

**МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу**

**ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ  
ДЕТАЛЕЙ ЛОКОМОТИВНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ  
УСТАНОВОК**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**до виконання курсового проекту з дисципліни  
"ЛОКОМОТИВНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ"**

**Частина 2**

**Харків – 2013**

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу 11 червня 2012 р., протокол № 40.

Методичні вказівки призначені для студентів денного навчання освітньо-кваліфікаційного рівня спеціаліст та магістр спеціальності 7.07010501 "Локомотиви та локомотивне господарство" напрямку підготовки 6.070105 "Рухомий склад залізниць", які вивчають дисципліну "Локомотивні енергетичні установки" (ЛЕУ).

Укладачі:

професори С.Г. Жалкін,  
Д.С. Жалкін,  
доц. А.Ф. Агулов

Рецензент

проф. І.Е. Мартинов

## ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ ДЕТАЛЕЙ ЛОКОМОТИВНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

### МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проекту з дисципліни  
*"ЛОКОМОТИВНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ"*

Частина 2

Відповідальний за випуск Максимов М.В.

Редактор Еткало О.О.

---

Підписано до друку р. 25.12.12 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 1,0. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,  
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра "Експлуатація та ремонт рухомого складу"**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**до виконання курсового проекту**

**"ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ ДЕТАЛЕЙ  
ЛОКОМОТИВНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК "**

**з дисципліни "Локомотивні енергетичні установки"  
для студентів спеціальності 7.07010501 "Локомотиви та  
локомотивне господарство"**

**Частина 2**

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на

засіданні кафедри "Експлуатація та ремонт рухомого складу" 11 червня 2012 р., протокол № 40.

Методичні вказівки призначені для студентів денного навчання освітньо-кваліфікаційного рівня спеціаліст та магістр спеціальності 7.07010501 "Локомотиви та локомотивне господарство" напрямок підготовки 6.070105 "Рухомий склад залізниць", які вивчають дисципліну "Локомотивні енергетичні установки"(ЛЕУ).

Укладачі:

професори С.Г. Жалкін,  
Д.С. Жалкін,  
доц. А.Ф. Агулов

Рецензент

проф. І.Е. Мартинов

**ЗМІСТ**

|   |    |
|---|----|
| Загальні вказівки .....   | 4  |
| Завдання на курсовий проект .....   | 4  |
| Зміст проекту .....   | 4  |
| 1 Визначення основних розмірів деталей кривошипно-шатунного механізму локомотивних енергетичних установок ..... | 5  |
| 1.1 Розрахунок колінчастого вала .....  | 5  |
| 1.2 Розрахунок поршня .....   | 10 |
| 1.3 Розрахунок шатуна .....   | 16 |
| 1.4 Розрахунок гільзи циліндра .....  | 22 |
| 2 Спрощений розрахунок паливної апаратури ЛЕУ .....   | 30 |
| 2.1 Розрахунок паливного насоса .....   | 30 |
| 2.2 Розрахунок форсунки .....   | 37 |
| Список літератури .....   | 40 |
| Додаток А. Приклад оформлення титульного листа курсового проекту .....  | 42 |
| Додаток Б. Приклад оформлення змісту курсового проекту ..   | 43 |
| Додаток В. Приклад оформлення складального креслення ЛЕУ .....  | 44 |
| Додаток Г. Конструктивні відношення та розміри колінчастих валів ЛЕУ .....                                      | 45 |
| Додаток Д. Конструктивні відношення та розміри поршнів та шатунів ЛЕУ .....                                     | 46 |
| Додаток Е. Конструктивні відношення, розміри та параметри паливної апаратури ЛЕУ .....                          | 47 |

## **ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ**

У курсовому проекті необхідно визначити розміри колінчастого вала, поршня, шатуна, гільзи циліндра, паливної апаратури, виконати перевірочний розрахунок основних елементів вузла локомотивної енергетичної установки (ЛЕУ), що підлягає конструктивній розробці. Оформлення пояснювальної записки має відповідати вимогам роботи [1]. При виборі необхідних розрахункових величин, використанні таблиць, формул, довідкових матеріалів потрібно посилатися на джерела. У проекті для всіх розмірних величин застосовується Міжнародна система одиниць вимірів (СВ). Приклади оформлення титульного листа, змісту, креслення двигуна наведені у додатках А, Б та В.

Пояснювальна записка і креслення обов'язково підписуються студентом.

## **ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ**

Вихідні дані для проекту:

- $N_e$  - ефективна потужність ЛЕУ, кВт;
- $g_e$  - питома ефективна витрата палива, кг/кВтгод;
- $D$  - діаметр циліндра, м;
- $S$  - хід поршня, м;
- $n$  - частота обертання колінчастого вала,  $\text{хв}^{-1}$ ;
- $i$  - число циліндрів;
- результати розрахунків: діаграми  $P-V$  та питомих сил  $N, K, Z, T$ ;
- двигун - прототип (зразок, аналог);
- вузол двигуна для перевірочного розрахунку.

## **ЗМІСТ ПРОЕКТУ**

1 Виконати перевірочний розрахунок вузла ЛЕУ. Розрахунок виконується для визначення основних геометричних розмірів заданого вузла. Перед розрахунком вибирається і дається обґрунтування конструкції зазначеного вузла, застосовуваних матеріалів. Основні розміри вузла визначаються за умовами достатньої міцності і довговічності (див. додатки Г, Д та Е).

2 Виконати компоувальне креслення ЛЕУ відповідно до

завдання.

Приклади креслень обираються з робіт [3-14]. Креслення двигуна виконується на креслярському папері формату А1 (594×840 мм) з дотриманням вимог [2]. На кресленні наносяться габаритні розміри, наводиться технічна характеристика та специфікація ЛЕУ. До технічної характеристики включають: тактність, ефективну потужність, частоту обертання колінчастого вала, число циліндрів, їх діаметр, хід поршня, середній ефективний тиск, максимальний тиск згоряння, ефективний ККД.

## **1 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ЛОКОМОТИВНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК**

### **1.1 Розрахунок колінчастого вала**

Колінчастий вал є однією з найбільш відповідальних, напружених, трудомістких у виготовленні і дорогих деталей ЛЕУ. Він працює в умовах дії на нього знакозмінних сил і моментів, які за характером близькі до ударних. Ці сили і моменти приводять до появи в колінчастому валу пружних коливань.

Першорядними вимогами до колінчастого вала є надійність роботи в різних умовах експлуатації, жорсткість та міцність; стійкість шийок вала проти спрацьовування; статична та динамічна зрівноваженість; відсутність резонансних крутильних коливань у діапазоні робочих частот обертання вала; мінімальна маса і технологічність конструкції та ряд інших.

Розміри колінчастого вала ЛЕУ залежать від числа корінних та шатунних підшипників, конструкції блока та головки циліндрів, типу сполучення шатунів у V-подібних двигунів, матеріалу вала.

Орієнтовно розміри колінчастого вала (рисунки 1.1 та 1.2) визначаються за відносними розмірами їх елементів (таблиці 1.1 та Г.1).

Як матеріали для виготовлення литих колінчастих валів використовують високоміцні модифіковані чавуни з кулястим графітом перлітно-феритної структури: СЧ30, СЧ35.

Таблиця 1.1 – Відносні розміри елементів колінчастих валів

| Розміри вала (позначення див. рисунки 1.1 та 1.2), $D$ – діаметр циліндра, м          | Колінчасті вали  |                           |
|---|--|---------------------------|
|   | Сталеві ковані   | Чавунні литі              |
| Відстань між осями корінних підпор підшипників (відстань між осями циліндрів) $L$ , м | $(1,1 \dots 1,4) D$<br>- чотиритактні;<br>$(1,35 \dots 1,5) D$ - двотактні | $(1,35 \dots 1,5) D$      |
| Діаметр шатунної шийки $d_{ш}$ , м  | $(0,56 \dots 0,72) D$  | $(0,7 \dots 0,85) D$      |
| Діаметр свердлення в шатунній шийці $d_{сш}$ , м                                      | $(0,45 \dots 0,6) d_{ш}$   | $(0,25 \dots 0,35) d_{ш}$ |
| Діаметр корінної шийки $d_{к}$ , м  | $(0,6 \dots 0,8) D$  | $(0,85 \dots 1,1) D$      |
| Діаметр свердлення в корінній шийці $d_{ск}$ , м                                      | $(0,45 \dots 0,6) d_{к}$   | $(0,45 \dots 0,5) d_{к}$  |
| Довжина шатунної шийки $l_{ш}$ , м  | $(0,6 \dots 0,8) d_{ш}$  | $(0,4 \dots 0,6) d_{ш}$   |
| Довжина корінної шийки $l_{к}$ , м  | $(0,5 \dots 0,7) d_{к}$  | $(0,4 \dots 0,5) d_{к}$   |
| Товщина щік $b$ , м   | $(0,16 \dots 0,3) D$   | $(0,2 \dots 0,26) D$      |
| Ширина щік $a$ , м  | $(1,16 \dots 1,3) D$   | $(1,21 \dots 1,26) D$     |
| Радіус гантелі $r$ , м  | $(0,05 \dots 0,08) d$  | $0,008 \dots 0,01$ м      |

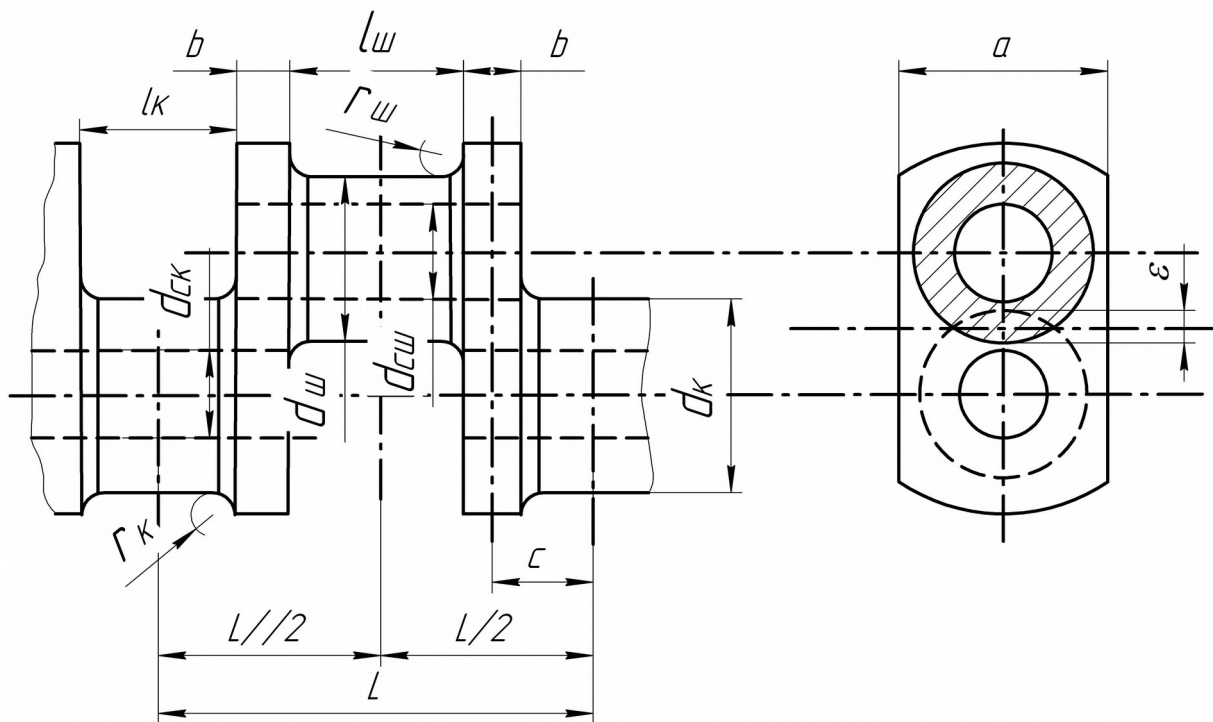




Рисунок 1.1 – Схема сталевго колінчастого вала

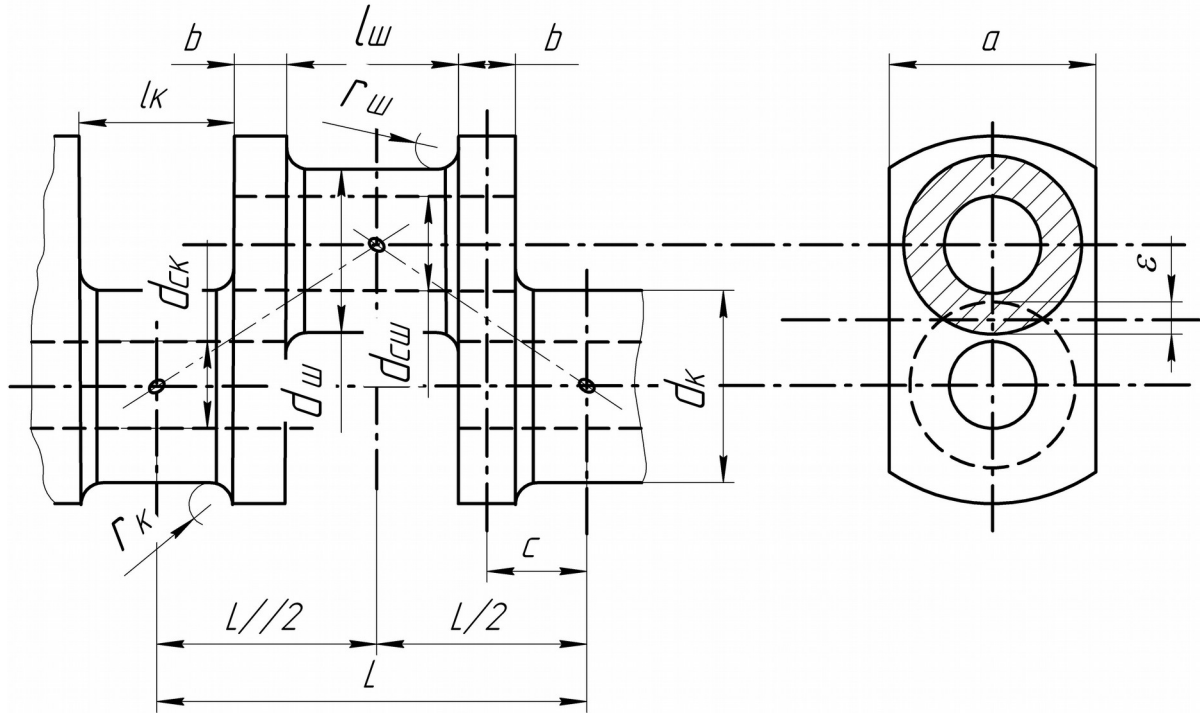


Рисунок 1.2 – Схема чавунного колінчастого вала

Для виготовлення сталевих кованих і штампованих валів застосовують хромованадієві, хромомолібденові, хромонікелеві і хромонікельмолібденові сталі: 30ХМА, 20ХНЗА, 38Х2МЮА, 40Х2Н2МА, 25Х2Н4МА.

