

ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСУ ДЕТАЛЕЙ ДОВІЛЬНОЇ КОНФІГУРАЦІЇ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНОМУ ЦИКЛІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Кібаков О. Г., Хомяк Ю. М.

ВСТУП

Ресурс є основним показником надійності машини та визначається довговічністю її деталей. У цій роботі під ресурсом деталей розуміється їх напрацювання від початку експлуатації до настання граничного стану. Напрацювання визначається кількістю циклів зміни навантаження N або в одиницях часу t , години. Граничним станом вважається руйнування деталі під впливом циклічних напружень.

Ресурс машини встановлюють за результатами її експлуатації при польових випробуваннях чи на діагностичних стендах, універсальних або спеціалізованих^{1,2}. Такі методи вимагають величезних витрат часу та коштів, до того ж часто вони не дозволяють визначити ресурс усіх відповідальних деталей. Тому є потреба попередньо виявити найбільш проблемні вузли або деталі машини, а після цього оцінити термін їхньої служби. Основними методами такої оцінки є:

- прогнозування на основі аналізу статистичних даних щодо функціонування аналогічних об'єктів з урахуванням умов їх роботи (моніторинг)^{3,4};
- математичне моделювання об'єкта з урахуванням регресійних явищ під час його експлуатації;
- експертний аналіз;

¹ Chmelko V., Kliman V., Garan M. In-time monitoring of fatigue damage. *Procedia Engineering*, 2015. Vol. 101. P. 94–95. <https://core.ac.uk/download/pdf/82276386.pdf>

² Nikolenko I., Olejnichenko A. Substantiation of structure and parameters of hydraulic stands with recuperation of capacities for diagnostics of adjustable hydromachines. *Diagnostyka*, 2008. Vol. 3(47). P. 165–166.

<http://www.diagnostyka.net.pl/DIAGNOSTYKA-3-47-2008,81343,0,2.html>

³ Chmelko V., Kliman V., Garan M. In-time monitoring of fatigue damage. *Procedia Engineering*, 2015. Vol. 101. P. 98–99. <https://core.ac.uk/download/pdf/82276386.pdf>

⁴ Hu Changhua, Zhou Zhijie, Zhang Jianxun, Si Xiaosheng. A survey on life prediction of equipment. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2015. Vol. 28(1). P. 25–33. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1000936114002192>

– екстраполяція відомостей про стан об'єкта, отриманих під час його діагностування.

Розрізняють методи руйнівного та неруйнівного контролю (діагностування). Методи руйнівного контролю (МРК) засновані на доведенні до граничного стану (руйнування, граничне зношування та інші) досліджуваного об'єкта або його моделі. Вони використовуються, зокрема, для встановлення механічних характеристик матеріалу. Методи неруйнівного контролю (МНК) дозволяють перевіряти якість об'єкта без порушення його придатності до експлуатації. Це ультразвукова дефектоскопія, вібродіагностика, тензометрія та інші. До недоліків МНК відносяться їхня залежність від великої кількості факторів та складність виділення з них основного сигналу, зумовленого наявністю несправності, а в деяких випадках – низька точність діагностування.

Методики розрахунку ресурсу машин з урахуванням аналізу терміну служби окремих деталей при нестационарному циклічному навантаженні викладаються, зокрема, в роботах. Вказується, що в умовах багатовісного напруженого стану розрахунок слід виконувати за еквівалентними напруженнями з урахуванням градієнта їхньої зміни.

В даний час для встановлення ресурсу застосовують також методи механіки руйнування, які належать до групи екстраполяційних методів. З цією метою використовують рівняння Перісу^{5,6} або його вдосконалену модель (Forman-Newman-de Koning), яка задіяна у програмних комплексах NASGRO, AFGROW та інших^{7,8}. Ці методи базуються на випробуваннях на втому стандартних зразків з гострими надрізами і наведеними втомними тріщинами, виготовлених з матеріалу досліджуваної деталі, або на випробуваннях самої деталі. Недоліки цієї групи методів:

⁵ Tomaszek H., Jasztal M., Zieja M. Application of the Paris formula with $m=2$ and the variable load spectrum to a simplified method for evaluation of reliability and fatigue life demonstrated by aircraft components. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, 2013. Vol. 15(4). P. 298. <http://www.ein.org.pl/tags-2013>

⁶ Weizhen Song, Zhansi Jiang, Hui Jiang. Predict the fatigue life of crack based on extended finite element method and SVR. *AIP Conference Proceedings*, 1967. 2018. P. 2. <https://doi.org/10.1063/1.5039052>

⁷ Maierhofer J., Gänser H.-P., Simunek D., Leitner M., Pippan R., Luke M. Fatigue crack growth model including load sequence effects – Model development and calibration for railway axle steels. *International Journal of Fatigue*, 2020. (132). P. 1. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2019.105377>

⁸ Wei Zhang, Qiang Wang, Xiaoyang Li, Jingjing He. A simple fatigue life prediction algorithm using the modified NASGRO Equation. *Mathematical Problems in Engineering*, 2016. P. 1–2. <https://www.hindawi.com/journals/mpe/2016/4298507>

- необхідно мати можливість діагностувати наявність тріщини;
- складно визначити геометричні характеристики тріщини – глибину та форму лінії фронту;
- встановлюється лише залишковий ресурс, тобто визначається живучість об'єкта.

Результати оцінювання ресурсу представляють у статистичній чи детермінованій формі. Це дозволяє при заданих режимах навантаження та використанні математичного моделювання оцінити ресурс деталі.

У запропонованій роботі запроваджено метод оцінки ресурсу деталі довільної конфігурації в детермінованій формі, який ґрунтується на визначенні її характеристик опору втомі з урахуванням результатів випробувань лабораторних зразків.

1. Експериментально-аналітичне визначення границі витривалості деталі довільної конфігурації

Границя витривалості досліджуваної деталі (позначено індексом D) при симетричному циклі навантаження розраховується за формулою^{9,10,11}

$$\sigma_{-1D} = \frac{\bar{\sigma}_{-1} K_V K_A}{\frac{2K_t}{1 + \theta^{-v_\sigma}} + \frac{1}{K_F} - 1}. \quad (1)$$

Середнє значення границі витривалості $\bar{\sigma}_{-1}$ встановлюють за результатами випробувань гладких лабораторних зразків з матеріалу деталі (зазвичай діаметром $d_0 = 7.5$ мм). Коефіцієнти впливу поверхневого зміцнення K_V , анізотропії K_A , впливу шорсткості поверхні K_F , а також теоретичний коефіцієнт концентрації напружень K_t для деталей простої форми (циліндричні, призматичні)

⁹ ГОСТ 25.504. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. Москва, 1982. С. 2–4. <https://docs.cntd.ru/document/1200012858>

¹⁰ Zheglova V., Khomiak Yu., Medvedev S., Nikolenko I. Numerical and analytical evaluation of service life of the details axial piston hydraulic machines with complicated configuration under cyclic loading. *Procedia Engineering*, 2017. Vol. 176. P. 562. <https://www.researchgate.net/publication/314277581>

¹¹ Khomyak Yu., Kibakov O., Medvedev S., Nikolenko I., Zheglova V. Endurance limit of the axial-piston hydraulic machine cylinder block. *Diagnostyka*, 2020. Vol. 21(1). P. 72. <http://www.diagnostyka.net.pl/Endurance-limit-of-the-axial-piston-hydraulic-machine-cylinder-block,116691,0,2.html>

призначають за рекомендаціями стандарту¹². Для деталей довільної форми коефіцієнт K_t визначають методами кінцевих елементів (МКЕ) чи теорії пружності.

У формулі (1) відносний критерій подібності втомного руйнування визначається відношенням^{13,14}

$$\theta = \frac{L_D/\bar{G}_D}{L_0/\bar{G}_0}, \quad (2)$$

де L_D/\bar{G}_D і L_0/\bar{G}_0 – відповідно критерії подібності втомного руйнування досліджуваного об'єкта та гладкого лабораторного зразка діаметром $d_0=7.5$ мм; \bar{G}_D і $\bar{G}_0 = \frac{2}{d_0} = \frac{2}{7.5} = 0.2667 \text{ мм}^{-1}$ – відносні

градієнти першого головного напруження в зоні його концентрації для деталі та зразка відповідно; L_D , $L_0 = \pi d_0 = 3.14 \cdot 7.5 = 23.562$ мм – периметри небезпечного перерізу деталі та зразка¹⁵. Під параметром деталі L_D розуміють довжину периметра небезпечного перерізу або його частини, в межах якого діють максимальні напруження.

Коефіцієнт чутливості металу до концентрації напружень і масштабного фактора v_σ обчислюється за рівнянням подібності втомного руйнування, яке в логарифмічних координатах визначається лінійною залежністю¹⁶

$$\log(\xi - 1) = -v_\sigma \log \theta + u_P \cdot S, \quad (3)$$

де S – середньоквадратичне відхилення функції $\log(\xi-1)$;
 u_P – квантиль нормального розподілу, що відповідає ймовірності руйнування P , ξ – відносне максимальне напруження, яка визначається за залежністю

¹² ГОСТ 25.504. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. Москва, 1982. С. 11–14. <https://docs.cntd.ru/document/1200012858>

¹³ ГОСТ 25.504. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. Москва, 1982. С. 12. <https://docs.cntd.ru/document/1200012858>

¹⁴ Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. Москва: Машиностроение, 1985. С. 153. <https://www.chipmaker.ru/files/file/8276/>

¹⁵ ГОСТ 25.504. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. Москва, 1982. С. 12–13. <https://docs.cntd.ru/document/1200012858>

¹⁶ Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. Москва: Машиностроение, 1985. С. 153. <https://www.chipmaker.ru/files/file/8276/>

$$\xi = \frac{\sigma_{\max}}{u}, \quad (4)$$

де $\sigma_{\max} = \sigma_{-1D} \cdot K_t$ – максимальне значення напружень у зоні їх концентрації; $u = 0.5\bar{\sigma}_{-1}$ – мінімальне пошкоджульне напруження, яке приймається рівним половині границі витривалості гладкого лабораторного зразка¹⁷.

Формулу (4) можна представити у вигляді

$$\xi = \frac{2\sigma_{-1D} \cdot K_t}{\bar{\sigma}_{-1}}. \quad (5)$$

Коефіцієнт v_σ є тангенсом кута нахилу між віссю $\log(\xi-1)$ і лінією (3). Пропонуються три способи визначення коефіцієнта v_σ :

1) за результатами випробувань груп зразків (порядку $6 \div 8$ різних типорозмірів) з різними значеннями критерію L/\bar{G} (це найбільш точний спосіб);

2) за результатами випробувань двох типів зразків з різними значеннями критерію L/\bar{G} (при цьому суттєво зменшується кількість необхідних зразків і термін випробувань, але дещо знижується точність);

3) за рекомендаціями стандарту¹⁸ (цей спосіб є найменш точним і застосовується за відсутності експериментальних даних про випробування зразків; до того ж він пропонується лише для сталевих деталей).

Розглянемо послідовність розрахунку v_σ різними способами.

*Спосіб 1*¹⁹. Спочатку визначимо границю витривалості $\bar{\sigma}_{-1}$ гладкого лабораторного зразка. Для цього задаймося орієнтовним значенням $\bar{\sigma}'_{-1}$ (з випробуваних типорозмірів зразків вибирається той, у якого форма робочої частини найближча до гладкої). Потім знаходимо пари значень $\log(\sigma_{\max i} - 0.5\bar{\sigma}'_{-1})$ та $\log\theta_i$ для досліджених типорозмірів зразків (порядку $M=6 \div 8$), виготовлених з даного матеріалу. За

¹⁷ Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. Москва: Машиностроение, 1985. С. 153. <https://www.chipmaker.ru/files/file/8276/>

¹⁸ ГОСТ 25.504. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. Москва, 1982. С. 13. <https://docs.cntd.ru/document/1200012858>

¹⁹ Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. Москва: Машиностроение, 1985. С. 164. <https://www.chipmaker.ru/files/file/8276/>

результатами статистичної обробки цих пар значень методом найменших квадратів визначається рівняння лінії регресії

$$\log(\sigma_{\max} - 0.5\bar{\sigma}'_{-1}) = a + b \log \theta.$$

Для цієї лінії при значенні $\log \theta = 0$ знаходимо $\log(\sigma_{\max} - 0.5\bar{\sigma}'_{-1}) = a$. Тоді границю витривалості $\bar{\sigma}'_{-1}$ гладкого лабораторного зразка можна визначити за формулою

$$\bar{\sigma}'_{-1} = \sigma_{\max} = 2 \cdot 10^a. \quad (6)$$

Після цього знаходимо мінімальне пошкоджувальне напруження $u = 0.5\bar{\sigma}'_{-1}$, відносні максимальні напруження ξ_i (4) для всіх випробуваних типорозмірів зразків та відповідні їм величини $\log(\xi_i - 1)$. За методом найменших квадратів обробляємо знайдені пари значень $x_i = \log \theta_i$, $y_i = \log(\xi_i - 1)$ та вичислюємо шуканий коефіцієнт

$$v_{\sigma} = \frac{\sum_{i=1}^q x_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^q x_i^2}. \quad (7)$$

Спосіб 2 реалізується, якщо є отримані результати випробування двох типорозмірів зразків: одного надрізаного, другого – гладкого з теоретичним коефіцієнтом концентрації напружень $K_r \approx 1$. Ці зразки мають відносні критерії подібності θ_1 , θ_2 та відносні максимальні напруження ξ_1 і ξ_2 .

Для розрахунку коефіцієнта v_{σ} приймаємо ймовірність руйнування $P = 50\%$, при якій квантиль $u_p = 0$. Тоді з формули (3) отримаємо²⁰

$$v_{\sigma} = -\frac{\log(\xi_1 - 1)}{\log \theta_1} = -\frac{\log(\xi_2 - 1)}{\log \theta_2}, \quad (8)$$

звідки

$$\frac{\xi_1}{\xi_2} \equiv \frac{\sigma_{\max 1}}{\sigma_{\max 2}} = \frac{1 + \theta_1^{-v_{\sigma}}}{1 + \theta_2^{-v_{\sigma}}}. \quad (9)$$

Рішення трансцендентного рівняння (9) дає значення коефіцієнта v_{σ} .

²⁰ Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. Москва: Машиностроение, 1985. С. 154. <https://www.chipmaker.ru/files/file/8276/>

Границю витривалості $\bar{\sigma}_{-1}$ гладкого лабораторного зразка визначимо з рівняння (8) з урахуванням рівняння (4)

$$\bar{\sigma}_{-1} = \frac{2\sigma_{\max 1}}{1 + \theta_1^{-v_\sigma}} = \frac{2\sigma_{\max 2}}{1 + \theta_2^{-v_\sigma}}. \quad (10)$$

Спосіб 3. Для сталевих зразків стандарт²¹ наводить таку формулу для визначення шуканого коефіцієнта: $v_\sigma = 0.211 - 0.000143\sigma_\sigma$, а для розрахунку границі витривалості гладкого лабораторного зразка рекомендує залежність $\bar{\sigma}_{-1} = (0.55 - 0.0001\sigma_\sigma)\sigma_\sigma$, де для обох випадків σ_σ – границя міцності матеріалу деталі, що розглядається.

Таким чином, залежно від кількості наявних результатів випробувань, одним із розглянутих способів визначається коефіцієнт v_σ і обчислюється по формулі (1) границя витривалості деталі σ_{-1D} при симетричному циклі зміни напружень.

Приклад розрахунку до розділу 1

Розглянемо застосування запропонованої методики для деталі довільної конфігурації – блоку циліндрів (БЦ) аксіально-поршневої гідромашини типу АПГ 210.25 (рис. 1).

При відносному переміщенні між БЦ, торцевим розподільником (ТР) та поршнями виникає тертя ковзання. Для зменшення зношення для БЦ використовують зносостійкі сплави міді, найкращими з яких є олов'яні бронзи.

Найбільш перспективним матеріалом для БЦ є бронза БрО12, яка має в парі зі сталлю низький коефіцієнт тертя, високі характеристики теплопровідності та зносостійкості при задовільній міцності.

Великі обсяги навантажених аксіальних циліндричних порожнин та нестаціонарність тиску при обертанні БЦ призводять до виникнення в ньому складних циклічно змінних полів напружень.

Такий характер навантаження викликає накопичення пошкоджень і в деяких випадках призводить до втомного руйнування.

