

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання лабораторної роботи
“Тепловий баланс дизеля з системою газотурбінного наддуву”
з дисципліни „Теорія двигунів внутрішнього згоряння”

для студентів спеціальності 142 «енергетичне машинобудування»

ХАРКІВ 2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання лабораторної роботи
“Тепловий баланс дизеля з системою газотурбінного наддуву”
з дисципліни „Теорія двигунів внутрішнього згоряння”

для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»

Затверджено
редакційно-видавничою радою
університету, протокол № 1
від 15 лютого 2024р.

Харків
НТУ „ХПІ”
2024

Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи
“Тепловий баланс дизеля з системою газотурбінного наддуву” з
дисципліни „Теорія двигунів внутрішнього згоряння” для студентів
спеціальності 142 Енергетичне машинобудування / Укл.
Кравченко С.С., Ліньков О.Ю., Коваленко С.В. – Харків: НТУ «ХПІ»,
2024. – 26 с.

Укладачі: С.С. Кравченко
О.Ю. Ліньков,
С.В. Коваленко

Рецензент В.О. Пильов

Кафедра двигунів та гібридних енергетичних установок

ВСТУП

Аналіз ефективності тепловикористання є одним з головних при оцінці техніко-економічних показників двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Теоретичною основою такого аналізу є фундаментальний закон збереження енергій, який записується відносно енергетичних потоків ДВЗ.

Розглядаючи й аналізуючи складові частини балансу енергії дослідники роблять висновки щодо рівня ефективності ДВЗ, отримують необхідну інформацію для розрахунків систем охолодження, змащення, газотурбінного наддуву. У розрахункових дослідженнях тепловий баланс використовують для визначення температури відпрацьованих газів ДВЗ.

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Важлива функція енергетичного балансу пов'язана з аналізом шляхів поліпшення ефективності використання теплоти згоряння палива у ДВЗ. Так, розглядаючи окремі статті теплового балансу (енергетичного балансу), можна зробити висновки, наприклад, про можливість застосування тієї, чи іншої системи утилізації.

Один з основних критеріїв ефективності ДВЗ, що визначають на основі розгляду енергетичного балансу, є коефіцієнт корисної дії (ККД), який показує частину ефективної роботи у загальній теплоті згоряння палива. На основі отриманого рівня ККД, роблять висновок про ступінь технічної досконалості ДВЗ. Змінюється значення ККД, як й інші статті теплового балансу, ще й у залежності від типу ДВЗ, його конструктивних особливостей, тощо.

Метою лабораторної роботи є закріплення теоретичних й отримання практичних навичок при теплобалансних дослідженнях ДВЗ.

Для досягнення цієї мети студент повинен:

1. Ознайомитися з методичними вказівками до лабораторної роботи, опанувати методику проведення досліджень й аналізу результатів, мати чіткі уявлення щодо теоретичних основ теплобалансних випробувань ДВЗ.

2. Підготувати відповідні протоколи досліджень до лабораторної роботи.

3. Прийняти участь у теплобалансних лабораторних дослідженнях й отримати необхідні експериментальні дані.

4. Виконати особисто відповідні розрахунки й зробити аналіз отриманих результатів, який повинен закінчуватися висновками.

5. У відповідності з вимогами стандартів ХДПУ оформити лабораторну роботу й здати викладачеві залік.

Зауважимо, що у теплотехніці теплота – це спосіб передачі енергії. Вона фіксується тільки на так званій контрольній поверхні. Тому, кажучи про тепловий баланс, ми повинні пам'ятати, що це є баланс енергетичний, який записаний для відповідних умов перерозподілу енергії.

