

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Інженерно-технологічний факультет**

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

**П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а**

до дипломного проекту

ступеня вищої освіти «Бакалавр» на тему:

**Модернізація тракторів марки ЮМЗ-8040 з двигуном Д-243**

**для роботи на газоподібному паливі**

**Виконав:** студент 4 курсу, групи МС-4-20 за  
спеціальністю 208 «Агроінженерія»

\_\_\_\_\_ Безрукий Олександр Дмитрович

**Керівник:** \_\_\_\_\_ Бойко Владислав Борисович

**Рецензент:** \_\_\_\_\_

Дніпро – 2023

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

Ступінь вищої освіти: «Бакалавр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

ТСГМ

(назва кафедри)

доцент

(вчене звання)

Теслюк Г.В.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

«    »                      2023 р.

**З А В Д А Н Н Я  
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ СТУДЕНТУ**

Безрукому Олександрю Дмитровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

**1. Тема роботи:** Модернізація тракторів марки ЮМЗ-8040 з двигуном Д-243 для роботи на газоподібному паливі

керівник роботи Бойко Владислав Борисович, к.т.н., доцент

( прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«8» травня 2023 року № 820

**2. Строк подання студентом роботи** 12.06.2023 р.

**3. Вихідні дані до проекту** Огляд стану питання конверсії дизельних ДВЗ для роботи за газодизельним робочим циклом. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.

**4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки** (перелік питань, які потрібно розробити). 1. Аналіз господарської діяльності. Аналіз використання газоподібного палива для ДВЗ.2. Технологічна частина. 3. Конструктивно-технологічні розрахунки. 4. Охорона праці та навколишнього середовища.5. Техніко-економічна оцінка проекту. Висновки. Література.

## 5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Аналіз господарської діяльності (A1). 2. Об'єкт модернізації (A1). 3. Аналіз схем регулювання потужності газодизеля (A1). 4. Схема системи живлення газодизеля трактора ЮМЗ-8040 (A1). 5. Корзина кріплення балонів (A1). 6. Редуктор-регулятор витрати газу (A2). 7. Газо-повітряний змішувач (A3). 8. Дифузор (A4). 9. Штуцер (A4). 10. Техніко-економічні показники проекту (A1).

## 6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
4	Деркач О.Д., доцент		
нормоконтроль	Золотовська О.В., доцентка		

7. Дата видачі завдання: 8.05.2023 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	8.05.23-12.05.23	
2	Технологічний	13.05.23-19.05.23	
3	Конструкційний	20.05.23-29.05.23	
4	Охорона праці	30.05.23- 31.05.23	
5	Економічний	1.06.23-2.06.23	
6	Графічна частина	3.06.23-11.06.23	

Студент

\_\_\_\_\_ ( підпис )

Безрукий О. Д.

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ ( підпис )

Бойко В.Б.

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)



## АНОТАЦІЯ

Безрукий О. Д. Модернізація тракторів марки ЮМЗ-8040 з двигуном Д-243 для роботи на газоподібному паливі/ Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «бакалавр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» – ДДАЕУ, Дніпро, 2023.

Кваліфікаційна робота присвячена підвищенню економічності дизельних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) шляхом конверсії, тобто переводу їх на двомоторне паливо за газодизельним робочим циклом.

Запропонована конструкція системи живлення дозволяє реалізувати роботу дизельного ДВЗ з використанням двох видів палива. Заміщення дизельного палива на 70 % газоподібним дозволило зменшити витрати на пальне за рахунок використання більш дешевого метану.

Для реалізації поставленої задачі в першому розділі проведено аналіз використання газоподібного палива для ДВЗ.

В другому розділі проведено аналіз схем системи живлення газодизелів. Врахувавши переваги та недоліки конструкцій систем живлення газоподібним паливом розроблено конструкцію системи живлення для газодизеля Д-243М встановленого на тракторі марки ЮМЗ-8040.

В третьому розділі проведено конструктивно-технологічні розрахунки запропонованої конверсії двигуна Д-243. Проведено розрахунки на міцність елементів кріплення балонів та опорного підшипника.

Розроблено питання з охорони праці при експлуатації тракторів після конверсії ДВЗ для роботи на газоподібному паливі. Проведено оцінку впливу удосконаленої машини на навколишнє середовище.

Виконано економічне обґрунтування переведення тракторів марки ЮМЗ-8040 з дизелем Д-243 на газодизельний робочий цикл.

Ключові слова: газодизель, система живлення, газовий редуктор, питома витрата палива, запірна арматура.

## ЗМІСТ

ВСТУП	7
Розділ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАНЬ	9
1.1 Характеристика господарства	9
1.1.1 Загальні відомості	9
1.1.2 Природно-кліматичні умови	9
1.1.3 Характеристика рослинництва	10
1.1.4 Механізація технологічних процесів в господарстві	11
1.1.5 Економічні показники	14
1.2 Перспективи використання газоподібних палив	15
1.3 Висновки	18
Розділ 2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	19
2.1 Газомоторні палива	19
2.2 Об'єкт модернізації	23
2.3 Аналіз схем системи живлення газодизелів	26
2.4. Розробка системи живлення газодизеля Д-243М	31
2.4.1 Система регулювання потужності газодизеля	31
2.4.2 Обґрунтування схеми розміщення та вибір балонів	36
2.4.3 Запірна арматура	38
2.4.4 Газоповітряний змішувач	39
2.4.5 Одноступінчатий редуктор високого тиску	40
2.4.6 Редуктор-регулятор витрати газу	41
2.5 Висновки	42
Розділ 3. КОНСТРУКТИВНО-РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА	43
3.1. Тепловий розрахунок газодизеля	43
3.1.1 Процес впуску	43
3.1.2 Процес стиску	45

3.1.3	Процес горіння	46
3.1.4	Процес розширення	51
3.1.5	Процес випуску	52
3.1.6	Побудова індикаторної діаграми в координатах P–V	54
3.2	Розрахунок опорного підшипника	57
3.3	Розрахунок кріплення балонів на міцність	59
3.4	Висновки	64
Розділ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА		65
4.1.	Аналіз стану з охорони праці на підприємстві	65
4.2	Заходи з охорони праці при експлуатації тракторів з газобалонним обладнанням	66
4.3	Правила та організація заправлення трактора стиснутим природнім газом	68
4.4	Оцінка впливу удосконаленої машини на навколишнє середовище	69
4.5	Висновки	69
Розділ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОЕКТУ		70
5.1.	Об'єкт розрахунку	70
5.2	Розрахунок економічної ефективності модернізації тракторів переведенням на газоподібне паливо	70
5.3	Висновки	73
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ		74
ЛІТЕРАТУРА		75
ДОДАТКИ		78

## ВСТУП

На сьогодні в механізації сільського господарства України існує дві проблеми які необхідно вирішити для підвищення ефективності виробництва. Перша проблема пов'язана з ефективністю використання потужності енергетичних засобів, яку вирішують в основному за рахунок підвищення швидкості руху машино-тракторного агрегату (МТА). Зростання швидкісних режимів МТА зумовлює зростання динамічних навантажень, що в свою чергу призводить до підвищення питомої витрати палива і збільшення енерговитрат при виконанні технологічних операцій.

Друга проблема пов'язана з зменшенням запасів палива отриманих шляхом переробки нафти.

Пошук альтернативи використанню нафтових палив зумовлює використання на енергетичних засобах більш дешевого газоподібного палива наприклад метану. Використання метану має деякі недоліки: низька енергощільність газобалонних установок, побудова інфраструктури для заправки енергетичних засобів, зростання маси енергетичних засобів, підвищується трудомісткість технічного обслуговування та ремонту системи живлення, потужність двигуна знижується на 15-20%. До переваг використання природного газу (метану) можна віднести: збільшення терміну використання моторних олів 1,5-2 рази, підвищення ресурсу роботи двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) до 35...40% внаслідок відсутності нагару на деталях циліндро-поршневої групи, зниження димності та токсичності відпрацьованих газів до 90%, зниження вартості палива на 40-50% [1].

Видобуток природного газу в Україні становить близько 18,5 млрд. м<sup>3</sup> в рік, що дозволяє задовільнити потреби населення в повному обсязі.

Враховуючи низькі запаси нафти та наявність великої кількості машин, що експлуатуються на використанні рідкого палива є економічна доцільність в

модернізації енергетичних засобів господарства тобто переведення їх ДВЗ на газоподібне паливо.

Модернізація існуючих ДВЗ для роботи на природному газі (метані) дозволить вирішити проблеми, пов'язані з використанням нафтових палив.

Метою роботи є покращення техніко-експлуатаційних показників роботи МТА шляхом модернізації тракторів, двигуни яких конвертовано для роботи по газодизельному циклу на метані.

В якості пілотного проекту в господарстві проведемо модернізацію тракторів марки ЮМЗ-8040 з двигуном Д-243. Для цього необхідно вирішити наступні задачі:

- провести аналіз використання газоподібного палива для ДВЗ;
- провести аналіз газобалонного обладнання (ГБО);
- розробити систему живлення двигуна Д-243 для роботи по газодизельному циклу
- провести конструктивно-технологічні розрахунки газодизеля
- розробити питання з охорони праці при експлуатації тракторів після конверсії ДВЗ для роботи на газоподібному паливі.
- провести економічне обґрунтування переведення тракторів марки ЮМЗ-8040 з дизелем Д-243 на газодизельний робочий цикл.

## **Розділ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАНЬ**

### **1.1 Характеристика господарства**

#### **1.1.1 Загальні відомості**

ФГ «Вікторія» знаходиться в м. Перещепино Новомосковського району Дніпропетровської області. Спеціалізується дане господарство на вирощуванні зернових (пшениця, ячмінь, кукурудза), олійних (соняшник) культур.

Кількість працівників працюючих на постійній основі на 2022 рік становить 45 чоловік. До складу господарства входять машино-тракторна бригада, майстерня, та зерносковище.

Господарство має добре розвинуту транспортну мережу, що забезпечує оперативне переміщення між об'єктами виробництва (поля, ферма, адміністративне приміщення, машино-тракторна бригада).

#### **1.1.2 Природно-кліматичні умови**

Клімат помірно-теплий з жарким та сухим літом і помірно холодною зимою. Середньорічна багатолітня температура повітря 12,5<sup>0</sup>С.

За початок зими приймаємо середню дату встановлення мінусової середньодобової температури повітря, котра приходиться на 11 грудня. Зима помірно холодна з не стійкими морозами та снігами.

Промерзання ґрунту в середньому на глибину до 55-72 см. Середня мінусова вологість повітря дорівнює 68%. На зимовий період припадає 28 % річної кількості опадів у вигляді дощу та снігу, в восени та в літку 72 %. В період активного росту (травень-вересень) випадає 168 мм опадів.

Випаровування води з ґрунту на території району перевищує суму випадаючих опадів. Усе це говорить про впровадження в системі землеробства нових технологій по збереженню вологи в ґрунті.

### 1.1.3 Характеристика рослинництва

В господарстві основним видом діяльності являється рослинництво. Основу рослинництва становлять зернові культури (кукурудза, пшениця, ячмінь), також ведеться вирощування олійних (соняшник) культур. Стабільність рослинництва вимагає уважного ставлення до ведення раціональних сівозмін. Вони повинні бути одним із найбільш дієвих агротехнічних заходів боротьби з бур'янами, хворобами і шкідниками сільськогосподарських культур, попередження ерозії ґрунту, забезпечення більш правильного використання техніки і підвищення продуктивності праці. Враховуючи те що регіон розміщення господарства являється посушливим поширення отримала 5-ти пільна сівозміна: одне поле з чистим паром, три поля з розміщенням зернових та одне поле з олійними культурами.

Пар – Озима пшениця – Ярий ячмінь – Кукурудза – Соняшник.

В таблиці 1.1 наведено структуру посівних площ вирощувальних культур. Врожайність посівних культур за період з 2020 – 2022 рік. наведено в таблиці 1.2

Таблиця 1.1 – Структура посівних площ господарства

Культури	2020		2021		2022	
	Площа, га	Площа, %	Площа, га	Площа, %	Площа, га	Площа, %
Кукурудза	143	20,28	120	17,19	158	24,46
Ярий ячмінь	120	17,02	168	24,07	93	14,40
Сонях	132	18,72	138	19,77	120	18,58
Озима пшениця	170	24,11	140	20,06	132	20,43
Пар	140	19,86	132	18,91	143	22,14

Всього	705	100,00	698	100,00	646	100,00
--------	-----	--------	-----	--------	-----	--------

Таблиця 1.2 – Врожайність культур в період 2020-2022 рр.

Вирощувані культури	Роки			
	2019	2020	2021	2022
Кукурудза, ц/га	85	90	63,6	85
Яровий ячмінь, ц/га	30	35	24,4	34
Сонях, ц/га	18	22	11	18,6
Озима пшениця, ц/га	41,3	50,2	35,5	43

По даним таблиці 1.2 видно, що врожайність культур у 2021 році дуже низька, що пов'язано з посушливим роком. Це зумовлює прискорити реалізацію зрошення посівних площ в господарстві.

З метою поліпшення продуктивності посівних площ в господарстві проводяться комплексні заходи по вдосконаленню методів обробки землі, впроваджується технологія нульового обробітку землі, внесення органічних та мінеральних добрив, поліпшується робота по боротьбі з бур'янами, хворобами сільськогосподарських рослин та шкідниками. Кожного року для відновлення родючості ґрунтів господарство вносить до 100 кг мінеральних добрив. Це в основному припосівне удобрення культур та підживлення озимих.

#### **1.1.4 Механізація технологічних процесів в господарстві**

Механізація господарства знаходиться на досить хорошому рівні про це свідчать дані наведені в табл. 1.3. Відповідальність за належний стан машино-

тракторного парку покладено на головного інженера, в його розпорядження підпорядковуються працівники з ремонту, обслуговування та керування технікою.

Таблиця 1.3 – Рівень механізації робіт в господарстві

Найменування робіт	Рівень механізації, %
Сівба культур	95
Збирання збіжжя	100
Завантажувальні роботи	78
Прополювальні роботи	82
Внесення добрив	95

В господарстві технічне обслуговування проводять в строки закладені заводами виробниками техніки. Поточний та капітальний ремонт проводять про графікам затвердженим керівником підприємства. Для поточних та капітальних ремонтів є невеликий запас запасних частин. Для діагностики та ремонту закордонної техніки викликають служби дилерів.

По завершенню польових робіт виконується комплекс робіт по постановці техніки на зберігання. Знижується тиск в шинах, виконується демонтаж ремені, на ланцюги, різьби, робочі поверхні ріжучих апаратів наносять консервуючий розчин. Роботи проводяться згідно наказу керівника господарства, по завершенню роботи складається акт про зберігання, де відповідальність за техніку покладається на працівників, які за неї відповідають.

Велику роль в підвищенні механізації виробничих процесів, грає сучасна система машин, яка застосовується в господарстві, кількість та найменування наведені в табл.1.4.

На території машино-тракторного парку розташовується заправний пункт де здійснюється заправка паливом мобільної техніки та заміна мастильних матеріалів.

Таблиця 1.4 – Система машин в господарстві

Назва машини	Кількість, шт.
Трактори:	
ЮМЗ-8040	4
МТЗ-80	2
Massey Ferguson-6170	2
Плуги:	
ПЛН-3-35	6
ПОН-5-40	1
Культиватори:	
КПС-4	6
КПС-8	1
Борони зубові:	
БЗСС-1,0	21
Борони дискові:	
БДН-3	4
Сівалки:	
GREAT PLAINS PD8070	1
Сівалка FLEXI –COIL ST 820-10M	1
VESTA 8 PROFİ	2
СЗ-3.6	2
Обприскувачі:	
Обприскувач причіпний ЕКО-2000-18	2
ОГН-800	4
Причепи:	
ПТС-4	8
Автомобілі:	
КАмаЗ 5320	2
MAN TGX 33.480	2
Комбайни:	
John Deere 9500	2

### 1.1.5 Економічні показники

Аналіз врожайності основних сільськогосподарських культур господарства показав, що врожайність по всім культурам з кожного року зростає – це говорить про ефективність впровадження нових технологій в боротьбі з бур'янами та шкідниками, а також з застосуванням якісного продуктивного посівного матеріалу. Затрати праці на виробництво продукції рослинництва в господарстві наведені в (табл.1.5).

Таблиця 1.5 – Економічні показники господарської діяльності

Назва культури	Роки			
	2019	2020	2021	2022
Рівень рентабельності, %	28	32	36	38
Прямі затрати праці на 1 га посівів люд.-год:				
Пшениця	112	100	101	98
Ячмінь	161	158	149	144
Кукурудза	91	88	82	71
Соняшник	47	45	43	40

При виробництві продукції рослинництва існує кілька шляхів зменшення затрат праці.

Перший – підвищення рівня механізації, особливо трудомістких процесів, впровадження комплексної механізації.

Другий – впровадження нових технологій, нових сортів і гібридів.

Третій – широке використання організаційно-господарчих факторів з науково-обґрунтованим нормуванням і матеріальним стимулюванням праці, впровадження нових форм її організації.

Велику увагу господарство приділяється впровадженню нових інтенсивних технологій виробництва.

## 1.2 Перспективи використання газоподібних палив

Газове паливо, є альтернативою (заміною) відповідним традиційним видам палива і яке виробляється (видобувається) з нетрадиційних джерел та видів енергетичної сировини.

В якості моторного палива можна застосовувати практично будь-який горючий газ. Прийнято розрізняти такі види газів, що використовуються для живлення ДВЗ: природній газ, нафтовий (зріджений) газ, біогаз.

Природній газ, біодизель, біоетанол – це альтернативні палива, що мають найбільші перспективи на використання в сучасній Україні. На першому місці по використанню на сьогодні являється стиснений природній газ (Метан) його наздоганяє біоетанол.

Наша держава тривалий час являється потужним транзитером природнього газу до країн Європи. Ведуться роботи і по збільшенню видобутку газу власного виробництва для цього кожного року розвідуються нові родовища газу. На сьогодні в Україні експлуатується 297 вуглеводневих родовищ [1] (рис.1.1), з яких 9 – конденсатні, 49 – нафто-газоконденсатні, 65 – нафтові 80 – газові, 94 – газоконденсатні.



Рисунок 1.1 – Нафто-газові родовища в Україні

Україна повністю забезпечує газом населення власного видобутку, а це майже 18,5 млрд. м<sup>3</sup> в рік. Розвинена газотранспортна система сприяє поширенню використання природного газу в якості альтернативи нафтовим паливам. Розширюється мережа автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій в подальшому АГНКС та перспективи їх розвитку.

Україна посідає четверте місце у світі за ресурсами шахтного метану, які, згідно з останніми даними, становлять 12,3 трлн. м<sup>3</sup>, що у 2,5...3 рази перевищує запаси природного газу [2].

Основні переваги використання природного газу:

- простота видобування та транспортування;
- висока стійкість до детонації при форсуванні ДВЗ;
- можливість підвищення економічності ДВЗ;
- збільшення терміну використання моторних;
- зниження витрат на паливо до 30-40 %;
- підвищення ресурсу роботи двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) до 35...40% внаслідок відсутності нагару на деталях циліндро-поршневої групи;
- зниження димності та токсичності відпрацьованих газів до 90 %.

До недоліків можна віднести низьку енергощільність газобалонних установок, побудову інфраструктури для заправки енергетичних засобів, зростання маси енергетичних засобів, підвищується трудомісткість технічного обслуговування та ремонту системи живлення, потужність двигуна знижується на 15-20 %, зростання вартості енергетичного засобу на 10-15 %.

Сучасні газові системи оснащені комплексною системою захисту, що підвищує безпеку експлуатації енергетичних засобів з газобалонними системами. Сучасні системи регулювання потужності ДВЗ з газобалонним обладнанням дозволяють забезпечити максимальну потужність, за умови збереження економічності та екологічності двигуна.