²¹ ГОСТ 25.504. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. Москва, 1982. С. 3, 13. <https://docs.cntd.ru/document/1200012858>

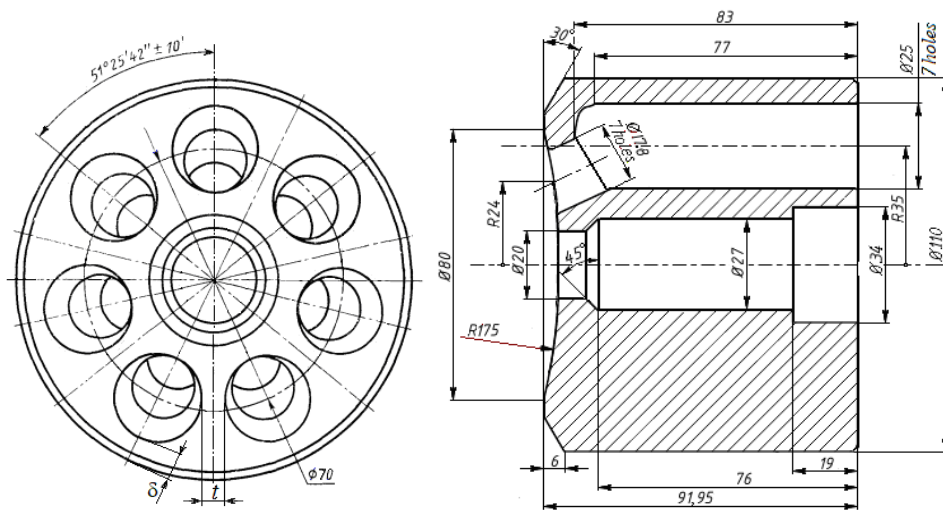


Рис. 1. Креслення БЦ АПГ 210.25

У зв'язку з цим виконується розрахунок БЦ на опір втомі. Для цього необхідно попередньо отримати характеристики опору втомі матеріалу БЦ, бронзи БрО12. Для визначення границі витривалості БЦ були проведені випробування на опір втомі корсетних і надрізаних зразків з матеріалу БЦ, бронзи Бр012, рис. 2.

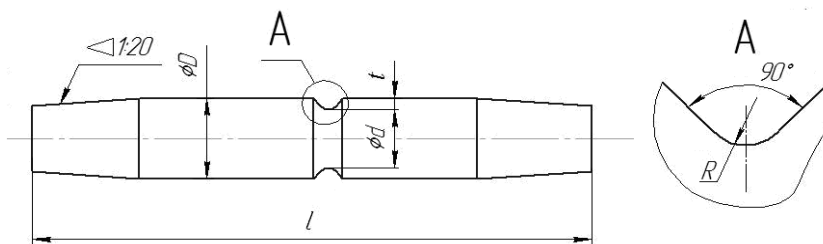


Рис. 2. Конструкція зразка

Хімічний склад бронзи БрО12: олово – 12 %, свинець – 1.3 %, никель – 1 %, решта – мідь. Механічні характеристики: границя міцності $\sigma_B=320$ МПа, умовна границя текучості $\sigma_{0.2}=180$ МПа, відносне подовження при розриві $\delta=12\%$, твердість 101÷104 НВ.

Розміри зразків наведено у табл. 1.

Тут також вказані значення теоретичного коефіцієнта концентрації напружень K_t , визначені за формулою Нейбера²², та критерії подібності втомного руйнування L/\bar{G} – по стандарту²³.

Таблиця 1

Параметри зразків для втомних випробувань

| Форма робочої частини зразка | Розміри, мм | | | | | K_t | L/\bar{G} , мм ⁻¹ |
|------------------------------|-------------|-----|-----|------|-----|-------|--------------------------------|
| | l | D | d | t | R | | |
| корсетна | 100 | 11 | 7.5 | 1.75 | 75 | 1.014 | 77.62 |
| з надрізом 90° | 100 | 11 | 7.5 | 1.75 | 1 | 1.737 | 9.27 |

Для виготовлення зразків використовувалися бруски розміром 20×20 мм, отримані з розпиляної в поздовжньому напрямку заготовки БЦ діаметром 120 мм з подальшою токарною і шліфувальною обробкою до чистоти поверхні Rz 1.6 мкм. Технологію виробництва витримували постійною для всієї партії зразків.

Випробування на втому проведено при чистому круговому згинанні з частотою навантаження 50 Гц. База випробувань складала $N_6 = 10^8$ циклів. Для математичного опису кривої втоми використано степеневе рівняння^{24,25}

$$\sigma^m N = \sigma_{-1}^m N_G = 10^C = \text{const}, \quad (11)$$

де σ і N – поточне значення рівня напруження та відповідна йому довговічність до руйнування; m і C – шукані параметри рівняння (11), σ_{-1} – границя витривалості матеріалу при симетричному циклі зміни напружень, N_G – абсциса точки перелому кривої втоми, побудованої в подвійних логарифмічних координатах.

²² Khomyak Yu., Kibakov O., Medvedev S., Nikolenko I., Zheglova V. Endurance limit of the axial-piston hydraulic machine cylinder block. Diagnostyka, 2020. Vol. 21(1). P. 73. <http://www.diagnostyka.net.pl/Endurance-limit-of-the-axial-piston-hydraulic-machine-cylinder-block,116691,0,2.html>

²³ ГОСТ 25.504. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. Москва, 1982. С. 12–13. <https://docs.cntd.ru/document/1200012858>

²⁴ ГОСТ 25.504. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. Москва, 1982. С. 17. <https://docs.cntd.ru/document/1200012858>

²⁵ Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. Москва: Машиностроение, 1985. С. 138. <https://www.chipmaker.ru/files/file/8276/>

Криві втоми для випробуваних корсетних (круглі значки) та надрізаних (квадратні значки) зразків, побудовані у подвійних логарифмічних координатах за результатами втомних випробувань, представлені на рис. 3. Суцільні значки відповідають поламаним зразкам, порожнисті – зразкам, що не зруйнувалися до бази випробувань N_b .

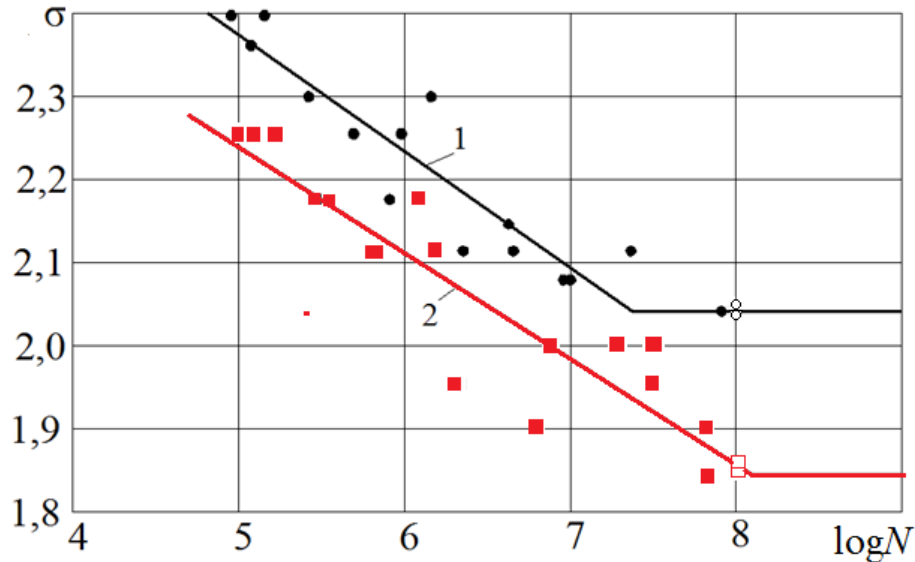


Рис. 3. Криві втоми

1 – для корсетних зразків, 2 – для надрізаних зразків.

Методом кореляційно-регресійного аналізу результатів втомних випробувань отримано характеристики рівняння (11), які представлені в табл. 2.

Таблиця 2

Характеристики кривої втоми

| Форма робочої частини зразка | m | C | N_G , цикл. | σ_{-1} , МПа | $ r $ |
|------------------------------|------|-------|--------------------|---------------------|-------|
| корсетний | 7.14 | 21.94 | $2.365 \cdot 10^7$ | 110 | 0.919 |
| з надрізом 90° | 7.84 | 22.56 | $1.228 \cdot 10^8$ | 70 | 0.889 |

Границі витривалості визначені як максимальні рівні напружень, при яких з трьох зразків два не зруйнувалися до бази випробувань N_b .

Обчислені високі значення модуля коефіцієнтів кореляції $|r| \approx 0,9$ свідчать, що між величинами $\log \sigma$ і $\log N$ існує сильний кореляційний зв'язок, тому використання рівняння (11) для дослідженої бронзи БрО12 цілком обґрунтоване.

Для обчислення границі витривалості БЦ за формулою (1) визначаються коефіцієнти, що містяться в ній, за рекомендаціями стандарту²⁶.

Параметр K_F , що враховує шорсткість поверхні, при $R_z=1.6$ мкм визначено за формулою

$$K_F = 1 - 0.22 \log R_Z \cdot \left(\log \frac{\sigma_e}{20} - 1 \right) = 1 - 0.22 \log 1.6 \cdot \log \left(\frac{320}{20} - 1 \right) = 0.99$$

Коефіцієнт анізотропії $K_A=0.9$ (при $\sigma_e=320$ МПа < 600 МПа); коефіцієнт зміцнення $K_V=1$ (зміцнення відсутнє).

Оскільки було випробувано тільки два типорозміри зразків, корсетні і надрізані, використовується *спосіб 2* для визначення коефіцієнта v_σ . Для його обчислення визначені та представлені в табл. 3 параметри рівняння (9).

Таблиця 3

Характеристики випробуваних зразків з бронзи БрО12

| Типи зразків | K_t | σ_{-1} , МПа | σ_{max} , МПа | θ | ξ |
|----------------|-------|---------------------|----------------------|----------|-------|
| корсетний | 1.014 | 110 | 111.5 | 0.8785 | 2.028 |
| з надрізом 90° | 1.737 | 70 | 121.6 | 0.1049 | 2.211 |

Рішення трансцендентного рівняння (9) дало $v_\sigma=0,0780$. Границя витривалості гладкого лабораторного зразка $\bar{\sigma}_{-1}$ визначена за формулою (10)

$$\bar{\sigma}_{-1} = \frac{2\sigma_{max1}}{1 + \theta_1^{-v_\sigma}} = \frac{2 \cdot 111.5}{1 + 0.8785^{-0.0780}} = 111 \text{ МПа.}$$

Це значення несуттєво відрізняється від прийнятого в роботі²⁷ $\bar{\sigma}_{-1}=110$ МПа, де в якості гладкого лабораторного зразка був прийнятий зразок з корсетною формою робочої поверхні та

²⁶ ГОСТ 25.504. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. Москва, 1982. С. 11–14. <https://docs.cntd.ru/document/1200012858>

²⁷ Khomyak Yu., Kibakov O., Medvedev S., Nikolenko I., Zheglova V. Endurance limit of the axial-piston hydraulic machine cylinder block. Diagnostyka, 2020. Vol. 21(1). P. 74. <http://www.diagnostyka.net.pl/Endurance-limit-of-the-axial-piston-hydraulic-machine-cylinder-block,116691,0,2.html>

коефіцієнтом $K_t \approx 1$. Проведений тут розрахунок є коректнішим, так як границя витривалості визначена для $K_t=1$.

За результатами випробувань двох типів зразків (табл. 3) виконано графічну інтерпретацію рівняння (3), рис. 4. Червоні кружки вказують параметри випробуваних зразків двох типорозмірів.

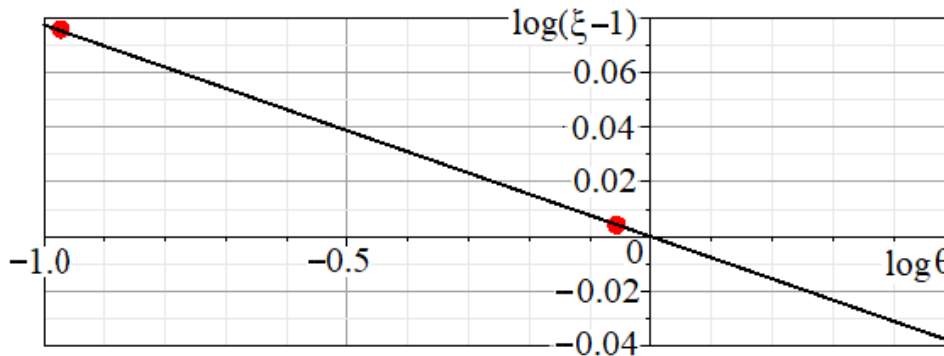


Рис. 4. Геометричне представлення рівняння подібності (3) для бронзи БрО12

Наступний етап розрахунків присвячений визначенню параметрів L_D/\bar{G}_D та K_t рівняння (1).

Великі обсяги аксіальних каналів, що навантажуються внутрішнім тиском p , який циклічно змінюється по їх довжині, обумовлюють складний нестационарний характер полів напружень у цій деталі. Відомі моделі для аналітичного розрахунку БЦ є або занадто спрощеними (кожен циліндр розглядався як кільце, навантажене внутрішнім тиском), або громіздкими. Тому для визначення полів напружень застосований МКЕ. Ці розрахунки були виконані для різної кількості циліндрових отворів у зоні нагнітання при тиску $p=25$ МПа. Варіюванням розрахункових схем встановлено, що найбільша величина напружень досягається при розташуванні в зоні нагнітання чотирьох (з семи) аксіальних каналів

Деякі результати кінцево-елементного аналізу представлені на рис. 5²⁸.

²⁸ Khomyak Yu., Kibakov O., Medvedev S., Nikolenko I., Zheglova V. Endurance limit of the axial-piston hydraulic machine cylinder block. Diagnostyka, 2020. Vol. 21(1). P. 75. <http://www.diagnostyka.net.pl/Endurance-limit-of-the-axial-piston-hydraulic-machine-cylinder-block,116691,0,2.html>

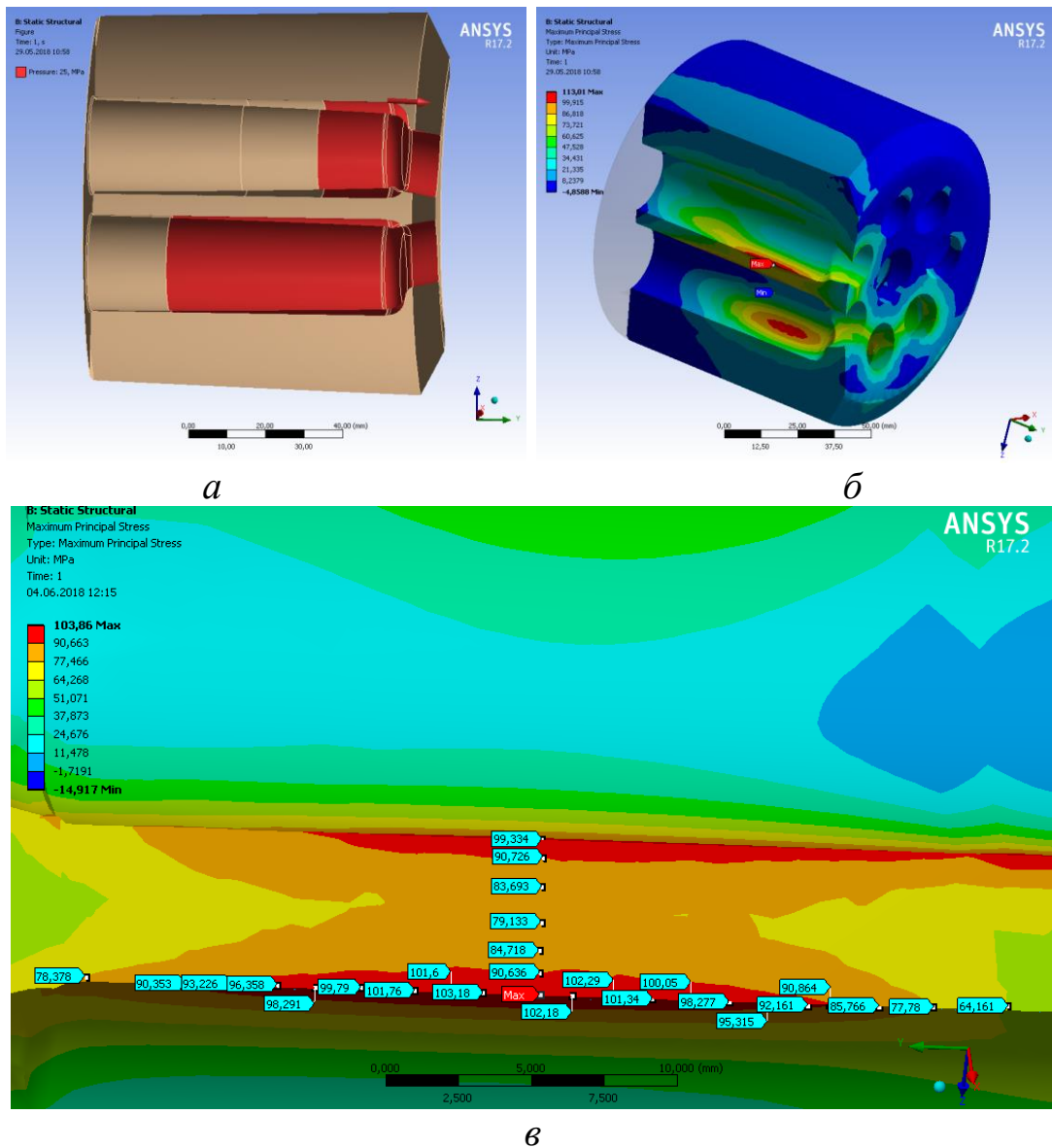


Рис. 5. Розрахунок напруженого стану БЦ АПГ 210.25:

а – розподіл тиску $p=25$ МПа по довжині циліндрових отворів; б – зона локалізації небезпечних напружень у міжциліндровій перемичці (МЦП); в – розподіл першого головного напруження в зоні дії σ_{0max}

Встановлено, що найбільший рівень першого головного напруження $102 \div 104$ МПа виникає на ділянці МЦП довжиною близько 3 мм. Ділянка дії напруження з рівнем $94 \div 104$ МПа має довжину близько 22 мм, рис. 5, в. Тому рекомендація стандарту²⁹ про те, що у якості L_D слід призначати «частину периметра робочого перерізу, яка прилягає до зони підвищеної напруженості» в даному випадку не дозволяє однозначно визначити цю довжину. Нижче пропонується розрахунковий метод визначення довжини L_D , що

²⁹ ГОСТ 25.504. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. Москва, 1982. С. 12. <https://docs.cntd.ru/document/1200012858>

ґрунтується на положеннях статистичної теорії подібності втомного руйнування (СТПВР) Серенсена-Коґаєва.