2 ЕНЕРГЕТИЧНА СХЕМА ДВЗ

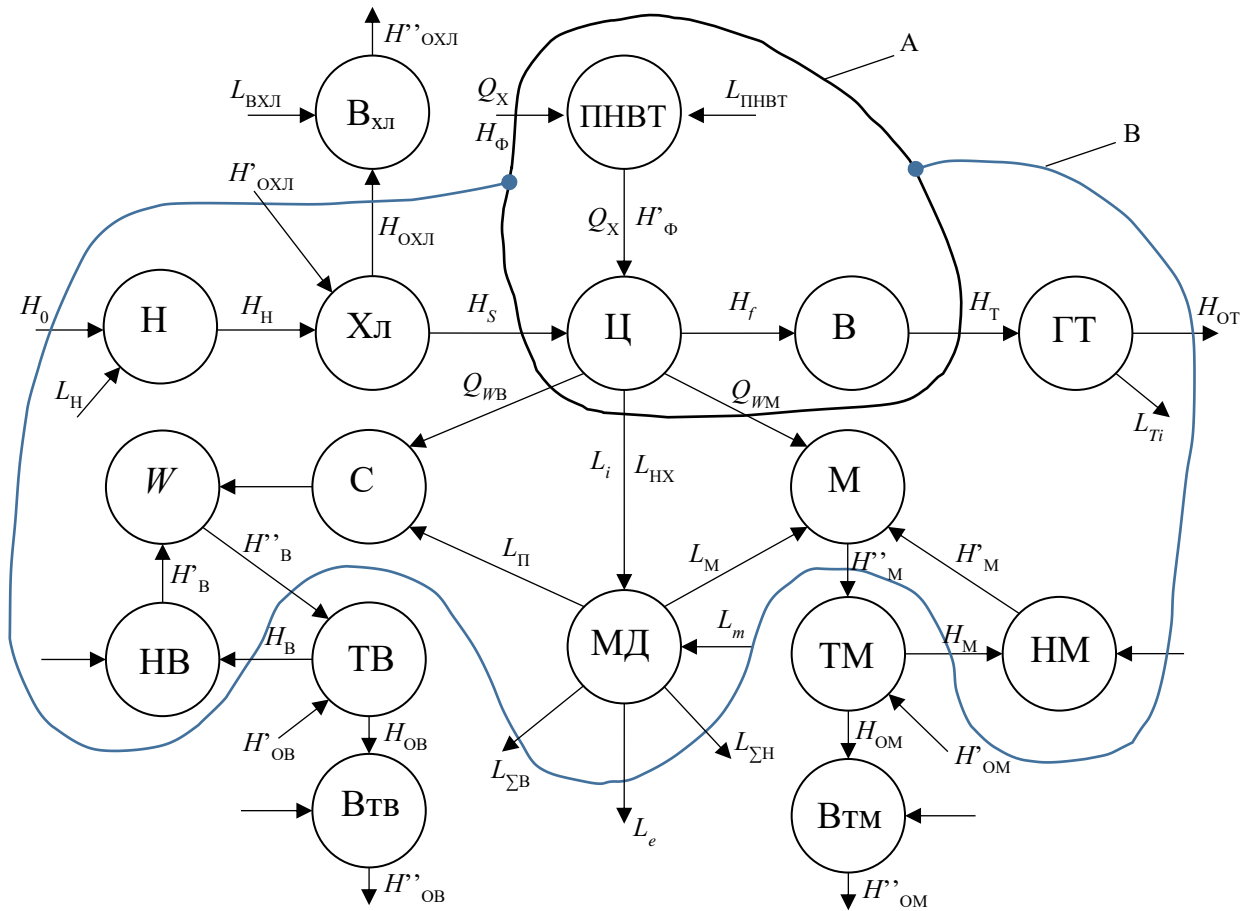


Рисунок 1 – Енергетична схема ДВЗ

На схемі позначено:

Н, ХЛ, Ц, В, ГТ – відповідно нагнітач системи наддуву ДВЗ, охолоджувач наддувального повітря, циліндр ДВЗ, випускний колектор, газова турбіна системи наддуву;

С – умовний вузол - стінка ДВЗ, через яку здійснюється енергообмін поршневого ДВЗ з охолоджуючою системою;

W, ТВ, НВ – елементи системи охолодження, відповідно, засорчковий простір, теплообмінник водяний (водяний радіатор), насос системи охолодження;

МД – умовний вузол, до якого підводяться й від якого відбираються усі потоки роботи поршневого ДВЗ;

M, TM, NM – елемент системи змащення ДВЗ, відповідно, частина системи, що знаходиться у поршневому двигуні, теплообмінник системи змащення, насос для перекачки мастила;

ПНВТ - паливний насос високого тиску;

$V_{Xл}, V_{ТВ}, V_{ТМ}$ – умовний поділ вентилятора на частки, які обслуговують систему охолодження повітря ($V_{Xл}$), охолодження рідини ($V_{ТВ}$) та мастила ($V_{ТМ}$);

Q_x, Q_{WB}, Q_{WM}, Q_w – позначені потоки теплоти, відповідно, згоряння палива, що передається через стінки циліндра у систему охолодження (Q_{WB}), а також у систему змащення (Q_{WM}), потік теплоти, що підводиться до охолоджуючої рідини ДВЗ;

H_{ϕ}, H'_{ϕ} – ентальпія палива до та після ПНВТ;

$H'_{охл}, H_{охл}, H''_{охл}$ – ентальпія охолоджуючого середовища системи охолодження наддувного повітря, відповідно, до $Xл$, до і після $V_{Xл}$;

$H'_{ов}, H_{ов}, H''_{ов}$ – ентальпія охолоджуючого середовища системи охолодження ДВЗ, відповідно, до $ТВ$, до і після $V_{ТВ}$;

$H'_{ом}, H_{ом}, H''_{ом}$ – ентальпія охолоджуючого середовища системи змащення ДВЗ, відповідно, до $ТМ$, до і після $V_{ТМ}$;

$L_i, L_e, L_{нх}$ – робота індикаторна, ефективна, насосних ходів;

$L_{п}, L_{м}$ - частина загальної роботи на привод механізмів ДВЗ, дисипація якої збільшує внутрішню енергію, відповідно, охолоджуючої рідини ДВЗ ($L_{п}$) та мастила системи змащення ($L_{м}$);

L_m – механічні втрати у агрегаті наддуву, $L_m = L_{тi} - L_n$;

$L_{\Sigma B}$ – робота, що витрачається на привод вентилятора ДВЗ,

$$L_{\Sigma B} = L_{BB} + L_{BM} + L_{BXл};$$

$L_{\Sigma H}$ – робота, що витрачається на привод насосів ДВЗ,

$$L_{\Sigma H} = L_{HB} + L_{HM} + L_{ПНВТ};$$

$H'_{в}, H''_{в}, H_{в}$ – ентальпія охолоджуючої рідини до і після поршневого ДВЗ, а також після $ТВ$;

$H'_{м}, H''_{м}, H_{м}$ – ентальпія мастила до і після поршневого ДВЗ, а також після $ТМ$;

H_o, H_n, H_s – ентальпія повітря до і після нагнітача системи наддуву ДВЗ, а також після $X_{л}$;

$H_f, H_T, H_{вг}$ – ентальпія відпрацьованих газів ДВЗ, відповідно, після Ц, В та ГТ;

L_{Ti} – робота газової турбіни системи ГТН без врахування механічних втрат агрегату наддуву;

L_H – робота, яка витрачається на привод нагнітача системи наддуву ДВЗ.

