of technologies are considered in a plant-grower and stock-raising, which promote the labour productivity, reduce the expenses of fuel, expenses on treatment of agricultural cultures, agricultural unit cost and allow to do a suckling stock-raising highly remunerative.

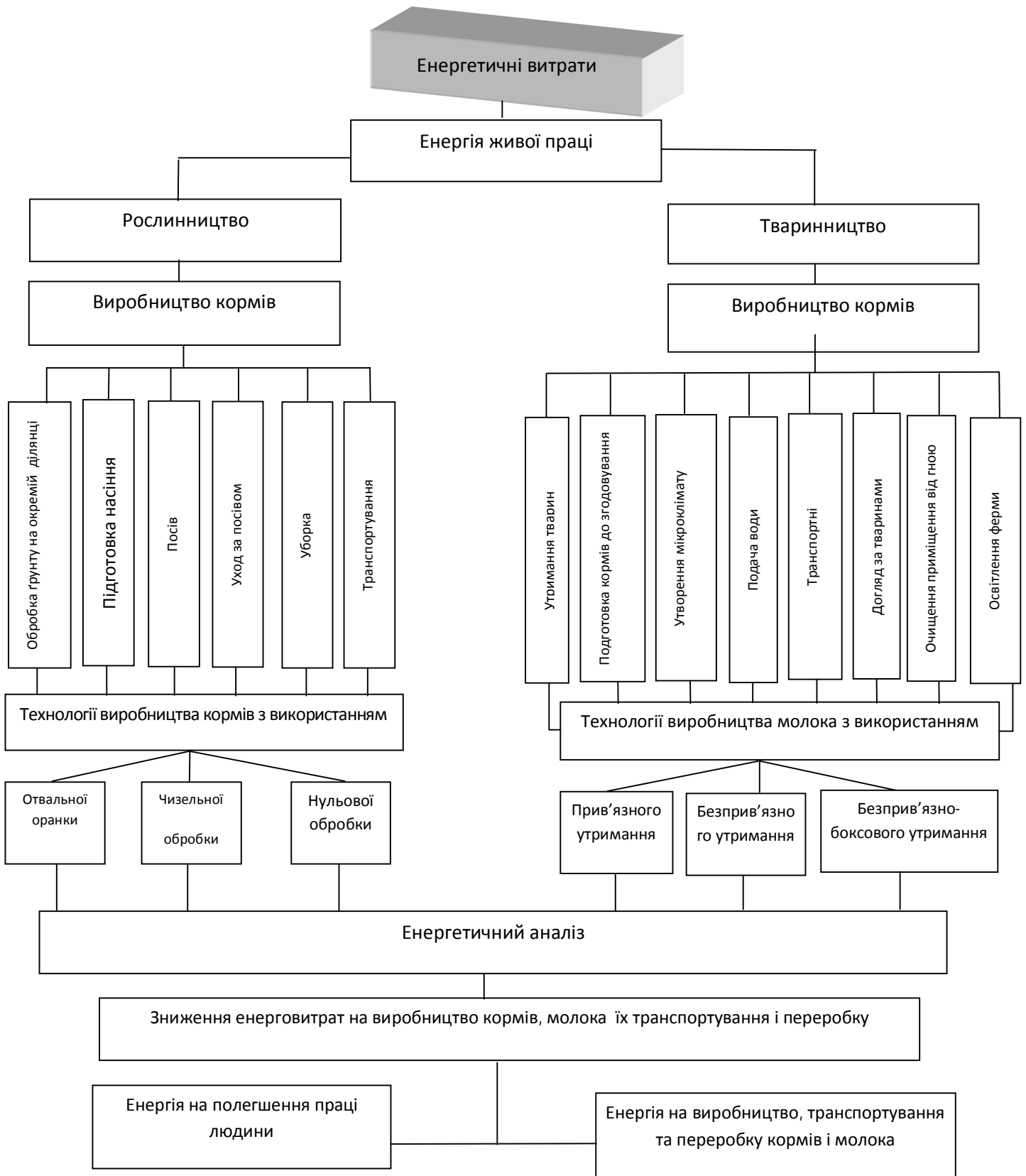


Рисунок 1 - Схема аналізу енергетичних витрат при виробництві молока

УДК 632.17:612.12

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИЗЕЛЕЙ ЛЕГКОВЫХ И ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Милаева И.И., ст. преп.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена тенденции технологии развития дизелей легковых и грузовых автомобилей.

Ключевые слова – дизель, мощность, легковой автомобиль, грузовой автомобиль, топливо, токсичность, расход топлива.

Постановка проблемы. В настоящее время наблюдается ускоренное развитие дизельных двигателей как для легковых, так и для грузовых автомобилей. Увеличились мощности, резко снизилась токсичность отработавших газов. Значительно снизился шум, расход топлива, улучшилась надежность, увеличились интервалы технического обслуживания. В результате всего этого дизели стали незаменимыми для всех типов транспортных средств.

Во всем мире ставится вопрос: по какому пути пойдет дальнейшее развитие дизеля под давлением ужесточающегося с каждым годом законодательства по токсичности транспортных средств? Может быть, в сегменте легковых автомобилей дизели исчезнут совсем, как прогнозируют некоторые эксперты? Ведь и бензиновые двигатели не стоят на месте и догоняют своего дизельного конкурента по расходу топлива. А в будущем дизельные моторы будут еще дороже бензиновых: стоимость и без того уже более дорогого дизеля будет возрастать из-за сложных систем очистки отработавших газов. Какие меры необходимы для того, чтобы сделать дизели будущего конкурентоспособными? Как будут выглядеть дизели будущего для легковых и грузовых автомобилей? Для легковых автомобилей доведенный бензиновый мотор с непосредственным впрыском топлива и турбокомпрессором, несомненно, может стать альтернативой дизелю. Для грузовых автомобилей и промышленности это менее вероятно.

В настоящее время дизель обладает самой обширной областью применения и самым большим спектром мощностей среди всех существующих моторов вообще, поэтому заменить его невозможно. В дополнение следует заметить, что КПД дизельных двигателей достигает

более 40% для малых агрегатов и более 50% у самых больших судовых и стационарных двигателей, что не может быть достигнуто никаким другим типом ДВС.

Анализ последних исследований. В дизелях легковых автомобилей произошло удвоение удельной мощности и удельного крутящего момента. У дизелей для грузовых автомобилей удельная мощность с увеличилась почти втрое, несмотря на то, что за последние время токсичность выхлопных газов намного уменьшилась. Параллельно этому развитию происходит постоянное увеличение максимального давления в камере сгорания с 90 Бар до 220 Бар. Подобная тенденция наблюдается и в секторе дизелей для легковых автомобилей, где в недалеком будущем ожидаются максимальные давления в диапазоне от 180 до 200 Бар.

Цель статьи. Анализ развития технологии дизелей легковых автомобилей, их пути улучшения.

Основная часть. Из всего множества различных требований стоит особенно обратить внимание на следующие четыре: расход топлива, токсичность, комфорт при вождении автомобиля (например, тяговые качества, ездовые характеристики, акустика) и стоимость двигателя. Благодаря пониженному расходу топлива и хорошим тяговым характеристикам, возникающим при высоком крутящем моменте на низких частотах вращения коленчатого вала, дизель с непосредственным впрыском топлива занял большую долю рынка в Европе. Но уже сейчас, и особенно в перспективе, выполнение будущих законодательств по токсичности, а также относительно высокая себестоимость являются препятствием, преодоление которого будет являться основным направлением дальнейшей работы. Еще сложнее будет выполнить будущие ограничения по CO₂, особенно если учесть состояние продуктов различных производителей на сегодняшний день. Прежде всего, производителям более тяжелых автомобилей предстоит большая работа для достижения поставленной цели: 120-130 г/км в 2012 году. Учитывая обозначенные выше проблемы дизелей для легковых автомобилей, необходимы особые стратегии развития, нужны новые технические решения и подходы. Существует три возможных пути дальнейшего выполнения требований по токсичности. Во всех трех вариантах необходим фильтр частиц для достижения очень жестких ограничений по выбросам. Для уменьшения выбросов NO_x возможно использование:

- 1) системы DeNO_x, обладающей очень высокими показателями конвертирования;
- 2) особой организации рабочего процесса (улучшенный обычный рабочий процесс или альтернативный);
- 3) комбинации вышеуказанных вариантов 1) и 2).

В будущем будут реализованы все три варианта.

В настоящее время специалисты АВЛ предпочитают способ, основанный полностью на оптимизации рабочего процесса, названный EmIQ (Intelligente Emissionsreduzierung — «умное» снижение токсичности). При этом, с одной стороны, рабочий процесс оптимизируется в классическом смысле для достижения пониженных показателей выбросов NO_x , с другой стороны, производится особый контроль процесса сгорания. Такой подход обеспечивает помимо прочего не только низкий выброс вредных веществ, но и ограничение разброса, возникающего из-за производственных погрешностей, что гарантирует стабильность процесса сгорания в течение длительного периода эксплуатации. Помимо этих основных эффектов также достигается ряд других преимуществ. Уже долгое время эксплуатируется демонстрационный автомобиль, показывающий осуществимость достижения ожидаемых результатов.

В рамках оптимизации рабочего процесса сгорания для достижения требуемого расхода топлива и удельной мощности возможно использование двухступенчатого наддува и доводка степени рециркуляции ОГ (в виде «внешней» рециркуляции ОГ — газов низкого давления из выпускного коллектора).