Напруження в БЦ змінюються за віднульовим циклом, тоді як методика СТПВР встановлює процедури розрахунку характеристик опору втомі при напруженнях симетричного циклу. Тому для подальших розрахунків отримані вище значення напружень приводимо до еквівалентного симетричного циклу.

Розрахунки еквівалентних напружень виконуються за залежністю Зодерберґа³⁰

$$\sigma_{-1e}(t, z) = \sigma_{0.2} \cdot \sigma_0(t, z) / [2\sigma_{0.2} - \sigma_0(t, z)]. \quad (12)$$

Розподіл обчислених напружень, представлений на рис. 5, в перераховано за формулою (12) і у коловому та осьовому напрямках апроксимовано функціями

$$\sigma_{-1e}(x) = 73 - 15.6x + 2.7x^2, \quad (13)$$

$$\sigma_{-1e}(z) = 55 + 18\cos[\pi(z + 0.5) / 28]. \quad (14)$$

Епюри напружень (13) та (14), представлені відповідно на рис. 6 і 7. Точками показані напруження, знайдені за МКЕ і перераховані за формулою (12). Лінії $\sigma=55.5$ МПа відсікають напруження, які не викликають втомних ушкоджень і не повинні враховуватись при визначенні ресурсу.

Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, які виникають у МЦП, визначено з використанням залежності (13)

$$K_t = \delta \sigma_{-1e}(0) / \int_0^{5.37} \sigma_{-1e}(x) dx = 1.28,$$

де $\delta=5.37$ мм – товщина МЦП аналізованого БЦ,
 $\sigma_{-1e}(0)=\sigma_{\max}=73$ МПа – максимальне еквівалентне напруження.

³⁰ Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Соппротивление усталости металлов и сплавов: справочник часть 1. Киев: Наукова думка, 1987. С. 178.

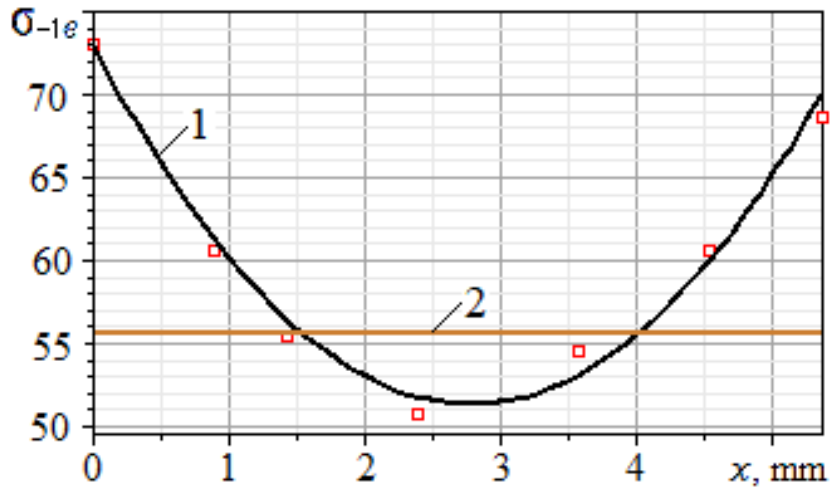


Рис. 6. Епюра розподілу еквівалентних напружень у МЦП в коловому напрямку

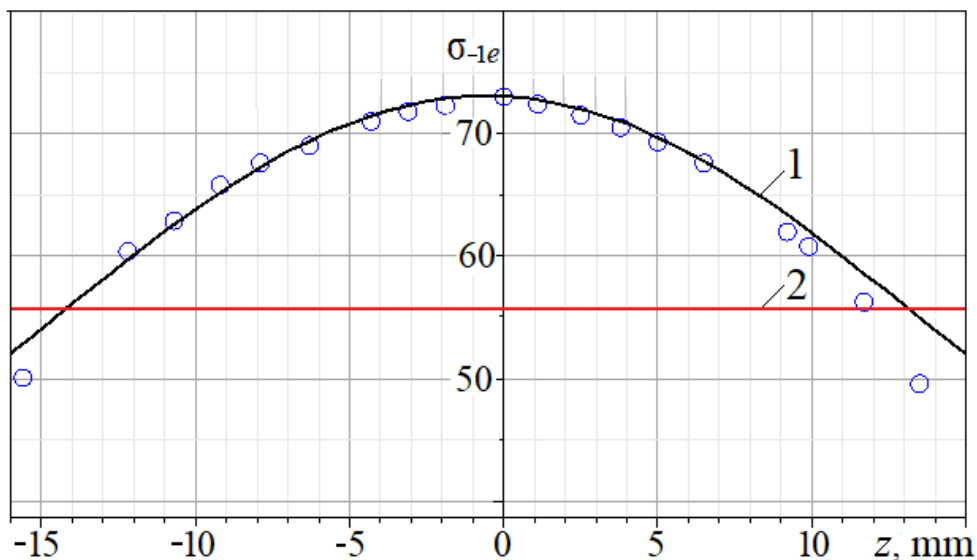


Рис. 7. Епюра розподілу еквівалентних напружень у МЦП в осьовому напрямку

Відносний градієнт першого головного напруження визначено через похідну функції (13)

$$\bar{G}_D = \frac{1}{\sigma_{\max}} \cdot \left. \frac{d\sigma_{-1e}}{dx} \right|_{x=0} = 0.2137 \text{ мм}^{-1}.$$

Для ділянки перерізу перемички, що розглядається, отримано рівняння поверхні еквівалентних напружень шляхом об'єднання виразів (13) і (14)

$$\sigma_{-1e}(x, z) = 55 + 2,7x^2 - 15,6x + 18 \cos[\pi(z + 0,5) / 28]. \quad (15)$$

Поверхня еквівалентних напружень (15) представлена на рис. 8. Тут пропонується спосіб розрахунку параметра L_D , який полягає у його заміні деяким еквівалентним значенням L_e . Критерієм еквівалентності є збіг функцій розподілу границь витривалості реальної деталі (тут – БЦ) та її аналога, що характеризується постійністю σ_{\max} на відрізку L_e . Відповідно до СТПВР умова еквівалентності визначається рівнянням подібності у вигляді³¹

$$\frac{1}{F_0 \sigma_W^\omega} \int_{F_u} (\sigma_{\max} - u)^\omega dF = \frac{I_0}{F_0 \sigma_W^\omega} = \frac{L_{1e}}{\bar{G} F_0} \cdot \frac{u^\omega}{\sigma_W^\omega} \cdot \frac{(\xi - 1)^{\omega+1}}{\xi}, \quad (16)$$

де u, ω та σ_0 – параметри розподілу Вейбулла;
 $\xi = \sigma_{\max}/u = 73/55.5 = 1.315$; F_0 – довільна величина,
 яка має розмірність площі, F_u – площа ділянки площини 2,
 що відсікається від неї поверхнею 1, рис. 8.

При розв’язанні задачі необхідно визначити параметр розподілу Вейбулла ω . Для його знаходження використана формула³²

$$\omega_{1,2} = 0,62 / S_{y,1,2} - 1, \quad (17)$$

де 1, 2 – типи досліджених зразків,
 S_y – середнє квадратичне відхилення випадкової величини у

$$S_y = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \left[\sum_{i=1}^n y_i^2 - \frac{1}{n} \cdot \left(\sum_{i=1}^n y_i \right)^2 \right]}. \quad (18)$$

³¹ Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. Москва: Машиностроение, 1985. С. 152–153. <https://www.chipmaker.ru/files/file/8276/>

³² Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. Москва: Машиностроение, 1985. С. 155. <https://www.chipmaker.ru/files/file/8276/>

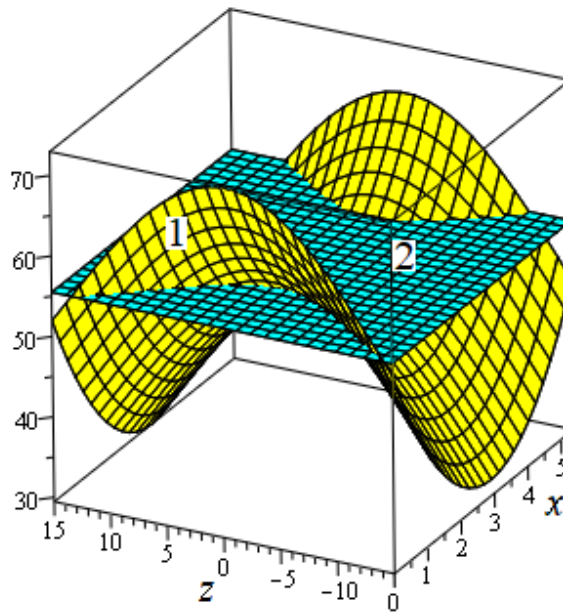


Рис. 8. Розподіл напружень:

1 – $\sigma_{-1e}(x, z)$ у МЦП за рівнянням (15); 2 – гранична площина $u = 0.5\bar{\sigma}_{-1} = 55.5$ МПа

В формулі (18) випадковою величиною є

$$y_i = \log(K_t \cdot \sigma_i - u),$$

де σ_i – рівні напружень, при яких випробовувалися зразки, рис. 3.

Нижня границя напружень, при яких відбувається накопичення втомних ушкоджень, визначена вище, $u=55.5$ МПа.

Розрахунки за формулою (18) дали для корсетних та надрізаних зразків відповідно $S_{y1}=0.1748$ і $S_{y2}=0.1781$. Відповідно, за формулою (17) отримані близькі значення $\omega_1=2.54$ і $\omega_2=2.48$, тому для подальших розрахунків прийнято їхнє середнє значення $\omega=2.51$.

Інтеграл по площі F_u з рівняння (16) представлено у формі подвійного інтеграла по напрямках змінних x та z , рис. 9.

У внутрішньому інтегралі границі інтегрування визначаються рівняннями ліній 1 і 2, що обмежують ділянку інтегрування. Вирази для цих ліній визначені з формули (14) при $\sigma_{-1e}(x, z)=u=55.5$, розглянутої як тригонометричне рівняння щодо $z(x)$. Розв'язок цього рівняння дає такі вирази для ліній 1 та 2

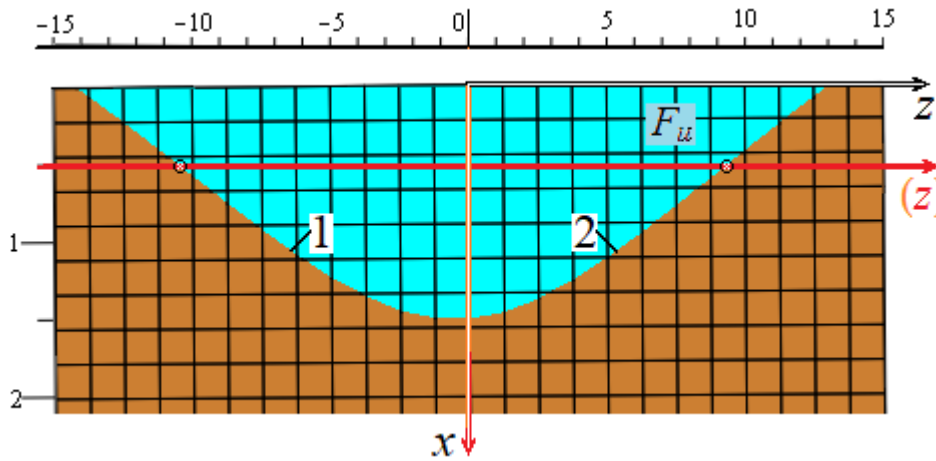


Рис. 9. Ділянка інтегрування F_u – фрагмент площини u , відсічений поверхнею $\sigma_{-1e}(x, z)$

$$z_1(x) = -\frac{28}{\pi} \cdot \arccos\left(\frac{1}{36} - 0.15x^2 + \frac{2.6x}{3}\right) - 0.5 = 13.5 - \arcsin\left(\frac{5.4x^2 - 23.4x - 1}{36}\right),$$

$$z_2(x) = \frac{28}{\pi} \cdot \arccos\left(\frac{1}{36} - 0.15x^2 + \frac{2.6x}{3}\right) - 0.5 = 13.5 + \arcsin\left(\frac{5.4x^2 - 23.4x - 1}{36}\right).$$

Для зовнішнього інтеграла нижньою границею є $x_0=0$, а верхня границя визначена з формули (13) при значенні $\sigma_{-1e}(x) = u = 55.5$ МПа (див. рис. 8 та 9). За цієї умови отримано квадратне рівняння

$$2.7x^2 - 15.6x + 17.5 = 0,$$

коренями якого є значення $x_1=1.5235$ і $x_2=4.2542$, тобто абсциси двох точок перетину поверхні 1 площиною 2 при $z=0$. В даному випадку верхньою межею буде $x_1=1.5235$.

Таким чином, інтеграл за площею F_u в рівнянні (16) зводиться до подвійного

$$I_0 = \int_0^{1.5235} dx \int_{z_1(x)}^{z_2(x)} [\sigma_{-1e}(x, z) - u]^0 dz. \quad (19)$$

Обчислення за формулою (19) були виконані при фіксованому $u=55.5$ МПа для кількох цілих значень параметра ω .

За їх результатами залежність $I_0(\omega)$ у діапазоні $\omega=0 \div 3$ апроксимована формулою

$$I_0(\omega) = 100\omega + 9.8888 \omega^2 \cdot \exp(1.74315 \omega). \quad (20)$$

Графік залежності (20) представлено на рис. 10.

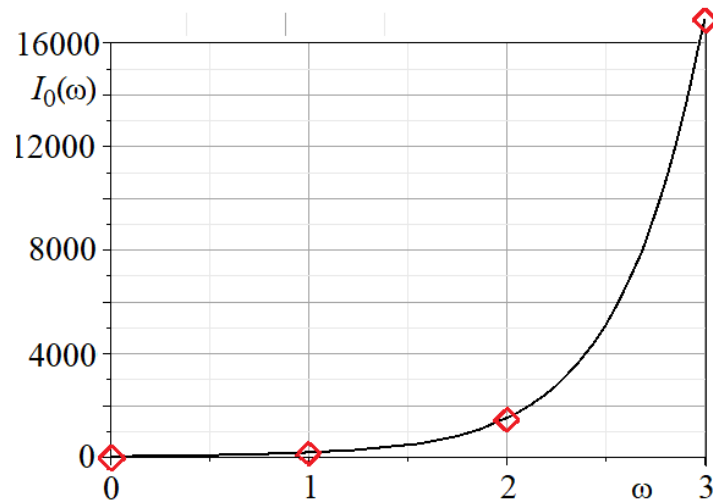


Рис. 10. \diamond – розрахункові точки, лінія – інтерполююча залежність (19)

З рівняння (20) для величини $\omega=2.51$ отримане значення інтеграла $I_0=5202$. При значеннях $\xi=1.315$, $\bar{G}_D=0.2137$, $u=55.5$ з рівняння (16) для МЦП визначена еквівалентна довжина небезпечної зони

$$L_{1e} = \xi(\omega + 1)u^{-\omega}(\xi - 1)^{-1-\omega} I_2 \bar{G}_D = 12,4 \text{ мм.}$$

У семипоршневої АПГ 210.25 при обертанні БЦ така зона поперемінно виникатиме на всіх семи МЦП, причому з кожного їх боку. Отже, відповідно до визначення стандарту³³, еквівалентна довжина для БЦ в цілому дорівнює $L_D=2 \cdot 7 \cdot L_{1e}=173.6$ мм.

