

## ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.81

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9\(40\).1.37-42](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9(40).1.37-42)

Ю.А. Невдаха, доц., канд. техн. наук, В.В. Пукалов, доц., канд. техн. наук,  
В.В. Пирогов, доц., канд. ф.-м. наук, Н.А. Невдаха, асист., М.О. Васильковський, студ.  
Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький,  
e-mail: uanevdakha@ukr.net

## Визначення запасу міцності деталей при нестандартній зміні напружень

В сучасному машинобудуванні широко використовують машини, механізми, верстати та інше обладнання, яке працює при змінних навантаженнях. Під час виконання роботи від дії змінних навантажень в деталях машин відповідно виникають і зміни напруження. Невірно визначений запас міцності деталей при нестандартній зміні напружень призведе до поломок та руйнування, а також і аварій машин. Таким чином виникає необхідність в більш точному визначенні запасу міцності у деталях, в яких максимальні напруження циклу, змінюються за ступінчастим законом.

**міцність, напруження, число циклів, запас міцності, руйнування деталі, навантаження**

**Постановка проблеми.** При виконанні розрахунків деталей, в більшості випадків, запас міцності визначають при одночасній дії змінних за величиною нормальних та дотичних напружень, що мають різні характеристики циклів напружень. Ці розрахунки справедливі у випадку, коли амплітуди зміни напружень не змінюються в часі, тобто для встановленого або стаціонарного режиму. Однак у ряді випадків можна зустрітися з таким становищем, коли амплітуди циклів зміни напруження у часі не залишаються постійними, тобто так званими нестаціонарними режимами. Тому виникає необхідність у більш детальному дослідженні запасу міцності при нестандартній зміні напружень.

**Аналіз попередніх досліджень.** Дослідженню запасу міцності присвячено багато робіт вітчизняних і зарубіжних науковців. В роботах В.С. Павлова [1, 2, 3] виведено формули для визначення коефіцієнта запасу та граничного значення критерію найбільшого дотичного напруження, а також запропоновано визначати коефіцієнт запасу шляхом порівняння критеріїв міцності, що відповідають подібним граничному і робочому напруженим станам. В роботах Ю.А. Невдахи, [4, 5] досліджено розрахунок міцності зтягнутого різьбового з'єднання, що працює при змінних навантаженнях, конкретизовано і доповнено загальні відомості за основними видами руйнування зубчастих коліс. В працях Л.М. Березіна [6, 7] приведено систематизацію традиційних методів розрахунку деталей на міцність, довговічність та надійність, запропоновано стратегію вибору методу поділу деталей на певні групи, що сприяє забезпеченню заданого рівня надійності та мінімізації маси деталей. У працях Ф.М. Бурдекіна [8, 9] узагальнено основні принципи методів проектування допустимого напруження та граничного стану, а також пояснюється спосіб впливу різних рівнів невизначеності, які враховуються шляхом використання часткових коефіцієнтів безпеки при проектуванні граничного стану та розглянуто загальний вплив динамічного навантаження на конструкції деталей. Результатів дослідження по визначенню міцності при нестандартних напруженнях у літературних джерелах не виявлено.

**Постановка завдання.** Метою є дослідження процесів нестандартного режиму зміни напружень, які змінюються за ступінчастим законом та отримання числа циклів, після яких відбувається руйнування деталі. Завдання полягає в дослідженні величини еквівалентного напруження, за параметрами якого визначається коефіцієнт запасу міцності.

**Результати вирішення основних завдань проблеми.**

Найбільш загальний випадок нестандартного режиму зміни нормального напруження наведено на рис. 1. У режимі, що розглядається, максимальні напруження циклу змінюються за ступінчастим законом, причому кожній величині максимального напруження відповідає певна кількість циклів його дії. Так, наприклад, число циклів  $N_1'$  відповідає дії максимального напруження  $\sigma_{\max 1}$ ,  $N_2'$  відповідає  $\sigma_{\max 2}$  і так далі. Окремі значення максимального напруження можуть бути вищими за межу витривалості. Вважаємо лише, що вони завжди менші за межу плинності.