Оперуючи енергетичними потоками згідно рис.1 будують різні енергетичні (теплові) баланси. Так, якщо розглянути індикаторний тепловий баланс за контуром А, то ми отримаємо рівняння:

$$Q_x + H_{\phi} + H_s = L_i + L_{HX} + Q_{WB} + Q_{WM} + H_T. \quad (1)$$

Тобто:

$$Q_x = L_i + L_{HX} + (H_T - H_s - H_{\phi}) + (Q_{WB} + Q_{WM}). \quad (2)$$

Рівняння (2) при відповідних експериментальних даних дозволяє розрахувати, наприклад, втрати теплоти через стінки поршневого ДВЗ. Зменшуючи ці втрати, є можливість більш ефективно використати теплоту згоряння палива, що у світовому двигунобудуванні стало основною ідеєю створення так званого «адіабатного двигуна».

Частіше всього розглядають баланс за контуром В. Він дозволяє записати:

$$Q_x + H_{\phi} + H_o = L_e + H_{вг} + (H''_{в} - H_{в}) + (H''_{м} - H_{м}) + (H_{охл} - H'_{охл}) \quad (3)$$

або

$$\begin{aligned} Q_x &= L_e + (H_{вг} - H_o - H_{\phi}) + (H''_{в} - H_{в}) + (H''_{м} - H_{м}) + (H_{охл} - H'_{охл}) = \\ &= L_e + Q_{Г} + Q_{В} + Q_{М} + Q_{ХЛ}, \end{aligned} \quad (4)$$

де: $Q_{Г}$ – втрати теплоти згоряння палива з відпрацьованими газами,

$$Q_{Г} = H_{вг} - H_o - H_{\phi};$$

$Q_{В}$ – втрати теплоти згоряння палива, які передаються у навколишнє середовище охолоджуючою рідиною ДВЗ;

$Q_{М}$ – втрати теплоти згоряння палива, які передаються у навколишнє середовище системою змащення;

$Q_{\text{хл}}$ – втрати теплоти згоряння палива, які передаються у навколишнє середовище системою охолодження наддувного повітря.

Досить цікаву інформацію дозволяє отримати рівняння (4), якщо його ліву і праву частину поділити на Q_x . Після невеликих перестанов маємо:

$$\eta_e = 1 - (q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{хл}}), \quad (5)$$

де η_e – ефективний ККД ДВЗ;

q_{Γ} – доля втрат теплоти згоряння палива у ДВЗ з відпрацьованими газами;

$q_{\text{в}}$ – доля втрат теплоти згоряння палива у системі охолодження ДВЗ;

$q_{\text{м}}$ – доля втрат теплоти згоряння палива у системі змащення;

$q_{\text{хл}}$ – доля втрат теплоти згоряння палива при охолодженні наддувного повітря.

Для орієнтації у табл. 1 приведені дані про можливі рівні складових частин подібного теплового балансу різних типів ДВЗ. Його особливістю є те, що він приведений на основі експериментальних даних. Тому у балансі табл. 1 ми маємо $q_{\text{зал}}$ – залишкова складова, яка дозволяє записати рівняння

$$\eta_e = 1 - (q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нс}} + q_{\text{зал}}). \quad (6)$$

Залишкова складова компенсує помилки при експериментальному визначенні теплового балансу, а також включає долю втрат теплоти згоряння палива, яка пов'язана з підвищеною відносно навколишнього середовища температурою поверхні ДВЗ. Підкреслимо, що у експериментальних дослідженнях $q_{\text{зал}}$ повинна бути тільки додатною.

Звернемо увагу також на $q_{\text{нс}}$. Це доля втрат теплоти згоряння палива, яка пов'язана з його неповним згорянням.

І на останок щодо табл. 1. Вона включає дані без врахування $q_{\text{хл}}$.

При виконанні досліджень дуже зручно, коли усі енергетичні потоки розглядаються за 1 секунду. У цьому випадку складові енергетичного балансу будуть вимірюватися одиницею Дж/с=Вт, або кДж/с=кВт.

Таблиця 1 – Складові теплового балансу двигунів різних типів

Тип ДВЗ	η_e , %	q_r , %	q_v , %	q_m , %	$q_{нс}$, %	$q_{зал}$, %
ДВЗ з примусовим запалюванням	22-29	30-55	20-35	3-8	0-45	3-8
Дизелі без наддува	29-42	25-40	20-35	2-4	0-5	2-7
Дизелі з помірним наддувом	33-45	25-45	10-25	3-7	0-5	2-7
Дизелі з високим наддувом	40-48	20-40	10-18	4-8	0-7	2-7

3. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКІВ СКЛАДОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНОГО (ТЕПЛОВОГО) БАЛАНСУ

Методика розрахунків складових енергетичного балансу розроблена на основі теоретичних положень дисциплін «Теоретичні основи теплотехніки» та «Теорія двигунів внутрішнього згоряння».