Висока детонаційна стійкість метану дозволяє форсувати ДВЗ. Природний газ спалахує в камері згорання за нормальної температури 630...650 °С, що ускладнює пуск ДВЗ за від'ємних температур, тому запуск двигуна повинен

здійснюватися за використання нафтових палив з послідуочим переходом на газоподібне паливо

Використання в якості газоподібного палива зріджених газів (пропан-бутану) останній час теж набуло широкого поширення. Зріджені гази мають октанове число в межах 105-107 од., це дозволяє застосовувати даний газ на високо-форсованих карбюраторних ДВЗ. Зріджені гази також як і природні мають високу екологічну чистоту. На режимах навантаження ДВЗ концентрація шкідливих речовин знижується в 10 раз в порівнянні з двигунами що працюють на бензині (без каталізаторів). Експериментальними дослідженнями доведено, що втрата енергетичних показників ДВЗ при переході на зріджений газ знижується до 3-5%. Процес горіння в ДВЗ відбувається ефективніше за рахунок більш однорідної паливо-повітряної суміші, це і являється причиною зниження токсичних речовин в відпрацьованих газах.

Перспективи використання природного газу і зрідженого газу. Реалізація енергетичної стратегії України, затверджена розпорядженням Кабінету Міністрів України від 27.07.2006 № 436-р, і діє до 2030 року. Наказом затверджено програму поширення використання газоподібних палив, а саме природного газу в якості палива для двигунів внутрішнього згорання. Згідно з розробленою програмою передбачається реконструкція, модернізація мереж автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій.

Основними компонентами зрідженого газу є пропан і бутан отриманий в процесі переробки нафти, тому в майбутньому буде застосовуватися менше ніж природний газ, що пов'язано з більшими запасами природного газу в порівнянні з нафтою.

Одним з найбільш перспективних напрямків є газифікація дизельних двигунів. В якості основного палива в яких є метан, який змішується з повітрям в процесі впуску і подається в циліндри двигуна внутрішнього згорання. Підпалювання такої суміші відбувається шляхом підпалювання невеликої кількості дизельного палива. Заміщення дизельного палива становить до 70

відсотків, що дозволяє суттєво знизити витрати на паливо при експлуатації таких енергетичних установок.

### **1.3 Висновки**

1. ФГ «Вікторія» це господарство, що займається вирощування с/г культур. Господарство непогано забезпечено с/г технікою, є техніка як вітчизняного виробництва, так і закордонного, що дозволяє більш якісно проводити роботи.

2. Для покращення економічного стану господарства за рахунок зниження витрат на паливо пропонується провести модернізацію тракторів ЮМЗ-8040 з двигуном Д-243 для роботи на газоподібному паливі. Часткове заміщення до 70% дизельного палива газоподібним паливом (метаном) дозволить зменшити витрати на паливо мастильні матеріали в господарстві.

3. Використання природнього газу в якості палива для ДВЗ дозволить зменшити токсичне навантаження на навколишнє середовище та зменшить залежність від вичерпних нафтових палив.

## Розділ 2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

### 2.1 Газомоторні палива

Практично будь-який горючий газ можна використовувати в якості палива[1, 4, 5]. Для живлення ДВЗ отримали поширення наступні види газів: природній газ (метан), нафтовий газ, біогаз. Незначне поширення отримали також коксові гази теплових установок промислового напрямку, в двигунах для транспорту не використовуються. В 70-ті роки минулого століття також велася дослідницька робота по розробці та впровадженню теплових установок, що працювали на водневому паливі. Але з тих часів і до тепер водень, як паливо в мобільних засобах не отримав поширення, що пов'язано з складністю процесу отримання та зберігання на транспортних засобах.

**Природній газ.** Природній газ отримуємо безпосередньо з свердловин з наступним використанням після очищення від вологи та домішок. Основну частину природнього газу складає метан його частка коливається від 85 до 95 %. Незалежно від способу отримання за цим показником (за вмістом метану) газ називають природнім. Так на нафтових родовищах нерідко супутньою складовою крім нафти є газ при цьому газ вважаємо природним, а не нафтовим. Крім метану складовими природнього газу являються: легкі вуглеводні, пропан, нормальний бутан, ізобутан і пентан. Часто в природному газі зустрічаються інертні компоненти: азот, вуглекислий газ. Рідше містяться водень, оксид вуглецю, кисень. Загальний вміст добавок до метану не перевищує 15%.

**Нафтовий газ** – це газ, який отримують при добуванні нафти з нафтових родовищ або шляхом переробки нафти, а також у вигляді технологічного супутника. Основною складовою нафтового газу є пропан і нормальний бутан. Інші домішки, а до них відноситься ізобутану не перевищують 20% від вмісту нормального бутану. Співвідношення між основними складовими нафтового газу пропана і бутана за різних способів отримання чи переробки можуть мати різні значення від чистого пропану, до майже чистого бутану.

В більшій мірі при отриманні нафтового газу основну складову становитиме бутан. Хоча пропан є більш бажаною енергетичною складовою в порівнянні з бутаном. Тому ресурси бутанової фракції для використання в якості моторного палива виявляються значніше, ніж пропанового. Нафтовий газ може містити й інші вуглеводні, в тому числі і ненасичені (пропілен, бутилен).

У той же час присутність в нафтовому газі інертних складових незначні, їх фізичні параметри сильно відрізняються від параметрів головних компонентів нафтового газу у вихідній сировині (попутному газі привидобутку нафти), а також відносна простота поділу сировини на фракції створюють умови для виробництва спеціального моторного палива з контрольованим в певних межах складом. Ця обставина є важливою відмінністю нафтового газу від природного, який в межах застосовуваних на практиці технологій не допускає контролю складу, що накладає певні особливості на умови його використання.

**Біогаз.** Третій із згаданих видів моторного палива – **біогаз** є продуктом анаеробного зброджування органічних залишків, в якості яких використовують пташиний послід, гній, фекалії, рослинні рештки та інші відходи виробництва в сільському господарстві. Склад одержуваного біогазу залежить від характеру зброджування. Однак горючою частиною біогазу завжди є метан, через що його часто називають біометаном. У цьому біогаз близький до природного газу. Наявність метану в біогазі поступається природному газу і знаходиться в межах від 32 до 75%. Досить значна частина інертної складової суттєво знижує енергетичну цінність даного виду палива. Інертна складова в біогазові може становити 30...70 %. Зазвичай до баласту (інертної складової) відноситься вуглекислий газ, що обмежує значення нижчої теплоти згорання на рівні не вище  $23500 \text{ кДж/м}^3$ , в порівнянні з нижчою теплотою згорання природного газу в  $34600 \text{ кДж/м}^3$ .

**Шахтний газ** . Близький за властивостями до біогазу так званий шахтний газ. Його отримують як побічний продукт, відкачуючи з вугільних шахт з метою створення безпечних умов роботи через спеціальні свердловини,

пробурені у вугільних пластах поблизу від місць де ведуться розробки. Метан видаляють з пласта, щоб перешкоджати попаданню його в гірничі виробки. При такому процесі потрапляння метану в повітря неминуче. Практично вміст метану в шахтному газі коливається від 20 до 96%. При цьому бувають випадки і меншого вмісту метану, коли відкачуваний газ не виходить за межі займання, тобто є горючою сумішшю. При використанні такого газу а ДВЗ потрібні особливі правила користування паливною апаратурою, хоча робочий процес двигуна протікає нормально.

**Водень.** Як зазначалося вище, водень розглядається як перспективне газоподібне паливо, що забезпечує високу екологічність ДВЗ. Головною його перевагою є відсутність вуглецю, продуктами згорання якого є окис і двоокис вуглецю. Окис вуглецю (чадний газ) являє собою вкрай отруйна речовина, що застосовується навіть в якості бойового. Двоокис вуглецю (вуглекислий газ) присутній в атмосфері і не є отруйним, проте перспектива енергетичного насичення тягово-транспортних машин містить небезпеку перенасичення вуглекислим газом, яке може привести до зміщення сталого теплового рівня з важко передбачуваними наслідками. Вуглекислий газ, на відміну від кисню й азоту, полягає інфрачервоне випромінювання земної поверхні, перетворюючи земну атмосферу в «пастку» сонячного випромінювання: видима частина спектру випромінювання Сонця (приблизно 80% всієї енергії сонячних променів) вільно проходить через атмосферу, нагріває поверхню землі, яка в свою чергу випромінює енергію в інфрачервоній частині спектра. Жоден із застосовуваних на практиці нейтралізаторів не рятує від викидів вуглекислого газу.

Практично відсутність навіть у перспективі технології, що звільняють від вуглекислого газу продукти згорання вуглеводних палив.

Саме тому водневе паливо продовжує залишатись основним варіантом чистого екологічного палива. Слід зазначити, що під водневим паливом слід розуміти не тільки чистий водень. Останній може становити частину палива, як метан в природному газі. Інша частина залежно від способу і технології

виробництва може бути представлена різними горючими та інертними газами, впливаючи не тільки на енергетичні показники, а й на екологічні. Так, водневе паливо, що отримують шляхом конверсії природного газу, містить значну частку чадного газу, згорання якого призводить до утворення двоокису вуглецю. Більш чисте паливо може бути отримане за технологією гідро реагуючих металів та їх оксидів.

Провівши аналіз газомоторних палив для конверсії двигуна Д-243 обираємо природній газ, що пов'язано з його доступністю в межах господарства де буде здійснюватися експлуатація тракторів в газодизельному режимі. Використання в якості палива природнього газу дозволить знизити залежність від нафтових палив та підвищити екологічні показники роботи енергетичних засобів. Основні показники стисненого природнього газу наведено в таблиці 2.1

Таблиця 2.1 – Основні показники зжатого природного газу ТУ 51166-83

Показники	Значення для марок	
	А	Б
Тиск газу в балонах, не менше МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	19,62 (200)	
Компонентний склад, об'ємний %		
Метана	95	90
Етана, не більше	4	
Пропана, не більше	1,5	
Бутанів, не більше	1	
Пентанів, не більше	0,3	
Двуокиси вуглецю, не більше	1	
Кисню, не більше	1	
Азота, не більше	4	7
Маса сірководню, не більше, г/нм <sup>3</sup>	0,02	

Маса механічних домішок, не більше, г/нм <sup>3</sup>	0,001
Маса вологи, не більше, г/нм <sup>3</sup>	0,009

## 2.2 Об'єкт модернізації

Об'єктом модернізації в господарстві являється трактор марки ЮМЗ-8040 модифікації 8040.2 з дев'яти ступінчастою коробкою передач та дизельним двигуном Д-243. Трактор ЮМЗ-8040 відноситься до універсально-просапних і виконує весь комплексних технологічних операцій в землеробстві господарства. Нижче наведені загальні технічні відомості трактора.

**Трактор ЮМЗ-8040.2 [6]** колісний універсально-просапний призначений, як для сільськогосподарського так і промислового призначення, тяговий класу трактора 1,4 колісної формули 4К2. Трактор в агрегаті з навісними, напівнавісними та причіпними машинами і знаряддями призначений для міжрядної обробки і прибирання просапних культур, а також може бути використаний для приводу стаціонарних машин, виконання транспортних, дорожньо-будівельних, навантажувально-розвантажувальних та інших робіт.

**Дизель** – чотирьохтактний, чотирьохциліндровий, рідинного охолодження з безпосереднім вприскуванням палива.

**Трансмісія** – механічна; коробка передач дев'яти-ступінчаста із понижуючим редуктором; остов – полурамний з підресореними передніми колесами; задній ВВМ з двошвидкісним незалежним і одношвидкісним синхронними приводами.

**Кабіна** – безпечна, герметизована від шуму і вібрацій, простора, з системами вентиляції, обігріву, зручним, регульованим по зросту та масі тракториста, сидінням.

Трактор ЮМЗ-8040.2 обладнаний роздільно-агрегатною гідросистемою, задньою навісною системою з автозчіпкою СА-1 і буксирним пристроєм.

На замовлення обладнується колесами з шинами 18,4-30 для дорожньо-будівельних та інших спеціальних робіт; колесами з шинами 9,5-42 для

виконання робіт у вузьких міжряддях; напівгусеничним ходом. Загальний вид трактора приведено на рисунку 2.1. Основні експлуатаційні показники наведено в таблиці 2.2.



Рисунок 2.1 – Загальний вид трактора ЮМЗ-8040.2 [6]

Таблиця 2.2 – Основні експлуатаційні показники трактора ЮМЗ-8040.2

Показник	Значення
Маса трактора конструктивна (експлуатаційна), кг	4100
	4200
Габаритні розміри, мм:	
Довжина	4165
Ширина	1884+30
Висота	2750+40
База, мм	2450+30
Коля, мм (регульова безступінчата) передніх коліс задніх коліс	1360...1860
	1400...1800
Мінімальний радіус поворота посередині сліду зовнішнього переднього колеса при колії 1400 мм з підгальмовуванням	4,6

внутрішнього заднього колеса, м, не більше	
Тип ходової системи	колісна 4x2
Швидкість руху, км/год	1,53-33,8

Об'єктом конверсії є дизельний чотирьох тактний двигун Д-243-436 номінальною потужністю 80 к.с. з електростартерним пуском [7]. Даний двигун підлягає переобладнанню для роботи на двомоторному паливі дизель+метан з заміщенням першого до 70 % – це дозволить знизити витрати до 40...45 % пов'язані з закупівлею палив нафтового походження. У двигуні застосована нероздільна камера згорання з об'ємно-плівковим сумішоутворенням. Частина вприсненого палива розпилюється по її поверхні, утримуючи тонку плівку. Поступово розвиваємий процес згорання палива створює умови для економічної роботи двигуна. Зовнішній вигляд двигуна наведено на рисунку 2.2 [7]

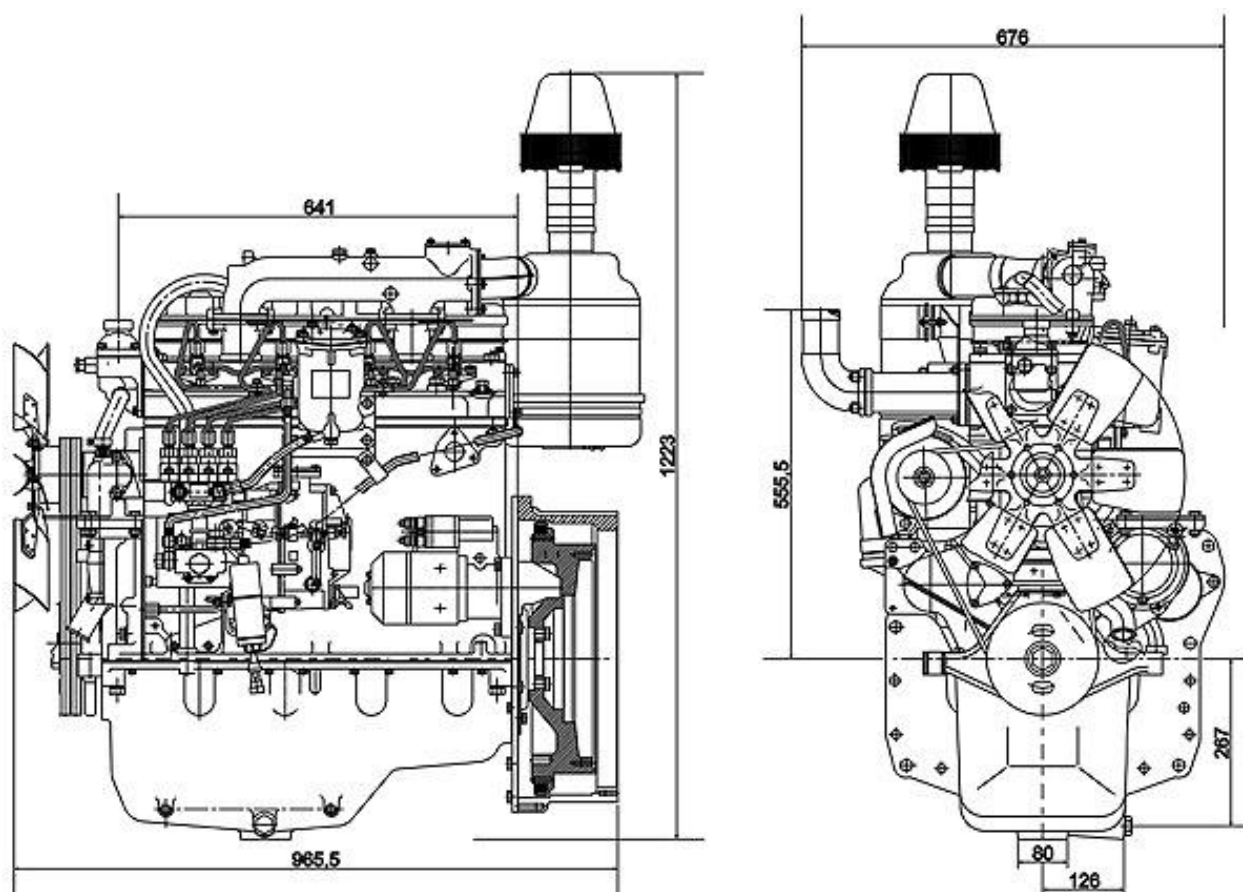


Рисунок. 2.2 – Дизельний двигун Д-243

Після переобладнання двигуна на газоподібне паливо, норма викидів продуктів згорання відповідатиме європейському стандарту EURO 3 (ступінь

димлення двигуна). Загальні технічні дані про двигун Д-243 приведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3– Технічна характеристика двигуна Д-243

Параметри	Значення
Тип двигуна	дизельний, чотирьохтактний
Кількість циліндрів	4
Розташування циліндрів	Р-рядне
Діаметр та хід поршня, мм	110x125
Робочий об'єм, л	4,75
Порядок роботи циліндрів	1–3– 4 –2
Номінальна потужність, к.с. (кВт)	80 (57,4)
Паливний насос	Чотирьохплунжерний, 4УТНІ
Ступінь стиску	16
Питома витрата палива, г·кВт·год	235
Номінальна частота обертання колінчатого вала, с <sup>-1</sup> .	2200

### 2.3 Аналіз схем системи живлення газодизелів

Для конверсії автотракторних дизелів для роботи на двох паливах дизель+ метан ведеться робота над розробкою схем та відповідного обладнання, як вітчизняними так і закордонними виробниками та науковцями [8-12].

Конверсія дизеля відбувається шляхом встановлення додаткового обладнання для контролю та подачі газомоторного палива. Функцію системи

запалювання для підпалювання робочої суміші виконує запальна доза дизеля до 30% від загального об'єму, що подається в кінці такту стиску. При контакті розпиленого дизеля з розігрітою газоповітряною сумішшю дизель випаровується та самозаймається разом з сумішшю.

З встановленим газобалонним обладнанням ГБО робота дизеля може відбуватися на одному із двох режимів. За відсутності газу в режимі дизеля а за умови наявності газу в режимі газодизеля. Максимальне заміщення дизеля метаном не повинно перевищувати 85 %, але для збереження експлуатаційних показників двигуна (робоча температура двигуна) при тривалій його експлуатації оптимальним значенням заміщення становить 70 %.

Пуск двигуна і його робота за малих навантажень (до 30 % від номіналу) відбувається на використанні дизеля, що пов'язано зі складністю регулювання подачі газу на цих режимах роботи двигуна внутрішнього згорання ДВЗ.

На режимі максимальних оборотів частка газу в суміші також зменшується, що пов'язано з повільним горінням газу та не повним його використанням. Для проведення конверсії дизеля Д-243 проведемо аналіз конструкції найбільш актуальних схем обладнання для роботи дизеля на двомоторному паливі.

Польська компанія AG Centrum працює на ринку газобалонного обладнання вже понад 25 років. В останні роки компанія займається розробкою електронних блоків «Zenit» керування подачею палива для роботи по газодизельному робочому циклу ДВЗ. Розроблена схема живлення газодизеля від AG Centrum представлена на рисунку 2.3. В даний час Українська компанія «Ізотоп Прилад Сервіс» [13] діагностує застосування системи живлення від компанії AG Centrum з метою установки на популярні дизельні двигуни рухомого складу транспортних компаній. Компанія досліджує технологію впорскування газу в колектор, після турбонаддуву. Це дозволить усунути проблеми пов'язані з затримкою подачі газоповітряної суміші в випадку подачі газу перед турбокомпресором та можливістю витоку газу та пожежі при пошкодженні інтеркулера. За рахунок використання коротких трубопроводів

вдається дуже швидко вносити корекцію підтримки оптимального сумішоутворення при зміні оборотів двигуна.