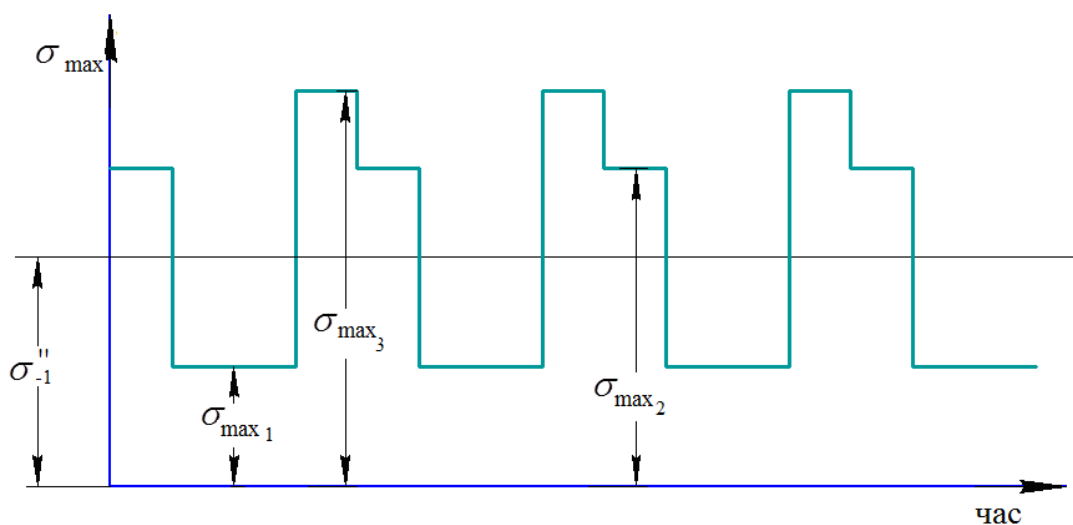


Рисунок 1- Загальний випадок нестаціонарного режиму зміни напружень

Джерело: розроблене авторами

Позначимо через  $N_i'$  загальне число циклів дії напружень ( $\sigma_{\max i}$ ), а через  $N_i$  – число циклів, що відповідає руйнуванню деталі при дії того самого максимального напруження ( $\sigma_{\max i}$ ).

В процесі розрахунку між цими величинами була прийнята наступна залежність:

$$\sum_{i=1}^m \frac{N_i'}{N_i} = 1, \quad (1)$$

де  $m$  – число різних за величиною максимальних напружень, що характеризують навантаження, за один період.

Введемо еквівалентне напруження  $\sigma_{екв}$ , тобто таке максимальне напруження симетричного циклу при стаціонарній зміні напружень, що дає ту ж міцність деталі, що і діюче напруження при нестаціонарному режимі зміни. Число циклів  $N_{\sigma}$ , відповідає напруженню  $\sigma_{екв}$ , і є базовим числом циклів.

Скориставшись рівнянням кривої витривалості

$$\sigma_{i \max}^n N_i = \text{const},$$

де  $N_i$  - загальна кількість циклів дії максимального напруження  $\sigma_{i \max}$ , яке витримує зразок;

$n$  - показник ступеня, що характеризує нахил лівої гілки кривої втоми.