Діаметр корінної шийки вала перевіряється по амплітуді напруги за формулою, м,

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{1,62 \cdot D^2}{\alpha \cdot \tau_{\max}} \sqrt{(\varphi \cdot S \cdot t)^2 + (P_z \cdot L)^2}}, \quad (1.1)$$

де  $D$  - діаметр циліндра, м;

$L$  - відстань між серединами корінних шийок вала, м;

$P_z$  - максимальний тиск згоряння, МПа;

$S$  - хід поршня, м;

$t$  - амплітуда питомих тангенційних сил одного циліндра, що визначається як напівсума абсолютних максимальних позитивних та негативних значень сили  $T$  (за побудованою діаграмою питомих сил), МПа,

$$t = \frac{|+T_{\max}| + |-T_{\max}|}{2}; \quad (1.2)$$

$\alpha$  – коефіцієнт, що визначається в залежності від діаметра свердлення шийки,

$$\alpha = 1 - \left( \frac{d_{ck}}{d_k} \right)^4; \quad (1.3)$$

$\varphi$  - коефіцієнт, що визначається в залежності від числа циліндрів (див. таблицю 1.2);

$\tau_{max}$  – максимально допустима величина амплітуди напруг, МПа, для сталевих та чавунних валів  $\tau_{max}=160$  МПа.

Таблиця 1.2 – Значення коефіцієнту  $\varphi$

| Двигуни      | Число циліндрів у ряді |      |      |      |      |      |      |      |
|--------------|------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
|              | 3                      | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   |
| Двотактні    | 4,28                   | 4,7  | 5,18 | 5,63 | 6,11 | 6,42 | 6,73 | 7,05 |
| Чотиритактні | 4,28                   | 4,56 | 4,84 | 5,12 | 5,62 | 6,2  | 6,5  | 6,8  |

Ширина щоки вала перевіряється за величиною допустимої амплітуди напруг за формулою, МПа,

$$\sigma \leq \frac{(6c+b)\psi \cdot D^2 P_z}{5b^2 a}, \quad (1.4)$$

де  $b$  - товщина щоки, м;

$c$  - відстань від середини корінного підшипника до середньої площини шийки, м,

$$c = \frac{l_k + b}{2}; \quad (1.5)$$

$\psi$  - коефіцієнт, що враховує концентрацію напруг у гантелі радіуса  $r_{ш}$ , між шатунною шийкою і щокою та посилення щоки за рахунок перекриття шийок вала  $\varepsilon$  (див. таблицю 1.3);

$\varepsilon$  - перекриття шатунної та корінної шийок вала, м,

$$\varepsilon = \frac{(d_{ш} + d_{к}) - S}{2}. \quad (1.6)$$

Значення  $r_{ш}/b < 0,1$  не допускаються. Максимально допусти-

ма величина амплітуди напруг  $\sigma_{\max}=210$  МПа.

Таблиця 1.3 – Значення коефіцієнта  $\psi$

| $r_{ш}/b$ | $\varepsilon/b$ |     |     |     |     |     |
|-----------|-----------------|-----|-----|-----|-----|-----|
|           | 0,2             | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,2 |
| 0,1       | 4,5             | 4,3 | 4,1 | 3,7 | 3,3 | 2,8 |
| 0,15      | 3,5             | 3,4 | 3,2 | 2,9 | 2,5 | 2,2 |
| 0,2       | 2,8             | 2,7 | 2,6 | 2,3 | 2,0 | 1,8 |
| 0,25      | 2,3             | 2,2 | 2,1 | 1,9 | 1,7 | 1,4 |

**Приклад розрахунку.** Вихідні дані: двигун-прототип 1А-5Д49;  $V$ -подібний;  $i=16$ ;  $D=0,26$  м;  $S=0,26$  м;  $+T_{\max}=3,53$  МПа;  $-T_{\max}=-1,05$  МПа;  $P_z=11,5$  МПа.

Обираємо сталевий кований колінчастий вал (див. рисунок 1.1). Користуючись таблицями 1.1 та Г.1 визначаємо розміри вала. Розрахунки виконуємо у таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Розрахунок розмірів сталевого колінчастого вала

| Елементи вала (позначення дивись рисунок 1.1), $D$ – діаметр циліндра, м | Розміри вала, м |       |
|--|-----------------|-------|
| Відстань між відстань між осями циліндрів $L$ , м                        | $1,46D$         | 0,38  |
| Діаметр шатунної шийки $d_{ш}$ , м                                       | $0,734 D$       | 0,19  |
| Діаметр свердлення в шатунній шийці $d_{сш}$ , м                         | $0,5d_{ш}$      | 0,095 |
| Діаметр корінної шийки $d_{к}$ , м                                       | $0,845D$        | 0,22  |
| Діаметр свердлення в корінній шийці $d_{ск}$ , м                         | $0,5d_{к}$      | 0,11  |
| Довжина шатунної шийки $l_{ш}$ , м                                       | $0,63d_{ш}$     | 0,12  |
| Довжина корінної шийки $l_{к}$ , м                                       | $0,37d_{к}$     | 0,081 |
| Товщина щік $b$ , м  | $0,24D$         | 0,062 |
| Ширина щік $a$ , м   | $1,16D$         | 0,3   |
| Радіус гантелі $r_{ш}$ , м   | $0,05d_{ш}$     | 0,01  |
| Радіус гантелі $r_{к}$ , м   | $0,05d_{к}$     | 0,01  |

$$\begin{aligned} \text{Визначаємо: } \alpha &= 1 - \left(\frac{0,11}{0,22}\right)^4 = 0,94; \quad t = \frac{|3,53| + |-1,05|}{2} = 2,29 \text{ МПа}; \\ c &= \frac{0,081 + 0,062}{2} = 0,072 \text{ м}; \quad \varepsilon = \frac{0,22 + 0,19 - 0,26}{2} = 0,075 \text{ м}; \quad \frac{\varepsilon}{b} = \frac{0,075}{0,062} = 1,2; \\ \frac{r_w}{b} &= \frac{0,1}{0,062} = 0,16 > 0,1. \end{aligned}$$

З таблиць 1.2 та 1.3 обираємо  $\varphi=6,2$  та  $\psi=2,2$ .

Перевірка діаметра корінної шийки колінчастого вала

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{1,62 \times 0,26^2}{0,94 \times 160} \sqrt{(6,2 \times 0,26 \times 2,29)^2 + (11,5 \times 0,38)^2}} = 0,161 \text{ м.}$$

$$0,161 < 0,22.$$

Перевірка ширини щоки колінчастого вала

$$\sigma = \frac{(6 \times 0,072 + 0,062) \times 2,2 \times 0,26^2 \times 11,5}{5 \times 0,062^2 \times 0,3} = 146 \text{ МПа.}$$

$$146 < 210.$$

Для виготовлення вала обираємо сталь 38Х2МЮА.

## 1.2 Розрахунок поршня

Група поршня складається із безпосередньо поршня, поршневих кілець, поршневого пальця, деталей кріплення поршневого пальця.

Призначення цієї групи:

- брати участь в утворенні і герметизації камери згоряння;
- сприймати зусилля газів у циліндрі і передавати їх;
- сприймати і відводити теплоту від газів, а також ту, що виділяється від тертя поршня;
- у двотактних ЛЕУ виконувати функції газорозподілення.

При роботі двигуна на поршневі деталі діють в умовах високих температур змінні за значенням і напрямком сили тиску газів та інерції, за характером близькі до ударних. Як результат нерівномірного нагрівання поршня у ньому виникають додаткові термічні напруження. Крім того, внаслідок тертя робочі поверхні деталей поршневої групи в умовах недосконалого змащення за-

знають підвищеного зносу.

У відповідності до призначення та умов роботи до групи поршня звичайно ставляться вимоги забезпечення:

- герметичності внутрішнього простору камери згоряння;
- відведення оптимальної кількості теплоти від головки поршня у стінки циліндра при мінімальному температурному градієнті у матеріалі поршня;
- малих витрат оливи;
- мінімальної роботи тертя;
- високої стійкості проти спрацювання;
- мінімальної ваги конструкції при достатній міцності та жорсткості.

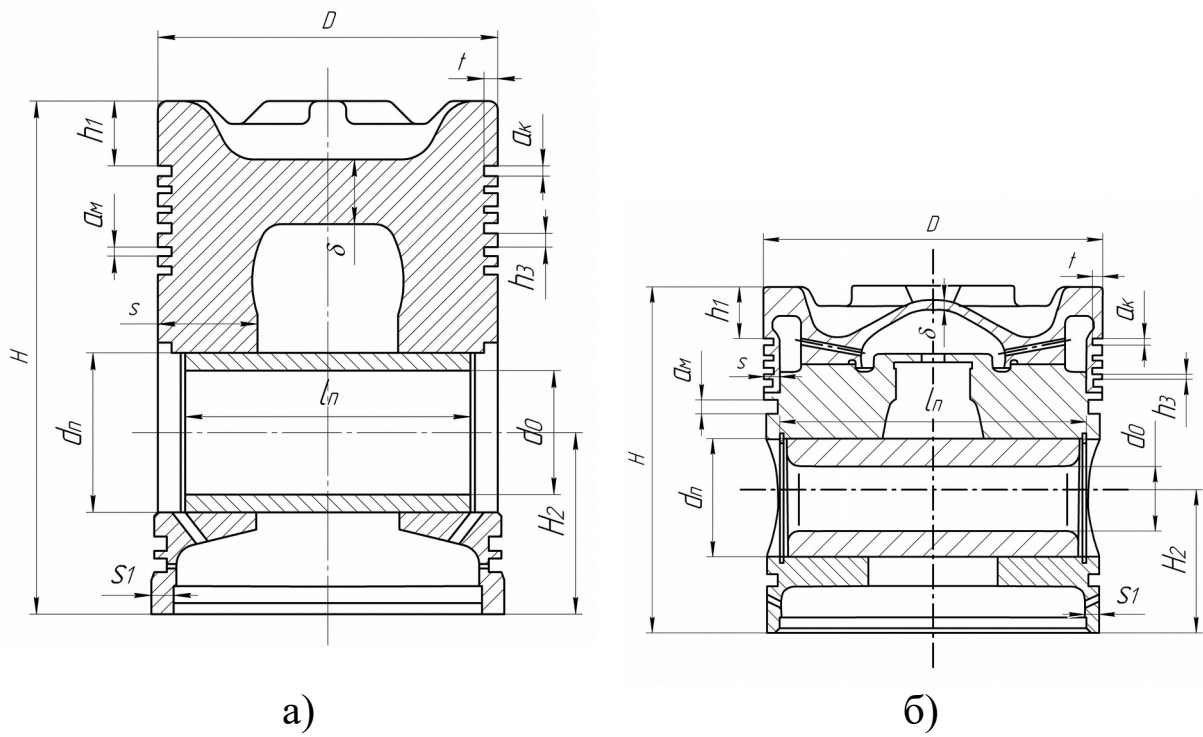
Поршень конструктивно складається із головки, бобишок та юбки.

Крім того, за функціональними ознаками у поршні можна виділити (рисунок 1.3):

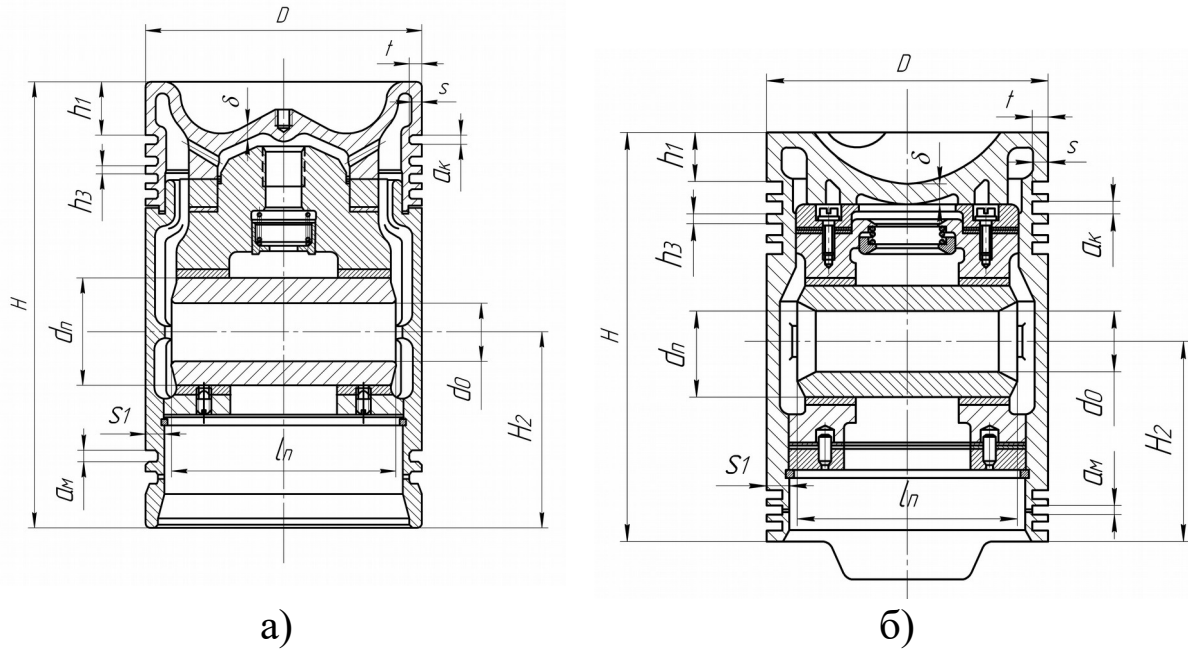
- жаровий пояс  $h_1$ , який займає відстань від торця головки до канавки під перше компресійне кільце; від температури його, особливо у зоні першого компресійного кільця, залежать граничні енергетичні показники двигуна та надійність його роботи;
- ущільнювальний пояс, який додатково охоплює зону розміщення поршневих кілець  $H_1$  і забезпечує герметизацію камери згоряння;
- направляючий пояс на довжині юбки поршня  $H_2$ , який забезпечує під час роботи ДВЗ положення поршня, співвісне циліндру;
- бобишки, або вузол з'єднання поршня з шатуном, який іноді відносять до направляючого пояса.