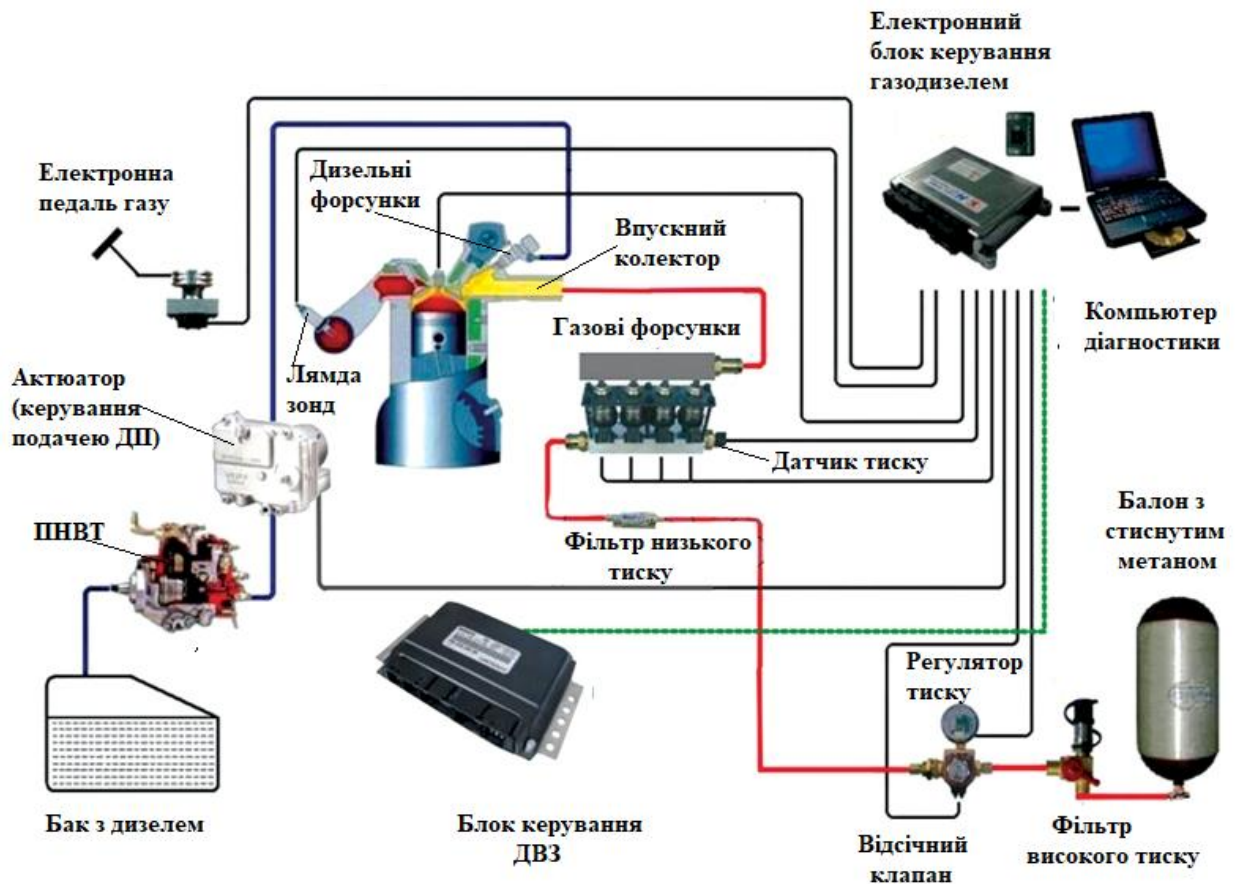


Рисунок 2.3 Схема двопаливної системи живлення дизельного ДВЗ [13]

Електронна система постійно відстежує температуру відпрацьованих газів, температуру повітря на вході в компресор, тиск в колекторі та інші показники. Зворотній зв'язок дозволяє оперативно встановлювати необхідну кількість газу згідно реальних потреб двигуна. Електронний блок керування газодизелем узгоджує свою роботу з блоком керування ДВЗ, отримуючи від нього всі дані про надув, температуру двигуна і т.д., система швидше реагує на будь-які зміни в роботі ДВЗ. У системі, яка зараз тестується в "Ізотоп Прилад Сервіс", також передбачено режим круїз-контролю, який активується спеціальним тумблером.

Також на велику увагу заслуговує схема системи живлення газодизеля запропонована науковцями ДДАЕУ Бабичем О.С., Улексіним В.О., Кухаренком П.М. рис. 2.4 захищена патентом на винахід патент № 46365 [14]. Запропонована конструкція системи керування газодизелем дозволяє одночасно регулювати подачу, як рідкого так і газоподібного палива.

Система регулювання подачі газу безпосередньо з'єднана з всережимним регулятором паливного насоса високого тиску. Регулювання подачі газу здійснюється за допомогою слідкуючого механізму 8 в залежності від сигналів які надходять від регулятора насоса 1 через важіль 5 та величини розрідження в впускному колекторі дизеля.

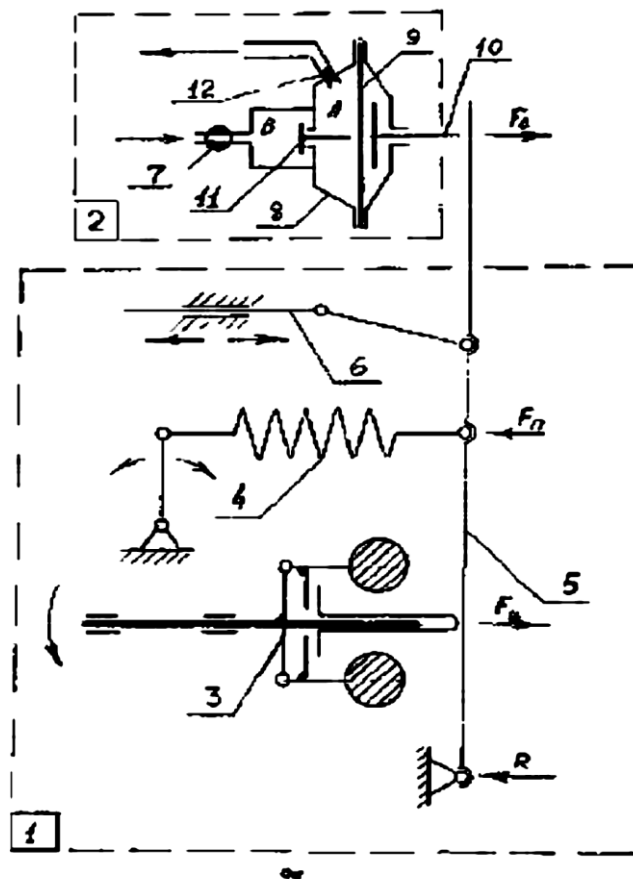


Рисунок 2.4 – Схема регулювання потужності газодизеля патент № 46365 [14]

1 – відцентровий регулятор; 2 – регулятор витрати газу; 3 – чутливий елемент; 4 – пружина; 5 – важіль; 6 – дозатор насоса; 7 – вентиль;

8 – слідкуючий пристрій; 9 – діафрагма; 10 – штовхач; 11 – впускний клапан; 12 – дросель; «А» порожнина слідкуючого пристрою приєднана до впускного трубопроводу дизеля

Недоліком такої конструкції являється жорсткий зв'язок дозатора газу з регулятором паливного насоса, що не дозволяє підбирати оптимальне співвідношення дизель+метан на перехідних режимах роботи ДВЗ.

Для вирішення даних проблем авторами було розроблено пристрій для регулювання потужності газодизеля патент № 87768 (рис. 2.5) [15].

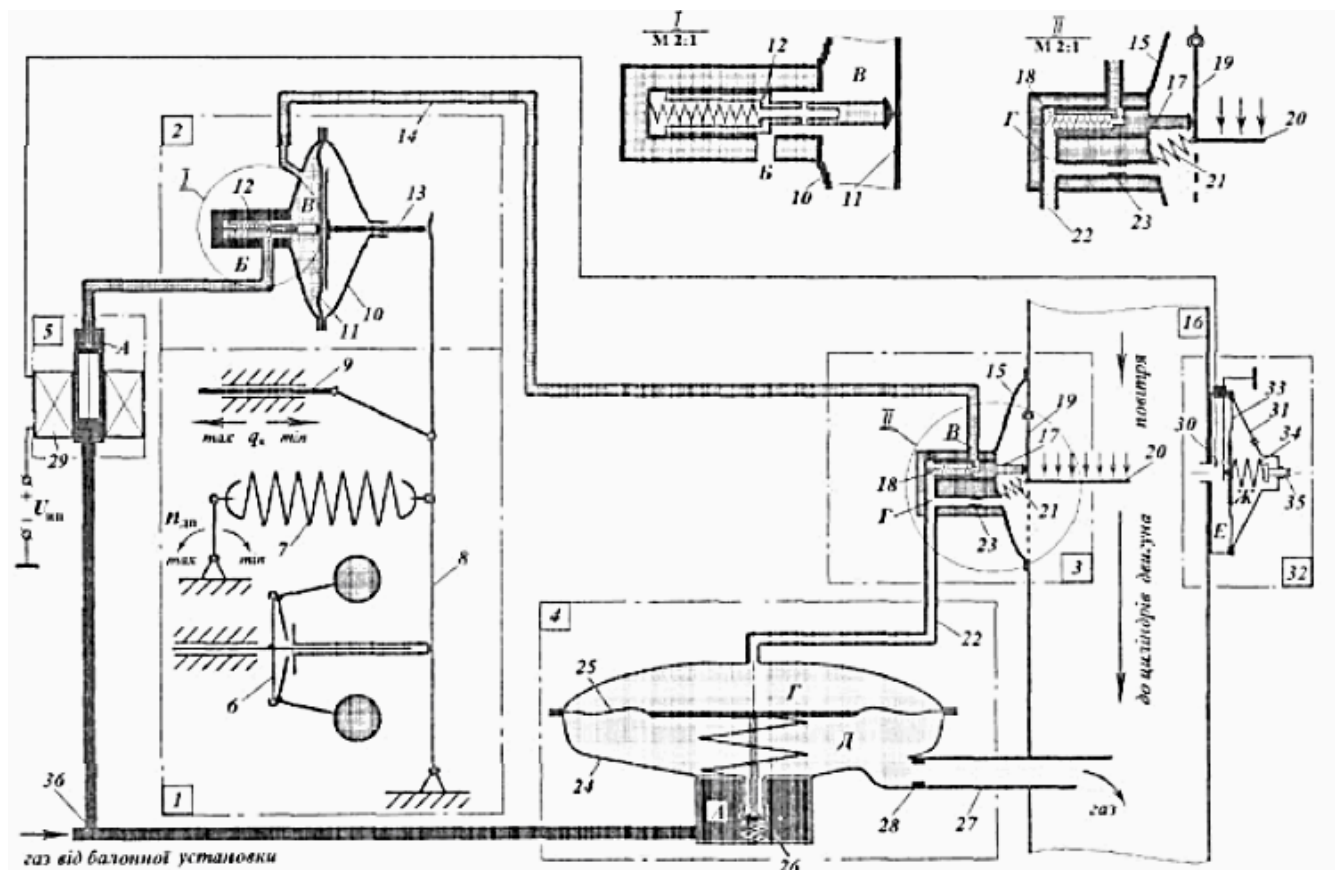


Рисунок 2.5 – Схема регулювання потужності газодизеля патент № 87768 [15]

1 – відцентровий всережимний регулятор; 2 – регулятор витрати газу; 3 – пневмокоректор; 4 - підсилювач витрати газу; 5 – електромагнітний клапан; 6 – чутливий елемент; 7 – головна пружина; 8 – головний важіль; 9 – рейка (дозатор) паливного насоса високого тиску; 10 – корпус; 11, 25, 33 – діафрагма; 12 – золотник 13 – штовхач; 14 – газопровід; 15 – корпус пневмокоректора; 16 – впускний трубопровід; 17 – золотник; 18, 21 – пружини; 19 – важіль;

20 – лопать; 22 – газопровід; 23 – дросель; 24 - корпус підсилювача витрати газу; 26 – клапан; 27 – газопровід; 28 – дросель; 29 – обмотка електромагнітного клапана; 30 – нормально розімкнуті контакти; 31 – корпус датчика розрідження; 32 - датчик розрідження; 34 – пружина; 35 – регулювальний гвинт; 36 – газопровід; А – вхідна порожнина; Б - вхід регулятора витрати газу В – вхідна порожнина; Г – вихідна порожнина; Д – вихідна порожнина; Е – вакуумна порожнина; Ж – атмосферна порожнина

Запропонована конструкція регулятора потужності дозволяє усунути недоліки попередньо розглянутої схеми за рахунок усунення жорсткого зв'язку між регулятором подачі газу і регулятором паливного насоса шляхом встановлення електроклапана подачі газу 5, пневмокоректору газового редуктора 15, підсилювач витрати газу 24, датчика розрідження у впускному колекторі. Запропонована конструкція забезпечує регулювання подачі дизеля та газу на всіх режимах роботи двигуна з підтриманням оптимального температурного режиму.

## **2.4. Розробка системи живлення газодизеля Д-243М**

### **2.4.1 Система регулювання потужності газодизеля**

Врахувавши проведений аналіз напрацювання науковців кафедри ТСГМ [16] розроблено схему системи живлення газодизеля адаптовану для роботи дизельного двигуна без суттєвого переобладнання штатної системи живлення рис. 2.6.

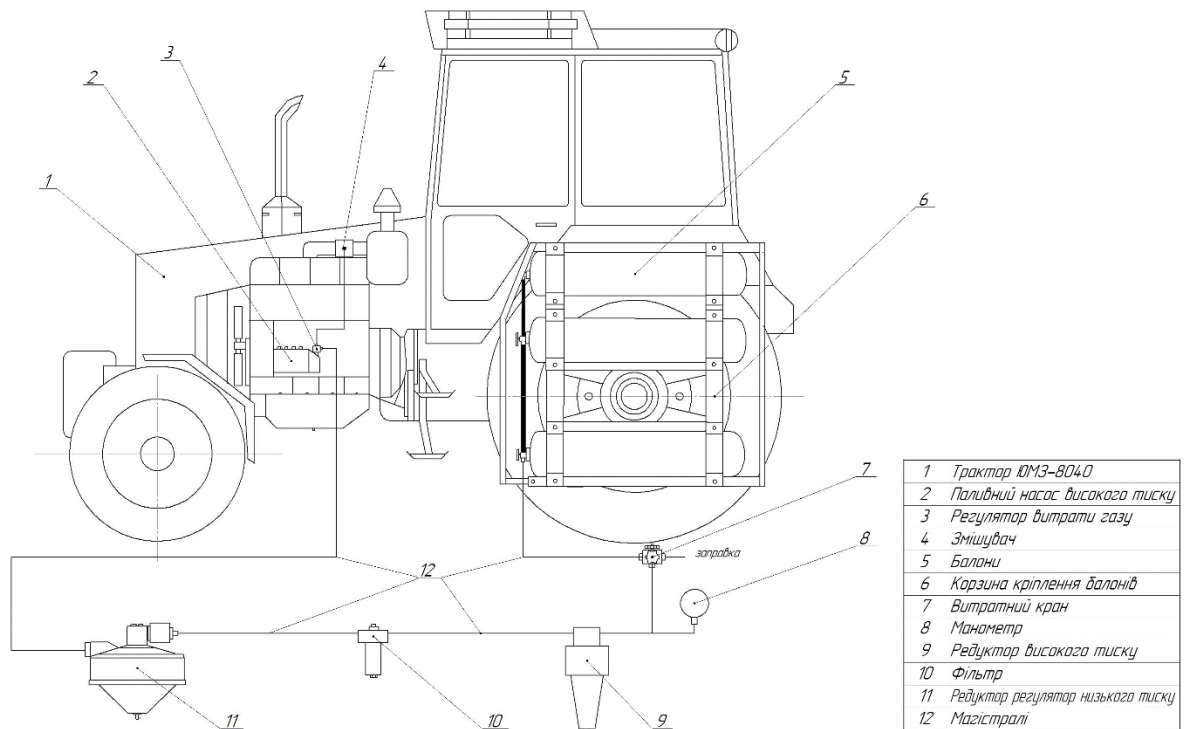


Рисунок 2.6 – Система живлення газодизеля Д-243М трактора ЮМЗ-8040

Принцип роботи системи регулювання потужності азодизеля пояснює блок-схема, представлена на рисунку 2.7. Система регулювання містить кілька незалежних функціональних вузлів: газобалонну установку 1 з редуктором першої ступені, редуктор-регулятор витрати газу 2, паливний насос високого тиску 3 з всережимним терморегулятором і датчиком витрати газу, впускний тракт двигуна 4 з датчиком витрати повітря і змішувачем, додаткове електрообладнання 5. Природний газ зберігається в балонах високого тиску 6 Р6 (0,8...20 МПа). За допомогою редуктора першого ступеня 7, тиск після балонів знижується до тиску  $P_p$  (0,5 МПа) після редуктора 7 газ подаємо до редуктора-регулятора витрати газу 2.

За режиму «газодизель» через відкритий електромагнітний клапан 8 газ надходить до датчика витрати газу 13 тиск при цьому становить  $P_{рд} = P_p$ . Датчик встановлений на штатному всережимному регуляторі паливного насоса високого тиску. Датчик має кінематичний зв'язок з важелем регулятора 14.

Захист від самовільної подачі газу до працюючого двигуна реалізовано за допомогою ключа блокування 9, який реагує на зміну тиску у впускному трубопроводі 4.

За роботи газодизеля на холостому ході рейка насоса налаштована на мінімальну подачу палива датчик-упор 13 не відкриває подачу газу  $F_d = F_p = 0$ . Відповідно тиск  $P_{дрг} = 0$ . За умови зростання навантаження двигуна рейка подачі палива зміститься (ліворуч) і за допомогою важеля регулятора з силою  $F_d$ , зміститься упор датчика 13  $F_p = F_d$ , що зумовить подачу газу з вихідним тиском величина, якого змінюватиметься пропорційно зміні зусилля  $F_d$ , на регуляторі 14:

$$P_{дрг} = f \cdot F_d, \quad (2.1)$$

де  $f$  – коефіцієнт пропорційності

Отже заміщення дизеля газом можливе лише при зростанні навантаження на двигуні.