Можна записати таку рівність (рис. 2):

$$\sigma_{екв}^n N_{\sigma} = (\sigma_{\max})_i^n N_i = \text{const}. \quad (2)$$

Помноживши чисельник і знаменник лівої частини рівняння (1) на  $(\sigma_{\max})_i^n$  і враховуючи рівність (2) отримуємо:

$$\sum_{i=1}^m \frac{(\sigma_{\max})_i^n \cdot N_i'}{\sigma_{екв}^n \cdot N_{\sigma}} = 1.$$

Звідси можна знайти величину еквівалентного напруження:

$$\sigma_{екв} = \sqrt[n]{\frac{1}{N_{\sigma}} \sum_{i=1}^m (\sigma_{\max})_i^n N_i'}.$$

Тоді коефіцієнт запасу міцності може бути визначений за параметрами еквівалентного циклу навантаження як відношення межі витривалості  $\sigma_{-1}''$  до еквівалентного напруження  $\sigma_{екв}$ , тобто

$$n = \frac{\sigma_{-1}''}{\sigma_{екв}} = \frac{\sigma_{-1}''}{\sqrt[n]{\frac{1}{N_{\sigma}} \sum_{i=1}^m (\sigma_{\max})_i^n N_i'}}. \quad (3)$$

Оскільки еквівалентний стаціонарний режим зміни напруження забезпечує той же запас міцності, що і нестационарний режим, що розглядається, тоді за формулою (3) маємо можливість визначити запас міцності і для останнього режиму. Показник ступеня  $n$  і базове число циклів  $N_{\sigma}$  визначаються кривою витривалості. Як уже вказувалося, формула (3) справедлива для того випадку, коли максимальні напруження не перевищують межі текучості.

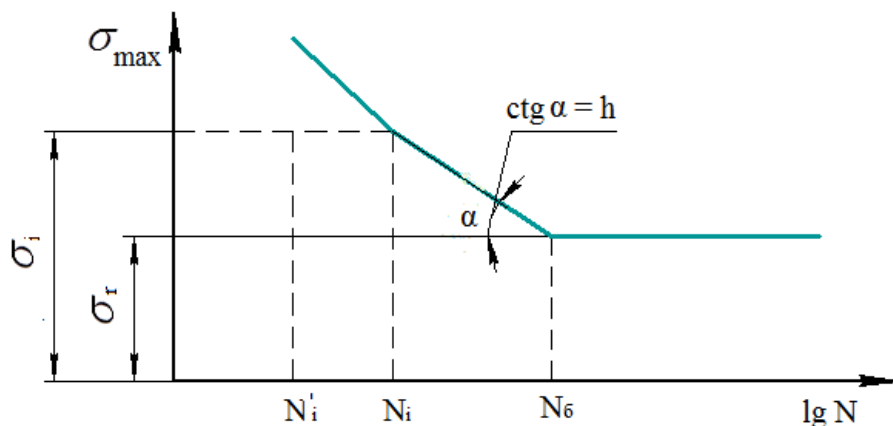


Рисунок 2 – Крива витривалості

Джерело: на підставі [10]

Визначаємо коефіцієнт запасу довговічності. Для цього позначимо через  $v_i$  відносну тривалість навантаження з максимальним напруженням ( $\sigma_{\max i}$ ), тобто

$$v_i = \frac{N_i'}{N_{\text{заг}}}$$

де  $N_{\text{заг}}$  - загальна кількість циклів до руйнування деталі при нестационарному режимі зміни напружень. Тоді

$$\sum_{i=1}^m \frac{N_i'}{N_i} = N_{\text{заг}} \sum_{i=1}^m \frac{v_i}{N_i} = 1 .$$

Звідки

$$N_{\text{заг}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^m \frac{v_i}{N_i}} . \quad (4)$$

За формулою (4) можна розрахувати число циклів, після яких відбувається руйнування деталі при наявності навантаження, характерних для нестационарних режимів. При цьому повинні бути відомі  $v_i$  і  $N_i$ . Величина  $N_i$  визначається по кривій витривалості.

Якщо із умови експлуатації деталі відомо, що вона повинна витримувати без руйнування  $N$  циклів, то коефіцієнт запасу по довговічності дорівнює:

$$n_d = \frac{N_{\text{заг}}}{N} = \frac{1}{N \sum_{i=1}^m \frac{v_i}{N_i}} . \quad (5)$$

Формули (3), (4) і (5) можуть бути використанні для будь яких нестационарних режимів зміни напружень, незалежно від характеру останніх. Аналогічно можуть бути записані і відповідні формули для дотичних напружень.