Такой подход обеспечивает помимо прочего не только низкий выброс вредных веществ, но и ограничение разброса, возникающего из-за производственных погрешностей, что гарантирует стабильность процесса сгорания в течение длительного периода эксплуатации. Помимо этих основных эффектов также достигается ряд других преимуществ. Уже долгое время эксплуатируется демонстрационный автомобиль, показывающий осуществимость достижения ожидаемых результатов.

За счет оптимизации различных решений и технологий станет возможным не только удовлетворить все требования мировых законодательств по токсичности, но и одновременно сохранить или даже улучшить показатели расхода топлива, причем не за счет ухудшения важных для потребителя ездовых качеств, «удовольствия» от вождения и управления автомобилем. Большим препятствием на этом пути является стоимость производства. Вышеописанные решения повлекут за собой дальнейшее повышение стоимости дизеля, хотя по сравнению со стоимостью доработанного бензинового двигателя разница в стоимости может и уменьшиться, так как и для бензиновых двигателей ожидается подорожание.

Учитывая эти условия, мировые ограничения по токсичности являются особым препятствием. Становится очевидным, что должны быть достигнуты выбросы сажи около $0,08 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$ и NO_x — $1,5 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$. Это актуально и для Японии, хотя предельно допустимый выброс NO_x там менее строг, чем в США и в Европе ($0,7 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$). Причиной этого является специфика работы транспортных средств в Японии, которая

редко допускает достижение необходимой температуры отработавших газов для обеспечения работоспособности системы их нейтрализации. Эффективность системы очистки ОГ, достигающая в Японии 65-70%, намного ниже, чем в США и Европе, что в конечном итоге требует соблюдения адекватного уровня «сырой» эмиссии.

Вывод. Основным направлением разработок будет компенсация ожидаемых ухудшений, которые возникнут вследствие введения ограничений по токсичности. Это означает, что необходимо искать решения, противодействующие: увеличению расхода топлива, ухудшению надежности и долговечности и увеличению стоимости продукта. В этом сегменте потребитель никогда не пойдет ни на какие компромиссы, особенно касающиеся расхода топлива и долговечности.

Литература

1. *Тер-Мкртчян Г.* Двигатели ВАЗ: современный технический уровень и перспективы развития за счет регулирования степени сжатия. Автомобильная промышленность / *Г. Тер-Мкртчян.* – 2008. – №10. – С. 17-19.
2. *Кутенев В.Ф.* Управление движением поршней – неиспользованный резерв улучшения мощностных и экономических показателей дизеля / *В.Ф. Кутенев, М.А. Зленко, Г.Г. Тер-Мкртчян* // Автомобильная промышленность. – 1998. – №11. – С. 25-29
3. Автомобильные и тракторные двигатели (Теория, системы питания, конструкции и расчет) / [под ред. *И. М. Ленина*]. – М. Высшая школа, 1969. – С. 33-42
4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / [под ред. *А. С. Орлина, М. Г. Круглова*]. – М.: Машиностроение, 1983. – С. 44
5. *Колчин А. И.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей / *А. И. Колчин, В. П. Демидов.* – М.: Высшая школа, 1971. – С. 78-82.
6. *Лиханов В. А.* Снижение токсичности автотракторных дизелей / *В. А. Лиханов, А. М. Сайкин.* – М.: Агропромиздат, 1991. – С. 23-27.

ВДОСКОНАЛЕННЯ ДИЗЕЛІВ ЛЕГКОВИХ ТА ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

Мілаєва І.І.

Анотація – робота присвячена тенденції технології розвитку дизелів легкових та вантажних автомобілів.

THE MOTOR CARS AND TRUCKS DIESEL IMPROVEMENT

I. Milaeva

Summary

The work is devoted by technology of the motor cars and trucks diesel development.

УДК 645.253

НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРИВОДОВ СИСТЕМ НАГРУЖЕНИЯ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ В ЛАБОРАТОРИЯХ ПРОЧНОСТИ

Колеватов Ю.В.,
Сабельников В.И.,
Куликов Э.Н.,
Серьезнов А.Н.
ФГУП «СибНИИ им. С.А. Чаплыгина»
Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье приведены состав, технические характеристики и ряд принципиальных схем электрогидроприводов систем нагружения стендов для статических и ресурсных испытаний авиационных конструкций в лабораториях прочности. Отмечены преимущества и недостатки.

Авторами представлены результаты проведенных исследований по разработке схемных решений и оптимизации структуры электромеханического привода нагружения. Предложен способ (Патент на изобретение по заявке № 2009109027/28 (012099) от 22.03.2010) испытания летательных аппаратов на прочность электромеханическими приводами.

Ключевые слова – электрогидропривод, статические, ресурсные испытания, авиационные конструкции.

При создании летательных аппаратов (ЛА) в лабораторных комплексах проводятся исследования их прочности. Исследования осуществляются на специальных стендах для определения статической прочности и характеристик ресурса по условиям усталости и износа натуральных авиационных конструкций. Для создания в стендовых условиях переменных нагрузок, моделирующих реальный полет ЛА, используются многоканальные электрогидравлические приводы (ЭГП).

В последние годы концепция совершенствования ЛА следующего поколения предъявляет высокие требования к испытаниям ЛА в лабораториях прочности (ЛП), что требует дальнейшего комплексного совершенствования ЭГП и поиска принципиально новых подходов в создании и совершенствовании систем и элементов испытательных стендов.

При совершенствовании ЭГП и создании новых типов приводов необходимо решать следующие задачи: уменьшение сроков и стоимости испытаний, повышение точности и увеличение скорости воспроизведения заданных нагрузок, повышение КПД и повышение надежности испытательной техники, сокращение эксплуатационных и энергетических затрат, создание интеллектуальных систем управления, использование новой элементной базы, улучшение экологической обстановки, разработка новых перспективных способов испытаний и др.

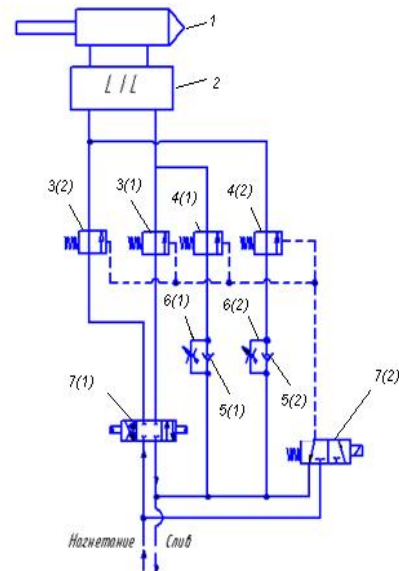
В СибНИА им. С. А. Чаплыгина электрогидроприводы используются в ЛП в течение нескольких десятилетий.

Электрогидравлические приводы включают в себя маслонасосные станции (МНС) и системы нагружения (СН).

Маслонасосные станции, используемые в лабораториях прочности для испытания самолетов отечественных (ИЛ-96, ТУ-204 и др.) и зарубежных (Боинг 747, А-380 и др.), имеют производительность от 1500 до 7700 л/мин и номинальное давление 25 МПа. В лаборатории прочности СибНИА производительность МНС равна 7200 л/мин. Во введенной в эксплуатацию в 2009 году МНС, имеющей производительность 3500 л/мин, по сравнению с существующими, автоматизированы основные технологические процессы: регулировка производительности насосов, поддержание заданной температуры масла в расходном баке, стабилизация давления во всасывающем коллекторе и др. [1].

В МНС системы управления, автоматизации и контроля построены с использованием современных микропроцессорных систем управления, сбора, обработки и регистрации информации. Использован модульный принцип монтажа гидросистемы.

Системы нагружения содержат обычно десятки каналов нагружения. На каждый канал нагрузки задаются независимо. Применяемые в ЛП модули (сервоприводы) компонуются с гидроцилиндрами одностороннего и двухстороннего действия. На рисунке 1 представлен типовой канал нагружения фирмы MTS (США). На рисунке 2 показана схема [2], применяемая в СибНИА и которая по сравнению с предыдущей имеет следующие отличительные признаки. Она позволяет при аварийных ситуациях



нагружения фирмы MTS с гидроцилиндром двухстороннего действия:
 1 – гидроцилиндр;
 2 – ограничитель нагрузки;
 3(1), 3(2) – клапаны подачи;
 4(1), 4(2) – клапаны слива;
 5(1), 5(2) – клапаны обратные;
 6(1), 6(2) – дроссели;
 7(1), 7(2) – электроуправляемые усилители

осуществлять автоматическую блокировку силовозбудителей, фиксировать нагрузку и затем определять причину неисправностей или аварии. После устранения причины аварии имеется возможность без слива рабочей жидкости из системы продолжить испытания объекта. При необходимости можно разгрузить конструкцию – слить жидкость из силовозбудителей. Подобная схема применена при ресурсных прочностных испытаниях RRJ-100 в СибНИА.

Система разгрузки по схеме (рисунок 2) требует предварительной ручной регулировки дросселей 6(1) и 6(2). Для автоматизации этой технологической операции предложена схема, приведенная в патенте [3].