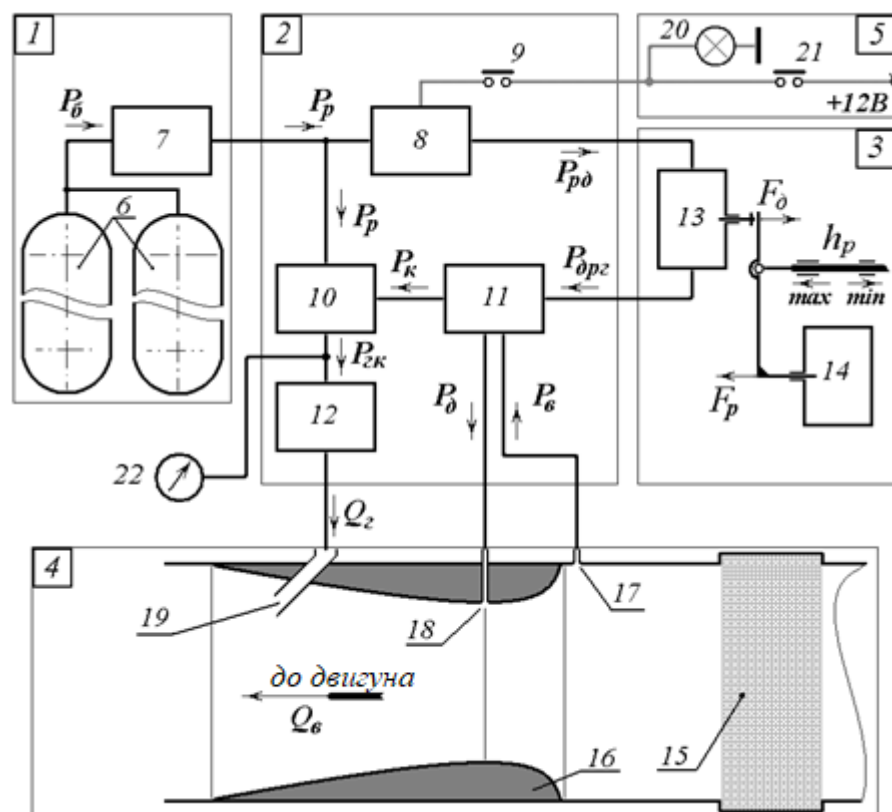


Рисунок 2.7 Схема системи регулювання потужності газодизеля Д-243М  
 1 – газобалонна установка з редуктором 1-ої ступені; 2 – редуктор-регулятор витрати газу; 3 – ПНВТ з всережимним відцентровим регулятором і датчиком витрати газу; 4 – впускний трубопровід двигуна зі змішувачем і дифуззором; 5 – додаткове електрообладнання; 6 – балони КПГ; 7 – редуктор 1-ої ступені;

8 – електромагнітний клапан; 9 – ключ блокування електромагнітного клапана; 10 – регулятор вихідного тиску; 11 – пневмокоректор; 12 - дросель; 13 – датчик витрати газу; 14 – штатний відцентровий регулятор; 15 – повітряний фільтр; 16 – дифузор; 17 – отвір компенсації; 18 – отвір розрідження в дифузорі; 19 – газова форсунка; 20 – контрольна лампа включення режиму «газодизель»; 21 – перемикач режимів «дизель-газодизель»; 22 – показчик витрати газу.

Схема роботи і взаємодії окремих вузлів, складових системи регулювання потужності, представлена на рис. 2.8 [16].

Від газобалонної установки 1 газ під тиском 0,5 МПа надходить у порожнину С редуктора-регулятора витрати газу 2. В режимі дизеля клапани 5 і 6 закриті і подача газу в двигун відсутня. При включенні режиму «газодизель» та наявності розрідження у впускному трубопроводі на обмотку 7 електромагнітного клапана подається напруга, відкривається клапан 6 і газ через шланг 8 подається в порожнину D датчика витрати газу 9, який встановлений на корпусі ПНВТ 3.

Вхідна і вихідна порожнини датчика витрати газу D і E розділені золотником 12, який може переміщатися у втулці 13. У вільному стані золотник пружиною віджимається вправо, перекриваючи сполучення між порожнинами D і E. Порожнина E через систему каналів (шланг 14, жиклер 24, порожнину K, дросель 28) з'єднана з всмоктуючим трубопроводом двигуна 4 і в ній встановлено невелике розрідження, завдяки якому витоки газу через золотник відводяться в двигун.

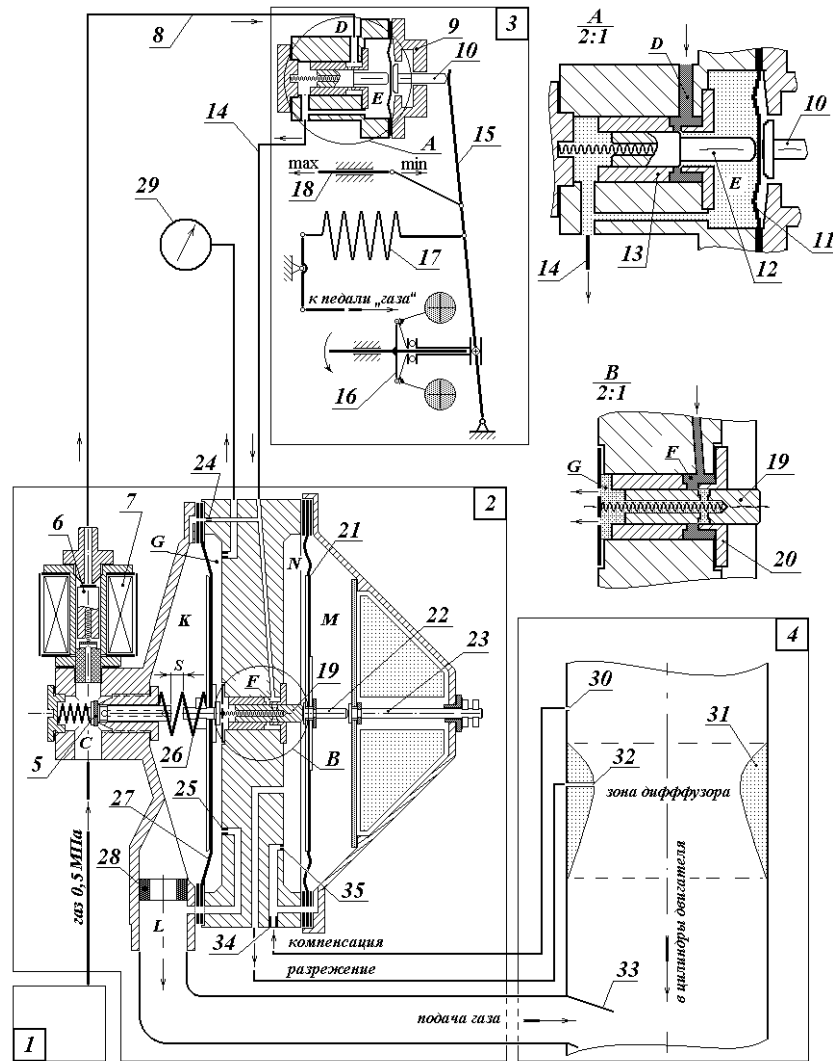


Рисунок 2.8 – Принципова схема системи регулювання потужності газодизеля Д-243М [16]

Корпус 9 датчика витрати газу встановлений відносно корпуса регулятора ПНВТ таким чином, що при малих циклових подачах, відповідних холостого ходу двигуна, головний важіль 15 штатного регулятора не стикається зі штоком 10 датчика. При зниженні частоти обертання двигуна внаслідок збільшення навантаження пружина 17 переміщує важіль 15 і рейку 18 в бік збільшення подачі палива. При цьому важіль 15 контактує зі штоком 10 датчика, переміщуючи його вліво і, прогинаючи діафрагму 11, переміщує вліво золотник 12.

Переміщення золотника призводить до відкриття каналу, через який сполучаються між собою порожнини D і E, і газ під тиском спрямовується в

порожнину Е, створюючи тиск на діафрагму 11. Сила тиску прикладена до штоку 10 і перешкоджає подальшому прогину діафрагми. Датчик починає працювати як редуктор тиску газу, підтримуючи тиск в порожнині Е пропорційною зусиллю на шток 10 і утримуючи його в майже незмінному положенні. При цьому обмежується переміщення головного важеля 15 регулятора, пов'язаної з ним рейки 18 і величини подачі рідкого палива на рівні запальної дози. З порожнини Е тиск по шлангу 14 передається у порожнину F пневмокоректора.

При непрацюючому двигуні золотник 19, встановлений у втулці 20, під дією пружини зміщений в праве положення, при якому сполучення між порожнинами F і G перекрито.

При працюючому двигуні через дифузор 31 надходить повітря і між отворами 30 і 32 встановлюється перепад тиску, пропорційний масовій витраті повітря в двигуні. Таким чином, між порожнинами M і N пневмокоректора, з'єднаними з отворами 30 і 32 впускного трубопроводу, відповідно, виникає різниця тисків, прогинаюча діафрагму 21 і зміщує золотник 19 вліво до відкриття проходу між порожнинами F і G. Газ починає проходити з порожнини F в порожнину G. Зростаючий тиск газу в порожнині G створює на торець золотника 19 зусилля, спрямоване проти зусилля з боку діафрагми 21, прагне закрити сполучення між порожнинами F і G. При достатньому тиску в порожнині G золотник, долаючи зусилля з боку діафрагми 21, зміститься вправо і закрий сполучення між порожнинами F та G. Таким чином, пневмокоректор починає працювати як редуктор тиску газу з пневмокеруванням, обмежуючи вихідний тиск в порожнині G і встановлюючи його пропорційним різниці тисків між порожнинами M і N. Газ з порожнини G через дренажний жиклер 25 надходить до газової форсунки 33 і всмоктується в циліндри. Витоки газу з золотника в порожнину N відводяться у впускний трубопровід через отвори 30 і 32.

Підбір перерізу жиклерів 34 і 35 дозволяє змінювати величину перепаду тиску на діафрагмі 21 пневмокоректора і, таким чином, регулювати ступінь коригування характеристики двигуна.

Тиск в порожнині G створює зусилля на діафрагмі 27 регулятора витрати. Після досягнення певної величини це зусилля стискаючи пружину 26 прогинає діафрагму 27 вліво, і після вибірки зазору S відкриває головний витратний клапан 5, через який газ спрямовується в порожнину К і, далі, через головний жиклер 28 – до газової форсунки 33. Вплив тиску газу з боку порожнини К на діафрагму 27 повертає її в початковий стан і призводить до закриття клапана 5. В рівноважному стані в порожнині К встановлюється тиск, менший від тиску в порожнині G на величину  $f_{пр}/S_{да}$ , де  $f_{пр}$  – сила попереднього стиску пружини 26;  $S_{да}$  – ефективна площа діафрагми 27. Величина тиску в порожнині К визначає витрату газу через жиклер 28. Таким чином, регулятор витрати являє собою редуктор тиску газу з управлінням за допомогою тиску на вході – в порожнині G.

#### 2.4.2 Обґрунтування схеми розміщення та вибір балонів

Найбільш поширеними являються розміщення балонів на даху кабіни (рис. 2.9, а) і розміщення на вісі заднього ведучого моста трактора (рис. 2.9, б) [17].



а)



б)

Рисунок 2.9 – Варіанти розміщення газових балонів на тракторі:

а) на даху кабіни; б) на колесі

При розміщенні балонів на даху трактора збільшується висота центра ваги трактора, що призводить до зниження стійкості трактора і підвищення можливого його перевертання. При розміщенні балонів на вісі ведучого моста трактора центр ваги трактора навпаки переміщується нижче, що підвищує стійкість трактора, а також відбувається довантаження заднього моста, завдяки цьому відбувається покращення зчіпних властивостей трактора з ґрунтом. Проаналізувавши схеми розміщення балонів на тракторі, обираємо другий варіант з кріпленням балонів до вісі трактора.

Згідно технічної характеристики балонів для стиснутого газу наведеній в додатку А [18] обираємо балон (рис. 2.10) БА-51-20-254/1262, об'ємом 51 л, довжиною 1262 мм та діаметром 254 мм. Робочий тиск балонів 20 МПа. Всього на тракторі встановлено 6 балонів загальним об'ємом 306 л, що пройшли обов'язкову сертифікацію. Розміщення балонів горизонтальне горловиною назад з послідовним з'єднанням, з розподілом на дві групи.

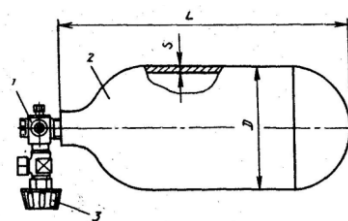


Рисунок 2.10– Газовий балон з арматурою для СПГ

1– перехідний штуцер; 2 – балон; 3 – вентиль

Обов'язковими умовами, що забезпечують безпеку експлуатації балонів, є ретельний догляд, періодичне фарбування, своєчасне проведення гідравлічних випробувань.

### 2.4.3 Запірна арматура

Газобалонна установка модернізованого трактора ЮМЗ-8040 має чотири спеціальні вентилі (рис. 2.11) [18]: наповнювальний, два балонних і видатковий. В якості наповнювального вентиля використовується вентиль ВМН-1, як

витратного і балонних - ВМР-1. Вентилі мають однакову конструкцію, відрізняються тільки різьбою виконаною на бічному штуцері (у наповнювального вентиля спеціальна ліва різьба). Для під'єднання газопроводу на боковий штуцер нагвинчується перехідник з ущільнювальною прокладкою.

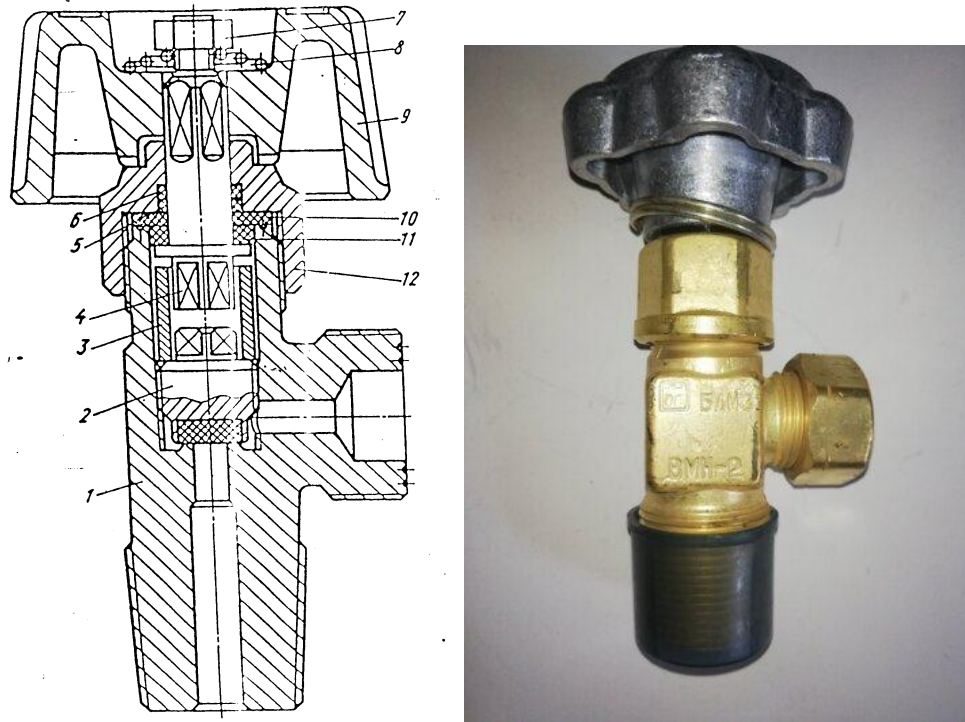


Рисунок 2.11 – Витратний вентиль

- 1 - корпус вентиля; 2 - клапан; 3 - муфта; 4 - шпindel;  
 5 і 11 - ущільнювальні кільця; 6 - захисне кільце;  
 7 - гайка; 8 - конічна пружина; 9 - маховик;  
 10 - прокладка; 12 - гайка сальника.

#### 2.4.4 Газоповітряний змішувач

Для утворення однорідної газоповітряної суміші, що надходить у циліндри двигуна і отримання сигналу управління для трьохступінчатого редуктора на газодизелі встановлюється газоповітряний змішувач. Конструкція якого наведено на рисунку 2.12 і в графічній частині кваліфікаційної роботи. Він виконаний за схемою з пересічними потоками повітря і газу. На двигуні корпус 1 змішувач встановлено в сполучному патрубку, що поєднує повітряний фільтр з впускним колектором 2. У корпусі 1 змішувача

встановлений дифузор 5, закріплений стопорним гвинтом. Ущільнення дифузора відносно корпусу виконано за допомогою ущільнюючого кільця 6. До корпусу змішувача приварений газопідвідний штуцер 3, до якого підводиться газ від дозатора газу.

Газовий потік проходячи через патрубок 3 надходить у кільцеву порожнину "а", звідкіля через 60 отворів діаметром 2 мм надходить у порожнину "б", де відбувається його змішування з повітрям.

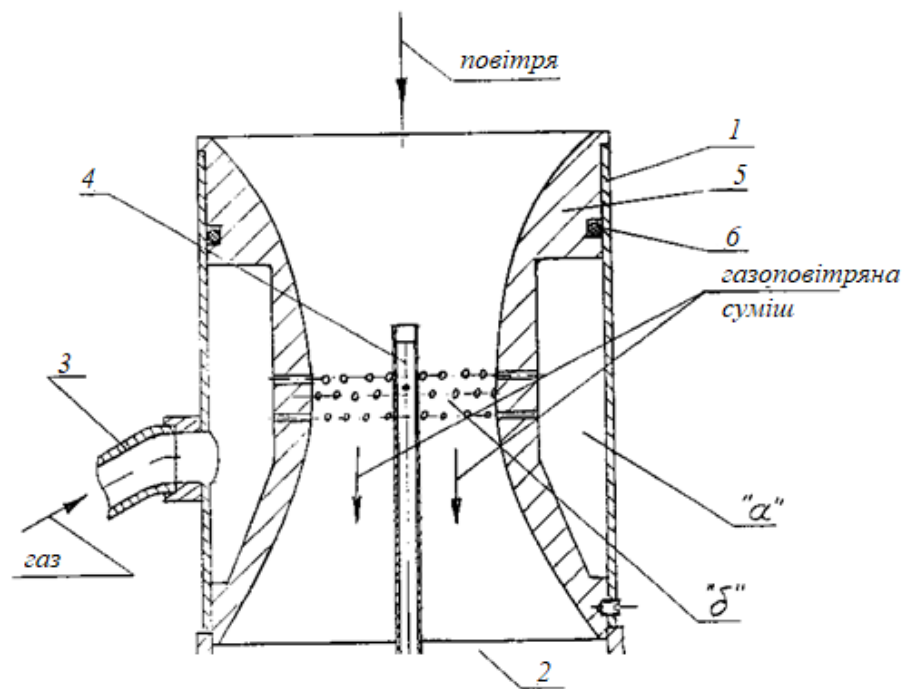


Рисунок 2.12 – Газоповітряний змішувач

- 1 – корпус змішувача; 2 – впускний колектор; 3 – газопідвідний штуцер;  
4 – сигнальна трубка; 5 – дифузор; 6 – ущільнююче кільце

#### 2.4.5 Одноступінчатий редуктор високого тиску

Газові редуктори високого тиску застосовують за одноступінчастим редукуванням газу і механічним регулюванням робочого тиску. Конструктивно вони можуть бути виконані у вигляді самостійного вузла або суміщені з двоступінчатим редуктором. В нашому випадку обираємо редуктор високого тиску РВД-20А [18-20] в окремому корпусі (рис. 2.13) на максимальний робочий тиск 20 МПа.

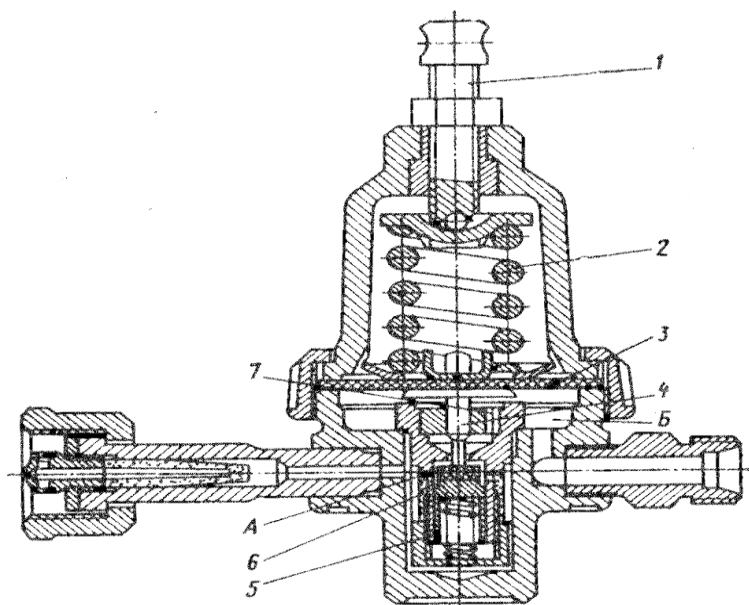


Рисунок 2.13 – Схема одноступінчатого редуктора високого тиску  
РВД-20А

Зниження тиску редуктором відбувається за рахунок проходження газу через фільтр 6, зазор між сідлом 7 і штовхач 4 в порожнину А робочого тиску. Зусилля натискної пружини 2 регулюється за допомогою гвинта 1 і передається через мембрану 3 і штовхач 4 на клапан 5. При переміщенні клапана 5 утворюється зазор між ним і сідлом, через яке газ потрапляє з порожнини Б в порожнину А. Порушення балансу витрати і надходження газу в камері А робочого тиску супроводжується зміною в ній тиску. У результаті дії системи регулювання робочий тиск відновлюється до заданого.