Днище поршня разом з ущільнювальним поясом утворюють головку поршня, а додатково разом з бобишками - головний силовий елемент, який сприймає навантаження від стиснутих у циліндрі газів.

Орієнтовно розміри поршня (рисунки 1.3 та 1.4) визначаються за відносними розмірами їх елементів (таблиці 1.5 та Д.1) в залежності від типу двигуна.



а – "довгих" з алюмінієвого сплаву; б – "коротких" складених  
 Рисунок 1.3 – Схеми поршнів чотиритактних ЛЕУ



а – складеного; б – литого чавунного  
 Рисунок 1.4 – Схеми поршнів двотактних ЛЕУ

Таблиця 1.5 — Значення відносних конструктивних параметрів поршня

| Елементи поршня<br>(позначення див. рисунки 1.3,<br>1.4),<br>$D$ – діаметр циліндра, м | Розміри елементів поршня |  |
|--|--------------------------|--|
|  | Важкі<br>(Д50,<br>ПД1М)  | Полегшені<br>(10Д100,14Д40,<br>Д49, Д70,<br>Д80) |
| Висота поршня $H$ , м  | $(1,5 \dots 2,0)D$       | $(1,0 \dots 1,7) D$                              |
| Відстань від нижньої кромки поршня до осі пальця $H_2 = H - H_1$ , м                   | $(0,8 \dots 1,2)D$       | $(0,65 \dots 0,9)D$                              |
| Товщина днища поршня $\delta$ , м  | $(0,08 \dots 0,2)D$      | $(0,04 \dots 0,14)D$                             |
| Відстань від краю поршня до верхнього кільця $h_1$ , м                                 | $(1,0 \dots 3,0)\delta$  | $(0,6 \dots 2,0)\delta$                          |
| Товщина стінки поршня $s$ , м  | $(0,05 \dots 0,08)D$     |  |
| Товщина стінки юбки поршня $s_1$ , м   | $(0,33 \dots 0,5)s$      |  |
| Діаметр поршневого пальця $d_{п}$ , м  | $(0,35 \dots 0,5)D$      |  |
| Діаметр внутрішнього отвору пальця $d_0$ , м   | $(0,4 \dots 0,7) d_{п}$  |  |
| Довжина поршневого пальця $l_{п}$ , м  | $(0,8 \dots 0,9)D$       |  |
| Радіальна товщина компресійного кільця $t$ , м   | $(0,03 \dots 0,04)D$     |  |
| Висота компресійного кільця $a_{к}$ , м  | $(0,05 \dots 1,0)t$      |  |
| Висота оливознімального кільця $a_{м}$ , м   |                          |  |
| Ширина перемички між канавками $h_3$ , м   | $(1,0 \dots 1,3)a$       |  |
| Число компресійних кілець $n_{к}$  | 5..7                     | 4..6   |
| Число оливознімальних кілець $n_{м}$   | 1..4                     | 1...3  |

Поршні тепловозних дизелів виготовляють з чавуну: СЧ24-44, СЧ28-48, СЧ32-52; надміцних чавунів ВЧ45-10; сплавів алюмінію: АЛ1, АЛ10В, АЛ19, В300, АК2, АК4. Поршні форсованих

тепловозних дизелів виготовляють складеними: головка поршня відштампована з жароміцної сталі: 20ХЗМВФ, 2Х13, ЕІ415 або спеціального чавуну, юбка з високоміцного алюмінієвого сплаву АК6.

Товщина днища поршня перевіряється за умовною напругою  $\sigma_{\pi}$ , МПа,

$$\sigma_{\pi} \leq 0,68P_z \left( \frac{D_1}{2\delta} \right)^2, \quad (1.7)$$

де  $D_1$  - внутрішній діаметр поршня ( у верхній частині), м,

$$D_1 = D - 2s; \quad (1.8)$$

$\delta$  - товщина днища поршня, м.

Максимально допустимі значення напруги наведені в таблиці 1.6

Таблиця 1.6 – Допустимі значення напруг  $\sigma_{\pi}$

| Матеріал поршня   | Значення допустимих напруг $\sigma_{\pi}$ , МПа |                 |
|-------------------|---|-----------------|
|                   | Днище без ребер                                 | Днище з ребрами |
| Чавун             | 30  | 100             |
| Сталь             | 45  | 150             |
| Алюмінієвий сплав | 15  | 50              |

Висота поршня  $H_1$  перевіряється величиною питомого тиску  $\tau_{max}$ , МПа,

$$\tau_{max} = \frac{N_{max} F_{\pi}}{D \times H_1}, \quad (1.9)$$

де  $N_{max}$  - максимальне значення питомої сили бокового тиску на стінку циліндра, МПа;

$F_{\pi}$  – площа поршня, м<sup>2</sup>,

$$F_{\pi} = \frac{\pi D^2}{4}. \quad (1.10)$$

Величина  $\tau_{max}$  не повинна перевищувати 0,4...0,6 МПа. Для



двигунів підвищеної потужності допускаються значення до 0,6... 0,9 МПа.

Довжина опорної частини поршня  $H_1$ , м,

$$H_1 = h_1 + n_e a_e + n_i a_i + h_3 (n_e + n_i - 1) + 0,5d_i, \quad (1.11)$$

де  $n_k, n_m$  – число канавок у поршні відповідно під компресійні та оливознімальні кільця;

$a_k, a_m$  – висота канавок під компресійні та оливознімальні кільця, м.

**Приклад розрахунку.** Вихідні дані: двигун-прототип 14Д0; V-подібний;  $i=12$ ;  $\tau=2$ ;  $D=0,23$  м;  $N_{max}=0,57$  МПа;  $P_z=10,6$  МПа.

Обираємо складений поршень головка сталева, юбка лита чавунна (див. рисунок 1.4, а). Користуючись таблицями 1.5 та Д.1, визначаємо розміри поршня. Розрахунки виконуємо у таблиці 1.7.

Таблиця 1.7 – Розрахунок розмірів поршня

| Елементи поршня<br>(позначення див. рисунок 1.4, а),<br>$D$ – діаметр циліндра, м | Розміри елементів<br>поршня |        |
|---|-----------------------------|--------|
| Висота поршня $H$ , м   | $1,6D$                      | 0,368  |
| Відстань від нижньої кромки поршня до осі пальця $H_2=H-H_1$ , м                  | $0,85D$                     | 0,195  |
| Товщина днища поршня $\delta$ , м   | $0,12D$                     | 0,028  |
| Відстань від краю поршня до верхнього кільця $h_1$ , м                            | $1,21\delta$                | 0,034  |
| Товщина стінки поршня $s$ , м   | $0,05D$                     | 0,0115 |
| Товщина стінки юбки поршня $s_1$ , м  | $0,5s$                      | 0,0047 |
| Діаметр поршневого пальця $d_{п}$ , м   | $0,4D$                      | 0,092  |
| Діаметр внутрішнього отвору пальця $d_0$ , м                                      | $0,55d_{п}$                 | 0,051  |
| Довжина поршневого пальця $l_{п}$ , м   | $0,8D$                      | 0,184  |
| Радіальна товщина компресійного кільця $t$ , м                                    | $0,035D$                    | 0,008  |
| Висота компресійного кільця $a_k$ , м   | $1,0t$                      | 0,008  |
| Висота оливознімального кільця $a_m$ , м  | $1,0t$                      | 0,008  |
| Ширина перемички між канавками $h_3$ , м  | $1,1a$                      | 0,009  |

|                                    |   |   |
|------------------------------------|---|---|
| Число компресійних кілець $n_k$    | - | 4 |
| Число оливознімальних кілець $n_m$ | - | 2 |

Визначаємо розмір поршня  $D_1$

$$D_1 = 0,23 - 2 \cdot 0,0115 = 0,207 \text{ м.}$$

Визначаємо умовну напругу  $\sigma_{\Pi}$

$$\sigma_{\Pi} = 0,68 \cdot 10,6 \left( \frac{0,207}{2 \cdot 0,028} \right)^2 = 98,5 \text{ МПа,}$$

$$98,5 \leq 150.$$

Для виготовлення поршня обираємо сталь 20Х3МВФ та чавун СЧ32-52.

Визначаємо площу поршня  $F_{\Pi}$

$$F_{\Pi} = \frac{3,14 \cdot 0,23^2}{4} = 0,041526 \text{ м}^2.$$

Визначаємо довжину опорної частини поршня  $H_1$

$$H_1 = 0,034 + 0,008 \cdot (4+2) + 0,009 \cdot (4+2-1) + 0,5 \cdot 0,092 = 0,173 \text{ м.}$$

Визначаємо величину питомого тиску  $\tau_{max}$

$$\tau_{max} = \frac{0,57 \cdot 0,041526}{0,23 \cdot 0,173} = 0,595 \text{ МПа,}$$

$$0,595 \leq 0,6.$$

### 1.3 Розрахунок шатуна

Шатун передає зусилля від поршня до кривошипа колінчастого вала. На шатун діють змінні за значенням газові та інерційні сили. Загальними вимогами до шатунної групи є: жорсткість і міцність, мінімальна маса й технологічність виготовлення.

Шатун складається із поршневої головки, втулки поршневої головки, стрижня, кривошипної головки, кришки шатуна, вкладишів та шатунних болтів. Використовують рядні шатуни та причіпні, один з яких (головний) поєднаний з шатунною шийкою, а інший (причіпний) пов'язаний із головним шатуном. Стрижень шатуна виготовляють двотаврового перерізу. Кривошипні головки виконують різніми. Площина рознімання виконується

під кутом  $\psi=30, 45$  або  $60^\circ$  до поздовжньої осі стрижня шатуна.

Орієнтовно розміри шатуна (рисунки 1.5 та 1.6) визначаються за відносними розмірами їх елементів (таблиці 1.8 та Д.1) в залежності від типу двигуна.

Таблиця 1.8 — Значення відносних конструктивних параметрів шатуна

| Елементи шатуна<br>(позначення див. рисунки 1.5 та 1.6),<br>$D$ – діаметр циліндра, м;<br>$R=S/2$ – радіус кривошипа, м | Розміри елементів шатуна |                      |
|---|--------------------------|----------------------|
|   | Рядний/ голо-<br>вний    | Причіпний            |
| Довжина шатуна $L_{ш}, L_{шп},$ м   | $(3,5...5)R$             | $(2,5...3)R$         |
| Мінімальна площа перерізу стрижня $F_{minш},$ м <sup>2</sup>  | $(0,06...0,12)F_{п}$     |                      |
| Відношення $B/H$  | 1,4...1,8                |                      |
| Внутрішній діаметр поршневої головки $d_{п},$ м   | $(0,35...0,5)D$          |                      |
| Товщина втулки поршневої головки $\delta_{п},$ м  | 0,001...0,004            |                      |
| Діаметр поршневої головки $d_{г},$ м  | $(1,4...1,5)d_{п}$       |                      |
| Довжина поршневої головки $l_{г},$ м  | $(0,9...1,2)d_{п}$       |                      |
| Діаметр кривошипної головки $d_{ш},$ м  | $(0,53...0,86)D$         | -                    |
| Діаметр отвору під палець причепа, $d_1,$ м   | $(0,85...0,9) d_{п}$     | $(0,85...0,9) d_{п}$ |
| Довжина кривошипної головки $l_{ш},$ м  | $(0,6...0,9)d_{ш}$       | -                    |
| Товщина вкладиша $\delta_{ш},$ м  | $(0,03...0,07)d_{ш}$     | -                    |
| Відстань між шатунними болтами $s,$ м   | $(1,2...1,3)d_{ш}$       | -                    |
| Діаметр шатунного болта $d_6,$ м  | $(0,1..0,2)D$            | -                    |
| Кількість шатунних болтів $n_6$   | 2 або 4                  | -                    |

Як матеріали для виготовлення шатунів використовують леговані сталі: 40ХНМА, 50ХФА.

Верхню головку шатуна розраховують на розрив у перерізі А-А від дії сил інерції мас поршневого комплексу, що рухаються зворотно-поступально.