При отриманому значенні L_D визначено критерії подібності втомного руйнування для БЦ та гладкого зразка:

$$L_e / \bar{G}_D = 173.6 / 0.2137 = 812.35 \text{ мм}^2,$$

$$L_0 / \bar{G}_0 = 23.562 / 0.2667 = 88.35 \text{ мм}^2.$$

Відносний критерій подібності для БЦ

$$\theta = (L_e / \bar{G}_D) / (L_0 / \bar{G}_0) = 9.20.$$

За формулою (1) обчислено $\sigma_{-1D} = 71.3$ МПа. Зворотним перерахунком до віднульового циклу з залежності Зодерберга отримано границю витривалості $\sigma_{0D} = 102,1$ МПа. Стеновими випробуваннями на опір втомі АПГ 210.25 встановлено, що границя

³³ ГОСТ 25.504. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. Москва, 1982. С. 12. <https://docs.cntd.ru/document/1200012858>

витривалості БЦ відповідає тиску $p=18.2$ МПа³⁴. Залежність максимальних напружень, які виникають в МЦП, від тиску для БЦ семипоршневої АПГ визначається формулою $\sigma_0=5,16p$ ³⁵. Отже, експериментально встановлена границя витривалості БЦ

$$\bar{\sigma}_0 = 5.16p = 5.16 \cdot 18.2 = 93.9 \text{ МПа.}$$

Розрахункове значення границі витривалості $\sigma_{0D}=102,1$ МПа виявилось більше експериментально встановленого на 8.7 %, що для інженерних розрахунків є задовільним результатом³⁶.

2. Прогнозування ресурсу деталі при нестационарному циклічному навантаженні

Циклічне навантаження, що змінюється в процесі роботи машини, традиційно представляють еквівалентним ступінчастим навантаженням. Ресурс деталі, що визначається сумарною кількістю циклів зміни напружень N_Σ при ступінчастому навантаженні найбільш часто оцінюють за методикою, заснованою на лінійній гіпотезі підсумовування пошкоджень (ЛГПП)³⁷

$$\sum_{i=1}^I n_i / N_i = 1,$$

де n_i – напрацювання на i -тій ступіні;
 N_i – довговічність до руйнування за кривою втоми на цій же ступіні; I – кількість ступінь навантаження.

Для реалізації цієї методики повинні бути задані рівняння кривої втоми та ступінчаста циклограма нестационарного навантаження, побудована у відносних координатах $\sigma_{1i}/\sigma_{1\max} - n_i/N_\Sigma$, де σ_{1i} – перше головне напруження на i -тій ступені циклограми; $\sigma_{1\max}$ – його максимальне значення; n_i/N_Σ – відносна тривалість дії напруження σ_{1i} . Така циклограма може бути визначена одним із способів, зазначених у вступі. Отже, як вихідні дані необхідно знати параметри кривої

³⁴ Додин Л.Г. Методы испытаний аксиально-поршневых гидромашин. Труды ВНИИСтройдормаш. Москва, 1981. Вып. 92. С. 25.

³⁵ Николенко И.В., Хомяк Ю.М., Кибиков А.Г. Расчет на долговечность блока цилиндров гидромашин. Вестник машиностроения. Москва, 1988. № 2. С. 29.

³⁶ Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. Москва: Машиностроение, 1985. С. 139–140. <https://www.chipmaker.ru/files/file/8276/>

³⁷ Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. Москва: Машиностроение, 1985. С. 178. <https://www.chipmaker.ru/files/file/8276/>

втомі та розміри ступенів циклограми навантаження – їх висоту $\sigma_{1i}/\sigma_{1\max}$ та ширину n_i/N_Σ .

У загальному випадку залежність циклічної довговічності N від величини змінного першого головного напруження σ_1 найчастіше описується ступеневим рівнянням (11). Методика розрахунку N_Σ заснована на заміні фактичного змінного режиму навантаження, заданого ступінчастою циклограмою напружень, на еквівалентний режим з постійним напруженням σ_E та кількістю циклів до руйнування N_E . В якості еквівалентного напруження приймається максимальне значення першого головного напруження³⁸ $\sigma_E = \sigma_{1\max}$. З рівняння (11) та ЛГПП витікає умова рівності заданого та еквівалентного режимів

$$\sum_{i=1}^l \sigma_{1i}^m \cdot n_i = \sigma_E^m \cdot N_E. \quad (21)$$

Залежність між N_E і N_Σ представлена у вигляді³⁹

$$N_E = \mu_m N_\Sigma. \quad (22)$$

У формулі (22) коефіцієнт еквівалентності за циклами μ_m визначається з урахуванням рівності (21)

$$\mu_m = \sum_{i=1}^l \lambda_i^m \cdot \left(\frac{n_i}{N_\Sigma} \right), \quad (23)$$

де $\lambda_i = \sigma_{1i}/\sigma_{1\max} = \sigma_{1i}/\sigma_E$ – відносне перше головне напруження на i -тій ступені циклограми.

Еквівалентна кількість циклів визначається з рівнянь (11) та (21) при $\sigma_1 = \sigma_E$ за формулою

$$N_E = 10^C / \sigma_E^m. \quad (24)$$

Ресурс деталі визначається з формули (22)

$$N_\Sigma = N_E / \mu_m. \quad (25)$$

Для обчислення ресурсу (25) за цією методикою слід знати коефіцієнт μ_m . Цей коефіцієнт зазвичай призначають або розраховують за формулою (23) залежно від параметра m рівняння (11). У інженерних розрахунках цей параметр зазвичай

³⁸ Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2017. С. 21. https://fileskachat.com/view/53557_88d9b622ff6be53b350f42279fabfcd7.html

³⁹ Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2017. С. 21. https://fileskachat.com/view/53557_88d9b622ff6be53b350f42279fabfcd7.html

перебуває у діапазоні $m=3\div 25$ ⁴⁰. Наприклад, при згинанні деталей з нормалізованих і поліпшених сталей призначають $m=6$, для загартованих сталей $m=9$, а для деталей із чавунів та сплавів кольорових металів рекомендації щодо призначення m не наводяться⁴¹. Внаслідок консервативності таких рекомендацій величина ресурсу, що визначається за формулою (25), може варіюватися для важкого режиму навантаження в діапазоні $1.3\div 1.5$ рази, для легкого – $2\div 2.5$ рази.

Загальним недоліком всіх розрахункових методів визначення ресурсу деталей є їхня екстраполяційна спрямованість. Обчислення за формулою (25) показують, що чим більшою буде розрахункова довговічність N_{Σ} , тим більша похибка результату. Вважається прийнятною похибка визначення розрахункової величини N_{Σ} , якщо вона не перевищує 50 % за точності визначення межі витривалості до 12 %⁴².

Тому уточнення розрахункової методики оцінки ресурсу деталей довільної конфігурації, що працюють при нерівномірному циклічному навантаженні, за критерієм опору втомі є актуальною задачею.

Для реалізації цієї мети мають бути виконані наступні етапи:

а) встановлення границі витривалості досліджуваної деталі при симетричному циклі навантаження за методикою СТПВР з використанням результатів втомних випробувань зразків, а також знаходження для цієї деталі параметрів m і C її кривої втоми;

б) коригування границі витривалості деталі для фактичного циклу зміни напружень, а також встановлення для неї нових значень параметрів m і C ;

в) визначення максимального значення першого головного напруження $\sigma_{1\max}$, що діє в небезпечній зоні деталі, яке приймається як еквівалентне;

г) обчислення коефіцієнта еквівалентності за циклами μ_m (23) для заданої циклограми навантаження;

е) розрахунок ресурсу деталі (25).

⁴⁰ Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. Москва: Машиностроение, 1985. С. 138. <https://www.chipmaker.ru/files/file/8276/>

⁴¹ Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2017. С. 22. https://fileskachat.com/view/53557_88d9b622ff6be53b350f42279fabfcd7.html

⁴² Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. Москва: Машиностроение, 1985. С. 139–140. <https://www.chipmaker.ru/files/file/8276/>

Етап а. Для знаходження параметрів m і C рівняння кривої втоми деталі (11) використана методика, запропонована в роботі⁴³. Її суть полягає в тому, що результати випробувань зразків на опір втоми, виконаних при симетричному циклі зміни напружень, піддаються коригування. Значення рівня напружень випробування для кожного j -го зразка σ_{-1N_j} (при отриманих для нього значеннях N_j) зменшуються на величину різниці

$$\Delta\sigma = \sigma_{-1} - \sigma_{-1D}, \quad (26)$$

де σ_{-1} – границя витривалості випробуваного зразка при симетричному циклі зміни напружень.

Логарифми знайдених значень напружень

$$\log \sigma_{-1DN_j} = \log(\sigma_{-1N_j} - \Delta\sigma) \quad (27)$$

та довговічностей $\log N_j$ піддаються лінійному регресійному аналізу, внаслідок якого визначається рівняння лінії регресії $\log \sigma_{-1DN} = a + b \cdot \log N$. Через значення параметрів отриманої лінії регресії обчислюються параметри кривої втоми, що шукаються, при симетричному циклі зміни напружень за формулами $m=1/b$ та $C=a/b$.

По отриманому значенню m обчислюється коефіцієнт μ_m (23). Параметр C використовується в подальшому при визначенні еквівалентної кількості циклів N_E (24).

Етап б. Якщо у деталі цикл зміни напружень має довільний коефіцієнт асиметрії R , то для розрахунку її границі витривалості σ_{RD} можна використовувати будь-яку з діаграм граничних амплітуд (ДГА)⁴⁴. Наприклад, можна застосувати ДГА Зодерберга, яка описується залежністю

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1D}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{0.2}} = 1, \quad (28)$$

де $\sigma_a = 0.5(1 - R)\sigma_{RD}$ і $\sigma_m = 0.5(1 + R)\sigma_{RD}$ – амплітудні та середні напруження циклу, $\sigma_{0.2}$ – умовна границя текучості.

При цих значеннях з формули (28) при довільному коефіцієнті асиметрії циклу R визначаємо границю витривалості деталі, яка є максимальним напруженням циклу

⁴³ Коноплєв А.В., Кононова О.Н., Кобаков А.Г. Уточнение коэффициента относительной долговечности для объектов с низкими пределами выносливости. Вісник ОНМУ. Одеса, 2018. Вип. 3(56). С. 203. <https://onmu.odessa.ua/ru/period-izd/171-kategoriya-ru-ru/nauchnaya-rabota/periodichesk-izdaniya/vonmu.html>

⁴⁴ Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов: справочник часть 1. Киев: Наукова думка, 1987. С. 177–178.

$$\sigma_{RD} = \frac{2\sigma_{-1D} \cdot \sigma_{0.2}}{(1-R)\sigma_{-1D} + (1+R)\sigma_{0.2}}. \quad (29)$$

Для коригування параметрів m і C кривої втоми (11) необхідно встановити границі обмеженої витривалості деталі $\sigma_{RD N_j}$ при заданому коефіцієнті R . Вони визначаються за формулою (29), у якій замість границі витривалості σ_{-1D} слід прийняти границі обмеженої витривалості σ_{-1DN_j}

$$\sigma_{RD N_j} = \frac{2\sigma_{-1DN_j} \cdot \sigma_{0.2}}{(1-R)\sigma_{-1DN_j} + (1+R)\sigma_{0.2}}. \quad (30)$$

Логарифми обчислених значень напружень (30) та відповідних їм довговічностей $\log N_j$ піддаються лінійному регресійному аналізу. В результаті отримуємо скориговані значення параметрів m і C кривої втоми деталі, що відповідають заданому коефіцієнту асиметрії циклу R . Якщо деталь зазнає симетричного циклу зміни напружень, то етап b не виконується, тому що для цього циклу параметри m і C визначено на етапі a .

Етап с. Для оцінки ресурсу деталі використовується еквівалентне напруження, в якості якого приймається максимальне значення першого головного напруження^{45,46} $\sigma_E = \sigma_{1\max}$. Для деталей простих канонічних форм (осі, вали, тощо) $\sigma_{1\max}$ обчислюється традиційними методами опору матеріалів. Для деталей складної конфігурації $\sigma_{1\max}$ визначають чисельними методами, з яких найпоширенішим є МКЕ. Цей метод дозволяє легко визначити як $\sigma_{1\max}$, так і його градієнт^{47,48,49}.

⁴⁵ Zheglova V., Khomiak Yu., Medvedev S., Nikolenko I. Numerical and analytical evaluation of service life of the details axial piston hydraulic machines with complicated configuration under cyclic loading. Procedia Engineering, 2017. Vol. 176. P. 560–561. <https://www.researchgate.net/publication/314277581>

⁴⁶ Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2017. С. 21. https://fileskachat.com/view/53557_88d9b622ff6be53b350f42279fabcd7.html

⁴⁷ Zheglova V., Khomiak Yu., Medvedev S., Nikolenko I. Numerical and analytical evaluation of service life of the details axial piston hydraulic machines with complicated configuration under cyclic loading. Procedia Engineering, 2017. Vol. 176. P. 561–562. <https://www.researchgate.net/publication/314277581>

⁴⁸ Khomyak Yu., Kibakov O., Medvedev S., Nikolenko I., Zheglova V. Endurance limit of the axial-piston hydraulic machine cylinder block. Diagnostyka, 2020. Vol. 21(1). P. 75. <http://www.diagnostyka.net.pl/Endurance-limit-of-the-axial-piston-hydraulic-machine-cylinder-block,116691,0,2.html>

⁴⁹ Khomyak Y., Kibakov O., Medvedev S., Nikolenko I., Zheglova V. The lifetime forecasting of machine elements by fatigue strength criterion. Diagnostyka, 2021. Vol. 22(4). P. 44. <https://doi.org/10.29354/diag/143315>

Етап d. При режимах роботи машини, заданих циклограмою навантаження і розрахованому параметрі m кривої в томи аналізованої деталі, коефіцієнт μ_m обчислюється за формулою (23). Однак для багатьох видів навіть однотипного обладнання (сільськогосподарська техніка, транспорт та ін.) режими роботи визначаються умовами експлуатації та можуть суттєво відрізнятися. З метою оцінки ресурсу реальні режими навантаження машин методами статистичної обробки зводять до п'яти типових⁵⁰. В якості характеристики навантаження при типових режимах використовуються інтегральні функції розподілу $\Phi_k(\lambda)$, де індекс $k=1\div 5$ – умовний номер типового режиму.

Безрозмірний аргумент цієї функції визначається рівнем відносного змінного навантаження або пропорційних йому відносних напружень $\lambda=T/T_{\max}=\sigma_1/\sigma_{1\max}$. Тут T і T_{\max} – величини навантаження (наприклад, поточний і максимальний крутильний або згинальний моменти); λ – відносне перше головне напруження, що виникає у небезпечній області деталі при дії цих навантажень. У разі контактних навантажень напруження пропорційні кореню квадратному з навантаження.

Інтегральні представлення функцій $\Phi_k(\lambda)$ для типових режимів навантаження та отримані з них розрахункові формули наведено у табл. 4.

Таблиця 4

Характеристики типових режимів навантаження

| k | Режими навантаження | Статистичні характеристики режимів | Інтегральна і розрахункова форми представлення функції $\Phi_k(\lambda)$ |
|-----|----------------------------|---|--|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 1 | Важкий | β -розподіл, $a=6.8; b=2;$ $\lambda_m=0.77$ | $\frac{1}{B(a,b)} \int_0^\lambda x^{a-1} (1-x)^{b-1} dx =$ $=(7.8 - 6.8 \cdot \lambda) \cdot \lambda^{6.8}$ |
| 2 | Середній рівноймовірний | Рівноймовірний розподіл, $\lambda_m=0.5$ | $\int_0^\lambda dx = \lambda$ |
| 3 | Середній нормальний | Нормальний розподіл, $s=0.19;$ $\lambda_m=0.5$ | $\frac{1}{s\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^\lambda \exp\left(-\frac{(x-\lambda_3)^2}{2s^2}\right) dx =$ $=0.5 \left[1 + \operatorname{erf} \left(1.860807 \cdot (2\lambda - 1) \right) \right]$ |

⁵⁰ Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2017. С. 21–22. https://fileskachat.com/view/53557_88d9b622ff6be53b350f42279_fabfcd7.html

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|-----------------|---|--|
| 4 | Легкий | β -розподіл, $a=2.2; b=3;$ $\lambda_m=0.42$ | $\frac{1}{B(a,b)} \int_0^\lambda x^{a-1}(1-x)^{b-1} dx =$ $= (6.72 - 9.24\lambda + 3.52\lambda^2) \cdot \lambda^{2.2}$ |
| 5 | Особливо легкий | β -розподіл, $a=1.8; b=4;$ $\lambda_m=0.31$ | $\frac{1}{B(a,b)} \int_0^\lambda x^{a-1}(1-x)^{b-1} dx =$ $= (8.512 - 16.42\lambda + 12.10\lambda^2 - 3.19\lambda^3) \lambda^{1.8}$ |

В табл. 4 позначено: a, b, s – параметри розподілу; $\lambda_m = 1 - \int_0^1 \Phi_k(\lambda) d\lambda$ – середнє значення відносного навантаження (напруження) для типового режиму; $B(a, b)$ – бета-функція Ейлера; $\text{erf}(z)$ – інтеграл ймовірностей.

Графіки, отримані за розрахунковими формулами табл. 4, наведені на рис. 11.

