

**О.А. МЕЛЬНИЧЕНКО, О.С. ПОДОЛЯК**, Українська інженерно-педагогічна академія, м. Харків

## НАПРУЖЕНИЙ СТАН ГІЛЬЗ ЦИЛІНДРІВ ПРИ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ

В роботі розглядаються умови зміни напруженого стану гільз циліндрів двигунів, застосовуваних на автомобільних кранах, в залежності від динамічних режимів роботи. Був проведений розрахунок, що дозволив графічно визначити зміну внутрішнього діаметра гільзи уздовж твірної циліндра.

The terms of change of the tense state of shells of cylinders of engines of applied on motor-car faucets depending on dynamic office hours are examined in work. A calculation which allowed graphically to define the change of internal diameter of shell along formative cylinder was conducted.

**Постановка проблеми.** Вивчення закономірностей зміни напруженого стану гільз циліндрів у залежності від режимів роботи є важливою задачею при дослідженні зносу гільз циліндрів двигунів, застосовуваних на автомобільних кранах.

**Аналіз досліджень.** Вивчаючи опубліковані дослідження, можна дійти висновку, що зміни напруженого стану при роботі автомобільного крана в режимі „підйом-опускання” відповідають несталому режиму. Пов'язано це з тим, що вантажопідйомні машини є машинами циклічної дії [1]. У машин циклічної дії рух, що має несталий характер, займає у загальному циклі значний час, і чим більша частка цього часу, тим вище динамічні навантаження, що діють на усі вузли й елементи машини [2], включаючи і гільзу циліндра двигуна.

**Постановка задачі.** Основною метою даної роботи є дослідження умов зміни напруженого стану гільз циліндрів двигуна автомобільного крана в залежності від динамічних режимів роботи, а також визначення зміни внутрішнього діаметра гільзи уздовж твірної циліндра.

**Виклад основного матеріалу.** Класична теорія пружності виходить із пружних властивостей твердого тіла і, отже, з існування однозначного (пропорційного) зв'язку між напругою і деформацією. Однак, у зв'язку з анізотропією напруженості у випадку додатка зовнішнього навантаження, різні мікрообсяги матеріалу мають неоднакові деформації, що відповідають локальній напрузі, у результаті чого між по-різному деформованими мікрообсягами виникають напруги зрушення.

Таким чином, реальні тіла володіють (навіть при малих напругах) недосконалою пружністю, тобто при циклічному деформуванні деформація відстає по фазі від напруги [3]. У зв'язку з наявністю зрушення фаз між деформацією і напругою не виконується закон Гука. Різниця між енергією, витраченою на деформацію, і енергією, повернутою зразкові після навантаження,

приводить до виникнення розсіяної енергії за цикл деформації, велика частина якої перетворюється на тепло. Незалежно від природи джерел енергетичних втрат характеристикою циклічної в'язкості пружної системи вважається дисипація енергії, що залежить від величини відношення розсіяної енергії за цикл сталих коливань до амплітудного значення потенційної енергії пружної системи.

Для визначення величин напруг, що виникають у гільзах циліндрів у результаті впливу навантажувальних режимів роботи, і для тарування експериментальної установки був проведений аналітичний розрахунок. Згідно [4], приймаємо, що розрахункові напруги і деформації в гільзі виникають від прикладених до неї вісисиметричних газових навантажень. Передбачається також, що на верхній фланець гільзи і її твірну діють рівномірно розподілені сили і моменти з постійною інтенсивністю (рис.1,а).

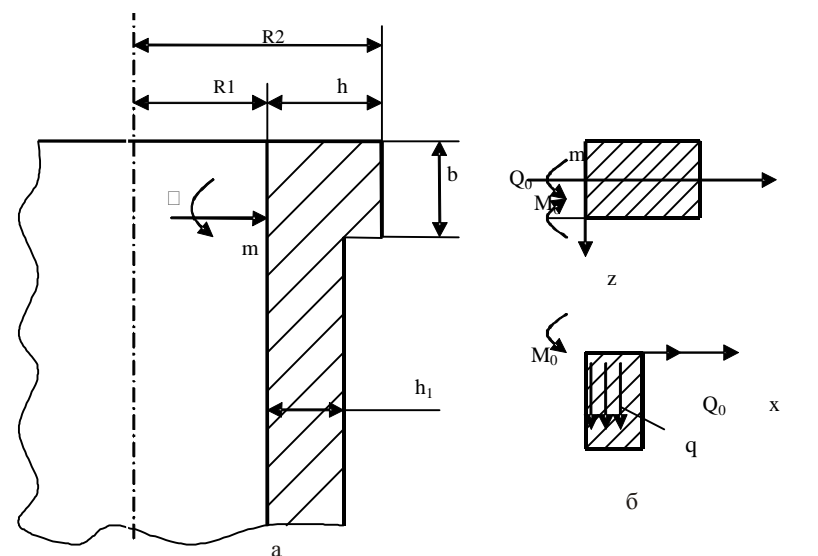


Рис. 1. Схема сил діючих на фланець гільзи

Розглянемо окремо фланець і гільзу, використовуючи метод сил [4]. У місці приєднання фланця до гільзи буде діяти згинальний момент  $M_0$  і поперечна сила  $Q_0$ , віднесені до одиниці довжини внутрішнього кола гільзи (рис.1, б).