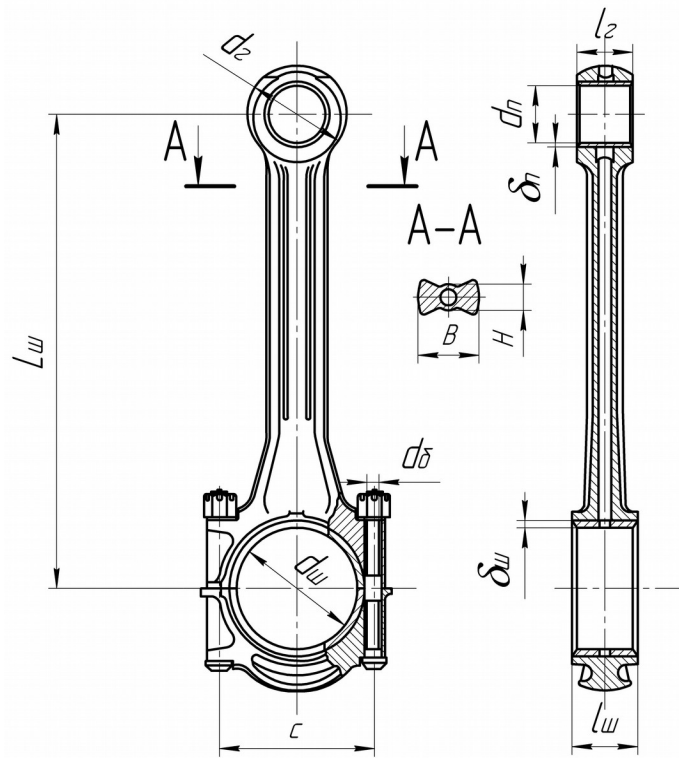


Рисунок 1.5 – Схема рядного шатуна ЛЕУ

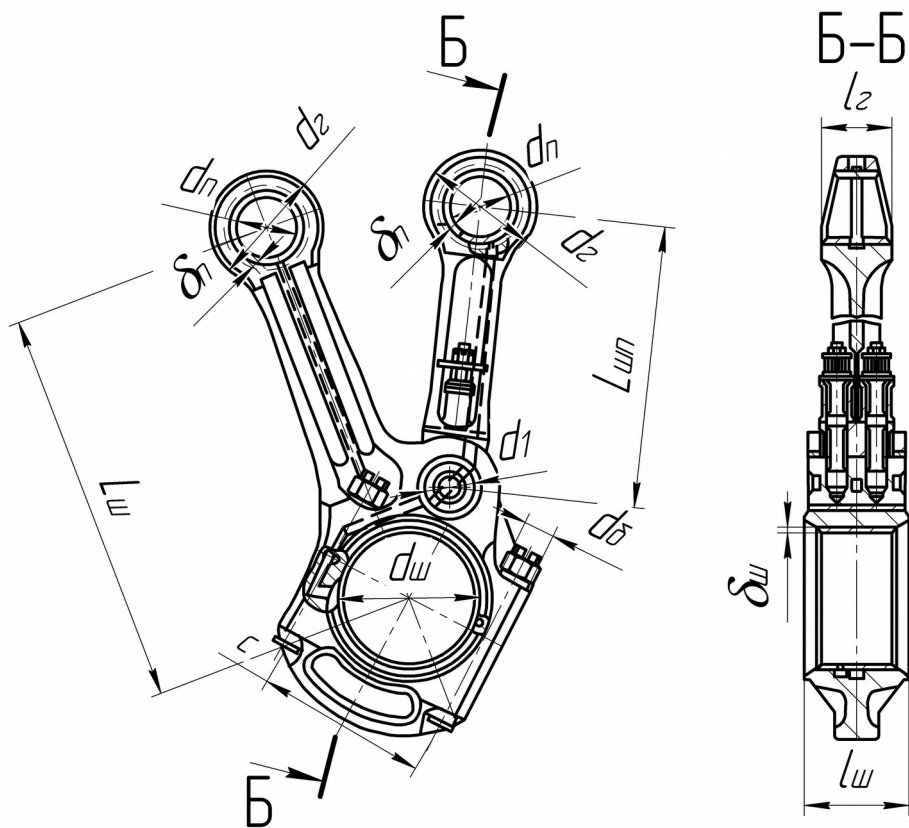


Рисунок 1.6 – Схема причіпного шатуна ЛЕУ

Напруження розтягування  $\sigma_{роз}$ , МПа,

$$\sigma_{роз} = \frac{P_{nmax}}{(d_z - d_n)l_z}, \quad (1.12)$$

де  $P_{nmax}$  - сили інерції від поршневого комплекту, які діють на верхню головку шатуна, МН,

$$P_{nmax} = m_n R \omega^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}; \quad (1.13)$$

$m_n$  - маса поршня, кг;

$\omega$  - кутова швидкість колінчастого вала,  $c^{-1}$ ,

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; \quad (1.14)$$

$n$  - частота обертання колінчастого вала,  $хв^{-1}$ ;

$d_z$  - зовнішній діаметр головки шатуна, м;

$d_n$  - внутрішній діаметр головки шатуна, м;

$l_z$  - довжина поршневої головки, м.

Величина  $\sigma_{роз}$  не повинна перевищувати 35 МПа.

Стрижень шатуна розраховується на стиск з урахуванням поздовжнього вигину. Напруження стиску  $\sigma_{ст}$ , МПа,

$$\sigma_{ст} = m \frac{P_z \cdot F_n}{F_{minu}}, \quad (1.15)$$

де  $m$  - коефіцієнт нерівномірності розподілення напружень у перерізі шатуна при стискуванні,  $m=1,3$ ;

$F_{minu}$  - мінімальна площа поперечного перерізу (В-В) стрижня шатуна,  $м^2$ .

$F_n$  - площа поршня,  $м^2$ .

Максимально допустимі значення напруги  $\sigma_{ст}$ : для вуглецевих сталей 80...100 МПа; для легованих сталей 110...180 МПа.

Питомий тиск на підшипник шатунної шийки  $K_{ш}$ , МПа,

$$K_{ш} = \frac{K_{max} F_n}{l_{ш} d_{ш}}, \quad (1.16)$$

де  $K_{max}$  - максимальне значення питомої сили  $K$ , МПа;

$l_{ш}$  - довжина кривошипної головки, м;

$d_{ш}$  - діаметр кривошипної головки, м.

У ЛЕУ величина  $K_{п}$  досягає 20...30 МПа.

**Приклад розрахунку.** Вихідні дані: двигун-прототип 2Д70;  $V$ -подібний;  $i=16$ ;  $\tau=4$ ;  $D=0,25$  м;  $S=0,27$  м;  $K_{max}=8,98$  МПа;  $P_z=10,8$  МПа;  $\lambda=0,227$ ;  $\omega=104,67$  с<sup>-1</sup>;  $m_{п}=25,1$  кг.

Обираємо шатун із легованої сталі з причепом (див. рисунок 1.6).

Визначаємо площу поршня  $F_{п}$ , м<sup>2</sup>,

$$F_{п} = \frac{3,14 \cdot 0,25^2}{4} = 0,049065.$$

Користуючись таблицями 1.8 та Д.1 визначаємо розміри шатуна. Розрахунки виконуємо у таблиці 1.9.

Таблиця 1.9 – Розрахунок розмірів шатуна

| Елементи шатуна<br>(позначення див.<br>рисунок 1.6),<br>$D$ – діаметр циліндра, м;<br>$R=S/2$ – радіус кривошипа, м | Розміри елементів шатуна |              |                     |              |
|---|--------------------------|--------------|---------------------|--------------|
|   | Головний                 |              | Причипний           |              |
| 1   | 2                        | 3            | 4                   | 5            |
| Довжина шатуна<br>$L_{ш}, L_{шш},$ м  | $4,4R$                   | 0,594        | $2,5R$              | $0,337$<br>5 |
| Мінімальна площа перерізу стрижня<br>$F_{minш},$ м <sup>2</sup>   | $0,1F_{п}$               | $0,004$<br>9 | $0,1F_{п}$          | $0,004$<br>9 |
| Відношення $B/H$  | 1,4...1,8                | 1,5          | 1,4...1,8           | 1,5          |
| Внутрішній діаметр поршневої головки $d_{п},$ м   | $0,4D$                   | 0,1          | $0,4D$              | 0,1          |
| Товщина втулки поршневої головки<br>$\delta_{п},$ м   | $0,001...$<br>0,004      | $0,000$<br>4 | $0,001...$<br>0,004 | $0,000$<br>4 |

Продовження таблиці 1.9

| 1  | 2             | 3     | 4             | 5     |
|--|---------------|-------|---------------|-------|
| Діаметр поршневої головки $d_r$ , м          | $1,5d_{\Pi}$  | 0,15  | $1,5d_{\Pi}$  | 0,15  |
| Довжина поршневої головки $l_r$ , м          | $1,2d_{\Pi}$  | 0,12  | $1,2d_{\Pi}$  | 0,12  |
| Діаметр кривошипної головки $d_{ш}$ , м      | $0,8D$        | 0,2   | -             | -     |
| Діаметр отвору під палець причепа, $d_1$ , м | $0,85d_{\Pi}$ | 0,085 | $0,85d_{\Pi}$ | 0,085 |
| Довжина кривошипної головки $l_{ш}$ , м      | $0,7d_{ш}$    | 0,14  | -             | -     |
| Товщина вкладиша $\delta_{ш}$ , м            | $0,05d_{ш}$   | 0,01  | -             | -     |
| Відстань між шатунними болтами $s$ , м       | $1,26d_{ш}$   | 0,252 | -             | -     |
| Діаметр шатунного болта $d_6$ , м            | $0,104D$      | 0,026 | -             | -     |
| Кількість шатунних болтів $n_6$              | 2 або 4       | 4     | -             | -     |

Визначаємо сили інерції від поршневого комплекту, які діють на верхню головку шатуна  $P_{n\max}$

$$P_{n\max} = 25,1 \cdot 0,135 \cdot 104,67^2 (1 + 0,227) \cdot 10^{-6} = 0,046 \text{ МН.}$$

Визначаємо напруження розтягування  $\sigma_{роз}$

$$\sigma_{роз} = \frac{0,046}{(0,15 - 0,1)0,12} = 7,6 \text{ МПа.}$$

$$7,6 \leq 35.$$

Визначаємо напруження стиску  $\sigma_{ст}$

$$\sigma_{ст} = 1,3 \frac{10,8 \cdot 0,049}{0,0049} = 140,4 \text{ МПа.}$$

$$140,4 \leq 180.$$

Для виготовлення шатуна обираємо сталь 40ХНМА.

Визначаємо питомий тиск на підшипник шатунної шийки  $K_{\Pi}$

$$K_r = \frac{8,98 \cdot 0,049}{0,14 \cdot 0,2} = 15,7 \text{ МПа.}$$

$$15,7 \leq 20.$$

#### 1.4 Розрахунок гільзи циліндра

У процесі роботи гільза перебуває під впливом сил тиску газів, термічних навантажень, осьових сил від тертя поршня, ударних навантажень при переведеннях поршня у ВМТ чи НМТ, агресивних середовищ (виникають при згорянні палива). Вона зазнає корозійних та кавітаційних впливів із боку охолоджувальної рідини. Все це вимагає, щоб матеріал гільзи задовольняв високі вимоги, зокрема забезпечував:

- високі механічні й утомні якості, сильний опір корозії та кавітації;
- можливість термохімічного зміцнення дзеркала гільзи;
- стабілізацію геометрії дзеркала гільзи при тривалій експлуатації.

За характером опирання гільзи бувають безпосереднього опирання на блок і підвісні, що кріпляться до кришки за допомогою шпильок (див. рисунки 1.7 та 1.8). Залежно від того, омиваються гільзи охолоджувальною рідиною чи ні, їх підрозділяють на сухі та мокрі. Мокрі гільзи вставляються у направляючі центруючі пояси блока. Для збереження геометричної форми під час роботи гільза має два направляючих центруючих пояси: верхній і нижній. Опорні площини для мокрої гільзи виконують у кільцевих приливах блока, які забезпечують збереження геометричної форми гільзи. При виготовленні гільз широко використовують різні методи термообробки: цементацію, азотування, загартування СВЧ, пористе хромування.

Для ущільнення газового стику між гільзою й кришкою циліндрів установлюють ущільнювальні кільця із червоної міді або алюмінію, врізаючи їх у торець гільзи. Для герметизації водяної сорочки в кільцевих канавках нижнього направляючого пояса гільзи встановлюють ущільнювальні кільця з фторокаучуку, фторовуглеводневого каучуку, фторосиліконового каучуку або гуми.

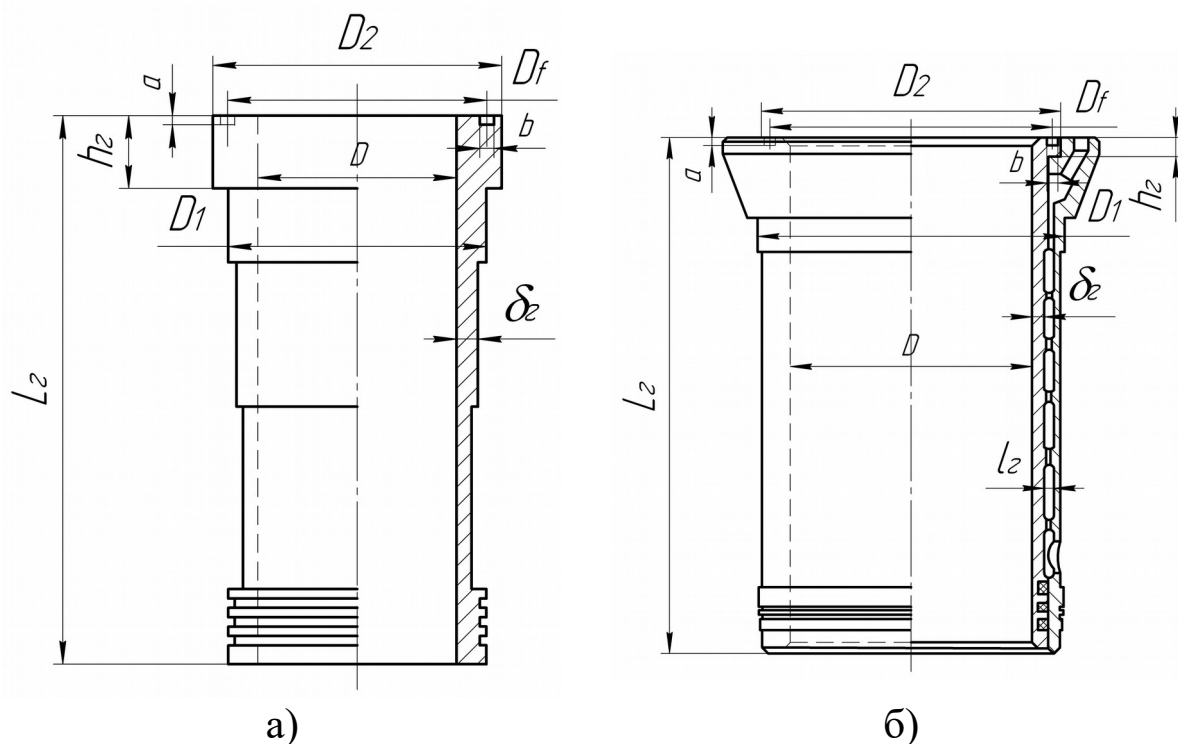


Гільзи циліндрів зазнають комплексних навантажень, але розраховуються, як правило, в залежності від основних із них: максимального тиску газів та бокової дії поршня.

Матеріалом для виготовлення гільз звичайно служить перлітний сірий чавун: СЧ28-48, СЧ32-52; рідше – сталь: 45Х, 35ХНЮА, 38ХМЮА.

