

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА

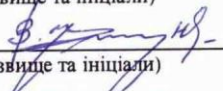
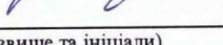
Машинобудівний інститут, Транспортний факультет  
(повне найменування інституту, назва факультету)

Двигуни внутрішнього згорання  
(повна назва кафедри )

Пояснювальна записка  
до дипломного проекту (роботи)  
магістра  
(ступінь вищої освіти (освітній ступінь))

на тему: **СИСТЕМА КОМПЕНСАЦІЇ СКЛАДУ ПАЛИВО-ПОВІТРЯНОЇ  
СУМІШІ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА ВІД НАСЛІДКІВ ПІДВИЩЕНОЇ  
ВОЛОГОСТІ ПОВІТРЯ**

Виконав: студент 2 курсу, групи Т-410м  
спеціальності (напряму підготовки)  
133 Галузеве машинобудування  
(ОПП Двигуни внутрішнього згорання)  
(код і назва напряму підготовки, спеціальності)

|                                                                                                                           |                      |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------|
| <br>(прізвище та ініціали)            | <u>Чистяков М.Д.</u> |
| Керівник <br>(прізвище та ініціали)  | <u>Мазін В.О.</u>    |
| Рецензент <br>(прізвище та ініціали) | <u>Дядя С.І.</u>     |

м. Запоріжжя  
2021 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
**Національний університет Запорізька політехніка**  
 (повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет Машинобудівний інститут, Транспортний факультет  
 Кафедра Двигуни внутрішнього згорання  
 Ступінь вищої освіти (освітній ступінь) магістр  
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування  
 (код і назва)  
 Напрямок підготовки Двигуни внутрішнього згорання  
 (код і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри ДВЗ \_\_\_\_\_

Слинько Г.І.

"01" "09" 2021 року

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ**

Чистяков Максим Денисович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Система компенсації складу паливо-повітряної суміші бензинового двигуна від наслідків підвищеної вологості повітря

керівник проекту (роботи) Мазін В.О., к.т.н., доцент,  
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від "25" листопада 2021 року №461

2. Строк подання студентом проекту (роботи) ) 11 листопада 2021 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Двигун: до легкового автомобіля, 4-тактний, карбюраторний

Режим номінальної потужності: потужність і частота обертання колінчастого валу  
– 55,5 кВт при 5400 хв<sup>-1</sup>

Мінімальна питома витрата палива – 312 г/кВт·год

Кут випередження запалення – 26 °ПКВ. Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha = 0.95$ .

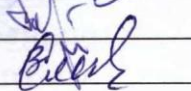
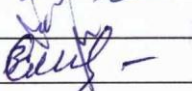
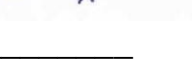
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Вивчити досвід виконаних досліджень з впливу підвищеної вологості повітря на показники роботи ДВЗ. Конкретизувати напрямок магістерського дослідження, визначитись зі схемою і головними співвідношеннями системи компенсації складу паливо-повітряної суміші.

Розробити і адаптувати наявні методики розрахунку й експериментів. Виконати відповідні дослідження. Узагальнити результати, зробити висновки, визначити наукову новизну і практичну цінність.

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

Схема експериментальної установки, порівняльний аналіз. Регулювання характеристика двигуна на режимі 2400 – 2500 хв<sup>-1</sup>. Залежність потужності від відносної вологості повітря.

## 6. Консультанти розділів проекту (роботи)

| Розділ     | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата                                                                        |                                                                                     |
|------------|-------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|            |                                           | завдання видав                                                                      | прийняв виконане завдання                                                           |
| 1-4        | Мазін В.О., к.т.н., доцент каф. ДВЗ       |  |  |
| 5          | Пожуєва Т.О., д.е.н., професор каф. ПТБД  |  |  |
| 6          | Лазуткін М.І., к.т.н., доцент каф. ОПіНС  |  |  |
| Н/контроль | Слинько В.В., ст. викладач каф. ДВЗ       |  |  |

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_ . \_\_\_\_\_ . \_\_\_\_\_ р. \_\_\_\_\_

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів дипломного проекту (роботи)                                                      | Строк виконання етапів проекту (роботи) | Примітка |
|-------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|----------|
| 1     | Теоретичні положення з впливу навколишнього середовища на роботу ДВЗ                          | до 01.03.2021                           |          |
| 2     | Зв'язок показників двигуна зі станом атмосфери                                                | до 20.03.2021                           |          |
| 3     | Бібліографічний аналіз виконаних досліджень                                                   | до 01.04.2021                           |          |
| 4     | Існуючі методики розрахунку циклу ДВЗ                                                         | до 15.04.2021                           |          |
| 5     | Технічна характеристика автомобіля і двигуна ВАЗ-2106                                         | до 01.05.2021                           |          |
| 6     | Математична модель до розрахункового дослідження                                              | до 15.05.2021                           |          |
| 7     | Тепловий розрахунок двигуна ВАЗ-2106                                                          | до 31.05.2021                           |          |
| 8     | Залежність коефіцієнту надлишку від вологості повітря                                         | до 31.06.2021                           |          |
| 9     | Межі зміни потужності і витрати палива при зміні вологості повітря для карбюраторних двигунів | до 10.07.2021                           |          |
| 10    | Експериментальне зняття регулювальної характеристики ВАЗ-2106                                 | до 20.08.2021                           |          |
| 11    | Розробка презентації та доповіді до захисту                                                   | до 25.11.2021                           |          |
| 12    | Подання роботи до захисту                                                                     | 30.11.2021                              |          |

Студент

  
(підпис)

**Чистяков М.Д.**  
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

  
(підпис)

**Мазін В.О.**  
(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Магістерська випускна робота: 113 с., 8 табл., 15 рис., 3 дод., 29 іст.

ВІДНОСНА ВОЛОГІСТЬ ВОХДУХУ, ПСИХРОМЕТР, СИСТЕМА КОМПЕНСАЦІЇ СКЛАДУ ПАЛИВО-ПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ, ДВИГУН ВНУТРІШНЬОЇ ЗГОРЯННЯ, ЦИКЛ, ПОТУЖНІСТЬ, УДІЛЬНИЙ РОЗМІСНИК, ПРИМІТНИЦЯ, ПОДІЛЬНИЙ ЗДІЙСНИЙ РОЗМІСНИК

Об'єкт дослідження – робочий процес бензинового 4-тактного двигуна.

Предмет дослідження – залежність потужності та питомої витрати палива двигуна від вологості атмосферного повітря.

Мета роботи – встановити ступінь впливу вологості атмосферного повітря на потужність та економічність двигуна ВАЗ-2106 та розробити систему компенсації складу суміші від наслідків підвищеної вологості.

Завдання: встановити залежність коефіцієнта надлишку повітря від відносної вологості повітря, оцінити межі зміни потужності та питомої витрати палива двигуна ВАЗ-2106 в експлуатаційних межах зміни коефіцієнта надлишку повітря, запропонувати схему та основні співвідношення системи ефективної компенсації складу паливо-повітряної суміші.

Розрахунком за допомогою математичної моделі та експериментально за регульовальними характеристиками встановлено ступінь впливу вологості атмосферного повітря на потужність та питому витрату палива двигуна ВАЗ-2106 робочим об'ємом 1.6 л, що встановлюється на автомобіль ВАЗ-2106.

Для двигуна ВАЗ-2106 встановлено: при експлуатації в умовах підвищеної вологості погіршуються порівняно з паспортними значеннями потужність та питома витрата палива приблизно на 1%. Запропоновано модернізувати систему живлення двигуна перепуском частини повітря у вхідному перерізі карбюратора дифузора при ручному керуванні стулками орієнтуючись за показаннями приладів вологості повітря.

## **ЗМІСТ**

|                                                                                                                                           |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>АБРЕВІАТУРА, СКОРОЧЕННЯ ТА ПОЗНАЧЕННЯ</b>                                                                                              | 7  |
| <b>ВСТУП</b>                                                                                                                              | 9  |
| <b>I ВПЛИВ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА НА РОБОТУ<br/>ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ</b>                                                      | 10 |
| 1.1 Теоретичні положення щодо впливу навколишнього середовища на<br>роботу двигунів внутрішнього згорання                                 | 10 |
| 1.2 Зв'язок показників двигуна із станом атмосферного повітря                                                                             | 12 |
| 1.3 Бібліографічний аналіз виконаних досліджень щодо впливу атмосфери<br>на показники двигунів внутрішнього згорання                      | 14 |
| 1.4 Корекція показників ДВЗ через зміну зовнішніх умов                                                                                    | 17 |
| 1.5 Пристрої та системи компенсації складу паливо-повітряної суміші від<br>дії атмосфери                                                  | 21 |
| 1.6 Характеристика методик розрахункового дослідження процесів у ДВЗ                                                                      | 22 |
| 1.7 Аналіз методик експериментального дослідження та випробувань ДВС                                                                      | 24 |
| 1.8 Висновки та висновки з бібліографічного дослідження. Напрямок та<br>завдання магістерської роботи                                     | 26 |
| <b>II АВТОМОБІЛЬ ВАЗ-2106. СИЛОВИЙ АГРЕГАТ ВАЗ-2106</b>                                                                                   | 27 |
| 2.1 Двигун ВАЗ-2106                                                                                                                       | 28 |
| 2.2 Переваги та недоліки ВАЗ-2106. Напрямок магістерського дослідження                                                                    | 35 |
| <b>III МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСІВ У ЦИЛІНДРІ ДВЗ</b>                                                                                     | 37 |
| 3.1 Методика розрахунку робочого циклу                                                                                                    | 38 |
| 3.2 Тепловий розрахунок двигуна ВАЗ-2106                                                                                                  | 40 |
| 3.3 Індикаторна діаграма двигуна ВАЗ-2106                                                                                                 | 45 |
| 3.4 Контроль результатів розрахунку                                                                                                       | 50 |
| 3.5 Значимість вологості атмосферного повітря для показників<br>бензинового 4-тактного двигуна з карбюраторною системою підготовки суміші | 52 |
| 3.6 Висновки із розрахунково-теоретичного дослідження                                                                                     | 57 |

|                                                                                                                                                      |            |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>IV ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВОЛОГОСТІ<br/>АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ БЕНЗИНОВОГО<br/>4-ТАКТНОГО КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГУНА</b> | <b>58</b>  |
| 4.1 Експериментальне встановлення                                                                                                                    | 58         |
| 4.2 Методика експериментального дослідження та обробки дослідних даних                                                                               | 66         |
| 4.3. Результати експериментального дослідження. Висновки                                                                                             | 70         |
| 4.4 Система компенсації складу паливо-повітряної суміші бензинового<br>двигуна від наслідків підвищеної вологості повітря                            | 72         |
| 4.5 Рекомендації щодо модернізації системи живлення двигуна ВАЗ-2106                                                                                 | 75         |
| <b>V ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ</b>                                                                                               | <b>76</b>  |
| 5.1 Визначення витрат на проведення магістерської роботи                                                                                             | 76         |
| 5.2 Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи                                                                                     | 80         |
| <b>VI ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ</b>                                                                                          | <b>83</b>  |
| 6.1 Аналіз потенційних небезпек                                                                                                                      | 84         |
| 6.2 Заходи по забезпеченню безпеки                                                                                                                   | 85         |
| 6.3 Заходи по забезпеченню гігієнічної санітарії та гігієни праці                                                                                    | 85         |
| 6.4 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки                                                                                                          | 93         |
| 6.5 Заходи з цивільного захисту                                                                                                                      | 94         |
| 6.6 Висновок охорони праці та безпека в надзвичайних ситуаціях                                                                                       | 95         |
| <b>НАУКОВА НОВИЗНА ТА ПРАКТИЧНА ЦІННІСТЬ</b>                                                                                                         | <b>97</b>  |
| <b>ВИСНОВОК</b>                                                                                                                                      | <b>98</b>  |
| <b>СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ</b>                                                                                                                             | <b>99</b>  |
| <b>ДОДАТОК А – ТИСК ВОДЯНОЇ ПАРИ У ПОВІТРІ</b>                                                                                                       | <b>102</b> |
| <b>ДОДАТОК Б–ПРОТОКОЛИ РОЗРАХУНКУ РОБОЧОГО<br/>ЦИКЛУ ДВИГУНА</b>                                                                                     | <b>103</b> |
| <b>ДОДАТОК В- ПРОТОКОЛИ ЕКСПЕРИМЕНТІВ</b>                                                                                                            | <b>111</b> |

## АБРЕВІАТУРА, СКОРОЧЕННЯ ТА ПОЗНАЧЕННЯ:

ВВП - відносна вологість повітря,

НС - навколишнє середовище,

ЗУ – зовнішні умови,

АУ, САУ, НАУ – атмосферні умови, стандартні та нормальні АУ,

КНП - коефіцієнт надлишку повітря, повітряно-паливне відношення,

ППС – паливо-повітряна суміш,

РТ – робоче тіло,

ВГ - відпрацьований газ,

ДВЗ, КДВЗ – двигун внутрішнього згоряння, комбінований ДВС,

ПД – поршневий двигун,

БД - бензиновий двигун,

ЦПГ – циліндро-поршнева група,

ТК - турбокомпресор,

ГПТ - газо-повітряний тракт,

ВКО - випускний клапанний орган,

ВК – випускний клапан,

ЕБК – електронний блок керування,

ККД – коефіцієнт корисної дії,

ОП – обмежувальний параметр,

ГТН – газотурбінний наддув,

ВТЕ – водопаливна емульсія,

НР – номінальний режим,

ін – інший; б. ін – багато іншого,

т.зв. – так званий,

т.ч. - таким чином,

у т.ч. – у тому числі,

з т.з.- з точки зору,

і т.п. - і тому подібний,

$p_a$  – барометричний тиск,  $p_o$  – атмосферний тиск  $t_a$  – температура атмосферного повітря

,  $t_0$ ,  $T_0$  – температура атмосферного повітря  $\varphi$  – відносна вологість повітря,  $\varphi_0$  – відносна вологість атмосферного повітря  $d$  – вологовмістність,  $n$  – частота обертання колінчастого валу,  $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря,  $\rho$  – щільність повітряного заряду,  $\eta_v$  – коефіцієнт наповнення,  $\mu_0$  – коефіцієнт молекулярної зміни,  $g_{\text{ц}}$  – циклова доза /подача/ палива,  $\tau_i$  – період затримки займання,  $t_{\text{п}}$  – температура поршня,  $\lambda$  – степенні підвищення тиску,  $p_{\text{max}}$  – максимальний тиск циклу,  $dp/d\varphi$  – швидкість наростання тиску,  $T_{\text{т}}$  – температура відпрацьованого / випускного / газу,  $n_{\text{тк}}$  – частота обертання ротора турбокомпресора,  $\pi_{\text{к}}$  – ступінь підвищення тиску в компресорі,  $\eta_{\text{тк}}$  – ККД турбокомпресора,  $p_i$  – середній індикаторний тиск циклу,  $N_i$ ,  $N_e$  – потужність індикаторна та ефективна,  $\eta_i$ ,  $\eta_e$  – ККД індикаторний та ефективний,  $g_e$  – питома витрата палива,  $B$  – годинна витрата палива.

ПКВ – поворот колінчастого валу;

$\rho$ ,  $\text{кг/м}^3$  – щільність;

$p$  – тиск;

$i$  – число циліндрів;

$\tau$  – тактність, коефіцієнт тактності;

$\Delta\varphi_3$  – кут випередження запалення;

$V_c$ ,  $V_h$  – об'єм камери згорання та робочий об'єм циліндра;

$\varepsilon$  – ступінь стиснення;

$m_a$  – маса робочого тіла на початку стиснення /в обсязі  $V_a$ ;

$m_A$  – маса поступово рухомих частин кривошипно-шатунного механізму;

$\ell_0$  – теоретично необхідна кількість повітря;

$G_b$  – витрата повітря;

$t_{\text{г}}$  – температура газів перед глушником;

$T_w$ ,  $K$  – температура стінки циліндра;

$R$  – газова постійна;

$c_v$  – питома теплоємність газу при постійному обсязі;

$H_{\text{ц}}$  – нижча теплота згорання палива.

## ВСТУП

Аналіз науково-технічних розробок у галузі транспортних енергетичних установок потужністю 50 ...70 кВт підтверджує, що основним типом енергетичної установки для легкових автомобілів та вантажівок вантажопідйомністю до 3 т на перспективу в 20 – 25 років, як і раніше, буде поршневий бензиновий ДВС. В останні роки досягнуто помітного прогресу в галузі бензинових двигунів традиційними технічними рішеннями та організацією робочого процесу - покращилася їх економічність, знизилися викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами. , пов'язане із застосуванням електронних систем упорскування та управління робочим процесом, газотурбінного наддуву.

Вітчизняні розробки у цьому напрямі, на жаль, не вийшли за межі НДР та ДКР. Їхня широкомасштабна реалізація у виробництві без залучення закордонного досвіду, зарубіжних технологій вимагатиме не менше 10 років. Ліцензійні угоди за наших масштабів виробництва легкових автомобілів та вартості ліцензій на міжнародному ринку економічно не виправдані. До того ж немає достатніх підстав очікувати на зниження шляхової витрати палива при використанні виключно електронних систем упорскування та управління робочим процесом, газотурбінного наддуву.

Економічні розрахунки показують, що розвиток нових двигунів внутрішнього згоряння, введення їх у виробництво та експлуатацію принесе відчутну користь як виробникам, так і користувачам. Незважаючи на всі складнощі, з якими стикаються українські заводи з виробництва таких двигунів, зокрема, ВАТ «Мотор-Січ», українська продукція залишається конкурентоспроможною і зберігає свого покупця на ринку. У зв'язку з цим важливе значення має подальше вдосконалення ДВЗ, а також створення нових видів двигунів.

## **І ВПЛИВ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА НА РОБОТУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

### **1.1 Теоретичні положення щодо впливу навколишнього середовища на роботу двигунів внутрішнього згоряння**

Навколишнє середовище ОС, атмосфера, надає комплексний вплив на процеси в циліндрі та системах двигуна: механічне, енергетичне, фізико-хімічне та ін, найбільш інтенсивно це виражається в дії на склад паливо-повітряної суміші ТВС [6, 7]. Стан атмосфери характеризується параметрами стану: тиском, температурою, вологістю; стан та характеризуючі його параметри зі зміною місця та з часом змінюються; зі зміною місця: пустеля, тропіки, морська зона, високогір'я, заполяр'я та ін; протягом дня: день – ніч; сезонно: весна, літо, осінь, зима. У горах, в авіації тощо. з підйомом на висоту тиск знижується - зменшується щільність, посилюється розрідження, також знижується температура [10]. При дослідженні процесів у ДВЗ вплив НС враховують в цілому або за найбільш вираженими параметрами.

Склад паливо-повітряної суміші ТВС у теорії двигунів внутрішнього згоряння характеризується коефіцієнтом надлишку повітря КНП  $\alpha$ . КНП змінюється при зміні складу та щільності повітря, циклової подачі (доз) палива [6, 7, 10]. До складу атмосферного повітря входять т.зв. сухе повітря та пари води; склад повітря характеризується вмістом вологи  $d$  та відносною вологістю повітря  $\varphi$ . У процесі згоряння ППС бере участь лише сухе повітря, пари води присутні як інертний газ. У зв'язку з цим слід правильно розуміти поняття КНП, його правильніше називати «коефіцієнт надлишку сухого повітря»  $\text{КНП}_{\text{сух}}$ , тобто не атмосферного повітря в цілому, а лише сухий його складник.

Температура, тиск і вологість атмосферного повітря впливають на утворення ППС ДВЗ, але впливають по-різному. Механізм впливу відрізняється: температура і тиск впливають через зміну щільності повітря, а вологість – через його склад: вміст сухого повітря або вміст вологи. Крім того, температура і тиск визначають

початковий стан робочого тіла  $PT$  і у т.ч. задають величини відповідних та пов'язаних з ними параметрів у процесах, в т.ч. аналізованих як показники: наприклад, температури випускного газу  $T_T$ ; вологість впливає лише склад  $PT$ , ніяк не змінюючи його початкового стану.

З підвищенням тиску та зниженням температури збільшується щільність повітря та покращується наповнення циліндрів, у разі постійної подачі палива суміш при цьому збіднюється – збільшується КВП. Зі зменшенням вологості повітря зменшується вміст води і збільшується відсотковий вміст сухого повітря в атмосферному повітрі – суміш також збіднюється [7].

При підвищенні температури повітря і незмінних ін. параметрах повітря і палива ППС збагачується через зменшення щільності повітря і порушення співвідношення маси повітря, що дійсно надійшла в циліндр, і теоретично необхідної для згоряння циклової дози палива. Все відбувається аналогічно при зниженні тиску атмосферного повітря, відмінність тільки в інтенсивності змін /зміні функції, що припадає на одиницю зміни аргументу/. При підвищенні відносної вологості повітря зменшується вміст сухого повітря в атмосферному повітрі і маса повітря, що дійсно надійшло в циліндр, ППС при цьому збагачується [7, 11]. Внесок кожного фактора окремо в сукупному впливі на досліджувану функцію визначається дисперсійним аналізом. Встановлено для параметрів атмосфери щодо впливу на потужність ДВЗ: вплив найбільшої інтенсивності надає температура навколишнього повітря, вплив атмосферного тиску та відносної вологості повітря приблизно в 15 та 20 разів слабше, дисперсії складають відповідно: 86, 5.6, 4.2, залишок 4.2 (%) [12].

Вологість і температура повітря на показники двигуна впливають нерозривно разом, і, незважаючи на істотно меншу інтенсивність, у сукупному впливі вкладу вологості може виявитися достатньо для виведення обмежувальних параметрів за встановлені межі. А якщо обмеження накладено у зв'язку з міцністю, це може призвести до передчасного виходу з ладу відповідальних деталей циліндропоршневої групи ЦПГ та зниження надійності двигуна. Т.ч. нехтувати впливом вологості повітря через низьку інтенсивність не коректно [13].

## 1.2 Зв'язок показників двигуна із станом атмосферного повітря

Зміна атмосферних умов АУ спричиняє зміну параметрів робочого циклу, характеристик і показників двигуна. Досліджуються, як правило, потужність та економічність (питома витрата палива, дорожня /лінійна/ витрата палива, л/100 км – в експериментах). При поглибленому вивченні досліджують поведінку КВП, індикаторного коефіцієнта корисної дії КПД, теплоти, що відводиться в охолоджувальну рідину ОР, у прикладних роботах – температури відпрацьованого газу ВГ  $T_{\text{г}}$ , поршня  $t_{\text{п}}$  и ін. деталей. Орієнтирами для порівняння є значення відповідних величин за нормальних атмосферних умов НАУ на номінальному режимі НР [12-14].

Досить добре вивчені механізми впливу складу паливо-повітряної суміші ППС на техніко-економічні та екологічні показники, показники теплової та термічної напруженості найбільш відповідальних деталей двигуна. У книгах [1, 3] причинно-наслідкові зв'язки такого впливу показані через коефіцієнт молекулярної зміни  $\mu_0$ . На потужних режимах та багатій суміші потужність та економічність занижені через неповне згоряння та недовикористання хімічної енергії палива. З переходом на швидкісні режими в міру збіднення суміші потужність і економічність зменшуються також, але вже через витрати теплоти на розігрів надлишкового повітря, що випускається з цією теплотою. При збідненні суміші має місце ще одне негативне явище: підвищується температура газу (по циліндрах, ВГ), поршня та ін. [13]. Крім того, з підвищенням температури збільшується інтенсивність процесу емісії оксидів азоту  $\text{NO}_x$ , що особливо актуально для дизелів із т.з. екології [15].

На стехіометричній суміші двигун працює стійко, розвиває потужність близьку до розрахункової, але має знижену економічність; серед фахівців діє положення : стехіометричний та економічний склади несумісні. Паливна економічність при роботі на стехіометричній суміші гірша, ніж при традиційних експлуатаційних сумішах на 1 ... 6% [16]. Найбільша економічність при повному навантаженні

спостерігається при роботі на бідній суміші  $\alpha \approx 1.1$ , тобто коли витрата повітря більша за теоретично необхідну. Максимальну потужність двигун розвиває на багатих сумішах при  $\alpha = 0.8 \dots 0.9$ , економічність при цьому занижена. Хоча з техніко-економічних міркувань вважається, що використання стехіометричної суміші для здійснення робочого процесу ДВЗ небажано, в бензинових двигунах БД із упорскуванням палива робочий процес організується саме орієнтуючись на стехіометричну і досить близькі до неї суміші [16].

Як зазначалося, якість ППС зі зміною стану атмосфери змінюється. При підвищенні температури та відносної вологості повітря ВВП потужність індикаторна та ефективна зменшується через збагачення суміші (КВП зменшується). При цьому зменшується індикаторний ККД і збільшується відповідно питома витрата палива [6, 11]. Детерміновані ВВП ефекти більш виражені за підвищеної температури [13].

Вологість атмосферного повітря впливає головним чином індикаторний процес ДВЗ. Запропоновано у відносному вимірі формулу «індикаторний ККД залежно від КВП», графік функції має практично лінійний вигляд. Цей вплив позначається на індикаторній потужності  $N_i$  і практично не відображається на витратах потужності на тертя, мало впливає на потужність необхідну для приводу компресора і розвивається в турбіні. Воно проявляється лише при дуже високому вмісті вологи  $d$ ; похибка розрахунку індикаторного ККД  $\eta_i$  без урахування  $d$  невелика і при відносному вмісті вологи  $d = 5 \dots 6 \%$  складає  $0.5 - 0.8 \%$ , що відповідає похибці за ефективною потужністю та ККД  $N_e, \eta_e \approx 1 \%$  [6].

Якщо для робочого процесу БД вплив АУ пов'язують зі зміною КВП, для дизелів через відмінні риси в подачі палива і приготування горючої суміші його розглядають і пояснюють також через зміну періоду затримки займання  $\tau_i$  – як характерний показник. При зниженні барометричного тиску та підвищенні температури повітря  $p_a, t_a$  (Збільшення розрідження) збільшується період затримки займання  $\tau_i$  і т.ч. збільшується частина циклової дози палива  $g_{\text{ц}}$  готова до згоряння – а це визначає зростання до певних меж  $\lambda$  – ступеня підвищення тиску,  $p_{\text{max}}$  –

максимального тиску циклу та  $dp/d\phi$  – швидкості наростання тиску, тобто жорсткості та роботи дизеля, а також  $T_t$  – температури відпрацьованих газів, тобто в результаті механічної міцності деталей ЦПГ та термічної міцності турбіни [14].

Показники двигунів з турбонаддувом від стану навколишнього повітря залежать менше, ніж двигунів атмосферних. Наприклад, менший тиск навколишнього середовища  $p_a$  – менше та протитиск у газовій турбіні ГТ, значить більша частота обертання ротора турбокомпресора ТК  $n_{TK}$ , що може в значній мірі компенсувати зменшення щільності повітряного заряду; потужність двигуна в результаті зменшується не суттєво, не більше ніж на 3 %; також при цьому менший максимальний тиск циклу та відповідно механічні навантаження на ЦПГ [14]. Кількість повітряного заряду двигунів з наддувом залежить не від тиску НС, а від того, як ТК реагує на зміну параметрів на впуску та випуску; при відхиленні від НАУ та незмінній цикловій подачі палива, налаштуванням ТК можна домогтися, щоб параметри наддувного повітря відповідали цьому стану та не вимагалось корекції потужності через порушення повітропостачання [10].

Поняття тепло- та термонапруженості деталей двигуна споріднені та близькі, проте їх слід розрізняти. Теплонапруженість пов'язують з інтенсивністю передачі теплоти через поверхню або стінку, коли ж зачіпається термонапруженість, мова йде про термічну міцність (оплавлення), напруги через різницю температур (короблення), нагароутворення, втрату рухливості (пригорання), збільшується інтенсивність зносу [8].

### **1.3 Бібліографічний аналіз виконаних досліджень щодо впливу атмосфери на показники двигунів внутрішнього згорання**

Є великий банк робіт, присвячених дослідженню впливу атмосфери на процеси бензинових двигунів БД карбюраторних, з упорскуванням палива та електронним

управлінням; становлять інтерес дослідження з використанням як паливо водо-спиртових розчинів на основі етанолу та метанолу. Не менше літератури накопичено також із досліджень з дизелями: атмосферними (безнаддувні 6Ч-13/14 автомобіля КамАЗ, 4Ч-10.5/12 /Д-144/), з наддувом та охолодженням наддувного повітря, із застосуванням водо-паливних емульсій ВТЕ [12-14, 17].

У період 1963 – 1973 гг. у періодичних виданнях опубліковано статті за результатами досліджень впливу складу ППС на показники бензинових двигунів ГАЗ-21 та ЗіЛ-130. У статті [16] наведено результати переведення двигуна ВАЗ-2103 (4Ч-7.6/8) – модифікація ВАЗ-2106 з традиційної карбюраторної системи підготовки суміші на систему з електронним управлінням карбюратором.

Група авторів зосередилася на дослідженні впливу зовнішніх умов ЗУ на техніко-економічні показники ДВЗ: потужність, витрата палива [11, 14]. Для інженерів-практиків, конструкторів інтерес становлять результати з теплової та термічної напруженості найбільш відповідальних деталей [8, 11]. Є матеріали, де досліджується екологічна чистота двигунів у зв'язку із ЗУ окремо або в комплексі зі згаданими вище характеристиками [11].

Для парку двигунів, призначених або котрі вже експлуатуються в зонах тропічного та морського клімату, важливо мати уявлення про вплив температури та вологості повітря на їх показники [6, 12]. Дослідження у зв'язку з атмосферним тиском прив'язані, як правило, до експлуатації в умовах високогір'я: оскільки з підйомом на висоту та при опусканні тиск знижується та підвищується [10, 14, 15].

У гірській місцевості при зниженому атмосферному тиску і меншій щільності повітря (розрідження) менший коефіцієнт наповнення  $\eta_v$  і маса повітря, що дійсно надходить у циліндр, якщо подача палива не змінюється, горюча суміш буде багатшою – менше КНП, що відображається на показниках ДВЗ. Зі збільшенням висоти над рівнем моря та збагаченням суміші погіршуються енергетичні, економічні та екологічні показники двигуна: потужність зменшується, питома витрата палива збільшується, вміст шкідливих викидів у ВГ збільшується [15]. У

разі розрідження виявляються вище норми швидкість згоряння і швидкість наростання тиску, у результаті суміш частково не встигає згоріти [14].

У міру збільшення розрідження підвищується температура газу ( $T_t$  що відпрацював у т.ч.) і деталей двигуна, погіршуються тепло- і термонапруженість. Через зростання температури збільшується частота обертання ротора ТК і прискорюється зношування його деталей. Тобто показники двигуна зі зміною їх з різних причин, зокрема. через вплив зовнішніх умов, наближаються до природних кордонів – т.зв. обмеженням – і можуть їх перевищити.