Рассмотренные ЭГП имеют ограничения по точности, скорости нагружения, и сравнительно низкий КПД, что приводит к значительным экономическим и временным издержкам в производстве, эксплуатации и обслуживании, усложняют экологическую обстановку. Кроме этого, при использовании в испытательных стендах ЭГП применяются две энергетические системы: гидравлическая и электротехническая, что приводит к значительному увеличению номенклатуры комплектующих изделий

При испытаниях легких самолетов и других ЛА могут быть использованы объемногидравлический и гидростатический приводы. В объемногидравлическом приводе [4] величину периодической знакопеременной нагрузки регулируют количеством жидкости, подаваемой в весовые гидравлические силовозбудители, выполненные в виде емкостей.

Гидростатические приводы [5] могут быть использованы для испытания элементов ЛА с малыми нагрузками и тонкой обшивкой (давление в камере до 2...5мм.вод.ст.) и при незначительной деформации конструкции.

Основными недостатками таких приводов являются большие габариты силовозбудителей, значительное время нагружения - разгрузки, но есть и преимущества: создание малых нагрузок от 50 Н; низкое давление рабочей жидкости в системе – до 0,6 МПа; рабочая жидкость – вода; пожаробезопасность; простота конструкции, монтажа

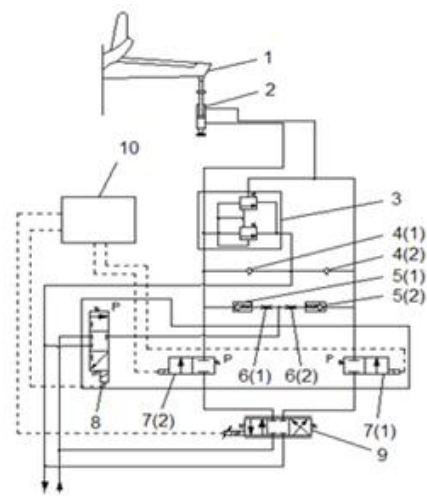


Рисунок 2. Принципиальная схема ЭГП с гидроцилиндрами двустороннего действия:
 1 – испытательная конструкция;
 2 – гидроцилиндр; 3 – клапан предохранительный;
 4(1), 4(2) – клапан обратный;
 5(1), 5(2) – гидрозамки; 6(1), 6(2) – дроссели;
 7(1), 7(2), 8 – гидравлические распределители;
 9 – электрогидравлический усилитель;
 10 – автоматическая система управления

и обслуживания; надежная и простая система защиты по нагрузке; низкая стоимость привода (в 6-10 раз меньше приводов с ЭГП).

Отмеченные выше недостатки гидравлических приводов и успехи электротехнической промышленности, достигнутые за последние годы, позволяют проводить исследования и разработки нового направления в совершенствовании приводов систем нагружения ЛА при прочностных испытаниях в ЛП.

Обзор литературных источников показал, что до настоящего времени усилия исследователей в основном были направлены на изучение и совершенствование гидравлических и пневматических методов (способов) нагружения, а электромеханические способы нагружения ЛА при прочностных испытаниях в ЛП практически не изучены и не описаны в литературе.

Концепция перехода от гидравлического привода к электромеханическому приводу создает необходимые предпосылки для существенной оптимизации систем нагружения лабораторий прочности. Использование ЭМП предусматривает переход на новую физическую основу процесса нагружения.

Такой переход кардинально изменяет систему нагружения и позволяет решать ряд новых задач по исследованию прочности конструкций.

При использовании электромеханических силовозбудителей для испытаний на прочность авиационных конструкций возможно одновременно приложение нагрузок среднечастотных (единицы, десятки Гц) воздействий с низкочастотными (десятые доли Гц) нагрузки, используемыми в настоящее время. Это не только ускорит процесс испытаний, но и значительно повысит достоверность и надежность результатов, так как в эксплуатации при полетах ЛА разные виды нагрузок действуют не отдельно, а одновременно. Кроме этого применение ЭМП дает возможность повысить точность воспроизведения заданных нагрузок, увеличить КПД, значительно сократить номенклатуру применяемого оборудования (насосы, гидробаки, гидроаппаратуру, фильтры, гидравлические коммуникации и др.), уменьшить массу и габариты, отказаться от рабочей жидкости (масла), улучшить экологическую обстановку.

Поэтому актуальными являются детальное исследование электромеханического способа нагружения при прочностных испытаниях ЛА, системный анализ его эффективности, создание инженерной методики оценки этого способа, развитие общих подходов к его разработке и экспериментальным исследованиям, подбор и разработка полноразмерной элементной базы.

В СибНИА работы по возможности использования электромеханических приводов в системах нагружения ЛП начаты в 2008 году. Проведен сравнительный анализ концепций развития систем рулевых приводов самолетов и систем нагружения авиационных конструкций в ЛП [6]. Анализ показал, что эти концепции имеют много общих направлений, которые в перспективе необходимо решать для ЛП опираясь на опыт создания самолетов новых поколений ("электрических"). Такая концепция позволяет исключить гидропривод в ЛП при испытаниях ЛА.

Применительно к системам нагружения предложены схемные решения электромеханического привода и оптимизирована его структура. Подобраны серийно выпускаемые приводы нового поколения, наиболее полно отвечающие изложенным выше направлениям совершенствования систем нагружения ЛП. В качестве одного из вариантов силовозбудителей рассмотрены электромеханические линейные приводы фирмы "Exlar"[7].

Для эффективного использования ЭМП в режиме «тяги-толкай» и расширения функциональных возможностей рассмотренных ЭМП авторами предлагается способ испытания ЛА на прочность, в котором величину и скорость периодической знакопеременной нагрузки осуществляют электромеханическими приводами [8].

Рассмотренное «электромеханическое направление» совершенствования существующих систем нагружения ЛП приведет к их кардинальному изменению и позволит в перспективе перейти при испытаниях ЛА в лабораториях прочности принципиально к новой полностью электрифицированной системе нагружения.

Литература

1. Куликов Е.Н.. Гидропривод лаборатории статических и ресурсных испытаний натуральных авиационных конструкций / Е.Н. Куликов, В.И. Сабельников, Ю.В. Колеватов и др. // Авиационная промышленность. – 2008 – № 2 – С. 53-57.
2. Сабельников В.И. Гидросистема для нагружения авиационных конструкций при прочностных испытаниях. Патент № 2305264 Россия / В.И. Сабельников, Ю.В. Колеватов, И.Н. Медведева // БИ-2007-№24.
3. Куликов Е.Н. Гидросистема для нагружения авиационных конструкций при прочностных испытаниях. Патент №2372597 Россия / Е.Н. Куликов, В.И. Сабельников, И.Н. Медведева и др. // БИ – 2009 - № 31.
4. Сабельников В.И. Способ испытаний летательных аппаратов на прочность и устройство для его осуществления. Патент № 2199101 Россия / В.И. Сабельников, Н.Г. Метёлкин, А.А. Скляр // БИ.– 2003.– № 5.

5. *Сабельников В.И.* Устройство для испытания летательных аппаратов на прочность. Патент № 2300747 Россия / *В.И. Сабельников, А.В. Мальцев* // БИ. – 2007. – № 16.
6. *Редько П.Г.* Сравнительный анализ концепций развития приводов самолетов и испытательных стендов лабораторий прочности / *П.Г. Редько, А.Н. Серьезнов, И.Н. Куликов, В.И. Сабельников, Ю.В. Колеватов* // Авиационная промышленность. – 2009. – № 2. – С. 51-56.
7. *Сабельников В.И.* Перспективы использования современных приводов в системе нагружения при прочностных испытаниях авиационной техники / *В.И. Сабельников, Ю.В. Колеватов, Б.В. Загорский* // Гидравлика Пневматика Приводы. – 2010. – № 2. – С. 22-23.
8. *Серьезнов А.Н.* Способ испытания летательных аппаратов на прочность и устройство для его осуществления / *А.Н. Серьезнов, Е.Н. Куликов, В.И. Сабельников, Ю.В. Колеватов* // Решение РОСПАТЕНТ о выдаче патента на изобретение по заявке № 2009109027/28(012099) от 22.03.2010.

НАПРЯМИ ПОКРАЩЕННЯ ПРИВОДІВ СИСТЕМ НАВАНТАЖЕННЯ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ ПРИ ВИПРОБУВАННЯХ В ЛАБОРАТОРІЯХ ТРИВКОСТІ

Колеватов Ю.В., Сабельников В.И., Куликов Е.М., Серьезнов А.М.

Анотація – у статті наведені склад, технічні характеристики і ряд принципових схем електрогідроприводів систем навантаження стендів для статичних і ресурсних випробувань авіаційних конструкцій в лабораторіях тривкості. Визначені переваги та недоліки.

Запропоновано спосіб (Патент на винахід за заявкою № 2009109027/28 (012099) від 22.03.2010) випробування літальних апаратів на тривкість електромеханічними приводами.

THE DIRECTION OF AIRCRAFT LOADING SYSTEMS ACTUATORS IMPROVEMENT AT THE STRENGTH LABORATORIES TESTING

Y. Kolevatov, V. Sabelnikov, E. Kulikov, A. Seryeznov

Summary

The composition, technical characteristics, circuits of electrohydro drive of systems of test benches improvements for aircrafts' static and recourse testing at the strength laboratories are reported in the article.

The advantages and limitations are described (Patent № 2009109027/28 (012099) by 22.03.2010).

УДК 621.43.004.18

ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, РАБОТАЮЩИЙ НА ВОДОРОДЕ

Холод И.М., ассистент,

Холод А.П., ассистент

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье рассматривается возможность использования альтернативного топлива – водорода в двигателях внутреннего сгорания. Анализируются возможные ресурсы получения водорода, его основные свойства, а также способы подготовки и использование в ДВС, показатели двигателей при работе на этом топливе.