**Висновки.** В результаті теоретичних досліджень розрахували число циклів, після яких відбувається руйнування деталі при дії навантажень, характерних для нестационарних режимів роботи та визначили коефіцієнт запасу міцності по довговічності.

## Список літератури

1. Павлов В.С. Визначення коефіцієнта запасу при використанні критерію найбільшого дотичного напруження. *Вісник Хмельницького національного університету*. 2011. №2. С. 19-25.
2. Павлов В.С. Вибір критерію міцності в машинобудуванні. *Вісник Хмельницького національного університету*. 2006. №6. С. 172-176.
3. Павлов В.С. Визначення коефіцієнта запасу при використанні критерію найбільшого дотичного напруження. *Вісник Хмельницького національного університету*. 2010. №1. С. 25-31.
4. Невдаха Ю.А., Пирогов В.В., Невдаха Н.А. та ін. Збільшення запасу міцності різьбових з'єднань, що працює при змінних навантаженнях. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2022. Вип. 6 (37). С. 30-36.
5. Невдаха, Ю. А., Пукалов В. В., Невдаха А. Ю. До руйнування зубців зубчастих коліс. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. 2012. Вип. 25. ч. 1. С. 224-229.
6. Березін Л.М. До розрахунків деталей на міцність, довговічність та надійність. *Міжвузівський збірник «Наукові нотатки»*. 2018. Вип. 63. С. 22-26.
7. Березін Л.М. Розрахунки деталей на надійність та довговічність за критерієм втомленісної міцності. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. 2018. Вип. 5(126). С. 56-62.
8. Burdekin F.M. General principles of the use of safety factors in design and assessment. *Engineering failure analysis*. 2007. Vol. 14. № 3. P. 420-433.
9. Burdekin F.M, Zhao W., Kuntiyawachai K., Xu W.G. Assessment of Structural Integrity under Dynamic Loading. *Holovna Osnovni inzhenerni materialy Klyuchovi inzhenerni materialy*. 2001. Vol. 204-205. P. 3-16.
10. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник. Київ: «Вища школа». 1993. 550 с.

## References

1. Pavlov, V.S. (2011). Vyznachennia koefitsiienta zapasu pry vykorystanni kryteriiu najbil'shoho dotychnoho napruzhenia [Determination of the margin factor when using the criterion of the largest tangential stress]. *Visnyk Khmel'nyts'koho natsional'noho universytetu – Bulletin of the Khmelnytskyi National University*, 2, 19-25 [in Ukrainian].
2. Pavlov V.S. (2006). Vybir kryteriiu mitsnosti v mashynobuduvanni [Selection of strength criteria in mechanical engineering] *Visnyk Khmel'nyts'koho natsional'noho universytetu - Bulletin of the Khmelnytskyi National University*, 6, 172-176 [in Ukrainian].
3. Pavlov V.S. (2010). Vyznachennia koefitsiienta zapasu pry vykorystanni kryteriiu najbil'shoho dotychnoho napruzhenia [Determination of the margin factor when using the criterion of the largest tangential stress]. *Visnyk Khmel'nyts'koho natsional'noho universytetu - Bulletin of the Khmelnytskyi National University*, 1, 25-31 [in Ukrainian].
4. Nevdaha, Yu.A., Pirogov, V.V., Nevdaha, N.A. et al. (2022). Zbil'shennia zapasu mitsnosti riz'bovykh z'iednan', scho pratsiuie pry zminnykh navantazhenniakh [Increasing the margin of safety of threaded connections operating under variable loads]. *Tsentral'noukrains'kyj naukovyj visnyk. Tekhnichni nauky - Central Ukrainian Scientific. Technical sciences*, 6, (37), 30-36 [in Ukrainian].
5. Nevdaha, Yu. A., Pukalov V. V. & Nevdaha A. Yu. (2012). Do rujnuvannia zubtsiv zubchastykh kolis. [Before the destruction of the teeth of the gear wheels]. *Zbirnyk naukovykh prats' Kirovohrads'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu. Tekhnika v sil's'kohospodars'komu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia - Collection of scientific papers of the Kirovohrad National Technical University. Machinery in agricultural production, industrial engineering, automation*, 25, 1, 224-229 [in Ukrainian].