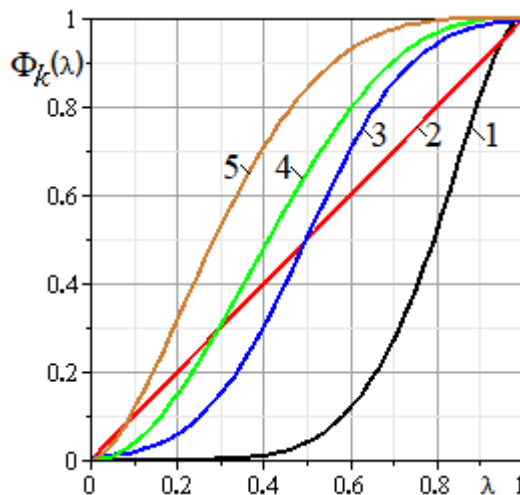


Рис. 11. Функції $\Phi_k(\lambda)$ для типових режимів навантаження

*1 – важкий; 2 – середній рівноймовірний; 3 – середній нормальний;
4 – легкий; 5 – особливо легкий*

Традиційне представлення режимів роботи отримують зміною положення координатних осей: віссю ординат призначають λ , віссю абсцис – $\Phi_k(\lambda)$. Ця процедура еквівалентна повороту графіків, представлених на рис. 11, ліворуч на 90° , рис. 12.

При цьому значення абсцис $\Phi_k(\lambda)$ зменшуються від 1 до 0, що є нетрадиційним для графіків функцій. Тому вводиться додаткова вісь

відносної кількості циклів n/N_Σ , яка має зростаючий діапазон від 0 до 1. Аргумент $\Phi_k(\lambda)$ пов'язаний із значеннями n/N_Σ залежністю

$$n/N_\Sigma = 1 - \Phi_k(\lambda), \quad (31)$$

де n – кількість циклів, що відповідає відносному першому головному напруженню. Аналітичні вирази для опису кривих $\lambda(n/N_\Sigma)$ отримати не вдається, крім лінії 2 (рис. 12) для якої $\Phi_2(\lambda) = \lambda$ і тому $\lambda = 1 - n/N_\Sigma$.

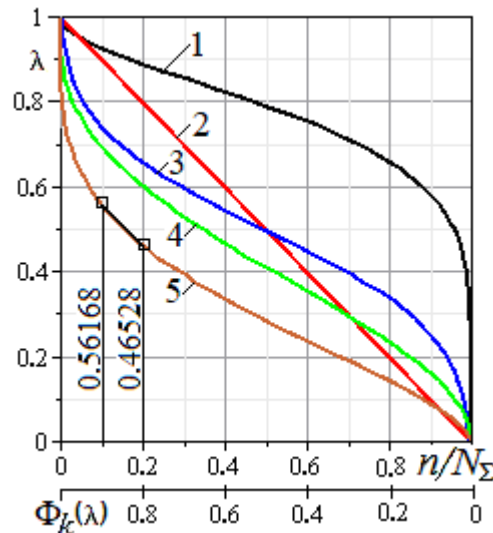


Рис. 12. Циклограми типових режимів навантаження

Ординати інших кривих можна визначити лише дискретно, чисельним розв'язком рівнянь $\Phi_k(\lambda) = n/N_\Sigma$. Наприклад, для особливо легкого режиму 5 (див. табл. 4) рішенням трансцендентного рівняння

$$(8.512 - 16.42\lambda + 12.10\lambda^2 - 3.19\lambda^3)\lambda^{1.8} = n/N_\Sigma$$

отримані ординати циклограм

$$\lambda|_{n/N_\Sigma=0.1} = 0.56168$$

і

$$\lambda|_{n/N_\Sigma=0.2} = 0.46528.$$

Для обчислення за формулою (23) коефіцієнта μ_m необхідно побудувати ступінчасту циклограму навантаження, еквівалентну прийнятій типовій, рис. 12. З цією метою виконується дискретизація аргументу n_i/N_Σ з кроком Δ_{n_i/N_Σ} і обчислюються значення λ_i посередині кожного проміжку. Функції $\lambda(n/N_\Sigma)$ на деяких ділянках зміни

аргументу мають значний градієнт, рис. 12, тому для забезпечення необхідної точності зазначений крок має бути досить малим. Результати обчислень відносного першого головного напруження λ за викладеною вище методикою при кроці $\Delta_{n_i/N_\Sigma} = 0.01$ для розглянутих типових режимів навантаження представлені у табл. 5. При використанні значень λ_i з табл. 5 в формулі (22) крок $\frac{n_i}{N_\Sigma} = 0,01$.

Таблиця 5

Абсциси та ординати ступінчастої циклограми навантаження

| № п/п | $\Phi_k(\lambda)$ | Значення λ для різних режимів навантаження | | | | |
|-------|-------------------|--|-------------------------|------------------------|------------|--------------------|
| | | Важкий | Середній рівномірний | Середній нормальний | Легкий | Особливо легкий |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 1 | 0.995 | 0.98588793 | 0.995 | 0.98940765 | 0.89620296 | 0.80328966 |
| 2 | 0.985 | 0.97503719 | 0.985 | 0.91231724 | 0.84788599 | 0.73776436 |
| 3 | 0.975 | 0.96728303 | 0.975 | 0.87239322 | 0.81778174 | 0.69968461 |
| 4 | 0.965 | 0.96079591 | 0.965 | 0.84426309 | 0.79448530 | 0.67133713 |
| 5 | 0.955 | 0.95504459 | 0.955 | 0.82212562 | 0.77496627 | 0.64823624 |
| 6 | 0.945 | 0.94978624 | 0.945 | 0.80365675 | 0.75790653 | 0.62848298 |
| 7 | 0.935 | 0.94488567 | 0.935 | 0.78767941 | 0.74259822 | 0.61107743 |
| 8 | 0.925 | 0.94025845 | 0.925 | 0.77351103 | 0.72861162 | 0.59542189 |
| 9 | 0.915 | 0.93584766 | 0.915 | 0.76071875 | 0.71566378 | 0.58112789 |
| 10 | 0.905 | 0.93161272 | 0.905 | 0.74901007 | 0.70355724 | 0.56792734 |
| 11 | 0.895 | 0.92752351 | 0.895 | 0.73817747 | 0.69214805 | 0.55562668 |
| 12 | 0.885 | 0.92355689 | 0.885 | 0.72806822 | 0.68132759 | 0.54408114 |
| 13 | 0.875 | 0.91969463 | 0.875 | 0.71856642 | 0.67101161 | 0.53317935 |
| 14 | 0.865 | 0.91592205 | 0.865 | 0.70958192 | 0.66113328 | 0.52283358 |
| 15 | 0.855 | 0.91222710 | 0.855 | 0.70104314 | 0.65163858 | 0.51297342 |
| 16 | 0.845 | 0.9085997 | 0.845 | 0.69289222 | 0.64248311 | 0.50354134 |
| 17 | 0.835 | 0.90503135 | 0.835 | 0.68508167 | 0.63362986 | 0.49448973 |
| 18 | 0.825 | 0.90151477 | 0.825 | 0.67757200 | 0.62504765 | 0.48577865 |
| 19 | 0.815 | 0.89804364 | 0.815 | 0.67032997 | 0.61670986 | 0.47737426 |
| 20 | 0.805 | 0.89461244 | 0.805 | 0.66332733 | 0.60859360 | 0.46924757 |
| 21 | 0.795 | 0.89121630 | 0.795 | 0.65653982 | 0.60067900 | 0.46137356 |
| 22 | 0.785 | 0.88785086 | 0.785 | 0.64994644 | 0.59294867 | 0.45373047 |
| 23 | 0.775 | 0.88451223 | 0.775 | 0.64352888 | 0.58538731 | 0.44629923 |
| 24 | 0.765 | 0.88119688 | 0.765 | 0.63727104 | 0.57798133 | 0.43906299 |
| 25 | 0.755 | 0.87790160 | 0.755 | 0.63115870 | 0.57071863 | 0.43200684 |
| 26 | 0.745 | 0.87462344 | 0.745 | 0.62517918 | 0.56358834 | 0.42511747 |
| 27 | 0.735 | 0.87135968 | 0.735 | 0.61932116 | 0.55658069 | 0.41838294 |
| 28 | 0.725 | 0.86810778 | 0.725 | 0.61357444 | 0.54968680 | 0.41179250 |
| 29 | 0.715 | 0.86486539 | 0.715 | 0.60792980 | 0.54289862 | 0.40533644 |
| 30 | 0.705 | 0.86163029 | 0.705 | 0.60237886 | 0.53620878 | 0.39900591 |
| 31 | 0.695 | 0.85840038 | 0.695 | 0.59691397 | 0.52961052 | 0.39279288 |

Продовження таблиці 5

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|----|-------|------------|-------|------------|------------|------------|
| 32 | 0.685 | 0.85517365 | 0.685 | 0.59152812 | 0.52309763 | 0.38668998 |
| 33 | 0.675 | 0.85194821 | 0.675 | 0.58621483 | 0.51666434 | 0.38069044 |
| 34 | 0.665 | 0.84872221 | 0.665 | 0.58096814 | 0.51030534 | 0.37478804 |
| 35 | 0.655 | 0.84549400 | 0.655 | 0.57578248 | 0.50401564 | 0.36897702 |
| 36 | 0.645 | 0.84226153 | 0.645 | 0.57065267 | 0.49779061 | 0.36325204 |
| 37 | 0.635 | 0.83902346 | 0.635 | 0.56557386 | 0.49162592 | 0.35760814 |
| 38 | 0.625 | 0.83577802 | 0.625 | 0.56054149 | 0.48551746 | 0.35204070 |
| 39 | 0.615 | 0.83252360 | 0.615 | 0.55555124 | 0.47946138 | 0.34654539 |
| 40 | 0.605 | 0.82925861 | 0.605 | 0.55059903 | 0.47345404 | 0.34111816 |
| 41 | 0.595 | 0.82598145 | 0.595 | 0.54568095 | 0.46749197 | 0.33575520 |
| 42 | 0.585 | 0.82269053 | 0.585 | 0.54079330 | 0.46157186 | 0.33045292 |
| 43 | 0.575 | 0.81938428 | 0.575 | 0.53593251 | 0.45569058 | 0.32520793 |
| 44 | 0.565 | 0.81606108 | 0.565 | 0.53109512 | 0.44984508 | 0.32001701 |
| 45 | 0.555 | 0.81271933 | 0.555 | 0.52627780 | 0.44403247 | 0.31487711 |
| 46 | 0.545 | 0.80935739 | 0.545 | 0.52147733 | 0.43824994 | 0.30978531 |
| 47 | 0.535 | 0.80597361 | 0.535 | 0.51669052 | 0.43249477 | 0.30473885 |
| 48 | 0.525 | 0.80256627 | 0.525 | 0.51191429 | 0.42676433 | 0.29973505 |
| 49 | 0.515 | 0.79913365 | 0.515 | 0.50714558 | 0.42105604 | 0.29477137 |
| 50 | 0.505 | 0.79567396 | 0.505 | 0.50238136 | 0.41536738 | 0.28984535 |
| 51 | 0.495 | 0.79218536 | 0.495 | 0.49751864 | 0.40969588 | 0.28495461 |
| 52 | 0.485 | 0.78866595 | 0.485 | 0.49285442 | 0.40403911 | 0.28009684 |
| 53 | 0.475 | 0.78511376 | 0.475 | 0.48808571 | 0.39839467 | 0.27526982 |
| 54 | 0.465 | 0.78152672 | 0.465 | 0.48330948 | 0.39276015 | 0.27047136 |
| 55 | 0.455 | 0.77790272 | 0.455 | 0.47852267 | 0.38713319 | 0.26569934 |
| 56 | 0.445 | 0.77423950 | 0.445 | 0.47372220 | 0.38151141 | 0.26095166 |
| 57 | 0.435 | 0.77053473 | 0.435 | 0.46890488 | 0.37589241 | 0.25622628 |
| 58 | 0.425 | 0.76678594 | 0.425 | 0.46406749 | 0.37027380 | 0.25152115 |
| 59 | 0.415 | 0.76299054 | 0.415 | 0.45920670 | 0.36465313 | 0.24683427 |
| 60 | 0.405 | 0.75914577 | 0.405 | 0.45431905 | 0.35902795 | 0.24216363 |
| 61 | 0.395 | 0.75524873 | 0.395 | 0.44940097 | 0.35339572 | 0.23750723 |
| 62 | 0.385 | 0.75129634 | 0.385 | 0.44444876 | 0.34775387 | 0.23286308 |
| 63 | 0.375 | 0.74728529 | 0.375 | 0.43945851 | 0.34209976 | 0.22822915 |
| 64 | 0.365 | 0.74321209 | 0.365 | 0.43442614 | 0.33643065 | 0.22360340 |
| 65 | 0.355 | 0.73907296 | 0.355 | 0.42934733 | 0.33074370 | 0.21898376 |
| 66 | 0.345 | 0.73486387 | 0.345 | 0.42421752 | 0.32503599 | 0.21436813 |
| 67 | 0.335 | 0.73058048 | 0.335 | 0.41903186 | 0.31930442 | 0.20975434 |
| 68 | 0.325 | 0.72621809 | 0.325 | 0.41378517 | 0.31354578 | 0.20514016 |
| 69 | 0.315 | 0.72177162 | 0.315 | 0.40847188 | 0.30775667 | 0.20052330 |
| 70 | 0.305 | 0.71723555 | 0.305 | 0.40308603 | 0.30193349 | 0.19590138 |
| 71 | 0.295 | 0.71260388 | 0.295 | 0.39762114 | 0.29607245 | 0.19127190 |
| 72 | 0.285 | 0.70787002 | 0.285 | 0.39207020 | 0.29016946 | 0.18663224 |
| 73 | 0.275 | 0.70302678 | 0.275 | 0.38642556 | 0.28422017 | 0.18197967 |
| 74 | 0.265 | 0.69806620 | 0.265 | 0.38067884 | 0.27821989 | 0.17731126 |
| 75 | 0.255 | 0.69297952 | 0.255 | 0.37482082 | 0.27216354 | 0.17262389 |
| 76 | 0.245 | 0.68775700 | 0.245 | 0.36884130 | 0.26604562 | 0.16791425 |
| 77 | 0.235 | 0.68238778 | 0.235 | 0.36272896 | 0.25986010 | 0.16317875 |

Закінчення таблиці 5

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|-----|-------|------------|-------|------------|------------|------------|
| 78 | 0.225 | 0.67685969 | 0.225 | 0.35647112 | 0.25360037 | 0.15841348 |
| 79 | 0.215 | 0.67115905 | 0.215 | 0.35005356 | 0.24725914 | 0.15361423 |
| 80 | 0.205 | 0.66527034 | 0.205 | 0.34346018 | 0.24082831 | 0.14877633 |
| 81 | 0.195 | 0.65917590 | 0.195 | 0.33667267 | 0.23429882 | 0.14389463 |
| 82 | 0.185 | 0.65285548 | 0.185 | 0.32967003 | 0.22766048 | 0.13896342 |
| 83 | 0.175 | 0.64628570 | 0.175 | 0.32242800 | 0.22090177 | 0.13397627 |
| 84 | 0.165 | 0.63943930 | 0.165 | 0.31491833 | 0.21400949 | 0.12892591 |
| 85 | 0.155 | 0.63228431 | 0.155 | 0.30710778 | 0.20696849 | 0.12380407 |
| 86 | 0.145 | 0.62478277 | 0.145 | 0.29895686 | 0.19976111 | 0.11860119 |
| 87 | 0.135 | 0.61688912 | 0.135 | 0.29041808 | 0.19236661 | 0.11330616 |
| 88 | 0.125 | 0.60854801 | 0.125 | 0.28143358 | 0.18476033 | 0.10790584 |
| 89 | 0.115 | 0.59969114 | 0.115 | 0.27293178 | 0.17691252 | 0.10238458 |
| 90 | 0.105 | 0.59023282 | 0.105 | 0.26182253 | 0.16878676 | 0.09672333 |
| 91 | 0.095 | 0.58006334 | 0.095 | 0.25098993 | 0.16033759 | 0.09089857 |
| 92 | 0.085 | 0.56903876 | 0.085 | 0.23928123 | 0.15150706 | 0.08488058 |
| 93 | 0.075 | 0.55696471 | 0.075 | 0.22648897 | 0.14221925 | 0.07863081 |
| 94 | 0.065 | 0.54356886 | 0.065 | 0.21232059 | 0.13237141 | 0.07209768 |
| 95 | 0.055 | 0.52845148 | 0.055 | 0.19634325 | 0.12181851 | 0.06520926 |
| 96 | 0.045 | 0.51098811 | 0.045 | 0.17787438 | 0.11034407 | 0.05785969 |
| 97 | 0.035 | 0.49011469 | 0.035 | 0.15573691 | 0.09759888 | 0.04988106 |
| 98 | 0.025 | 0.46376304 | 0.025 | 0.12760678 | 0.08294970 | 0.04097530 |
| 99 | 0.015 | 0.42688761 | 0.015 | 0.08768276 | 0.06499321 | 0.03050117 |
| 100 | 0.005 | 0.35837739 | 0.005 | 0.01059235 | 0.03878237 | 0.01631403 |

Етап е. Після виконання етапів *a – d* описаної уточненої методики, ресурс деталі визначається за формулою (25).