Ключевые слова – водовод, «гремучий газ», гидриды, кристаллическая решетка, метанол, синтезгаз, мембрана, электроны, эксперименты.

Перспективы в автомобилестроении. Топливный кризис 70-х годов заставил многие автомобильные компании по-новому взглянуть на альтернативные виды горючего. Тогда-то и был отмечен первый всплеск интереса к водороду. Однако вскоре кризис пошел на убыль, нефтепроводы заработали на полную мощность, а водородные проблемы были, на первый взгляд, отодвинуты в дальние углы академических лабораторий. Однако прошло двадцать лет, и теперь эти исследования, похоже, обрели второе дыхание – они оказались созвучны современным "экологическим" настроениям. Действительно: сжигаем водород – получаем воду. Как ни взгляни – вполне нейтральный и безвредный продукт.

Как всегда, в новом и перспективном деле множество вариантов. Самое простое – вместо бензобака разместить на автомобиле баллоны со сжатым водородом. Подходящая аппаратура уже существует – ведь в мире немало автомобилей работает на сжатом газе. Правда, природном, но приспособить эти устройства относительно легко. Такой путь, хотя и кажется простым, все-таки маловероятен. Трудно представить водителя, который добровольно согласится возить емкости со сжатым до 200 кгс/см² водородом, к тому же способным коварно проникать через мельчайшие неплотности топливной аппаратуры. В чем намного превосходит

природный газ, состоящий из более "тяжелых и неповоротливых" молекул и потому менее склонный к утечкам. А еще каждый, безусловно, припомнит "гремучий газ" – взрывоопасную смесь водорода с кислородом в объемном соотношении 2:1. Не более перспективным выглядит и сжиженный водород. Кому захочется иметь дело с топливом, которое нужно хранить при -253°C ? И на какие технические ухищрения придется идти конструкторам, чтобы поддерживать такой холод длительное время? Итак, этот вариант пока тоже отпадает.

К счастью, есть еще одна возможность – гидриды. Атомы металлов располагаются в определенном порядке, их "построение" называют кристаллической решеткой. Так вот, некоторые металлы и сплавы способны "разместить" между своими атомами и атомы водорода. Такие "сообщества" и называют гидридами. Так размещаются атомы водорода в кристаллической решетке металла (рис. 1.1).

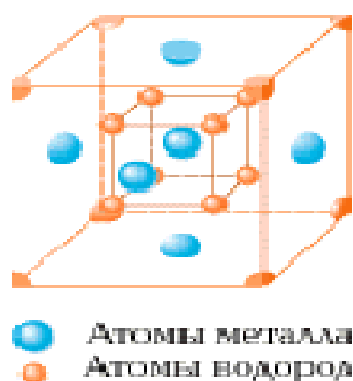


Рисунок 1.1. Кристаллическая решетка гидрида

Не вдаваясь в подробности, заметим, что емкость подобного "хранилища" (при равном объеме устройства) впятеро выше, чем у баллона со сжатым газом, и почти вдвое – чем у Дьюара со сжиженным. Исследователи настойчиво ищут наиболее подходящие сплавы, но уже известно, что наилучшей основой для них является титан. Гидридные накопители штука довольно сложная, и, естественно, они не состоят из цельного куска металла, а больше напоминают губку со множеством каналов – для скорейшего поглощения и выделения водорода. Последнее происходит при нагреве гидридов, а уж источник тепла на автомобиле долго искать не нужно – скажем, для этой цели вполне подойдут горячие выхлопные газы. Еще одна важная черта гидридов – они стократ безопаснее других способов хранения водорода. Правда, для автомобильного транспорта емкость и у них маловата, а вес и сложность устройства, напротив, велики. Резонно задать вопрос:

если хранение вызывает такие трудности, нельзя ли получать водород непосредственно на автомобиле? Оказывается, можно. Самым перспективным считается способ, при котором сырьем служит метанол, или, по старой российской классификации, метиловый спирт. Применяется довольно широко – даже входит в состав большинства автомобильных жидкостей для мытья стекол.

Итак, бак автомобиля, по сути, вполне обычный, наполняют легкой жидкостью с резким спиртовым запахом. Отсюда она попадает в реактор, испаряется и в присутствии катализатора реагирует с водяным паром, выделяя водород и двуокись углерода.

Кстати, можно провести реакцию другим способом, тогда вторым из продуктов окажется не CO_2 , а CO (тот самый, с которым борются экологи); смесь последнего с водородом получила название синтез-газ. Поскольку H_2 и CO горючи, их можно вместе непосредственно сжигать в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания (рис.1.2.). Подобные эксперименты проводились во множестве лабораторий.

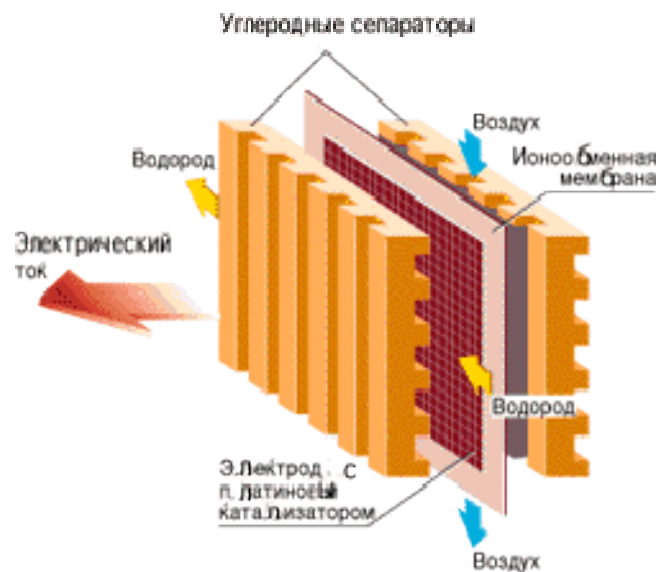


Рисунок 1.2. Структура топливного элемента

Более чем столетняя традиция транспортных средств с моторами внутреннего сгорания практически однозначно решает этот вопрос. Такой путь сулит определенные выгоды – повышается эффективный КПД двигателя, единственным прямым продуктом реакции является водяной пар, и даже оксидов азота (они образуются при высокой температуре из кислорода и азота воздуха) выбрасывается в атмосферу в 4–5 раз меньше, чем при езде на бензине (рис. 1.3.).

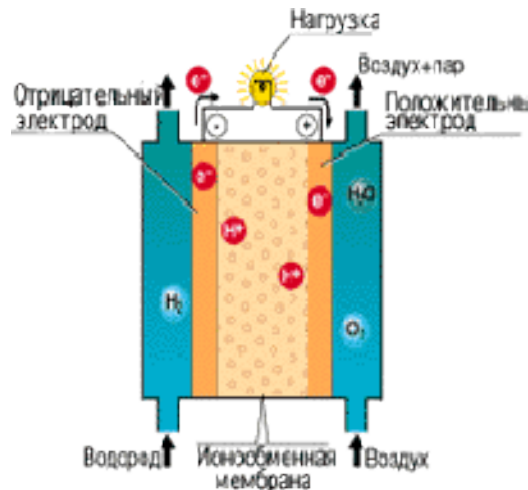


Рисунок 1.3. Схема топливного элемента.

Определенную опасность представляют вспышки "гремучего газа" в коллекторе в момент открытия впускного клапана. Чтобы избежать этого, инженеры в 70-е годы предполагали подавать водород непосредственно в камеру сгорания. На чертежах тех лет нетрудно заметить дополнительный канал в головке блока цилиндров и маленький клапан, управляющий поступлением водорода. Позднее выяснилось, что проблему можно решить по-другому – скажем, впрыскивать в рабочую смесь воду или обеспечить рециркуляцию отработавших газов (тоже, по сути, водяного пара). К преимуществам водорода как моторного топлива следует отнести его высокую детонационную стойкость, что позволяет заметно увеличить степень сжатия и давление надува. Эти меры поднимут эффективную мощность двигателя (при "бензиновых" степенях сжатия из-за меньшего коэффициента наполнения мощность двигателя на водороде оказывается меньше) (рис. 1.4.) Проводились эксперименты и по использованию водорода в дизеле.

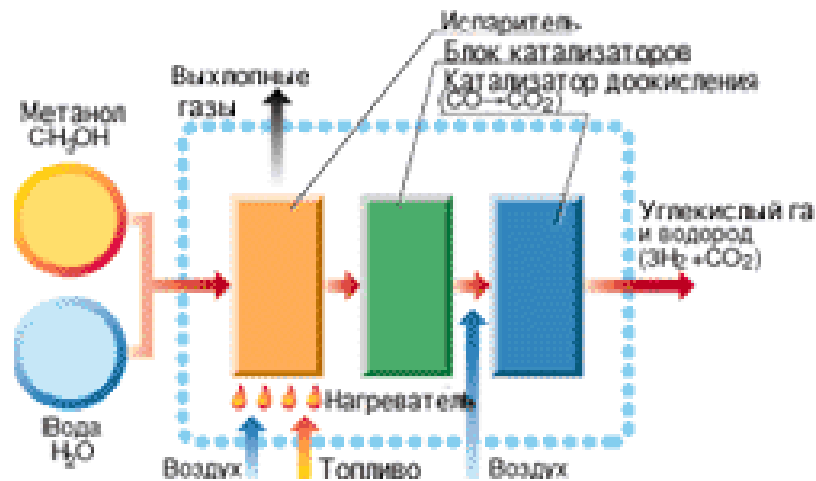


Рисунок 1.4. Схема реактора

Правда, в газодизельном цикле небольшая порция жидкого топлива подавалась в цилиндр, чтобы инициировать начало горения. Дизелю водород тоже пошел бы на пользу – с ним выбросы сажи и твердых частиц сводятся почти к нулю.