Ефективний крутний момент, M_e , Н·м:

$$M_e = 9,81 \cdot P_n \cdot l_n, \quad (7)$$

де P_n – показник пристрою навантаження, кгс;

l_n – плече пристрою навантаження; $l_n = 0,7162$ м.

Показник P_T визначається у несистемній одиниці кгс у зв'язку з використанням пристрою з такою шкалою. Подібне стосується й деяких інших показників, наприклад, для виміру тиску у системі змащення ДВЗ використовують одиницю технічної системи кгс/см².

Ефективна потужність N_e , кВт:

$$N_e = \frac{M_e \cdot n}{9550} = \frac{P_n \cdot l_n \cdot n}{973,5}, \quad (8)$$

де n – частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹.

Середній ефективний тиск, p_e , МПа:

$$p_e = \frac{30 \cdot N_e \cdot t}{Z \cdot V_h \cdot n} \cdot 10^{-3}, \quad (9)$$

де t – тактність ДВЗ; Z - число циліндрів ДВЗ;

V_h – робочий об'єм одного циліндра, $V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S$, м³;

D – діаметр циліндру, м; S – хід поршня, м.

Секундні витрати палива $G_{\text{пал}}$, кг/с:

$$G_{\text{пал}} = g_{\text{пал}} / \tau, \quad (10)$$

де $g_{\text{пал}}$ – маса дози палива що витрачається, яка встановлена витратоміром, кг;

τ – час роботи ДВЗ на заданій дозі палива, с.

Хімічна теплота згоряння палива, яка підведена до робочого тіла у циліндрі ДВЗ, кДж/с = кВт:

$$Q_x = G_{\text{пал}} \cdot Q_n, \quad (11)$$

де Q_n – нижча теплота згоряння дизельного палива, $Q_n = 425000$ кДж/кг.

Ефективна потужність, теплота, яка еквівалентна цій потужності, й ефективна робота розглядаються як енергетичні потоки за 1 секунду, оскільки вони мають одиницю виміру кДж/с=кВт і, відповідно,

$$Q_e = N_e = L_e. \quad (12)$$

Масові витрати повітря G_s , кг/с:

$$G_s = 2,35 \cdot 10^{-6} \cdot d_c \cdot \sqrt{\frac{B_0 \cdot \Delta p_c}{T_0}}, \quad (13)$$

де d_c – внутрішній діаметр мірного сопла, $d_c = 60,25$ мм для дизеля 6ЧН13/11,5 (СМД-63) і $d_c = 68$ мм для дизеля 8Ч13/14 (ЯМЗ-238) (у формулі (13) d_c має розмірність мм);

B_0 – барометричний тиск, мм.рт.ст.;

Δp_c – перепад тиску на мірному соплі, мм. вод. ст.;

T_0 – температура повітря перед мірним соплом, К.

Коефіцієнт надлишку повітря:

$$\alpha = \frac{G_s}{G_{\text{пал}} \cdot L_0}, \quad (14)$$

де L_0 – теоретична (стехіометрична) кількість повітря, яка потрібна для повного згоряння 1 кг дизельного палива, $L_0 \approx 14,35$ кг повітря/кг палива.

Ентальпія відпрацьованих газів $H_{\text{вг}}$ після газової турбіни системи наддуву ДВЗ, кДж/с=кВт:

$$H_{\text{вг}} = M_{\text{вг}} \cdot \mu C_{pm} \cdot T_{\text{вг}}, \quad (15)$$

де $M_{\text{вг}}$ – мольна маса відпрацьованих газів, кмоль/с:

$$M_{\text{вг}} = \frac{G_s + G_{\text{пал}}}{28,9}; \quad (16)$$

μC_{pm} – середня мольна ізобарна теплоємність відпрацьованих газів, кДж/кмольК:

$$\mu C_{pm} = \left(19,86 + \frac{1,634}{\alpha}\right) + 8,314 + \frac{T_{\text{вг}}}{2} \cdot \left(427,3 + \frac{184,3}{\alpha}\right) \cdot 10^{-5}; \quad (17)$$

$T_{\text{вг}}$ – температура відпрацьованих газів після газової турбіни системи наддуву ДВЗ, К.

Ентальпія повітря H_0 , яке поступає до циліндрів ДВЗ, що визначена по параметрам перед компресором системи наддуву, кДж/с=кВт

$$H_0 = M_s \cdot \mu C_{pm} \cdot T_0, \quad (18)$$

де M_s – мольна маса повітря, кмоль/с

$$M_s = \frac{G_s}{28,9}; \quad (19)$$

μC_{pm0} – середня мольна ізобарна теплоємність повітря, кДж/кмольК

$$\mu C_{pm0} = 19,81 + 8,314 + \frac{T_0}{2} \cdot 419 \cdot 10^{-5}; \quad (20)$$

T_0 - температура повітря на вході у ДВЗ, К.