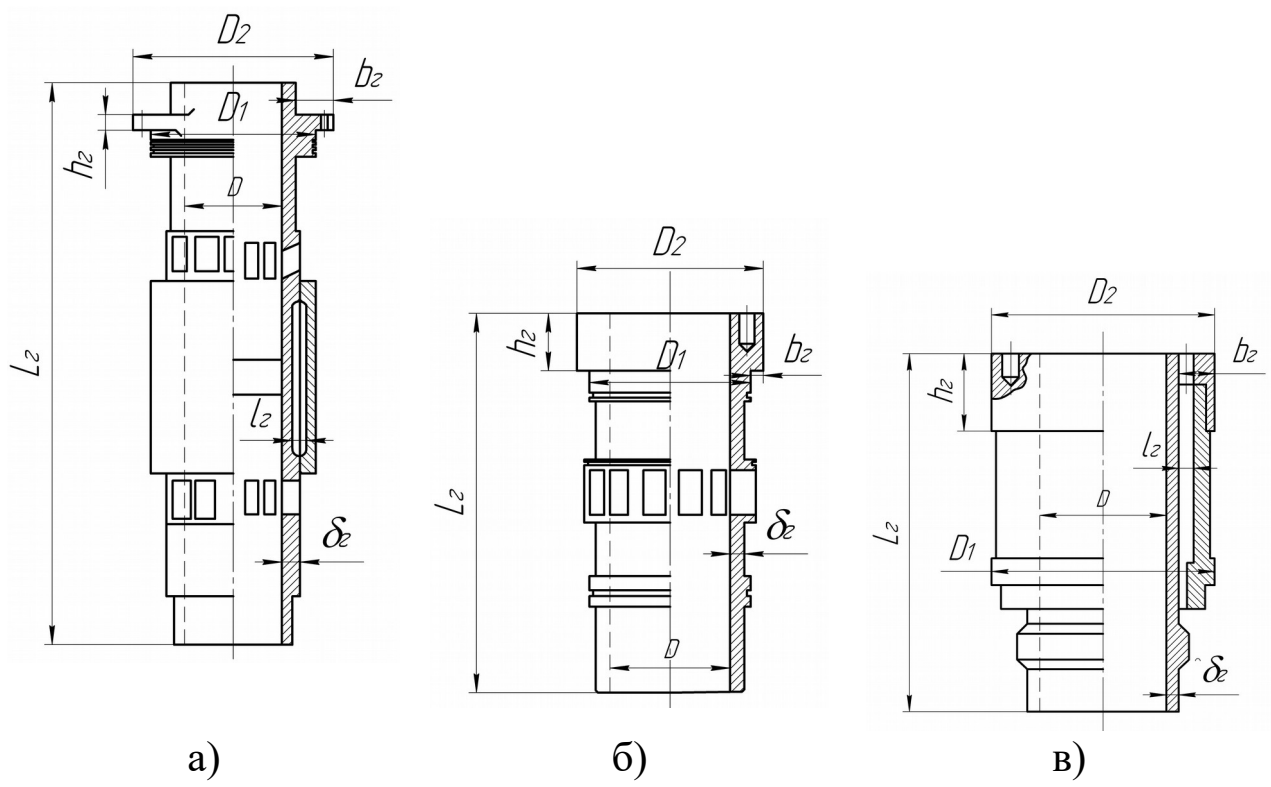
Орієнтовно розміри гільзи (рисунок 1.7 та 1.8) визначаються за відносними розмірами їх елементів (таблиця 1.10) у залежності від типу двигуна.

Опорний бурт несучої гільзи навантажений зусиллям  $P_d$  від затягування шпильок кріплення кришки циліндра (див. рисунок 1.9). При відсутності тиску в циліндрі сила  $P_d$  повністю сприймається цим буртом.

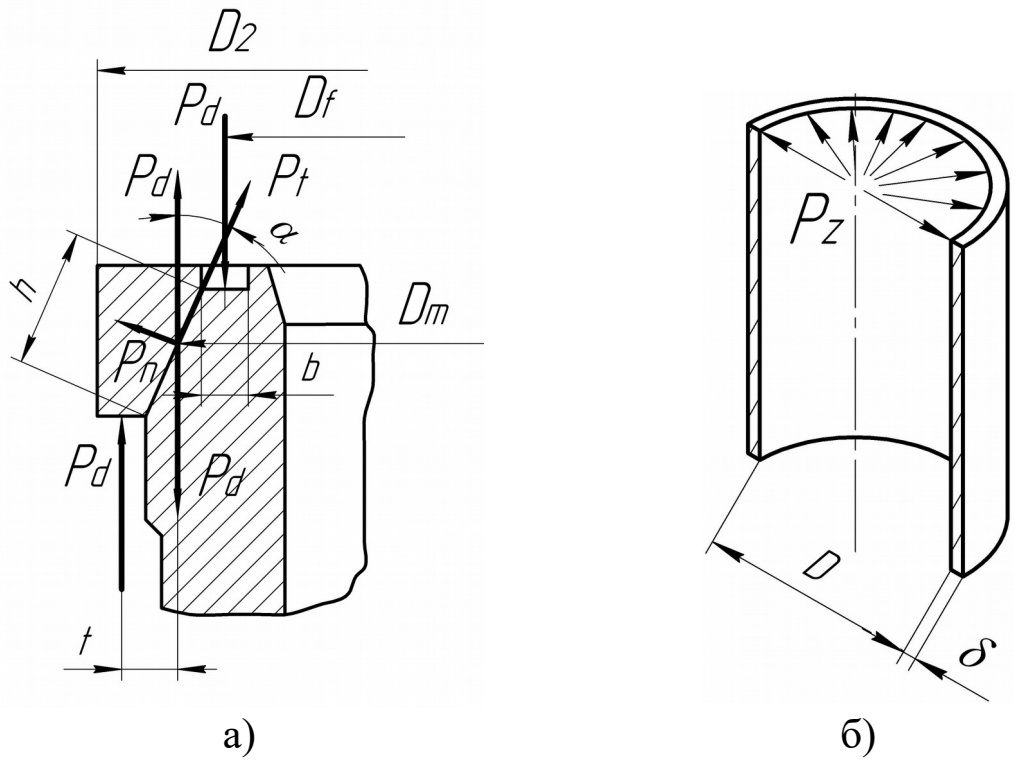


а – мокра гільза; б – суха гільза

Рисунок 1.7 – Схеми несучих гільз циліндрів ЛЕУ



а, б – двотактних; в – чотиритактних  
 Рисунок 1.8 – Схеми підвісних гільз циліндрів ЛЕУ



а – несучої; б – підвісної  
 Рисунок 1.9 – Схема розрахунку гільзи циліндра

Таблиця 1.10 – Значення відносних конструктивних параметрів гільзи циліндра

| Елементи гільзи циліндра<br>(позначення див. рисунки 1.7 та 1.8),<br>$D$ – діаметр циліндра, м | Розміри елементів гільзи циліндра |                  |
|--|-----------------------------------|------------------|
|  | Несуча                            | Підвісна         |
| Діаметр центруючого пояса $D_1$ , м  | $(1,15...1,25)D$                  |                  |
| Діаметр верхнього опорного бурта $D_2$ , м   | $(1,25...1,35)D$                  |                  |
| Довжина гільзи $L_r$ , м   | $(1,7...2,5)D$                    |                  |
| Товщина стінок гільзи $\delta_r$ , м<br>сухої<br>мокрої  | 0,018...0,02<br>$(0,06...0,1)D$   |                  |
| Середній діаметр канавки для ущільнення $D_f$ , м  | $(1,08...1,1)D$                   | -                |
| Ширина канавки для ущільнення $b$ , м  | 0,015...0,025                     | -                |
| Висота канавки для ущільнення $a$ , м  | $(0,25...0,5)b$                   | -                |
| Висота фланця гільзи $h_r$ , м   | $(0,18...0,2)D$                   |                  |
| Товщина фланця гільзи $b_r$ , м  | -                                 | $(0,14...0,18)D$ |
| Зазор між блоком та гільзою або між гільзою та сорочкою $l_r$ , м                              | 0,01...0,015                      |                  |

Для забезпечення щільності газового стику величина  $P_d$  приймається рівною, кН,

$$P_d = 10^3 (1,2...1,3) D_f^2 P_z \quad (1.17)$$

Сили  $P_d$  на плечі  $t$  утворюють пару сил, що викликають згинальний момент у перерізі  $h$ . Розкладаючи силу  $P_d$  на  $P_n$  - нормальну складову до перерізу ( $P_n = P_d \sin \alpha$ ) і  $P_t$  - дотичну складову ( $P_t = P_d \cos \alpha$ ), визначимо напруги, що виникають у цьому перерізі:

напруга вигину  $\sigma_b$  від моменту  $P_d t$ , МПа,

$$\sigma_b = 10^{-3} \frac{P_d \cdot 6t}{\pi D_m h^2}; \quad (1.18)$$

напруга розтягу  $\sigma_p$ , МПа,

$$\sigma_p = 10^{-3} \frac{P_n}{\pi D_m h}; \quad (1.19)$$

напруга зрізу  $\sigma_{zp}$ , МПа,

$$\sigma_{zp} = 10^{-3} \frac{P_t}{\pi D_m h}, \quad (1.20)$$

де  $h$  - довжина небезпечного перерізу, м;

$D_m$  - діаметр центра ваги небезпечного перерізу, м;

$t$  - плече згинального моменту, м.

Розрахункова напруга у небезпечному перерізі  $\sigma_c$ , МПа,

$$\sigma_c = \sqrt{(\sigma_b + \sigma_p)^2 + \sigma_{zp}^2}. \quad (1.21)$$

Допустимі значення  $\sigma_c$  для гільз з чавуну 40...60 МПа.

Опорну поверхню бурта гільзи перевіряють на стиск.

Напруга стиску  $\sigma_{ст}$ , МПа,

$$\sigma_{ст} = 10^{-3} \frac{4P_d}{\pi(D_2^2 - D_1^2)}. \quad (1.22)$$

Допустимі значення  $\sigma_{ст}$  для чавуну 60...80 МПа.

Ширину канавки для ущільнення  $b$  перевіряють на зминання. Напруга зминання  $\sigma_{зм}$ , МПа

$$\sigma_{зм} = 10^{-3} \frac{P_d}{\pi D_f b}. \quad (1.23)$$

Допустимі значення  $\sigma_{зм}$  для прокладок із чавуну до 80 МПа, для прокладок із міді до 40 МПа.

Розрахунок підвісної гільзи проводять з урахуванням дії рівномірно розподіленого тиску газів  $P_z$  (див. рисунок 1.9, б).

Напруга розриву  $\sigma_p$ , МПа,

$$\sigma_p = \frac{P_z D}{2\delta_z}. \quad (1.24)$$

Допустимі значення  $\sigma_p$  для гільз з чавуну 40...50 МПа.

**Приклад розрахунку.** Вихідні дані: двигун-прототип ПД1М;  $D=0,318$  м;  $P_z=6,9$  МПа.

Обираємо несучу гільзу циліндра з чавуну (див. рисунок 1.7, а) Користуючись таблицею 1.10, визначаємо розміри елементів гільзи. Розрахунки виконуємо у таблиці 1.11.

Таблиця 1.11 — Значення відносних конструктивних параметрів гільзи циліндра

| Елементи гільзи циліндра<br>(позначення див. рисунок 1.7, а),<br>$D$ – діаметр циліндра, м | Розміри елементів<br>гільзи циліндра |       |
|--|--------------------------------------|-------|
| Діаметр центруючого пояса $D_1$ , м  | 1,22D                                | 0,388 |
| Діаметр верхнього опорного бурта<br>$D_2$ , м  | 1,35D                                | 0,429 |
| Довжина гільзи $L_r$ , м   | 2,46D                                | 0,782 |
| Висота фланця гільзи $h_r$ , м   | 0,2D                                 | 0,064 |
| Товщина стінок гільзи $\delta_r$ , м   | 0,06D                                | 0,019 |
| Середній діаметр канавки для ущільнення $D_f$ , м  | 1,084D                               | 0,345 |
| Ширина канавки для ущільнення $b$ ,<br>м   | 0,015...<br>0,025                    | 0,025 |
| Висота канавки для ущільнення $a$ , м  | 0,3b                                 | 0,008 |
| Зазор між блоком та гільзою або між<br>гільзою та сорочкою $l_r$ , м                       | 0,01...0,015                         | 0,012 |

З рисунка 1.9, а визначаємо  $h = 0,061$  м,  $t = 0,018$  м,  $D_m = 0,373$  м,  $\alpha=14$ .

Визначаємо силу  $P_d$ , кН,

$$P_d = 1000 \cdot 1,3 \cdot 0,345^2 \cdot 6,9 = 1065,9.$$

Визначаємо сили  $P_d$  та  $P_n$ , кН,

$$P_n = 1065,9 \cdot \sin 14 = 257,86;$$

$$P_t = 1065,9 \cdot \cos 14 = 1034,21.$$

Визначаємо напруги, що виникають у перерізі  $h$ :

- напруга вигину  $\sigma_b$  від моменту  $P_{dt}$ , МПа,

$$\sigma_a = \frac{1065,87 \cdot 6 \cdot 0,018}{\pi \cdot 0,373 \cdot 0,061^2 \cdot 1000} = 26,4;$$

- напруга розтягу  $\sigma_p$ , МПа,

$$\sigma_d = \frac{257,86}{\pi \cdot 0,373 \cdot 0,061} = 3,61;$$

- напруга зрізу  $\sigma_{зр}$ , МПа,

$$\sigma_{сд} = \frac{1034,21}{\pi \cdot 0,373 \cdot 0,018} = 14,468.$$

Розрахункова напруга у небезпечному перерізі  $\sigma_c$ , МПа,

$$\sigma_{\bar{n}} = \sqrt{(26,4 + 3,61)^2 + 14,47} = 33,3.$$

$$33,3 \leq 40.$$

Для виготовлення гільзи циліндра обираємо чавун СЧ32-52.

Перевіряємо опорну поверхню бурта гільзи на стиск.

Напруга стиску  $\sigma_{ст}$ , МПа,

$$\sigma_{\bar{n}0} = \frac{4 \cdot 1065,9}{1000 \cdot \pi (0,429^2 - 0,388^2)} = 40,2,$$

$$40,2 \leq 60.$$

Перевіряємо ширину канавки для ущільнення  $b$  на зминання.

Напруга зминання  $\sigma_{зм}$ , МПа,

$$\sigma_{ci} = \frac{1065,9}{1000 \cdot \pi \cdot 0,345 \cdot 0,025} = 39,4,$$

$$39,4 \leq 40.$$

**Приклад розрахунку.** Вихідні дані: двигун-прототип 10Д100;  $D=0,207$  м;  $P_z=10$  МПа.

Обираємо підвісну гільзу циліндра з чавуну (див. рисунок 1.8, а). Користуючись таблицею 1.10 визначаємо розміри елементів гільзи. Розрахунки виконуємо у таблиці 1.12.