Приклад розрахунку до розділу 2.

Використання запропонованої методики ілюструється розрахунком ресурсу БЦ АПГ 210.25. Підвищення енергоефективності гідромашин досягається збільшенням робочого тиску. За останні 40-50 років робочий тиск зріс від 12÷16 МПа до 25÷32 МПа, і ця тенденція зберігається. Підвищення тиску в АПГ призводить до зростання напружень в їх деталях. Це збільшує швидкість накопичення втомних ушкоджень і знижує ресурс тих деталей, у яких напруження змінюються циклічно. В результаті зростає можливість відмов, причому близько 30% з них припадають на дві основні деталі, БЦ і торцевий розподільник (ТР)^{51,52}. Мінімізація

⁵¹ Zhiglova V., Khomiak Yu., Medvedev S., Nikolenko I. Numerical and analytical evaluation of service life of the details axial piston hydraulic machines with complicated configuration under cyclic loading. Procedia Engineering, 2017. Vol. 176. P. 557–558. <https://www.researchgate.net/publication/314277581>.

⁵² Додин Л.Г. Методы испытаний аксиально-поршневых гидромашин. Труды ВНИИСтройдормаш. Москва, 1981. Вып. 92. С. 23.

зношування досягається застосуванням антифрикційних матеріалів для пар тертя та поліпшенням якості робочої рідини (тонка фільтрація, спеціальні присадки та ін.)^{53,54}. Високі антифрикційні властивості мають сплави міді – бронзи і латуні. При цьому бронзи, особливо олов'яні, добре опираються зношуванню. Тому блок циліндрів традиційно виготовляється з олов'яної бронзи БрО12.

В АПГ 210.25 номінальний тиск нагнітання становить $p=16$ МПа, тиск дренажу $p_0=1$ МПа. З урахуванням того, що $p_0 \ll p$, прийнято $p_0=0$. У зв'язку з тенденцією збільшення робочого тиску в розрахунку перевіряється можливість експлуатації БЦ при підвищенні тиску до $p=25$ МПа.

Коефіцієнт асиметрії циклу навантаження БЦ становить $R=p_0/p=0$. Тому розрахунок границі витривалості БЦ здійснюється за два етапи, *a* та *b*.

Етап a. Границя витривалості БЦ визначена вище для симетричного циклу зміни напруження, $\sigma_{-1D} = 71.3$ МПа. Параметри *m* і *C* на цьому етапі не визначалися, оскільки БЦ працює при віднульовому циклі зміни напруження.

Етап b. У процесі роботи АПГ напруження в БЦ, як і тиск у циліндрах, змінюються практично по віднульовому циклу, коефіцієнт асиметрії циклу $R=0$, тому виконується процедура даного етапу. Вище було знайдено границю витривалості БЦ при віднульовому циклі, $\bar{\sigma}_{0D} = 102.1$ МПа.

Визначимо для БЦ при $R=0$ відповідні параметри *m* і *C* рівняння (11). З цією метою використовується описаний вище перерахунок результатів втомних випробувань зразків корсетної форми σ_{-1N_j} за формулами (26) и (27). Різниця за формулою (26) складає

$$\Delta\sigma = 111 - 71.3 = 39.7 \text{ МПа}$$

і значення

$$\sigma_{-1DN_j} = \sigma_{-1N_j} - 39.7.$$

Формула (30) при умовній границі текучості бронзи БрО12 $\sigma_{0.2} = 180$ МПа зводиться до виду

⁵³ Rydberg K.-E. Energy efficient hydraulics – system solutions for minimizing losses. National Conference on Fluid Power (Linköping, Sweden), 2015 P. 1–10. <http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A916150&dswid=2902>

⁵⁴ Schuhler G., Jourani A., Bouvier S., Perrochat J.-M. Multi technical analysis of wear mechanisms in axial piston pumps. Journal of Physics: Conference Series, 843 012077. 2017. P. 1–3.

$$\sigma_{0DNj} = \frac{2(\sigma_{-1Nj} - 39.7) \cdot 180}{\sigma_{-1Nj} + 140.3}.$$

Отримані пари значень $\log \sigma_{0DNj}, \log N_j$ піддані лінійному регресійному аналізу та визначено параметри рівняння (11) $m=9.341$, $C=26.29$ (коефіцієнт кореляції $r=-0.920$).

Етап с. Конструкція семипоршневого БЦ АПГ 210.25 досить складна, рис. 1, тому розрахунок його напруженого стану виконаний МКЕ в програмному комплексі ANSYS Workbench при номінальному тиску $p=25$ МПа. Встановлено, що найбільше напруження діє в МЦП, що розділяє два аксіальні канали, які навантажені номінальним тиском. У якості еквівалентного напруження σ_E приймається розраховане максимальне значення першого головного напруження $\sigma_{1max}=103.9$ МПа, рис. 5.

Етап d. АПГ застосовують у машинних агрегатах багатьох типів і можуть працювати в різних режимах навантаження. Для визначення коефіцієнта еквівалентності за циклами μ_m (23) мають бути задані параметр m степеневого рівняння (11) та циклограма навантаження, яка представлена у ступінчастій формі. Значення $m=9.341$ отримано на етапі *b*. Для розрахунку коефіцієнта μ_m розглядаються основні типові режими навантаження машин, для яких значення відносного напруження наведені вище, табл. 5. Розрахунки виконані для тисків $p_1=16$ МПа, $p_2=20$ МПа і $p_3=25$ МПа. Еквівалентне напруження при $p_3=25$ МПа отримане на етапі *c*, при інших тисках – визначено перерахунком з урахуванням лінійної залежності між тиском та напруженням (цей перерахунок є коректним, оскільки величини напружень не перевищують границю пружності бронзи БрО12):

$$\sigma_{E1} = \sigma_E \cdot p_1 / p_3 = 103.9 \cdot 16 / 25 = 66.5 \text{ МПа}$$

та

$$\sigma_{E2} = \sigma_E \cdot p_2 / p_3 = 103.9 \cdot 20 / 25 = 83.1 \text{ МПа.}$$

Отримані за цих тисків значення коефіцієнтів μ_m представлені в табл. 6.

Відносні перші головні напруження $\lambda_i \leq 0.5$ не є ушкоджуючими і не враховувалися при підрахунку коефіцієнта μ_m (23)⁵⁵, тому кількість доданків у формулі (23) $I \neq \text{const}$. Проведені з кроком дискретизації

⁵⁵ Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. Москва: Машиностроение, 1985. С. 163. <https://www.chipmaker.ru/files/file/8276/>

$\Delta_{n_i/N_\Sigma} = 0.01$ розрахунки показали, що похибка величини μ_m не перевищує 1%.

Таблиця 6

Результати розрахунків для БЦ з бронзи БрО12

| <i>k</i> | Коефіцієнт еквівалентності μ_m при тиску <i>p</i> (МПа) | | | Ресурс БЦ, N_Σ , млн. циклів, при тиску <i>p</i> (МПа) | | | Ресурс БЦ, t_Σ , тис. годин, при тиску <i>p</i> (МПа) | | |
|----------|---|---------|----------|---|-------|-------|--|-------|-------|
| | 16 | 20 | 25 | 16 | 20 | 25 | 16 | 20 | 25 |
| 1 | 0.1538 | 0.1898 | 0.1915 | 11118 | 1204 | 148.2 | 61,8 | 6.69 | 0.823 |
| 2 | 0.08259 | 0.09513 | 0.09666 | 20705 | 2403 | 293.5 | 115 | 13.35 | 1.631 |
| 3 | 0.01815 | 0.02793 | 0.03016 | 94215 | 8185 | 94.7 | 524 | 45.47 | 5.225 |
| 4 | 0.00573 | 0.01290 | 0.01445 | 298429 | 17721 | 1963 | 1658 | 98.5 | 10.91 |
| 5 | ≈ 0 | 0.00247 | 0.003147 | ∞ | 92551 | 9015 | ∞ | 514 | 50.11 |

Етап е. Еквівалентна кількість циклів (23) визначена за розрахованими для нульового циклу роботи БЦ параметрами *m* і *C* при тиску 16, 20 і 25 МПа, відповідно:

$$N_{E1} = \frac{10^C}{\sigma_{E1}^m} = \frac{10^{26.29}}{66.5^{9.341}} = 1.710 \cdot 10^9 \text{ циклів,}$$

$$N_{E2} = \frac{10^C}{\sigma_{E2}^m} = \frac{10^{26.29}}{83.1^{9.341}} = 2.286 \cdot 10^8 \text{ циклів,}$$

$$N_{E3} = \frac{10^C}{\sigma_{E3}^m} = \frac{10^{26.29}}{103.9^{9.341}} = 2.837 \cdot 10^7 \text{ циклів.}$$

Для типових режимів ($k=1 \div 5$) результати розрахунків ресурсу N_Σ за формулою (25) наведено у табл. 6. При номінальній частоті обертання валу АПГ 210.25, що дорівнює $n=3000 \text{ хв}^{-1}$, обчислено ресурс БЦ у годинах за формулою

$$t_\Sigma = N_\Sigma / (60 \cdot n). \quad (32)$$

Для типових режимів навантаження результати розрахунків наведені в табл. 6.

Виконані розрахунки показують, що підвищення робочого тиску від 16 МПа до 25 МПа, тобто приблизно в 1,5 рази, призводить до різкого зниження ресурсу БЦ (приблизно на два порядки).

3. Деякі способи підвищення ресурсу деталей АПГ за критерієм опору втомі

Збільшення ресурсу АПГ можна досягти конструктивними чи технологічними способами. Вкажемо деякі з цих способів.

3.1. Конструктивні способи

Вони призначені для зниження небезпечної напруги за рахунок удосконалення конструкції БЦ та торцевого розподільника (ТР), які лімітують ресурс АПГ.

3.1.1. Застосування гідравлічного розвантаження БЦ

На зовнішній поверхні у передній частині БЦ, де діють високі напруження, фрезеруються лиски. Лиски з'єднуються радіальними отворами з циліндровими каналами. Зовні на БЦ напресовується бандаж, виготовлений з високоміцної сталі, рис. 13.

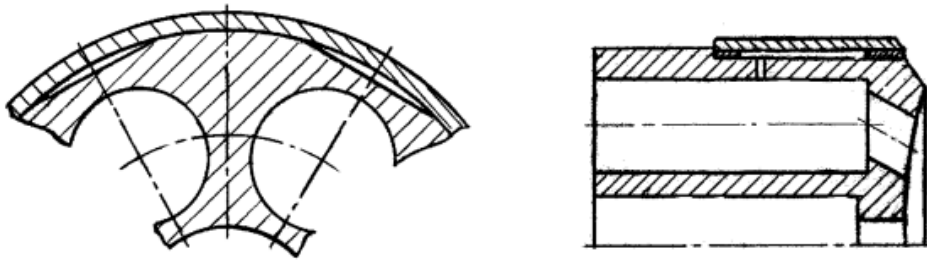


Рис. 13. БЦ з гідравлічним розвантаженням у поперечному та поздовжньому перерізі відповідно

При роботі гідромашини у порожнини, що утворилися між лисками та бандажем, надходить робоча рідина, яка створює протитиск, який забезпечує

зниження небезпечних напружень⁵⁶. Таке рішення забезпечує:

- а) підвищення ресурсу БЦ;
- б) можливість підвищення робочого тиску в АПГ.

3.1.2. Зміна кількості циліндрів (поршнів) у БЦ

Товщина МЦП t_n при довільній кількості аксіальних циліндрів n та товщині зовнішньої стінки δ (див. рис. 1) визначається формулою

⁵⁶ Дашенко А.Ф., Николенко В.И. Расчет номинального давления аксиально-поршневых гидромашин по геометрическим параметрам качающих узлов с гидравлической разгрузкой. Труды Одесского политехнического университета. Одеса, 2005. Вип. 2 (24). Р. 46–47. <http://pratsi.opu.ua/app/webroot/articles/1312808449.pdf>

$$t_n = \left(D_e - d_7 \cdot \sqrt{\frac{7}{n}} - 2\delta \right) \sin \frac{\pi}{n} - d_7 \cdot \sqrt{\frac{7}{n}}. \quad (33)$$

У БЦ АПГ 210.25 зовнішній діаметр $D_e=110$ мм, діаметр аксіальних отворів $d_7=25$ мм, $\delta=7.5$ мм, $t_7=5.37$ мм. Розрахунки за формулою (33) для $n=5$ та $n=9$ дають $t_5=8.87$ мм та $t_9=2.97$ мм відповідно. Отже, можна рекомендувати зменшення кількості аксіальних циліндрів до $n=5$, при якому товщина перемички t_n набуває максимального значення, збільшуючись порівняно з t_7 на 65 %.

У варіанті конструкції БЦ з $n=5$ при номінальному тиску $p=16$ МПа максимальне напруження в МЦП становить 46,7 МПа (рис. 14), що менше, ніж у випадку з $n=7$ на 38.1 %.

Слід зазначити, що зменшення кількості циліндрів призводить до збільшення пульсації тиску і для деяких гідроагрегатів може бути небажаним.

3.1.3. Зміщення осей аксіальних циліндрових отворів БЦ у радіальному напрямку

Аналіз результатів розрахунків свідчить, що напружений стан серійного БЦ є суттєво нерівномірним, тому що зони навантаження циліндрів мають різну довжину (рис. 5, а), отже високі напруження концентруються на ділянці МЦП поблизу донної частини БЦ (рис. 5, б; рис. 14). Для вдосконалення конструкції БЦ пропонується змінити розташування аксіальних циліндрових отворів так, щоб напруження перерозподілилися: зменшилися в МЦП та дещо зросли у зовнішніх перемичках.

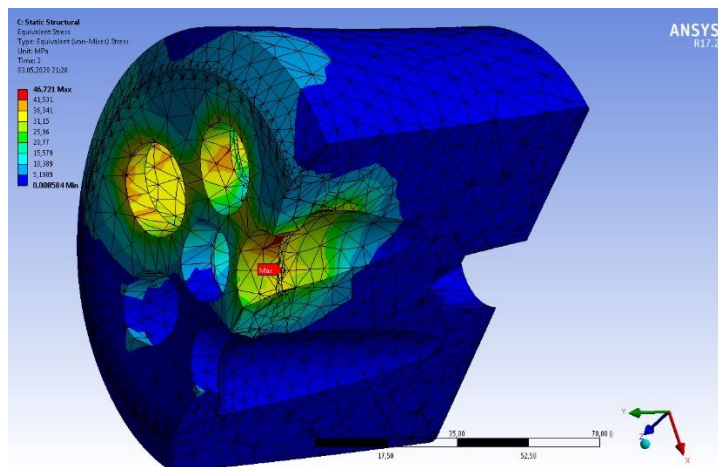


Рис. 14. Розподіл першого головного напруження в поздовжньому перерізі міжциліндрової перемички п'ятициліндрового БЦ при номінальному тиску $p=16$ МПа

Зниження рівня напружень в МЦП можна отримати досить простою зміною конструкції БЦ, а саме, за рахунок незначного зміщення аксіальних циліндрових каналів у радіальному напрямку r (рис. 15).

Зміщення осей циліндрових отворів у вхідній та донній частинах, відповідно $\Delta = \Delta_A$ і $\Delta = \Delta_B$, будемо вважати позитивними, якщо вони спрямовані вздовж радіусу r від центральної осі Oy . При позитивному зміщенні збільшується товщина перемичок між аксіальними отворами t та зменшується товщина зовнішніх стінок δ , див. рис. 1. Мінімальні значення цих товщин визначаються залежностями

$$t = (D_c + 2\Delta) \sin \frac{\pi}{n} - d_0, \quad (34)$$

$$\delta = \frac{D_e - D_c - 2\Delta - d_0}{2}. \quad (35)$$

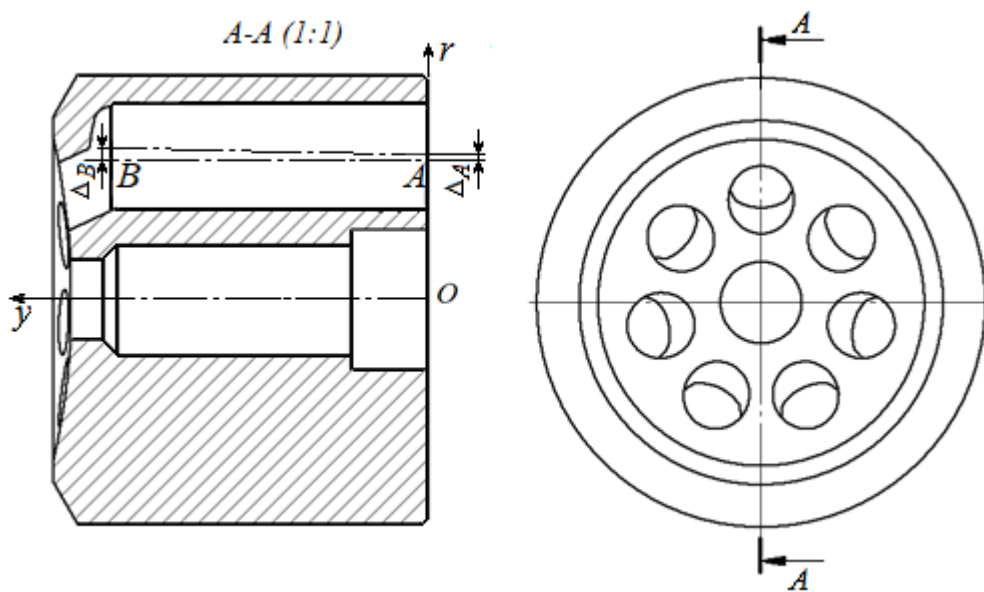


Рис. 15. Схема модернізації БЦ зміщенням осей аксіальних циліндрових отворів у радіальному напрямку

Для серійного БЦ, що тут розглядається, зовнішній діаметр $D_e = 110$ мм; діаметр розташування центрів аксіальних отворів $D_c = 70$ мм; діаметри цих отворів $d_0 = 25$ мм; їх кількість $n = 7$, рис. 15.