На первый взгляд, добавить к тому, что сказано, вроде бы нечего, если не погружаться в рассуждения о том, что лучше сжигать: чистый водород, синтез-газ или их всевозможные смеси с бензином, метанолом, солярой... Но, оказывается, не все специалисты мыслят столь прямолинейно. Некоторые, раз ступив на путь исследований в области химии водорода, уже и слышать, не хотят о двигателях внутреннего сгорания. И вот, благодаря усилиям конструкторов на сцене появляется новое удивительное устройство, позволяющее при реакции водорода с кислородом получить электрическую энергию непосредственно.

Многие, вероятно, помнят школьные опыты по электролизу: в воду опускают два электрода, подводят определенное напряжение, и на одном из них начинает выделяться водород, а на другом – кислород. Здесь же все происходит с точностью до наоборот. Водород в чем-то сродни металлам, и его атом легко теряет свой единственный электрон. В устройстве, получившем название водородный топливный элемент, реакция водорода с кислородом происходит в несколько стадий. Сперва водород вынужден пройти через ионообменную мембрану, которая свободно пропускает лишь протоны – лишенные электрона атомы водорода (H^+), а вовсе не его молекулы H_2 . Электроны при этом остаются на отрицательном электроде (он же – платиновый катализатор). Пройдя через мембрану, водород вновь получает свой электрон – в момент реакции с кислородом воздуха, на положительном (и тоже платиновом) электроде. Электроны же вынуждены идти "круглым путем", через электрическую цепь, производя при этом полезную работу.

Ну вот, осталось подключить электродвигатель, блок управления и... батарею аккумуляторов. Последняя, естественно, меньше, чем в электромобилях, и служит для приведения всего устройства в рабочее состояние, а также сглаживает пиковые нагрузки на топливный элемент и сохраняет энергию при торможении. Опытные экземпляры транспортных средств с такой чудовищной по сложности силовой установкой уже бегают по полигонам многих зарубежных автомобильных концернов.

Первые автомобили с водородным двигателем. Автомобиль ВАЗ 2131. АВТОВАЗ, будучи крупнейшим отечественным автопроизводителем, не остается в стороне от мировых тенденций. В этом году в Московском международном автосалоне ВАЗ представил

принципиально новую разработку электромобиля на топливных элементах, концепт, затрагивающий не внешнюю сторону, а меняющий саму суть автомобиля в будущем.



Рисунок. 2.1. Автомобиль ВАЗ 2131

На автомобиле находятся баллоны с водородом и кислородом. В специальном электрохимическом генераторе между водородом и кислородом происходит химическая реакция при температуре около 100 градусов, в результате чего производится электричество, а в качестве "выхлопа" образуется вода. Вот основной принцип энергоустановки. Водород, определяющий пробег автомобиля, находится под давлением 290 атмосфер, и машина может пройти 250 километров. Весь этот комплекс установлен на электромобиль, созданный на базе ВАЗ-2131(рис.2.1.) несколько лет назад. Впервые в стране такой генератор был создан для космических целей, в частности для "лунной" программы и для "Бурана". Разработка энергоустановки велась совместно с Уральским электрохимическим комбинатом и Ракетно-космической корпорацией "Энергия" г. Королев. Нужно заметить, что двигатель внутреннего сгорания имеет коэффициент полезного действия около 30 процентов, а новая энергоустановка на топливных элементах - в два раза больше. То есть если перевести на любое условное топливо, то получается, что эта энергоустановка абсолютно экологически чистая и тратит в два раза меньше топлива и не опаснее, чем содержание паров бензина с воздухом. Когда впервые появились автомобили на бензине, тоже боялись, что машины начнут взрываться. Но этого не происходит. Конечно, в дальнейшем будут переходить с кислорода на воздух.

Здесь тоже свои трудности: кислорода в воздухе содержится всего 20 процентов, и чтобы получить такой же эффект как при чистом кислороде, нужно в пять раз больше воздуха. В таком случае потребуется ставить компрессор, который будет закачивать воздух в энергоустановку. Но даже если перейти с кислорода на воздух и оставить один чистый водород на борту автомобиля, возникает другой вопрос. Где взять водород для заправки? По всей видимости, первое

время придется устанавливать прямо на борту такой генератор, который будет вырабатывать водород из бензина (рис. 2.2.).



Рисунок 2.2. Автомобиль на топливных элементах

Выводы. Переход транспорта, промышленности, быта на сжигание водорода – это путь к радикальному решению проблемы охраны воздушного бассейна от загрязнения оксидами углерода, азота, серы, углеводородами. Чтобы накопить ископаемое горючее на нашей планете, нужны миллионы лет, а чтобы в цикле получения и использования водорода из воды получить воду, нужны дни, недели, а иногда часы и минуты.

Но водород как топливо и химическое сырьё обладает и рядом других ценнейших качеств. Универсальность водорода заключается в том, что он может заменить любой вид горючего в самых разных областях энергетики, транспорта, промышленности, в быту. Он заменяет бензин в автомобильных двигателях, керосин в реактивных авиационных двигателях, ацетилен в процессах сварки и резки металлов, природный газ для бытовых и иных целей, метан в топливных элементах, кокс в металлургических процессах (прямое восстановление руд), углеводороды в ряде микробиологических процессов. Водород легко транспортируется по трубам и распределяется по мелким потребителям, его можно получать и хранить в любых количествах. В то же время водород - сырьё для ряда важнейших химических синтезов (аммиака, метанола, гидразина), для получения синтетических углеводородов.

Автопроизводители говорят, что водородные двигатели решают сразу две важнейшие задачи, во-первых, они делают автомобили и их выхлопы безвредными для окружающей среды, а во-вторых, они

снижают зависимость транспортной системы, являющейся ключевой для современного мира, от нефти и ее производных.

Литература

1. *Бондарович А.Н.* Сравнение характеристик отечественных и зарубежных автомобилей / *А.Н. Бондарович* // Автомобильный транспорт. -2004. – 58 с.
2. История автомобильного транспорта // Режим доступа: www.auto-book.net
3. *Непомнящий А.Л.* История автомобилей / *А.Л. Непомнящий* // Режим доступа: <http://automan.ru>
4. *Шотт А.В.* Курс лекций по истории автомобильного транспорта /*А.В. Шотт, И.С. Петров.* – Минск: Асар, 2004 – 525 с.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ВОДНІ

Холод І.М., Холод А.П.

Анотація - у статті розглядається можливість використання альтернативного палива – водню у двигунах внутрішнього згоряння. Аналізуються можливі ресурси отримання водню, його основні якості, а також показання двигунів при роботі на цьому паливі.

THE HYDROGEN-POWERED INTERNAL-COMBUSTION ENGINE

I. Holod, A. Holod

Summary

The hydrogen using possibility in the internal-combustion engines is considered in the article. Resources of hydrogen recovery, its main merit, engines' parameters by this fuel working are analysed.

УДК 631.17:621.31

ГІДРАВЛІЧНА КОРЕКЦІЯ МОМЕНТУ ПОДАЧІ ПАЛИВА ТА ЇЇ ВПЛИВ НА ЯКІСНІ ПОКАЗНИКИ ПРОЦЕСУ ВПОРСКУВАННЯ

Іванов О.М., викладач
Полтавська державна аграрна академія
Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – запропоновано гідравлічний спосіб корекції початку подачі палива форсункою в циліндр дизеля із застосуванням спеціального гідравлічного коректора. Наведено результати експериментальних досліджень системи паливоподачі з новим засобом корекції паливоподачі. Отримані результати засвідчують про значне поліпшення якості впорскування палива до циліндрів дизеля, що проявляється у підвищенні середнього та максимального тиску впорскування та значної інтенсифікації подачі палива.

Ключові слова – гідравлічна корекція, кут випередження впорскування палива, паливоподача, паливотік, тиск впорскування, момент подачі, хвиля тиску, коректор, кут повороту кулачкового валу, акумуляція.

Постановка проблеми. Нестримно зростаюча динаміка підвищення вартості палив нафтового походження та постійне запровадження нових все більш жорстких екологічних норм на викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) ставлять перед машинобудівною галуззю суттєві вимоги при модернізації та створенні нових транспортних засобів зі силовими установками з покращеними еколого-економічними характеристиками.

Для вітчизняних автотракторних виробників ситуація із запровадженням сучасних еколого- та енергозберігаючих технологій є досить проблематичною. Це пов'язано як зі застарілою матеріально-технічною базою профільних виробничих підприємств машинобудівної галузі, так і з відсутністю суттєвих інвестиційних коштів для розвитку даного інноваційного напрямку. Для вже наявного автотракторного парку вітчизняного виробництва єдиним шляхом по поліпшенню екологічних та економічних показників його роботи є вдосконалення

ключових систем силової установки, зокрема системи живлення. Для дизеля перспективним напрямком модернізації його паливної системи є введення до її складу спеціальних гідравлічних коректорів, які дозволяють корегувати фазові періоди подачі палива до циліндрів дизеля, здійснювати ступінчасте впорскування, змінювати циклову подачу, варіювати моментом подачі палива (кут випередження впорскування палива) та впливати на якісні показники процесу впорскування (середній та максимальний тиск впорскування, тривалість та інтенсивність впорскування й інші).