При зменшенні витрати газу або збільшенні його вхідного тиску в порожнині А надходить газу більше, ніж виходить його з редуктора і тиск газу не збільшується. При цьому мембрана 10, піднімається і зазор між сідлом 4 і клапаном 3 зменшується в результаті газу в порожнину А надходить менше і робочий тиск газу відновлюється. При збільшенні витрати газу або зменшенні його тиску на вході в редуктор відбуваються зворотні явища. Таке виконання редуктора забезпечує підтримання постійного робочого тиску.

Редуктор забезпечує автоматичну підтримку тиску на виході з редуктора в межах 0,95 ... 1,5 МПа. Технічна характеристика газового редуктора високого тиску наведена в додатку Б.

### 2.4.6 Редуктор-регулятор витрати газу

Редуктор регулятор низького тиску дозволяє додатково знизити робочий тиск та встановити необхідну витрату газу для приготування газоповітряної суміші. В якості редуктора низького тиску обрано конструкцію редуктора-регулятора розроблену науковцями кафедри ТСГМ представлену на рис. 2.14. [16] Редуктор дозволяє підтримувати вихідний тиск в межах 0,07...0,1 МПа

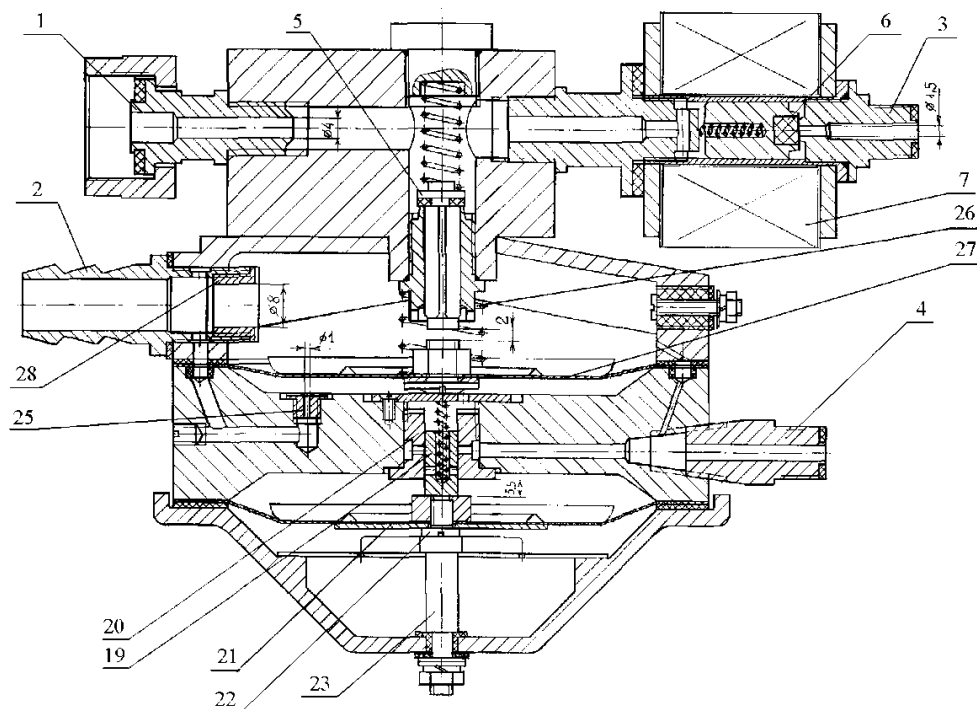


Рисунок 2.14 – Редуктор-регулятор витрати газу газодизеля:

1 – вхідний штуцер; 2 – вихідний штуцер; 3 – штуцер подачі газу до датчику витрати; 4 – штуцер подачі газу до пневмокоректору; інші позиції відповідають позначенням на рис. 2.8

Недоліком попередньої конструкції була погана чутливість редуктора на перехідних режимах, що було пов'язано з використанням клапанів. Використання золотників усунуло негативні явища. Основна технічна характеристика редуктора-регулятора наведена в додатку В.

## 2.5 Висновки

1. В даний час в зв'язку з підвищенням цін на дизельне паливо, головною проблемою господарства є великі затрати на палива нафтового походження. Вирішити дану проблему можливо переведенням тракторів ЮМЗ-8040 з двигуном Д-243 частково на газоподібне паливо.

2. За результатами проведеного аналізу газомоторних палив, встановлено, що найбільш оптимальним для конверсії двигуна Д-243 буде використання природнього газу в зв'язку з його доступністю в межах господарства.

3. За результатами проведеного аналізу систем живлення газодизелів розроблено систему живлення газодизеля Д-243М та обрано необхідне газобалонне обладнання.

### **Розділ 3. КОНСТРУКТИВНО-РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА**

#### **3.1 Тепловий розрахунок газодизеля**

Для порівняння роботи двигуна в режимі газодизеля та дизеля проведемо тепловий розрахунок в двох варіантах (1 – для дизельного циклу, 2 – для газодизельного циклу). Розрахунок дозволяє визначити параметри суміші в циліндрах двигуна в будь-який момент робочого циклу для обох варіантів.

Отримані значення тиску та температури робочого тіла дозволяють визначити з високою точністю значення навантажень на деталі ДВЗ, конструктивні розміри елементів двигуна, провести оцінку економічності, матеріалоємності, провести розрахунки характеристик двигуна. Результати розрахунку за першим варіантом наведено в додатку Д. Нижче приведемо розрахунок за другим варіантом для газодизельного циклу. Вихідні дані для розрахунку наведено в додатку Г. Розрахунок проведемо за загально прийнятими методиками [21-25].

### 3.1.1 Процес впуску

Параметри тиску  $P_k$  та температури  $T_k$  двигуна за відсутності турбонаддуву будуть рівними параметрам навколишнього середовища:

$$P_k = P_o \text{ і } T_k = T_o$$

Густина повітря на впуску  $\rho_{п}$ :

$$\rho_{п} = \frac{P_k \cdot 10^6}{R_B \cdot T_k} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189, \text{ кг} / \text{ м}^3 \quad (3.1)$$

де  $R_B = 287$  Дж/(кг·град) – питома газова постійна повітря.

Враховавши теоретичні та експериментальні дослідження температуру  $T_r$  і тиск  $P_r$  відпрацьованих газів (ВГ) приймаємо в межах:

для газодизеля без наддуву:

$$P_r = (1,05 \dots 1,10) \cdot P_k = 1,05 \cdot 0,1 = 0,105, \text{ МПа}$$

$$T_r = (800 \dots 1000) \text{ К}, \text{ приймаємо } T_r = 950 \text{ К}.$$

Вкінці теплового розрахунку проведемо уточнюючий розрахунок температури  $T_{г}^1$ , яке дозволить оцінити правильність теплового розрахунку. За великих розбіжностей більше 5% проводимо уточнений розрахунок даного показника.

Врахувавши втрати тиску на впуску  $\Delta P_a$  визначаємо тиск вкінці впуску:

$$P_a = P_{\kappa} - \Delta P_a, \text{ МПа} \quad (3.2)$$

Втрати тиску  $\Delta P_a$  визначаємо з урахуванням конструктивних особливостей двигуна.

Для газодизеля без наддуву:

$$\Delta P_a = (0,03...0,18) \cdot P_{\kappa} = 0,1 \cdot 0,1 = 0,01 \text{ МПа}$$

$$P_a = 0,1 - 0,01 = 0,09 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт залишкових газів  $\gamma_r$  визначаємо по формулі:

$$\gamma_r = \frac{(T_{\kappa} + \Delta T) \cdot P_r}{T_r \cdot (\varepsilon P_a - P_r)} = \frac{(293 + 30) \cdot 0,105}{950 \cdot (16 \cdot 0,09 - 0,105)} = 0,0267 \quad (3.3)$$

де  $\Delta T$  - підігрів заряду на впуску, К для газодизеля приймаємо  $\Delta T = 30 \text{ К}$ .

Температуру в кінці впуску  $T_a$  визначимо за рівнянням:

$$T_a = \frac{T_{\kappa} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 30 + 0,0267 \cdot 950}{1 + 0,0267} = 339,30 \text{ К.} \quad (3.4)$$

Коефіцієнт наповнення  $\eta_v$  розраховуємо по формулі:

$$\eta_v = \frac{T_k \cdot (\varepsilon \cdot P_a - P_r)}{(T_k + \Delta T) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot P_k} = \frac{293 \cdot (16 \cdot 0,09 - 0,105)}{(293 + 30) \cdot (16 - 1) \cdot 0,1} = 0,807 \quad (3.5)$$

### 3.1.2 Процес стиску

Визначимо показник політропи в процесі стискання  $n_1$  за формулою Петрова:

$$n_1 = 1,41 - 100 / n = 1,41 - 100 / 2200 = 1,364 \quad (3.6)$$

де  $n$  – частота обертання колінчатого вала,  $\text{с}^{-1}$ .

Температура і тиск в процесі стиску визначається за рівняннями:

$$P_x = P_a (V_a / V_x)^n_1, \text{ МПа} \quad (3.7)$$

$$T_x = T_a (V_a / V_x)^{(n-1)}_1, \text{ К} \quad (3.8)$$

де  $P_x$  і  $T_x$  – тиск та температура газів, за в довільного положення поршня  $x$  в процесі стиску відносно ВМТ;

$V_a$  і  $V_x$  – повний об'єм і об'єм циліндра над поршнем при положенні поршня  $x$ , відповідно. Дані розрахунку приведені в табл.3.1

Температуру  $T_c$  та тиск  $P_c$  в кінці процесу стиску визначимо за рівнянням:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,09 \cdot 16^{1,3645} = 3,95 \text{ МПа} \quad (3.9)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{(n-1)}_1 = 339,3 \cdot 16^{(1,3645-1)} = 932,15, \text{ К} \quad (3.10)$$

### 3.1.3 Процес горіння

Теоретична необхідна кількість повітря  $l_0$  для згорання кілограма рідкого палива:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8 \cdot C}{3} + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8 \cdot 0,857}{3} + 8 \cdot 0,133 - 0,01 \right) = 14,51 \text{ кг/кг}, \quad (3.11)$$

або

$$L^p_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{0,857}{12} + \frac{0,133}{4} - \frac{0,01}{32} \right) = 0,496 \text{ кмоль/кг}, \quad (3.12)$$

де 0,21 і 0,23 – вміст кисню в повітрі за масою та об'ємом:

C, H, O – кількість вуглецю, водню та кисню в паливі, кг/кг.

Молярна маса повітря визначається за співвідношенням:

$$m_B = \frac{l_0}{L^p_0} = \frac{14,51}{0,496} = 29,21 \text{ кг/кмоль},$$

де  $m_B = 29,21$  кг/кмоль – молярна маса повітря.

Теоретично необхідна кількість повітря  $L^z_0$  для згорання  $1 \text{ м}^3$  газоподібного палива з складом  $\Sigma(C_n H_m)$  (відповідно до завдання):

$$L^z_0 = 4,76 \left\{ 0,5(CO + H_2) + \Sigma \left[ (n + 0,25m) C_n H_m - O_2 \right] \right\}, \text{ м}^3 / \text{м}^3 \quad (3.13)$$

де  $n$  і  $m$  – склад водню та вуглецю в формулі  $C_n H_m$ .

$$L^z_0 = 4,76 \left[ (1 + 0,25 \cdot 4) \cdot 0,94 + (2 + 0,25 \cdot 6) \cdot 0,02 + (3 + 0,25 \cdot 8) \cdot 0,01 \right] = 9,52, \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Зміна складу суміші газів на протязі циклу в двопаливних двигунах (газодизелів).

В зв'язку з тим, що в газорідному процесі приймає участь два палива, різних за своїми властивостями, деякі із звичайних залежностей теплового розрахунку дещо змінюються. По перше, у вихідних даних необхідно задаватися значенням частки заміненого рідкого палива газом, яка може виражатися як годинна витрата рідкого палива  $G_r$  або кількість рідкого палива, яке припадає на 1 кмоль газоподібного (береться на основі дослідних даних).

По друге, на основі експериментальних даних призначають відповідний коефіцієнт надлишку повітря по газоподібному паливі  $\alpha^r$ , що може забезпечити повне згорання всього палива в циліндрі.

Теоретично необхідна кількість повітря  $L_0^c$  в кмоль/кмоль для спалення одного кмоль газоподібного палива визначаємо по формулі 3.13, рідкого  $L_0^p$  в кмоль/кг за формулою 3.12.

Кількість теплоти  $g$ , яка вноситься рідким паливом від загальної кількості теплоти, яка приймає участь в процесі:

$$g = \frac{G_p Q_n}{(V_c Q_u + G_p Q_n)} = \frac{1542,5}{(1833,8 + 1542,5)} = 0,511 \quad (3.14)$$

де  $V_r$  – об'ємна витрата газів в м<sup>3</sup>/год;

$Q_n$  – нижня теплота згорання дизельного палива, МДж/м<sup>3</sup>;

$G_p$  – годинна витрата палива, кг/год;

$Q_u$  – нижня теплота згорання газоподібного палива, МДж/м<sup>3</sup>.

Об'ємну витрату газу можна знайти через витрату повітря двигуном та коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ :

$$V_c = (V_h \cdot i \cdot n \cdot 30 / 1000) / (1 + \alpha L_0), \quad (3.15)$$

$$V_z = (4,75 \cdot 4 \cdot 2200 \cdot 30 / 1000) / (1 + 1,89,52) = 69,14 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

де  $V_h$  – робочий об'єм двигуна,  $\text{м}^3$ ;

$i$  – число циліндрів;

$n$  – частота обертання колін валу.

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання газу з присадкою рідкого запального палива:

$$L^p_0 = L_0 + gL^p_m = 9,52 + 0,51 \cdot 0,496 = 9,77 \text{ кмоль} \quad (3.16)$$

Кількість свіжого повітря:

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L^p_0 + 1 / M_m = 1 + 1,89,77 + 1 / 190 = 18,59 \text{ кмоль} \quad (3.17)$$

Зміна об'єму при згоранні 1 кмоль газу з присадкою рідкого палива:

$$\Delta M = M_2 - M_1 = g(H/4 + O/32) - 0,5(CO + H_2) + \Sigma[(1 + 0,25m) C_n H_m] \quad (3.18)$$

$$\Delta M = 0,51(0,133/4 + 0,01/32) + [(1 + 0,25 \cdot 4)0,94 + (1 + 0,25 \cdot 6)0,02 + (1 + 0,25 \cdot 8)0,01] = 1,97$$

$$M_2 = 1,97 + 18,59 = 20,56 \text{ кмоль}.$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни  $\beta_0$ :

$$\beta_0 = M_2 / M_1 = 20,56 / 18,59 = 1,11 \quad (3.19)$$

Відповідний дійсності коефіцієнт молекулярної зміни  $\beta$ :

$$\beta = (\beta_0 + \gamma r) / (1 + \gamma r) = (1,11 + 0,0267) / (1 + 0,0267) = 1,167$$

Нижня теплота згорання горючої суміші 1 кмоля газу з присадкою  $g$  кг рідкого палива:

$$Q_n^{zp} = (22,4Q_n + gQ_u) / (1 + \alpha L_0^c), \quad (3.20)$$

$$Q_n^{zp} = (22,4 \cdot 42,5 + 0,51 \cdot 33,8) / (1 + 1,89 \cdot 77) = 51,14 \text{ МДж / кмоль.}$$

Рівняння процесу горіння для газодизелів:

$$\beta \cdot MC_{pz} \cdot T_z = \frac{\zeta \cdot Q_n^{zp}}{(1 + \alpha \cdot L_0^c) \cdot (1 + \gamma_r)} + (MC_{vc} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c \quad (3.21)$$

де  $MC_{pz}$  – молярна теплоємність продукту горіння, в кДж/(кмоль·град);

$MC_{vc}$  – молярна теплоємність паливо-повітряної суміші в кінці такту стиску;

$\lambda = P_z / P_c$  – ступінь підвищення тиску в процесі згорання;

$T_z$  і  $P_z$  – температура (К) і тиск (МПа) в кінці горіння;

$Q_n$  – нижня теплота горіння палива кДж/кг;

$\zeta$  – коефіцієнт використання тепла, за експериментальними даними має значення 0,85...0,95 – для газодизелів.

Молярна теплоємності в кДж/(кмоль·град) визначаємо наближено, використовуючи лінійну апроксимацію залежності теплоємності від температури. Молярна теплоємність  $MC_{pz}$  записують у вигляді рівняння виду  $A + B \cdot T_z$ , яке підставляємо в рівняння горіння:

$$MC_{vc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 925,80 = 21,77 \quad (3.22)$$

$$A = 8,314 + (20,2 + 0,92 / \alpha) = 8,314 + (20,2 + 0,92 / 1,8) = 29,05$$

$$B = (15,5 + 13,8 / \alpha) \cdot 10^{-4} = (15,5 + 13,8 / 1,8) \cdot 10^{-4} = 23,1666 \cdot 10^{-4}$$

$$MC_{pz} = 8,314 + (20,2 + 0,92/\alpha) + (15,5 + 13,8/\alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \quad (3.23)$$

$$MC_{pz} = 29,05 + 23,166 \cdot 10^{-4} \cdot 2156 = 34,04.$$

Ступінь збільшення тиску в процесі горіння  $\lambda = P_z / P_c$  для газодизелів приймаємо, орієнтуючись на експериментальні дані:

$$\lambda = 1,4 \dots 2,2 \text{ – для дизелів}$$

$$\lambda = 2,0 \dots 3,0 \text{ – для газодизелів}$$

$$\text{Приймаємо } \lambda = 2,6$$

Температура в кінці згорання  $T_z$  визначається з рівняння згорання. Після визначення невідомих величин їх підставляють у відповідне рівняння згорання (3.21). В результаті такої підстановки одержують квадратичне рівняння відносно  $T_z$ , виду  $a \cdot T_z^2 + b \cdot T_z + c = 0$ , вирішивши яке знаходять значення температури в кінці згорання. Вирішення квадратного рівняння у вигляді:

$$T_z = (-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}) / 2a \quad (3.24)$$

$$c = \left( \frac{\zeta \cdot Q_n^{ep}}{(1 + \alpha \cdot L_0^2) \cdot (1 + \gamma_r)} + (MC_{vc} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c \right) / \beta \quad (3.25)$$

дає два корені, один з яких (додатній) і є розрахунковою температурою у °К в кінці згорання.

$$T_z = (-29,05 + \sqrt{29,05^2 + 4 \cdot 0,00231 \cdot 88702}) / 2 \cdot 0,00231 = 2156 \text{ К.}$$

Тиск в кінці горіння  $P_z$

Для дизелів, як уже було сказано віще, тиск в кінці горіння обмежуємо штучно, оберігаючи деталі двигуна від перевантажень.

Через це значення  $\lambda$  приймаємо, орієнтуючись на величину  $P_z$ , а процес горіння при цьому зтягується і закінчується при русі поршня з ВМТ до НМТ – в час розширення.

$$P_z = \lambda \cdot P_c = 2,6 \cdot 3,9566 = 10,29 \text{ МПа} \quad (3.26)$$

### 3.1.4 Процес розширення

Початок розширення співпадає з ВМТ. У дизелів розширення проходить в два етапи: розширення при постійному тиску (при догоранні палива) – попереднє розширення; розширення по політропі – кінцеве розширення (початок в точках  $P_z$  і  $T_z$ ).