Зміни товщин МЦП і зовнішньої стінки при збільшенні діаметра D_c , визначені за формулами (34) і (35), показані на рис. 16. Негативні переміщення каналів виявились нераціональними, оскільки при цьому максимальне напруження в МЦП зростає.

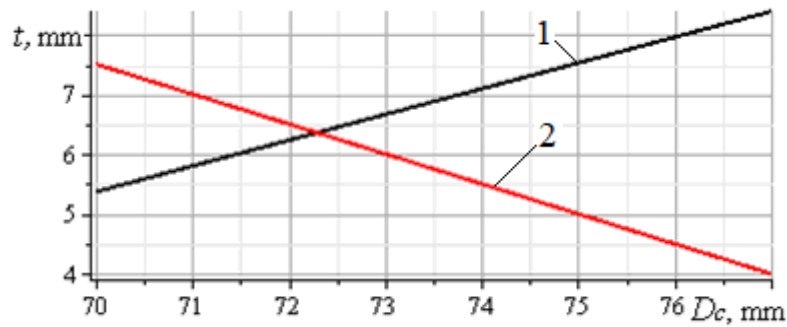


Рис. 16. Зміна товщин стінок
 1 – міжциліндрова; 2 – зовнішня

В результаті моделювання та розрахунків у програмному комплексі ANSYS Workbench визначено напруження у кількох модернізованих моделях БЦ. Розрахунки виконувалися у тривимірній постановці з розбивкою деталі на кінцеві елементи – десятивузлові тетраедри. У виконаних розрахунках кількість вузлів складала від 400 тис. до 600 тис. Час виконання розрахунку для кожного варіанту становив 3...4 хвилини. Приклади результатів розрахунків для двох моделей показані на рис. 17.

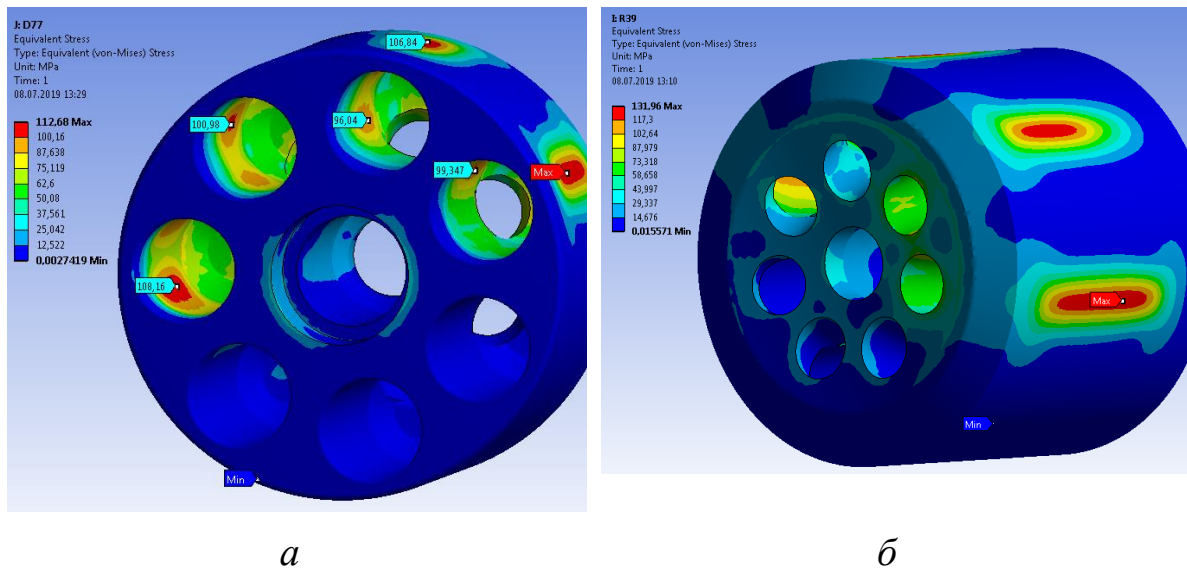


Рис. 17. Розподіл еквівалентних напружень в БЦ при радіальних зміщеннях циліндрових каналів: а – $\Delta=2$ мм, б – $\Delta=4$ мм

У досліджених моделях максимальні напруження виникають в МЦП і при збільшенні зміщення Δ убувають, але зменшується й товщина зовнішньої стінки δ , в якій напруження зростають. При зміщенні $\Delta=3$ мм досягається рівномірність по еквівалентних

напруженнях в МЦП та в зовнішній стінці БЦ, і досягається мінімум їх величини, рис. 18.

При $\Delta > 3,1$ мм напруження у зовнішній стінці стають більше, ніж у МЦП і це зростання відображене на рис. 18. Отже у більшому за $\Delta = 3$ мм зміщенні немає сенсу. Додамо також, що основний внесок у зменшення напружень відіграє радіальне зміщення Δ_B , тоді як вплив Δ_A є незначним. Тому для спрощення технології виготовлення БЦ рекомендується призначати $\Delta_A = \Delta_B$. У цьому варіанті модернізації напруження зменшуються в порівнянні з вихідною конструкцією з $\Delta_A = \Delta_B = 0$ на 30%.

Другим варіантом модернізації є зміна форми поверхні переходу від циліндрових порожнин до випускних каналів у донній частині БЦ. Запропоновано плоске дно замінити конусним переходом із кутом при вершині $120^\circ \dots 150^\circ$, рис. 19.

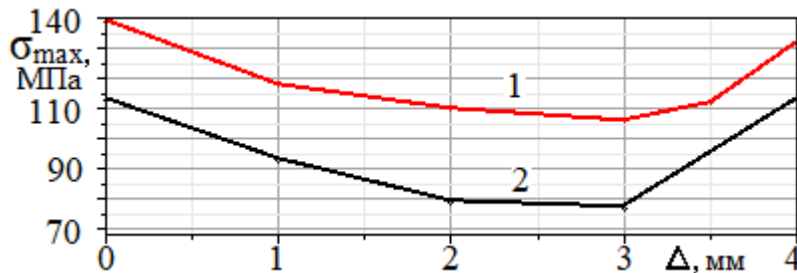


Рис. 18. Зміна максимального напруження в БЦ при радіальному зміщенні Δ

1 – еквівалентне за критерієм Мізеса; 2 – перше головне

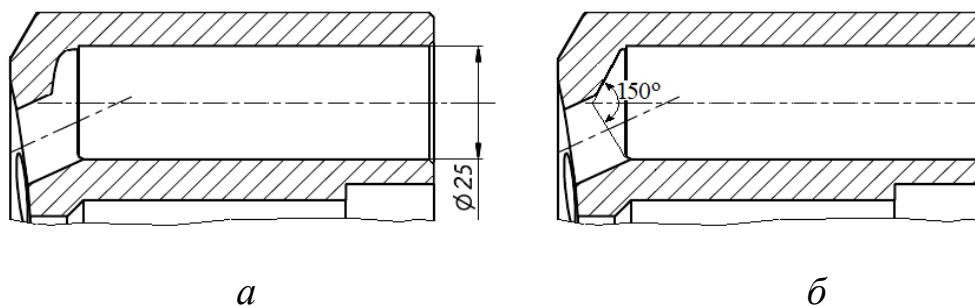


Рис. 19. Форма торцевої поверхні циліндрових каналів БЦ

а – серійний; б – модернізований

Виконані розрахунки показали, що при заміні плоскої форми переходу на конусну величини напруження практично не змінюються, але при цьому покращаться умови виходу робочої рідини до

розподільника та зменшиться рівень шуму. Конусний перехід може поєднуватися зі зміщенням осей, запропонованим вище.

3.1.4. Підвищення ресурсу торцевого розподільника АПГ

У АПГ 210.25 матеріал ТР – низьколегована хромомолібденова сталь 41CrAlMo7. Основні компоненти цієї сталі: вуглець – $0.35 \div 0.42$ %, хром $1.35 \div 1.65$ %, кремній $0.20 \div 0.45$ %, марганець $0.15 \div 0.25$ %, молібден $0.15 \div 0.25$ %, алюміній $0.7 \div 1.1$ %. Хіміко-термічна обробка – нормалізація та азотування поверхні.

Механічні характеристики сталі 41CrAlMo7: умовна границя текучості $\sigma_{0.2} = 580 \div 590$ МПа, границя міцності $\sigma_b = 760 \div 790$ МПа, границя витривалості для гладких зразків діаметром 7,5 мм $\sigma_{-1} = 420 \div 450$ МПа.

Механічна обробка після азотування – шліфування до середнього арифметичного відхилення профілю нерівностей $Ra = 1,6$ мкм.

Основним навантаженням для ТР є тиск p робочої рідини у вікні упорскування. Характер навантаження серійних та модифікованих сферичних ТР показаний на рис. 20. Напруження, що виникають у ТР при дії тиску $p = 25$ МПа, визначені з використанням МКЕ. Їхні максимальні величини діють у крайових зонах зовнішньої стінки вікна високого тиску, в околах точок A та B .

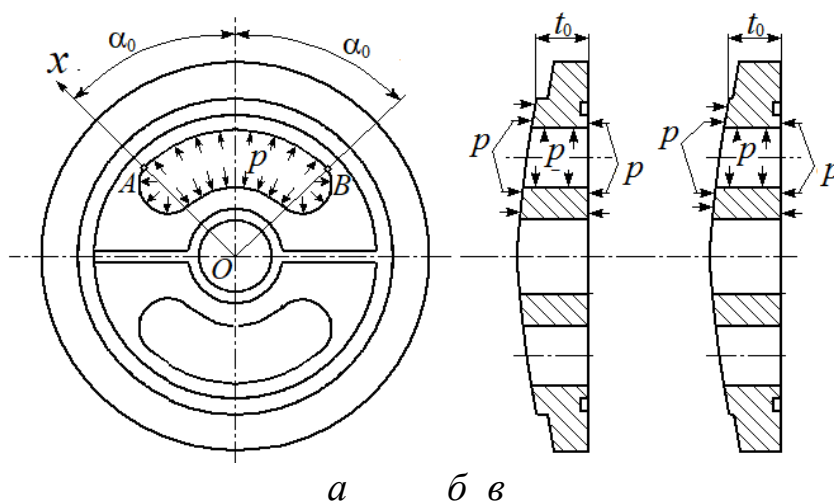


Рис. 20. Лінзовий торцевий розподільник

*a – вид з боку поверхні, зверненої до кришки корпусу;
б, в – форма поперечного перерізу до та після модифікації*

Було встановлено, що досить проста модифікація конструкції (збільшення товщини периферичної зони на 1,5 мм) (рис. 20, в) зменшує величину максимального головного напруження: від

$\sigma_{1\max}=176$ МПа у серійному ТР (СТР) до $\sigma_{1\max}=157$ МПа у модифікованому (МТР), тобто на 12 %⁵⁷. Розподіл напружень $\sigma_{1\max}$ у радіальному перерізі зовнішньої стінки, що проходить по лінії Ax , представлено в табл. 7.

Таблиця 7

**Розподіл першого головного напруження
в небезпечному перерізі ТР**

| Координата Ax , мм | | 0 | 1.0 | 2.5 | 4.0 | 5.5 |
|----------------------|---------------------|-----|-----|-----|------|------|
| Серійний ТР | σ_{1S} , МПа | 176 | 140 | 77 | 46 | 21 |
| Модифікований ТР | σ_{1M} , МПа | 157 | 114 | 79 | 58.5 | 40.5 |

Аналогічний розподіл напружень має місце і в симетрично розташованому околі точки B .

Аналіз наведених у табл. 7 значень показав, що поряд із зменшенням величини першого головного напруження у МТР значно меншим стає градієнт цього напруження $G=d\sigma_1/dx$ в околі небезпечних точок A та B . Обчислення дають такі значення градієнтів поблизу точок A і B : для СТР $G_S=81.8$ МПа/мм, для МТР $G_M=53.0$ МПа/мм. При циклічній зміні навантаження зменшення величини градієнта напружень знижує інтенсивність накопичення втомних пошкоджень, сприяє подовженню ресурсу.

У роботі⁵⁸ було визначено значення границь витривалості для віднульового циклу зміни напружень, у СТР $\sigma_{0S}=166,2$ МПа, у МТР $\sigma_{0M}=165.3$ МПа при 98 %-ній ймовірності неруйнування розподільника. З проведених розрахунків випливає, що у СТР $\sigma_{0S}<\sigma_{1S}=176$ МПа, отже термін служби СТР буде обмеженим. У МТР маємо $\sigma_{0M}>\sigma_{1M}=157$ МПа і забезпечується необмежена довговічність.

3.2. Технологічні способи підвищення ресурсу

Технологічні способи вдосконалення БЦ, які розглядаються тут, призначені для збільшення границі витривалості його матеріалу, що забезпечує істотне підвищення ресурсу.

⁵⁷ Zheglova V., Khomiak Yu., Medvedev S., Nikolenko I. Numerical and analytical evaluation of service life of the details axial piston hydraulic machines with complicated configuration under cyclic loading. Procedia Engineering, 2017. Vol. 176. P. 560. <https://www.researchgate.net/publication/314277581>

⁵⁸ Zheglova V., Khomiak Yu., Medvedev S., Nikolenko I. Numerical and analytical evaluation of service life of the details axial piston hydraulic machines with complicated configuration under cyclic loading. Procedia Engineering, 2017. Vol. 176. P. 563. <https://www.researchgate.net/publication/314277581>

3.2.1. Підвищення міцності бронзи БрО12

Зміцнення методом гідроекструзії циліндричних заготовок, призначених для виготовлення БЦ, досліджено у роботі⁵⁹. Випробування на опір втоми корсетних зразків при ступені обтиснення 30% показали збільшення границі витривалості від $\sigma_{-1}=110$ МПа до $\sigma_{-1}=200$ МПа, тобто на 81.8 %.

3.2.2. Застосування біметалу сталь-бронза

Підвищення ресурсу БЦ досягається виготовленням його зі сталей, які мають більш високі характеристики опору втомі, ніж сплави міді. Для забезпечення зносостійкості та зниження втрат потужності на тертя поверхні контакту у сталевих БЦ облицьовують бронзою або іншими антифрикційними матеріалами^{60,61}, рис. 21.

Наприклад, пропонується використовувати високолеговану швидкорізальну сталь W18Cr4V, з границею витривалості $\sigma_{-1}=270\div 330$ МПа.

Наведені значення σ_{-1} є характеристиками гладких лабораторних зразків.

Перерахунок на сталевий БЦ та визначення його ресурсу рекомендується виконувати за методикою, запропонованою в цій роботі. Вплив на ресурс облицьовального антифрикційного матеріалу у зв'язку з малою товщиною можна не враховувати. В даний час виготовляються АПГ з біметалевими БЦ фірмами Sauer–Danfoss, Parker, Bosch Rexroth, Linde та ін. Це дозволяє підвищити робочий тиск до 48 МПа.

⁵⁹ Бирюков Б.Н., Медведев С.А., Станиславский В.Г., Кобаков А.Г., Добринский Г.К., Шемпер Л.И., Высоцкий Е.Н., Саакьянц В.П. Упрочнение бронзовых блоков цилиндров аксиально-поршневых гидромашин методом гидроэкструзии. Строительные и дорожные машины. Москва, 1990. № 4(412). С. 13–14.

⁶⁰ Mishnev R., Shakhova I., Belyakov A., Kaibyshev R. Deformation microstructures, strengthening mechanisms, and electrical conductivity in a Cu–Cr–Zr alloy. Materials Science and Engineering: A, 2015. Vol. 629 (1). P. 31–32. <https://core.ac.uk/download/pdf/323218042.pdf>

⁶¹ Quan Ling-xiao, Cao Yuan, Luo Hong-liang, Guo Rui, Guo Haixin. Fatigue analysis of the cylinder in the axial piston pump. Conference: Fluid Power and Mechatronics (FPM). International Conference at Harbin. 2015. Conference paper. P. 4–5. <https://www.researchgate.net/publication/292525780>



Рис. 21. Конструкція БЦ з бронзовим облицюванням циліндрових отворів

Слід зазначити, що виготовлення біметалічних БЦ можливе за наявності надійно відпрацьованої технології нанесення антифрикційного покриття^{62,63}.