Ентальпія палива, що надходить до циліндрів дизеля, кДж/с=кВт:

$$H_{\text{ф}} = G_{\text{пал}} \cdot c_{\text{пал}} \cdot T_{\text{пал}}, \quad (21)$$

де $c_{\text{пал}}$ – масова теплоємність дизельного пального:

$$c_{\text{пал}} \approx 2,095 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$T_{\text{пал}}$ – температура пального, К (прийнята рівною температурі навколишнього середовища $T_{\text{пал}} = T_0$).

Витрати теплоти згоряння палива з відпрацьованими газами, кДж/с=кВт

$$Q_{\text{Г}} = H_{\text{вГ}} - H_0 - H_{\text{ф}}. \quad (22)$$

Витрати теплоти згоряння палива, які у навколишнє середовище передаються системою охолодження ДВЗ, кДж/с=кВт

$$Q_{\text{в}} = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} \cdot \Delta T_{\text{в}}, \quad (23)$$

де $G_{\text{в}}$ – витрати охолоджуючої рідини ДВЗ, кг/с

$$G_{\text{в}} = F_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot 1,2 \cdot 10^{-5}, \quad (24)$$

$F_{\text{в}}$ – показник розходоміра охолоджуючої рідини;

$\rho_{\text{в}}$ – густина охолоджуючої рідини, кг/м³,

$$\rho_{\text{в}} = 1004,11 - 18,405 \cdot \left(\frac{t'_{\text{в}}}{100} \right) - 27,619 \left(\frac{t'_{\text{в}}}{100} \right)^2; \quad (25)$$

$t'_{\text{в}}$ – температура охолоджуючої рідини на вході до поршньового двигуна (після теплообмінника системи охолодження), °С;

$\Delta T_{\text{в}}$ – перепад температур охолоджуючої рідини між показниками на виході із поршньового ДВЗ та вході цієї рідини до двигуна, К;

$c_{\text{в}}$ – масова теплоємність охолоджуючої рідини, $c_{\text{в}} \approx 4,19$ кДж/(кг·К).

Витрати теплоти згоряння палива, які у навколишнє середовище передаються системою змащення ДВЗ, кДж/с=кВт

$$Q_M = G_M \cdot c_M \cdot \Delta T_M, \quad (26)$$

де G_M – витрати мастила у системі змащення ДВЗ, кг/с

$$G_M = F_M \cdot \rho_M \cdot 5,003 \cdot 10^{-6}, \quad (27)$$

F_M – показник витратоміра системи змащення;

c_M – масова теплоємність мастила, $c_M \approx 2,095$ кДж/(кг·К);

ΔT_M – перепад температур мастила між показниками на виході із ДВЗ та вході до двигуна, К;

t'_M – температура мастила на вході до двигуна (після теплообмінника системи змащення), °С;

ρ_M – густина мастила системи змащення, кг/м³

$$\rho_M = 903,6 - 56,6 \cdot \left(\frac{t'_M}{100} \right). \quad (28)$$

Залишкова складова теплового енергетичного балансу, кДж/с=кВт

$$Q_{\text{зал}} = Q_X - L_B - Q_{\text{вг}} - Q_B - Q_M. \quad (29)$$

Складові частини теплового балансу по відношенню до хімічної теплоти згоряння палива:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_X} \cdot 100\% \quad ; \quad q_{\text{вг}} = \frac{Q_{\text{вг}}}{Q_X} \cdot 100\% \quad ; \quad q_B = \frac{Q_B}{Q_X} \cdot 100\% \quad ;$$

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_X} \cdot 100\% \quad ; \quad q_{\text{зал}} = \frac{Q_{\text{зал}}}{Q_X} \cdot 100\% . \quad (30)$$

4 ОБ'ЄКТ ВИПРОБУВАННЯ

Об'єктом випробування є дизель 6ЧН13/11,5 (СМД-63) виробництва Харківського заводу тракторних і комбайнових двигунів.

Основні технічні дані дизеля:

Тип двигуна – дизельний, чотиритактний;

Призначення – тракторний;

Діаметр циліндра $D=0,13$ м;

Хід поршню $S=0,115$ м;

Кількість циліндрів $Z=6$;

Розташування циліндрів – V-подібне з кутом розвалу 90 градусів;

Порядок роботи циліндрів: лівий ряд – 1-2-3; правий ряд – 4-5-6, загальний порядок роботи циліндрів 1-4-2-5-3-6.

Робочий об'єм $V_h = 9,15 \cdot 10^{-3}$ м³;

Ступінь стиску $\varepsilon = 15$;

Номінальна потужність $N_e = 121,4$ кВт, при частоті обертання колінчастого валу $n = 2100$ хв⁻¹;

Середній ефективний тиск $p_e = 0,74$ МПа;

Крутний момент на номінальному режимі $M_e = 536$ Н·м;

Максимальний крутний момент $M_{\max} = 620$ Н·м, при частоті обертання колінчастого валу $n = 1500$ хв⁻¹;

Середня швидкість поршня $C_m = 7,7$ м/с;

Мінімальна питома витрата палива $g_e = 237$ г/(кВт·г);

Фази газорозподілу на холодному двигуні у градусах обертання колінчастого валу (град.об.к.в.):

впускні клапани: відкриття - 3 град.об.к.в. до ВМТ; закриття - 45град.об.к.в. після НМТ;

випускні клапани: відкриття - 65 град.об.к.в. до НМТ; закриття - 8 град.об.к.в. після ВМТ.