Таблиця 1.12 — Значення відносних конструктивних параметрів гільзи циліндра

| Елементи гільзи циліндра<br>(позначення див. рисунок 1.8, а),<br>$D$ – діаметр циліндра, м | Розміри елементів<br>гільзи циліндра |       |
|--|--------------------------------------|-------|
| Діаметр центруючого пояса $D_1$ , м  | $1,15D$                              | 0,238 |
| Діаметр верхнього опорного бурта $D_2$ ,<br>м  | $1,3 D$                              | 0,269 |
| Довжина гільзи $L_r$ , м   | $2 \times 2,0D$                      | 0,828 |
| Товщина стінок гільзи $\delta_r$ , м   | $0,1D$                               | 0,021 |
| Висота фланця гільзи $h_r$ , м   | $0,18D$                              | 0,037 |
| Товщина фланця гільзи $b_r$ , м  | $0,15D$                              | 0,031 |
| Зазор між блоком та гільзою або між<br>гільзою та сорочкою $l_r$ , м                       | 0,01...<br>0,015                     | 0,01  |

Напруга розриву  $\sigma_p$ , МПа,

$$\sigma_p = \frac{10 \cdot 0,207}{2 \cdot 0,021} = 49,3.$$

$$49,3 \leq 60.$$

Для виготовлення гільзи циліндра обираємо чавун СЧ28-48.

## 2 СПРОЩЕНИЙ РОЗРАХУНОК ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ЛЕУ

### 2.1 Розрахунок паливного насоса

У ЛЕУ застосовуються в основному золотникові паливні насоси високого тиску (ПНВТ). Можливе використання індивідуальних або блокових насосів. Усі ПНВТ мають постійний хід плунжера, жорсткий привод, забезпечують безпосереднє впорскування палива.

Насос-форсунка поєднує в одному корпусі обидва вузли – насос високого тиску й форсунку.

Процес впорскування палива у дизелі характеризується нижченаведеними показниками й параметрами.

Циклова подача палива - це кількість палива за об'ємом або масою, що впорскується за один цикл або подається через форсунку за один хід плунжера  $V_{ц\max}$ , м<sup>3</sup>/цикл,  $b_{ц}$ , кг/цикл.

Тиск початку впорскування  $P_{ф}$  – це тиск, при якому починає підійматися голка форсунки,  $P_{ф}=20\dots35$  МПа.

Максимальний тиск впорскування  $P_{п}$  – це максимальний тиск палива перед розпилюючими (сопловими) отворами розпилювача форсунки,  $P_{п}=60\dots80$  МПа, для насос-форсунок до 150 МПа.

Геометрична тривалість впорскування  $\Delta\varphi_r$  дорівнює куту обертання колінчастого вала двигуна (або кулачкового вала паливного насоса) від початку до кінця впорскування,  $\Delta\varphi_r=15\dots25$  град о.к.в.

Дійсна тривалість впорскування палива  $\Delta\varphi_d$ , град о.к.в.

$$\Delta\varphi_d = k_1\Delta\varphi_r, \quad (2.1)$$

де значення  $k_1$  обираються з таблиці 2.1 та збільшуються пропорційно  $P_{п}$ .

Початковим для визначення основних параметрів паливної апаратури є значення геометричної тривалості подачі палива та циклової подачі палива на номінальному режимі роботи дизеля. За ними розраховується діаметр і повний хід плунжера, середня



швидкість плунжера, а також площа прохідних перерізів соплових отворів розпилювача.

Циклова подача палива на номінальному режимі  $b_{ц}$ , кг/цикл,

$$b_{ц} = \frac{N_e g_e \tau}{120 n i i_n}, \quad (2.2)$$

де  $g_e$  - питома витрата палива, кг/кВтгод;

$N_e$  - номінальна потужність двигуна, кВт;

$n$  - номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, хв<sup>-1</sup>;

$\tau$  - тактність ( $\tau=4$  або  $2$ );

$i$  - кількість циліндрів;

$i_n$  - кількість ПНВТ на один циліндр.

Ураховуючи можливість перевантаження дизеля, забезпечення надійного запуску, а також можливість подальшого його форсування рекомендується використовувати для розрахунків

$$b_{ц\max} = (1,1 \dots 1,2) b_{ц}, \quad (2.3)$$

Циклова подача палива на номінальному режимі  $V_{ц\max}$ , м<sup>3</sup>/цикл,

$$V_{ц\max} = \frac{b_{ц\max}}{\rho_n}, \quad (2.4)$$

де  $\rho_n$  – густина палива,  $\rho_n=860 \dots 870$  кг/м<sup>3</sup>.

Розрахункова циклова подача більше  $V_{ц\max}$ . Це пов'язано з тим, що у процесі впорскування мають місце гідравлічні втрати, які враховуються коефіцієнтом подачі насоса  $\eta_n$ .

$$V_p = \frac{V_{ц\max}}{\eta_n}, \quad (2.5)$$

де  $\eta_n$  - коефіцієнт подачі насоса, значення якого наведені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 — Коефіцієнти для розрахунку паливних систем

| Тип паливної системи           | $k_l$     | $\eta_n$    | $m$       | $m_1$     | $m_2$     |
|--------------------------------|-----------|-------------|-----------|-----------|-----------|
| Розділена із золотниковим ПНВТ | 1,1...1,5 | 0,75...0,90 | 3,0...4,5 | 2,0...5,5 | 0,7...1,5 |
| Насос-форсунка                 | 1,1...1,3 | 0,8...1,0   | 1,5...4,5 | 1,5...5,0 | 0,7...1,5 |

Діаметр  $d_n$  і геометричний хід плунжера  $h_r$  зв'язані відношенням

$$m = \frac{d_n}{h_r}.$$

Тоді

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_n^3}{4m}. \quad (2.6)$$

Звідки діаметр плунжера  $d_n$ , мм,

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4mV_{u\max} \cdot 10^9}{\pi\eta_n}}. \quad (2.7)$$

Геометричний хід плунжера  $h_r$ , мм,

$$h_r = \frac{d_n}{m}. \quad (2.8)$$

Повний хід плунжера  $h_n$ , мм,

$$h_n = m_1 h_r. \quad (2.9)$$

Значення  $m$  та  $m_1$  обираються з таблиці 2.1.

Визначені  $d_n$  і  $h_n$  округлюють до найближчого за ГОСТ 10578-95 розміру (див. таблицю 2.2), рекомендовані відношення  $m_2 = d_n/h_n$  наведені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.2 – Діаметр та хід плунжера ПНВТ

| Тип насоса     | Діаметр плунжера, мм      | Хід плунжера, мм |
|----------------|---------------------------|------------------|
| Індивідуальний | 10,0;11,0;12,0;13,0;14,0; | 8;10;12;16;22    |

|                                       |  |            |
|---------------------------------------|--|------------|
| для кожного циліндра                  | 15,0;16,0;17,0;18,0;20,0;22,0                |            |
| Блоковий з числом секцій 6; 8; 12; 16 | 10,0;11,0;12,0;13,0;14,0;15,0;16,0;17,0;18,0 | 8;10;12;16 |

Середня швидкість плунжера  $c_m$ , м/с,

$$c_m = \frac{6nh_2}{\Delta\varphi_2 \cdot 10^3} \cdot \quad (2.10)$$

Рекомендовані значення  $c_m=1,5\dots2,6$  м/с.

За обчисленим  $d_{\text{п}}$  визначають розміри плунжерної пари (рисунки 2.1 та 2.2, таблиці 2.3 та Е.1) в залежності від типу двигуна.

Таблиця 2.3 – Значення відносних конструктивних параметрів плунжерної пари

| Елементи плунжера ( позначення див. рисунки 2.1 та 2.2), $d_{\text{п}}$ – діаметр плунжера, мм | Розміри елементів плунжерної пари              |
|--|--|
| Зовнішній діаметр втулки плунжера $D_1$ , мм   | $(1,8\dots3,1)d_{\text{п}}$                    |
| Висота бурта гільзи $l_{\text{п}}$ , мм  | $(1,5\dots1,7)d_{\text{п}}$                    |
| Загальна довжина гільзи $L_{\text{п}}$ , мм  | $(1,8\dots3,0)D_1$                             |
| Діаметр нижньої зони гільзи $D_2$ , мм   | $(0,65\dots0,75)D_1$                           |
| Довжина притертої поверхні плунжера $l_{\text{уц}}$ , мм                                       | $(4,5\dots6,5)d_{\text{п}}$                    |
| Довжина плунжера $l_{\text{пл}}$ , мм  | $(6,5\dots9,0)d_{\text{п}}$                    |
| Діаметр наповнювального отвору $d_{\text{н}}$ , мм   | $(0,2\dots0,35)d_{\text{п}}$                   |
| Діаметр відсічного отвору $d_{\text{о}}$ , мм  | $(0,2\dots0,35)d_{\text{п}}$                   |
| Відстань між вікнами гільзи $a$ , мм   | $0,004\dots0,006$                              |
| Висота головки плунжера $H_{\text{п}}$ , мм  | $h_{\text{г}}+(d_{\text{н}}+d_{\text{о}})/2+a$ |

Гільзу та плунжер виготовляють із сталі: 38ХЕМФСА, ШХ15, ХВГ.

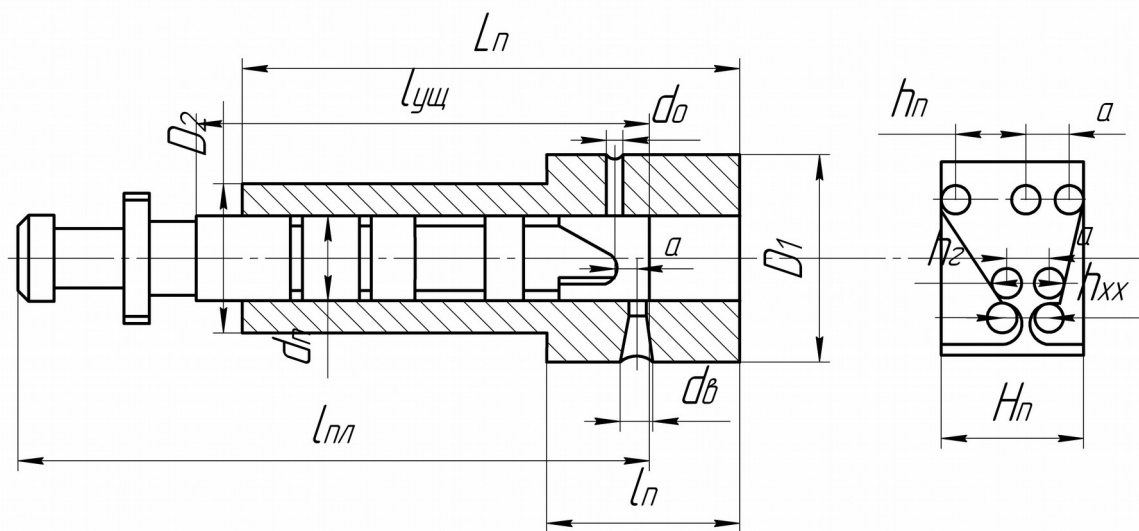


Рисунок 2.1 – Схема плунжерної пари з похилою кромкою плунжера та розгортка його золотникової частини

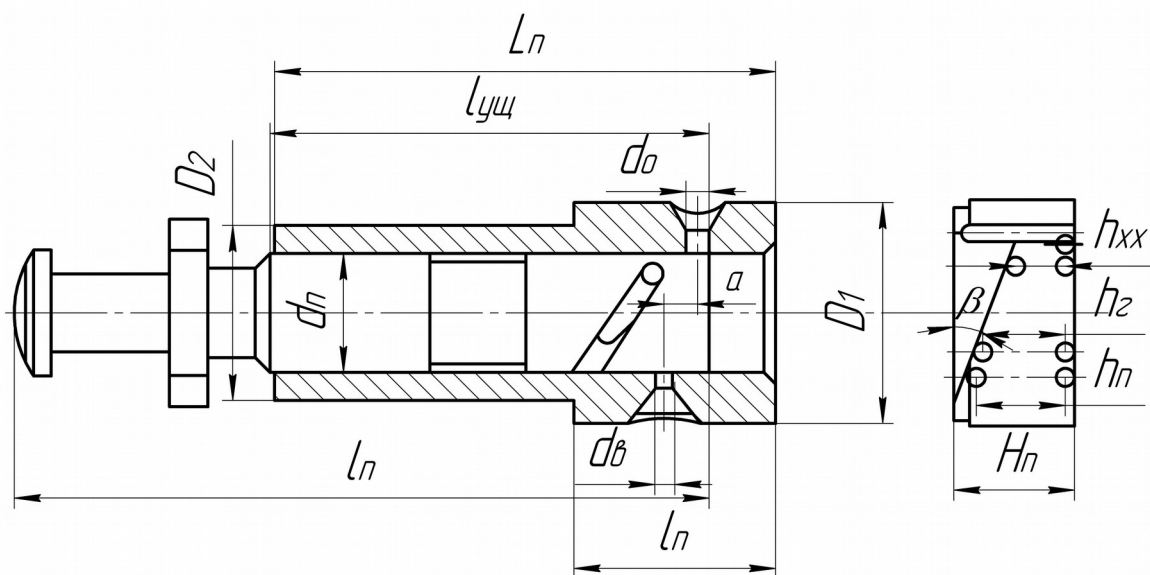


Рисунок 2.2 – Схема плунжерної пари з гвинтовою кромкою плунжера та розгортка його золотникової частини

**Приклад розрахунку.** Вихідні дані: двигун-прототип 1Д80;  $N_e=2200$  кВт;  $g_e=0,209$  кг/кВтгод;  $\tau=4$ ;  $n=1000$  хв<sup>-1</sup>;  $i=16$ .

Обираємо індивідуальний ПНВТ з максимальним тиском впорскування  $P_n=80$  МПа та геометричною тривалістю впорскування  $\Delta\phi_r=14$  град о.к.в.

Дійсна тривалість впорскування палива  $\Delta\phi_d$ , град о.к.в.

$$\Delta\varphi_{\partial} = 1,5 \cdot 14 = 21 .$$

Циклова подача палива на номінальному режимі  $b_{ц}$ , кг/цикл,

$$b_{ц} = \frac{2200 \cdot 0,209 \cdot 4}{120 \cdot 1000 \cdot 16 \cdot 1} = 0,00096 .$$

Циклова подача палива на номінальному режимі  $V_{ц\max}$ , м<sup>3</sup>/цикл,

$$V_{ц\max} = \frac{0,00096}{870} = 0,00000121 ,$$

де  $\rho_{п}$  – густина палива,  $\rho_{п}=870$  кг/м<sup>3</sup>.