3.2.3. Застосування мідних сплавів підвищеної міцності

В якості перспективного матеріалу для виготовлення БЦ досліджено латунь ЛЦ28Мц3К2 з високими механічними характеристиками (границя міцності $\sigma_b=595$ МПа, умовна границя текучості $\sigma_{0.2}=413$ МПа). Виконано випробування на опір втомі корсетних та надрізаних зразків, встановлено значення границь витривалості $\sigma_{-1C}=230$ МПа і $\sigma_{-1V}=140$ МПа відповідно⁶⁴. По формулі (29) для БЦ розрахована границя витривалості $\sigma_{0D}=226$ МПа, яка в 2.2 рази перевищує значення для БрО12.

За запропонованою в цій роботі методикою по формулах (23), (25), (32) обчислені ресурси БЦ при виготовленні його з латуні ЛЦ28Мц3К2. Результати цих розрахунків для типових режимів навантаження (табл. 4, $k=1\div 5$) представлені у табл. 8.

⁶² Quan Ling-xiao, Cao Yuan, Luo Hong-liang, Guo Rui, Guo Haixin. Fatigue analysis of the cylinder in the axial piston pump. Conference: Fluid Power and Mechatronics (FPM). International Conference at Harbin. 2015. Conference paper. P. 4–5. <https://www.researchgate.net/publication/292525780>

⁶³ D'Andrea D., Epasto G., Bonanno A., Guglielmino E., Benazzi G. Failure analysis of anti-friction coating for cylinder blocks in axial piston pumps. Engineering Failure Analysis, 2019. Vol. 104. P. 126. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.05.041>

⁶⁴ Николенко И.В., Хомяк Ю.М., Кибаков А.Г. Расчет на долговечность блока цилиндров гидромашин. Вестник машиностроения. Москва, 1988. № 2. С. 26–27.

Результати розрахунку ресурсу для БЦ, виготовленого з латуні ЛЦ28Мц3К2, (μ_m , N_Σ и t_Σ) при трьох варіантах величини робочого тиску p

| k | Коефіцієнт еквівалентності μ_m при тиску p (МПа) | | | Ресурс БЦ N_Σ , млн. цикл. при тиску p (МПа) | | | Ресурс БЦ t_Σ , тыс. Годин при тиску p (МПа) | | |
|-----|--|-------------|---------|---|-------------------|--------------------|---|----------|-------|
| | 20 | 25 | 40 | 20 | 25 | 40 | 20 | 25 | 40 |
| 1 | ≈ 0 | 0.0283 | 0.1347 | ∞ | $2.86 \cdot 10^6$ | $1.656 \cdot 10^3$ | ∞ | 15883 | 9.3 |
| 2 | ≈ 0 | 0.0313 | 0.0737 | ∞ | $2.58 \cdot 10^6$ | $3.045 \cdot 10^3$ | ∞ | 14360 | 16.9 |
| 3 | ≈ 0 | ≈ 0 | 0.0182 | ∞ | ∞ | $1.233 \cdot 10^4$ | ∞ | ∞ | 68.5 |
| 4 | ≈ 0 | ≈ 0 | 0.00708 | ∞ | ∞ | $3.170 \cdot 10^4$ | ∞ | ∞ | 176.1 |
| 5 | ≈ 0 | ≈ 0 | 0.00114 | ∞ | $2.86 \cdot 10^6$ | $1.656 \cdot 10^3$ | 1904 | 148.5 | 16.32 |

Перспективними також є високоміцні мідні сплави CuNi20Mn20, CuNi7SiCr з границею витривалості $\sigma_{-1}=300$ МПа⁶⁵, Cu-Ni-Al з $\sigma_{-1}=200\div 290$ МПа⁶⁶ та CuCrZr з $\sigma_{-1}=170$ МПа⁶⁷.

Запропонований і апробований у цій роботі метод рекомендується до застосування для розрахунку границі витривалості та ресурсу деталей, що працюють при циклічно змінних напруженнях і мають суттєву концентрацію цих напружень.

ВИСНОВКИ

1. Показано можливість оцінки ресурсу деталі за критерієм опору втомі на стадії проектування. Розрахунок побудований на положеннях статистичної теорії подібності втомного руйнування. Запропоновано оригінальний спосіб визначення еквівалентної довжини локальної небезпечної зони деталі. Для виконання розрахунків використовуються:

– результати втомних випробувань зразків з матеріалу деталі (потрібно не менше двох типорозмірів з різними концентраторами);

⁶⁵ Altenberger I., Kuhn H.-A., Müller H.R., Mhaede M., Gholami-Kermanshahi M., Wagner L. Material properties of high-strength beryllium-free copper alloys. International Journal of Materials and Product Technology, 2015. Vol. 50(2). P. 124–130. <https://doi.org/10.1504/IJMPT.2015.067820>

⁶⁶ Chakrabarti A., Sarkar A., Saravanan T., Atikukke N., Sandhya R., Jayakumar T. Influence of mean stress and defect distribution on the high hycle fatigue behaviour of cast Ni-Al bronze. Procedia Engineering, 2014. Vol. 86. P. 103–104. <https://www.sciencedirect.com/journal/procediaengineering/vol/86/suppl/C>

⁶⁷ Mishnev R., Shakhova I., Belyakov A., Kaibyshev R. Deformation microstructures, strengthening mechanisms, and electrical conductivity in a Cu–Cr–Zr alloy. Materials Science and Engineering: A, 2015. Vol. 629 (1). P. 29–30. <https://core.ac.uk/download/pdf/323218042.pdf>

– характеристики напружено-деформованого стану досліджуваної деталі на ділянці можливого руйнування, отримані методом кінцевих елементів;

– задана циклограма змінної амплітуди циклічного навантаження.

2. Для верифікації запропонованого методу виконано розрахунок границі витривалості деталі складної конфігурації (блок циліндрів аксіально-поршневої гідромашини) і його результати зіставлені з відомими натурними випробуваннями цієї деталі⁶⁸.

3. Для розглянутих деталей аксіально-поршневої гідромашини (блок циліндрів та торцевий розподільник) аналізуються деякі технологічні та конструктивні способи модернізації, які дозволяють суттєво підвищити їх ресурс.

АНОТАЦІЯ

Запропоновано методику розрахунку границі витривалості та оцінки ресурсу деталей, що працюють при нестационарному циклічному навантаженні, засновану на положеннях статистичної теорії подібності втомного руйнування. При розрахунку виконується перехід від кривої втоми випробуваних зразків до кривої втоми деталі і визначається еквівалентна кількість циклів N_E відповідна режиму з постійним значенням напруження σ_{1max} . Описано розрахунковий спосіб визначення коефіцієнта еквівалентності за циклами μ_m з використанням параметра m кривої втоми деталі. За отриманими значеннями N_E та μ_m визначається розрахунковий ресурс деталі N_Σ .

Розроблений спосіб оцінки ресурсу елементів конструкцій за критерієм опору втоми використаний для аналізу тривалості безвідмовної роботи блоку циліндрів (БЦ) та торцевого розподільника (ТР) аксіально-поршневої гідромашини (АПГ).

Встановлено, що для серійної АПГ 210.25 з номінальним тиском $p=16$ МПа ресурс за будь-яких режимів навантаження, від особливо легкого до важкого, становить понад 60 тис. годин. При форсуванні тиску p ресурс різко зменшується, пропорційно величині p^9 . Отже, використання АПГ 210.25 при тисках $p>20$ МПа є нераціональним.

Аналізується можливість підвищення робочого тиску конструктивними та технологічними методами для забезпечення необхідного ресурсу БЦ. Метою першого напрямку є зниження рівня небезпечного напруження шляхом удосконалення конструкції. Запропоновані способи дозволяють зменшити максимальне

⁶⁸ Додин Л.Г. Методы испытаний аксиально-поршневых гидромашин. Труды ВНИИСтройдормаш. Москва, 1981. Вып. 92. С. 23–25.

напруження в БЦ на 30÷38% і відповідно зростає його ресурс. Метою другого напрямку є збільшення границі витривалості матеріалу БЦ. Обговорюються такі заходи для реалізації цього напрямку: зміцнення традиційної олов'яної бронзи БЦ способом пластичного деформування (гідроекструзія); використання високоміцних сплавів міді або застосування біметалу сталь-бронза. Виготовлені такими способами БЦ можуть працювати при тиску до 48 МПа включно. На додаток до виконаних розрахунків доцільно досліджувати можливість підвищення робочого тиску в АПГ при поєднанні двох зазначених напрямків модернізації БЦ.

ЛІТЕРАТУРА

1. Chmelko V., Kliman V., Garan M. In-time monitoring of fatigue damage. *Procedia Engineering*, 2015. Vol. 101. P. 93–100. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/82276386.pdf>
2. Nikolenko I., Olejnikhenko A. Substantiation of structure and parameters of hydraulic stands with recuperation of capacities for diagnostics of adjustable hydromachines. *Diagnostyka*, 2008. Vol. 3(47). P. 165–169. URL: <http://www.diagnostyka.net.pl/DIAGNOSTYKA-3-47-2008,81343,0,2.html>
3. Hu Changhua, Zhou Zhijie, Zhang Jianxun, Si Xiaosheng. A survey on life prediction of equipment. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2015. Vol. 28(1). P. 25–33. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1000936114002192>
4. Będkowski W. Assessment of the fatigue life of machine components under service loading – a review of selected problems. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. Warsaw, 2014. Vol. 52(2). P. 443–458. URL: <https://www.researchgate.net/publication/273678028>
5. Kurek A., Koziarska J., Łagoda T. The influence of the strain and stress gradient in determining strain fatigue characteristics for oscillatory bending. *Materials*. Basel (Switzerland), 2020. Vol. 13(1). 15 p. URL: <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC6981638/>
6. Tomaszek H., Jaształ M., Zieja M. Application of the Paris formula with $m=2$ and the variable load spectrum to a simplified method for evaluation of reliability and fatigue life demonstrated by aircraft components. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, 2013. Vol. 15(4). P. 297–304. URL: <http://www.ein.org.pl/tags-2013>
7. Weizhen Song, Zhansi Jiang, Hui Jiang. Predict the fatigue life of crack based on extended finite element method and SVR. *AIP Conference Proceedings*, 1967. 2018. 8 p. URL: <https://doi.org/10.1063/1.5039052>
8. Maierhofer J., Gänser H.-P., Simunek D., Leitner M., Pippan R., Luke M. Fatigue crack growth model including load sequence effects –

Model development and calibration for railway axle steels. *International Journal of Fatigue*, 2020. (132). <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2019.105377>

9. Wei Zhang, Qiang Wang, Xiaoyang Li, Jingjing He. A simple fatigue life prediction algorithm using the modified NASGRO Equation. *Mathematical Problems in Engineering*, 2016. 8 p. <https://www.hindawi.com/journals/mpe/2016/4298507>

10. ГОСТ 25.504. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. Москва, 1982. 81 с. <https://docs.cntd.ru/document/1200012858>

11. Zheglova V., Khomiak Yu., Medvedev S., Nikolenko I. Numerical and analytical evaluation of service life of the details axial piston hydraulic machines with complicated configuration under cyclic loading. *Procedia Engineering*, 2017. Vol. 176. P. 557–566. URL: <https://www.researchgate.net/publication/314277581>

12. Khomyak Yu., Kibakov O., Medvedev S., Nikolenko I., Zheglova V. Endurance limit of the axial-piston hydraulic machine cylinder block. *Diagnostyka*, 2020. Vol. 21(1). P. 71–79. URL: <http://www.diagnostyka.net.pl/Endurance-limit-of-the-axial-piston-hydraulic-machine-cylinder-block,116691,0,2.html>

13. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. Москва: Машиностроение, 1985. 224 с. URL: <https://www.chipmaker.ru/files/file/8276/>

14. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов: справочник часть 1. Киев: Наукова думка, 1987. 505 с.

15. Додин Л.Г. Методы испытаний аксиально-поршневых гидромашин. *Труды ВНИИСтройдормаш*. Москва, 1981. Вып. 92. С. 23–29.

16. Николенко И.В., Хомяк Ю.М., Кибakov А.Г. Расчет на долговечность блока цилиндров гидромашин. *Вестник машиностроения*. Москва, 1988. № 2. С. 26–29.

17. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2017. 564 с. URL: https://fileskachat.com/view/53557_88d9b622ff6be53b350f42279fabfcd7.html

18. Коноплёв А.В., Кононова О.Н., Кибakov А.Г. Уточнение коэффициента относительной долговечности для объектов с низкими пределами выносливости. *Вісник ОНМУ*. Одеса, 2018. Вип. 3(56). С. 197–205. URL: <https://onmu.odessa.ua/ru/period-izd/171-kategoriya-ru-ru/nauchnaya-rabota/periodicheskie-izdaniya/vonmu.html>

19. Khomyak Y., Kibakov O., Medvedev S., Nikolenko I., Zheglova V. The lifetime forecasting of machine elements by fatigue strength criterion. *Diagnostyka*, 2021. Vol. 22(4). P. 39–49. <https://doi.org/10.29354/diag/143315>.
20. Larchikov I., Yurov A., Stazhkov S., Grigorieva A., Protsuk A. Power analysis of an axial piston hydraulic machine of power-intensive hydraulic drive system. *Procedia Engineering*, 2014. Vol. 69. P. 512–517. URL: https://www.daaam.info/Downloads/Pdfs/proceedings/proceedings_2013/069.pdf
21. Rydberg K.-E. Energy efficient hydraulics – system solutions for minimizing losses. *National Conference on Fluid Power (Linköping, Sweden)*, 2015. 10 p. URL: <http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A916150&dswid=2902>
22. Schuhler G., Jourani A., Bouvier S., Perrochat J.-M. Multi technical analysis of wear mechanisms in axial piston pumps. *Journal of Physics: Conference Series*, 843 012077. 2017. 15 p. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/843/1/012077>
23. Дащенко А.Ф., Николенко В.И. Расчет номинального давления аксиально-поршневых гидромашин по геометрическим параметрам качающих узлов с гидравлической разгрузкой. *Труды Одесского политехнического университета*. Одеса, 2005. Вып. 2 (24). P. 46–52. URL: <http://pratsi.opu.ua/app/webroot/articles/1312808449.pdf>
24. Nikolenko I.V., Khomyak Y.M., Zheglova V.M., Kibakov O.G., Medvedev S.O. The design of responsible details of an axial piston hydraulic machine improving. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*, 2020. 408 012006. 12 p. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/408/1/012006>
25. Бирюков Б.Н., Медведев С.А., Станиславский В.Г., Кибакон А.Г., Добринский Г.К., Шемпер Л.И., Высоцкий Е.Н., Саакьянц В.П. Упрочнение бронзовых блоков цилиндров аксиально-поршневых гидромашин методом гидроэкструзии. *Строительные и дорожные машины*. Москва, 1990. № 4(412). С. 13–14.
26. Mishnev R., Shakhova I., Belyakov A., Kaibyshev R. Deformation microstructures, strengthening mechanisms, and electrical conductivity in a Cu–Cr–Zr alloy. *Materials Science and Engineering: A*, 2015. Vol. 629 (1). P. 29–40. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/323218042.pdf>
27. Quan Ling-xiao, Cao Yuan, Luo Hong-liang, Guo Rui, Guo Haixin. Fatigue analysis of the cylinder in the axial piston pump. *Conference: Fluid Power and Mechatronics (FPM). International Conference at Harbin*. 2015. Conference paper. 8 p. URL: <https://www.researchgate.net/publication/292525780>

28. D'Andrea D., Epasto G., Bonanno A., Guglielmino E., Benazzi G. Failure analysis of anti-friction coating for cylinder blocks in axial piston pumps. *Engineering Failure Analysis*, 2019. Vol. 104. P. 126–138. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.05.041>

29. Altenberger I., Kuhn H.-A., Müller H.R., Mhaede M., Gholami-Kermanshahi M., Wagner L. Material properties of high-strength beryllium-free copper alloys. *International Journal of Materials and Product Technology*, 2015. Vol. 50(2). P. 124–146. URL: <https://doi.org/10.1504/IJMPT.2015.067820>

30. Chakrabarti A., Sarkar A., Saravanan T., Atikukke N., Sandhya R., Jayakumar T. Influence of mean stress and defect distribution on the high hycle fatigue behaviour of cast Ni-Al bronze. *Procedia Engineering*, 2014. Vol. 86. P.103–110. URL: <https://www.sciencedirect.com/journal/procediaengineering/vol/86/suppl/C>

Information about the authors:

Kibakov Oleksandr Hrygoriiovych,

Candidate of Technical Sciences,

Associate Professor at the Department of Machine Science

Odesa National Maritime University

34, Mechnikov str., Odesa, 65029, Ukraine

Khomiak Yuriy Mefodiiovych,

Candidate of Technical Sciences,

Associate Professor at the Department of Lifting and Transport Machines

and Engineering of Port Technological Equipment

Odesa National Maritime University

34, Mechnikov str., Odesa, 65029, Ukraine