Обмежувальні параметри ОП на експлуатацію накладаються у зв'язку з міцністю матеріалів, дотриманням вимог екологічної чистоти, громадської безпеки та регламентуються відповідною нормативною документацією: ГОСТи, інструкції, розпорядження, наприклад ЄВРО-5, ГОСТ 24028-80 – на димність та ін. Величини ОП визначаються хіміко-технічними властивостями та механічними характеристиками матеріалів, міжнародними та державними вимогами безпеки, рішеннями спеціалізованих комісій та компетентних органів. Наприклад, температура ВГ на вході в турбіну ТК задається за жароміцністю матеріалу лопаток турбіни, максимальний тиск циклу – за характеристиками міцності матеріалів шатунно-поршневої групи та ін. [18]. Величину температури  $T_t$  як обмежувального параметра можна змінити лише заміною матеріалу газоприймального корпусу та лопаток робочого колеса турбіни або організацією їх достатнього охолодження [13].

І все ж таки на висоті робочий цикл комбінованого ДВЗ в цілому протікає при зниженому тиску ( $p_{\max}$  в т.ч.) з меншими навантаженнями на деталі та меншим їх зносом, механічні втрати при цьому менші відповідно [14, 15].

Трапляються печатні роботи з дослідженням впливу виключно вологості повітря, інші параметри при цьому приймалися незмінними – таких робіт мало! Є роботи, де досліджується зміна потужності під впливом всіх трьох факторів атмосфери одночасно: тиску, температури та вологості – здебільшого це теоретичні чи розрахункові роботи [12].

Два приклади для наочності впливу атмосфери на показники роботи комбінованого ДВЗ. З підвищенням ВВП  $\phi$  знижується потужність  $N_e$ : при  $t_a = 30$  и  $55$  °C и зросту  $\phi$  від 10 до 100 %, потужність зменшується на 3.5 и 12.2 %, питома витрата палива  $g_e$  при цьому збільшується на 1.1 и 6.9 % відповідно [13]. На висоті 3000 м над рівнем моря при зниженні тиску на 30 % повітропостачання двигуна погіршується на  $\approx 10$  % і при незмінній цикловій подачі палива потужність знижується на 2.5 %, частота обертання ротора ТК збільшується на 16 %, температура газів перед турбіною зростає на 70 ° [10].

#### 1.4 Корекція показників ДВЗ через зміну зовнішніх умов

У керівних документах на двигун та машину з двигуном (паспорт, інструкція з експлуатації та ін.) наводяться енергетичні, економічні та екологічні показники на рівні номінального режиму при НАУ, із зміною умов показники змінюються також: зменшуються чи збільшуються. Для утримання показників двигуна, тепло- і термонапруженості його деталей в зазначених межах (за обмежувальними параметрами) змінюють потужність, але змінюють, щоб вона не вийшла за встановлені межі – без втрати заявлених якостей. Практично це реалізується зміною частоти обертання та витрати палива орієнтуючись на поведінку впливу параметра або функції: атмосферного тиску, температури, висоти над рівнем моря, КНП та ін. [11, 13, 15]. Наприклад, при експлуатації в умовах високогір'я для збереження на незмінному рівні повітро-паливного відношення КНП з підйомом на висоту доводиться зменшувати циклову дозу палива ЦДП прямо пропорційно зниженню щільності повітря, що спричиняє відповідне зниження потужності (максимально на 30 %)

Як відомо, механічні втрати лімітують форсування за критерієм частоти обертання, за нормальних атмосферних умов НАУ вони пропорційні квадрату

частоти обертання. Т.ч. подальше форсування можливе лише за умови зниження механічних втрат, що дуже актуально у разі експлуатації двигуна у гірських умовах. При форсуванні за частотою з підйомом на висоту питома витрата палива збільшується, а ефективна потужність зменшується; для оптимальності процесу згоряння необхідно також збільшувати кути випередження запалення або упорскування палива [15].

Для раціональної роботи виконавчих органів та пристроїв при корекції зазвичай будують ідеальну характеристику обмеження, наприклад, залежність циклової подачі палива від щільності повітряного заряду та швидкісного режиму  $g_{\text{ц}} = f(\rho, n)$ . якщо метою є забезпечення стабільної теплонапруженості деталей двигуна, накладають обмеження  $T_{\text{т}} = \text{const}$  або ін.; для двигунів з наддувом як варіант може бути  $\pi_{\text{к}} = \text{const}$  – ступінь підвищення тиску в компресорі, потужність у такому разі істотно зменшується (на 30 % максимально), але температура  $T_{\text{т}}$  майже не змінюється [10, 14].

Досвід показує, що поршні з легких сплавів на основі алюмінію надійно працюють за температури над першим кільцем не більше 220 °С; при більших температурах спостерігається зазвичай інтенсивне нагарооформлення і швидке пригорання кілець (залигання). Враховуючи ці обставини, можна побудувати 2- або 3-вимірну параметричну характеристику за змінними та обмежувальними параметрами для визначення допустимої робочої зони двигуна; наприклад, для реалізації допустимої потужності з підвищенням вологості повітря  $\phi$  залежно від його температури та при обмеженнях по  $t_{\text{а}}$  при обмеженнях по  $t_{\text{п}} = \text{const}$ ,  $T_{\text{т}} = \text{const}$  на полігоні експлуатації аж до  $t_{\text{а}} = 55$  °С,  $\phi = 100$  % шляхом обмеження циклової дози палива (за рахунок виходу рейки паливного насоса)[13].

Потрібно відзначити, підвищення температури  $T_{\text{т}}$  вигунів з наддувом сприяє підвищенню до деякого рівня ККД ТК, частоти обертання ротора ТК, ступеня підвищення тиску в компресорі  $\eta_{\text{ТК}}$ ,  $\pi_{\text{ТК}}$ ,  $\pi_{\text{к}}$  через збільшення маси свіжого повітря збільшує потужність двигуна, температура деталей ЦПГ також збільшується. Після досягнення цього рівня  $\eta_{\text{ТК}}$  меншується через збільшення витоків повітря в

компресорі, відповідно зменшується витрата повітря через двигун та КНП  $\alpha$ . Зниження  $\alpha$  супроводжується зниженням  $\eta_i$ , що веде до підвищення питомої ефективної витрати палива  $g_e$  [13].

Температура випускного газу двигунів з наддувом вище, ніж у двигунів без наддуву, відповідно вище температура газу перед турбіною наслідком чого є зростання частоти обертання ротора ТК, що призводить до підвищення його механічної навантаженості та передчасного виходу з ладу [14]. В умовах високогір'я з підйомом на висоту і посиленням розрідження у двигунів з вільним турбокомпресором ТК збільшується частота обертання ротора ТК, посилюються температурний режим (серед інших збільшується температура ВГ) і теплова навантаженість, виникає необхідність обмежувати циклову дозу палива ЦДП з міркувань термічної, теплової та механічної міцності [10]. Як обмежувальний параметр використовувалася частота обертання ротора ТК  $n_{TK}$ , на її утримання на номінальному рівні обмежували циклову подачу палива пропорційно збільшенню висоти і розрідженості повітря. При цьому температура ВГ  $T_T$  а термічне навантаження на деталі ЦПГ не перевищували номінальних рівнів (на номінальному режимі при НАУ) за мінімального зниження потужності [10]. Аналогічне обмеження – залежно від зміни щільності повітря або КНП [10].

Найбільш раціональний спосіб корекції паливopодачею встановлюється спеціально, можна розрахунком; на практиці найчастіше реалізують способи з умов: сталості чи оптимальності КНП  $\alpha = \text{const}$ ,  $\alpha = \text{optim}$ , сталості на рівні номінальних значень потужності  $N_e = \text{const}$  або годинної витрати палива  $B = \text{const}$  [15]. У статті [11] при  $t_a = 20^\circ\text{C}$  (НАУ) наведено рекомендації як накладати обмеження в залежності від частоти обертання колінчастого валу КВ  $n$ : при низькій частоті – на Д – димність, відпрацьованого газу ВГ, в інтервалі середніх та номінальних частот – по  $T_T$  – температура газів перед турбіною, при номінальній частоті – за механічними та тепловими навантаженнями.

У розрахунках використовуються формули приведення потужності та питомої витрати палива до стандартних атмосферних умов САУ, авторами [6, 7]

запропоновані універсальні формули для двигунів без наддуву, комбінованих ДВЗ з приводним компресором, при механічному зв'язку двигуна з компресором та турбіною, з газотурбінним наддувом ГТН де за стандартний стан прийнято:  $p_a = 760$  мм рт ст,  $t_a = 20$  ° С,  $\varphi = 70$  %. Для розрахунку необхідного обмеження потужності дизеля з турбонаддувом при зміні атмосферних умов стандартами ІСО-3046/1 та СТ РЕВ 4394-85 також рекомендуються формули приведення [14]. Автор [19] обмежує найбільш характерний для експлуатації інтервал зміни відносної вологості повітря ВВП  $\varphi = 70 \dots 90$  %. У літературі проглядається некоректне використання понять: за діючими уявленнями стан атмосфери, названий авторами [6, 7, 11] стандартним, слід називати нормальним [13].

Проблема перерахунку потужності та питомої витрати палива через зміну ЗУ, в т.ч. приведення їх до САУ, на сучасному етапі розвитку двигунобудування набула особливої гостроти. Причини цього: потреба у достовірному прогнозуванні впливу ЗУ на потужність та економічність, параметри, що характеризують теплову та механічну напруженість деталей, надійність та довговічність двигуна. Завдання, що виникають у своїй: 1) дослідження залежності індикаторних ККД, середнього тиску  $\eta_i$ ,  $p_i$  та ін. від коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$ ; 2) відшукування оптимальних шляхів обмеження потужності; 3) визначення допустимих інтервалів корекції годинної витрати палива та потужності за умови збереження обмежувальних параметрів у заданих межах, оцінка дійсних величин обмежувальних параметрів [19].

У джерелі [6] наведено таблиці для розрахунку «поправок на витрату палива, частоту обертання та ін при відхиленні ЗУ від НАУ при випробуваннях дизелів». У прикладі обчислення поправки склали: на гальмівне зусилля  $\approx 10$  %, на витрату палива  $\approx 5$  %.

Починаючи з останнього десятиліття ХХ століття особливо швидко розвивалося напрям з переходку карбюраторних БД на упорскування палива, в т.ч. спрощений варіант - з приготуванням та дозуванням суміші карбюратором з електронною системою управління ЕСУ. Відмінні риси таких БД: 1) суміш палива і

повітря готується на рівні стехіометричного співвідношення; 2) в ЕСУ реалізується зворотний зв'язок по сигналах від датчиків у т.ч. від датчика вільного кисню (т.зв..  $\lambda$ -зонд). Проблеми корекції ППС у зв'язку з відхиленням ЗУ від САУ таких двигунів вирішуються порівняно просто: відповідним програмуванням ЕБУ – електронного блоку управління. Електронне управління дозволяє адаптувати двигун до різних умов експлуатації (атмосферних у т.ч.), розширює та уточнює можливості регулювання за рахунок більшої гнучкості, забезпечує адаптацію потужності та паливної економичності, шкідливих викидів до дійсних умов експлуатації. Цей напрямок активно розвивається і в даний час: реалізуються нові ідеї, досягаються кращі результати [16].

### **1.5 Пристрої та системи компенсації складу паливо-повітряної суміші від дії атмосфери**

Ідеї створення коректорів висотних [10, 20] та температурних для двигунів тропічної зони [13] набули широкого поширення, такі пристрої в різному виконанні існують і використовуються. Слід зазначити, що до сьогодні немає коректорів вологості повітря.

Для експлуатації в народному господарстві коректори виготовляють автоматично. [14], в експериментальному та досвідченому виконанні вони можуть мати ручне керування. У більшості випадків коректори, що діють, змінюють подачу палива: зменшують або збільшують. В роботі [10] для дизеля досліджувався висотний коректор паливоподачі з лінійною обмежувальною характеристикою, а в [14] – коректор з умови оптимального використання потужних можливостей двигуна. В роботі [13] з метою зниження втрат потужності за фактором температури повітря рекомендується відбирати двигуни для експлуатації у спекотних

кліматичних зонах на стадії обкатувальних випробувань за температурою  $T_T$  на 40 ... 50 ° нижче допустимого по ТУ рівня.

Порівняно просто проблеми корекції ПКС вирішуються у разі БД із упорскуванням палива – шляхом програмування електронного блоку управління ЕБУ: командний сигнал з урахуванням інформації від діагностичних периферійних датчиків спрямовується до виконавчого органу. Наприклад, карбюратор у вихідних регулюваннях готував свідомо збагачену суміш, а вона вже збіднювалася до стехіометричного складу системою стабілізації по сигналах від  $\lambda$ -зонда подачею додаткового повітря у впускну трубу [16].

Додаток води у вигляді водо-спиртових розчинів для БД або водопаливної емульсії ВПЕ для дизелів сприяє зниженню температури ВГ за рахунок витрат теплоти на її випаровування [17]. Однак вона може бути ефективним способом впливу на склад ППС дизеля з метою його корекції, це особливо актуально за критеріями теплового і температурного станів деталей, надійності і довговічності двигуна в цілому. Про зв'язок теплонапруженості днища поршня та циліндра з повітропаливним ставленням, а його величини – зі станом атмосфери повідомляється у джерелі [17].

## **1.6 Характеристика методик розрахункового дослідження процесів у ДВЗ**

При широкому розмаїтті та наявності відмінних рис у існуючих методиках розрахунку робочого циклу комбінованого ДВЗ є багато спільного. Насамперед, це стосується прийнятих спрощень та припущень, використання стандартних розрахункових методик, довідкових даних та результатів виконаних досліджень, орієнтуються при цьому на точність чи похибку результату. У частині спрощень: часто розглядають просторове явище площинами (можливо характерним); в частині припущень: ідеальний і досконалий газ, що стискається, заміна нестационарних

явищ і процесів стаціонарними – припущення квазістаціонарності; у частині стандартних методик: лінійні інтерполяція та екстраполяція, чисельне розв'язання системи диференціальних рівнянь – наприклад, за Рунге-Куттом або чисельне інтегрування – наприклад, за Сімпсоном; у частині довідкових даних: таблиці газодинамічних функцій, об'ємного складу відпрацьованого газу та багато інших. ін. Граничні умови формуються зазвичай на основі експериментальних даних і чисельно в дослідженнях суттєво різняться, принципи формування, проте, багато в чому загальні також – наприклад, припущення про рівність тисків на зрізі труби та навколишнього середовища [21].

Важливе значення в методиках розрахункового дослідження має вибір розрахункового кроку, що виходять із двох міркувань: забезпечення необхідної точності та мінімізація обсягу обчислювальних процедур. Рішення, особливо у дослідженнях нестаціонарних явищ, має бути стійким, тобто. відповідати критерію стійкості, наприклад, за Курантом-Фрідріхсом-Леві.

Методики розрахункового дослідження останнього 20-річчя відрізняються використанням т.зв. сітково-характеристичного методу Годунова, що добре зарекомендував себе при вирішенні багатовимірних завдань газової динаміки та для розрахунку одновимірної течії в газо-повітряному тракті ГПТ ДВЗ зокрема.

Безумовною складовою розрахункового дослідження є підтвердження адекватності розрахункової методики чи математичної моделі та достовірності результатів. Можна привести досить багато оригінальних підходів до доказу за цими критеріями, однак у більшості дослідники все-таки виходять із філософського розуміння істини і схиляються до відповідної оцінки за узгодженістю результатів розрахунку та експерименту [21].

Широко використовується в даний час розрахунковий метод багатфакторного багаторівневого планування експерименту. В дослідженні [12], наприклад, вирішувалася 4-факорна 5-рівнева система диференціальних рівнянь, повнофакторний план - повна кількість можливих поєднань склала  $5^4 = 625$ . Досліджувалося впливом геть потужність атмосферних чинників: атмосферного

тиску, температури навколишнього повітря, відносної вологості повітря; відносна вологість варіювалася в межах 70 – 88 %. Лінії регресії побудовані за величинами основних ефектів. Адекватність моделі оцінювалася за індексом кореляції, який становив 0.99. Для оцінки відтворюваності результатів кожен експеримент повторювався триразово [12].

Перебіг газу в газоповітряному тракті ГПТ ДВЗ має складну просторову структуру, що супроводжується нестационарними відривами та вторинними течіями. Для його математичного опису розробляють математичні просторові або плоскі моделі, що містять серед інших рівняння руху за трьома або двома координатами. Це дозволяє розраховувати розподіл параметрів за довжиною та перерізом тракту, визначати місце розташування та дослідити особливості зон відриву, на які припадає основна частина втрат енергії в місцевих опорах, явища ежекції та багато інших.[21].

### **1.7 Аналіз методик експериментального дослідження та випробувань ДВЗ**

Експерименти щодо дослідження впливу ЗУ на характеристики та показники ДВЗ у реальних умовах виконати складно через непередбачуваність їх зміни та часу коли настане необхідний стан. Тому найчастіше схиляються до стендових випробувань з імітацією необхідних умов: тиску, температури та вологості повітря, температури палива та ін. [16].

Так безнаддувний автомобільний дизель досліджувався експериментально на стенді при імітації гірських умов із забезпеченням розрідження на впуску та випуску [14]. Експериментально встановлена трансформація регульовальної характеристики за складом суміші двигуна ВАЗ-2103 (4Ч-7.6/8) за рахунок переходу від приготування суміші традиційним карбюратором та управлінням процесами

сумішоутворення, дозування, запалення механічним регулятором на карбюраторну систему з електронним керуванням усіма процесами [16].

В експериментах з дослідження тепло- та термонапруженості важливо правильно позначити контрольовані параметри та точки вимірів. Задовільні результати термометрування та гарний збіг результатів експерименту та розрахунку показують, що місцями вимірювання температури можуть бути: днище поршня, центр камери в поршні, поверхні поршня над першим компресійним кільцем та гільзи у верхньому пояску, горловина випускного клапанного органу ВКО та таріль випускного клапана ВК [15].

Вимірювання для дослідження газовипускних систем мають низку особливостей, які слід враховувати. Розташування та інерційність термопари впливають на точність вимірювань, переміщення навіть на 50 мм при незмінному режимі роботи двигуна дають відмінності у показаннях 20 – 150 °; т.ч. порівнювати можна тільки показання, отримані на тому самому двигуні і при тому самому положенні термопари. Реєструється певний відносний рівень, але не абсолютне значення температури [18].

Експерименти з визначенням дорожньої витрати палива (лінійного, л/100 км) слід виконувати за спеціальною КТМ – керівна технічна методика [14]. Зміст шкідливих викидів в ВГ, NO<sub>x</sub> в т.ч., визначається різними газоаналізаторами, до них додається інструкція з експлуатації, в якій покроково описані дії дослідника в період експерименту; перед дослідом газоаналізатор має бути перевірений. Частоту обертання валу поршневого двигуна ПД та ротора ТК визначають тахометром (при необхідності стробоскопічним).

## **1.8 Висновки та заключення з бібліографічного дослідження.**

### **Напрямок та завдання магістерської роботи**

Аналіз літератури за останні 50 лет показав, що підтверджень встановлених результатів щодо впливу зовнішніх умов на показники бензинових двигунів внутрішнього згорання в умовах не достатньо для формулювання фундаментальних теоретичних закономірностей, особливо це стосується сучасних двигунів. Виконане дослідження двигуна ВАЗ-2103 – модифікації ВАЗ-2106, мало на меті визначення характеристик у зв'язку з переведенням на електронне управління карбюратором, але ніяк не через вплив зовнішніх умов і тим більше вологості повітря.

У літературі є результати досліджень двигунів для автомобілів ЗіЛ-130, ГАЗ-21, але вони досить застаріли, за минулі роки теорія ДВЗ зазнала істотних уточнень, а двигуни змінилися і принципово, і конструктивно. Досліджень щодо впливу складу паливо-повітряної суміші на показники двигуна ВАЗ-2106 не виявлено.

Принципово відомості з літератури сумнівів не викликають, чого не можна сказати про кількісні співвідношення, що наводяться. Так, практично у всіх роботах повідомляється про зменшення потужності та збільшення витрати палива при несприятливому впливі атмосфери максимально на 2.5 та 7% незалежно від роду впливу (температура, температура та вологість, висота) та типу двигуна (бензиновий, дизель, КДВС). Досліджень щодо впливу вологості повітря окремо, без температури чи тиску, у літературі немає.

На підставі результатів бібліографічного дослідження та через відсутність експериментальних даних з двигуна ВАЗ-2106 та його аналогів, у ході магістерського дослідження основну увагу приділено вивченню зміни його потужності та питомої витрати палива при зміні зовнішніх умов та головним чином вологості повітря. Для досягнення мети вирішено принципово важливе завдання: встановлена залежність коефіцієнта надлишку повітря бензинового малолітражного двигуна від відносної вологості атмосферного повітря з урахуванням корелюючих впливів температури та тиску.

## II АВТОМОБІЛЬ ВАЗ-2106. СИЛОВИЙ АГРЕГАТ ВАЗ-2106

На легковій автомобілі ВАЗ-2106 з колісною формулою 4x2 встановлюються силовий агрегат ВАЗ-2106 з літражем двигуна 1,6 (л).



Рисунок 2.1 – Автомобиль ВАЗ-2106



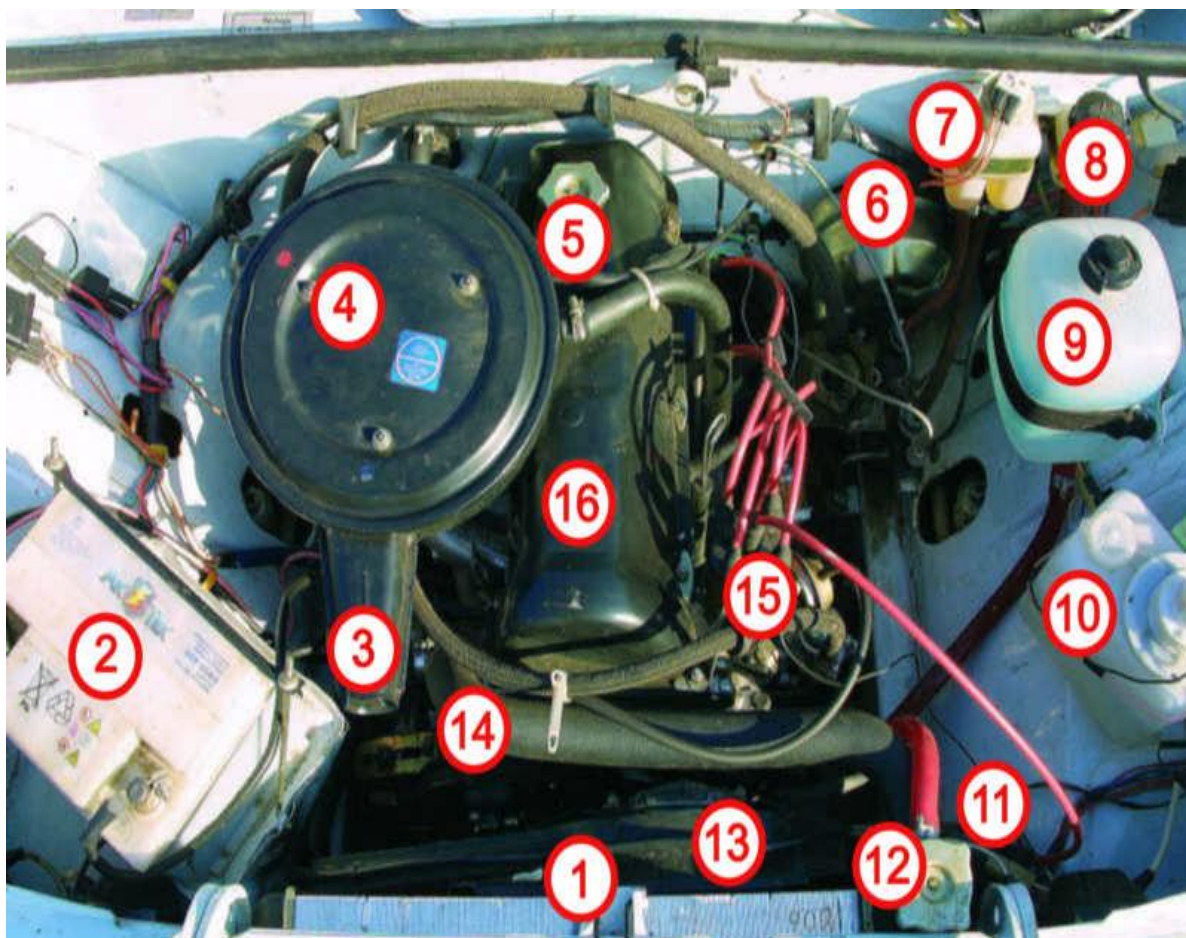
Рисунок 2.2 – Силовой агрегат ВАЗ-2106

Силовий агрегат включає в собі двигун ВАЗ-2106, щеплення, коробку передач и головну передачу.

Електрична система автомобіля є замкнутим ланцюгом з незалежним джерелом живлення. Струм протікає по кабелю від батареї до компонента живлення, повертається струм до батареї через металевий корпус автомобіля, підключений до акумулятора товстим кабелем. Тонкі дроти використовуються для аксесуарів та реле, що потребують малої потужності.

## 2.1 Двигун ВАЗ-2106

В якості прототипа прийнят двигун ВАЗ-2106 (рис. 2.3), технічні характеристики якого найбільш підходять до заданої теми магістерської роботи. Відповідно до інструкції з експлуатації двигун ВАЗ-2106 бензиновий чотиритактний чотирициліндровий рядний.



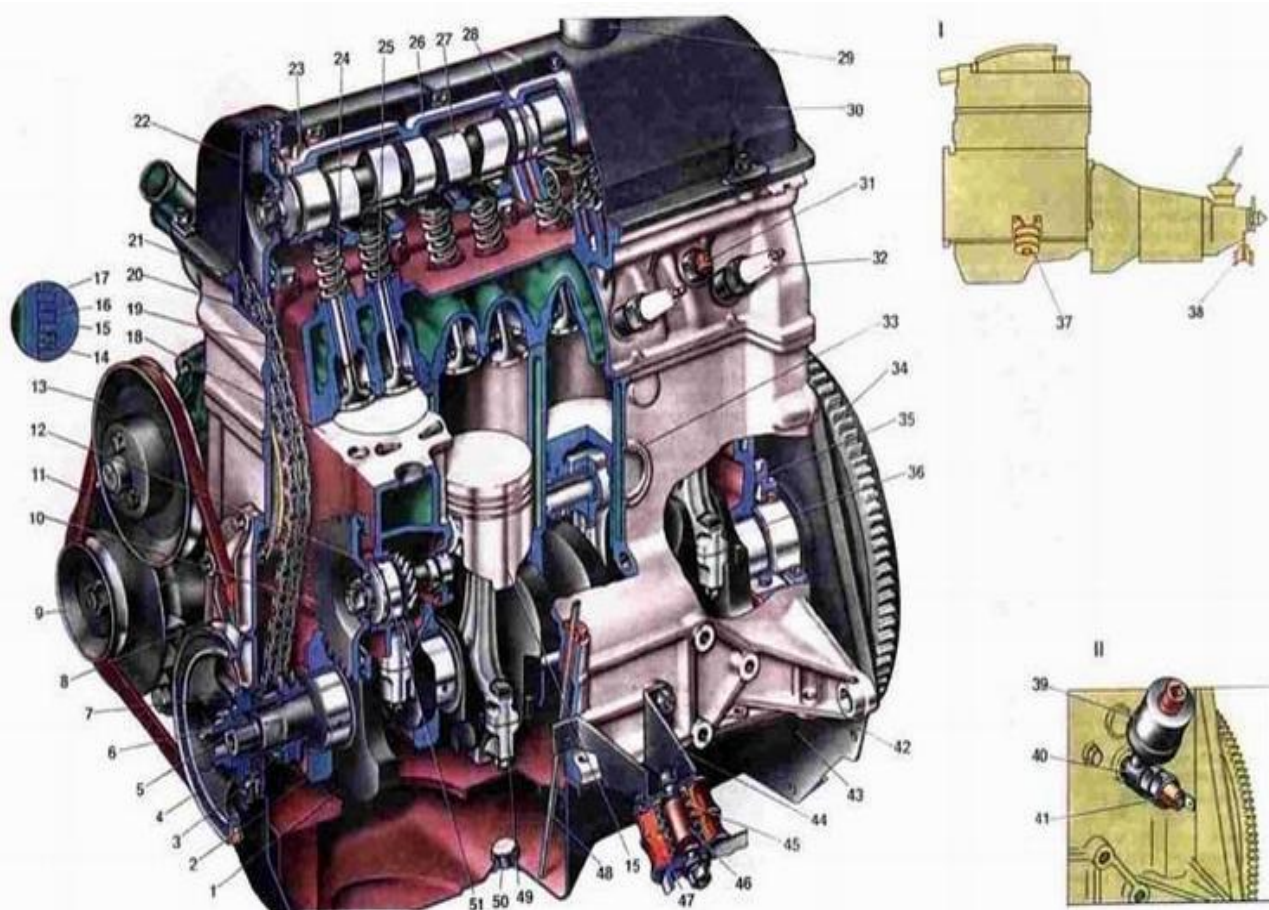
1 – радіатор; 2 – акумуляторна батарея; 3 – всмоктувальний патрубок; 4 – корпус повітряного фільтра; 5 - пробка масло заливної горловини; 6 – вакуумний підсилювач гальм; 7 – бачок гальмівної системи; 8 – бачок гідроприводу вимикання зчеплення; 9 – розширювальний бачок системи охолодження; 10 – бачок омивача; 11 – котушка запалювання; 12 - кришка (пробка) радіатора; 13 – електроventильатор; 14 – верхній шланг радіатора; 15 - переривник-розподільник; 16 – кришка головки блоку циліндрів.

Рисунок 2.3 – Підкапотний простір автомобіля ВАЗ-2106

Двигун ВА3-2106 є результатом доопрацювання двигуна ВА3-2103 з метою збільшення потужності. Зміна потужності двигуна була досягнута за рахунок робочого об'єму двигуна шляхом збільшення діаметра циліндра до 79 мм.

Головка циліндрів двигуна відливається з алюмінієвого сплаву і є загальною для всіх циліндрів.

Комплект поршневих кілець нормального розміру виготовляється з чавуну. Особливість даного комплекту - маслоснімне кільце виконується хромованим. Хромування виконується для збільшення ресурсу роботи кільця, яке знадобилося провести при збільшеному навантаженні пов'язаної зі збільшенням потужності двигуна. Крім чавунних поршневих кілець можуть застосовуватися кільця, виготовлені із сталі.