Розрахункова циклова подача  $V_{р}$ , м<sup>3</sup>/цикл,

$$V_{р} = \frac{0,00000121}{0,75} = 0,00000161 ,$$

де  $\eta_{п}$  – коефіцієнт подачі насоса,  $\eta_{п}=0,75$ .

Діаметр плунжера  $d_{п}$ , мм,

$$d_{п} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3,5 \cdot 0,00000121 \cdot 1000000000}{\pi \cdot 0,75}} = 19,3 ,$$

де  $m=3,5$  (обрано з таблиці 2.1).

Геометричний хід плунжера  $h_{г}$ , мм,

$$h_{г} = \frac{19,3}{3,5} = 5,5 .$$

Повний хід плунжера  $h_{п}$ , мм,

$$h_{п} = 3,5 \cdot 5,5 = 19,3 ,$$

де  $m_1=3,5$  (обрано з таблиці 2.1).

Користуючись таблицею 2.2, обираємо  $d_{п}=18$  мм,  $h_{п}=22$  мм.

Відношення  $m_2=18/22=0,82$ .

Середня швидкість плунжера  $c_m$ , м/с

$$c_m = \frac{6 \cdot 1000 \cdot 5,5}{14 \cdot 1000} = 2,4.$$

Користуючись таблицею 2.3 та таблицею Е.1 визначаємо розміри елементів плунжерної пари. Розрахунки виконуємо у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Значення відносних конструктивних параметрів плунжерної пари

| Елементи плунжера<br>(позначення див. рисунок 2.1),<br>$d_{\text{п}}$ – діаметр плунжера, мм | Розміри елементів<br>плунжерної пари                   |       |
|--|--|-------|
| Зовнішній діаметр втулки плунжера $D_1$ , мм   | $2,4d_{\text{п}}$                                      | 43,2  |
| Висота бурта гільзи $l_{\text{п}}$ , мм  | $1,7d_{\text{п}}$                                      | 30,6  |
| Загальна довжина гільзи $L_{\text{п}}$ , мм  | $2,6D_1$   | 112,3 |
| Діаметр нижньої зони гільзи $D_2$ , мм   | $0,73D_1$  | 31,5  |
| Довжина притертої поверхні плунжера $l_{\text{уш}}$ , мм                                     | $6,1d_{\text{п}}$                                      | 109,8 |
| Довжина плунжера $l_{\text{пл}}$ , мм  | $7,5d_{\text{п}}$                                      | 135,0 |
| Діаметр наповнювального отвору $d_{\text{н}}$ , мм   | $0,31d_{\text{п}}$                                     | 5,5   |
| Діаметр відсічного отвору $d_{\text{о}}$ , мм  | $0,31d_{\text{п}}$                                     | 5,5   |
| Відстань між вікнами гільзи $a$ , мм   | 4...6  | 6,0   |
| Висота головки плунжера $H_{\text{п}}$ , мм  | $h_{\text{г}} + (d_{\text{н}} + d_{\text{о}}) / 2 + a$ | 17,0  |

Для виготовлення плунжерної пари обираємо сталь 38ХЕ-МФСА.

## 2.2 Розрахунок форсунки

У ЛЕУ застосовуються переважно форсунки закритого типу з гідравлічним управлінням голкою.

Площа перерізів соплових отворів розпилювача форсунки  $f_c$ , мм<sup>2</sup>,

$$f_c = \frac{\mu \cdot f_n \cdot c_m}{A} \sqrt{\frac{\rho_n}{(P_\phi - P_c)10^6}}, \quad (2.11)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт втрати розпилюючих отворів форсунки,  $\mu=0,6\dots0,75$ ;

$f_n$  – площа перерізу плунжера,  $\text{мм}^2$ ,  $f_n = \pi d_n^2 / 4$ ;

$A$  – безрозмірний коефіцієнт,  $A=1,8\dots2,2$ ;

$P_c$  – тиск повітря в кінці такту стиску, МПа.

Діаметр сопла форсунки  $d_c$ , мм,

$$d_c = \sqrt{\frac{4f_c}{\pi \cdot i_c \cdot i_\phi}}, \quad (2.12)$$

де  $i_c$  – кількість отворів у наконечнику розпилювача форсунки,  $i_c=3\dots10$ ;

$i_\phi$  – кількість форсунок на циліндр ЛЕУ.

Одержані значення округлюють до величини, кратної 0,05 мм. Рекомендовані значення  $d_c=0,35\dots0,55$  мм.

Розміри розпилювача форсунки (рисунок 2.3) визначаються за відносними розмірами їх елементів (таблиці 2.5 та Е.1).

Для виготовлення розпилювача використовують сталь ШХ-15, а для голки – Р18.

**Приклад розрахунку.** Вихідні дані: двигун-прототип 1Д80;  $d_n=18$  мм;  $P_c=6,2$  МПа;  $c_m=2,4$  м/с.

Обираємо закриту форсунку з незнімним сопловим наконечником (див. рисунок 2.3, б),  $P_\phi=28$  МПа.

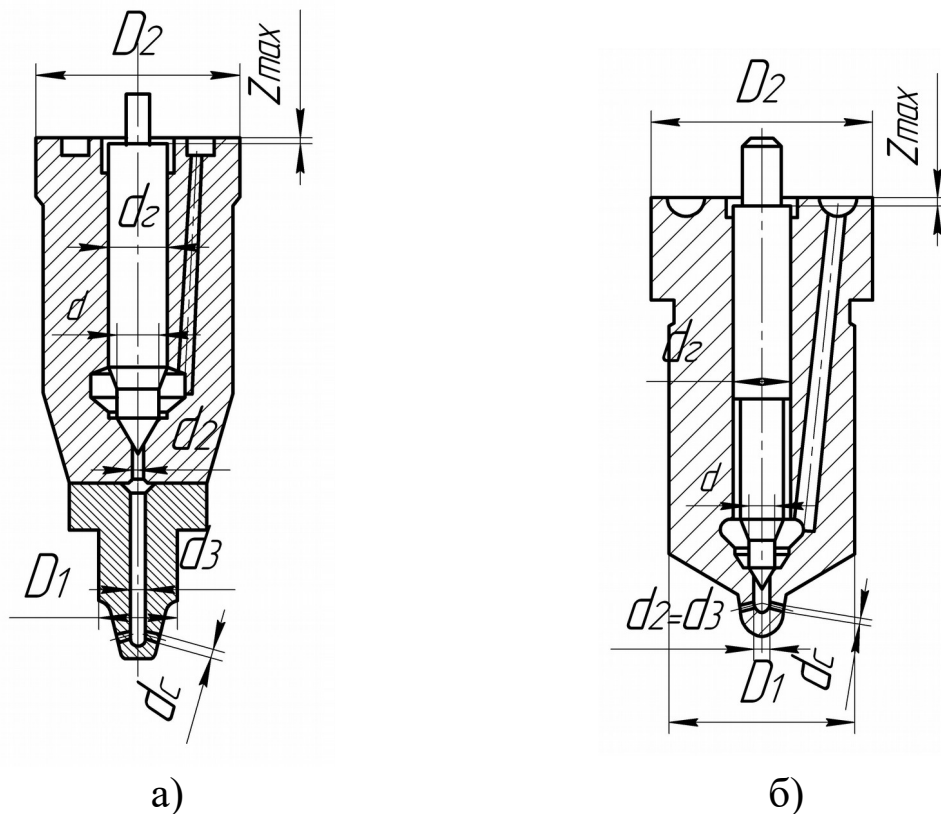
Площа перерізу плунжера  $f_n$ ,  $\text{мм}^2$ ,

$$f_n = \pi \cdot 18^2 / 4 = 254,47.$$

Таблиця 2.5 – Значення відносних конструктивних параметрів розпилювача форсунки

| Елементи розпилювача<br>(позначення див. рисунок 2.3)  | Розміри елементів розпилювача       |
|--|-------------------------------------|
| Діаметр каналу у наконечнику розпилювача<br>$d_3$ , мм | (1,95...2,11)<br>$\sqrt{f_c / \mu}$ |

|  |                      |
|--|----------------------|
| Діаметр каналу у корпусі розпилювача $d_2$ , мм      | $(1,0 \dots 1,8)d_3$ |
| Діаметр основи запірного конуса голки $d$ , мм       | $(1,5 \dots 3,3)d_2$ |
| Діаметр голки $d_r$ , мм                             | $(1,2 \dots 1,7)d$   |
| Максимальний хід голки $z_{\max}$ , мм               | $0,45 \dots 0,75$    |
| Діаметр корпусу (наконечника) розпилювача $D_1$ , мм | $(1,2 \dots 3,1)d_r$ |
| Діаметр бурта корпусу розпилювача $D_2$ , мм         | $(1,0 \dots 2,6)D_1$ |



а – зі знімним наконечником розпилювача;  
б – суцільним з корпусом

Рисунок 2.3 – Схеми розпилювача форсунки

Задаємось значеннями  $\mu=0,75$  та  $A=2,2$ .

Площа перерізів соплових отворів розпилювача форсунки  $f_c$ , мм<sup>2</sup>,

$$f_c = \frac{0,75 \cdot 254,47 \cdot 2,4}{2,2} \sqrt{\frac{870}{(28 - 6,2)1000000}} = 1,296.$$

Діаметр сопла форсунки  $d_c$ , мм,



$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,296}{\pi \cdot 8 \cdot 1}} = 0,454,$$

де  $i_c=8$  – кількість отворів у наконечнику розпилювача форсунки;  
 $i_\phi=1$  – кількість форсунок на один циліндр ЛЕУ.

Обираємо значення  $d_c=0,45$  мм.

Користуючись таблицею 2.5 та таблицею Е.1, визначаємо розміри елементів розпилювача форсунки. Розрахунки виконуємо у таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Значення відносних конструктивних параметрів розпилювача форсунок

| Елементи розпилювача<br>(позначення див. рисунок 2.3, б) | Розміри елементів<br>розпилювача |      |
|--|----------------------------------|------|
| Діаметр каналу у наконечнику розпилювача $d_3$ , мм      | $1,95\sqrt{f_c/\mu}$             | 2,5  |
| Діаметр каналу у корпусі розпилювача $d_2$ , мм          | $1,0d_3$                         | 2,5  |
| Діаметр основи запірного конуса голки $d$ , мм           | $1,9d_2$                         | 4,8  |
| Діаметр голки $d_r$ , мм                                 | $1,65d$                          | 8,0  |
| Максимальний хід голки $z_{\max}$ , мм                   | 0,45...0,75                      | 0,45 |
| Діаметр корпусу (наконечника) розпилювача $D_1$ , мм     | $3,1d_r$                         | 25,0 |
| Діаметр бурта корпусу розпилювача $D_2$ , мм             | $1,2D_1$                         | 30,0 |

Для виготовлення розпилювача обираємо сталь ШХ-15, а для голки – Р18.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Коновалов Є.В., Козар Л.М. Студентська навчальна звітність. Текстова частина (пояснювальна записка). Загальні вимоги до побудови, викладення та оформлення: Методичний посібник з додержання вимог нормоконтролю у студентській навчальній звітності. – Харків: УкрДАЗТ, 2004. – 38 с.

2 Коновалов Є.В., Козар Л.М. Студентська навчальна звітність. Графічні конструкторські документи. Загальні вимоги до побудови, викладення та оформлення: Методичний посібник з додержання вимог нормоконтролю (нормативних документів) у студентській навчальній звітності. Розділ 2. – Харків: УкрДАЗТ, 2006. – 36 с.

3 Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учеб. для вузов / А.Э.Симсон, А.З.Хомич, С.Г.Жалкин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1987. – 536 с.

4 Локомотивные энергетические установки: Учеб. для вузов ж.-д. трансп. / А.И.Володин, В.З.Зюбанов, В.Д.Кузьмич и др.; Под ред. А.И.Володина. – М.: ИПК Желдориздат, 2002. – 718 с.

5 Головки В.Ф. Енергетичне обладнання рухомого складу залізниць: Навч. посібник. – Харків: ПП видавництва "Нове слово", 2003. – 256 с.

6 Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 т. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А.Ф. Шеховцова. – Харків: Видавн. центр НТУ "ХП", 2004. – 490 с.

7 Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2006. – 476 с.

8 Тепловоз ТЭ10М. Руководство по эксплуатации и обслуживанию. – М.: Транспорт, 1985. – 421 с.

9 Жилин Г.А. Пассажирский тепловоз ТЭП60. – М.: Транспорт, 1976. – 376 с.

10 Пассажирский тепловоз ТЭП70 / Ю.В. Хлебников, И.Г. Быков, И.М. Ширяев и др. – М.: Транспорт, 1976. – 232 с.

11 Тепловоз М62. – М.: Транспорт, 1974. – 280 с.

12 Тепловоз ТЭМ2У. Руководство по эксплуатации и обслуживанию. – М.: Транспорт, 1991. – 239 с.

13 Тепловозные дизели типа Д49 / Под ред. Е.А.Никитина. – М.: Транспорт, 1982. – 255 с.

14 Тепловозные дизели типа Д70 / Н.П. Синенко, Е.В. Турчак, И.И. Резник. – М.: Транспорт, 1977. – 245 с.

**Додаток А**  
(довідковий)

Приклад оформлення титульного листа курсового проекту

Українська державна академія залізничного транспорту  
Кафедра «Експлуатація та ремонт рухомого складу»

**КУРСОВИЙ ПРОЕКТ**

з дисципліни «ЛОКОМОТИВНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»  
на тему: ЛОКОМОТИВНА ЕНЕРГЕТИЧНА УСТАНОВКА  
ПОТУЖНІСТЮ 2200 КВТ

Студента   3   курсу   1   групи  
спеціальності  
7.07010501 Локомотиви та локомотивне  
господарство  
Іванов І.І.

Керівник  
доц., к.т.н., Петров П.П.