Аналіз останніх досліджень. Гідравлічний коректор представляє собою відокремлений конструктивний елемент з внутрішнім паливним об'ємом та одним або кількома рухомими золотниками, що приводяться в рух під дією зовнішньої сили (електромагнітної, механічної або сили гідравлічної тиску палива), впливаючи на хвильові процеси у нагнітальному паливототоці. Конструктивно гідрокоректори виконують у вигляді окремого модуля, який монтується в паливній лінії високого тиску між нагнітальними штуцерами паливного насоса та форсунки.

Яскравим прикладом такого засобу коректування подачі палива слугує модулятор імпульсів тиску, розроблений в НТУ «ХП» під керівництвом доктора технічних наук Григор'єва О.Л. [1]. Даний модулятор дозволяє суттєвим чином підвищити інтенсивність впорскування малих порцій палива на холостому ході дизеля, що значно поліпшує протікання робочого процесу в циліндрах двигуна та підвищує стабільність та економічність роботи дизеля на цих швидкісних режимах роботи.

Крім покращення якісних показників процесу впорскування, застосування нових гідравлічних засобів коректування дозволяє реалізувати і комплексний підхід для керування процесом подачі палива (зміни моменту впорскування, циклової подачі, запровадження багатоступінчастого впорскування), про що свідчить велика кількість розробок вітчизняних та закордонних дослідників-винахідників [2-4].

Мета досліджень. Зважаючи на актуальність проблеми збереження енергоносіїв та поліпшення екології навколишнього середовища, оптимізація роботи ДВЗ є достатньо актуальною та важливою задачею. Використання же нових засобів коректування паливоподачі сприяє успішному вирішенню поставленої задачі. Тому подальше вдосконалення конструкції цих засобів та всебічне дослідження принципів гідродинамічного коректування процесу подачі палива є необхідним та доцільним.

Виклад основного матеріалу. Кілька варіантів таких гідрокоректорів [5] було розроблено на кафедрі «Машини та обладнання агропромислового виробництва» Полтавської державної

аграрної академії, які дозволяють змінювати момент початку впорскування палива (або кута випередження впорскування палива) гідравлічним способом відповідно до швидкісного режиму роботи дизеля за умови мінімальної витрати палива, що визначалась за регульованими характеристиками дизеля за кутом випередження впорскування палива (КВВП).

Зміна КВВП припадає на період від початку активного геометричного ходу нагнітального плунжера до моменту відриву голки розпилювача гідрокерованої форсунки зі свого запірного конуса в корпусі розпилювача. Суть цієї зміни полягає у короткотерміновій процедурі акумулювання стиснутого потоку палива в проміжному об'ємі гідрокоректора, розташованого безпосередньо біля гідрокерованої форсунки, для стримування впорскування палива до циліндрів двигуна та зміни моменту початку подачі палива. Тривалість такого стримування залежить від потреби скоректувати початок подачі на визначений кут повороту колінчастого валу дизеля (кулачкового валу паливного насосу високого тиску) в залежності від поточного швидкісного режиму роботи.

Схематичне зображення розробленого гідравлічного коректора представлено на рис.1.

Основними елементами коректора є корпус 1 з вхідним 2 та вихідним 3 каналами, зі зміщеними в повздовжній площині корпусу центральними осями, та рухомий золотник 4 з кільцевою проточкою 5. Об'єм виточної проточки виконує функцію акумулятора для нагнітального палива, що надходить від паливного насосу через вхідний канал корпусу гідрокоректора. Для приведення в рух золотника використовується електромагніт постійного струму з форсованим джерелом живлення.

Запропонований процес коректування КВВП дає змогу, по-перше, за рахунок утвореного надлишкового гідравлічного тиску в проміжному об'ємі та помірі збільшення прохідної частини пропускного каналу гідрокоректора до повнопоточного розміру збільшити рівень попереднього підвищення тиску в об'ємі форсунки, що призведе до значно прискореного підйому голки розпилювача та більш чіткому впорскуванню палива до циліндрів дизеля; по-друге, внаслідок утвореної часової затримки у процесі паливоподачі із-за процедури акумулювання паливного потоку, перенести активну фазу впорскування палива до циліндрів на ділянку руху нагнітального плунжера (кута повороту кулачкового валу паливного насосу) зі значними швидкісними (кінематичними) характеристиками, що збільшить ступінь ефективності використання швидкості руху нагнітального плунжера та сприятиме більш інтенсивнішому впорскуванню палива з крутим переднім фронтом подачі та

покращенню при цьому його характерних показників та характеристик. Це призведе до підвищення максимального та середнього тиску впорскування, покращення диференціальної характеристики впорскування, поліпшення якості розпилювання палива в циліндрах дизеля і т.д.. По-третє, змінюючи тривалість процесу акумулювання паливотоку, можна регулювати, безпосередньо, і саму затримку впорскування палива до циліндрів дизеля, що головним чином і визначає величину КВВП.

Експериментальний зразок гідрокоректора був випробуваний в ході безмоторних досліджень паливного насоса високого тиску (ПНВТ) розподільного типу НД-22/6Б4 із заблокованою відцентровою муфтою випередження впорскування палива та серійними гідравлічними форсунками, налагоджених на тиск початку впорскування 17,5 МПа. Закон зміни КВВП від частоти обертання кулачкового валу передбачала зміну моменту початку подачі палива за лінійним законом в межах зміни частоти обертання від 600 до 1050 хв⁻¹.

На рис.2 приведені суміщені осцилограми зміни тиску впорскування палива від кута повороту кулачкового валу насоса при $n_n=800$ хв⁻¹ для серійної системи паливоподачі та системи, обладнаної гідравлічними коректорами. Контрольною точкою, за якою було проведено суміщення порівнювальних характеристик, була вибрано початковий тиск підняття голки розпилювача та початку впорскування палива форсункою.

Характерною особливістю приведеної характеристики впорскування палива для системи паливоподачі з гідрокоректорами КВВП є достатньо крутий передній та задній фронт зміни тиску впорскування. Зокрема швидкість зростання тиску становить біля 170 МПа/град, що значно перевищує темпи зростання тиску на порівнювальній характеристиці паливної системи з серійним засобом керування КВВП. Основною причиною такого інтенсивного підвищення тиску є занадто стиснуте паливо у розширювальному об'ємі гідрокоректора при значній затримці подачі палива біля 5 градусів повороту кулачкового валу. При цьому після досягнення максимального значення тиску 75 МПа крива тиску різко падає до рівня 27...28 МПа, що обумовлено початком руху голки розпилювача та звільненням нею додаткового об'єму, який знижує тиск в об'ємі форсунки. Після виходу голки на упор тиск у форсунці починає зростати і досягає свого максимального піку на рівні 60 МПа. Наявність певної нестабільності у зміні тиску впорскування з амплітудою 5 МПа можна пояснити активним переміщенням хвиль тиску між паливним об'ємом форсунки та гідравлічного коректора.

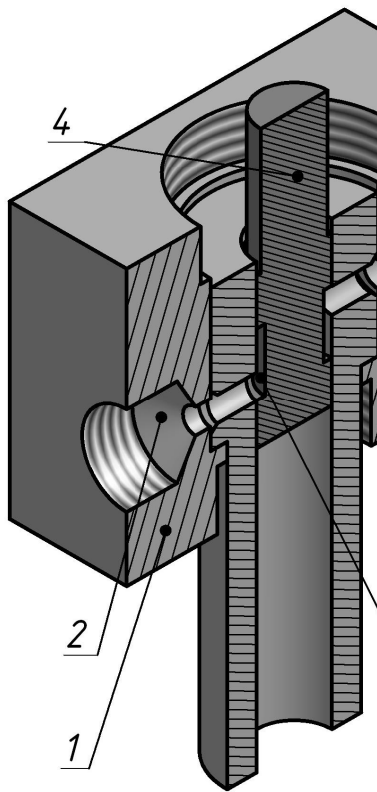


Рис.1. Гідравлічний коректор: 1 – корпус; 2 – вхідний канал; 3 – вихідний канал; 4 – золотник; 5 – кільцева проточка