1 - колінчастий вал (колінвал); 2 – кришка першого корінного підшипника; 3 – зірочка колінчастого валу; 4 – шків колінчастого валу; 5 – шпонка шківа та зірочки колінчастого валу; 6 – храповик; 7 – передній сальник колінчастого валу; 8 – кришка приводу механізму газорозподілу; 9 – шків генератора; 10 - зірочка приводу масляного насоса та розподільника запалювання; 11 - ремінь приводу

насоса охолоджувальної рідини та генератора; 12 - валик приводу масляного насоса, паливного насоса та розподільника запалювання; 13 - шків водяного насоса охолоджуючої рідини; 14 - маслоснімне кільце; 15 – поршень; 16 - нижнє компресійне кільце; 17 - верхнє компресійне кільце; 18 – блок циліндрів; 19 – головка циліндрів; 20 - ланцюг приводу механізму газорозподілу; 21 - прокладання кришки головки циліндрів; 22 - зірочка розподільчого валу; 23 - настановний виступ на корпусі підшипників розподільчого валу; 24 - випускний клапан; 25 - впускний клапан; 26 – корпус підшипників розподільчого валу; 27 - розподільний вал; 28 - важіль приводу клапана; 29 - маслосаливна горловина; 30 – кришка головки циліндрів; 31 - датчик показника температури охолоджувальної рідини; 32 – свічка запалювання; 33 - палець поршня; 34 - маховик; 35 - тримач заднього сальника колінчастого валу; 36 - упорне півкільце колінчастого валу; 37 – передня опора двигуна; 38 – задня опора двигуна; 39 - датчик вказівника тиску олії; 40 – штуцер; 41 - датчик контрольної лампи тиску олії; 42 - передня кришка картера зчеплення; 43 - масляний картер; 44 – кронштейн передньої опори; 45 – пружина передньої опори; 46 - буфер подушки передньої опори; 47 - гумова подушка передньої опори; 48 - показник рівня олії; 49 - шатун з кришкою в зборі; 50 – пробка зливного отвору масляного картера; 51 - втулки валика приводу масляного насоса, паливного насоса та розподільника запалювання.

Рисунок 2.4 – Двигун ВАЗ-2106

Технічна характеристика двигуна ВАЗ-2106:

Автомобіль ВАЗ-2106

Тип двигуна: двигун чотиритактний, карбюраторний, рядний, з верхнім розташуванням розподільчого валу.

Число тактів 4

Число циліндрів 4

Розташування циліндрів рядне

Порядок роботи циліндрів двигуна 1-3-4-2

Діаметр циліндра 79 мм

Хід поршня 80 мм

Робочий об'єм двигуна ( літраж ) 1,57 л

Ступінь стиснення 8,5

Номінальна потужність 55,5 кВт

Максимальний крутний момент 104 Н·м

Частота обертання, що відповідає максимальному моменту, що крутить 3400

Мінімальна частота обертання колінчастого валу 850-900 об/хв.

Максимальна частота обертання колінчастого валу 5400 об/хв.

Октанове число бензину 93

Вага: 121кг.

На двигунах ВАЗ використовується два типи шарнірного з'єднання «поршень-палець-шатун». На поршнях моделей 2101, 21011, 2105, 2108, 21083 – палець встановлюється у верхній головці шатуна по щільній посадці, що виключає його обертання. Отвір у поршні під поршневий палець виконано із зазором, забезпечуючи вільне обертання.

Надалі від цієї схеми відмовилися і перейшли на схему з «плаваючим» пальцем. На поршнях моделей 21213, 2110, 2112, 21124, 21126, 11194, 21128 – палець встановлюється з мінімальним зазором і в голівці шатуна, і отворах поршня. Для виключення осьового зміщення пальця, поршні, в отворах під поршневий палець встановлюються стопорні кільця. Під час роботи, у пальця є можливість прокручуватися, забезпечуючи рівномірне зношування поверхонь..

Шатун двигуна - сталевий, кований, зі стрижнем двутаврового перерізу.

Колінчастий вал - з високоміцного чавуну, має 5 корінних шийок і 4 шатунні. Вал забезпечений чотирма противагами, відлитими разом із валом. Для подачі олії від корінних шийок до шатунних у ньому просвердлені канали, закриті запресованими та зачеканими заглушками. Ці канали служать також очищення масла: під впливом відцентрової сили тверді частинки і смоли, які пройшли фільтр, відкидаються до заглушкам. Тому при ремонті і балансуванні необхідно очищати канали від накопичених відкладень. Заглушки повторно використовувати не можна – їх замінюють на нові.

Газорозподільний механізм. Розподільний вал, що керує відкриттям та закриттям клапанів, чавунний, литий. Поверхні кулачків, що труться, піддані відбілюванню. Цей процес полягає в електродуговому оплавленні поверхонь, в результаті якого утворюється шар так званого "білого" чавуну, що має високу твердість. Вал обертається на п'яти опорах у спеціальному корпусі, а від осьових переміщень утримується упорним фланцем, поміщеним у проточці передньої опорної шийки валу.

Допоміжні агрегати двигуна та механізм газорозподілу приводяться в дію від колінчастого валу за допомогою ланцюгової передачі. Вона складається з дворядного втулково-роликового ланцюга, що веде зірочки на колінчастому валу, веденої зірочки розподільного валу, заспокійника ланцюга та натягувача з черевиком. Черевик натягувача та заспокоювач ланцюга мають сталевий каркас із привулканізованим шаром гуми.



1 – передня трубка паливопроводу; 2 – фільтр тонкого очищення палива; 3 – важіль ручного підкачування паливного насоса; 4 – паливний насос; 5 – паливний шланг; 6 – шланг повітрязабірника теплого повітря; 7 – забірник холодного повітря; 8 – корпус повітряного фільтра; 9 – патрубок для відведення картерних газів до золотникового пристрою карбюратора; 10 – витяжний колектор картерних газів; 11 – карбюратор; 12 – фланець датчика показника рівня та резерву палива; 13 – паливозабірник; 14 – поплавець датчика; 15 – задня трубка паливопроводу; 16 – пробка паливного бака; 17 – шланг сполучення паливного бака з атмосферою; 18 – паливний бак.

Рисунок 2.4 – Елементи системи впорскування бензину

Система змащення комбінована - під тиском та методом розбризкування. Під тиском змащуються корінні та шатунні підшипники колінчастого валу, опори розподільного валу. Шляхом розбризкування масла змащуються поршні, поршневі пальці, стінки циліндрів, кулачки розподільного валу.

Класичною моделлю генераторів є Г-221, яка здатна видати 12В при навантаженні в 42А.

Стартер редукторний, на постійних магнітах, потужністю не менше 1.3 кВт.

Контактна система запалювання ВАЗ-2106 працює за такою схемою. При замиканні контактів у переривнику низький струм надходить у первинну обмотку КЗ. При розмиканні контактів індукується високий струм у вторинній обмотці КЗ, який високовольтним проводам передається спочатку на кришку МР, а потім розподіляється на свічки. Збільшення оборотів коленвала призводить до зростання швидкості обертання ЦР, вантажі якого розходяться убік під впливом відцентрових сил. В результаті переміщується рухома пластина, збільшуючи УОЗ. Відповідно, при зниженні обертів кут випередження зменшується.

На автомобілі ВАЗ-2106 система охолодження двигуна-рідинна, закритого типу, з примусовою циркуляцією охолоджуючої рідини, з розширювальним бачком. Насос - відцентрового типу, приводиться в дію від шківів колінчастого валу клиновим ременем. Вентилятор з електроприводом, має чотирилопатеву крильчатку. Електроventилятор вмикається і вимикається (залежно від температури охолоджуючої рідини) за допомогою датчика, розташованого в нижньому бачку радіатора. Термостат прискорює прогрів двигуна та підтримує необхідний тепловий режим. Складається з корпусу та кришки, з твердим термочутливим наповнювачем, має 2 клапани: основний та перепускний. Початок відкривання основного клапана термостата-при температурі рідини, що охолоджує, 77-86 градусів за Цельсієм, хід основного клапана - не менше 6 мм.

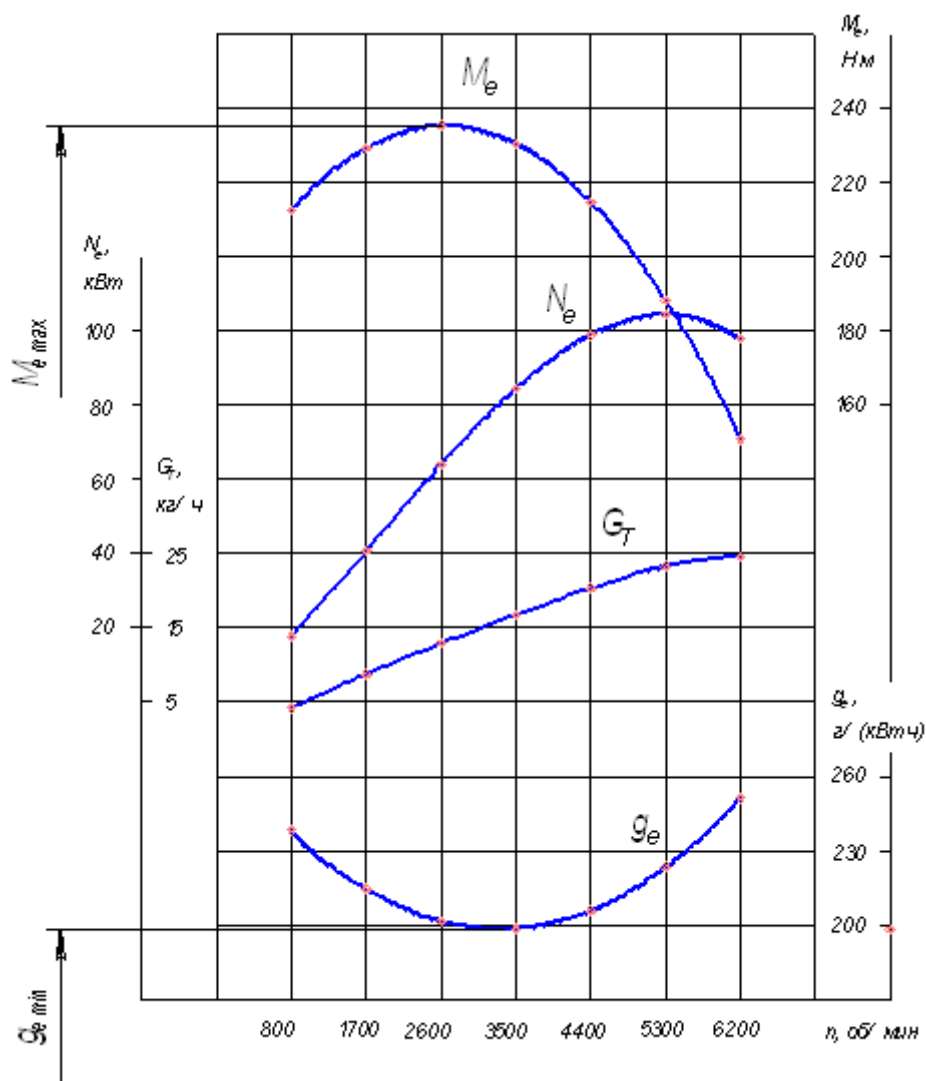


Рисунок 2.6 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна ВАЗ-2106

Ресурс двигуна до першого капітального ремонту при встановленні його на легковий автомобіль ВАЗ-2106, що використовується в умовах 1-ої категорії експлуатації, за умови дотримання всіх правил, зазначених у посібнику з експлуатації, не менше 150 000 км пробігу.

При випробуваннях та знятті характеристик двигуна результати наводяться до стандартних атмосферних умов:  $p_0 = 100$  кПа (750 мм рт. ст.)  $T_0 = 298$  К ( $t_0 = 25^\circ\text{C}$ ), – тиск та температура атмосферного повітря,  $\phi_0 = 36$  % – відносна вологість повітря,  $p_{\text{св}} = 99$  кПа - парціальний тиск сухого повітря,  $T_{0\text{т}} = 298$  К - температура палива (для дизелів)

## 2.2. Переваги та недоліки ВАЗ-2106. Напрямок магістерського дослідження

Карбюраторні двигуни давно стали рідкістю і поступилися місцем інжекторним системам, проте автомобілі зі застарілою системою живлення досі зустрічаються на дорогах. Карбюратор це досить простий і надійний агрегат, який нині використовується у вигляді «електронного карбюратора».

переваги. Двигун ВАЗ-2106 автомобілів ВАЗ відрізняється від ВАЗ-2101, -2103 та більш ранніх марок на краще.

1. Блок циліндрів відлитий із чавуну. Чавун як конструкційний матеріал хороший тим, що допускає неодноразове розточування циліндрів під ремонтні розміри. У парі з чавунним блоком використовують піддон картера у вигляді міцного виливка з алюмінієвого сплаву. Така конструкція, задумана та спроектована як одне ціле, значно підвищує жорсткість усієї нижньої частини двигуна. Це зменшує деформацію постіль колінчастого валу та спотворення форми циліндрів під дією навантажень.

2. Паливо-повітряна суміш готується 2-камерним карбюратором ДААЗ-2106 з послідовним включенням камер із системою компенсації складу суміші залежно від навантаження зміною перерізу головного жиклера, з економайзером, насосом-прискорювачем та пусковим пристроєм. Двокамерний карбюратор забезпечує найкраще сумішоутворення та розподіл горючої суміші по циліндрах. Перша /основна/ камера забезпечує роботу двигуна в режимах холостого ходу, при малих та середніх навантаженнях, друга /додаткова/ включається до роботи при великих навантаженнях. Дросельна заслінка другої камери відкривається при певному відкритті заслінки першої камери; привід заслінок механічний – невибагливий. Приривник-розподільник коригує склад суміші залежно від швидкісного режиму.

3. Якщо двигуну у складі легкового автомобіля забезпечити належний догляд та експлуатацію за умовами 1-ої категорії за дотримання всіх правил посібника з експлуатації, то можна розраховувати на перевищення офіційного ресурсу в 125 тис. км і отримати на практиці пробіг до 200 тис. км.

Недоліки. 1. У паспорті та інструкції з експлуатації автомобіля ВАЗ-2106 немає запису про дотримання заявлених показників двигуна при підвищеній вологості атмосферного повітря, підвищеній температурі та зниженому тиску. У карбюраторі ДААЗ-2106 і приривачі-розподільнику не передбачено змінювати склад суміші в залежності від стану атмосфери.

В інструкції з експлуатації в розділі «Несправності» причини поганого розгону автомобіля пов'язують з неправильним регулюванням карбюратора (суміш занадто бідна або багата) та системи запалення: порушення кута випередження запалення (надто малий кут). Рекомендується виконати відповідні налаштування, кута випередження запалення – поворотом переривника-розподільника проти годинникової стрілки, якщо дивитися зверху на кришку розподільника. Якщо після збільшення кута випередження запалення з'явиться детонація («стукіт пальців»), кут слід зменшити: робота двигуна з детонацією неприпустима! Про те, що ці регулювання залежать від вологості атмосферного повітря, можливо, на той момент і не знали.

2. Основні деталі та двигун ВАЗ-2106 в цілому відрізняються підвищеною теплонапруженістю. Цей недолік відбувається ще від етапу конструювання: спочатку розроблявся двигун робочим об'ємом 1,3 л з діаметром циліндрів 76 мм та міжциліндровою відстанню 89 мм. При створенні модифікацій більшого обсягу, ВАЗ-2106 у т.ч., збільшили діаметр циліндрів за рахунок зменшення міжциліндрової відстані, в результаті виявилось неможливим забезпечити протоки між циліндрами сорочки охолодження, що призвело до збільшення теплонапруженості та пошуку інших способів охолодження циліндрів.

3. Двигун ВАЗ-2106 відрізняється підвищеною шумністю, різні шуми та стукіт для нього нормальне явище. Причини цього: а) ланцюговий привод газорозподільного механізму; б) підвищена чутливість до регулювань карбюратора та переривника-розподільника; в) ненадійність шатунних вкладишів та бронзової втулки поршневих пальців.

Напрямок магістерської роботи. При експлуатації автомобілів ВАЗ-2106 при відносній вологості атмосферного повітря понад 90% потужність та витрата палива

можуть відхилятися у бік погіршення від заявлених у ТУ на експлуатацію. Аналіз літературних джерел, переваг та недоліків показав актуальність та перспективність дослідження впливу вологості повітря на показники ВАЗ-2106: удосконаленням сумішоутворення на екстремальних режимах у галузі обмежувальних умов можна знизити питому витрату палива на 1.5 % та підтримувати заявлену потужність, також не допускати перегріву двигуна – при низької вологості, і т.ч. збільшити ресурс. Наступні вдосконалювальні заходи має сенс направити на системи електронного управління та живлення з урахуванням можливого впливу на ємність двигуна та появу детонації. Використання пристрою, що пом'якшує наслідки підвищеної вологості повітря, зніме зайві перестраховки та нервозність, відкриє перспективи приємного користування автомобілем.

### **ІІІ МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСІВ У ЦИЛІНДРІ ДВЗ**

Математична модель процесів у циліндрі ДВЗ розроблена для експертних оцінок та оперативної корекції напряму магістерського дослідження щодо впливу вологості атмосферного повітря на енергетичні та економічні показники бензинового 4-тактного двигуна ВАЗ-2106. Розрахункова методика побудована на двох базових вимогах: забезпечення високої точності результатів задовільної складності обчислювальних процедур.

Тепловий розрахунок виконується за балансовими диференціальними рівняннями маси та енергії, до них додані рівняння кінематики кривошипно-шатунного механізму, складу та стану робочого тіла. Зміна складу враховується приблизно: у процесах впуску та стиску робочим тілом вважається повітря, у процесах розширення та випуску – продукти згоряння. Розрахунок виконується для процесів стиснення, згоряння та розширення, процеси впуску та випуску враховані сумарно – за статистичними даними.

### 3.1 Методика розрахунку робочого циклу

Фізико-математична модель складається з чотирьох основних диференціальних рівнянь: кінематичне рівняння /рівняння зміни обсягу робочої порожнини/, рівняння балансу маси, рівняння балансу енергії, рівняння стану робочого тіла та додаткових рівнянь у диференціальній або кінцевій формах. Додаткові рівняння потрібні визначення величин, які входять у вигляді окремих членів чи множників в основні рівняння.

Кінематичним рівнянням описується обсяг робочої порожнини в поточний час відповідно до закономірностей кривошипно-шатунного механізму

$$V = V_c + F_{\pi} r_k \left[ 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda_k}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (\text{м}^3) \quad (3.1)$$

де  $V_c, \text{м}^3$  – об'єм камери стиснення,

$F_{\pi}, \text{м}^2$  – площа поршня,

$r_k, \text{м}$  – радіус кривошипа,

$\lambda_k = \frac{r_k}{\ell_{\text{ш}}}$  – відношення радіуса кривошипу до довжини шатуна,

$\varphi, ^\circ$  – кут повороту кривошипу.

Кінематичне рівняння у диференціальній формі

$$dV = F_{\pi} r_k \left( \sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi. \quad (3.2)$$

У фізико-математичній моделі процеси газообміну не розглядаються. Стан робочого тіла та його маса на початку стиснення (точка "а") оцінюються приблизно. Маса робочого тіла в процесах стиснення та розширення змінюється тільки за рахунок палива при його випаровуванні та згорянні, в цілому ця зміна порівняно невелика. Характер перебігу процесів випаровування та згоряння досить складний, тому приблизно зміна маси робочого тіла віднесена до процесу згоряння. У бензинових ДВС частка палива у загальній масі РТ становить 6 – 7 %, випаровування бензину починається у впускному колекторі і завершується в

циліндрі. Описати математично процес випаровування важко, тому це припущення справедливе для бензинових ДВЗ.

Зміна маси робочого тіла при згорянні /рівняння балансу маси в циліндрі ДВЗ/ [4]:

$$dm = \Delta m_{\text{тц}} \cdot dx, \quad (3.3)$$

де  $\Delta m_{\text{тц}}$  – циклова масова подача палива,

$x$  – масова частка палива, що згоріло в циліндрі до моменту часу, що розглядається..

У процесах стиснення та розширення  $dx = 0$  и  $dm = 0$ , тобто маса робочого тіла не змінюється.

Рівняння балансу енергії в циліндрі складено на основі I закону термодинаміки для закритої не теплоізолюваної системи:

$$dT = \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T, \quad (3.4)$$

де  $T$ ,  $K$  – абсолютна температура працюючого тіла,

$c_v$ ,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$  – питома теплоємність робочого тіла при постійному обсязі,

$dQ_c$ ,  $\text{Дж}$  – елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла за рахунок згоряння,

$dQ_w$ ,  $\text{Дж}$  – елементарна кількість теплоти за рахунок зовнішнього теплообміну [5],

$k$  – показник адіабати робочого тіла.

Рівняння (3.4) враховує зміну маси робочого тіла, теплове  $dQ_c$ ,  $dQ_w$  та механічне  $dV/V$  взаємодії із зовнішнім середовищем.

Рівняння стану робочого тіла у кінцевій та диференційній формах

$$pV = RmT, \quad (3.5)$$

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}; \quad (3.6)$$

де  $R$ ,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$  – газова постійна робочого тіла.

Система рівнянь (3.2), (3.3), (3.4), (3.6) у диференціальній формі і є фізико-математичною моделлю процесів у циліндрі ДВЗ [22]:

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_{\pi} r_k \left( \sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{\text{тц}} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

Систему рівнянь (3.7) вирішують на ЕОМ однією з відомих чисельних методів. По ній складено програму DVS-2, в якій реалізовано модифікований метод Ейлера. Рішенням системи (3.7) є функції  $p(\varphi)$ ,  $T(\varphi)$ ,  $m(\varphi)$ ,  $V(\varphi)$ , що дає змогу побудувати індикаторні діаграми: згорнуті  $p(V)$ ,  $T(V)$  і розгорнуті  $p(\varphi)$ ,  $T(\varphi)$ .

### 3.2 Тепловий розрахунок двигуна ВАЗ-2106

За статистичною залежністю середнього ефективного тиску від тиску наддуву  $p_e = f(p_k)$  для сучасних двигунів оцінюється очікуваний середній ефективний тиск  $p_e$ . Двигун ВАЗ-2106 4-тактний з невеликою тривалістю продування та без наддуву. (тобто  $p_k = p_o = 101325$  Па), приймається  $p_e = 785000$  Па.

За формулою ефективної потужності

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (\text{Вт}) \quad (3.8)$$

розраховується робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{60 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot p_e \cdot n} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 55,5 \cdot 10^3}{4 \cdot 785000 \cdot 5400} = 0.0003927813 \text{ м}^3, \quad (3.9)$$

где  $N_e = 55,5$  кВт – ефективна потужність двигуна,

$i = 4$  – кількість циліндрів,

$p_e = 785000$  Па – середній ефективний тиск,

$\tau$  – коефіцієнт тактності, для 4-тактних двигунів  $\tau = 2$ ,

$n = 5400$  об/мин – частота обертання колінчастого валу.

Діаметр циліндра (оцінний)

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0003927813}{3,14 \cdot 1,0127}} = 0,07906 \text{ м.} \quad (3.10)$$

Відношення  $S/D$  прийнято за прототипом. Зі стандартного розмірного ряду, орієнтуючись на прототип, приймається найближче значення  $D = 0,079$  м.

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,079 \cdot 1,0127 = 0,080 \text{ м.}$$

Відповідно до стандартного розмірного ряду приймається  $S = 0,080$  м.

Робочий об'єм циліндра конструктивний

$$V_h = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S \cdot \tau = \frac{3,14}{4} \cdot 0,079^2 \cdot 0,040 \cdot 2 = 391935 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3.$$

Розрахунок вихідних даних на вирішення фізико-математичної моделі.

I. Код двигуна  $Y$  задає у програмі DVS-2 вибір теплоємностей робочого тіла, які залежать від складу та температури.

II. Вид розрахунку: номінальний.

III. Тип двигуна: бензиновий.

Тип двигуна задає сорт палива, що використовується, і характер процесу згоряння, який залежить від способу сумішоутворення.

1. Теплота згоряння палива:  $H_{\text{ут}} = 44\,000\,000$  Дж/кг.

2. Показник процесу згоряння для бензинових ДВЗ рекомендується приймати  $m_1 = 3,2 \dots 4,0$ ; приймається  $m_1 = 3,6$ .

IV. Конструктивні дані.

3. Кількість циліндрів  $i = 4$

4. Рядний.

3. Діаметр циліндра  $D = 0,079$  м-коду.

6. Площа поршня являє собою площу плоскої поверхні днища.

$$F_{\Pi} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = \frac{3,14}{4} \cdot 0,079^2 = 4899,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \quad (3.11)$$

7. Радіус кривошипа  $r_k$

$$r_k = \frac{S}{2} = 0,080 / 2 = 0,040 \text{ м}. \quad (3.12)$$

8. Відношення радіуса кривошипу до довжини шатуна

$$\lambda_k = \frac{r_k}{\ell_{\text{ш}}}. \quad (3.13)$$

За практичними рекомендаціями для автотракторних ДВЗ:  $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ ; величину  $\lambda_k$  приймаємо, орієнтуючись на зразок:  $\lambda_k = 40/130 = 0,3077$ .

9. Площа теплообміну поршня для бензинових ДВЗ.

$$F'_{\Pi} = (1,0 \dots 1,1) F_{\Pi}.$$

Площа  $F'_{\Pi}$  залежить від конфігурації днища поршня. Дно поршня ВАЗ-2106 має кишені під клапани, приймається.

$$F'_{\Pi} = 1,1 \cdot F_{\Pi} = 1,1 \cdot 4899,2 \cdot 10^{-6} = 5389,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

10. Площа теплообміну кришки  $F_k$  залежить від конструкції камери стиснення:

$$F_k = (1,1 \dots 1,3) F_{\Pi},$$

Камера стиснення ВАЗ-2106 має сферичну форму.

$$F_k = 1,2 \cdot 4899,2 \cdot 10^{-6} = 5879,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

11. Об'єм камери стиснення

$$V_c = \frac{\pi}{2} \cdot D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} \cdot 0,079^2 \cdot 0,040 / (8,5 - 1) = 52258 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3. \quad (3.14)$$

V. Наддув двигуна. Двигун ВАЗ-2106 без наддуву.

12. Тиск наддуву:  $p_k = p_0 = 101325 \text{ Па}$ .

13. Температура надувного повітря  $T_k = T_0 = 293 \text{ К}$ .

VI. Регульовальні дані.

14. Кут початку згоряння бензинових ДВЗ залежить від кута випередження запалювання. Кут випередження запалювання бензинових ДВЗ залежить від швидкохідності двигуна, форми та розмірів камери згоряння.  $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 10^\circ \dots 25^\circ$ ,

приймається  $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 26^\circ$  – з прототипу. Кут початку згоряння бензинових ДВЗ та ВАЗ-2106:  $\varphi_c = 360^\circ - \Delta\varphi_{\text{оп}} = 360 - 26 = 334^\circ$ .

13. Кутова тривалість згоряння бензинових ДВЗ  $\Delta\varphi_{\text{сг}} = 40^\circ \dots 60^\circ$ ; приймається  $\Delta\varphi_{\text{сг}} = 50^\circ$ . Тоді кут кінця згоряння:

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{\text{сг}} = 334 + 50 = 384^\circ.$$

## VII. Режимні дані

16. Кутова швидкість обертання кривошипа розраховується за частотою обертання колінчастого валу  $n$  – визначається за прототипом:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 2 \cdot 314 \cdot 5400 / 60 = 565,2 \text{ с}^{-1}.$$

17. Коефіцієнт надлишку повітря бензинових ДВЗ  $\alpha = 0,85 \dots 0,95$ ; у магістерському дослідженні для номінального режиму в індивідуальному завданні визначено  $\alpha = 0,95$ .

18. Циклова подача палива розраховується за цикловим зарядом повітря.

Цикловий масовий заряд повітря у циліндрі

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 391935 \cdot 10^{-9} \cdot 1,2049 \cdot 0,8377 = 0,000395597 \text{ кг}; \quad (3.15)$$

$$\text{де за відсутності наддуву} \quad \rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \rho_0 = \frac{p_0}{RT_0} = \frac{101325}{287 \cdot 293} = 1,2049 \text{ кг/м}^3.$$

Коефіцієнт наповнення дорівнює

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}; \quad (3.16)$$

$$\eta_v = \frac{8.5}{8.5 - 1} \cdot \frac{101325 - 10133}{101325} \cdot \frac{293}{293 + 10 + 0,05 \cdot 1075} = 0,8377;$$

де  $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,1 \cdot p_k = 0,1 \cdot 101325 = 10133 \text{ Па}$  – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = (0 \dots 20) \text{ К}$  – підігрів заряду бензинових ДВЗ на впуску, приймається  $\Delta T = 10 \text{ К}$ ;

$\gamma = 0 \dots 0,1$  – коефіцієнт залишкових газів, у бензинових ДВЗ ближче до верхньої межі; приймається  $\gamma = 0,05$ ;

$T_r = (900 \dots 1100) \text{ K}$  – температура залишкових газів бензинових ДВЗ; приймається  $T_r = 1075 \text{ K}$ .

Підігрів заряду  $\Delta T$  бензинових ДВЗ менше, ніж у дизелів, так як більша частота обертання, крім того на підігрів впливає випаровування бензину у впускній системі.

Циклова масова подача палива:

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_0} = \frac{0,000395597}{0,95 \cdot 14,96} = 0,00002783544 \text{ кг/цикл}, \quad (3.17)$$

де  $\ell_0 = 14,96 \text{ кг/кг}$  – теоретично потрібна кількість повітря для бензину.

19. Середня температура стін  $T_w$  залежить від типу двигуна, рівня форсування, системи охолодження, режим роботи, матеріалів основних деталей. На номінальному режимі роботи для деталей із алюмінієвих сплавів  $T_w = 420 \dots 470 \text{ K}$ . Приймається  $T_w = 450 \text{ K}$ .

VIII. Початкові умови. Початкові умови – це значення параметрів робочого тіла на початку розрахунку. У цій ФММ початок розрахунку відповідає положенню поршня в НМТ на початку процесу стиснення: точка "а" на індикаторній діаграмі, кут повороту кривошипу  $\varphi = 180^\circ$ . Початок відліку кута  $\varphi$  ( $\varphi = 0$ ) відповідає положенню поршня у ВМТ на початку процесу впуску.

20. Початковий тиск

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 101325 - 10133 = 91192 \text{ Па}.$$

21. Початкова температура – за формулою балансу енергії під час впуску:

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r) = (293 + 10 + 0,05 \cdot 1075) / (1 + 0,05) = 339,8 \text{ K} \quad (3.18)$$

22. Початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі мас свіжого заряду та залишкових газів:

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,05) \cdot 0,000395597 \cdot 10^{-9} = 0,000415377 \text{ кг}. \quad (3.19)$$

23. Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = 0,000391935 \cdot 8,5 / (8,5 - 1) = 0,000444193 \text{ м}^3.$$

Правильність вибору початкових умов перевіряється щодо рівняння стану

$$p_a V_a = m_a R T_a; \quad (3.20)$$

$$91192 \cdot 0,000444193 = 0,000415377 \cdot 287 \cdot 339,8;$$

$$40,5068 \text{ Дж} = 40,5086 \text{ Дж};$$

$$\frac{40,5068 - 40,5086}{40,5068} \cdot 100 = 0.004 \%$$

Допускається похибка на вибір початкових умов 3...4 %.