Національна шкала \_\_\_\_\_

Кількість балів: \_\_\_\_ Оцінка: ECTS \_\_\_\_

Члени комісії

\_\_\_\_\_ Петров П.П.  
(підпис)

\_\_\_\_\_ Сидоров С.С.  
(підпис)

Харків – 2013 рік

**Додаток Б**  
**(довідковий)**  
Приклад оформлення змісту курсового проекту

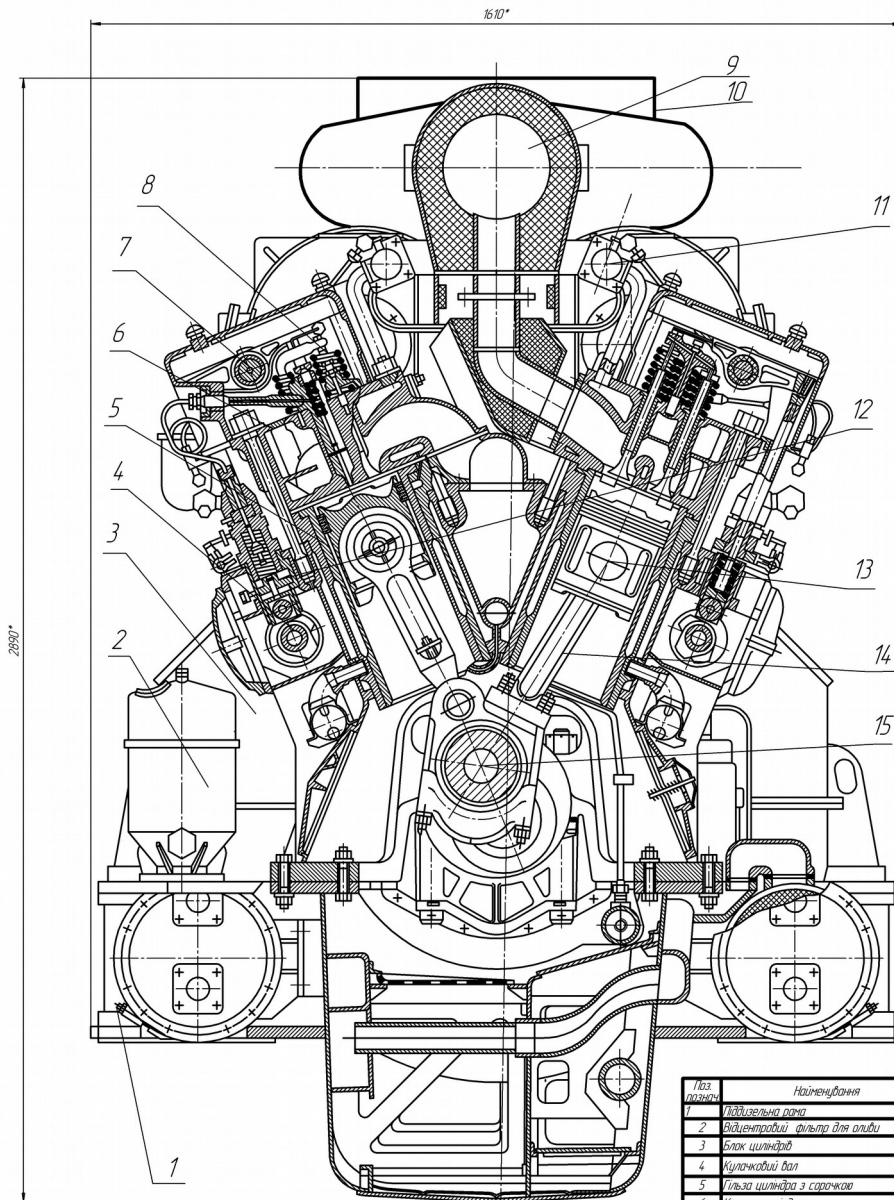
### Зміст

|   |    |
|---|----|
| 1 Вибір параметрів та визначення основних показників роботи ЛЕУ                         | 3  |
| 2 Визначення витрат палива, повітря і газів, що відпрацювали                            | 5  |
| 3 Визначення основних показників системи наддування                                     | 7  |
| 4 Визначення основних параметрів робочого процесу ЛЕУ                                   | 9  |
| 5 Побудова індикаторної діаграми робочого процесу ЛЕУ                                   | 16 |
| 6 Динамічний розрахунок шатунно - кривошипного механізму                                | 18 |
| 6.1 Динамічні діаграми тангенційних сил, діючих на шатунну шийку у V- подібному двигуні | 20 |
| 6.2 Динамічна діаграма сумарних тангенційних сил двигуна                                | 22 |
| 7 Визначення основних розмірів деталей кривошипно-шатунного механізму ЛЕУ               | 23 |
| 7.1 Розрахунок колінчастого вала  | 23 |
| Список використаних джерел  | 25 |

|           |        |          |        |      |  |                      |      |        |
|-----------|--------|----------|--------|------|--|----------------------|------|--------|
|           |        |          |        |      | <b>КПМ.510.10.00.02</b>                                  |                      |      |        |
| Змн.      | Арк.   | № докум. | Підпис | Дата | Локомотивна енергетична<br>установка потужністю 2200 КВт | Літ.                 | Арк. | Листів |
| Розроб.   | Іванов |          |        |      |  |                      | 2    | 25     |
| Перевір.  | Петров |          |        |      |  | УкрДАЗТ, ар. 1-III-Л |      |        |
| Реценз.   |        |          |        |      |  |                      |      |        |
| Н. Контр. |        |          |        |      |  |                      |      |        |
| Затверд.  |        |          |        |      |  |                      |      |        |

### Додаток В (довідковий)

Приклад оформлення складального креслення ЛЕУ



\* - розмір для довжки

Технічна характеристика

|   |                |
|---|----------------|
| Потужність $N_e$ , кВт  | 2200           |
| Число циліндрів $i$   | 16             |
| Тактність $\tau$  | 4              |
| Частота обертання колінчастого вала $n$ , $s^{-1}$ ( $\text{об}^{-1}$ ) | 104,67 (10000) |
| Діаметр циліндра $D$ , м  | 0,26           |
| Хід поршня $S$ , м  | 0,27           |
| Середній ефективний тиск $P_e$ , МПа                                    | 1,26           |
| Максимальний тиск згоряння $P_z$ , МПа                                  | 11,8           |
| Ефективний ККД $\eta_e$   | 0,42           |
| Питома ефективна витрата палива $C_e$ , кг/кВт·год                      | 0,209          |

| Поз. / Назнач. | Найменування                   | Кільк. | Примітка |
|----------------|--------------------------------|--------|----------|
| 1              | Удільзельна рама               | 1      |          |
| 2              | Відцентровий фільтр для оливи  | 1      |          |
| 3              | Блок циліндрів                 | 1      |          |
| 4              | Кулачковий вал                 | 2      |          |
| 5              | Гільза циліндра з сорочкою     | 16     |          |
| 6              | Кришка циліндра                | 16     |          |
| 7              | Трибні клапани                 | 16     |          |
| 8              | Фарсунка                       | 16     |          |
| 9              | Випускний колектор             | 1      |          |
| 10             | Турбокомпресор                 | 1      |          |
| 11             | Водяний колектор               | 2      |          |
| 12             | Пальничий насос високого тиску | 16     |          |
| 13             | Поршень                        | 16     |          |
| 14             | Пальничий штупи                | 8      |          |
| 15             | Колінчастий вал                | 1      |          |

| КПМ.5.10.10.00.ТК |   |  |                          |
|-------------------|---|--|--------------------------|
| Виробник          | Державний завод «Сіверський машинобудівний завод» | Ажурність енергетична установка потужністю 2200 кВт (типу 10300) | Кільк. / Маса / Міцність |
| Модель            | КПМ.5.10.10.00.ТК                                 |  | 1 / 17500 / 15           |
| Масштаб           | 1:1   |  |                          |
| Датум             | 2011.07.11  |  |                          |
| Місце             | Східний   |  |                          |
| Відомості         | Копія   |  |                          |











**Додаток Г**  
(довідковий)

Конструктивні відношення та розміри колінчастих валів ЛЕУ

Таблиця Г.1

| Розміри та відношення   | ЛЕУ      |        |            |            |      |
|---|----------|--------|------------|------------|------|
|   | Д50/ПД1М | Д100   | Д40/Д45    | Д70/Д80    | Д49  |
| Діаметр корінної шийки $d_k$ , мм   | 240      | 203,38 | 250        | 230        | 220  |
| Відношення $d_k/D$  | 0,75     | 0,99   | 1,09       | 0,96       | 0,85 |
| Діаметр шатунної шийки $d_{ш}$ , мм   | 210      | 171,8  | 165        | 190        | 190  |
| Відношення $d_{ш}/D$  | 0,66     | 0,83   | 0,71       | 0,79       | 0,71 |
| Відношення $L/D$  | 1,7      | 1,47   | 1,37       | 1,62       | 1,46 |
| Довжина корінної шийки вала $l_k$ , мм  | 170      | 89     | 78/120*    | 95/105*    | 80   |
| Відношення $l_k/d_k$  | 0,71     | 0,43   | 0,31/0,48* | 0,41/0,46* | 0,36 |
| Довжина шатунної шийки вала $l_{ш}$ , мм  | 138      | 108    | 98         | 135        | 120  |
| Відношення $l_{ш}/d_k$  | 0,66     | 0,63   | 0,6        | 0,71       | 0,63 |
| Відношення $a/D$  | 1,45     | 1,7    | 1,47       | 1,46       | 1,16 |
| Відношення $b/D$  | 0,39     | 0,31   | 0,2        | 0,29       | 0,21 |
| Перекриття шийок вала $\varepsilon$ , мм  | 120      | 122    | 54         | 65         | 70   |
| Примітки:<br>$D$ - діаметр циліндра;<br>* цифри у знаменнику для подовжених шийок |          |        |            |            |      |

**Додаток Д**  
(довідковий)

Конструктивні відношення та розміри поршнів та шатунів ЛЕУ

Таблиця Д.1

| Розміри та відношення   | ЛЕУ      |                 |         |         |         |
|---|----------|-----------------|---------|---------|---------|
|   | Д50/ПД1М | Д100            | Д40/Д45 | Д70     | Д49/Д80 |
| Відношення $H/D$  | 1,44     | 1,42/1,52*      | 1,6     | 1,12    | 1,0     |
| Відношення $h_1/D$  | 0,24     | 0,18            | 0,19    | 0,21    | 0,13    |
| Відношення $H_2/D$  | 0,44     | 0,7             | 0,69    | 0,44    | 0,38    |
| Відношення $d_n/D$  | 0,48     | 0,4             | 0,39    | 0,4     | 0,36    |
| Відношення $d_0/d_n$  | 0,7      | 0,56            | 0,53    | 0,516   | 0,45    |
| Радіальна ширина кільця $t$ , мм  | 10       | 7,25            | 8       | 8       | 8       |
| Висота кільця $a$ , мм  | 4,8      | 8               | 8       | 3,9     | 5       |
| Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda=R/L_{ш}$              | 0,232    | 0,217/0,18<br>6 | 0,246   | 0,227** | 0,308   |
| Відношення $c/d_0$  | 1,2      | 1,27            | 1,3     | 1,26    | 1,26    |
| Відношення $d_0/D$  | 0,22     | 0,1             | 0,14    | 0,104** | 0,093   |
| Маса поршня $m_n$ , кг  | 54       | 35,47           | 46      | 25,1    | 39,5    |
| Примітки:<br>$D$ - діаметр циліндра;<br>* верхній/нижній;<br>** також для Д80 |          |                 |         |         |         |

**Додаток Е**  
(довідковий)

Конструктивні відношення, розміри та параметри паливної апаратури ЛЕУ

Таблиця Е.1

| Розміри та відношення   | ЛЕУ      |        |         |         |        |
|---|----------|--------|---------|---------|--------|
|   | Д50/ПД1М | Д100   | Д40/Д45 | Д70/Д80 | Д49    |
| 1   | 2        | 3      | 4       | 5       | 6      |
| Параметри плунжерних пар паливних насосів                             |          |        |         |         |        |
| Циклова подача $b_c$ , г/цикл   | 1,46     | 0,54×2 | 1,38    | 1,27    | 1,44   |
| Діаметр плунжера $d_p$ , мм   | 20       | 13     | 17      | 16      | 17     |
| Хід плунжера $h_p$ , мм   | 20       | 16     | 16      | 22      | 22     |
| Зовнішній діаметр втулки плунжера $D_1$ , мм                          | 40       | 32     | 38      | 38      | 38     |
| Загальна довжина гільзи $L_{п}$ , мм                                  | 140      | 76     | 161     | 100     | 96     |
| Діаметр нижньої зони гільзи $D_2$ , мм                                | 34       | 26     | 28      | 28      | 28     |
| Висота бурта гільзи $l_{п}$ , мм                                      | 34       | 22     | 40      | 37      | 42     |
| Діаметр наповнювального отвору $d_{н}$ , мм                           | 6,0      | 3,1*   | 2,5     | 5,5     | 3,0    |
| Діаметр відсічного отвору $d_{о}$ , мм                                | 6,0      | 3,1*   | 2,5     | 5,5     | 3,0    |
| Відстань між вікнами гільзи $a$ , мм                                  | 0        | 0      | 4,0     | 6,0     | 4,0    |
| Максимальний тиск впорскування $P_{п}$ , МПа                          | 70       | 59     | 70      | 81,5    | 70     |
| Геометрична тривалість впорскування $\Delta\varphi_{г}$ , град о.к.в. | 22       | 26,5   | 21      | 19      | 14     |
| Середня швидкість плунжера $c_m$ , м/с                                | 1,1      | 1,4    | 1,5     | 1,62    | 2,55   |
| Регулювання подачі палива**   | К        | К      | П та К  | П та К  | П та К |

Продовження таблиці Е.1

| 1   | 2    | 3    | 4    | 5    | 6          |
|---|------|------|------|------|------------|
| Параметри форсунок  |      |      |      |      |            |
| Тиск початку впорскування $P_f$ , МПа   | 27,0 | 21,0 | 31,4 | 28,0 | 31,4       |
| Діаметр голки $d_g$ , мм  | 8,0  | 7,0  | 7,0  | 8,0  | 8,0        |
| Максимальний хід голки $z_{max}$ , мм   | 0,45 | 0,45 | 0,75 | 0,45 | 0,75       |
| Кількість отворів у наконечнику розпилювача $i_c$   | 9    | 3    | 7    | 8    | 6,9,10***  |
| Діаметр сопла форсунки $d_c$ , мм   | 0,35 | 0,56 | 0,40 | 0,45 | 0,35; 0,40 |
| Примітки: * Наповнювальний отвір є також відсічним;<br>** К - кінцем; П та К - початком і кінцем;<br>***В залежності від числа циліндрів. |      |      |      |      |            |