6. Berezin, L.M. (2018). Do rozrakhunkiv detalej na mitsnist', dovhovichnist' ta nadijnist' [To the calculations of details for strength, durability and reliability]. *Mizhvuzivs'kyj zbirnyk «Naukovi notatky» - Interuniversity collection "Scientific notes"*, 63, 22-26 [in Ukrainian].
7. Berezin, L.M. (2018). Rozrakhunky detalej na nadijnist' ta dovhovichnist' za kryteriiem vtomlenisnoi mitsnosti [Calculations of parts for reliability and durability according to the criterion of fatigue strength]. *Visnyk Kyivs'koho natsional'noho universytetu tekhnolohij ta dyzajnu - Bulletin of the Kyiv National University of Technology and Design*, 5, (126), 56-62 [in Ukrainian].
8. Burdekin, F.M. (2007). General principles of the use of safety factors in design and assessment. *Engineering failure analysis*, Vol. 14. № 3. P. 420-433 [in English].
9. Burdekin F.M., Zhao W., Kuntiyawachai K., Xu W.G. (2001). Assessment of Structural Integrity under Dynamic Loading. *Holovna Osnovni inzhenerni materialy Klyuchovi inzhenerni materialy*, Vol. 204-205, P. 3-16. [in English].
10. Pavlyshe, V.T. (1993). *Osnovy konstruiuvannia ta rozrakhunok detalej mashyn [Fundamentals of design and calculation of machine parts]*. Kyiv: «Vyscha shkola» [in Ukrainian].

**Yurii Nevdakha**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Viktor Pukalov**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Volodymyr Pirogov**, Assoc. Prof., PhD f.-m. sci., **Natalia Nevdakha**, assistant, **Mykhailo Vasylovskyi**, student  
*Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi*,

### **Determination of the safety margin of parts with non-standard stress changes**

In modern mechanical engineering, the search for machines, mechanisms, machine tools and other equipment that works under variable loads is widely conducted. During work from the actions of variable loads in machine parts according to the result and changes in stress. Incorrectly defined margin of safety of parts with non-standard changes will lead to breakdowns and destruction, as well as machine accidents. Thus, a more precisely defined safety margin is required in parts in which the maximum stress cycles vary according to a step law. The purpose of the article is to study the processes of a non-standard mode of voltage change, which change according to a step law and receive the number of cycles after which the destruction of the part occurs. The task takes place in the investigated values of the equivalent stress, according to the parameters of which the coefficient of production of the safety margin under the action of non-standard stresses.

When performing the calculations of the parts, ultimately, the margin of safety during simultaneous action is changed to the value of normal and tangential stresses, which have different characteristics of stress cycles. These calculations are valid in the case when the amplitude changes do not vary over time, that is, for the established or stationary mode. However, in a number of reports, one can encounter such a situation when changes in the amplitude of stress cycles over time do not remain constant, that is, the so-called non-stationary regimes. Therefore, in a more detailed study, there is a margin of safety for non-standard stress changes.

As a result of theoretical studies, the number of cycles after which parts are destroyed under the action of a load, characteristic of non-stationary modes of operation, is calculated and the coefficients of the safety margin of durability are determined.

**strength, stress, number of cycles, margin of safety, destruction of the part, load**

*Одержано (Received) 12.01.2024*

*Прорецензовано (Reviewed) 02.03.2024*

*Прийнято до друку (Approved) 25.03.2024*