Тривалість відкриття впускних клапанів 228 і випускних 253 град.об.к.в., тривалість перекриття клапанів 11 град.об.к.в.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) – двосекційний, розподільчого типу НД 22/6Б4;

Настановний кут випередження впорскування палива $\Theta = 23 - 25$ град.об.к.в. до ВМТ;

Форсунка закритого типу ФД-22 з чотириотвірним розпоршувачем;

Тиск початку підйому голки форсунки $17,5^{(+0,5)}$ МПа;

Система охолодження – закритого типу, з примусовою циркуляцією, рідинного типу;

Система змащення – комбінована під тиском з розбризкуванням мастила;

Система наддуву – з низьким наддувом, окремим підведенням до газової турбіни відпрацьованих газів з впускним ресивером, виконаним у розвалі блоку циліндрів, турбокомпресором ТКР–11Н;

Тиск наддувного повітря на номінальному режимі – $P_S = 0,16-0,17$ МПа.

5 ОПИС ТА ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

Лабораторний стенд (рис. 2) з двигуном СМД-63 включає пристрої для вимірів потужності ДВЗ, частоти обертання колінчастого валу, витрат палива й повітря, експлуатаційних параметрів, таких як температури охолоджуючої рідини й мастила у системі змащення, тощо. Крім цих пристроїв для проведення теплобалансних випробувань, він має необхідне метрологічне забезпечення, яке дозволяє виконувати подібне дослідження.

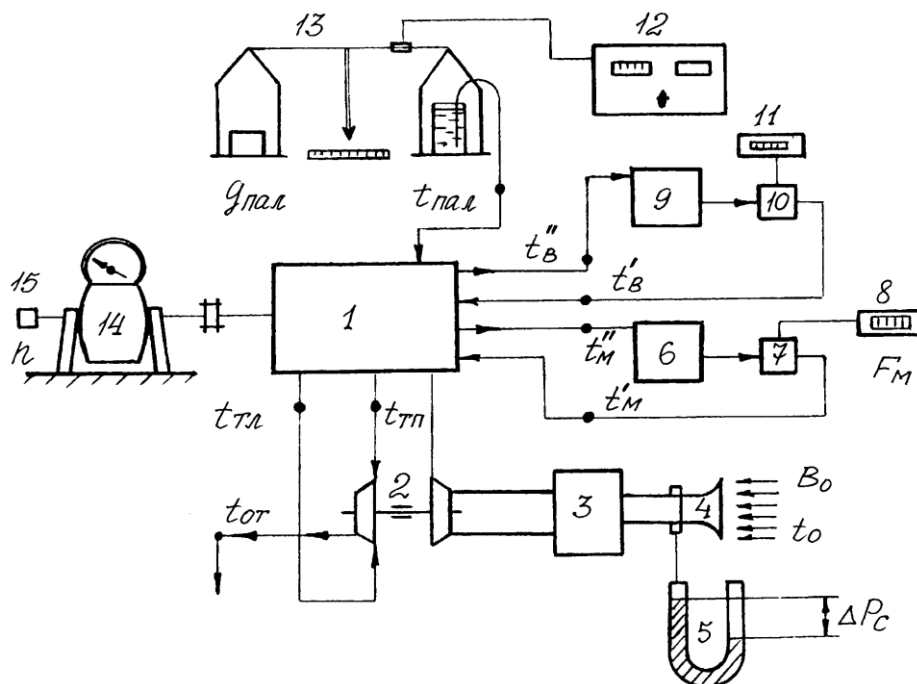


Рисунок 2 – Схема лабораторного стенду для визначення енергетичного (теплового) балансу дизеля СМД-63:

1- дизель 6ЧН13/11,5; 2 - турбокомпресор; 3 - ресивер для повітря перед турбокомпресором; 4 - вимірювальне сопло; 5 - водяний манометр; 6 – теплообмінник системи змащення ДВЗ; 7 - вимірювач витрат мастила; 8 - прилад реєстрації витрат мастила; 9 - теплообмінник системи охолодження ДВЗ; 10 - вимірювач витрат охолоджуючої рідини; 11 - прилад реєстрації витрат охолоджуючої рідини; 12 - електронний блок виміру витрат палива; 13 - вимірювач витрат палива; 14 - навантажувальний пристрій - гальмо гідравлічне; 15 - тахометр

Взагалі визначення витрат теплоти згоряння палива через систему охолодження і змащення може виконуватися по внутрішньому, або по зовнішньому контуру. На стенді ці виміри виконуються по внутрішнім

контурам. Сутність цього методу полягає у тому, що витрати охолоджуючої рідини і мастила системи змащення заміряються безпосередньо у штатних системах ДВЗ. Разом з даними про виміри температур цих рідин на вході у ДВЗ й на виході з нього, це дозволяє, у відповідності із формулами розділу 3, підрахувати складові частини теплового балансу Q_B і Q_M .

На стенді витрати охолоджуючої рідини й мастила заміряються спеціальними датчиками турбінного типу, а необхідні температури - за допомогою терморезисторів мідних типу ТСМ-П.

Відзначимо, що кількість відпрацьованих газів ДВЗ, яка необхідна для розрахунку Q_G , визначається через додавання кількості витрат повітря та палива. Це пов'язано з тим, що неможливо безпосередньо зробити виміри рівня M_{OT} з невеликою погрішністю через високі температури відпрацьованих газів та наявності у їх потоці сполук неповного згоряння палива.