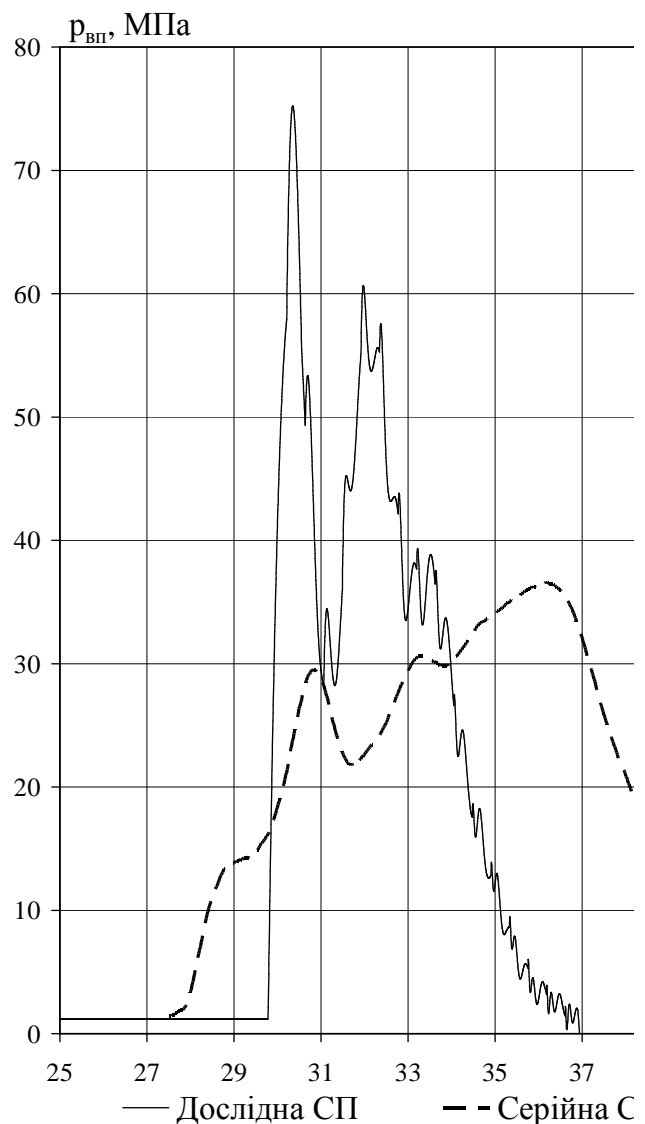


Рис.2. Залежність тиску впорскування від кута повороту кулачкового валу насоса при $n_n=800$ хв^{-1} для дослідної та серійної системи паливоподачі

Після достатнього сильного підвищення тиску впорскування відбувається не менш бурхливий спад тиску зі середньою швидкістю 48 МПа/град. Такий спад відбувається за рахунок хвилі розширення, що утворилась у вхідному перерізі паливоагнітальній магістралі штуцера ПНВТ, внаслідок відкриття відсічних вікон плунжера, та підійшла до паливного об'єму форсунки після попереднього посилення у розширювальному об'ємі гідрокоректора. Завдяки такій інтенсивній подачі палива тривалість впорскування скоротилась з 14 до 7 градусів повороту валу ПНВТ з підвищенням значення середнього тиску впорскування з 27 до 30 МПа.

На рис.3 зображені дослідні характеристики зміни середнього (p_{cp}) та максимального (p_{max}) тиску впорскування та тривалості ($\Phi_{впор}$) подачі палива від частоти обертання кулачкового валу ПНВТ для системи паливоподачі з гідравлічними коректорами у порівнянні з відповідними показниками процесу впорскування серійної паливної апаратури.

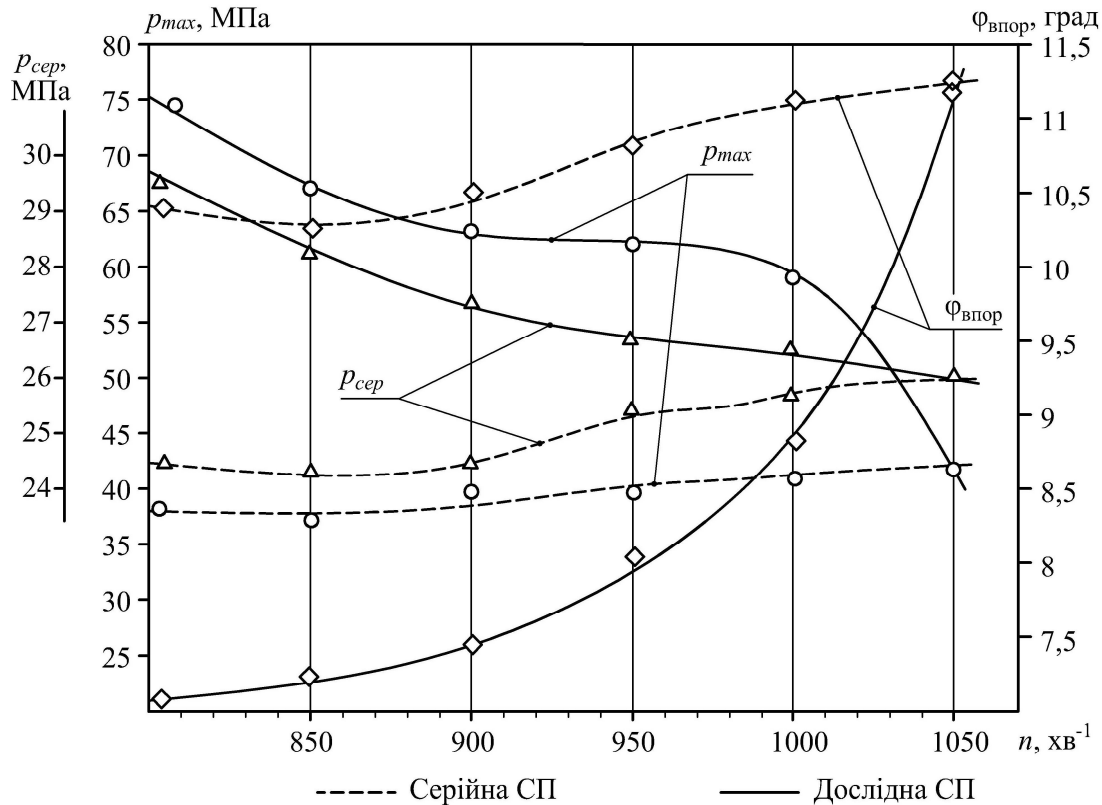


Рис.3. Залежність зміни робочих параметрів процесу впорскування від частоти обертання кулачкового валу ПНВТ для різних систем паливоподачі

При співставленні однорідних характеристик зміни параметрів паливоподачі для обох систем паливоподачі можна виділити такі особливості: по-перше, зі зменшенням частоти обертання кулачкового валу ПНВТ відбувається пропорційне до цієї зміни збільшення ступеня інтенсифікації процесу впорскування за тиском впорскування та скорочення тривалості подачі палива; і, по-друге, порівнювальні характеристики сходяться у спільній точці з номінальною частотою обертання ПНВТ. Поліпшення робочих параметрів процесу впорскування пояснюється збільшенням періоду попередньої затримки подачі палива у гідрокоректорі, що обумовлено необхідністю скоректувати КВВП при зміні частоти обертання колінчастого валу дизеля у відповідності до принципу дії гідравлічних коректорів та закону зміни КВВП. Наявність спільної точки на порівнювальних характеристиках при номінальній частоті обертання

кулачкового валу ПНВТ пояснюється особливістю нового способу коректувати КВВП шляхом затримування подачі палива при відхиленні частоти обертання від свого номінального значення, при якому процес впорскування є тотожним для обох систем паливоподачі.

Відповідно до приведених характеристик найбільш суттєве поліпшення якості процесу впорскування спостерігається на частоті обертання кулачкового валу 800 хв^{-1} , при якій максимальний тиск впорскування зростає до 75 МПа, середній тиск збільшується на 5 МПа, а тривалість впорскування палива скорочується на 30%.

Висновок. Спираючись на результати експериментальних досліджень гідравлічного коректора КВВП можна зробити висновок, що при застосуванні гідравлічної корекції моменту початку подачі палива досягається не тільки зміна фазових періодів подачі палива, скорочення тривалості впорскування в середньому на 20...30%, але й проявляється позитивна тенденція у підвищенні інтенсивності впорскування палива зі зростанням максимального тиску – на 30...40МПа, середнього тиску – на 10...20%.

Таким чином, розглянутий процес паливоподачі з новими засобами коректування дозволяє не тільки здійснювати керування моментом початку подачі палива, але й покращувати параметри одиночного процесу впорскування, особливо на холостому ході дизеля. Це в остаточному результаті приводить до покращення протікання робочого процесу в циліндрі, повноти згорання палива, зменшення нерівномірності розподілу палива по циліндрам, стабілізації роботи дизеля, підвищення його економічності та зниження токсичності відпрацьованих газів.

Література

1. *Григорьев А.Л.* Разработка универсальных методов гидродинамического расчета, динамического анализа и оптимизационного синтеза основных элементов топливной аппаратуры дизелей / *А.Л. Григорьев.* – Дис. ... д-ра техн. наук. – Харьков. – 2003. – 497 с.
2. Устройство впрыска топлива: А.с. 1494876 СССР, МКИ F02 M51\00 / *Реда Р.Рицк, Ханс-Готтфрид Михельс* (Германия). - №4202425/25-06; Заявл. 27.04.87; Опубл. 15.07.89 Бюл.№26 – 3 с.
3. Патент RU 2003822 С1, кл. F02 M59/36. Гидравлический корректор момента впрыскивания топлива / *А.М. Малышев, М.Г. Степанов, А.В. Григорьев* (Россия) - №4859269/06; Заявл. 13.08.90; Опубл. 30.11.93 Бюл.№43-44. – 5 с.
4. Internet-ресурс: <http://634.industrialnet.org/production/141.html>

5. Патент на корисну модель UA 44504 U, кл. F02M 59/00. Гідравлічний коректор системи паливоподачі дизеля / *Іванов О.М.* – Заяв. 02.04.2009; Опубл. 12.10.2009, бюл. №19, 2009р.

**ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ КОРРЕКЦИЯ МОМЕНТА ПОДАЧИ
ГОРЮЧЕГО И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА КАЧЕСТВЕННЫЕ
ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА ВПРЫСКИВАНИЯ**

Иванов О.Н.