IX. Дані динамічного розрахунку.

24. Для динамічного розрахунку необхідно знати маси частин кривошипно-шатунного механізму, що поступально рухаються і обертаються.

Наведена маса частин, що поступово рухаються, включає маси поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і сполученої частини шатуна до його центру тяжкості – віднесеної до осі поршневого пальця

$$m_A = [m_{\pi} + (0,2 \dots 0,3) \cdot m_{\text{ш}}] \cdot F_{\pi} = [120 + 0,275 \cdot 150] \cdot 4899.2 \cdot 10^{-6} = 0,790 \text{ кг}; \quad (3.21)$$

де коефіцієнт (0,2...0,3) визначає частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

X. Розрахунковий крок дорівнює  $\Delta\varphi = 1^\circ$ .

### 3.3 Індикаторна діаграма двигуна ВАЗ-2106

Таблиця 3.1 - Вихідні дані для розрахунку робочого циклу двигуна ВАЗ-2106 за програмою DVS-2

| №<br>п/п | Найменування<br>величини    | Чисельні<br>величини | Позначення<br>та одиниці<br>виміру |
|----------|-----------------------------|----------------------|------------------------------------|
|          |                             | Номінальний<br>режим |                                    |
| 1        | 2                           | 3                    | 4                                  |
| I.       | <b>Код двигуна</b>          | 0                    |                                    |
| II.      | <b>Вид розрахунку</b>       | 1                    |                                    |
| III.     | <b>Тип двигуна</b>          |                      |                                    |
|          | 1.Теплота згоряння палива   | 44000000             | $H_{\text{ут}}, \text{ Дж/кг}$     |
|          | 2.Показник процесу згоряння | 3.6                  | $m_1$                              |

Продовження таблиці 3.1

| 1   | 2                                    | 3             | 4                                |
|-----|--------------------------------------|---------------|----------------------------------|
| IV. | <b>Конструктивні дані</b>            |               |                                  |
|     | 3.Кількість циліндрів                | 4             | i                                |
|     | 4.Рядний                             | 1             | $\gamma = 0$                     |
|     | 3.Діаметр циліндра                   | 0,079         | D, м                             |
|     | 6.Площа поршня                       | 0.0048992     | F <sub>п</sub> , м <sup>2</sup>  |
|     | 7.Радіус кривошипу                   | 0,040         | r <sub>к</sub> , м               |
|     | 8.Відношення $\lambda = r_k / L_{ш}$ | 0,3077        | $\lambda_k$                      |
|     | 9.Площа теплообміну поршня           | 0.0053891     | F' <sub>п</sub> , м <sup>2</sup> |
|     | 10.Площа теплообміну кришки          | 0.0058790     | F <sub>к</sub> , м <sup>2</sup>  |
|     | 11.Обсяг камери стиснення            | 0.000052258   | V <sub>с</sub> , м <sup>3</sup>  |
| V   | <b>Наддув</b>                        |               |                                  |
|     | 12. Тиск наддуву                     | 101325        | p <sub>к</sub> , Па              |
|     | 13. Температура наддувного повітря   | 293           | T <sub>к</sub> , К               |
| VI  | <b>Регулювальні дані</b>             |               |                                  |
|     | 14. Кут початку згоряння             | 334           | $\varphi_c$ , град               |
|     | 13. Кут кінця згоряння               | 384           | $\varphi_z$ , град               |
| VII | <b>Режимні дані</b>                  |               |                                  |
|     | 16. Кутова швидкість валу            | 565,2         | $\omega$ , рад/с                 |
|     | 17. Коефіцієнт надлишку повітря      | 0.95          | $\alpha$                         |
|     | 18.Циклова подача палива             | 0,00002783544 | m <sub>тц</sub> , кг/цикл        |
|     | 19. Середня температура стін         | 450           | T <sub>w</sub> , К               |

## Продовження таблиці 3.1

| 1    | 2                                         | 3           | 4                      |
|------|-------------------------------------------|-------------|------------------------|
| VIII | <b>Початкові умови</b>                    |             |                        |
|      | 20. Тиск                                  | 91192       | $p_a$ , Па             |
|      | 21. Температура                           | 339,8       | $T_a$ , К              |
|      | 22. Маса робочого тіла                    | 0,000415377 | $m_a$ , кг             |
|      | 23.Обсяг робочої порожнини                | 0,000444193 | $V_a$ , м <sup>3</sup> |
| IX   | <b>Дані до динамічного розрахунку</b>     |             |                        |
|      | 24. Маса частин, що поступально рухаються | 0,790       | $m_A$ , кг             |
| X    | <b>Розрахунковий крок</b>                 | 1           | $\Delta\varphi^\circ$  |

Студент, група: Т-410м

Доцент, к.т.н.

Чистяков М.Д.

Мазин В.О.

Результатами розрахунку за програмою DVS-2 є протоколи теплового розрахунку робочого циклу двигуна ВАЗ-2106 на номінальному режимі за нормальних та експериментальних атмосферних умов. Протокол містить параметри робочого тіла:  $p$  – тиск,  $T$  – температуру,  $m$  – масу и  $V$  – об'єм при різних кутах повороту кривошипу  $\varphi$ ; розрахунок виконано з кроком  $\Delta\varphi = 1^\circ$ , а виведення результатів у протокол – з кроком  $\Delta\varphi = 10^\circ$  (для скорочення протоколу).

Наприкінці протоколу наведено циклові показники:  $L_i$  – індикаторна робота циклу,  $p_i$  – середній індикаторний тиск,  $\eta_i$  – індикаторний ККД,  $g_i$  – питома індикаторна витрата палива

Протокол №3.2  
 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО  
 ЗГОРАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

Номинальний режим

Початкові умови – параметри робочого тіла на початку циклу

$p_a = 91200 \text{ Па}$      $T_a = 340 \text{ К}$      $m_a = 0,000415377 \text{ кг}$      $V_a = 0,000444193 \text{ м}^3$

| φ, °ПКВ | p, Па   | T, К  | m, кг     | V, м <sup>3</sup> |
|---------|---------|-------|-----------|-------------------|
| 1       | 2       | 3     | 4         | 5                 |
| 180     | 91210   | 339,8 | 0,0004154 | 0,0004442         |
| 190     | 91310   | 340,9 | 0,0004154 | 0,0004421         |
| 200     | 93900   | 343,3 | 0,0004154 | 0,0004359         |
| 210     | 97260   | 347,1 | 0,0004154 | 0,0004255         |
| 220     | 102300  | 352,5 | 0,0004154 | 0,0004108         |
| 230     | 109400  | 359,6 | 0,0004154 | 0,0003919         |
| 240     | 119200  | 368,9 | 0,0004154 | 0,0003688         |
| 250     | 132700  | 380,6 | 0,0004154 | 0,0003419         |
| 260     | 151300  | 395,4 | 0,0004154 | 0,0003115         |
| 270     | 177300  | 413,9 | 0,0004154 | 0,0002784         |
| 280     | 214000  | 437,0 | 0,0004154 | 0,0002434         |
| 290     | 267100  | 465,7 | 0,0004154 | 0,0002078         |
| 300     | 345700  | 501,3 | 0,0004154 | 0,0001729         |
| 310     | 464400  | 545,2 | 0,0004154 | 0,0001400         |
| 320     | 645300  | 598,4 | 0,0004154 | 0,0001106         |
| 330     | 914600  | 660,2 | 0,0004154 | 0,00008605        |
| 340     | 1281000 | 726,7 | 0,0004154 | 0,00006760        |
| 350     | 1983000 | 931,3 | 0,0004165 | 0,00005614        |
| 360     | 4408000 | 1893  | 0,0004240 | 0,00005226        |

## Продовження протоколу №3.2

| 1   | 2       | 3    | 4         | 5          |
|-----|---------|------|-----------|------------|
| 370 | 6891000 | 3080 | 0,0004377 | 0,00005614 |
| 380 | 6200000 | 3296 | 0,0004430 | 0,00006760 |
| 390 | 4454000 | 3013 | 0,0004432 | 0,00008605 |
| 400 | 3157000 | 2744 | 0,0004432 | 0,0001106  |
| 410 | 2287000 | 2517 | 0,0004432 | 0,0001400  |
| 420 | 1714000 | 2330 | 0,0004432 | 0,0001729  |
| 430 | 1332000 | 2177 | 0,0004432 | 0,0002078  |
| 440 | 1072000 | 2051 | 0,0004432 | 0,0002434  |
| 450 | 890500  | 1949 | 0,0004432 | 0,0002784  |
| 460 | 761400  | 1865 | 0,0004432 | 0,0003115  |
| 470 | 667900  | 1795 | 0,0004432 | 0,0003419  |
| 480 | 599300  | 1738 | 0,0004432 | 0,0003688  |
| 490 | 548600  | 1690 | 0,0004432 | 0,0003919  |
| 500 | 511200  | 1651 | 0,0004432 | 0,0004108  |
| 510 | 484000  | 1619 | 0,0004432 | 0,0004255  |
| 520 | 464900  | 1593 | 0,0004432 | 0,0004359  |
| 530 | 452400  | 1573 | 0,0004432 | 0,0004421  |
| 540 | 445800  | 1557 | 0,0004432 | 0,0004442  |

$$L_i = 535,9 \text{ Дж}$$

$$p_i = 1367000 \text{ Па}$$

$$\eta_i = 0,438$$

$$g_i = 0,187 \text{ кг/(кВт·час)}$$

### 3.4 Контроль результатів розрахунку

Достовірність результатів теплового розрахунку циклу ДВЗ контролюється ефективною потужністю двигуна, порівнюються значення за завданням і отримане розрахунком за програмою DVS-2. Розрахункове значення:

$$N_{ep} = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 4 \cdot 535,9 \cdot \frac{90}{2} \cdot 0,7 = 67523,4 \text{ Вт} = 67,523 \text{ кВт}$$

де:  $n = 5400 \text{ мин}^{-1} = 90 \text{ с}^{-1}$ ;

$\eta_m = 0,70$  – механічний ККД двигуна; для бензинових ДВЗ  $\eta_m = 0,70 \dots 0,80$ .

Похибка розрахунку:

$$\frac{N_e - N'_e}{N_e} = \frac{55500 - 67523}{55500} = -14,8 \text{ \%}.$$

У подібних розрахунках допускається похибка  $\pm 15\%$ .

За даними теплового розрахунку побудовано індикаторні діаграми у системах координат  $p - V$  и  $T - V$  (рис. 3.1).

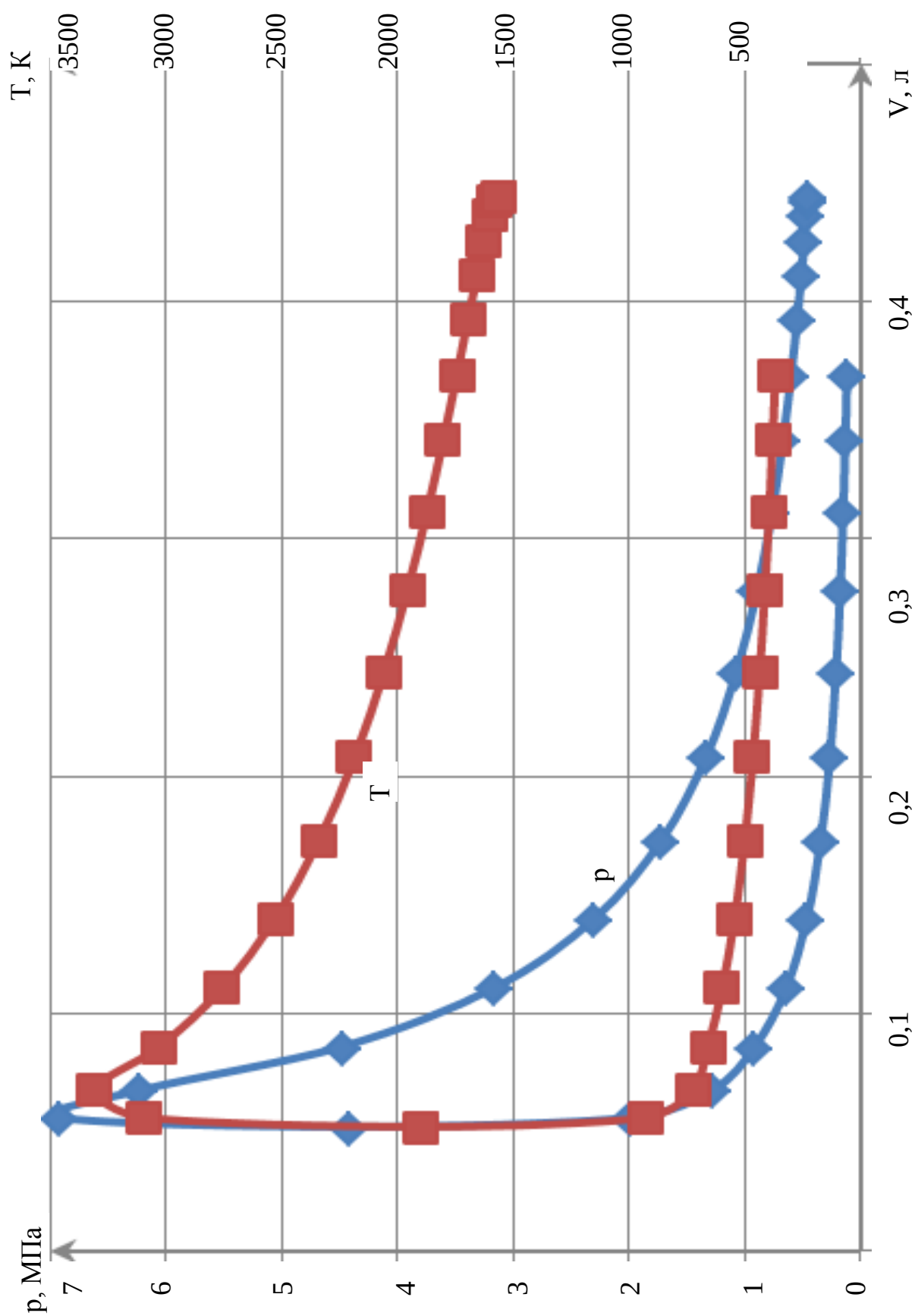


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма;  $p$  – тиск,  $T$  – температура,  $V$  – об'єм

### **3.5 Значимість вологості атмосферного повітря показників бензинового 4-тактного двигуна з карбюраторною системою підготовки суміші**

Зміна зовнішніх умов ЗУ тягне за собою зміну щільності повітря і палива, причому швидкість зміни щільності повітря більша за паливо, отже змінюється склад паливо-повітряної суміші ППС. У карбюратор закладається програма підготовки ППС за розрахунковими умовами, будь-яка зміна ЗУ призводить до її неузгодженості з програмою, оптимальною для двигуна за фактичних умов з усіма наслідками. [23, 24]. Від складу ППС залежить енергетична та економічна досконалість двигуна, відповідність до рівня кращих світових зразків. Накопичено значний досвід організації та підготовки ППС, насамперед її складу.

Склад ППС описується коефіцієнтом надлишку повітря КНП; експлуатаційні інтервали КНП бензинових двигунів БД перебувають у межах 0.7 – 1.15; в окремих випадках КНП може досягати 1.35, 2 та 3 – при пошаровому сумішоутворенні, наприклад [25]. Навіть в експлуатаційних межах показники двигунів змінюються суттєво, але енергетичні та економічні показники, а також показники теплової та механічної напруженості таки перебувають у заявлених межах (ТУ).

Робота на бідних та переобіднених сумішах відрізняється погіршенням енергетичних та економічних показників, знижуються ККД та потужність, збільшується витрата палива [1]. При значному збіднінні підвищується температура робочого тіла, мають місце неприпустимі перепади температур між граничними шарами (днище поршня), деталі працюють у навіколо- та позамежних умовах теплової та механічної напруженості [11]. Завдання двигуністів полягає в такій організації робочого процесу, щоб КНП знаходився в оптимальних межах при всіх режимах роботи двигуна, що можливо при максимальному охопленні та обліку різноманітних факторів, що впливають, незалежно від їх інтенсивності та значущості, в т.ч. вологості атмосферного повітря [12].

Збагачення ППС/зменшення коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$ / бензинових карбюраторних двигунів є критичним процесом, має місце при зменшенні щільності

повітря внаслідок зростання температури, зниженні тиску та підвищенні вологості, веде до погіршення потужності та економічних показників через погіршення наповнення, а при перезбагаченні – внаслідок порушення перебігу процесу згоряння [19, 26]. Є нижня межа перезбагачення паливної суміші, коли подане паливо вже не встигає згоріти і викидається у випускний колектор [14].

Індикаторний ККД найбільше залежить від коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$ , зі зменшенням  $\alpha$  знижується і  $\eta_i$  [19].

Графік зміни коефіцієнта надлишку повітря бензинового двигуна у зв'язку із зміною вологості, температури та тиску атмосферного повітря (рис. 3.2) побудований за даними іd-діаграми вологого повітря Рамзіна Л.К.. [9] стр. 210-217, рис. 15.2. Дані щодо її побудови систематизовані в табл. 3.3, методика та підрахунки показані за таблицею нижче.

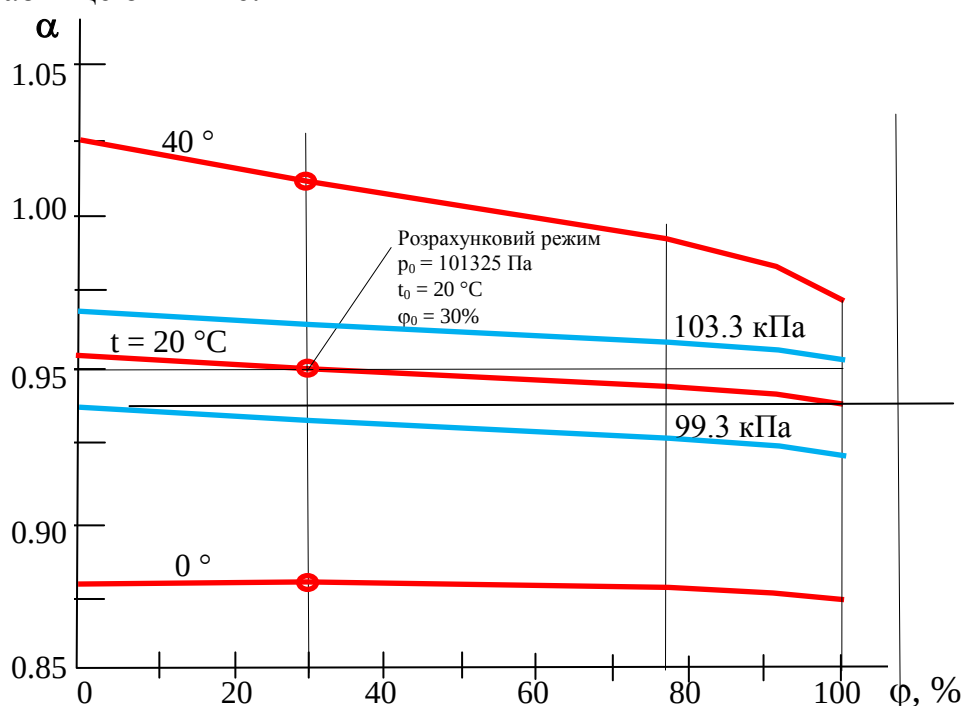


Рисунок 3.2 – Зміна коефіцієнта надлишку повітря бензинового двигуна у зв'язку із зміною вологості, температури та тиску атмосферного повітря

Таблиця 3.3 - До побудови графіка  $\alpha = f(\phi, t, p)$

| $\phi, \%$             | 0 | 30  | 50  | 70   | 90 | 95   | 100 |
|------------------------|---|-----|-----|------|----|------|-----|
| 1                      | 2 | 3   | 4   | 5    | 6  | 7    | 8   |
| $d_{20}, \text{ г/кг}$ | 0 | 4.8 | 7.5 | 10.3 | 13 | 14.3 | 15  |

## Продовження таблиці 3.3

| 1               | 2      | 3     | 4      | 5      | 6      | 7      | 8      |
|-----------------|--------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $\Delta m_{CB}$ | +4.8   | 0     | -2.7   | -5.5   | -8.2   | -9.5   | -10.2  |
| $\delta_{CB}$   | 1.0048 | 0     | 0.9973 | 0.9945 | 0.9918 | 0.9905 | 0.9898 |
| $\alpha_{\phi}$ | 0.955  | 0.95  | 0.947  | 0.945  | 0.942  | 0.941  | 0.940  |
| $d_0$           | 0      | 0.9   | 1.9    | 2.5    | 3.7    | 3.77   | 3.9    |
| $\Delta m_{CB}$ | +0.9   | 0     | -1     | -1.6   | -2.8   | -2.87  | -3     |
| $\delta_{CB}$   | 1.0009 | 0     | 0.999  | 0.9984 | 0.9972 | 0.9971 | 0.997  |
| $\alpha_{\phi}$ | 0.881  | 0.88  | 0.879  | 0.8786 | 0.8775 | 0.8774 | 0.8773 |
| $d_{40}$        | 0      | 13.5  | 23.7   | 33     | 44     | 46     | 49     |
| $\Delta m_{CB}$ | +13.5  | 0     | -10.2  | -19.5  | -30.5  | -32.5  | -35.5  |
| $\delta_{CB}$   | 1.014  | 0     | 0.9898 | 0.9805 | 0.9695 | 0.9675 | 0.9645 |
| $\alpha_{\phi}$ | 1.025  | 1.011 | 1.0037 | 0.9913 | 0.980  | 0.978  | 0.975  |

$d_{20}$  – вологовміст при  $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

ВВ, СВ – повітря /вологе повітря у т.ч./, сухе повітря.

Маси сухого та вологого повітря СВ, ВВ по іd-діаграмі

$$m_{CB} = 1, m_{BV} = 1 + d \text{ (кг)}.$$

Зменшення маси СП зі збільшенням відносної вологості повітря абсолютне та відносне

$$\Delta m_{CB} = d_{50} - d_{30} = 7.5 - 4.8 = 2.7 \text{ (г)}; \delta_{CB} = 1 - \Delta m_{CB} / m_{CB30} = 1 - 2.7 / 1000 = 0.9973$$

Коефіцієнт надлишку повітря при відносній вологості, що змінилася.

$$\alpha_{50} = \alpha_{30} \cdot \delta_{CB} = 0.95 \cdot 0.9973 = 0.9474$$

Щільність повітря за температури дослідження

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0} = \frac{101325}{287 \cdot 293} = 1,2049 \text{ кг/м}^3$$

|                                 |         |        |         |
|---------------------------------|---------|--------|---------|
| $t_0, \text{ }^{\circ}\text{C}$ | 0       | 20     | 40      |
| $\rho_0, \text{ кг/м}^3$        | 1.29322 | 1,2049 | 1.12795 |
| $\delta\rho, \%$                | +6.39   | 0      | -7.33   |

де  $\delta\rho$  – зміна щільності повітря відносно щільності  $\rho_{20}$  при 20 °С

При зміні температури змінюється щільність повітря, відповідно змінюється маса сухого повітря, що дійсно надійшло в циліндр. Коефіцієнт надлишку повітря за зміни температури повітря без зміни вологості

$$\alpha_0 = \alpha_{20} \cdot (1 - \delta\rho) = 0.95 \cdot (1 - 0.0733) = 0.88$$

$$\alpha_{40} = \alpha_{20} \cdot (1 + \delta\rho) = 0.95 \cdot (1 + 0.0639) = 1.011$$

Щільність повітря при тиску, дослідження:

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0} = \frac{101325}{287 \cdot 293} = 1,2049 \text{ кг/м}^3$$

|                          |        |        |        |
|--------------------------|--------|--------|--------|
| $p_0, \text{ °C}$        | 99325  | 101325 | 103325 |
| $\rho_0, \text{ кг/м}^3$ | 1.1812 | 1,2049 | 1.2287 |
| $\delta\rho, \%$         | -1.967 | 0      | +1.975 |

де  $\delta\rho$  – зміна щільності повітря щодо щільності  $\rho_{101}$  при 101.325 кПа

При зміні тиску змінюється щільність повітря, відповідно змінюється маса сухого повітря, що дійсно надійшло в циліндр. Коефіцієнт надлишку повітря при зміні тиску повітря без зміни вологості:

$$\alpha_{99} = \alpha_{101} \cdot (1 - \delta\rho) = 0.95 \cdot (1 - 0.01967) = 0.931$$

$$\alpha_{103} = \alpha_{101} \cdot (1 + \delta\rho) = 0.95 \cdot (1 + 0.01975) = 0.969$$

Вплив вологості атмосферного повітря на потужність та витрату палива двигуна ВАЗ-2106  $N_e, g_e$  оцінено за результатами розрахунку циклу, аналогічного п. 3.3 /протоколи наведено у додатку Б/; значення КНП  $\alpha$  при відносній вологості повітря  $\phi$  взяті за рис. 3.2; вважалось, що інші зовнішні умови не змінювалися:  $p_0 = 0.1 \text{ МПа}$ ,  $T_0 = 298$ ,  $T_w = 450 \text{ (K)}$ . Дані та аналізовані результати математичного експерименту наведено в табл. 3.4 на рис. 3.3 показані зміни максимального тиску циклу та температури випускного газу  $p_{\max}, t_r$ .

Таблиця 3.4 - Данні та результати оціночних розрахунків ВАЗ-2106

| № | $\varphi_k = \varphi_0, \%$ | $\alpha$ | $N_e, \text{кВт}$ | $g_e, \text{г/кВт·час}$ | $p_{\max}, \text{МПа}$ | $t_r, ^\circ \text{C}$ |
|---|-----------------------------|----------|-------------------|-------------------------|------------------------|------------------------|
| 1 | 2                           | 3        | 4                 | 5                       | 6                      | 7                      |
| 1 | 10                          | 0.954    | 67,889            | 266                     | 6.922                  | 1020                   |
| 2 | 30                          | 0.95     | 67,523            | 267                     | 6.891                  | 1016                   |
| 3 | 50                          | 0.947    | 67,259            | 268                     | 6.868                  | 1012                   |
| 4 | 70                          | 0.944    | 66,994            | 269                     | 6.846                  | 1010                   |
| 5 | 90                          | 0.94     | 66,629            | 270                     | 6.815                  | 1005                   |
| 6 | 97                          | 0.932    | 65,923            | 272                     | 6.755                  | 995                    |
| 7 | 99                          | 0.929    | 65,646            | 275                     | 6.732                  | 992                    |
| 8 | 100                         | 0.927    | 65,469            | 276                     | 6.717                  | 989                    |

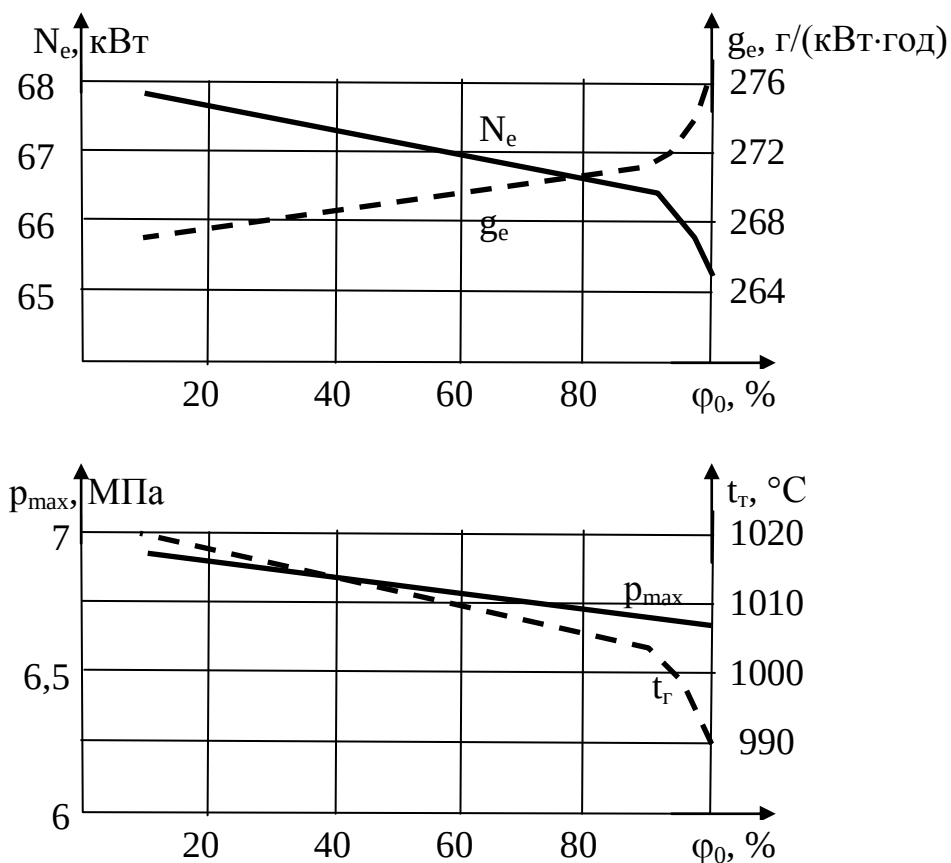


Рисунок 3.3 – Графіки зміни

$$N_e, g_e = f(\varphi_0)$$

$$p_{\max}, t_r = f(\varphi_0)$$

### 3.6 Висновки із розрахунково-теоретичного дослідження

Результати розрахунково-теоретичного дослідження показали суттєвий взаємозв'язок та кореляцію вологості атмосферного повітря та складу ППС, що відбувається на фоні зміни щільності повітря. Від коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$  безпосередньо і найбільше залежить індикаторний ККД циклу  $\eta_i$ , а далі індикаторні роботи, середній тиск та питома витрата палива  $L_i$ ,  $p_i$ ,  $g_i$ . При підвищенні вологості атмосферного повітря на 20% потужність двигуна зменшується на 0.6%, а витрата палива збільшується на 0.4-0.5% температура випускного газу знижується на 4-5 ° – що значимо, особливо у випадку зворотного процесу: коли вологість знижується і суміш збіднюється (з міркувань теплонапруженості). В інтервалі зміни вологості повітря 95-100% характер залежності  $\alpha = f(\varphi)$  і зазначені кількісні співвідношення стають контрастнішими: підвищення вологості тільки на 2% викликає зниження потужності на 0.4% і збільшення витрати палива на  $\approx 1$  %, температура випускного газу при цьому змінюється на 7 °.