Зазначені величини визначаються з умови безперервності в місці з'єднання гільзи і фланця:

$$\Theta_r = \Theta_\phi; \quad a_r = a_\phi. \quad (I)$$

При дії по краю гільзи моменту  $M_0$  і поперечної сили  $Q_0$  радіальне

переміщення по краю гільзи

$$a_r = \frac{1}{2a^3 D} (Q_0 - aM_0), \quad (2)$$

де  $a = 4\sqrt{\frac{3(1-m^2)}{r_1^2 h^2}}$ ;  $D$  – жорсткість стінки гільзи.

Аналізуючи геометричне розташування сил і моментів, кут повороту краю гільзи можна знайти з рівняння:

$$\Theta_r = \frac{1}{2\alpha^2} (Q_0 - 2\alpha M_0). \quad (3)$$

Деформація фланця визначається як деформація кривого бруса з порівняними розмірами радіуса кривизни і висоти поперечного перерізу.

Радіальне переміщення фланця від дії сил можна знайти з виразу

$$\delta = \frac{q_1 r_1^2}{EF'}, \quad (4)$$

де  $q_1 = q - Q_0$ ;  $F'$  – площа приведенного перетину;  $E$  – модуль подовжньої пружності;  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона.

Від дії крутного моменту,  $m_1$  фланець гільзи переміститься на кут

$$j' = Q_\phi = \frac{q_1 r^2}{EI'_y}, \quad (5)$$

де  $m_1 = m - M_0$ ;  $I'_y$  – момент інерції приведенного перетину  $F'_z$  щодо осі  $y$ .

Для прямокутного перетину

$$F' = F'_z = \beta F; \quad I'_y = \beta \frac{hb^3}{12},$$

де  $\beta = \frac{r_1 \ln r_2}{h r_1}$ .

Радіальні деформації нижнього краю фланця, що викликані поворотом на кут  $j'$ ,

$$\delta_1 = \frac{b}{2} \varphi. \quad (6)$$

Тоді сумарне радіальне переміщення фланця можна записати у вигляді

$$a_\phi = \delta_1 + \delta. \quad (7)$$

Вирішуючи спільно рівняння (1) і (7), одержуємо

$$\begin{aligned} \frac{(q - \Theta_0)r_1^2}{EF} + \frac{b}{2} \times \frac{-(m - M_0 - Q_0 b/2)r_1^2}{EI'_y} &= \frac{1}{2\alpha^3 D} (Q_0 - \alpha M_0); \\ \frac{(m - M_0 - Q_0 b/2)r^2}{EI'_y} &= -\frac{1}{2\alpha^2 D} (Q_0 - 2\alpha M_0). \end{aligned} \quad (8)$$

Визначивши з рівняння (8)  $M_0$  і  $Q$ , знаходимо величину деформації гільзи

$$\varpi = \frac{e^{-\alpha x}}{2\alpha^3 D} [Q_0 \sin \alpha x - \alpha M_0 \times (\cos \alpha x + \sin \alpha x)] \quad (9)$$

Згинальний момент у гільзі

$$M = \frac{e^{-\alpha x}}{\alpha} [Q_0 \sin \alpha x - \alpha M_0 \times (\cos \alpha x + \sin \alpha x)] \quad (10)$$

Напруги, що виникають у гільзі,

$$\sigma_{\max} = \frac{6M_0}{h^2}. \quad (11)$$

Напруги у фланці, викликані радіальними і кутовими переміщеннями, можуть бути знайдені з наступної залежності:

$$s_r = \left( \frac{q_1 r}{F'} + \frac{m_1 r_1}{I'_y} z \right) \frac{r_1}{r}, \quad (12)$$

де  $r$  – поточний радіус ( $r_1 \leq r \leq r_2$ ).

За допомогою рівнянь (8) і (11) був проведений розрахунок, що дозволив графічно визначити зміну внутрішнього діаметра гільзи уздовж твірної циліндра для ряду двигунів, застосовуваних на сучасних автомобільних кранах (рис. 2).