Ступінь попереднього розширення  $\rho$  визначаємо по формулі:

$$\rho = V_\rho / V_c = (T_z \cdot \beta) / (\lambda \cdot T_c) = (2156 \cdot 1,167) / (2,6925 \cdot 80) = 1,04 \quad (3.27)$$

Ступінь залишкового розширення  $\delta$  для дизелів визначаємо по формулі:

$$\delta = V_b / V_\rho = \varepsilon / \rho = 16 / 1,04 = 15,38 \quad (3.28)$$

Тиск і температура в циліндрі двигуна в процесі розширення

$$P_x = P_z (V_x / V_\rho)^{n_2}, \text{ МПа} \quad (3.29)$$

$$T_x = T_z (V_x / V_\rho)^{(n_2 - 1)}, \text{ К} \quad (3.30)$$

де  $P_x$  і  $T_x$  – тиск і температура газів, відповідно, в будь-який момент розширення при положенні поршня  $x$  відносно ВМТ;

$V_x$  – об'єм циліндра над поршнем при положенні поршня  $x$ ;

$n_2$  – показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,22 + 130/n = 1,22 + 130/2200 = 1,279 \quad (3.31)$$

Дані розрахунку приведені в табл.3.1

Тиск і температура в кінці розширення

$$P_b = P_z / \delta^{n_2} = 10,28 / 15,38^{1,27} = 0,32 \text{ МПа} \quad (3.32)$$

$$T_{\delta} = T_z / \delta_2^{(n-1)} = 2156 / 15,38^{(1,27-1)} = 1030,79 \text{ K.} \quad (3.33)$$

### 3.1.5 Процес випуску

При проектуванні двигуна вважають, що тиск в процесі випуску залишиться без змін  $P_r = (1,05 \dots 1,10) \cdot P_k = 1,05 \cdot 0,1 = 0,105, \text{ МПа.}$

Розрахункова температура ВГ визначаємо за формулою:

$$T_r^1 = \frac{T_b}{\sqrt[3]{P_b/P_r}} = \frac{1030,79}{\sqrt[3]{0,32/0,105}} = 942,36 \text{ K} \quad (3.34)$$

Таблиця 3.1 – Результати теплового розрахунку газодизеля Д-243М

Результати розрахунків			
N	Назва показника	Позн.	Значення
1	Частота обертання колінвала	<i>n</i>	2200
2	Номінальна потужність	<i>Ne</i>	59,6
3	Число циліндрів	<i>i</i>	4
4	Ступінь стиску	<i>e</i>	16
5	Коеф. надлишку повітря	<i>a</i>	1,6
6	Низшая теплота сгорания топлива	<i>Qн</i>	42,5
7	Парам.роб.тіла: вуглецю	<i>C</i>	0,857
8	водню	<i>H</i>	0,133
9	кисню	<i>O</i>	0,01

10	Молекулярная маса парів палива	$Mm$	190
11	Параметри навк. Серед.; тиск	$Po$	0,1
12	температура	$To$	288
13	Нижня теплота згорання газ. палива	$Qu$	33,8
14	Частина теплоти, яка виноситься рідк. паливом	$g$	0,51
15	Парам. залишкових газів	$Pr$	0,105
16	Принята температура . ОГ	$Tr$	950
17	ВПУСК : втрати тиску. в вп. сист.	$\Delta Pa$	0,01
18	Коеф. залишкових газів	$g r$	0,03387
19	Підігрів на впуску	$\Delta T$	30
20	Коеф. наповнення	$\eta v$	0,807
21	Температ. в кінці впуску	$Ta$	339,9
22	Стиск: показ. політропи стиску	$n_1$	1,364546
23	Тиск. в кінці стиску	$Pc$	3,956571
24	Темпер. в кінці стиску	$Tc$	932,5
25	Мольн. тепл. в кінці стиску	$MCvc$	21,75017
26	Горіння: коеф. викор. тепла	$\xi$	0,87
27	Ступінь підвищення тиску	$\lambda$	1,6
28	А	$MCpz$	29,166
29	В	$MCpz$	0,002316
30	Темп. в кінці горіння	$Tz$	2156
31	Тиск. в кінці горіння	$Pz$	10,34074
32	Розшир: ступінь попереднього розшир.	$\rho$	1,04
33	Показ. політр. розширення	$n2$	1,279091
34	Тиск в кінці розширення	$Pb$	0,32
35	Температура в кінці розширен.	$Tb$	1030,8
36	Випуск: розрах. темп. в кінці вип.	$Tr'$	942,36

### 3.1.6 Побудова індикаторної діаграми в координатах P–V

Побудову діаграми виконуємо згідно загальноприйнятої методики [21]. По осі абсцис відкладаємо об'єм циліндра над поршнем, який може змінюватися в проміжку від  $V_c$  до  $V_a$ .

По осі ординат відкладаємо тиск газів в циліндрі на різних процесах робочого циклу ДВЗ. Згідно проведених розрахунків значення показників індикаторної діаграми P-V наведемо в таблиці 3.2 та 3.3. Використавши дані наведені в таблицях побудуємо суміщену індикаторну діаграму для двох варіантів розрахунку (рис. 3.1).

Таблиця 3.2 – Значення показників індикаторної діаграми P-V  
дизеля Д-243

Vc	10	Va	160
Хар.точка	X	Хар.точка	Y
r	10	r	0,105
a	160	a	0,105
c	10	c	3,956571
z'	10	z'	7,12
z	11,89	z	7,12
b	160	b	0,366
Координата точки		Величина тиску	
по осі X		стиск	розшир.
1	10	3,96	7,12
2	35	0,79	1,81
3	60	0,46	0,89
4	85	0,27	0,58
5	110	0,18	0,46
6	135	0,125	0,39
7	160	0,105	0,36

Таблиця 3.3 – Значення показників індикаторної діаграми P-V  
газодизеля Д-243М

Vc	10	Va	160
Хар.точка	X	Хар.точка	Y
r	10	r	0,105
a	160	a	0,105
c	10	c	3,956571
z'	10	z'	10,28
z	11,89	z	10,28

b	160	b	0,366
Координата точки		Величина тиску	
по осі X		стиск	розшир.
1	10	3,96	10,28
2	35	0,78	1,74
3	60	0,44	1,33
4	85	0,24	0,78
5	110	0,15	0,54
6	135	0,125	0,46
7	160	0,105	0,36

Проаналізувавши показники індикаторної діаграми було встановлено, що показники роботи газодизеля суттєво не відрізняються від показників роботи дизеля. Потужність двигуна після конверсії не зміниться за рахунок ефективнішого використання об'єму циліндра. Більшу частину об'єму, що займало повітря (дизельний цикл) буде заміщено газом це призведе до зміни коефіцієнту наповнення циліндра і підвищить енергетичну цінність заряду в циліндрі.

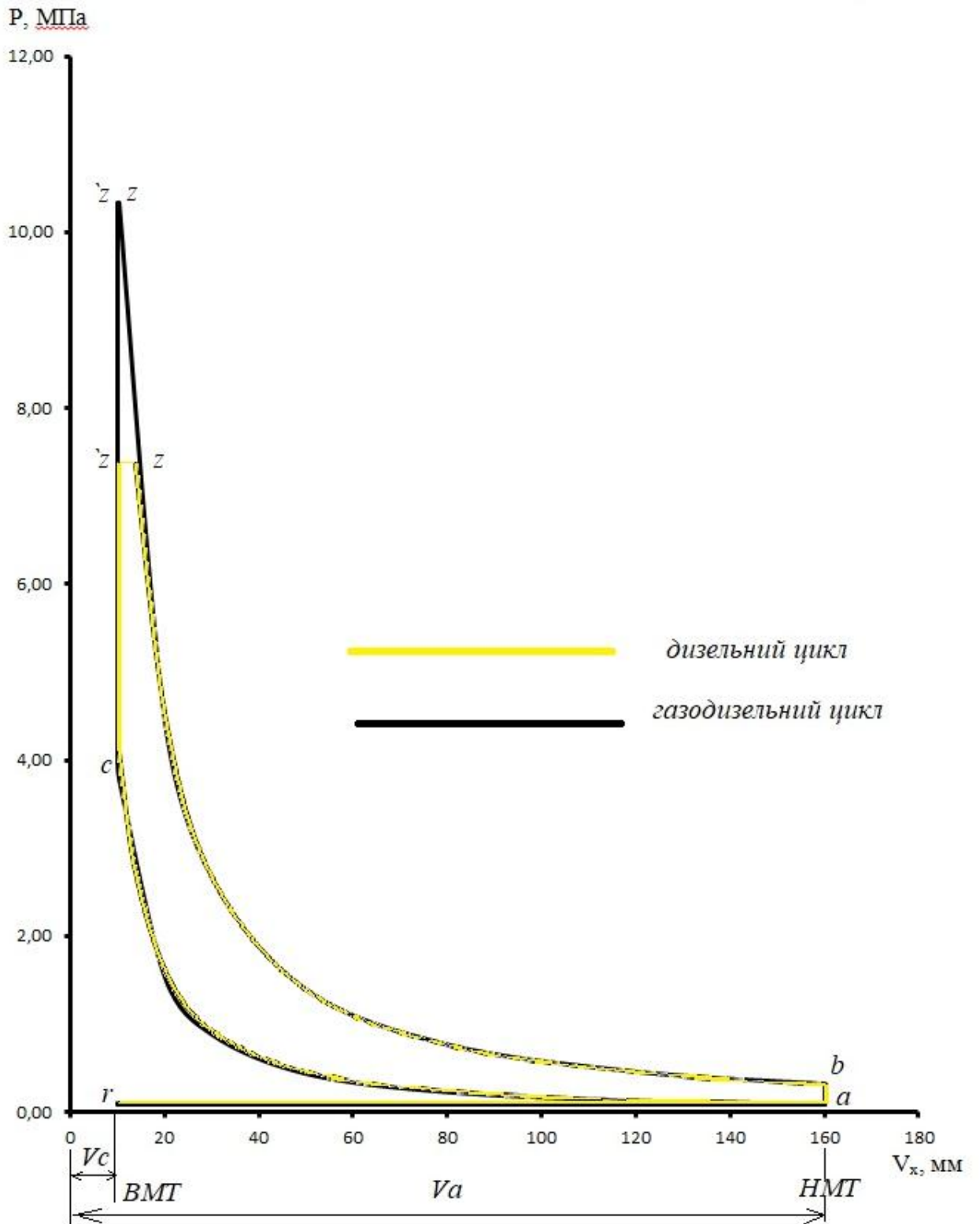


Рисунок 3.1 – Суміщена індикаторна діаграма в координатах P-V

### 3.2 Розрахунок опорного підшипника

Для кріплення балонів розроблено корзину (рис. 3.2) , яка дозволяє надійно утримувати балони в горизонтальному положенні. Така компоновка в порівнянні з вертикальним розміщенням дозволяє розмістити до 3 балонів на один бік трактора, без обмеження оглядовості з робочого місця тракториста. Кріплення корзину в верхній частині відбувається в місцях фіксації кабіни, нижня частина надійно кріпиться до вісі заднього мосту трактора через опорний підшипник 3.

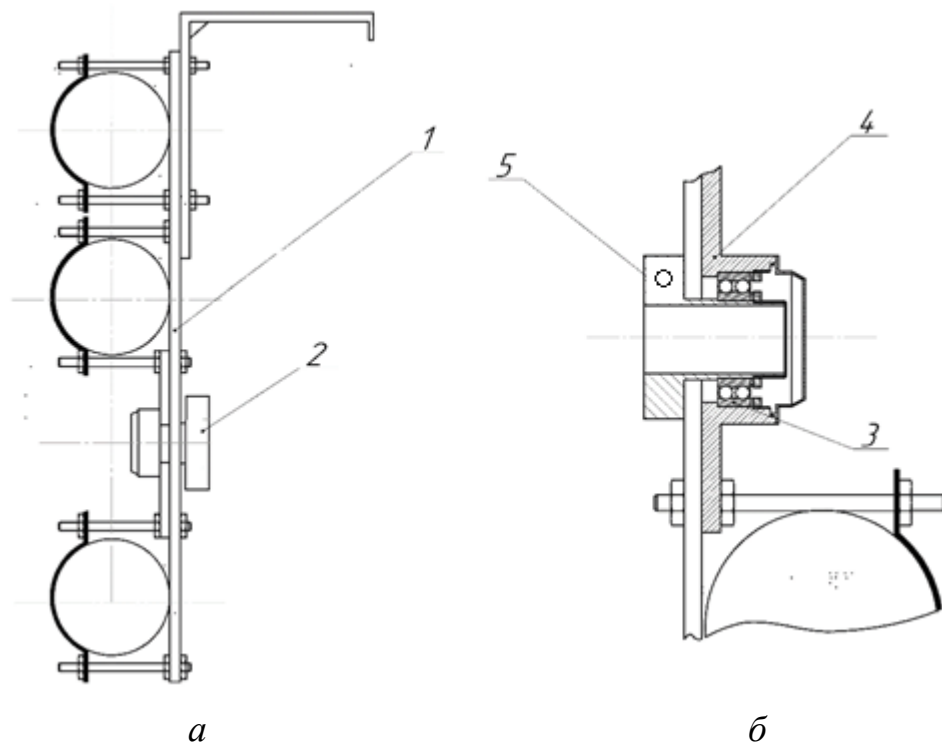


Рисунок 3.2 – Корзина кріплення балонів:

а – загальний вигляд корзину кріплення балонів; б – опорна ступиця;  
 1 – корзина; 2 – опорна ступиця; 3 – опорний підшипник; 4 маточина  
 корзину; 5 - кріплення опорної ступиці

В якості опорного підшипника обрано радіальний дворядний підшипник SKF 4217 ANT9. Внутрішній діаметр  $d=85$  мм, зовнішній  $D=150$  мм, ширина 36 мм, статична вантажопідйомність  $C_0=102000\text{Н}$ , динамічна –  $C=93600\text{Н}$ , радіальне навантаження  $F_r=8000\text{Н}$ , частота обертання  $n=200\text{ хв}^{-1}$ .

З метою забезпечення надійної роботи опорного вузла проведемо розрахунок підшипника.

Приведена вантажопідйомність:

$$P_{\text{нід}} = (XVF_r + YF_a) \cdot k_s \cdot k_t = 1 \cdot 1 \cdot 8000 \cdot 1,5 \cdot 1 = 12000 \text{ Н}, \quad (3.35)$$

де  $F_r$  – радіальне навантаження, Н;

$F_a$  – осьове навантаження, Н;

$k_s$  – коефіцієнт, який враховує умови роботи підшипника, [26];

$k_t$  – коефіцієнт, який враховує робочу температуру, [26];

Розрахунковий ресурс в мільйонах обертів:

$$L_p = (C / P_{\text{нід}})^m = (93600 / 12000)^3 = 474,55 \text{ млн. обертів} \quad (3.36)$$

де  $C$  – динамічна вантажопід'ємність, Н.

Розрахункова довготривалість в годинах:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L_p}{60 \cdot n_n} = \frac{10^6 \cdot 474,55}{60 \cdot 200} = 39546 \text{ год.} \quad (3.37)$$

де  $n$  – частота обертання, хв.<sup>-1</sup>.

За результатами розрахунку підшипник вибрано вірно, що забезпечить тривалу надійну роботу вузла. В графічній частині роботи детально наведено будову та геометричні розміри корзини для кріплення балонів з опорним вузлом.

### 3.3. Розрахунок кріплення балонів на міцність

Балони кріпляться в корзині за допомогою шпильок 1, хомутів 4 та стяжних гайок 2. Розрахунки проводимо на міцність стержнів на згин та розтяг. На рис. 3.3 приведена схема розміщення балонів на тракторі. Вихідні дані до розрахунку наведено в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Вихідні дані для розрахунку кріплень

Параметр	Позначення	Значення
Поперечне зусилля, Н	$F_w$	2000
Осьове зусилля, Н	$Q_w$	1000
Марка сталі		20Х1МФ1БР
Допустима напруга:		
на розтяг, МПа	$\sigma$	238
на зріз, МПа	$\tau$	119
Номінальний діаметр різьби, мм	$D$	12
Крок різьби шпильки, мм	$P$	1.75
Діаметр різьби по западинах, мм	$d_3$	9.85
Коефіцієнт повноти різьби:		
шпильки	$K_1$	0.75
гайки	$K_1$	0.875
Коефіцієнт деформації витків	$K_m$	0.6
Коефіцієнти наявності мастила	$\zeta$	0.18
	$\zeta_1$	0.37

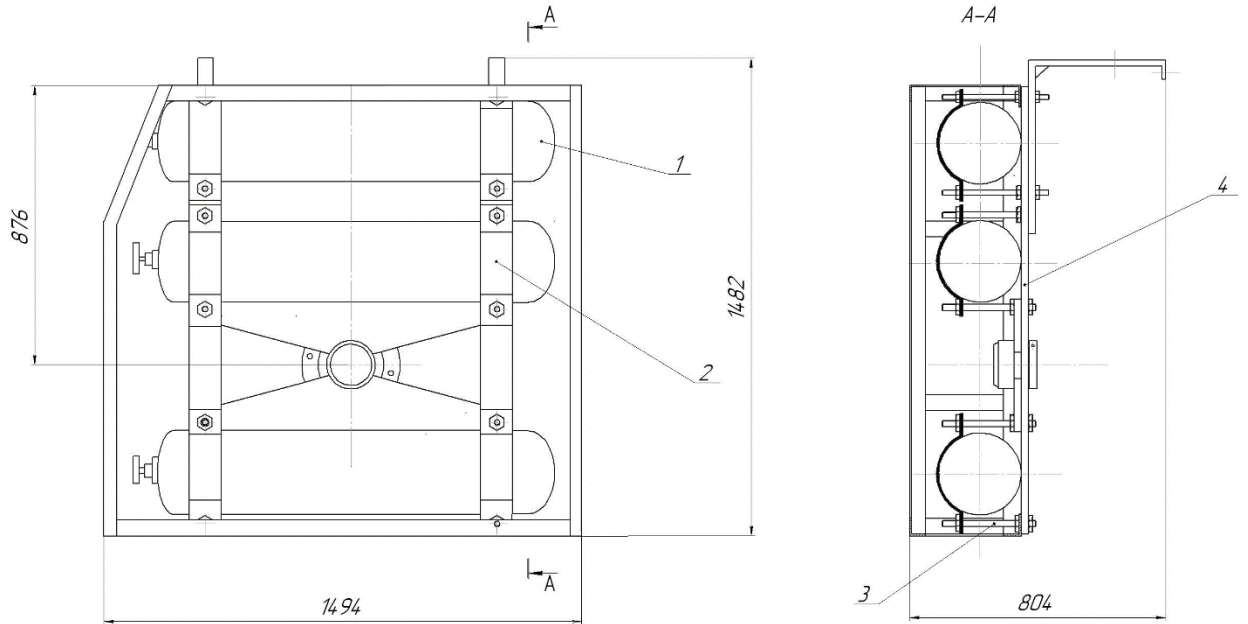


Рисунок 3.3 – Розміщення балонів на тракторі

1 – балони; 2 – хомут; 3 – шпилька; 4 – корзина

На рисунку 3.4 побудовано епюри поперечних сил  $Q_y$  і згинального моменту  $M_x$ , що діють на шпильку [27].