Встановлені розрахунком закономірності та кількісні співвідношення щодо впливу вологості атмосферного повітря на показники бензинового 4-тактного двигуна з карбюраторною системою підготовки суміші узгоджуються з опублікованими у пресі, але потребують експериментального підтвердження. Як варіант, можливо, зняти навантажувальні характеристики ВА3-2101 за різної вологості атмосферного повітря, транспонувати їх до ВА3-2106 для зіставлення та аналізу показників, отриманих розрахунком та експериментально. В інтервалі підвищеної вологості повітря 95 – 100 % з метою утримання потужності та витрати палива в заявлених за паспортом межах ВА3-2106 потребує розробки та впровадження вдосконалювальних заходів щодо штучного збіднення суміші. Подальші дії спрямовані, тому, на розробку експериментальної установки, методик дослідження та обробки експериментальних даних, зіставлення розрахункових та експериментальних показників, розробку системи компенсації складу паливо-повітряної суміші від наслідків підвищеної вологості повітря

## **IV ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВОЛОГОСТІ АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ БЕНЗИНОВОГО 4-ТАКТНОГО КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГУНА**

Фізичні експерименти щодо оцінки залежності показників ДВЗ від зовнішніх умов ЗУ виконують на гальмівних стендах у кліматичній камері [11] з імітацією ЗУ (тропічних, морських, гірських), забезпечивши потрібні параметри (тиск, розрідження, температуру, вологість) та синхронна їх зміна у характерних перерізах газо-повітряного тракту ГПТ, наприклад на вході та виході з циліндра [14, 19]. Знімають зазвичай регульовальні характеристики за складом суміші, порівнявши які за потужністю та витратою палива можна судити про дієвість вдосконалюючого заходу [23, 26]. В ході експериментів вимірюються: тиск, температура та відносна вологість атмосферного повітря, температура повітря на вході в карбюратор і в підкапотному просторі, температура води та олії в двигуні, палива в камері поплавця карбюратора; час витрати контрольної / одиничної / мірки палива [26].

### **4.1 Експериментальне встановлення**

Схема випробувального стенду для двигунів внутрішнього згоряння [27] наведено на рис. 4.1; позначення:

- 1 – двигун;
- 2 – система виміру витрати повітря;
- 3 – ваговий пристрій для реєстрації сили, що розвивається на плечі гальмівного пристрою;
- 4 – гальмівний пристрій для створення навантаження на двигун та поглинання потужності, що розвивається двигуном;
- 5 – пульт управління;

6 – реостат, за допомогою якого регулюється струм у котушці збудження гальмівного пристрою;

7 – амперметр для контролю струму в котушці збудження гальмівного пристрою;

8 – паливний бак;

9 - тахометр, для вимірювання частоти обертання колінчастого валу двигуна  $n$ , хв-1;

10 – датчик температури олії в картері двигуна  $t_m$ , °C;

11 - датчик тиску масла в системі змащення двигуна  $p_m$ , кгс/см<sup>2</sup>;

12 – замок запалювання;

13 - ручка управління положенням дросельної заслінки двигуна;

14 – штихпробер: мірні судини для завдання одиничного обсягу палива, що витрачається двигуном;

15 – подача води для охолодження гальмівного пристрою;

16 - злив води з гальмівного пристрою;

17 – датчик тахометра;

18 – важіль включення коробки;

19 – коробка передач;

20 - муфта зчеплення;

21 - педаль включення муфти зчеплення;

22 – випускний колектор;

23 – датчик температури олії в картері двигуна;

24 – термopара для вимірювання температури газів, що відпрацювали;

25 – датчик тиску олії в системі мастила двигуна;

26 - система вимірювання кута випередження запалення;

27 – датчик температури охолоджувальної рідини у системі охолодження двигуна;

28 – радіатор системи охолодження двигуна.

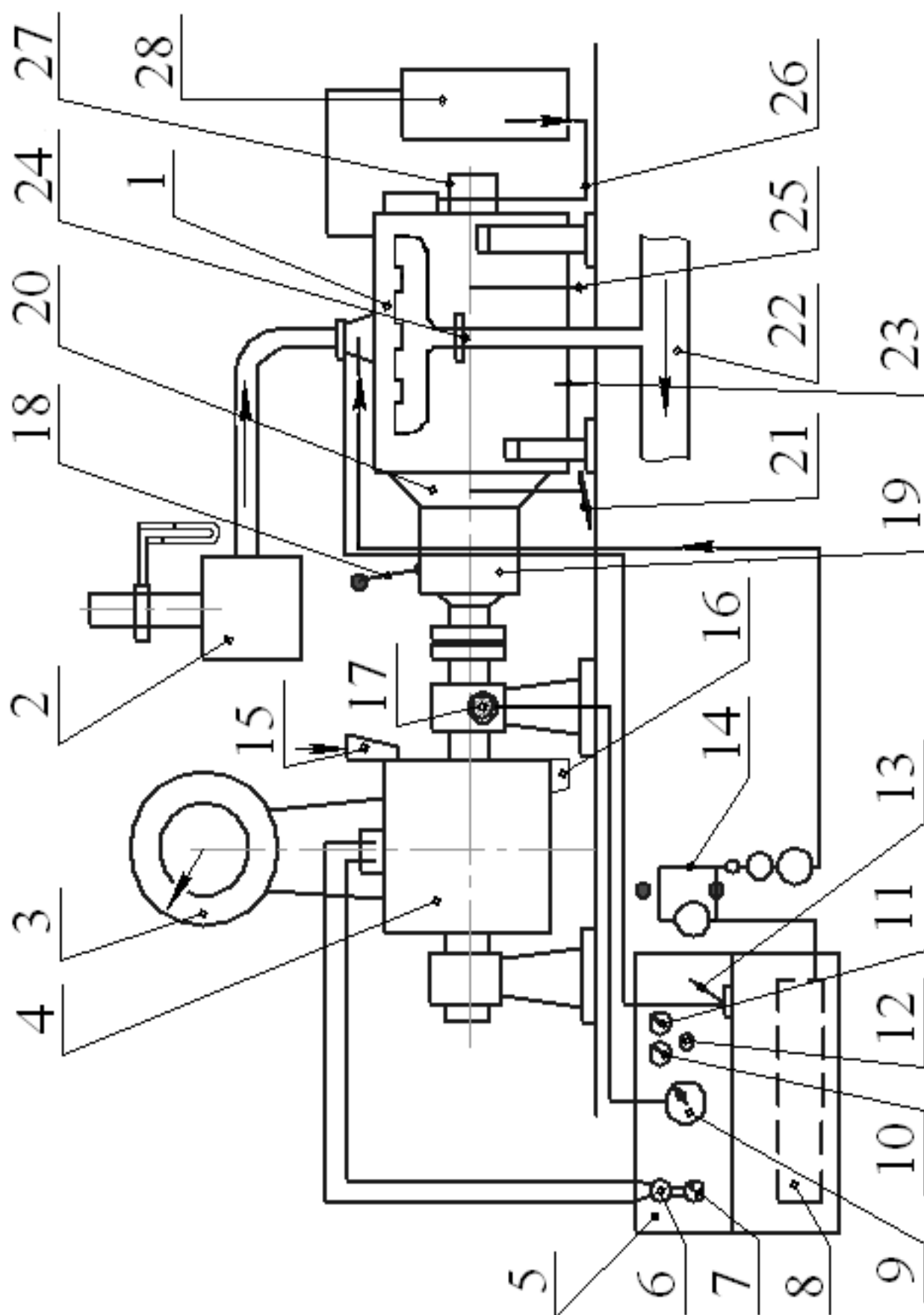


Рисунок 4.1 – Схема випробувального стенду для двигунів внутрішнього згоряння

В ході експериментального дослідження встановлювалися регульовальні характеристики складу суміші двигуна ВАЗ-2106 при різному стані атмосферного повітря. Протягом травня – червня 2021 р. відстеженням прогнозів гідрометцентру підбирався період для здійснення експерименту, прагнули стану, коли тиск і температура по можливості близькі до нормальних значень, а вологість – до експериментальних (табл. 3.4). Тривалість експерименту  $\leq 20$  хв., за такий малий час стан атмосфери змінюється незначно і вважатимуться його незмінним.

Характеристики двигунів внутрішнього згоряння встановлюються згідно з ГОСТ 14846-81 «Двигуни автомобільні. Методи стендових випробувань» та ГОСТ 18509-88 «Двигуни автомобільні. Методи стендових випробувань». Відповідно до цих стандартів випробувальний стенд оснащений обладнанням для вимірювання наступних показників двигуна:

1. тиску навколишнього повітря (барометричний тиск)  $p$  з точністю  $\pm 0.2$  кПа;
2. частоти обертання колінчастого валу  $n$  з точністю  $\pm 0,5$  %;
3. температури повітря, що надходить у двигун  $t_a$  з точністю  $\pm 1$  % – заміряється на відстані  $\leq 0,15$  м від вхідного отвору повітряного фільтра;
4. температури охолоджуючої рідини на виході з головки циліндрів у загальному патрубку  $t_{жс}$  з точністю  $\pm 2$  °С;
5. температури масла в картері двигуна  $t_m$  з точністю  $\pm 2$  °С, тиску масла в системі мастила в місцях, зазначених у технічних умовах на двигун,  $p_m$  з точністю  $\pm 0.2$  ат;
6. температури палива на вході в паливну систему двигуна  $t_f$  з точністю  $\pm 2$  °С; тиск палива на вході в паливний насос має бути  $\leq 0.02$  ат;
7. кута випередження запалення  $\theta$  з точністю  $\pm 1^\circ$  повороту колінчастого валу;
8. крутного моменту  $M_k$  з точністю  $\pm 0,5$  % максимального значення задіяної вимірювальної системи;
9. годинної витрати палива  $G_T$  з точністю  $\pm 1$  %;

10. температури відпрацьованих газів  $t_f$  з точністю  $\pm 20$  °C на відстані  $\leq 0,1$  м за вихідним фланцем випускного трубопроводу двигуна

Залежно від експлуатаційного режиму двигун приймає зовнішнє навантаження від 0 до  $m_{ax}$  і розвиває відповідну потужність і крутний момент; умови, коли навантаження та режим роботи не змінюються /або змінюються незначно/, випадкові, короткострокові та зустрічаються рідко. При експериментах з автомобільними двигунами навантаження створюють гальмівними пристроями і регулюють у межах. У цьому стенді використовується гальмівний пристрій індукторного типу, його технічні переваги: малі габарити, висока енергоємність, мала інерційність, можливість створення навантаження за програмою.

Пристрій та принцип роботи індукторного гальмівного пристрою зрозумілі з рис. 4.2. Сталевий статор за допомогою підшипників 2 встановлений на стійки 3 рами і може повертатися на деякий кут. На валу 4, який обертається в підшипниках 5, встановлених у кришках статора 6, закріплений сталевий ротор гальмівного пристрою 7.

Радіальний зазор між статором та ротором становить 1 мм. Ротор складається з двох половин, стягнутих на валу гайкою, в ньому є кільцева паз під котушку збудження 8, закріплену в статорі хомутами. На циліндричній поверхні ротора виконані поздовжні зубці. У статорі є поздовжні канали для проходу води, що охолоджує.

Постійний струм, проходячи по котушці збудження, створює магнітний потік, який замикається через ротор та статор. При обертанні ротора магнітний потік у ньому змінюється т.к. залежить лише від сили струму в котушці збудження. Магнітний потік у кожній точці внутрішньої поверхні статора змінюється: якщо під нею проходить зубець ротора – величина магнітного потоку найбільша, при проходженні западини – найменша. Т.о. частота зміни магнітного потоку в кожній точці статора залежить від кількості зубців на роторі та від частоти його обертання. Внаслідок пульсації магнітного потоку в статорі індукується вихровий струм, який взаємодіє з магнітним полем ротора і прагне змусити статор повертатися за ротором. Реактивний момент, що діє на статор, дорівнює за величиною моменту, що крутить,

прикладеному до валу ротора. Статор через механічну передачу пов'язаний з вимірювальним пристроєм, який реєструє навантаження, прикладене до важеля / плеча.

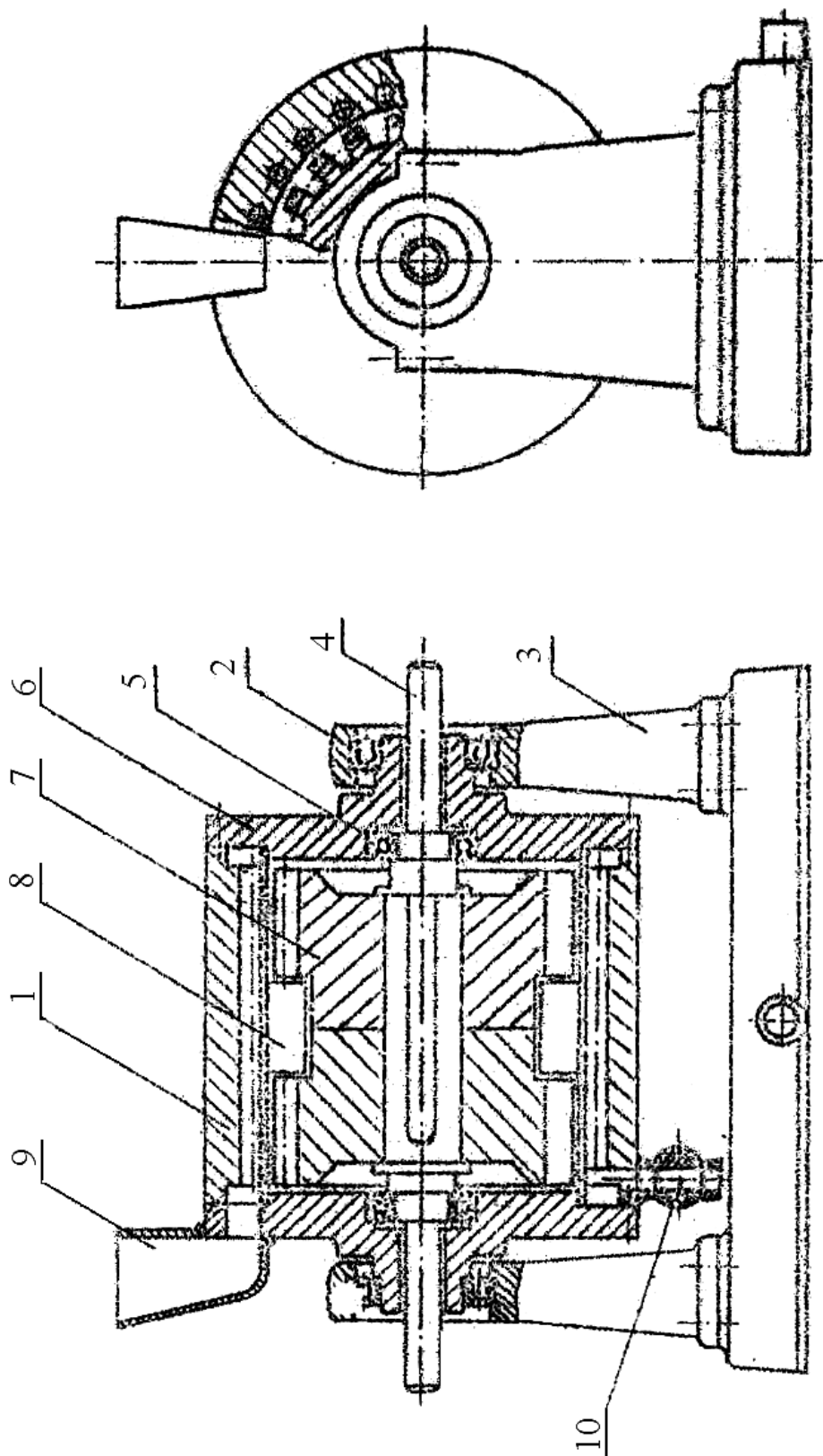


Рисунок 4.2 – Влаштування індукторного гальмівного пристрою

Енергія, що поглинається гальмівним пристроєм, у статорі перетворюється на теплоту і виноситься разом з водою, що охолоджує, на злив. Вода, що охолоджує, вільним потоком подається в приймальну кишеню 9 і також вільним потоком відводиться через кран 10 - розташований вертикально; завдяки цьому потік води, проходячи через гальмівний пристрій, не створює додаткових впливів на статор і не викликає помилок у показаннях вагового пристрою.

Гальмівний пристрій керується регулюванням сили струму в котушці збудження. Чим більша сила струму в котушці збудження, тим більше магнітний потік в роторі і статорі, сильніші вихрові струми в тілі статора і більший момент опору обертанню ротора.

На рис. 4.3 показано електричну схему гальмівного пристрою, на ній позначено:  $R_{кв}$  – опір котушки збудження,  $R_{рег}$  – регульований опір,  $R_{разр}$  - Розрядний опір,  $B$  – вимикач,  $A$  – амперметр для контролю сили струму, що проходить по котушці збудження. Джерелом струму є акумуляторна батарея, що заряджається генератором двигуна.

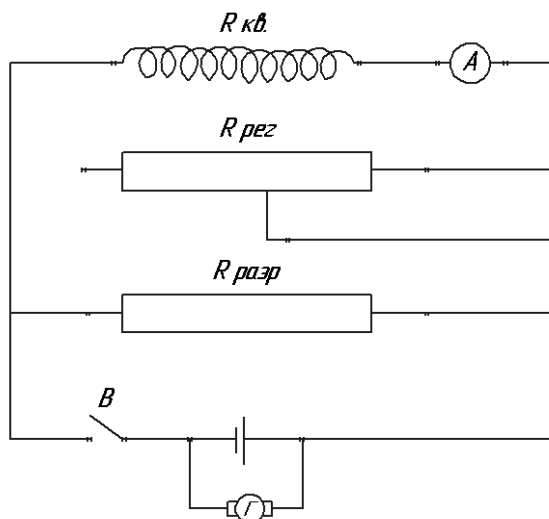


Рисунок 4.3 – Електрична система гальмівного пристрою

При відключенні обмотки збудження від джерела живлення різка зміна потоку магнітного поля викликає наведення великої ЄДС самоіндукції в обмотці, результатом чого можуть бути пробой ізоляції між витками або виникнення електричної дуги між контактами вимикача. Щоб захистити котушку збудження та

контакти від пошкодження, а також убезпечити обслуговуючий персонал, паралельно до обмотки включено розрядний опір  $R_{раз}$  (рис. 4.3), воно зазвичай у 10 разів більше опору обмотки збудження  $R_{кв}$ . Послідовно з котушкою збудження включено регульований опір  $R_{рег}$ .

На рис. 4.4 наведено характеристику індукторного гальмівного пристрою - залежність гальмівного моменту від частоти обертання ротора при різних значеннях сили струму в котушці збудження.

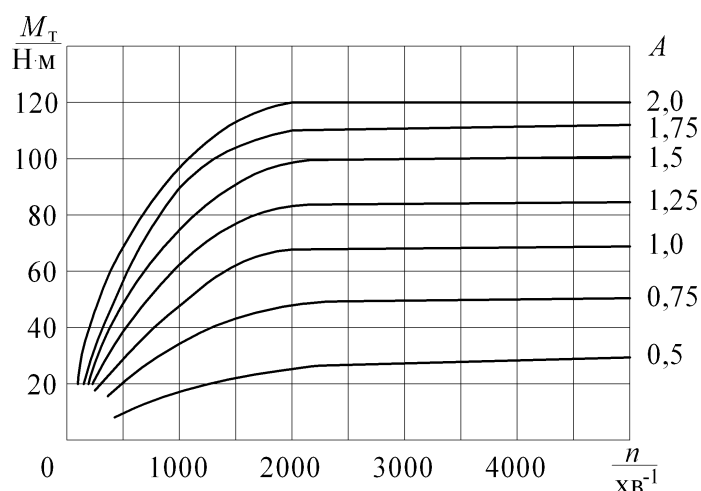


Рисунок 4.4 – Характеристика індукторного гальмівного пристрою ІТ-22

При проведенні випробувань витримані технічні умови на двигун та вимоги, що пред'являються до випробувань ДВС, в частині:

- сорти палива та олії;
- температури палива на вході до карбюратора  $t_r$ , °С;
- температури охолоджуючої рідини та олії  $t_{жс}$ ,  $t_m$  (°С) у двигуні; за відсутності таких умов слід підтримувати температуру охолоджувальної рідини на виході з двигуна в межах  $t_{жс} = 75 \dots 85$  °С, а температуру масла – в межах  $t_m = 80 \dots 100$  °С;
- - максимальної температури відпрацьованих газів  $t_r$ , °С.
- показники визначалися при режимі роботи двигуна, що встановився: температури охолоджуючої рідини і масла, частота обертання і крутний момент за час вимірювання змінювалися на  $\leq \pm 2$  %;
- тривалість вимірювання витрати пального не перевищувала 30 с.

## 4.2 Методика експериментального дослідження та обробки дослідних даних

В ході експериментального дослідження встановлювалися регулювальні характеристики складу суміші двигуна ВА3-2106 при різному стані атмосферного повітря. Протягом травня – червня 2021 р. відстеженням прогнозів гідрометцентру підбирався період для здійснення експерименту, прагнули стану, коли тиск і температура по можливості близькі до нормальних значень, а вологість – до експериментальних (табл. 3.4). Тривалість експерименту  $\leq 20$  мин., за такий малий час стан атмосфери змінюється незначно і вважатимуться його незмінним.

Регулювальною характеристикою за складом суміші називається залежність крутного моменту, ефективних потужностей та питомої витрати палива від коефіцієнта надлишку повітря.  $M_k, N_e, g_e = f(\alpha)$  або годинної витрати палива  $G_T$  при незмінному положенні дросельної заслонки ДЗ та постійній частоті обертання колінчастого валу  $n$ , при найвигіднішому куті випередження запалення  $\theta$ . При незмінному положенні ДЗ та  $n = \text{const}$  витрата повітря двигуном також постійна  $G_v = \text{const}$ , а зі зміною  $G_T$  змінюється склад суміші та коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ ; якщо в двигун надходить менше палива (менше  $G_T$ ), суміш стає бідною  $\alpha > 1$ , і навпаки, надходить більше палива – багатою  $\alpha < 1$ .

Експерименти виконані в межах регулювання карбюратора жиклером якості суміші. У першому досвіді карбюратор налаштовується на мінімальну витрату палива та бідну суміш. Змінюючи навантаження, домагаються виходу на задану частоту обертання, повертаючи переривник-розподільник – досягнення найбільшої частоти та найвигіднішого кута випередження запалення. Після виходу на тепловий режим, що встановився, проводять вимірювання:  $p, \phi$  – тиску та відносної вологості атмосферного повітря,  $n$  – частоти обертання,  $P_{вес}$  – сили, на плечі гальмівного пристрою,  $\tau$  – часу витрачання одиничної мірки палива  $V = 31 \text{ см}^3$ ,  $t_{ж}$  – температури охолоджуючої рідини,  $p_m, t_m$  – тиску та температури олії,  $t_v$  – температури повітря на вході у двигун,  $\Delta p$ , мм вод. ст. – перепаду тисків на витратомірній діафрагмі / по

водяному U-образного манометра /,  $t_r$  – температури відпрацьованих газів у випускному трубопроводі. У другому та наступних дослідах змінюють регулювання карбюратора у бік збільшення подачі палива та збагачення суміші [27].

Експериментальні дані обробляють за методикою ГОСТ 14846-81. За даними вимірювань та результатами розрахунку величин, що встановлюються аналітично, будують графіки характеристик.

Коефіцієнт надлишку повітря за визначенням

$$\alpha = \frac{G_d}{G_{\text{теор}}}; \quad (4.1)$$

де  $G_d$  – кількість повітря, що дійсно надійшла в циліндр,

$G_{\text{теор}}$ , кг/година – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння  $G_T$  палива

$$G_{\text{теор}} = G_T \cdot L_0, \quad (4.2)$$

де  $L_0$  – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива за стехіометричним співвідношенням

$$L_0 = \frac{1}{0.23} \left[ \frac{8}{3} C + 8H - O \right], \quad \frac{\text{кг повітря}}{\text{кг палива}}, \quad (4.3)$$

де  $C = 0.855$ ,  $H = 0.145$ ,  $O = 0$  – масові частки вуглецю, водню та кисню в автомобільних бензинах /елементарний склад/.

Кількість повітря, що дійсно надійшла в циліндр, визначається за допомогою стандартної діафрагми. Для ВАЗ-2106, ГАЗ-53 та близьких до них за розмірністю та швидкохідністю двигунів

$$G_d = 18.06 \sqrt{\Delta p \cdot \rho}, \quad \frac{\text{кг возд}}{\text{час}}, \quad (4.4)$$

де  $\Delta p$ , мм вод. ст. - показники дифманометра,

$\rho$ , кг/м<sup>3</sup> – щільність повітря на вході у двигун

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T_v}, \quad (4.5)$$

де  $p$ , Па – барометричний тиск,

$R = 287$  Дж/(кг·К) – газова постійна для повітря,

$T_B = t_B + 273$ , К – абсолютна температура повітря на вході у двигун.

Коефіцієнт 18.06 у формулі (4.4) враховує: коефіцієнт витрати діафрагми  $\alpha_d - 0,63$  при модулі  $m = d^2/D^2 = 40,24^2/80^2 = 0,253$  та коефіцієнт переведення одиниць 1 мм вод. ст. = 9,81 Па.

Крутний момент двигуна

$$M_K = P_{вес} \cdot \ell \text{ (Н·м)}, \quad (4.6)$$

де  $P_{вес}$ , кГ – показання вагового пристрою /пристрої вимірювання навантаження/;

$\ell$  – плече вагового пристрою гальма, м.

Ефективна потужність двигуна

$$N_e = \frac{M_K \cdot n}{9549} \text{ (кВт)}, \quad (4.7)$$

де  $n$ , об/хв – частота обертання колінчастого валу.

Формула отримана з виразів для кутової швидкості та потужності обертального руху

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad N_e = M_K \cdot \omega.$$

З урахуванням (4.6) формула (4.7) має вигляд

$$N_e = \frac{P_{вес} \cdot \ell \cdot n}{9549}. \quad (4.8)$$

Середній ефективний тиск  $p_e$ , Па дорівнює різниці середнього індикаторного тиску  $p_i$  та середнього тиску механічних втрат  $p_m$ ;  $p_e$  це такий умовно постійний тиск, який виконує роботу рівну ефективній роботі циклу.

$$p_e = p_i - p_m;$$

де  $p_i$  – середній індикаторний тиск: це такий умовно постійний тиск у циліндрі, який виконує роботу рівну індикаторній роботі циклу;

$p_m$  – середній тиск механічних втрат: це частина середнього індикаторного тиску, еквівалентна втратам на тертя, привід допоміжних механізмів, насосним втратам.

Ефективна потужність  $N_e$ , кВт

$$N_e = \frac{V_h \cdot p_e \cdot n}{60 \cdot \tau \cdot 10^6}, \quad (4.9)$$

де  $V_h$ , л – робочий об'єм двигуна;

$\tau = 2$  – коефіцієнт тактності 4-х тактного двигуна.

Розрахункова формула середнього ефективного тиску для 4-тактного двигуна  $p_e$ , Па з (4.8) й (4.9)

$$p_e = 12,57 \cdot 10^6 \frac{l}{V_h} \cdot P_{вес}. \quad (4.10)$$

Так як показники роботи двигуна змінюються зі зміною атмосферних умов – барометричного тиску, температури та вологості повітря, результати експериментального дослідження призводять до нормальних умов:  $p_0 = 100$  кПа (760 мм рт. ст.),  $T_0 = 298$  К (+25 °С) (чи стандартним). Для цього отримані значення середнього ефективного тиску, потужності та крутного моменту множать на поправний множник  $K_u$

$$K_{u_1} = \frac{100}{p - p_{в.п.}} \left( \frac{T}{298} \right)^{0,5}, \quad (4.11)$$

де  $p$ , кПа – атмосферний тиск під час експерименту;

$T$ , К – абсолютна температура повітря на впуску,

$p_{в.п.}$ , кПа – парціальний тиск водяної пари в повітрі, визначається за графіком у додатку А.

Витрата палива за годину :

$$G_T = 3,6 \frac{V \cdot \rho_T}{\tau}, \text{ кг/год} \quad (4.12)$$

де  $V = 31 \text{ см}^3$  – обсяг одиничної мірки палива;

$\rho_T$ , г/см<sup>3</sup> – щільність палива, що використовується в експерименті;

$\tau$ , с – час витрачання одиничної мірки палива.

Питома ефективна витрата палива

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} \cdot 10^3, \text{ г/(кВт·час)}. \quad (4.13)$$

### 4.3 Результати експериментального дослідження. Висновки

Експериментальне дослідження здійснено з метою верифікації результатів математичних експериментів. Повітря для фізичних експериментів зі зняття регулювальних характеристик за складом суміші двигуна ВАЗ-2106 подавалося з атмосфери трубопроводом на вхід повітряного фільтра /не бралось з приміщення/. Момент експерименту підбирався за прогнозом гідрометцентру: щоб тиск та температура повітря були в межах  $p = 100.5 - 101.5$  кПа,  $t = 24.9 - 25.1$  °С – відхилення 1% (контролювалися за барометром та «сухим термометром» аспіраційного психрометра), а вологість відповідала значенням виконаного математичного експерименту з таким же відхиленням (табл. 3.4). Реально виконано 3 експерименти при відносній вологості повітря  $\phi = 30.2, 69.4$  і  $80.7$  (%) – контролювалося аспіраційним психрометром.

Методика експериментального дослідження описана у розд. 4.2 протоколи експериментів наведені в додатку В. Експериментальні дані поділяються на групи: постійні протягом усього експерименту і змінюються від досвіду до досвіду. Постійні величини:  $V = 31$  см<sup>3</sup> – визначено конструкцією штихпробера;  $n = 2500$  об/хв. – за умовою експерименту відповідно до номінального навантажувального режиму;  $p, t, \phi$  – параметри стану атмосфери відповідно до умов конкретного експерименту (покази приладів у першому досвіді); величини, що змінюються, показання :  $P_{\text{вес}}$ , кГ – вагового пристрою,  $\tau$ , с – по секундоміру,  $\Delta p$ , мм вод ст. – за водяним U-подібним манометром,  $\theta$ , ° – з урахуванням відхилень за шкалою прирівника-розподільника.