Аннотация – предложен гидравлический способ коррекции начала подачи горючего форсункой в цилиндр дизеля с применением специального гидравлического корректора. Полученные результаты показывают улучшение качества впрыскивания горючего в цилиндры дизеля, что проявляется в повышении среднего и максимального давления вбрызгивания и значительной интенсификации подачи горючего.

**THE FUEL SUPPLY MOMENT'S HYDRAULIC
CORRECTION AND ITS IMPACT TO THE QUALITATIVE
INDICATORS OF THE INJECTION PROCESS**

O. Ivanov

Summary

Hydraulic correction of fuel supply by the atomizer burner to a diesel engine cylinder with the special hydraulic compensator is presented. Its results are indicated fuel injection conditioning to the diesel engines cylinder, which is given the most intensification of fuel supply.

ЗМІСТ

<i>Лурье З.Я., Панченко А.И., Гасюк А.И.</i> Математическая модель гидроприводного насосного агрегата для разрыва нефтяных пластов	5
<i>Сахно Ю.О., Сахно Є.Ю., Шевченко Я.В.</i> Стабілізація положення кривошипа під навантаженням в гідростатичній опорі	26
<i>Емельянова И.А., Непорожнев А.С., Гузенко С.А.</i> Определение условий минимального отскока крупного заполнителя при торкретировании (шприц-бетонировании) малогабаритным оборудованием	36
<i>Панченко А.И., Волошина А.А., Кюрчев С.В., Засядько А.И.</i> Методика определения рабочего объема гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей	42
<i>Лурье З.Я., Андренко П.Н.</i> Влияние параметров осцилляции запорно-регулирующего элемента гидрораспределителя на величину гидродинамической силы	50
<i>Бойко А.І., Очертько І.В.</i> Визначення показників надійності відновлюємих нерезервованих підсистем секцій для прямого посіву	60
<i>Панченко А.И., Кюрчев В.Н., Волошина А.А., Титов Д.С.</i> Методика определения геометрических параметров вытеснителей гидромашин планетарного типа	66
<i>Пастушенко С.І., Огієнко М.М.</i> Польові випробування лінії для виділення і доробки насіння овоче-баштанних культур	75
<i>Калахан О., Ковалишин С.</i> Корозійна тривкість металевих поверхонь сільськогосподарської техніки після різних видів струминно-абразивної обробки	82
<i>Панченко А.И., Волошина А.А., Обернихин П.В., Панченко И.А.</i> Влияние конструктивных параметров планетарных гидромашин на их выходные характеристики	89
<i>Ремарчук М.П., Овсянніков С.І.</i> Підвищення ефективності мініагротехніки на всіх стадіях життєвого циклу	97
<i>Струтинський В.Б., Федориненко Д.Ю.</i> Динамічні характеристики шпindelних вузлів на регульованих гідростатичних опорах	105
<i>Анучин А.В., Бурков П.В., Каримов В.Г., Колеватов Ю.В.</i> Моделирование динамических нагрузок гидростойки	119
<i>Мельник І.І., Сапсай В.І., Барабаш Г.І., Зубко В.М.</i> Математична модель обґрунтування кількості агрегатів для виконання механізованих робіт	125

<i>Зуев А.А., Степанов П.П.</i> Тенденции развития машинно-тракторного парка Украины	130
<i>Лозня С.В., Пустовой С.А., Ясиницкий Э.П., Ясиницкая И.Э.</i> Опыт применения имитационной модели гидромеханических агрегатов при разработке цифровой САУ ГТД	135
<i>Болтянский О.В., Иванов Г.И., Стефановский О.Б.</i> Проблема додання води при згорянні моторних палив та її висвітлення в мережі Internet	145
<i>Ванеев С.М., Бережной А.С., Королев С.К.</i> Основные коэффициенты, характеризующие режим работы струйно-реактивных турбин	151
<i>Дмитрієва Т.В., Бурдейний Д.В., Грешнова Н.М.</i> Дослідження густини та в'язкості гліцеринового осаду при зміні температурного фактора	159
<i>Зуев О.О., Степанов П.П.</i> Системи безпосереднього впорскування палива у сучасних автомобільних двигунах	167
<i>Ковальов І.О., Євтушенко А.О., Яхненко С.М., Кобизський Д.С.</i> Рабочие органы грунтовых насосов – отдельный вид рабочих органов динамических насосов	171
<i>Левченко Д.А., Арсеньев В.М., Мелейчук С.С., Ванеев С.М.</i> Экспериментальные характеристики предвключенных воздушных эжекторных ступеней вакуумного агрегата	178
<i>Діордієв В.Т., Каишкар'юв А.О.</i> Методика експериментальних досліджень АСУ комплексом виробництва комбікормів	187
<i>Гусак А.Г., Иванюшин А.А., Луговая С.О., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б.</i> Перспективы использования магистральных насосов с направляющими аппаратами	194
<i>Фуцаджі Н.О., Побігун А.М.</i> Моделювання процесу подрібнення зерна	201
<i>Гульий А.Н., Поклад А.А.</i> Повышение эффективности насосного оборудования за счет применения эжекторов в качестве предвключенных насосов для высокооборотных насосных агрегатов	205
<i>Стефановский А.Б., Болтянский О.В.</i> О целесообразности улучшения показателей двигателя с искровым зажиганием путем регулирования состава горючей смеси	213
<i>Сотник М.І., Гапич Л.В.</i> Про досвід застосування предметно-орієнтованого моделювання роботи гідравлічних мереж при проектуванні напірних каналізаційних колекторів	219
<i>Степаненко Д.С., Проскурня Т.О.</i> Проблемные вопросы ограничения выбросов диоксида углерода автотранспортными средствами	229

<i>Бакарджиев Р.О., Буніна Л.М.</i> Дослідження мікромеханізму руйнування кованих сталей	237
<i>Болтянська Н.І., Болтянський О.В.</i> Методика визначення показників продуктивності зернозбирального комбайна	242
<i>Брагінець А.М., Брагінець С.М.</i> Молочне тваринництво може бути високорентабельним	249
<i>Милаева И.И.</i> Усовершенствование дизелей легковых и грузовых автомобилей	256
<i>Колеватов Ю.В., Сабельников В.И., Куликов Э.Н., Серьезнов А.Н.</i> Направления совершенствования приводов систем нагружения летательных аппаратов при испытаниях в лабораториях прочности	260
<i>Холод И.М., Холод А.П.</i> Двигатель внутреннего сгорания, работающий на водороде	266
<i>Іванов О.М.</i> Гідравлічна корекція моменту подачі палива та її вплив на якісні показники процесу впорскування	274

ДО ВІДОМА АВТОРІВ

У збірнику праць Таврійського державного агротехнологічного університету публікуються статті, що містять результати експериментальних і теоретичних досліджень з проблематики, присвяченої механізації та гідрфікації мобільних енергетичних засобів, а також процесам, що відбуваються в агропромисловому виробництві.

До редакції збірника приймаються статті, які не знаходяться на розгляді для опублікування в інших виданнях. Матеріали повинні бути підготовлені у відповідності до вимог редакції збірника щодо їх змісту і оформлення. Статті публікуються однією з трьох мов: українська, російська, англійська, – і подаються до редакції у двох рукописних примірниках та електронному варіанті.

До статті додаються:

- відомості про автора (П.І.Б., вчений ступінь, звання, посада, місце роботи, номер службового телефону, e-mail);
- експертний висновок про можливість відкритої публікації (для аспірантів і докторантів);
- файл з текстом рукопису статті на CD дисках;
- анотації та ключові слова статті українською, російською і англійською мовами;
- обов'язкове зазначення УДК.

Під час оформлення статей до публікації у нашому збірнику потрібно дотримуватися таких правил:

- зміст та структура статті повинні відповідати Постанові ВАК України від 15.01.2003 р. № 7-05/1 «Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України». Стаття повинна складатися зі вступу (постановка проблеми у загальному вигляді), формулювання мети статті, викладу основного змісту статті, обґрунтування отриманих результатів, власне висновків наукового дослідження, окреслення перспективи подальших розвідок з даної проблеми;
- обсяг статті не повинен бути меншим за 4 сторінки;
- виклад змісту повинен бути стислим, чітким, без повторів та дублювання вміщених у текст рисунків, таблиць та ін.;
- всі аббревіатури, скорочення власних назв та термінів, що вперше зустрічаються в тексті, повинні мати розшифрування;
- посилання на літературні джерела потрібно подавати у квадратних дужках.

Відповідальність за вірогідність та оригінальність поданих матеріалів покладається на авторів рукописів. При наявності невідповідності рукописів вимогам редакції щодо оформлення статей у збірнику вони повертаються авторам.

Матеріали для публікації надсилаються за адресою:

72312, м. Мелітополь, вул. Бейбулатова, 2, Таврійський державний агротехнологічний університет, кафедра «Мобільні енергетичні засоби», завідувачу кафедри «МЕЗ», професору Панченку А.І.

Тел. (0619) 42-04-42

E-mail: tia_tgata@bk.ru

Наукове фахове видання

Праці Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 10. Том 9.

Свідоцтво про державну реєстрацію – Міністерство юстиції
13503-2387 ПР від 03.12.2007 р.

Відповідальний за випуск – Панченко А.І.

Підписано до друку 02.11.2010 р. друк. Rizo. Друкарня ТДАТУ.
33,25 умов. друк. арк., тираж 100 прим.

73312 ПП Верескун.
Запорізька обл., м. Мелітополь, вул. К. Маркса, 10
тел. (06192) 6-88-38