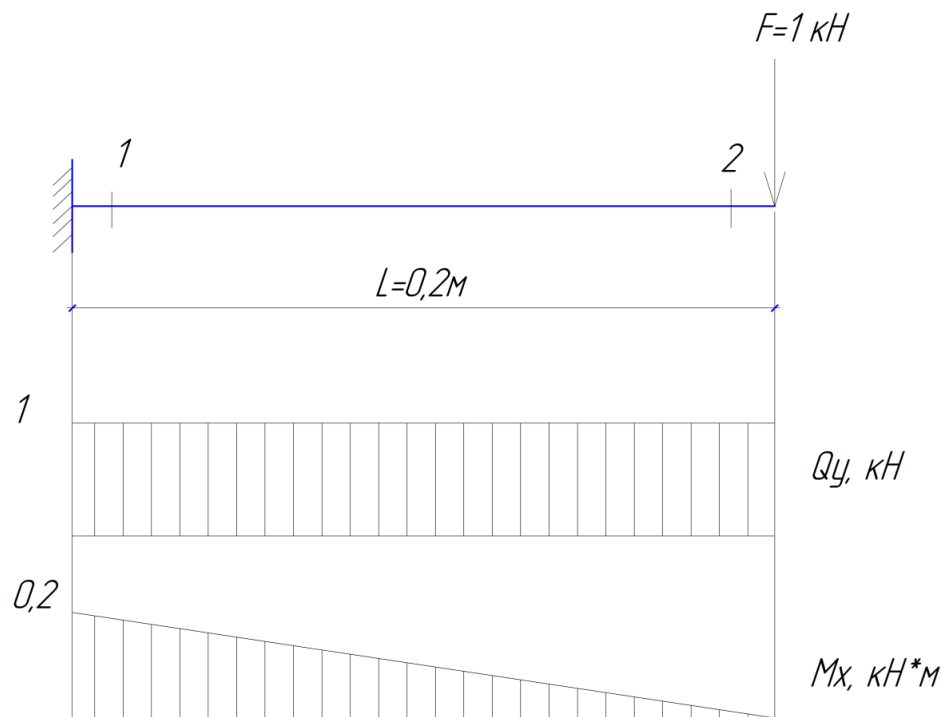


Рисунок 3.4 – Епюри сил та моментів, що діють на шпильку

Проведемо дві осі, паралельні осі шпильки (одну для епюри  $Q_Y$ , другу для епюри  $M_X$ ).

Шпилька має одну ділянку навантаження.

Будуємо епюру  $Q_Y$ . Зробимо переріз (1), відкинемо жорстке защемлення. Враховуючи правило знаків, отримаємо

$$Q^1_{Y}=F=1 \text{ кН}$$

В перерізі (2) отримаємо

$$Q^2_{Y}=F=1 \text{ кН}$$

Сили  $Q^1_{Y}$ ,  $Q^2_{Y}>0$  так як сила  $F$  повертає частину шпильки навколо перерізу за годинниковою стрілкою.

Будуємо епюру  $M_X$ . Зробивши переріз і відкинувши частину з жорстким защемленням, порахуємо момент від сили  $F$  відносно зробленого перерізу. Отримаємо

$$M^1_{X}=F \cdot 0=0;$$

$$M^2_{X}=-F \cdot L=-1 \cdot 0,2=-0,2 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Для епюри згинаючих моментів приймається наступне правило: значення моментів відкладаються від осі в бік розтягнутого волокна. Сила  $F$  розтягує верхні волокна, тому отримане значення  $M^2_{X}$  відкладаємо вище вісі. З'єднуємо відкладені значення прямою лінією. Знак на епюрі згинальних моментів можна не ставити.

Перевірка епюр. До шпильки не прикладене розподілене навантаження, отже, на графіках  $Q_Y$  і  $M_X$  маємо прямі лінії, причому на епюрі  $Q_Y$  це пряма, паралельна осі. На вільному кінці балки прикладена зосереджена сила

$F = 1 \text{ кН}$  в цьому перерізі на епюрі  $Q_Y$  утворився стрибок, рівний 1 кН.

На рисунку 3.5 наведено схему сил, що діють на різьбове з'єднання.

Визначимо площу перерізу шпильки

$$A_w = \frac{1}{4} \cdot \pi(d_3^2 - d^2) = \frac{1}{4} \cdot 3,14(9,85^2 - 0^2) = 76,2 \text{ мм}^2, \quad (3.38)$$

де  $d$  – діаметр отвору шпильки мм, отвір відсутній  $d=0$ .

Розрахуємо площу перерізу тіла шпильки

$$A_D = \frac{1}{4} \cdot \pi(D^2 - d^2) = \frac{1}{4} \cdot 3,14(12^2 - 0^2) = 113 \text{ мм}^2. \quad (3.39)$$

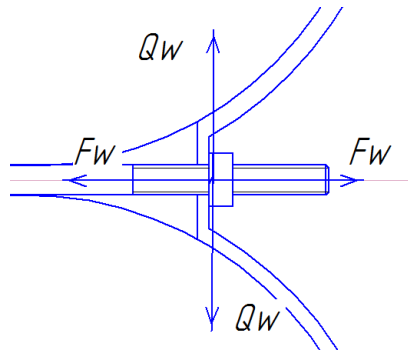


Рисунок 3.5 – Схема сил, що діють на різьбове з'єднання

Визначимо момент опору перерізу на кручення

$$W_w = \frac{1}{16} \cdot \pi \cdot D^3 (1 - \frac{d^3}{D^4}) = \frac{1}{16} \cdot 3,14 \cdot 9,85^3 (1 - \frac{0^3}{9,85^4}) = 187,6 \text{ мм}^3. \quad (3.40)$$

Проведемо розрахунок крутного моменту при затяжці

$$M_k = \xi \cdot F_w \cdot \frac{D}{z} = 0,18 \cdot 2000 \cdot \frac{12}{1} = 4320 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (3.41)$$

де  $F_w$  – поперечне зусилля, Н;

$\xi$  – коефіцієнти наявності мастила;

$z$  – кількість шпильок, приймаємо  $z=1$ .

Момент на ключі для забезпечення зусилля  $F_w$ :

$$M_{kl} = \xi_1 \cdot F_w \cdot \frac{D}{z} = 0,37 \cdot 2000 \cdot \frac{12}{1} = 8880 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (3.42)$$

де  $\xi_1$  – коефіцієнти наявності мастила.

Напруження зрізу по різьбової частині

$$\tau_w = Q_w / (A_w \cdot z) = 1000 / (76,2 \cdot 1) = 13,1 \text{ МПа}, \quad (3.43)$$

де  $Q_w$  – осьове зусилля, Н;

перевіримо умову міцності різьбового з'єднання:

$$6,6 \text{ МПа} < 119 \text{ МПа} \text{ – умова виконується.}$$

Напруження зрізу тіла шпильки

$$\tau_w = Q_w / (A_D \cdot z) = 1000 / (113 \cdot 1) = 8,8 \text{ МПа}, \quad (3.44)$$

перевіримо умову міцності тіла шпильки:

$$8,8 \text{ МПа} < 119 \text{ МПа} \text{ – умова виконується.}$$

Напруження розтягування в шпильці

$$\sigma_w = F_w / (A_w \cdot z) = 2000 / (76,2 \cdot 1) = 26,2 \text{ МПа}, \quad (3.45)$$

перевіримо умову міцності шпильки на розтяг:

$$26,2 \text{ МПа} < 238 \text{ МПа} \text{ – умова виконується.}$$

Напруження зрізу різьби в шпильці:

$$\tau_p = F_w / (\pi \cdot d_3 \cdot h \cdot z \cdot K_1 \cdot K_m) = 2000 / (3,14 \cdot 9,85 \cdot 12 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 0,6) = 12 \text{ МПа}, \quad (3.46)$$

де  $h$  – висота гайки, приймаємо 12мм;

$K_1, K_m$  – відповідно коефіцієнт повноти різьби та коефіцієнт деформації витків;

перевіримо умову міцності різьби в шпильці:

$$12,0 \text{ МПа} < 119 \text{ МПа} \text{ – умова виконується.}$$

Напруження кручення в шпильці:

$$T_{sw} = \frac{M_k}{W_w} = \frac{4320}{187,6} = 23 \text{ МПа}, \quad (3.47)$$

перевіримо умову міцності шпильки на кручення

$$23 \text{ МПа} < 119 \text{ МПа} - \text{умова виконується.}$$

### 3.4 Висновки

1. За результатами теплового розрахунку газодизеля Д-243М встановлено, що його ефективні показники роботи суттєво не відрізняються від показників роботи дизеля Д-243. Потужність двигуна після конверсії не зміниться за рахунок ефективнішого використання об'єму циліндра та кращого його наповнення, що підвищує енергетичну цінність заряду.

2. Обґрунтовано вибір опорного підшипника корзини розміщення балонів, що забезпечить надійну та тривалу роботу опорного вузла.

3. Проведено розрахунок кріплення балонів на міцність, за результатами якого обрано параметри стяжних шпильок.

## Розділ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

### 4.1 Аналіз стану з охорони праці на підприємстві

В ФГ «Вікторія» працює близько 45 осіб за охорону праці яких несе відповідальність керівник підприємства. Функцію інженера з охорони праці також покладено на керівника, який забезпечує організацію всіх комплексів з охорони праці відповідно до положень Закону «Про охорону праці», статей Кодексу законів про працю, Конституції України [28, 29].

Керівник господарства відповідає за проведення інструктажів з охорони праці, проведення інструктажу на робочому місці. За підтримання охорони праці на виробничих ділянках господарства відповідають працівники та керівництво виробничих ділянок відповідно механізація – головний інженер, рослинництво – головний агроном.

Всі працівники, які влаштовуються на роботу в господарство, проходять на робочому місці вступний інструктаж про що свідчить журнал їх реєстрації з відповідними записами.

Всі виробничі підрозділи обладнані куточками з охорони праці, з засобами пожежогасіння, першої медичної допомоги (аптечками) та інструкціями на виробничих місцях.

На території сільської ради де розташовано господарство розміщений медичний пункт де організовано щоденний огляд водіїв перед початком зміни. Всі виробничі підрозділи забезпечено засобами зв'язку.

В цілому по господарству стан охорони праці знаходиться на хорошому рівні. Стан охорони праці в рослинництві можна охарактеризувати наступними даними. Загальна площа господарства становить 646 га максимальна відстань від об'єкта виробництва до центральної садиби становить 3,5 км.

Відповідальним за охорону праці механізованих робіт являється головний інженер. На механізованій бригаді організовано куточок з охорони праці.

Своєчасне проведення інструктажу на робочому місці, являється основним заходом для практичного засвоєння працівниками правильних навичок роботи на виробничих місцях та правил санітарії.

В приміщеннях ремонтних боксів та обслуговування машин функціонує належне освітлення та вентиляція є санвузол для підтримання гігієни. Вся територія механізованої бригади має достатнє зовнішнє освітлення та обладнана громовідводами. Пункт видачі паливо-мастильних матеріалів має відповідно куточок пожежної безпеки та обладнано громовідводами. Вся техніка залучена на збиранні збіжжя обладнана вогнегасниками та іскрогасниками, обов'язково виконується чергування техніки для пожежогасіння. В цілому проведений аналіз засвідчує добрі результати з виконання заходів з охорони праці в господарстві.

В зв'язку з модернізацією тракторів ЮМЗ-8040 для роботи на газоподібному паливі розробимо інструкцію з охорони праці для тракторів з газобалонним обладнанням.

#### **4.2 Заходи з охорони праці при експлуатації тракторів з газобалонним обладнанням**

Експлуатація тракторів з використанням газоподібних палив вимагає підвищеної уваги до газобалонного обладнання. Керувати, обслуговувати та ремонтувати газомоторні трактори може персонал не менше 18 років, який пройшов відповідне навчання, пройшов іспит з мінімальних технічних норм і правил техніки безпеки та отримав сертифікат. Газові трактори слід щодня перевіряти на герметичність газового обладнання та його функціонування. Виявлені несправності газового обладнання налагодження газового обладнання

здійснюється кваліфікованим персоналом. Категорично забороняється керувати трактором і заїжджати до боксів зберігання техніки з несправним газовим обладнанням і порушеною герметичністю. Всі витоки газу слід негайно усунути. За умови розгерметизації запірної арматури стравлювати газ необхідно в мережу низького тиску а за неможливості виконати таку операцію газ скидаємо в навколишнє середовище за умови забезпечення безпеки подалі від людей та будівель. Стравлювання газу виконуємо за умови вимкненого ДВЗ та вимкненій масі електрообладнання. Балони для газу маркуються фарбою червоного кольору, з табличкою основних параметрів з строком проведення регулярних перевірок. Перед початком руху необхідно перевірити арматуру кріплення балонів. Балони повинні бути надійно зафіксовані без відносних переміщень в місцях кріплення. При тривалих зупинках перекривається подача газу за допомогою запірної аматири. Запуск двигуна здійснюється тільки на дизельному паливі. Робітники повинні виконувати правила внутрішнього розпорядку. Категорично заборонено перебувати у стані алкогольного, наркотичного сп'яніння на робочому місці. Паління дозволяється тільки в спеціально відведених місцях.

При експлуатації тракторів на газовому паливі забороняється:

- робота двигуна за умови зниження робочого тиску в балонах нижче ніж 0,5 МПа;
- палити поруч з газобалонним обладнанням;
- використовувати відкрите полум'я для розігріву двигуна за від'ємних температур навколишнього середовища;
- стравлювати газ в закритих боксах, поряд з місцями стоянки транспортних засобів, джерел відкритого вогню;
- залишати у відкритому стані магістральний вентиль підчас тривалих зупинок. .

Перед початком пуску двигуна перевірити газобалонне обладнання на наявність витоків газу. Переконавшись в справності обладнання, відсутності витоків газу відкрити магістральний вентиль після чого виконуємо запуск

двигуна на дизельному паливі. Після запуску двигуна переводимо тумблер системи керування подачі газу в режим газодизель. Заміщення подачі дизеля газом відбувається автоматично за допомогою регулятора потужності газодизеля. Керування трактором в режимі газодизеля аналогічно керуванню в режимі дизеля. По завершенню роботи трактор з газобалонним обладнанням необхідно очистити від пилу та бруду та підготувати до стоянки для цього необхідно закрити витратні вентилі.

В разі виникнення аварійної ситуації за неможливості усунути витіки газу з газобалонного обладнання необхідно евакуювати трактор за межі будівель та скупчення людей та машин. Для ліквідації пожежі на транспортному засобі використовуємо вуглекислотні вогнегасники, пісок. Для охолодження балону необхідно використовувати воду інтенсивно його поливаючи.

### **4.3 Правила та організація заправлення трактора стиснутим природнім газом**

Заправка балонів стиснутим природнім газом здійснюється на спеціалізованих заправка високого тиску.

За дотримання правил виконання заправки стиснутим газом безпосередньо відповідає оператор-заправник АГНКС.

Заїзд на заправку здійснюється з дозволу оператора за умови наявності у тракториста посвідчення на керування трактором з газобалонним обладнанням.

Перед початком заправки оператор повинен перевірити справність запірної арматури. За умови справності заправної арматури виконується заправка балонів стиснутим природнім газом до тиску в балонах не вище 20 МПа.

Після чого перекривається наповнювальний вентиль на газобалонній установці трактора процес заправки завершено.

Кожна заправка реєструється в відповідному журналі з записом дати, номеру заправки, номеру транспортного засобу кількості заправленого палива. Записи обов'язково підтверджується підписом оператора.

#### 4.4 Оцінка впливу удосконаленої машини на навколишнє середовище

В порівнянні з використанням дизельного палива концентрація шкідливих речовин в відпрацьованих газах газоподібного палива досить низька, що дозволяє знизити навантаження на навколишнє середовище та покращити екологічні показники. Використання тракторів з модернізованими двигунами для роботи на газоподібному паливі дозволяє перейти від екологічних показників європейського стандарту Євро-1 від 1992 року для дизельних ДВЗ до стандартів Євро-3 (рис. 4.1) 2000 року.

Стандарт контролює допустимий вміст оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ) та твердих частинок в відпрацьованих газах дизельних двигунів.

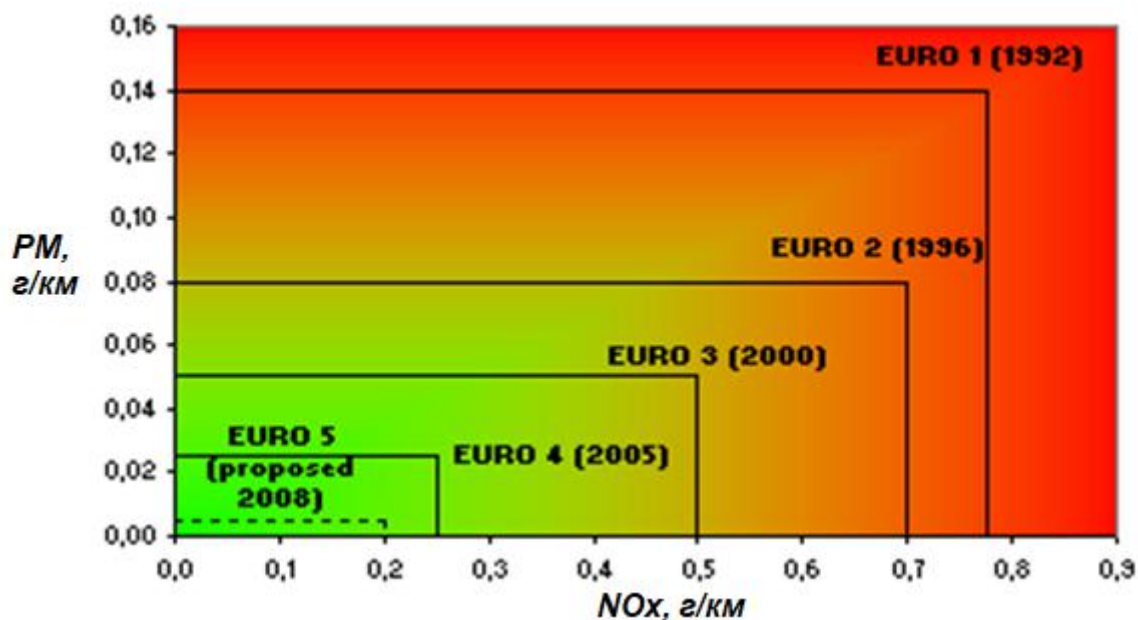


Рисунок 4.1 – Допустимі значення вмісту оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ) та твердих частинок (PM)

#### 4.5 Висновки

В цілому охорона праці в господарстві організована належним чином. В зв'язку з появою в господарстві модернізованих тракторів, які переведено для роботи на газоподібному паливі розроблено заходи з охорони праці при експлуатації тракторів на газомоторному паливі.

## **Розділ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОЕКТУ**

### **5.1. Об'єкт розрахунку**

Для визначення економічної ефективності модернізації тракторів ЮМЗ-8040 переведенням на газоподібне паливо проведемо порівняльні розрахунки техніко-економічних показників за двома варіантами. В першому варіанті в розрахунку прийнято роботу тракторів ЮМЗ-8040 на дизельному паливі в другому варіанті розрахунок виконаємо для роботи двигуна з заміщенням дизеля на 70 % стисненим природнім газом. В повному обсязі провести оцінку економічної ефективності проекту зробити складно, що пов'язано з відсутністю досвіду експлуатації газобалонних тракторів. На величину економічного ефекту вплинуть витрати на створення інфраструктури газобалонного господарства, які в умовах ринкових відносин важко прогнозувати. Враховуючи близькість розміщення АГНСК в межах 4 км в кваліфікаційній роботі обмежимося розрахунком економічної ефективності стосовно об'єкта модернізації без розрахунку витрат на побудову інфраструктури для заправки тракторів на базі господарства. Згідно попередньо наведеної інформації в господарстві на газоподібне паливо буде переведено 4 трактори марки ЮМЗ-8040 з двигуном Д-243.

### **5.2 Розрахунок економічної ефективності модернізації тракторів переведенням на газоподібне паливо**

В цілому по господарству економічний ефект від проведеної модернізації тракторів розраховуємо з урахуванням середніх по господарству напрацювання

тракторів і витрати палива. В табл.5.1 наведено дані по тракторах, які будуть піддані конверсії.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для розрахунку

Показники	Значення
Марка трактора	ЮМЗ-8040
Кількість тракторів, шт.	4
Середньорічний наробіток, мото-год.	1310
Питома витрата палива, г/кВт·год	235
Річна витрата палива, кг	11200
Вартість модернізації одного трактора, грн	38200
Вартість дизельного палива, грн/кг	40,8
Вартість газу, грн/м <sup>3</sup>	26,8

Витати на паливо для базового варіанту визначимо за рівнянням [30]:

$$C_{пв} = C_{дп} \cdot k = 11200 \cdot 40,8 = 456960 \text{ грн}, \quad (5.1)$$

де  $C_{дп}$  – річні витрати дизельного палива, кг згідно табл. 5.1;

$k$  – вартість дизельного палива, грн./кг згідно табл. 5.1.