Результати обробки експериментальних даних наведено у протоколах експериментів (додаток В). По ним побудовано регулювальну характеристику за складом суміші при відносній вологості повітря  $\phi = 30$  % – мал. 4.5;

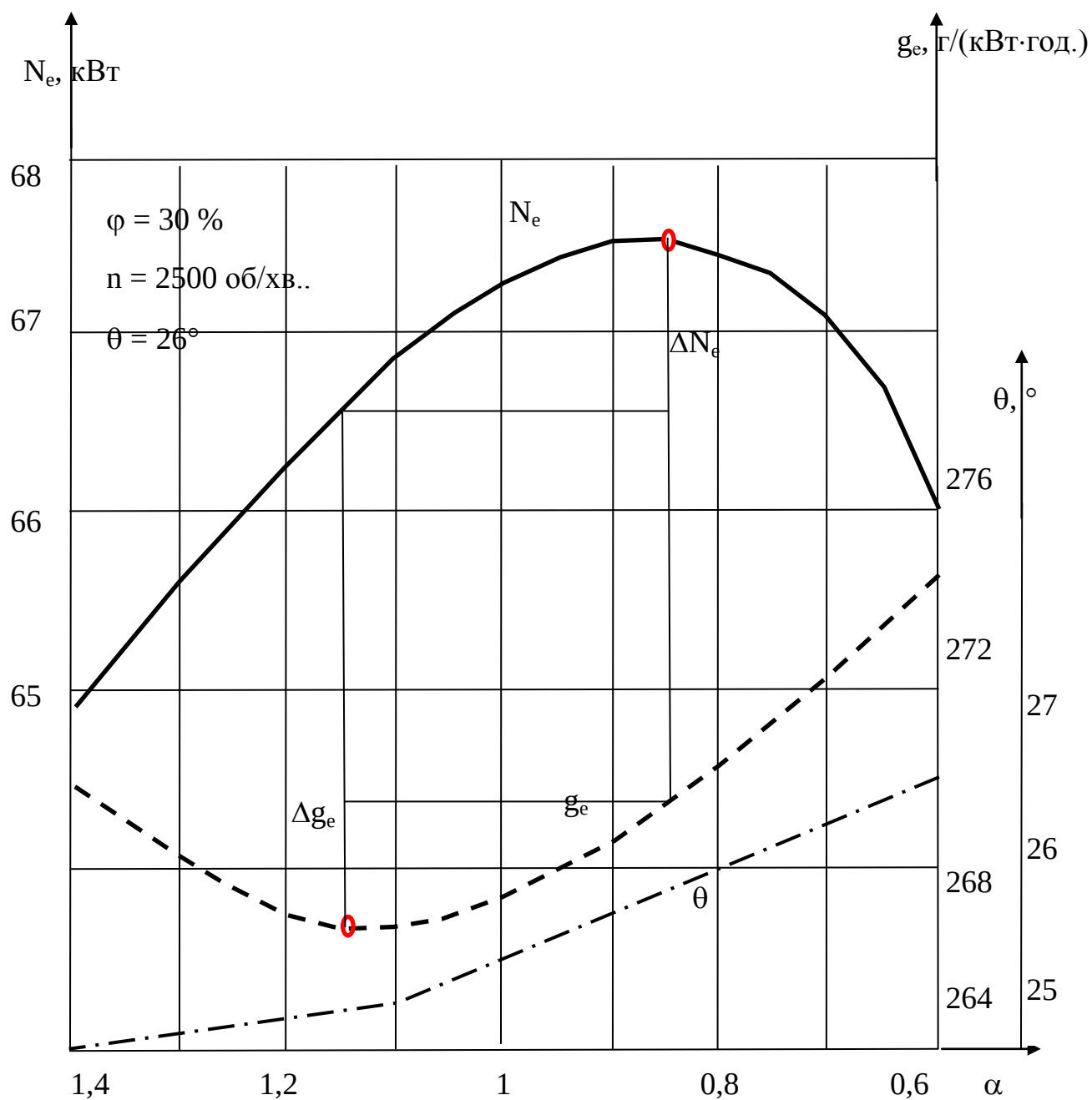


Рисунок 4.5 – Регулювальна характеристика складу суміші ВАЗ-2106 характеристики при інших значеннях вологості, зважаючи на малу відмінність, не будувалися, показники ж двигуна для аналізу при них у додатку В маютьсся.

Висновки. Результати експериментального дослідження показали:

1. Максимальна потужність та мінімальна питома витрата палива двигуна ВАЗ-2106 при відносній вологості повітря 30, 70 и 80 %, розраховані за допомогою

фізико-математичної моделі ФММ за програмою DVS-2 та встановлені експериментально збігаються, відмінність не перевищує 0.25%. З цього випливає: ФММ адекватна та результати розрахункового дослідження достовірні.

2. В експлуатаційних межах регулювання карбюратора межі зміни показників двигуна ВАЗ-2106 становлять: 1,5 % для потужності  $N_e$  і 1.1 % для питомої витрати палива  $g_e$ .

3. У міру збіднення паливо-повітряної суміші в експлуатаційних межах регулювання карбюратора оптимальне значення кута випередження запалення  $\theta$  зменшується на  $\approx 1^\circ$ .

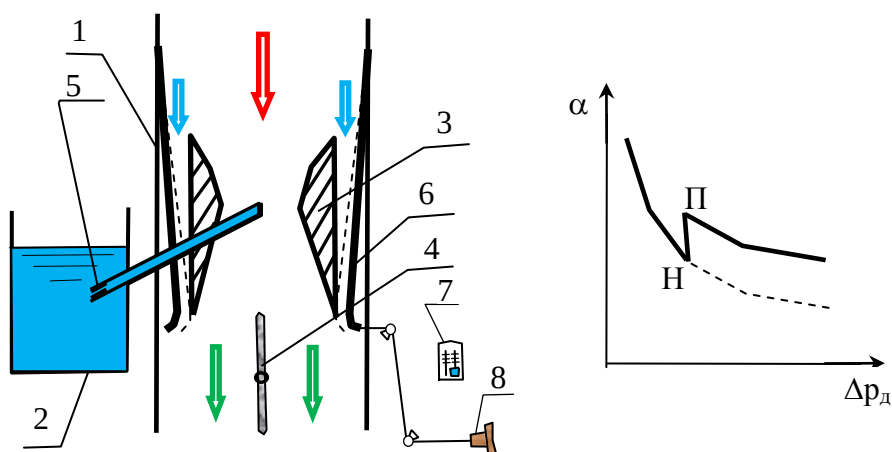
#### **4.4 Система компенсації складу паливо-повітряної суміші бензинового двигуна від наслідків підвищеної вологості повітря**

Можливості утримувати потужність та питому витрату палива від погіршення при негативному впливі вологості атмосферного повітря обмежені та не перевищують 1 % в інтервалі експлуатаційних режимів роботи карбюраторного двигуна. Практично компенсувати склад паливо-повітряної суміші, як показало розрахунково-теоретичне дослідження, має сенс при вологості повітря 90 – 100 % – зона найінтенсивнішої його зміни. Застосування автоматичної системи корекції складу суміші призведе до необґрунтованого подорожчання двигуна. Враховуючи ці обставини, доцільною є розробка ручної системи компенсації складу паливо-повітряної суміші від наслідків підвищеної вологості атмосферного повітря за показаннями психрометра, гігрометра або мобільних засобів інформації (в кабіні транспортного засобу в т.ч.).

Висотні та температурні коректори складу паливо-повітряної суміші, що діють, працюють за двома принципами: зміна подачі палива або повітря за заданою програмою, причому перший принцип отримав переважне поширення. Однак при ручному керуванні системою корекції складу суміші переважно зосередитися саме

на дії зміною подачі повітря: у такому випадку простіше конструктивне виконання та надійна дія системи.

Зважаючи на невисокий ступінь технічного ефекту доцільно збільшити подачу повітря одноразово ступінчасто (і т.ч. збіднити суміш) коли відносна вологість підвищується і досягає значення  $\varphi = 90\%$ , та зменшити, повернувшись на загальний рівень подачі повітря, при зниженні вологості. Як прототип для доопрацювання прийнятий спосіб компенсації складу ППС по навантажувальних режимах роботи двигуна перепуском повітря в карбюраторі, він полягає у зміні витрати повітря через дифузор і роботі пристрою за заданим законом (задається пружністю регулювальних ступок) [2]. Коли стулки відкриваються і зменшується витрата повітря через дифузор, зменшуються також перепад тисків в дифузорі і витрата палива, що залежить від нього, значить суміш збіднюється. Доробка в розробленій системі компенсації складу ППС полягає в комбінованому управлінні регулюючих ступок: потоком, що набігає, - залежно від навантаження і вручну оператором одноразово - за показаннями приладів вологості атмосферного повітря - рис. 4.6, 4.7.



1 - змішувальна камера, 2 - камера поплавця, 3 - дифузор,  
4 - дросельна заслінка, 5 - головний паливний жиклор, 6 - стулки,  
7 - психрометр, 8 - ручка управління (тяга)

Рисунок 4.6 – Принципова схема карбюратора із системою компенсації складу паливо-повітряної суміші від наслідків підвищеної вологості повітря

Рисунок 4.7 – Характеристика системи компенсації складу паливо-повітряної суміші бензинового карбюраторного двигуна від наслідків підвищеної вологості повітря

Орієнтуючись на результати розрахунково-теоретичного дослідження (табл. 3.4), на критичних режимах по вологості повітря для двигуна ВАЗ-2106 необхідно змінити площу вхідного перерізу дифузора на 12%. При такому виконанні за вологості  $\varphi = 90\%$  склад суміші характеризується коефіцієнтом надлишку повітря  $\alpha = 0.955$  та змінюється до  $\alpha = 0.942$  за законом елементарного карбюратора з підвищенням вологості до  $\varphi = 100\%$ ; при зниженні вологості все відбувається у зворотному порядку. За рахунок реалізації запропонованої системи на інтервалі компенсації у середньому потужність зменшується на 0,2% проти 1,3% без доопрацювання системи компенсації, а витрата палива збільшується на 0,1% проти 0,9%.

Як варіант джерелом інформації для зворотного зв'язку може бути датчик вільного кисню ( $\lambda$ -зонд), встановлений у випускній системі ВС (у глушнику). За його сигналами спрацьовує показчик критичного складу ППС – наприклад, лампочка. Для реалізації такої схеми необхідний блок, що розпізнає сигнали  $\lambda$ -зонда і виробляє сигнал для показчика. Слід, однак, нагадати, навіть такий простий варіант керуючої частини системи може виявитися невиправдано затратним. У бензинових двигунах з упорскуванням палива та електронним управлінням процесами реалізація компенсації складу паливо-повітряної суміші від наслідків підвищеної вологості повітря може бути вирішена дуже просто: включенням до програмного комплексу відповідної підпрограми.

#### 4.5 Рекомендації щодо модернізації системи живлення двигуна ВАЗ-2106

У ході виконання цього магістерського дослідження запропоновано схему компенсації складу ППС від наслідків підвищеної вологості повітря та основні газодинамічні співвідношення щодо її практичного здійснення. Зважаючи на обмеженість часом запропоноване технічне рішення орієнтоване на середнє значення щодо утримання потужності в критичній зоні підвищеної вологості при одноразовому

акті корекції. Очевидно, це не найкраще з т.з. ефективності рішення. Набагато коректніше було б, якби компенсація здійснювалася східчасто, а ще краще – за певним законом.

У зв'язку із цим рекомендується використовувати основні газодинамічні співвідношення, а систему компенсації ППС від наслідків підвищеної вологості повітря автоматизувати. У разі переведення двигуна на електронне керування карбюратором передбачити відповідну підпрограму. Виконавчим органом у такому разі може бути малопотужний кроковий електродвигун, керований ЕБУ, що відкриває або прикриває стул дифузора в залежності від спрямованості зміни та значень відносної вологості повітря.

Запропонована модернізація забезпечить збереження паспортних потужностей та витрати палива при підвищеній вологості повітря 90 – 100 %, де у ВАЗ-2106 погіршення становить 1.3 та 1.1 % відповідно. У разі підвищеної вологості двигуни працюють близько 10 % загального часу. При 2-змінній експлуатації автомобіля з двигуном ВАЗ-2106 модернізація дозволить заощаджувати приблизно 2 л палива на тиждень та майже 100 л за рік.

## V ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

Магістерська робота за темою «Система компенсації складу паливно-повітряної суміші бензинового двигуна від наслідків підвищеної вологості» – науково спрямована, й звідси визначаємо витрати на її проведення й рівень ефективності дослідження, використовуючи методику [28]

### 5.1 Визначення витрат на проведення магістерської роботи

Розраховуємо витрати на матеріали (табл. 5.1), які були використані при виконанні магістерської роботи

Таблиця 5.1 – Розрахунок витрат на матеріали

| п/п | Матеріал                                    | Одиниця виміру | Витрати матеріалу на тему | Ціна за одиницю виміру | Сума витрат, грн. |
|-----|---------------------------------------------|----------------|---------------------------|------------------------|-------------------|
| 1   | 2                                           | 3              | 4                         | 5                      | 6                 |
| 1   | Папір А4                                    | пачка          | 1                         | 95,00                  | 95,00             |
| 2   | Труби пластикові й труби-кутки              | штуки          | 4                         | 25                     | 100,00            |
| 3   | Бензин                                      | літри          | 10                        | 28,60                  | 286,00            |
|     | Підсумок за винятком зворотних витрат       | —              | —                         | —                      | 195,00            |
|     | Транспортно-заготівельні витрати            | %              | 10                        | 10                     | 19,50             |
|     | Разом із транспортно-заготівельн. витратами | —              | —                         | —                      | 500,50            |

Витрати на силову енергію  $E_c$  визначаємо за формулою [28]:

$$E_c = \frac{P_y \cdot \Phi_{\text{еф}} \cdot K_b \cdot C_e}{\text{ККД}} \quad (7.1)$$

$$E_{\text{с комп'ютер}} = \frac{0,5 \cdot 560 \cdot 0,9 \cdot 0,85}{0,85} = 252,00 \text{ грн};$$

$$E_{\text{с комп'ютер}} = \frac{0,02 \cdot 560 \cdot 0,9 \cdot 0,85}{0,85} = 10,08 \text{ грн};$$

де  $P_y$  – встановлена потужність енергетичних струмоприймачів устаткування, кВт;

$\Phi_{\text{еф}}$  – ефективний фонд часу роботи даного виду устаткування, годин.  
Приймаємо  $\Phi_{\text{еф}} = 560$  год із розрахунку 70 днів на виконання магістерської роботи, роботи 8 годин кожного робочого дня;

$K_b$  – коефіцієнт використання енергетичних установок по потужності і часу ( $K_b \approx 0,8 \dots 0,9$ );

$C_e$  – ціна 1 кВт·години електроенергії, грн./(кВт·год); ККД = 0,8 – 0,9.

Виконані розрахунки вносимо до таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Розрахунок вартості енергоресурсів

| Устаткування        | Вид енерго-ресурсів | П <sub>у</sub> , Вт | Ф <sub>еф</sub> | Ціна чи вартість, грн./кВт·год | Вартість енерго-ресурсів, грн. |
|---------------------|---------------------|---------------------|-----------------|--------------------------------|--------------------------------|
| Комп'ютерна техніка | електрична енергія  | 500                 | 560             | 0,85                           | 252,00                         |
| Освітлення          | електрична енергія  | 20                  | 560             |                                | 10,08                          |
| Разом               |                     |                     |                 |                                | 262,08                         |

### Розрахунок амортизації універсального устаткування

Суму амортизаційних відрахувань від балансової вартості універсального устаткування, апаратів і приладів, що відносяться до основних фондів, розраховується у відповідності з використанням їх для даної роботи [28]. Визначаємо норму амортизації за формулою:

$$H_a = \frac{100}{n} : 2 = \frac{100}{0.5} : 2 = 25\%$$

де n- кількість років праці.

Норму амортизації для комп'ютерної техніки приймаємо 25 %.

Звідси ми можемо дізнатися суму амортизаційних відрахувань за формулою:

$$\text{для комп'ютера: } A = \frac{B_b * H_a}{100\%} = \frac{11500 * 25}{100} = 2875,00;$$

$$\text{для Wi-Fi роздавач: } A = \frac{B_b * H_a}{100\%} = \frac{450 * 25}{100} = 112,50;$$

$$\text{для принтера: } A = \frac{B_b * H_a}{100\%} = \frac{5500 * 25}{100} = 1375,00;$$

Результати розрахунків зводимо до таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Розрахунок суми амортизаційних відрахувань

| Устаткування,<br>прилади | Балансова<br>вартість, грн. | Норма<br>амортизації, % | Сума<br>амортизації, грн. |
|--------------------------|-----------------------------|-------------------------|---------------------------|
| Комп'ютер                | 11500                       | 25                      | 2875,00                   |
| Wi-Fi<br>роздавач        | 450                         | 25                      | 112,50                    |

Продовження таблиці 5.3

| 1       | 2    | 3  | 4       |
|---------|------|----|---------|
| Принтер | 5500 | 25 | 1375,00 |
| Разом   |      |    | 4362,50 |

Розрахунок основної заробітної плати пишемо до таблиці 5.4.

Після розрахунку, основна заробітна плата дорівнює  $ЗП_0 = 31200,00$  грн. До цієї суми основної зарплати робітників, також додається премія в розмірі 10%[28]:

$$ЗП_д = ЗП_0 \cdot 0,1 \quad (7.2)$$

$$ЗП_д = 31200,00 \cdot 0,1 = 3120,00 \text{ грн.}$$

Таблиця 5.4 – Розрахунок основної і заробітної плати

| Посада виконавця            | К-ть, людей | Місячний оклад, грн. | Середньоденна зарплата, грн. | Зайнятість НДР, днів | Підсумкова сума основної зарплати, грн. |
|-----------------------------|-------------|----------------------|------------------------------|----------------------|-----------------------------------------|
| Студент                     | 1           | 1500,00              | 85,00                        | 70                   | 5950,00                                 |
| Керівник                    | 1           | 7500,00              | 375,00                       | 50                   | 18750,00                                |
| Консультант з економіки     | 1           | 9500,00              | 325,00                       | 10                   | 3250,00                                 |
| Консультант з охорони праці | 1           | 7500,00              | 325,00                       | 10                   | 3250,00                                 |
| Підсумок                    | 4           | —                    | —                            | 140                  | 31200,00                                |

Таким чином, основна і додаткова зарплата складає

$$ЗП = ЗП_0 + ЗП_д, \quad (7.3)$$

$$ЗП = 31200,00 + 3120,00 = 34320,00 \text{ грн.}$$

Внески на соціальні заходи визначаємо у процентному відношенні від суми основної і додаткової зарплати з урахуванням премій [28]:

$$B_{\text{сз}} = \frac{(3\Pi_0 + 3\Pi_{\text{д}}) \cdot Y_{\text{сз}}}{\text{ККД}} \quad (7.4)$$

$$B_{\text{сз}} = \frac{(31200 + 3120) \cdot 22}{100} = 7550,40 \text{ грн}$$

де  $Y_{\text{с/стр}}$  – питома вага внесків на соціальні заходи, визначається з діючого законодавства, %. Приймаємо 22%.

Результати розрахунків витрат заносимо до таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 – Кошторис витрат на виконання НДР

| Витрати                                  | Сума, грн. | Питома вага до підсумку, % |
|------------------------------------------|------------|----------------------------|
| Матеріали за винятком зворотних відходів | 500,50     | 1,06                       |
| Паливо й енергія з боку                  | 262,08     | 0,60                       |
| Амортизація універсального устаткування  | 4362,50    | 9,28                       |
| Заробітна плата основна і додаткова      | 34320,00   | 73,02                      |
| Відрахування на соціальні заходи         | 7550,40    | 16,06                      |
| Усього                                   | 46995,48   | 100                        |

## 5.2 Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи

Через те що, результати дослідження мають теоретичний характер визначаємо техніко-економічну ефективність роботи через узгодження за наступними показниками [28]:

- важливості дослідження для народного господарства;
- складності розробки;

- результативності й можливості використання.

Важливість теоретичного дослідження оцінюють по його призначенню:

- рішення проблемних питань;
- задоволення вимог спеціальної техніки;
- пошук принципово нових конструктивних і технологічних рішень.

Складність виконання роботи визначають порівнянням отриманих результатів даного дослідження з результатами відомих аналогічних досліджень з обліком грошових і трудових витрат на їхнє проведення.

Результативність роботи можна визначити за повнотою рішень поставленого завдання: отриманий результат відповідає планованому, задовільний (часткове рішення) чи негативний.

Аналіз залежності між цими показниками й витратами на їхнє досягнення дає можливість кількісної оцінки техніко-економічної ефективності теоретичних робіт за формулою:

$$K_{\text{НДР}} = \frac{J_n \cdot R \cdot T}{B_{\text{НДР}} \cdot t_{\text{НДР}}}, \quad (7.6)$$

$$K_{\text{НДР}} = \frac{4^2 \cdot 2 \cdot 2}{60,17736 \cdot \frac{3}{12}} = 2,392,$$

де  $K_{\text{НДР}}$  – рівень ефективності дослідження (коефіцієнт техніко-економічної ефективності робіт);

$J^n$  – важливість роботи;

$R$  – результативність роботи;

$T$  – технічна складність виконання НДР;

$B_{\text{НДР}}$  – витрати на проведення НДР, тис грн;

$n$  – показник використання результатів

НДР:

$n = 0$  – результати НДР не використовуються;

$n = 1$  – результати НДР використовуються частково;

$n = 2$  – результати НДР використовуються в дослідно-конструкторських роботах (ДКР);

$n = 3$  – результати НДР можуть бути використані без проведення ДКР.

При значенні  $K_{\text{НДР}} \geq 1$  науково-дослідницька роботі вважається ефективною.

Таблиця 5.6 – Значення оцінних факторів

| Оцінні фактори      | J     | R     | T     | C | $t_{\phi}$ | N     |
|---------------------|-------|-------|-------|---|------------|-------|
| 1                   | 2     | 3     | 4     | 5 | 6          | 7     |
| Припустимі значення | 2...5 | 1...4 | 1...3 | – | –          | 1...8 |
| Прийняті значення   | 4     | 2     | 2     | – | –          | 4     |

Після розрахунку показника оцінки техніко-економічної ефективності, дорівнює  $K_{\text{НДР}} > 2,392$ . По правилу , якщо показник оцінки техніко-економічної ефективності  $K_{\text{НДР}} > 1$ , підтверджується економічна ефективність магістерської роботи дослідницького характеру, що було й підтверджено.

Зараз розрахуємо економічний ефект( прибуток ) який ми отримаємо від впровадження в виробництво, по формулі:

$$E_{\text{ефект}} = E_p - E_n * K_v = 2,29 - 0,15 * 46995,48 = 7046,96 \text{ грн.}$$

де  $E_p$  - річна економія;

$E_n$  – нормативний коефіцієнт (приймаємо як  $E_n = 0.15$  )

$K_v$  – капітальні втрати на проектування й запровадження.

$E_p$  розраховується за формулою :

$$E_p = P_1 - P_2 = 0,9\% - 0,1\% = 0,8\%; \text{ що виражається в грн.} = 2,29:$$

де через реалізацію запропонованої системи витрата палива збільшується на  $P1=0.1\%$  проти  $P2=0.9\%$  без неї,  $P1$  й  $P2$  – експлуатаційні витрати до й після впровадження.

Тепер ми можемо розрахувати економічну ефективність по формулі:

$$E_{\text{ефективність}} = \frac{E_{\text{ефект}}}{K_{\text{в}}} = \frac{7046,96}{46995,48} = 0,15$$

де:  $E_{\text{ефект}}$  – економічний ефект;

$K_{\text{в}}$  – капітальні втрати.

Тепер ми дізнаємося через який час ми отримаємо прибуток, по формулі:

$$T = K / \Pi = 46995,48 / 7046,96 = 6,6 \text{ років.}$$

де:  $T$  – час окупності

$K$  – капіталовложення(витрати)

$\Pi$  – чистий прибуток

Після всіх розрахунків, й виходячи з отриманих даних , даний проект є економічно доцільним.

## VI ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В магістерській дипломній роботі «Система компенсації складу паливо-повітряної суміші бензинового двигуна від наслідків підвищеної вологості повітря», розглядаються потенційні небезпеки та заходи захисту від них при виконанні дослідницьких робіт, модернізації технологічного обладнання, механізмів й засобів та втілення новітніх технологій.

### 6.1 Аналіз потенційних небезпек

- Можливість ураження електричним струмом з-за не заземлене обладнання ( пульт керування експериментальною установкою, переносний вентилятор ) по причині порушення правил з електробезпеки, що може призвести к травмам або до летального наслідку.
- Незадовільні параметри мікроклімату в приміщенні дослідницької лабораторії, внаслідок нагріву двигуном оточуючого повітря.
- Можливі потенційні небезпеки для дослідника та лаборантів через вібрації експериментальної установки ( ураження малими частинками експериментальної установки, а також її деталями ).
- Незадовільний рівень освітлення в лабораторії експериментальної установки що може призвести до неефективних дій дослідника та лаборантів і травмування.
- Незадовільний стан повітряного середовища через шкідливі речовини, які входять в відпрацьовані гази, при праці двигуна експериментальної установки і призводить до отруєння організму.
- Підвищений рівень шуму на робочому місці при обробці даних, та під час роботи експериментальної установки та зняття показників , що може призвести до більшої втомленості та травмування.

- Небезпечні ситуації які можуть стати чинниками пожежі( витік пального, пошкодження акумулятора), а також наслідки горіння токсичних продуктів( олія, паливо,розчинники), дим та низький вміст кисню, що може призвести до загибелі або матеріальних збитків .
- через недотриманням правил гігієни та карантинних заходів під час пандемії COVID-19,що може призвести великої вірогідності захворювання ним.
- негативний вплив на опорно-руховий апарат через постійну статичну сидячу роботу за персональним комп'ютером;
- На дослідника під час проведення іспитів, та написання магістерської праці впливає психоемоційне перенавантаження.
- Небезпеки, які пов'язані з використанням ПК при обробці отриманих результатів, зокрема: важкість праці, напруженість праці.

## **6.2 Заходи по забезпеченню безпеки**

Згідно ДНАОП 1.1.10-1.01-2000 "Правила безпечної експлуатації електроустановок - споживачів" пройшли інструктаж з електробезпеки для усунення випадків з ураження електричним струмом. Також необхідно зробити захисне заземлення або занулення - це контрольоване електричне з'єднання металевих частин обладнання, які не проводять струм, але можуть опинитися під напругою, з землею або з захисним нульовим дротом. Електрообладнання необхідно заземлювати або занулювати у відповідності з ПУЕ - 2013 «Правила улаштування електроустановок».

### 6.3 Заходи по забезпеченню гігієнічної санітарії та гігієни праці

Параметри мікроклімату приміщення встановлюють згідно ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень» в залежності від категорії робіт за тяжкістю. Для виконання цих умов передбачають системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря.

Оскільки висота дослідницького приміщення становить 4,90 м, треба встановити люмінесцентні лампи типів ЛБ чи ЛД міцність 60Ват, які будуть відповідати В класу зорової праці, відповідно до ДБН В.2.5-28-2018 «Природне і штучне освітлення».

Для забезпечення задовільного рівня шуму, в експериментальному приміщенні передбачені шумопоглинаючі поверхні( плити з акустичного пенополіуретана). Дослідник та лаборанти використовують індивідуальні засоби захисту слуху – беруші , від наказу МОЗ України №463 «Про затвердження санітарних норм допустимих рівнів шуму в приміщеннях житлових та громадських будинків і на території житлової забудови».

При праці обладнання також виникає вібрація(під час роботи експериментальної установки). Для найбільшого усунення та зниження вібрації до задовільного рівня негативного впливу вібрації передбачені наступні заходи: ДСН 3.3.6.037-99.«Санітарні норми виробничого шуму ,ультразвуку та інфразвуку». Загальними вимогами є встановлення віброгасителів і вібродемпферів в опорах обладнання і фундаментах.

Для усунення вихлопів газоповітряної суміші передбачено: місцеву штучну вентиляцію, що забезпечує усунення шкідливих речовин від місця їх виділення. Крім того, практично у всіх приміщеннях, де використовуються шкідливі речовини, повинна бути передбачена і загально обмінна вентиляція. Засіб індивідуального захисту органів дихання (ЗІЗОД) - засіб, призначений для захисту дихальних шляхів користувача від потрапляння шкідливих речовин

через повітря, які спричиняють шкідливий вплив на здоров'я. (ДСТУ EN 132:2004 «Засоби індивідуального захисту органів дихання»).

Оцінку рівня умов, тяжкості та напруженості праці по шкалі балів розглянемо на прикладі оцінки факторів виробничого середовища для дослідника лабораторії обладнаної ПК.

Робимо заміри й вносимо усі відомі фактори умов праці та виробничого середовища що впливають на працівника під час процесу трудової діяльності, їх реальне значення та час дії до стовпчиків 1, 2, 3, таблиці «Результати оцінювання за бальною шкалою».

Відповідно до додатків методичних вказівок [29], за витратами енергії, позначаємо категорію робіт для дослідника лабораторії обладнаної ПК. Умови праці, по витраті енергії, не перевищують 175 Вт (121-150 ккал/год.) та повинні відповідати легким фізичним роботам – категорії І-б.

З додатків [29] відповідно до категорії робіт І-б, розряду зорових робіт А-2 та виявлених показників умов та напруженості праці], визначаємо ГДК(ГДР) виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 4, таблиці 6.3 «Результати оцінювання за бальною шкалою».

Таблиця 6.3 – Результати оцінювання по шкалі балів

| Фактор (показник)                          | Виміряні показники<br>$P_{вим}$ | Час дії<br>$t_{год.}(хв.)$ | ГДК, ГДР, показники,<br>$P_{доп}$ | $X_{визн},$<br>бали | Клас умов праці | $X_i,$<br>бали |
|--------------------------------------------|---------------------------------|----------------------------|-----------------------------------|---------------------|-----------------|----------------|
| 1                                          | 2                               | 3                          | 4                                 | 5                   | 6               | 7              |
| Мікроклімат за ТНС-індексом, $t, ^\circ C$ | 27,5                            | 8                          | 23,1-26                           | 3                   | 3.3             | 3              |
| Освітленість приміщення $E, лк$            | 330                             | 8                          | 410                               | —                   | 3.1             | 1              |
| Розряд і підрозряд зорових робіт, $З_{ор}$ | А-2                             | —                          | —                                 | —                   | —               | —              |
| Рівень шуму $L, дБА$                       | 85                              | 5                          | 50                                | —                   | 3.1             | 0,63           |

Продовження таблиці 6.3

| 1                                                                                                                  | 2     | 3 | 4     | 5    | 6   | 7 |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|---|-------|------|-----|---|
| Загальні енергозатрати організму, $B_m$                                                                            | 310   | 7 | 300   | 0,91 | 3.2 | 2 |
| Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук) | 38100 | 6 | 40100 | 0,72 |     |   |
| Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)                                                                 | 75    | 7 | 74    | 0,89 |     |   |
| Тривалість робочого дня, год.                                                                                      | 8     | 8 | 8     | 0,15 |     |   |

Для деяких факторів і показників згідно вимог з «Гігієнічної класифікації праці», визначаємо розрахункові коефіцієнти  $X_{визн}$ , та вносимо їх значення до стовпчика 5 - таблиці «Результати оцінювання за бальною шкалою». Для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо ТНС-індекс [29]. Розрахунковий коефіцієнт  $X_{визн}$  при оцінці мікроклімату визначаємо в балах, за формулою 6.1:

$$X_{визн} = \frac{1 \cdot t_1 + 2 \cdot t_2 + 3 \cdot t_3 + 4 \cdot t_4}{100\%} \quad (6.1)$$

$$X_{визн} = \frac{3 \cdot 8}{108} = 3$$

- для показників тяжкості та напруженості праці розрахункові коефіцієнти, треба визначати за основними та допоміжними показниками, що є характерними для конкретного робочого місця, за формулою 6.2:

а.) Загальні енерговтрати організму,  $K_{знач} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} * T * K_{\text{знач}}}{8 * P_{\text{доп}}} \quad (6.2)$$

$$X_{\text{визн}} = \frac{310 * 7 * 1,0}{8 * 300} = 0,91$$

б.) Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук),

$$K_{\text{знач}} = 1,0$$

$$X_{\text{визн}} = \frac{38100 * 6 * 1,0}{8 * 40100} = 0,71$$

в.) Тривалість зосередження уваги (% від часу зміни),  $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{75 * 7 * 1,0}{8 * 74} = 0,89$$

г.) Тривалість робочого дня (зміни),  $K_{\text{знач}} = 0,15$

$$X_{\text{визн}} = \frac{8 * 8 * 0,15}{8 * 8} = 0,15$$

Визначаємо клас та ступінь шкідливості умов праці для кожного з виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 6, таблиці «Результати оцінювання по шкалі балів»:

- для мікроклімату, відповідного до значення розрахункового коефіцієнта  $X_{\text{визн}} = 3$ , з таблиці 7.2 [29] – 3 клас, 3 ступінь (3.3);

- при оцінці освітленості робочої зони приміщення, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до  $P_{\text{вим}} = 330$  лк, за додатком Г та табл. Г.1 [29] – 3 клас, 1 ступінь (3.1);

- для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до виміряного значення рівня шуму  $P_{\text{вим}} = 85$  дБА, за додатком Д та табл. Д.1 [29] – 3 клас, 1 ступінь (3.1);

- клас і ступінь тяжкості та напруженості праці визначаємо як суму розрахованих балів усіх показників  $X_{\text{визн}}$  за формулою 6.3 [29]:

$$X_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n * X_i$$

$$X_{\text{сум}} = 0,91 + 0,71 + 0,89 + 0,15 = 2,66$$

З таблиці 7.3 [29] за значенням суми розрахованих балів показників  $X_{\text{сум}} = 2,66$  – 3 клас, 2 ступінь (3.2);

Оскільки загальна гігієнічна оцінка умов праці за степенню шкідливості та небезпечності, з урахуванням комбінованої та сумарної дії виробничих факторів, встановлюється за найбільш високим класом та ступенем шкідливості декількох факторів і показників, то в результаті досліджень, відповідно до розрахунків, встановлено, що умови праці на робочому місці дослідника лабораторії обладнаної ПК належать до 3 класу, 2 ступеню.