З рис. 2 видно, що напруги, які виникають уздовж утворюючої гільзи циліндра, розподіляються нерівномірно, що повинно привести до зміни внутрішнього діаметра гільзи. Якщо зіставити отримані залежності з відомими епюрами зносу, то вони мають певну подібність. Установлено, що найбільший знос спостерігається в тій частині циліндра, де розташовані верхні компресійні кільця. Для двигунів ЗИЛ-130 зазначена зона знаходиться звичайно на відстані 60 – 80, для ЯМЗ-238 і КАМАЗ-740 на відстані 15 – 40 мм від верхньої крайки гільзи циліндрів. З залежностей, наведених на рис.2, а, видно, що на цих відстанях спостерігається також і найбільша деформація гільз.

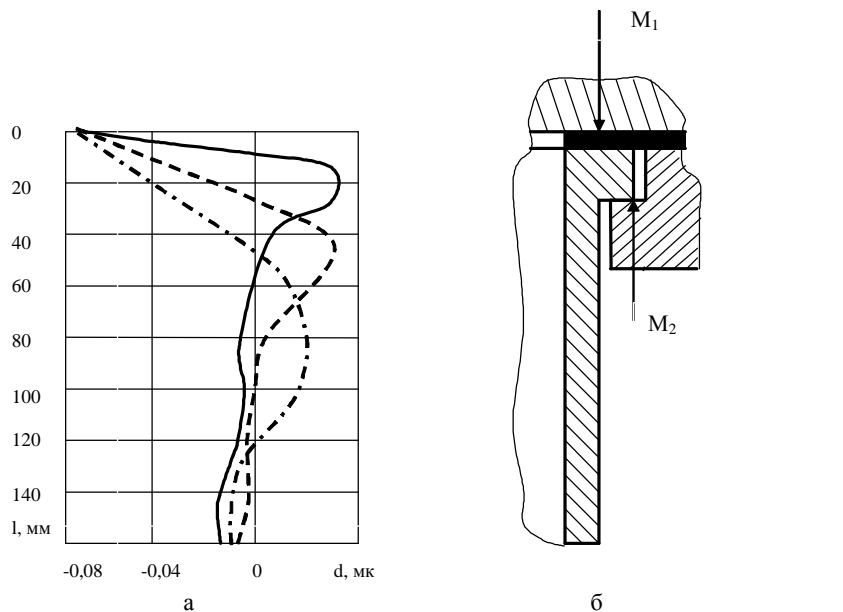


Рис. 2. Зміна внутрішнього діаметра гільзи вздовж твірної циліндра (а) і схема дії сил (б)  
 ——— - ЗИЛ-130; - - - - - ЯМЗ-238; - · - · - КАЗАМЗ- 740.

За допомогою рівняння (2) були виконані розрахунки по визначенню максимальних напруг на внутрішній поверхні гільзи (табл. 1) з урахуванням того, що

$$P = 1,8 Pr_{\max} F_h, \quad (13)$$

де  $Pr_{\max}$  – максимальний тиск згоряння;  $F_h$  – площа, обмежена завалькованим краєм прокладки навколо камери згоряння.

Таблиця 1

Максимальні напруги на внутрішній поверхні гільзи циліндрів

Тип двигуна	Діаметр циліндра, мм	$\sigma_{\max}$ , МН/м <sup>2</sup>
ЗИЛ-130	100	62,1 – 65,4
КАМАЗ-740	130	72,5 – 73,9
ЯМЗ-238	130	73,6 -74,2

**Висновок.** Через ряд допущень виконані теоретичні підрахунки не можуть цілком врахувати тієї великої кількості факторів, що існують у

реальних умовах і впливають на деформацію гільз, тому необхідно поряд з теоретичними дослідженнями проводити експериментальні. Разом з тим проведені дослідження дають можливість визначити порядок величин деформацій і природу їхнього виникнення, що дозволяє більш обґрунтовано виконувати експериментальні дослідження. Об'єднавши результати теоретичних і експериментальних досліджень, можна справедливо судити про вплив динаміки автомобільного крана на деформацію гільз циліндрів.

**Список літератури:** 1. Хархута Н. Я. Дорожные машины. – Л.: Машиностроение, 1996. – 68 с. 2. Мишин И.А. Долговечность двигателей. – Л.: Машиностроение, 1996. – 288 с. 3. Малмейстер А.К. Основы теории локальной деформации. // Механика полимеров. – 1985. – № 4. – С.12-27. 4. Вихтер М.М., Доброгаев Р.П. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. – М.: Машиностроение, 1984. – 552 с.

Поступила в редколлегию 02.10.08