Розрахунок витрат на паливо після проведення модернізації двигуна Д-243 проводимо з врахуванням заміщення дизельного палива на 70% газом, при цьому  $1\text{ м}^3$  газу з енергетичної цінності заміщає 1 кг дизельного палива.

Витрати на паливо для проектного варіанту визначимо за рівнянням:

$$C^2_{III} = C^2_{дп} + C^2_{г}, \quad (5.2)$$

де  $C^2_{дп}$  - витрати на рідке паливо, грн,  $C^2_{г}$  - витрати на газ, грн.

Тоді

$$C^2_{дп} = 0,3 \cdot C_{дп} \cdot \kappa_2 = 0,3 \cdot 11200 \cdot 40,8 = 137088 \text{ грн}, \quad (5.3)$$

$$C^2_{г} = 0,7 \cdot C_{дп} \cdot \kappa_2 = 0,7 \cdot 11200 \cdot 26,8 = 210121 \text{ грн}, \quad (5.4)$$

де  $\kappa_2$  – вартість одного  $\text{м}^3$  газу з урахуванням накладних витрат;

Згідно рівняння 5.2 визначимо витрату палива для проектного варіанту:

$$C^2_{III} = 137088 + 210121 = 347200 \text{ грн}.$$

Витрати на переобладнання (модернізацію) тракторів:

$$H = B_n \cdot i_m = 38200 \cdot 4 = 152800 \text{ грн}, \quad (5.5)$$

Економічний ефект після проведеної модернізації визначимо за рівнянням:

$$E = C_{пб} - C^2_{III} = 456960 - 347200 = 109760 \text{ грн}. \quad (5.6)$$

де  $B_n$  – вартість переобладнання одного трактора, грн.;

$i_T$  – кількість тракторів, шт.

Термін окупності модернізації тракторів ЮМЗ-8040:

$$T_{ок} = \frac{H}{E} = \frac{152800}{109760} = 1,4 \text{ року} \quad (5.7)$$

Результати розрахунку зведемо в таблицю 5.2

Таблиця 5.2 Економічні показники проекту

Показники	Варіанти		Проектний варіант в (+/-) до базового
	Базовий	Проектний	
Річні витрати на дизельне паливо, грн	456960	137088	-319872
Річні витрати на стиснутий природній газ, грн.	-	210121	210121
Загальні витрати на паливо, грн	456960	347200	-109760
Кількість тракторів, шт	4	4	-
Витрати на модернізацію тракторів, грн	-	152800	152800
Економічний ефект проекту, грн	109760		

Термін окупності проекту, років	1,4
---------------------------------	-----

### 5.3 Висновки

За результатами проведеної модернізації чотирьох тракторів ЮМЗ-8040 з двигуном Д-243 переведенням на газоподібне паливо річний економічний ефект склав 109760 грн., проект окупиться за 1,4 року.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В якості пілотного проекту в господарстві проведено модернізацію тракторів марки ЮМЗ-8040 з двигуном Д-243.

1. За результатами проведеного аналізу використання газоподібних палив в двигунах внутрішнього згорання, як альтернативне паливо обрано стиснутий природний газ СПГ. Використання СПГ дозволяє провести модернізацію дизельного двигуна без зміни конструктивних параметрів.

2. За результатами проведеного аналізу газобалонного обладнання розроблено схему системи живлення газодизеля Д-243М та обрано основні її складові.

3. За результатами проведеного теплового розрахунку газодизеля Д-243М встановлено, що його ефективні показники роботи суттєво не відрізняються від показників роботи дизеля Д-243. Потужність двигуна після конверсії не зміниться за рахунок ефективнішого використання об'єму циліндра та кращого його наповнення, що підвищує енергетичну цінність заряду. Розроблено схему та розраховано на міцність кріплення балонів на базі трактора

4. Розроблено заходи з охорони праці при експлуатації модернізованих тракторів ЮМЗ-8040 з двигуном Д-243М, що дозволить знизити ризики виробничого травматизму. Використання газоподібних палив дозволить знизити відсоток шкідливих речовин в відпрацьованих газах до показників європейського стандарту з Євро-1 до Євро-3.

5. За результатами проведеної модернізації тракторів ЮМЗ-8040 з двигуном Д-243М переведенням на газоподібне паливо річний економічний ефект склав 109760 грн., термін окупності проекту становить 1,4 року.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Корпач А.О. Аналіз та перспективи використання газоподібних видів палива для двигунів внутрішнього згорання / Корпач А.О., Петриченко Б.В., Лазейкін Є.Г.// ВНТУ. – 2021. – №23 – С. 223-226.

2. <http://www.golos.com.ua/article/168653>.

3. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/436-2006-%D1%80#Text>

4. Паливо-мастильні матеріали, технічні рідини та системи їх забезпечення.

К/ Упор. В.Я.Чабанний. – Кіровоград: Центрально-Українське видавництво, 2008. – 353с.

5. Паливо-мастильні та інші експлуатаційні матеріали. технічні рідини та системи їх забезпечення. І.М. Бендера, В.І. Дуганець, М.І. Кизима та ін. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин Я.І. 2016. – 420 с.

6. <https://yuzhmash.com> › traktorne-virobnitstvo

7. <https://traktorok.com.ua/dvigatel-mtz-d243/>

8. Г.А. Вершина, О. С. Быстренков. Способы организации рабочего процесса газодизельного двигателя. Г. Наука и техника. – БНТУ. – 2017. – №17. С.383-389

9. Б. С. Маріянко. Дослідження впливу на показники газодизеля вдосконалення системи живлення застосуванням газовипускного пристрою. Наукові праці ВНТУ. – 2014, № 2. – С. 24-29

10. Авдеев А. В. Контроль спалювання газоподібного палива / Авдеев А. В. – К.: Енергія, 1995. – 264 с.

11. К. Е. Долганов, А. П. Поляков, З. И. Краснокутская [та ін.] // Укр. трансп. ун-т. – Киев. – 1996. –39 с.

12. Поляков А. П. Експериментальні дослідження дозатора газу / А. П. Поляков, М. М. Мартиненко // Збірник наукових праць ЦНДІ ОБТ ЗСУ. – 2002. – Випуск 11. – С. 187 – 191.

13. <https://autoexpert-consulting.com/stati/systemy-auto/9050-vsejadnyj-dizel-prokormit-desheвле.html>

14. Патент на винахід країни № 46365. Спосіб і пристрій регулювання потужності газодизеля. Бабич О. С., Єлісеєнко І. А., Кухаренко П. М., Улексін В.О. Патент опубліковано 15.05.2002, бюл. № 5/2002

15. Патент на винахід країни № 87768. Пристрій для регулювання потужності газодизеля. Бабич О. С., Улексін В.О. Патент опубліковано 10.08.2009, бюл. № 15/2009

16. Улексін В.О. Робота автотракторних дизелів на газі / Улексін В.О, Бабич А.С., Кухаренко П.М. – Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2006. – 126с.

17. Газобалонный трактор./Н.Е.Основенко,Ю.В.Сиянко,А.Е.Попов, А.Е.Глеза // Тракторы и сельскохозйственныы машины, 1992, № 10-11. С.25 – 27.

18. Газобаллонныы автомобили: Справочник/А.И. Морев, В.И. Ерохов, Б.А. Бекетов и др. – М.: Транспорт, 1992. – 175 с.

19. <https://studfile.net/preview/5721095/page:15/>

20. Газобалонне обладнання автомобіля. – К. Вид. «Моноліт». – 2020. С.

78

21. Методичні вказівки до першої частини курсової роботи з дисципліни «Трактори і автомобілі» – «Баланс потужності енергетичного засобу. Розрахунок автотракторного двигуна» / Дніпропетр. держ. агр.-екон. ун-т.: Дніпропетровськ, 2015. – 76 с.

22. Сандомирський М. Г. Трактори та автомобілі. Ч. I. Автотракторні двигуни : навч. посіб. / [М. Г. Сандомирський, М. Ф. Бойко, А. Т. Лебедев та ін.] ; за ред. проф. А. Т. Лебедева. – К. : Вища школа., 2000. – 357 с. : іл.

23. Яцковський В. І. Сучасні методи розрахунків ДВЗ / В. І. Яцковський, І. В. Гунько, О. В. Гуцаленко. – Вінниця : РВВ ВНАУ, 2016. – 132 с.

24. Кухаренко П.М. Особливості застосування газоподібного палива на сільськогосподарських тракторах. /Праці ТДАА, т.17, вип. 2. Мелітополь, 2001. С. 107-113.

25. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А.В. Николаенко. –М. : Колос, 1984. – 335 с., ил.

26. Дирда В.І., Овчаренко Ю.М., Рижков І.Є. Деталі машин: Підручник. – Дніпропетровськ: Авантаж, 2006. – 448 с.

27. Павловський М. А. Теоретична механіка: Підручник. – К.: Техніка, 2002. – 512 с

28. «Закон України «Про охорону праці». Закон введено в дію з дня опублікування – 24.11.1992 року N 2695-ХІІ)»

29. Ткачук К. Н. Основи охорони праці: підручник. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний та ін. – К.: Основа, 2006. – 448 с.

30. Сичова М.О. Методичні рекомендації по економічному обґрунтуванню диплом-них проектів для студентів факультету механізації сільського господарства, які захищають диплом на кафедрі тракторів і автомобілів [Текст] / Дніпр, держ. агр. ун-т.; уклад. М.О. Сичова, Н.О Шевченко. - Дніпропетровськ: ДДАУ, 2008. -24 с.

## ДОДАТКИ

## Додаток А

Таблиця А – Технічна характеристика балонів для стисненого газу

Умовні позначення балонів	БА-33- 20-254/ 852	БА-34- 20-254/ 882	БА-51- 20-254/ 1262	БА-60- 20-254/ 1452	БА-70- 20-254/ 1660	БА- 50- 20- 322/ 827	БА-54- 20-322/ 882	БА-70- 20-322/ 1102	БА-97- 20-322/ 1470
Робочий тиск, МПа, не більше	20								
Об'єм, л	33±0,7	34±0,7	51±1	60±1,2	70±1,4	50±1	54±1,1	70±1,4	97±1,9
Маса балона, кг	23,5±1,2	24,5±1,23	33,9±1,7	38,7±1,9	44,0±2,2	40,5±2	41,6±2,1	50,9±2,5	66,4±3,3
Різьба на горловині	W27,8 ГОСТ 9909-81								
Форма дна балона	сферична					напівеліптична			
Габаритні розміри, мм									

-діаметр	254					322			
-довжина	852±5	882±5	1262±5	1452±5	1660±5	827±5	882±5	1102±5	1470±5
Термін експлуатації, років	15								

## Додаток Б

Таблиця Б – Характеристика газового редуктора високого тиску

Параметри	Значення
Тиск газу на вході, МПа:	
максимальний	20
мінімальний	1,2
Робочий тиск, МПа:	
максимальний	1,1
мінімальний	0,6
Витрата газу при тиску на вході 1,2 МПа та робочому тиску 0,6 МПа, м <sup>3</sup> /год, не менше	80
Інтервал робочих температур навколишнього середовища, °С	-30...+80
Тиск спрацювання запобіжного клапана, МПа	1,45...1,70
Матеріал мембрани	Прорезинена

	тканина товщиною 2 мм
Діаметр сідла клапана, мм	4,6
Габаритні розміри, мм	120×108×152
Маса, кг	1,7

## Додаток В

Таблиця В – Характеристика газового редуктора-регулятора

Параметри	Значення
Тиск газу на вході, МПа:	
максимальний	0,6
мінімальний	0,5
Робочий тиск, МПа:	
максимальний	0,1
мінімальний	0,07
Витрата газу при тиску на вході 0,6 МПа та робочому тиску 0,1 МПа, м <sup>3</sup> /год, не менше	80
Інтервал робочих температур навколишнього середовища, °С	-30...+80
Матеріал мембрани	Прорезинена тканина товщиною

Діаметр сідла клапана, мм	2 мм 4,6
Габаритні розміри, мм	232×232×224
Маса, кг	1,6

## Додаток Г

Таблиця Г – Вихідні дані для теплового розрахунку ДВЗ

№ п/п	Показник	Значення
1	Тип двигуна	дизельний
2	Число тактів	4
3	Розміщення циліндрів	Р – рядне
4	Число иліндрів	$i=4$
5	Ступінь стиску	$\varepsilon = 16$
6	Номінальна частота обертання колінчатого валу	$n_H = 2200 \text{ c}^{-1}$
7	Номінальна потужність	$N_e = 59,6 \text{ кВт}$
8	Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,7$
9	Вид палива, його елементний або компонентний склад	Дизель $C = 0,857, H = 0,133, O = 0,010$

10	нижча теплота згорання	$Q_H = 42,5 \text{ МДж / кг}$
11	Температура навколишнього середовища	$T_0 = 293 \text{ К}$
12	Тиск навколишнього середовища	$P_0 = 0,1 \text{ МПа}$

## Додаток Д

Таблиця Д - Результати теплового розрахунку дизеля Д-243

Результати розрахунків			
N	Назва параметру по запиту ЕОМ	Позн.	Значення
1	Частота обертання колінвала	n	2200
2	Номінальна потужність	Ne	59,6
3	Число циліндрів	i	4
4	Ступінь стиску	e	16
5	Коеф. надлишку повітря	a	1,6
6	Низшая теплота сгорания топлива	$Q_H$	42,5
7	Парам.роб.тіла: вуглецю	C	0,857
8	водню	H	0,133
9	кисню	O	0,01
10	Молекулярная маса парів палива	M <sub>T</sub>	190
11	Параметри навк. Серед.; тиск	$P_0$	0,1
12	температура	$T_0$	288
13	Нижня теплота згорання газ. палива	$Q_u$	33,8
14	Частина теплоти, яка виноситься рідк. паливом	g	0,51
15	Парам. залишкових газів	Pr	0,105
16	Принята температура . ОГ	Tr	750
17	ВПУСК : втрати тиску. в вп. сист.	D Pa	0,01
18	Коеф. залишкових газів	g r	0,03387
19	Підігрів на впуску	DT	30
20	Коеф. наповнення	$\zeta_v$	0,807

Форм.	Знач.	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Приміт.
		21	Температ. в кінці впуску		Ta	336,99
		22	Стиск: показ. політропи стиску	<i>Документація</i>	n1	1,364546
		23	Тиск. в кінці стиску		Pc	3,956571
		24	Темпер. в кінці стиску		Tc	925,8
A		25	<del>52.ДП.014.100.000.ВЗ</del> Тиск в кінці стиску		<i>Вид загальний</i>	MCvc
		26	Горіння: коеф. викор. тепла		z	0,87
		27	Ступінь підвищення тиску		i	1,6
		28	A	<i>Складальні одиниці</i>	MCz	29,80131
		29	B		MCpz	0,002495
		30	Темп. в кінці горіння		Tz	2187,471
		31	<del>52.ДП.014.103.000СК</del> Тиск. в кінці горіння	<i>Регулятор витрати газу</i>	Pz	7,12
		32	<del>52.ДП.014.104.000СК</del> Резини: ступінь попереднього розшир.	<i>Газо-повітряний</i>	p	1,340
		33	<del>52.ДП.014.106.000СК</del> Повяз. до пом. розширення	<i>Корзина кріплення</i>	n2	1,272091
		34	<del>52.ДП.014.111.000СК</del> Тиск в кінці розширення	<i>Редуктор-регулятор</i>	Pb	0,366
		35	Температура в кінці розширен.		Tb	139,699
		36	Випуск: розрах. темп. в кінці вип.	<i>ТИСКУ</i>	Tr'	787,73
				<i>Стандартні вироби</i>		
		1		<i>Трактор ЮМЗ-8040</i>		1
		2		<i>Паливний насос 4УТНІ</i>		1
		5		<i>Балон БА-51-20-</i>		6
		7		<i>Наповнювальний</i>		1
		8		<i>Манометр ДМ-05063, 0-</i>		1
		9		<i>Фільтр Valtek-110R</i>		1
		10		<i>Редуктор високого тиску</i>		1
		12		<i>Магістралі високого</i>		4
		13		<i>Магістралі низького</i>		3
		14		<i>. Балонний вентиль</i>		6

Підп. и дата	
Взам. инв. №	
Инв. № дубл.	
Підп. и дата	
Инв. № подл	

<b>52.ДП.014.100.000.ВЗ</b>				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата
Розроб.		<i>Безрукый</i>		
Перев.		<i>Бойко В.Б.</i>		
Т. контр.				
Н. контр.		<i>Золотовська</i>		
Зат.		<i>Теслюк Г.В.</i>		
<b>Схема системи живлення</b>			Літ.	Арк.
<b>ЖИВЛЕННЯ</b>			<b>ДДАЕУ</b>	



Форм.	Знак	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Приміт.
				Документація		
A			52.ДП.014.111.000.СК	Складальне креслення		
				Деталі		
		1	52.ДП.014.111.001	Головний жиклер	1	
		2	52.ДП.014.111.002	Пружина регулятора	1	
		3	52.ДП.014.111.003	Головний клапан	1	
		4	52.ДП.014.111.004	Регулювальний гвинт	1	
		5	52.ДП.014.111.005	Електромагнітний	1	
		6	52.ДП.014.111.006	Штуцер	1	
		7	52.ДП.014.111.007	Обмотка	1	
		8	52.ДП.014.111.008	Верхня кришка	1	
		9	52.ДП.014.111.009	Жиклер відведення	1	
		10	52.ДП.014.111.010	Діафрагма	1	
		11	52.ДП.014.111.011	Дренажний жиклер	1	
		12	52.ДП.014.111.012	Штуцери	4	
		13	52.ДП.014.111.013	Корпус редуктора	1	
		14	52.ДП.014.111.014	Жиклер	1	
		15	52.ДП.014.111.015	Діафрагма	1	
		16	52.ДП.014.111.016	Втулка	1	
		17	52.ДП.014.111.017	Золотник	1	
		18	52.ДП.014.111.018	Рухомий контакт	1	
		19	52.ДП.014.111.019	Нижня кришка	1	
		20	52.ДП.014.111.020	Не рухомий контакт	1	
		21	52.ДП.014.111.021	Клема датчика	1	

Підп. і дата	
Взам. инв. №	
Инв. № дубл.	
Підп. і дата	
Инв. № подл	

					52.ДП.014.111.000СК		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата			
Розроб.		Безрукий			Літ.	Арк.	Аркушів
Перев.		Бойко В.Б.					
Т. контр.					<b>Редуктор-регулятор</b>  <b>ДДАЕУ</b>		
Н. контр.		Золотовська					
Зат.		Теслюк Г.В.					

№	№	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл	Примітка
				Документація		
A			52.ДП.014.104.000.СК	Складальне креслення		
				Деталі		
		1	52.ДП.014.104.001	Корпус	1	
A		3	52.ДП.014.104.003	Дифузор	1	
A		4	52.ДП.014.104.004	Штуцер	1	
				Стандартні деталі		
		2		Ущільнююче кільце	1	
		5		Гвинт М4 ДСТУ 11644-75	3	
		6		Гровер М4 по ДСТУ	3	

Пілл. і дата
Взам. інв. №
Інв. № дубл.
Пілл. і дата
Інв. № підп.

52.ДП.014.104.000СК				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.		Безрукий О.Д.		
Перев.		Бойко В.Б.		
Т. контр.				
Н. контр.		Золотовська		
Затв.		Теслюк Г.В.		
Газо-повітряний			Літ	Лист
ДДАЕУ				Листів
МС-4-20				