Через те що гігієнічна оцінка, виявила шкідливі та особливо шкідливі, важкі та особливо важкі умови праці, необхідно зробити дослідження реального стану умов праці, з метою визначення розмірів доплат за степеню шкідливості факторів виробничого середовища та показників тяжкості та напруженості праці по шкалі балів, та вносимо їх значення до стовпчика 7, таблиці «Результати оцінювання по шкалі балів»: для оцінки впливу мікроклімату, виходимо з того що він відповідає 3 класу, 3 ступеню умов праці, а час його дії уже врахований, тому –  $X_{\text{см}} = X_i = 3$ ; - при оцінці впливу освітленості, виходимо з того що вона відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 8 годин, тому коректування не потрібне –  $X_{\text{см}} = X_i = 1$ ;

- для оцінки впливу шуму, виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 5 годин, тому значення  $X_i$  визначаємо за формулою 6.4 [29]:

$$X_i = X_{\text{ст}} * \frac{T_1}{8} \quad (6.4)$$

$$X_i = 1 * \frac{5}{8} = 0,63$$

- для оцінки впливу тяжкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 2 ступеню умов праці, а час їх дії уже

врахований, тому –  $X_{ct} = X_i = 2$ ;

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумізначень  $X_i$ , за формулою 6.5 [29]:

$$X_{\text{факт}} = \sum_{i=1}^n X_i \quad (6.5)$$

$$X_{\text{факт}} = 3 + 1 + 0,63 = 6,63$$

Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану  $X_{\text{факт}} = 6,63$  на підставі Типового положення «Про оцінку умов праці на робочих місцях і порядок застосування галузевих переліків робіт які можуть установлювати доплати робітникам за умови праці» з таблиці 7.4[29]. Розмір доплати до тарифної ставка (окладу) – 16%.

На підставі результатів загальної гігієнічної оцінки умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, а також дослідженням фактичного стану умов праці робимо висновки та пропозиції: 1. Умови, тяжкості та напруженості праці на робочому місці інженера-дослідника центральній заводської лабораторії, згідно результатів досліджень, належать до 3 класу, 3 ступеню (особливо важкі та особливо шкідливі умови праці), що не відповідає вимогам Державних санітарних норм та правил - «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» до даного робочого місця; 2. Відповідно до класифікації умови, тяжкості та напруженості праці на робочому місці дослідника належать до категорії І-б, тому необхідно довести ці умови у відповідність до нормативних значень, які відповідають оптимальним параметрам для категорії І-б, а саме:

- мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом - 20,2-22,8°C; - освітленість приміщення для роботи з дисплеями й відеотерміналами відповідає розряду зорових робіт А-2, загальна норма освітленості якого на робочих столах –  $E = 400 \text{ лк}$ ; - рівень шуму в робочій зоні дослідника – 50 дБА; - загальні енергозатрати організму, до 174 Вт; -

стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), до 20000; - тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни), до 50%; - тривалість робочого дня, 6 або 7 год. 3. Для приведення умов, тяжкості та напруженості праці до вищезазначених показників необхідно передбачити комплекс заходів які забезпечать нормалізацію умов праці, наприклад: - для приведення мікрокліматичних умов до відповідності, необхідно забезпечити проточно-витяжну механічну вентиляцію та кондиціонування приміщення; - для забезпечення нормованої освітленості приміщення яка відповідає розряду зорових робіт необхідно провести додаткові розрахунки та визначитися з потужністю ламп, типом ламп та світильників з їх раціональним розміщенням; - для зниження рівня шуму в робочій зоні дослідника необхідно замість матричних принтерів застосувати лазерні; з метою зниження зовнішнього шуму замінити вікна на пластикові з трикамерним склопакетом; - для зменшення загальних енергозатрат організму, необхідно скоротити тривалість робочого дня до 6 або 7 год - для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин, кожні 1-2 години; - для зменшення тривалості зосередження уваги, необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви. 4. Якщо, з об'єктивних причин, вищезазначені заходи неможливо виконати, необхідно забезпечити доплати до тарифної ставки (окладу) за особливо шкідливі та особливо тяжкі умови праці, відповідно до таблиці 7.4 [29], у розмірі 16 %.

Слід дотримуватися раціонального режиму праці й відпочинку (ритмічна праця, що рівномірно виконується протягом зміни, місяця, року). Для відпочинку від нервової напруженості, досліднику необхідно робити перерву через 1,5-2 години, відповідно КЗ про ПУ.

Робота, яка розглядається, являється малорухомою та через це відбувається навантаження на опорно-рухову систему людини. Тому для підтримки працездатності персоналу, потрібно керуватися ДСанПіН 3.3.2.007-98

«Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин»: потрібно використовувати спеціальні підставки під кисті рук, при роботі за комп'ютером потрібно робити перерви на 15 хвилин кожні 2 години, також потрібно робити перерви супроводжувати гімнастичними вправами, стіл повинен бути просторим, дисплей ПК повинен бути розташованим на відстані 400-700 мм від користувача.

Відповідно до вимог розділу «Мінімальні вимоги з охорони праці», директиви ЕС 90/270 ЕЕС виконані основні вимоги до моніторів, які жорстко регламентують безпечні умови роботи і захист здоров'я осіб, що працюють з комп'ютерами:

- символи на екрані чіткі і добре розрізняються;
- зображення позбавлене блимання;
- яскравість та / або контрастність легко регулюються;
- екрани вільні від відблисків і відбиття;  
випромінювання знижені до надзвичайно малих рівнів.

### **6.3 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки**

Причинами пожеж та вибухів є порушення правил і нормативів пожежної безпеки, невиконання Закону України «Про пожежну безпеку». Проведений аналіз пожеж засвідчує, що близько 90% пожеж відбувається внаслідок недбалості, недобросовісного, халатного відношення до правил пожежної безпеки, а також погана інформованість людей у питаннях пожежної безпеки.

Причинами пожежі в лабораторії, обладнаною двигуном внутрішнього згоряння, можуть стати витік пального, та пошкодження акумулятора:

- протікання в паливо-проводі через слабку затяжку, що призводить до витіку палива; крім того, не перевіряють ретельно прокладки на бензонасосі на предмет цілісності; також можуть забути зафіксувати фіксатори пального на

фільтрі. Такі недоліки можуть призвести до протікання палива та попадання його на вихлопну систему, де температура може досягати понад п'ятсот градусів. Такі недоліки можуть призвести до протікання палива та попадання його на вихлопну систему, де температура може досягати понад п'ятсот градусів.

- пошкодження акумулятора, пошкоджені комірки пластин, особливо в старих акумуляторних батареях, можуть призвести до короткого замикання та займання. Електроліт розкладається на кілька хімічних елементів, одним із яких є водень, при достатньому накопиченні якого може спалахнути від найменшої іскри.

Для запобігання цим ситуаціям , треба систематично та ретельно перевіряти систему паливо подачі , а також акумуляторну батарею, й для усунення можливих виникнень пожеж в дослідницькій лабораторії треба розрахувати кількість вогнегасників та місця їх встановлення. В лабораторії застосовується паливо(бензин), олія, розчинники. Ці речовини можна віднести до класу пожежонебезпечних А. Приміщення по вибухонебезпечності та пожежо небезпечності можна віднести до категорії В. Площа приміщення складає 80м<sup>2</sup>. Тому кількість вогнегасників потрібних для такого приміщення дорівнює 3 вогнегасникам ПВП-5 відповідно документу ДСТУ Б В.1.1-36:2016» Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухо-пожежною та пожежною безпекою» , ДСТУ EN 2:2014 «Класифікація пожеж»

## 6.5 Заходи з цивільного захисту

Інфекційні захворювання / хвороби – розлади здоров'я людей , тварин, рослин у вигляді хвороби , які спричиняють збудники – віруси, різноманітні бактерії , найпростіші паразитичні гриби, гельмінти , продукти їхньої життєдіяльності(екзотоксини, ендотоксини), від заражених організмів здоровим і схильні до масового поширення. Шляхи і способи передачі інфекції різні :

- через органи дихання;
- при вживанні заражених продуктів, їжі, води;
- після контакту із зараженими предметами;
- при контакті з хворими людьми і тваринами;
- при укусах комах і кліщів.

Інфекційні хвороби набувають великого поширення і мають масовий характер, при цьому виникають епідемії, епізоотії, епіфітотії, а також масове поширення різних шкідників. Епідемією називається швидке і широке розповсюдження інфекційних хвороб серед людей та тварин. До них відносяться: натуральна віспа, поліомієліт, грип, тяжкий гострий респіраторний синдром, холера, чума, жовта гарячка, хвороба яку спричинює вірус Марбург та ін. Епізоотія – поширення хвороб серед тварин. Серед них: африканська чума свиней, везикулярна хвороба свиней, везикулярний стоматит, віспа овець та кіз, інфекційна (контагіозна) плевропневмонія великої рогатої худоби, катаральна гарячка овець, класична чума свиней та ін. Деякі хвороби тварин небезпечні і для людей.

**Коронавірусна хвороба 2019 COVID-19** затверджена як офіційна скорочена назва — інфекційна хвороба, яка вперше виявлена у людини в грудні 2019 року в місті Ухань, Центральний Китай. Хвороба почалася як спалах, що розвинувся у пандемію. Причиною хвороби став коронавірус SARS-CoV-2 (стара назва 2019-nCoV), циркуляція якого в людській середі була до грудня 2019 року невідома

Пандемією цієї хвороби Всесвітня організація здоров'я(ВООЗ), оголосила надзвичайну ситуацію в галузі міжнародної охорони здоров'я та внесла заходи з боротьби проти неї, згідно до тимчасових рекомендацій з «Міжнародними медико-санітарними правилами» від 2005 року, щоб уникнути стигматизації пов'язаної з географічним регіоном , де виникли перші випадки захворювання.

#### **6.6 Висновок охорони праці та безпека в надзвичайних ситуаціях**

В даному розділі розглянуто аналіз потенційних небезпек, які можуть впливати на дослідника. Розроблені заходи по їх усуненню. Розроблені заходи з пожежної безпеки та цивільного захисту

## НАУКОВА НОВИЗНА ТА ПРАКТИЧНА ЦІННІСТЬ

1. Встановлено залежність коефіцієнта надлишку повітря від відносної вологості, тиску та температури атмосферного повітря.
2. Підтверджено експериментально: з підвищенням вологості атмосферного повітря паливо-повітряна суміш збагачується, а потужність та питома витрата палива бензинових карбюраторних ДВЗ погіршуються.
3. Запропоновано систему компенсації складу паливо-повітряної суміші від наслідків підвищеної вологості повітря перепуском частини повітряного потоку в обхід дифузора за рахунок чого частково суміш збіднюється, а показники двигуна відновлюються.

## ВИСНОВОК

Роботу в напрямку практичної реалізації системи компенсації складу паливо-повітряної суміші або коригувального пристрою автоматичного типу щодо згладжування негативних ефектів підвищеної вологості атмосферного повітря з використанням простого датчика слід продовжити через економічну та екологічну перспективність. Це може бути темою магістерської роботи, конструкторської чи конструкторсько-дослідницької спрямованості.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей /Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. –М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей /Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. –М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
3. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.
4. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле дизеля. – М.: Машгиз, 1962. – 269 с.
5. Розенблит Г.В. Теплопередача в дизелях. М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
6. Погодин С.А. Приведение мощности дизелей к стандартным условиям. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.
7. Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия: Теория, рабочий процесс и характеристики. – М.: Машгиз, 1963. – 638 с.
8. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряжённость двигателей внутреннего сгорания. Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с.
9. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Высш. шк., 1980. – 469 с.
10. Липчук В.А. Расчётное исследование рабочего процесса дизеля 6ЧН-21/21 в высокогорных условиях /Двигателестроение, 1984, № 3. – С. 3-4.
11. Соин Ю.В., Худяков О.И. Регулирование цикловой подачи топлива тепловозного дизеля 6ЧН-21/21, работающего на гидropередачу, при различной температуре окружающего воздуха /Двигателестроение, 1986, № 12. – С. 42-44.
12. Смирнов В.Н. Ермолина Т.И., Кукоба С.С., Фухрутдинов А.Г. Методология системного исследования влияния атмосферных условий на эффективную мощность двигателя 4Ч-10,5/12 /Двигателестроение, 1984, № 11. – С. 31-33.

13. Соин Ю.В., Ким Ф.Г., Поварков И.Л., Худяков О.И. Выбор способа регулирования мощности тепловозного дизеля в условиях тропического климата /Двигателестроение, 1987, № 3. – С. 7-9.

14. Автомобильный дизель в условиях высокогорья /О.П. Пономарев. – Двигателестроение, 1988, № 10. – с. 42-44.

15. Николаенко А.В., Бровкин В.И. Улучшение показателей работы тракторных дизелей в горных условиях эксплуатации путём коррекции частоты вращения и топливоподачи /Двигателестроение, 1987, № 12. – С. 45-47, 52.

16. Покровский Г.П., Васильев Ш.З., Лукин А.М., Ефремов Б.Д. Влияние стехиометрического состава горючей смеси на топливную экономичность бензиновых двигателей /Двигателестроение, 1987, № 3. – С. 10-11.

17. Худов Н.И., Жмудяк Д.Н., Друцкий О.Е. Теплонапряжённость судового малооборотного дизеля при использовании водотопливной эмульсии /Двигателестроение, 1986, № 1. – С. 47-48.

18. Лазурко А.А., Соколов С.С. Измерения и моделирование при проектировании газовыпускных систем ДВС /Двигателестроение, 1985, № 1. – С. 23-24.

19. Васильев-Южин Р.М. Влияние внешних условий на показатели работы дизеля. Общие сведения /Двигателестроение, 1987, № 2. – С. 47-50, 56.

20. Высотный корректор для дизелей /О.П. Пономарёв – Автомобилестроение, 1961, № 6. – с. 12-13.

21. Артюхов А.В., Бравин В.В., Исаков Ю.Н. Методика расчёта двумерного нестационарного течения газа в выпускной системе ДВС /Двигателестроение, 1985, № 11. – С. 55-60.

22. Методические указания по курсовому проекту на тему: «Тепловой и динамический расчёт ДВС» по дисциплине «Теория двигателей внутреннего сгорания» для студентов специальности 7.090210 «Двигатели внутреннего сгорания» /Сост. Я.А. Егоров, Н.Е. Рябошапка. – Запорожье: ЗНТУ, 2003. – 55 с.

23. Влияние стехиометрического состава горючей смеси на топливную экономичность бензиновых двигателей /Г.П. Покровский, Ш.З. Валиев, А.М. Лукин, Б.Д. Ефремов. – Двигателестроение, 1987, № 3. – с. 10-11.

24. Бородич А.М. Особенности протекания сгорания в ДВС при эксплуатации в условиях холодного климата /Двигателестроение, 1990, № 1. – с. 46-48.

25. Дьяченко В.Г. Перспективы развития бензиновых двигателей с системами впрыскивания /Двигателестроение, 1990, № 3. – С. 19-21.

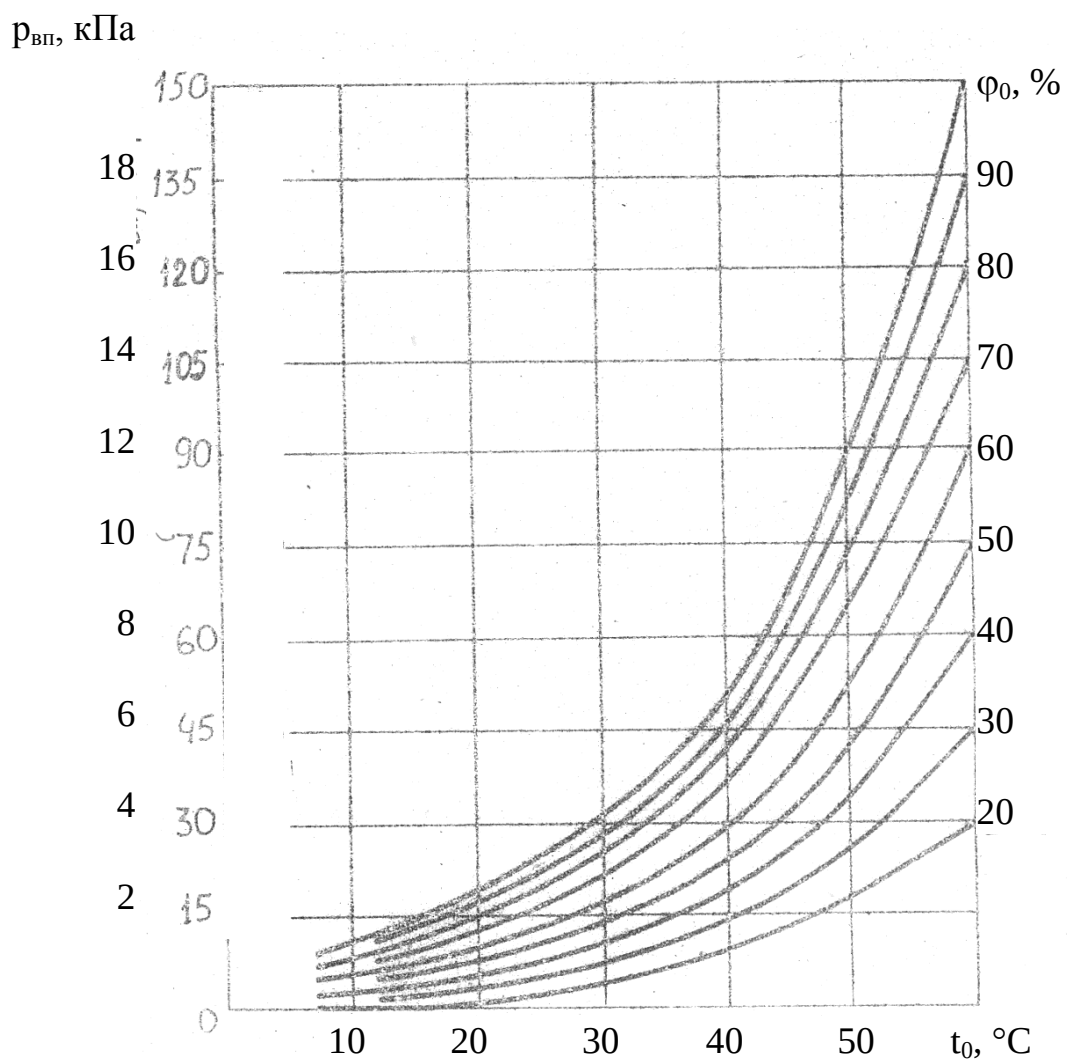
26. Бунзульян Ю.З., Горячий Я.В., Эммиль М.В. Корректирование состава смеси для улучшения топливной экономичности бензинового двигателя при работе в окружающей среде с высокой температурой или в горных условиях /Двигателестроение, 1989, № 2. – с. 44-46.

27. Методические указания к лабораторным работам по дисциплине «Основы теории и расчёта автомобильных и тракторных двигателей» для студентов специальности 0513 «Автомобили и тракторы» /Сост. А.В. Брылёв, В.Д. Оляк, И.Г. Тригуб. – Запорожье: ЗМИ, 1984. – 67 с.

28. Методические указания к лабораторным работам по дисциплине «Основы теории и расчёта автомобильных и тракторных двигателей» для студентов специальности 0513 «Автомобили и тракторы» /Сост. А.В. Брылёв, В.Д. Оляк, И.Г. Тригуб. – Запорожье: ЗМИ, 1984. – 67 с.

29. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях » в магістерських дипломних роботах (проектах) зі спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» за освітньою програмою (спеціалізацією) -«Двигуни внутрішнього згорання»/Укладачі: М.І. Лазуткін – Запоріжжя : ЗНТУ, 2018 – 36 с.

## ДОДАТОК А – ТИСК ВОДЯНОЇ ПАРИ В ПОВІТРІ [25]



## ДОДАТОК Б – ПРОТОКОЛИ РОЗРАХУНКУ РОБОЧЕГО ЦИКЛУ ДВИГУНА

ПРОТОКОЛ N-1  
 $\phi_i = 10\%$  альфа = 0.954

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО  
 ЗГОРАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

ПОЧАТКОВІ УМОВИ - ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ТІЛА НА ПОЧАТКУ ЦИКЛУ

$P_6 = 9.12E+04$   $T_6 = 3.40E+02$   $M_6 = 4.15E-04$   $V_6 = 4.44E-04$

|     | P         | T         | M         | V         |
|-----|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 180 | 9.121E+04 | 3.398E+02 | 4.154E-04 | 4.442E-04 |
| 190 | 9.193E+04 | 3.409E+02 | 4.154E-04 | 4.421E-04 |
| 200 | 9.390E+04 | 3.433E+02 | 4.154E-04 | 4.359E-04 |
| 210 | 9.726E+04 | 3.471E+02 | 4.154E-04 | 4.255E-04 |
| 220 | 1.023E+05 | 3.525E+02 | 4.154E-04 | 4.108E-04 |
| 230 | 1.094E+05 | 3.596E+02 | 4.154E-04 | 3.919E-04 |
| 240 | 1.192E+05 | 3.689E+02 | 4.154E-04 | 3.688E-04 |
| 250 | 1.327E+05 | 3.806E+02 | 4.154E-04 | 3.419E-04 |
| 260 | 1.513E+05 | 3.954E+02 | 4.154E-04 | 3.115E-04 |
| 270 | 1.773E+05 | 4.139E+02 | 4.154E-04 | 2.784E-04 |
| 280 | 2.140E+05 | 4.370E+02 | 4.154E-04 | 2.434E-04 |
| 290 | 2.671E+05 | 4.657E+02 | 4.154E-04 | 2.078E-04 |
| 300 | 3.457E+05 | 5.013E+02 | 4.154E-04 | 1.729E-04 |
| 310 | 4.644E+05 | 5.452E+02 | 4.154E-04 | 1.400E-04 |
| 320 | 6.453E+05 | 5.984E+02 | 4.154E-04 | 1.106E-04 |
| 330 | 9.146E+05 | 6.602E+02 | 4.154E-04 | 8.605E-05 |
| 340 | 1.282E+06 | 7.267E+02 | 4.154E-04 | 6.760E-05 |
| 350 | 1.985E+06 | 9.322E+02 | 4.165E-04 | 5.614E-05 |
| 360 | 4.423E+06 | 1.899E+03 | 4.240E-04 | 5.226E-05 |
| 370 | 6.922E+06 | 3.093E+03 | 4.377E-04 | 5.614E-05 |
| 380 | 6.228E+06 | 3.311E+03 | 4.430E-04 | 6.760E-05 |
| 390 | 4.474E+06 | 3.027E+03 | 4.432E-04 | 8.605E-05 |
| 400 | 3.171E+06 | 2.756E+03 | 4.432E-04 | 1.106E-04 |
| 410 | 2.297E+06 | 2.527E+03 | 4.432E-04 | 1.400E-04 |
| 420 | 1.721E+06 | 2.339E+03 | 4.432E-04 | 1.729E-04 |
| 430 | 1.338E+06 | 2.185E+03 | 4.432E-04 | 2.078E-04 |
| 440 | 1.076E+06 | 2.060E+03 | 4.432E-04 | 2.434E-04 |
| 450 | 8.940E+05 | 1.957E+03 | 4.432E-04 | 2.784E-04 |
| 460 | 7.644E+05 | 1.872E+03 | 4.432E-04 | 3.115E-04 |
| 470 | 6.704E+05 | 1.802E+03 | 4.432E-04 | 3.419E-04 |
| 480 | 6.015E+05 | 1.744E+03 | 4.432E-04 | 3.688E-04 |
| 490 | 5.507E+05 | 1.697E+03 | 4.432E-04 | 3.919E-04 |
| 500 | 5.131E+05 | 1.657E+03 | 4.432E-04 | 4.108E-04 |
| 510 | 4.858E+05 | 1.625E+03 | 4.432E-04 | 4.255E-04 |
| 520 | 4.666E+05 | 1.599E+03 | 4.432E-04 | 4.359E-04 |
| 530 | 4.540E+05 | 1.578E+03 | 4.432E-04 | 4.421E-04 |
| 540 | 4.474E+05 | 1.562E+03 | 4.432E-04 | 4.442E-04 |

ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ЦИКЛУ

$L_2 = 5.388E+02$   $P_3 = 1.375E+06$

$Q_2 = 0.440E+00$   $G_1 = 0.186E+00$

ПРОТОКОЛ N-2  
 $\phi_i = 30\%$  альфа = 0.95

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО  
 ЗГОРАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

ПОЧАТКОВІ УМОВИ - ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ТІЛА НА ПОЧАТКУ ЦИКЛУ

$P_6 = 9.12E+04$   $T_6 = 3.40E+02$   $M_6 = 4.15E-04$   $V_6 = 4.44E-04$

|     | P         | T         | M         | V         |
|-----|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 180 | 9.121E+04 | 3.398E+02 | 4.154E-04 | 4.442E-04 |
| 190 | 9.193E+04 | 3.409E+02 | 4.154E-04 | 4.421E-04 |
| 200 | 9.390E+04 | 3.433E+02 | 4.154E-04 | 4.359E-04 |
| 210 | 9.726E+04 | 3.471E+02 | 4.154E-04 | 4.255E-04 |
| 220 | 1.023E+05 | 3.525E+02 | 4.154E-04 | 4.108E-04 |
| 230 | 1.094E+05 | 3.596E+02 | 4.154E-04 | 3.919E-04 |
| 240 | 1.192E+05 | 3.689E+02 | 4.154E-04 | 3.688E-04 |
| 250 | 1.327E+05 | 3.806E+02 | 4.154E-04 | 3.419E-04 |
| 260 | 1.513E+05 | 3.954E+02 | 4.154E-04 | 3.115E-04 |
| 270 | 1.773E+05 | 4.139E+02 | 4.154E-04 | 2.784E-04 |
| 280 | 2.140E+05 | 4.370E+02 | 4.154E-04 | 2.434E-04 |
| 290 | 2.671E+05 | 4.657E+02 | 4.154E-04 | 2.078E-04 |
| 300 | 3.457E+05 | 5.013E+02 | 4.154E-04 | 1.729E-04 |
| 310 | 4.644E+05 | 5.452E+02 | 4.154E-04 | 1.400E-04 |
| 320 | 6.453E+05 | 5.984E+02 | 4.154E-04 | 1.106E-04 |
| 330 | 9.146E+05 | 6.602E+02 | 4.154E-04 | 8.605E-05 |
| 340 | 1.281E+06 | 7.267E+02 | 4.154E-04 | 6.760E-05 |
| 350 | 1.983E+06 | 9.313E+02 | 4.165E-04 | 5.614E-05 |
| 360 | 4.408E+06 | 1.893E+03 | 4.240E-04 | 5.226E-05 |
| 370 | 6.891E+06 | 3.080E+03 | 4.377E-04 | 5.614E-05 |
| 380 | 6.200E+06 | 3.296E+03 | 4.430E-04 | 6.760E-05 |
| 390 | 4.454E+06 | 3.013E+03 | 4.432E-04 | 8.605E-05 |
| 400 | 3.157E+06 | 2.744E+03 | 4.432E-04 | 1.106E-04 |
| 410 | 2.287E+06 | 2.517E+03 | 4.432E-04 | 1.400E-04 |
| 420 | 1.714E+06 | 2.330E+03 | 4.432E-04 | 1.729E-04 |
| 430 | 1.332E+06 | 2.177E+03 | 4.432E-04 | 2.078E-04 |
| 440 | 1.072E+06 | 2.051E+03 | 4.432E-04 | 2.434E-04 |
| 450 | 8.905E+05 | 1.949E+03 | 4.432E-04 | 2.784E-04 |
| 460 | 7.614E+05 | 1.865E+03 | 4.432E-04 | 3.115E-04 |
| 470 | 6.679E+05 | 1.795E+03 | 4.432E-04 | 3.419E-04 |
| 480 | 5.993E+05 | 1.738E+03 | 4.432E-04 | 3.688E-04 |
| 490 | 5.486E+05 | 1.690E+03 | 4.432E-04 | 3.919E-04 |
| 500 | 5.112E+05 | 1.651E+03 | 4.432E-04 | 4.108E-04 |
| 510 | 4.840E+05 | 1.619E+03 | 4.432E-04 | 4.255E-04 |
| 520 | 4.649E+05 | 1.593E+03 | 4.432E-04 | 4.359E-04 |
| 530 | 4.524E+05 | 1.573E+03 | 4.432E-04 | 4.421E-04 |
| 540 | 4.458E+05 | 1.557E+03 | 4.432E-04 | 4.442E-04 |

ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ЦИКЛУ

$L_2 = 5.359E+02$   $P_3 = 1.367E+06$

$Q_2 = 0.438E+00$   $G_1 = 0.187E+00$

ПРОТОКОЛ N-3  
 $\phi_i = 50\%$   $\alpha = 0.947$

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО  
 ЗГОРАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