При виконанні подібних досліджень дуже важливим є досягнення сталого теплового режиму ДВЗ. Про досягнення такого режиму роблять висновок на основі незмінності температур відпрацьованих газів перед газовою турбіною, а також температур охолоджуючої рідини й мастила на протязі певного часу, наприклад, 5 хвилин. Частіше усього приймають, що температура відпрацьованих газів не повинна змінюватися більше, ніж на $5 \dots 10^{\circ}C$.

У лабораторній роботі дослідження ведеться по навантажувальній характеристиці, наприклад, відповідно режимів табл. 2.

Таблиця 2 - Режими навантаження дизеля

№ режиму	1	2	3	4
$n, \text{хв}^{-1}$	1600	1600	1600	1600
$P_H, \text{кгс}$	20	40	60	80

Для кожного режиму не менш як двічі записуються:

1. Частота обертання колінчастого валу $n, \text{хв}^{-1}$;
2. Рівень навантаження по гальму гідравлічному $P_H, \text{кгс}$;
3. Час роботи ДВЗ на заданій ($g_{\text{пал}}$) масі палива $\tau, \text{с}$;
4. Перепад тиску на вимірювальному соплі $\Delta P, \text{мм.вод.ст.}$;

5. Показники датчика витрат охолоджуючої рідини F_B за приладом 7TE;
 6. Показники датчика витрат мастила F_M за приладом 7TE;
 7. Температури охолоджуючої рідини на вході t'_B та виході t''_B з дизеля.
 8. Температури мастила на вході t'_M у дизель та виході t''_M з дизеля;
 9. Температури відпрацьованих газів на виході з лівого t_{TL} та правого t_{TP} блоку циліндрів перед газовою турбіною та після неї t_{BT} .
 10. Тиск відпрацьованих газів на виході із лівого p_{TL} та правого p_{TP} блоку циліндрів перед газовою турбіною, а також після газової турбіни p_{OT} .
 11. Температуру t_s і тиск p_s повітря у впускному ресивері дизеля.
- У протоколі випробувань фіксуються також рівень тиску B_0 й температура t_0 навколишнього середовища. Зміст протоколу наведений у табл. 3.

Після лабораторного дослідження студент повинен виконати відповідні розрахунки і занести їх результати до іншого протоколу, який наведено у табл. 4.

Крім цього, по даним лабораторної роботи необхідно побудувати 2 графіки. Один: $g_e=f(p_e)$; $\alpha=f(p_e)$; $p_{TL}=f(p_e)$; $p_{TP}=f(p_e)$; $p_s=f(p_e)$; $T_T=f(p_e)$. Другий: $\eta_e=f(p_e)$; $q_{\Gamma}=f(p_e)$; $q_B=f(p_e)$; $q_M=f(p_e)$; $q_{зал}=f(p_e)$; Після цього лабораторна робота відповідним чином оформляється, а її результати захищаються.

Таблиця 3 – Протокол замірів теплобалансних випробувань дизеля

Дата _____ Група _____ П.І.Б. _____

$t_0 =$ _____ °C, $B_0 =$ _____ мм.рт.ст., $Q_H = 42500$ кДж/кг.

№ режима	№ вимірів	n, XB^{-1}	$P_{\Gamma},$ кГс	$g_{\text{пал}},$ кГ	$\tau,$ с	$\tau_{\text{ср}},$ с	$\Delta p_{\text{с}},$ мм.вод. ст.	$t_0,$ °C	$t_{\text{п}}^{\prime},$ °C	$t_{\text{п}}^{\prime\prime}$ лів, °C	$t_{\text{п}}^{\prime\prime}$ прав, °C	$t_{\text{п}}^{\prime\prime}$ ср, °C	$\Delta t,$ °C

F_B	$t_M^{\prime},$ °C	$t_M^{\prime\prime},$ °C	$\Delta t,$ °C	F_M	$t_{TЛ},$ °C	$t_{TП},$ °C	$t_{BГ},$ °C	$P_{TЛ},$ кГ/см ²	$P_{TП},$ кГ/см ²	$P_{BГ},$ кГ/см ²	$P_s,$ кГ/см ²	$t_s,$ °C

Таблиця 4 - Результати визначення складових теплового балансу дизеля

Дата _____ Група _____ П.І.Б. _____

№ режима	P_e , МПа	N_e , кВт	$G_{\text{пал}}$, кг/с	g_e , кг/(кВт ·год)	Q_x , кДж/ с	η_e	G_s , кг/с	α	$H_{\text{вг}}$, кДж/ с	H_o , кДж/ с	$H_{\text{ф}}$, кДж/ с	Q_r , кДж/ с

q_r , %	$G_{\text{п}}$, кг/с	$Q_{\text{в}}$, кДж/с	$q_{\text{в}}$, %	$G_{\text{м}}$, кг/с	$Q_{\text{м}}$, кДж/с	$q_{\text{м}}$, %	$Q_{\text{зал}}$, кДж/с	$q_{\text{зал}}$, %

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А.П.Марченка. - Харків: НТУ "ХПІ", 2008. – 488 с
2. Автомобільні двигуни/ І. І. Тимченко, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждобаєв; За ред. І.І.Тимченка.-Х.: Основа, 1995.-464с.