ПОЧАТКОВІ УМОВИ - ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ТІЛА НА ПОЧАТКУ ЦИКЛУ

$P_6 = 9.12E+04$   $T_6 = 3.40E+02$   $M_6 = 4.15E-04$   $V_6 = 4.44E-04$

|     | P         | T         | M         | V         |
|-----|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 180 | 9.121E+04 | 3.398E+02 | 4.154E-04 | 4.442E-04 |
| 190 | 9.193E+04 | 3.409E+02 | 4.154E-04 | 4.421E-04 |
| 200 | 9.390E+04 | 3.433E+02 | 4.154E-04 | 4.359E-04 |
| 210 | 9.726E+04 | 3.471E+02 | 4.154E-04 | 4.255E-04 |
| 220 | 1.023E+05 | 3.525E+02 | 4.154E-04 | 4.108E-04 |
| 230 | 1.094E+05 | 3.596E+02 | 4.154E-04 | 3.919E-04 |
| 240 | 1.192E+05 | 3.689E+02 | 4.154E-04 | 3.688E-04 |
| 250 | 1.327E+05 | 3.806E+02 | 4.154E-04 | 3.419E-04 |
| 260 | 1.513E+05 | 3.954E+02 | 4.154E-04 | 3.115E-04 |
| 270 | 1.773E+05 | 4.139E+02 | 4.154E-04 | 2.784E-04 |
| 280 | 2.140E+05 | 4.370E+02 | 4.154E-04 | 2.434E-04 |
| 290 | 2.671E+05 | 4.657E+02 | 4.154E-04 | 2.078E-04 |
| 300 | 3.457E+05 | 5.013E+02 | 4.154E-04 | 1.729E-04 |
| 310 | 4.644E+05 | 5.452E+02 | 4.154E-04 | 1.400E-04 |
| 320 | 6.453E+05 | 5.984E+02 | 4.154E-04 | 1.106E-04 |
| 330 | 9.146E+05 | 6.602E+02 | 4.154E-04 | 8.605E-05 |
| 340 | 1.281E+06 | 7.267E+02 | 4.154E-04 | 6.760E-05 |
| 350 | 1.981E+06 | 9.306E+02 | 4.165E-04 | 5.614E-05 |
| 360 | 4.397E+06 | 1.888E+03 | 4.240E-04 | 5.226E-05 |
| 370 | 6.868E+06 | 3.070E+03 | 4.377E-04 | 5.614E-05 |
| 380 | 6.179E+06 | 3.285E+03 | 4.430E-04 | 6.760E-05 |
| 390 | 4.439E+06 | 3.003E+03 | 4.432E-04 | 8.605E-05 |
| 400 | 3.147E+06 | 2.735E+03 | 4.432E-04 | 1.106E-04 |
| 410 | 2.280E+06 | 2.509E+03 | 4.432E-04 | 1.400E-04 |
| 420 | 1.709E+06 | 2.322E+03 | 4.432E-04 | 1.729E-04 |
| 430 | 1.328E+06 | 2.170E+03 | 4.432E-04 | 2.078E-04 |
| 440 | 1.069E+06 | 2.045E+03 | 4.432E-04 | 2.434E-04 |
| 450 | 8.878E+05 | 1.943E+03 | 4.432E-04 | 2.784E-04 |
| 460 | 7.591E+05 | 1.859E+03 | 4.432E-04 | 3.115E-04 |
| 470 | 6.659E+05 | 1.790E+03 | 4.432E-04 | 3.419E-04 |
| 480 | 5.975E+05 | 1.733E+03 | 4.432E-04 | 3.688E-04 |
| 490 | 5.471E+05 | 1.685E+03 | 4.432E-04 | 3.919E-04 |
| 500 | 5.098E+05 | 1.647E+03 | 4.432E-04 | 4.108E-04 |
| 510 | 4.827E+05 | 1.615E+03 | 4.432E-04 | 4.255E-04 |
| 520 | 4.636E+05 | 1.589E+03 | 4.432E-04 | 4.359E-04 |
| 530 | 4.512E+05 | 1.568E+03 | 4.432E-04 | 4.421E-04 |
| 540 | 4.446E+05 | 1.553E+03 | 4.432E-04 | 4.442E-04 |

ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ЦИКЛУ

$L_2 = 5.338E+02$   $P_3 = 1.362E+06$

$Q_2 = 0.436E+00$   $G_1 = 0.188E+00$

ПРОТОКОЛ N-4  
 $\phi_i = 70\%$   $\alpha = 0.944$

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО  
 ЗГОРАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

ПОЧАТКОВІ УМОВИ - ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ТІЛА НА ПОЧАТКУ ЦИКЛУ

$P_6 = 9.12E+04$   $T_6 = 3.40E+02$   $M_6 = 4.15E-04$   $V_6 = 4.44E-04$

|     | P         | T         | M         | V         |
|-----|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 180 | 9.121E+04 | 3.398E+02 | 4.154E-04 | 4.442E-04 |
| 190 | 9.193E+04 | 3.409E+02 | 4.154E-04 | 4.421E-04 |
| 200 | 9.390E+04 | 3.433E+02 | 4.154E-04 | 4.359E-04 |
| 210 | 9.726E+04 | 3.471E+02 | 4.154E-04 | 4.255E-04 |
| 220 | 1.023E+05 | 3.525E+02 | 4.154E-04 | 4.108E-04 |
| 230 | 1.094E+05 | 3.596E+02 | 4.154E-04 | 3.919E-04 |
| 240 | 1.192E+05 | 3.689E+02 | 4.154E-04 | 3.688E-04 |
| 250 | 1.327E+05 | 3.806E+02 | 4.154E-04 | 3.419E-04 |
| 260 | 1.513E+05 | 3.954E+02 | 4.154E-04 | 3.115E-04 |
| 270 | 1.773E+05 | 4.139E+02 | 4.154E-04 | 2.784E-04 |
| 280 | 2.140E+05 | 4.370E+02 | 4.154E-04 | 2.434E-04 |
| 290 | 2.671E+05 | 4.657E+02 | 4.154E-04 | 2.078E-04 |
| 300 | 3.457E+05 | 5.013E+02 | 4.154E-04 | 1.729E-04 |
| 310 | 4.644E+05 | 5.452E+02 | 4.154E-04 | 1.400E-04 |
| 320 | 6.453E+05 | 5.984E+02 | 4.154E-04 | 1.106E-04 |
| 330 | 9.146E+05 | 6.602E+02 | 4.154E-04 | 8.605E-05 |
| 340 | 1.281E+06 | 7.267E+02 | 4.154E-04 | 6.760E-05 |
| 350 | 1.980E+06 | 9.299E+02 | 4.165E-04 | 5.614E-05 |
| 360 | 4.386E+06 | 1.883E+03 | 4.240E-04 | 5.226E-05 |
| 370 | 6.846E+06 | 3.059E+03 | 4.377E-04 | 5.614E-05 |
| 380 | 6.158E+06 | 3.274E+03 | 4.430E-04 | 6.760E-05 |
| 390 | 4.425E+06 | 2.993E+03 | 4.432E-04 | 8.605E-05 |
| 400 | 3.137E+06 | 2.726E+03 | 4.432E-04 | 1.106E-04 |
| 410 | 2.273E+06 | 2.501E+03 | 4.432E-04 | 1.400E-04 |
| 420 | 1.703E+06 | 2.315E+03 | 4.432E-04 | 1.729E-04 |
| 430 | 1.324E+06 | 2.163E+03 | 4.432E-04 | 2.078E-04 |
| 440 | 1.065E+06 | 2.039E+03 | 4.432E-04 | 2.434E-04 |
| 450 | 8.852E+05 | 1.937E+03 | 4.432E-04 | 2.784E-04 |
| 460 | 7.569E+05 | 1.854E+03 | 4.432E-04 | 3.115E-04 |
| 470 | 6.640E+05 | 1.785E+03 | 4.432E-04 | 3.419E-04 |
| 480 | 5.958E+05 | 1.728E+03 | 4.432E-04 | 3.688E-04 |
| 490 | 5.455E+05 | 1.681E+03 | 4.432E-04 | 3.919E-04 |
| 500 | 5.084E+05 | 1.642E+03 | 4.432E-04 | 4.108E-04 |
| 510 | 4.814E+05 | 1.610E+03 | 4.432E-04 | 4.255E-04 |
| 520 | 4.624E+05 | 1.585E+03 | 4.432E-04 | 4.359E-04 |
| 530 | 4.500E+05 | 1.564E+03 | 4.432E-04 | 4.421E-04 |
| 540 | 4.435E+05 | 1.549E+03 | 4.432E-04 | 4.442E-04 |

ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ЦИКЛУ

$L_2 = 5.317E+02$   $P_3 = 1.357E+06$

$Q_2 = 0.434E+00$   $G_1 = 0.188E+00$

ПРОТОКОЛ N-5  
 $\phi_i = 90\%$  альфа = 0.94

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО  
 ЗГОРАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

ПОЧАТКОВІ УМОВИ - ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ТІЛА НА ПОЧАТКУ ЦИКЛУ

$P_6 = 9.12E+04$   $T_6 = 3.40E+02$   $M_6 = 4.15E-04$   $V_6 = 4.44E-04$

|     | P         | T         | M         | V         |
|-----|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 180 | 9.121E+04 | 3.398E+02 | 4.154E-04 | 4.442E-04 |
| 190 | 9.193E+04 | 3.409E+02 | 4.154E-04 | 4.421E-04 |
| 200 | 9.390E+04 | 3.433E+02 | 4.154E-04 | 4.359E-04 |
| 210 | 9.726E+04 | 3.471E+02 | 4.154E-04 | 4.255E-04 |
| 220 | 1.023E+05 | 3.525E+02 | 4.154E-04 | 4.108E-04 |
| 230 | 1.094E+05 | 3.596E+02 | 4.154E-04 | 3.919E-04 |
| 240 | 1.192E+05 | 3.689E+02 | 4.154E-04 | 3.688E-04 |
| 250 | 1.327E+05 | 3.806E+02 | 4.154E-04 | 3.419E-04 |
| 260 | 1.513E+05 | 3.954E+02 | 4.154E-04 | 3.115E-04 |
| 270 | 1.773E+05 | 4.139E+02 | 4.154E-04 | 2.784E-04 |
| 280 | 2.140E+05 | 4.370E+02 | 4.154E-04 | 2.434E-04 |
| 290 | 2.671E+05 | 4.657E+02 | 4.154E-04 | 2.078E-04 |
| 300 | 3.457E+05 | 5.013E+02 | 4.154E-04 | 1.729E-04 |
| 310 | 4.644E+05 | 5.452E+02 | 4.154E-04 | 1.400E-04 |
| 320 | 6.453E+05 | 5.984E+02 | 4.154E-04 | 1.106E-04 |
| 330 | 9.146E+05 | 6.602E+02 | 4.154E-04 | 8.605E-05 |
| 340 | 1.281E+06 | 7.266E+02 | 4.154E-04 | 6.760E-05 |
| 350 | 1.978E+06 | 9.290E+02 | 4.165E-04 | 5.614E-05 |
| 360 | 4.370E+06 | 1.877E+03 | 4.240E-04 | 5.226E-05 |
| 370 | 6.815E+06 | 3.046E+03 | 4.377E-04 | 5.614E-05 |
| 380 | 6.130E+06 | 3.259E+03 | 4.430E-04 | 6.760E-05 |
| 390 | 4.405E+06 | 2.980E+03 | 4.432E-04 | 8.605E-05 |
| 400 | 3.123E+06 | 2.715E+03 | 4.432E-04 | 1.106E-04 |
| 410 | 2.263E+06 | 2.490E+03 | 4.432E-04 | 1.400E-04 |
| 420 | 1.696E+06 | 2.305E+03 | 4.432E-04 | 1.729E-04 |
| 430 | 1.318E+06 | 2.154E+03 | 4.432E-04 | 2.078E-04 |
| 440 | 1.061E+06 | 2.031E+03 | 4.432E-04 | 2.434E-04 |
| 450 | 8.816E+05 | 1.930E+03 | 4.432E-04 | 2.784E-04 |
| 460 | 7.539E+05 | 1.846E+03 | 4.432E-04 | 3.115E-04 |
| 470 | 6.614E+05 | 1.778E+03 | 4.432E-04 | 3.419E-04 |
| 480 | 5.935E+05 | 1.721E+03 | 4.432E-04 | 3.688E-04 |
| 490 | 5.434E+05 | 1.674E+03 | 4.432E-04 | 3.919E-04 |
| 500 | 5.065E+05 | 1.636E+03 | 4.432E-04 | 4.108E-04 |
| 510 | 4.796E+05 | 1.604E+03 | 4.432E-04 | 4.255E-04 |
| 520 | 4.607E+05 | 1.579E+03 | 4.432E-04 | 4.359E-04 |
| 530 | 4.484E+05 | 1.559E+03 | 4.432E-04 | 4.421E-04 |
| 540 | 4.419E+05 | 1.543E+03 | 4.432E-04 | 4.442E-04 |

ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ЦИКЛУ

$L_2 = 5.288E+02$   $P_3 = 1.349E+06$

$Q_2 = 0.432E+00$   $G_1 = 0.189E+00$

ПРОТОКОЛ N-6  
 $\phi_i = 97\%$  альфа = 0.932

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО  
 ЗГОРАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

ПОЧАТКОВІ УМОВИ - ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ТІЛА НА ПОЧАТКУ ЦИКЛУ

$P_6 = 9.12E+04$   $T_6 = 3.40E+02$   $M_6 = 4.15E-04$   $V_6 = 4.44E-04$

|     | P         | T         | M         | V         |
|-----|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 180 | 9.121E+04 | 3.398E+02 | 4.154E-04 | 4.442E-04 |
| 190 | 9.193E+04 | 3.409E+02 | 4.154E-04 | 4.421E-04 |
| 200 | 9.390E+04 | 3.433E+02 | 4.154E-04 | 4.359E-04 |
| 210 | 9.726E+04 | 3.471E+02 | 4.154E-04 | 4.255E-04 |
| 220 | 1.023E+05 | 3.525E+02 | 4.154E-04 | 4.108E-04 |
| 230 | 1.094E+05 | 3.596E+02 | 4.154E-04 | 3.919E-04 |
| 240 | 1.192E+05 | 3.689E+02 | 4.154E-04 | 3.688E-04 |
| 250 | 1.327E+05 | 3.806E+02 | 4.154E-04 | 3.419E-04 |
| 260 | 1.513E+05 | 3.954E+02 | 4.154E-04 | 3.115E-04 |
| 270 | 1.773E+05 | 4.139E+02 | 4.154E-04 | 2.784E-04 |
| 280 | 2.140E+05 | 4.370E+02 | 4.154E-04 | 2.434E-04 |
| 290 | 2.671E+05 | 4.657E+02 | 4.154E-04 | 2.078E-04 |
| 300 | 3.457E+05 | 5.013E+02 | 4.154E-04 | 1.729E-04 |
| 310 | 4.644E+05 | 5.452E+02 | 4.154E-04 | 1.400E-04 |
| 320 | 6.453E+05 | 5.984E+02 | 4.154E-04 | 1.106E-04 |
| 330 | 9.146E+05 | 6.602E+02 | 4.154E-04 | 8.605E-05 |
| 340 | 1.281E+06 | 7.266E+02 | 4.154E-04 | 6.760E-05 |
| 350 | 1.974E+06 | 9.271E+02 | 4.165E-04 | 5.614E-05 |
| 360 | 4.340E+06 | 1.864E+03 | 4.240E-04 | 5.226E-05 |
| 370 | 6.755E+06 | 3.019E+03 | 4.377E-04 | 5.614E-05 |
| 380 | 6.074E+06 | 3.230E+03 | 4.430E-04 | 6.760E-05 |
| 390 | 4.366E+06 | 2.954E+03 | 4.432E-04 | 8.605E-05 |
| 400 | 3.096E+06 | 2.691E+03 | 4.432E-04 | 1.106E-04 |
| 410 | 2.244E+06 | 2.469E+03 | 4.432E-04 | 1.400E-04 |
| 420 | 1.682E+06 | 2.286E+03 | 4.432E-04 | 1.729E-04 |
| 430 | 1.308E+06 | 2.136E+03 | 4.432E-04 | 2.078E-04 |
| 440 | 1.052E+06 | 2.014E+03 | 4.432E-04 | 2.434E-04 |
| 450 | 8.745E+05 | 1.914E+03 | 4.432E-04 | 2.784E-04 |
| 460 | 7.479E+05 | 1.832E+03 | 4.432E-04 | 3.115E-04 |
| 470 | 6.562E+05 | 1.764E+03 | 4.432E-04 | 3.419E-04 |
| 480 | 5.889E+05 | 1.708E+03 | 4.432E-04 | 3.688E-04 |
| 490 | 5.393E+05 | 1.662E+03 | 4.432E-04 | 3.919E-04 |
| 500 | 5.027E+05 | 1.623E+03 | 4.432E-04 | 4.108E-04 |
| 510 | 4.760E+05 | 1.592E+03 | 4.432E-04 | 4.255E-04 |
| 520 | 4.573E+05 | 1.567E+03 | 4.432E-04 | 4.359E-04 |
| 530 | 4.451E+05 | 1.547E+03 | 4.432E-04 | 4.421E-04 |
| 540 | 4.387E+05 | 1.532E+03 | 4.432E-04 | 4.442E-04 |

ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ЦИКЛУ

$L_2 = 5.232E+02$   $P_3 = 1.335E+06$

$Q_2 = 0.427E+00$   $G_1 = 0.192E+00$

ПРОТОКОЛ N-7  
 $\phi_i = 99\%$  альфа = 0.929

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО  
 ЗГОРАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

ПОЧАТКОВІ УМОВИ - ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ТІЛА НА ПОЧАТКУ ЦИКЛУ

$P_6 = 9.12E+04$   $T_6 = 3.40E+02$   $M_6 = 4.15E-04$   $V_6 = 4.44E-04$

|     | P         | T         | M         | V         |
|-----|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 180 | 9.121E+04 | 3.398E+02 | 4.154E-04 | 4.442E-04 |
| 190 | 9.193E+04 | 3.409E+02 | 4.154E-04 | 4.421E-04 |
| 200 | 9.390E+04 | 3.433E+02 | 4.154E-04 | 4.359E-04 |
| 210 | 9.726E+04 | 3.471E+02 | 4.154E-04 | 4.255E-04 |
| 220 | 1.023E+05 | 3.525E+02 | 4.154E-04 | 4.108E-04 |
| 230 | 1.094E+05 | 3.596E+02 | 4.154E-04 | 3.919E-04 |
| 240 | 1.192E+05 | 3.689E+02 | 4.154E-04 | 3.688E-04 |
| 250 | 1.327E+05 | 3.806E+02 | 4.154E-04 | 3.419E-04 |
| 260 | 1.513E+05 | 3.954E+02 | 4.154E-04 | 3.115E-04 |
| 270 | 1.773E+05 | 4.139E+02 | 4.154E-04 | 2.784E-04 |
| 280 | 2.140E+05 | 4.370E+02 | 4.154E-04 | 2.434E-04 |
| 290 | 2.671E+05 | 4.657E+02 | 4.154E-04 | 2.078E-04 |
| 300 | 3.457E+05 | 5.013E+02 | 4.154E-04 | 1.729E-04 |
| 310 | 4.644E+05 | 5.452E+02 | 4.154E-04 | 1.400E-04 |
| 320 | 6.453E+05 | 5.984E+02 | 4.154E-04 | 1.106E-04 |
| 330 | 9.146E+05 | 6.602E+02 | 4.154E-04 | 8.605E-05 |
| 340 | 1.281E+06 | 7.266E+02 | 4.154E-04 | 6.760E-05 |
| 350 | 1.973E+06 | 9.264E+02 | 4.165E-04 | 5.614E-05 |
| 360 | 4.329E+06 | 1.859E+03 | 4.240E-04 | 5.226E-05 |
| 370 | 6.732E+06 | 3.008E+03 | 4.377E-04 | 5.614E-05 |
| 380 | 6.053E+06 | 3.218E+03 | 4.430E-04 | 6.760E-05 |
| 390 | 4.351E+06 | 2.944E+03 | 4.432E-04 | 8.605E-05 |
| 400 | 3.085E+06 | 2.682E+03 | 4.432E-04 | 1.106E-04 |
| 410 | 2.236E+06 | 2.461E+03 | 4.432E-04 | 1.400E-04 |
| 420 | 1.677E+06 | 2.279E+03 | 4.432E-04 | 1.729E-04 |
| 430 | 1.303E+06 | 2.130E+03 | 4.432E-04 | 2.078E-04 |
| 440 | 1.049E+06 | 2.008E+03 | 4.432E-04 | 2.434E-04 |
| 450 | 8.719E+05 | 1.908E+03 | 4.432E-04 | 2.784E-04 |
| 460 | 7.457E+05 | 1.826E+03 | 4.432E-04 | 3.115E-04 |
| 470 | 6.543E+05 | 1.759E+03 | 4.432E-04 | 3.419E-04 |
| 480 | 5.872E+05 | 1.703E+03 | 4.432E-04 | 3.688E-04 |
| 490 | 5.377E+05 | 1.657E+03 | 4.432E-04 | 3.919E-04 |
| 500 | 5.012E+05 | 1.619E+03 | 4.432E-04 | 4.108E-04 |
| 510 | 4.747E+05 | 1.588E+03 | 4.432E-04 | 4.255E-04 |
| 520 | 4.560E+05 | 1.563E+03 | 4.432E-04 | 4.359E-04 |
| 530 | 4.439E+05 | 1.543E+03 | 4.432E-04 | 4.421E-04 |
| 540 | 4.375E+05 | 1.528E+03 | 4.432E-04 | 4.442E-04 |

ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ЦИКЛУ

$L_2 = 5.210E+02$   $P_3 = 1.329E+06$

$Q_2 = 0.425E+00$   $G_1 = 0.192E+00$

ПРОТОКОЛ N-8  
 $\phi_i = 100\%$  альфа = 0.927

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО  
 ЗГОРАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

ПОЧАТКОВІ УМОВИ - ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ТІЛА НА ПОЧАТКУ ЦИКЛУ

$P_6 = 9.12E+04$   $T_6 = 3.40E+02$   $M_6 = 4.15E-04$   $V_6 = 4.44E-04$

|     | P         | T         | M         | V         |
|-----|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 180 | 9.121E+04 | 3.398E+02 | 4.154E-04 | 4.442E-04 |
| 190 | 9.193E+04 | 3.409E+02 | 4.154E-04 | 4.421E-04 |
| 200 | 9.390E+04 | 3.433E+02 | 4.154E-04 | 4.359E-04 |
| 210 | 9.726E+04 | 3.471E+02 | 4.154E-04 | 4.255E-04 |
| 220 | 1.023E+05 | 3.525E+02 | 4.154E-04 | 4.108E-04 |
| 230 | 1.094E+05 | 3.596E+02 | 4.154E-04 | 3.919E-04 |
| 240 | 1.192E+05 | 3.689E+02 | 4.154E-04 | 3.688E-04 |
| 250 | 1.327E+05 | 3.806E+02 | 4.154E-04 | 3.419E-04 |
| 260 | 1.513E+05 | 3.954E+02 | 4.154E-04 | 3.115E-04 |
| 270 | 1.773E+05 | 4.139E+02 | 4.154E-04 | 2.784E-04 |
| 280 | 2.140E+05 | 4.370E+02 | 4.154E-04 | 2.434E-04 |
| 290 | 2.671E+05 | 4.657E+02 | 4.154E-04 | 2.078E-04 |
| 300 | 3.457E+05 | 5.013E+02 | 4.154E-04 | 1.729E-04 |
| 310 | 4.644E+05 | 5.452E+02 | 4.154E-04 | 1.400E-04 |
| 320 | 6.453E+05 | 5.984E+02 | 4.154E-04 | 1.106E-04 |
| 330 | 9.146E+05 | 6.602E+02 | 4.154E-04 | 8.605E-05 |
| 340 | 1.281E+06 | 7.266E+02 | 4.154E-04 | 6.760E-05 |
| 350 | 1.972E+06 | 9.260E+02 | 4.165E-04 | 5.614E-05 |
| 360 | 4.321E+06 | 1.856E+03 | 4.240E-04 | 5.226E-05 |
| 370 | 6.717E+06 | 3.002E+03 | 4.377E-04 | 5.614E-05 |
| 380 | 6.039E+06 | 3.211E+03 | 4.430E-04 | 6.760E-05 |
| 390 | 4.341E+06 | 2.937E+03 | 4.432E-04 | 8.605E-05 |
| 400 | 3.079E+06 | 2.676E+03 | 4.432E-04 | 1.106E-04 |
| 410 | 2.232E+06 | 2.455E+03 | 4.432E-04 | 1.400E-04 |
| 420 | 1.673E+06 | 2.274E+03 | 4.432E-04 | 1.729E-04 |
| 430 | 1.301E+06 | 2.125E+03 | 4.432E-04 | 2.078E-04 |
| 440 | 1.047E+06 | 2.004E+03 | 4.432E-04 | 2.434E-04 |
| 450 | 8.701E+05 | 1.904E+03 | 4.432E-04 | 2.784E-04 |
| 460 | 7.442E+05 | 1.822E+03 | 4.432E-04 | 3.115E-04 |
| 470 | 6.530E+05 | 1.755E+03 | 4.432E-04 | 3.419E-04 |
| 480 | 5.861E+05 | 1.699E+03 | 4.432E-04 | 3.688E-04 |
| 490 | 5.367E+05 | 1.654E+03 | 4.432E-04 | 3.919E-04 |
| 500 | 5.003E+05 | 1.616E+03 | 4.432E-04 | 4.108E-04 |
| 510 | 4.738E+05 | 1.585E+03 | 4.432E-04 | 4.255E-04 |
| 520 | 4.552E+05 | 1.560E+03 | 4.432E-04 | 4.359E-04 |
| 530 | 4.431E+05 | 1.540E+03 | 4.432E-04 | 4.421E-04 |
| 540 | 4.367E+05 | 1.525E+03 | 4.432E-04 | 4.442E-04 |

ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ЦИКЛУ

$L_2 = 5.196E+02$   $P_3 = 1.326E+06$

$Q_2 = 0.424E+00$   $G_1 = 0.193E+00$

## ДОДАТОК В – ПРОТОКОЛИ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

Дата 11 мая 2021 г

 $V = 31 \text{ см}^3$ ,  $n = 2500 \text{ об/мин.}$ ,  $p = 101 \text{ кПа}$ ,  $t = 24,9 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 30.2 \%$ 

| №<br>опыта | $\Delta p$ ,<br>мм вод ст. | $P_{\text{вага}}$ , кГ | $\tau$ , с | $\alpha$ | $\theta$ , ° | $N_e$ , кВт | $g_e$ ,<br>г/(кВт·год) |
|------------|----------------------------|------------------------|------------|----------|--------------|-------------|------------------------|
| 1          | 165                        | 4,25                   | 12,1       | 1,2      | 25,2         | 66,2        | 267                    |
| 2          | 161                        | 4,45                   | 11,7       | 1,15     | 25,25        | 66,6        | 266                    |
| 3          | 157                        | 4,75                   | 12,3       | 1,1      | 25,3         | 66,9        | 266,5                  |
| 4          | 149                        | 5,15                   | 13,7       | 1        | 25,5         | 67,3        | 267,5                  |
| 5          | 145                        | 5,35                   | 14,9       | 0,95     | 25,6         | 67,5        | 268,5                  |
| 6          | 141                        | 5,45                   | 16,5       | 0,9      | 25,7         | 67,6        | 269,7                  |
| 7          | 130                        | 5,25                   | 17         | 0,8      | 26,0         | 67,4        | 270                    |

Чистяков М.Д. 

Алмаев В.И. 

Сухонос Р.Ф. 

Мазин В.О. 

## ДОДАТОК В – ПРОТОКОЛИ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

Дата 7 июня 2021 г

 $V = 31 \text{ см}^3$ ,  $n = 2500 \text{ об/мин.}$ ,  $p = 100,4 \text{ кПа}$ ,  $t = 25,1 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 69,4 \%$ 

| №<br>опыта | $\Delta p$ ,<br>мм вод ст. | $P_{\text{вага}}$ , кГ | $\tau$ , с | $\alpha$ | $\theta$ , ° | $N_e$ , кВт | $g_e$ ,<br>г/(кВт·год) |
|------------|----------------------------|------------------------|------------|----------|--------------|-------------|------------------------|
| 1          | 153                        | 4,45                   | 11,2       | 1,2      | 25,4         | 66,9        | 268                    |
| 2          | 149                        | 4,7                    | 11,4       | 1,15     | 25,4         | 67,2        | 267,6                  |
| 3          | 144                        | 4,95                   | 11,3       | 1,1      | 25,4         | 67,5        | 267,6                  |
| 4          | 137                        | 5,2                    | 11,1       | 1        | 25,5         | 67,8        | 268                    |
| 5          | 134                        | 5,32                   | 12,7       | 0,95     | 25,6         | 67,84       | 268,9                  |
| 6          | 129                        | 5,37                   | 15,5       | 0,9      | 25,7         | 67,9        | 269,6                  |
| 7          | 119                        | 5,35                   | 16,8       | 0,8      | 26,0         | 67,7        | 270,8                  |

Чистяков М.Д.



Алмаев В.І.



Сухонос Р.Ф.



Мазин В.О.



## ДОДАТОК В – ПРОТОКОЛИ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

Дата 25 юня 2021 г

 $V = 31 \text{ см}^3$ ,  $n = 2500 \text{ об/мин.}$ ,  $p = 101,3 \text{ кПа}$ ,  $t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 80,7\%$ 

| №<br>опыта | $\Delta p$ ,<br>мм вод ст. | $P_{\text{вага}}$ , кГ | $\tau$ , с | $\alpha$ | $\theta$ , ° | $N_e$ , кВт | $g_e$ ,<br>г/(кВт·год) |
|------------|----------------------------|------------------------|------------|----------|--------------|-------------|------------------------|
| 1          | 151                        | 4,3                    | 10,7       | 1,2      | 25,4         | 66,6        | 268,5                  |
| 2          | 147                        | 4,9                    | 10,4       | 1,15     | 25,4         | 67,1        | 268,1                  |
| 3          | 143                        | 4,95                   | 10,4       | 1,1      | 25,4         | 67,2        | 268                    |
| 4          | 135                        | 5,3                    | 12,7       | 1        | 25,6         | 67,6        | 268,2                  |
| 5          | 131                        | 5,4                    | 14,5       | 0,95     | 25,6         | 67,7        | 269                    |
| 6          | 127                        | 5,45                   | 16,3       | 0,9      | 25,7         | 67,75       | 269,9                  |
| 7          | 116                        | 5,38                   | 16,5       | 0,8      | 25,9         | 67,65       | 271,3                  |

Чистяков М.Д.



Алмаев В.І.



Сухонос Р.Ф.



Мазин В.О.