Додаток А

Приклад протоколу замірів теплобалансних випробувань дизеля СМД-63

Дата _____ Група _____ Студент _____

$t_0 =$ _____ °С, $V_0=750,5$ мм.рт.ст., $Q_H=42500$ кДж/кг.

№ режима	№ вимірів	n , ХВ 1	P_T , кгс	$g_{\text{пал}}$, кг	τ , с	$\tau_{\text{ср}}$, с	Δp_c , мм.вод.ст.	t_0 , °С	$t_{\text{п}}^{\text{`}}$, °С	$t_{\text{п}}^{\text{``}}$ лів, °С	$t_{\text{п}}^{\text{``}}$ прав, °С	$t_{\text{п}}^{\text{``}}$ ср, °С	Δt_B , °С
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	1 2	1597	19	0,1	49,3 48,53	48,9	68	27,7	57,7	60,0	61,4	60,7	3,0
2	1 2	1596	40	0,1	30,74 30,64	30,66	83	30,3	68,0	69,4	73,6	70,5	3,5
3	1 2	1606	53	0,1	24,21 24,21	24,21	98	32,3	74,3	77,6	78,5	78,05	3,75
4	1 2	1570	90	0,1	15,56 15,56	15,56	134	34,0	82,2	87,1	89,3	88,2	6,0

F_B	$t_M^{\text{`}}$, °С	$t_M^{\text{``}}$, °С	Δt_M , °С	F_M	$t_{Tл}$, °С	$t_{Tп}$, °С	$t_{BГ}$, °С	$P_{Tл}$, кг/см ²	$P_{Tп}$, кг/см ²	$P_{BГ}$, кг/см ²	ΔP_s , кг/см ²	t_s , °С	$t_{\text{пал}}$, °С
15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
215	58	63,0	5,0	63			190,5	0,14	0,155	0,005	1,06	50,7	30,04
219	64	70,7	6,7	65			294	0,19	0,22	0,01	1,2	58,5	31,7
222	69,1	78,8	9,7	66			355,5	0,26	0,29	0,01	1,42	69,4	32,6
224	74,3	86,8	12,5	67			491,5	0,42	0,44	0,015	2,32	87,7	33,4

Додаток Б

Приклад результатів визначення складових теплового балансу дизеля СМД-63

Дата _____ Група _____ Студент _____

№ режима	P_e , МПа	N_e , кВт	$G_{\text{пал}}$, кг/с	g_e , кг/(кВт·год)	Q_x , кДж/с	η_e	G_s , кг/с	α	$H_{\text{вг}}$, кДж/с	H_o , кДж/с	H_f , кДж/с	Q_g , кДж/с
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	0,183	22,32	7,36	0,33	312800	25,69	400,07	3,79	194138	119665	4672	69801
2	0,386	46,97	11,74	0,25	498950	33,89	440,1	2,61	269620	132828	7501	129291
3	0,51	62,62	14,87	0,237	631975	35,67	476,65	2,23	325973	144830	9533	171610
4	0,868	103,95	23,136	0,222	983280	38,06	555,83	1,67	476201	169856	14851	291494

q_g , %	$G_{\text{п}}$, кг/с	$Q_{\text{в}}$, кДж/с	$q_{\text{в}}$, %	$G_{\text{м}}$, кг/с	$Q_{\text{м}}$, кДж/с	$q_{\text{м}}$, %	$Q_{\text{зал}}$, кДж/с	$q_{\text{зал}}$, %	q_g , %	$G_{\text{п}}$, кг/с	$Q_{\text{в}}$, кДж/с	$q_{\text{в}}$, %
14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
22,3	9134	114814	36,7	987,44	10343	3,3	37475	11,9	80366	323,7	1,1	0,83
25,9	9253	85294	27,2	1015	14247	2,86	50636	10,15	169081	331,5	1,14	0,88
27,15	9338	146723	23,2	1027	20870	3,3	67340	10,66	225432	342,4	1,22	0,885
29,65	9362	235361	23,9	1039	27209	2,77	54996	5,6	374220	360,7	1,44	0,89

ЗМІСТ

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ.....	4
2 ЕНЕРГЕТИЧНА СХЕМА ДВЗ	5
3. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКІВ СКЛАДОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНОГО (ТЕПЛОВОГО) БАЛАНСУ	10
4 ОБ'ЄКТ ВИПРОБУВАННЯ.....	15
5 ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ТА ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ.....	17
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	22
Додаток А.....	23
Додаток Б.....	24

Навчальне видання

Методичні вказівки
до виконання лабораторної роботи
“Тепловий баланс дизеля з системою газотурбінного наддуву”
з дисципліни „Теорія двигунів внутрішнього згорання”

Укладачі:
КРАВЧЕНКО Сергій Сергійович
ЛІНЬКОВ Олег Юрійович
КОВАЛЕНКО Світлана Володимирівна

Відповідальний за випуск проф. Марченко А.П.

Роботу до видання рекомендувала доц. Тютюнник Л.І.

В авторській редакції

План 2024 р., поз. 72

Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 1,75.

Видавець Видавничий центр НТУ «ХПІ». 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2.

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 5478 від 21.08.2017 р.

Самостійне електронне видання