

ЗАКОНОМІРНОСТІ ВТОМНОГО РУЙНУВАННЯ ТА ЦИКЛІЧНА ДОВГОВІЧНІСТЬ БОКОВИНИ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА

Знайдюк В.Г., асист.

*Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка*

Розроблено методологію прогнозування витривалості та циклічної довговічності боковин молотильних барабанів зернозбиральних комбайнів, як деталей, що обмежують надійність та довговічність цих машин.

Надійність та довговічність зернозбиральної техніки і її елементів – важлива народно-господарча науково – технічна проблема, на розв’язання якої і направлена ця стаття.

Мета статті є розробка методології прогнозування витривалості та циклічності боковин молотильних барабанів зернозбиральних комбайнів.

При малій кількості циклів навантажень, що визначаються поняттям циклічної довговічності, руйнування здійснюється по мінімальному перерізу (шийка), при числі циклів $N > 10^5$ має місце типове руйнування без помітних слідів пластичних деформацій. При зменшенні знакозмінного (руйнуючого) напруження σ число циклів навантаження N збільшується. Число циклів до руйнування має статистичний розкид і під N розуміють середнє число циклів до руйнування. В загальному випадку межа витривалості є найбільше напруження циклу, що його може витримати деталь без руйнування при базовому числі циклів випробувань N_b (база випробувань).

Як відомо з рис.1. нахил полігональної кривої зберігається аж до мінімального рівня напружень.

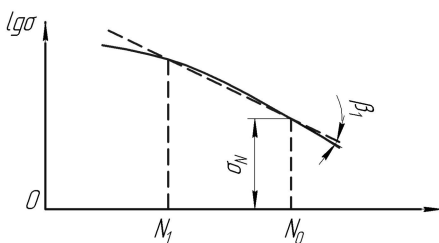


Рис.1. Графік залежності (полігона витривалості) $\lg \sigma = f(\lg N)$ для конструктивних матеріалів

Межею витривалості σ_r є найбільше напруження циклу, що його може витримати деталь СТ без руйнування при базовому числі циклів N_6 .

При числі циклів $N < N_1$ ($N_1 \approx 10^3 \dots 10^4$) криві витривалості мають ще один перелом, пов'язаний з переходом в область малоциклової втомленості, де зростає роль пластичного деформування.

Величини напруження σ та числа циклів N пов'язує досить точна і водночас проста залежність, що є рівнянням Велера:

$$\sigma^m \cdot N = C (N_1 < N < N_0), \quad (1)$$

де: m та C – постійні, що залежать від властивостей матеріалу.

В логарифмічних координатах рівняння (1) відповідає прямій лінії:

$$\lg \sigma = -\frac{1}{m} \lg N + \frac{1}{m} \lg C, \quad (2)$$

Тангенс кута нахилу прямої (полігони) β по модулю дорівнює:

$$|\lg \beta| = \frac{1}{m}, \quad (3)$$

При збільшенні $m \rightarrow \infty$ пряма стає горизонтальною; як відомо, значення m знаходиться в межах $m=4 \dots 10$, а при наявності концентраторів напружень $m=4 \dots 5$.

Іноді, для зручності, рівняння (1) переписують у вигляді:

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_0} \right)^m = \frac{N_0}{N}, \quad (4)$$

Доведено, [4], що умова втомної міцності має вигляд:

$$K_\sigma \sigma + \varphi_\sigma \sigma_m = \sigma_{-1}, \quad (5)$$

де: K_σ - коефіцієнт концентрації напружень; φ_σ - коефіцієнт впливу постійних нормальних напружень незмінні.

Якщо ввести поняття еквівалентного змінного напруження, [5], то:

$$K_\sigma \sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_m = \sigma_{екв}, \quad (6)$$

То умова втомної міцності приймає вигляд:

$$\sigma_{екв} = \sigma_{-1}, \quad (7)$$

коефіцієнт концентрації напружень визначається так:

$$K_\sigma = 0,8 \frac{2\mu + 1}{\mu + 1}, \quad (8)$$

де μ - коефіцієнт відношення абсолютних розмірів небезпечного перерізу деталі з урахуванням абсолютних розмірів концентратора напружень до абсолютних розмірів власне концентратора напружень.

Вводячи коефіцієнт концентрації напружень K_σ , масштабний фактор ε_σ , коефіцієнт стану поверхні β_σ надамо виразу (5) такого вигляду:

$$\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \varphi_{\sigma} \sigma_m = \sigma_{-1}, \quad (9)$$

Еквівалентне напруження при цьому

$$\sigma_{екв} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \varphi_{\sigma} \sigma_m, \quad (10)$$

Для визначення значень постійних σ_m та змінних σ_a напружень слід скористатися залежностями:

$$\begin{cases} \sigma_m = 0,5(\sigma_{\max} + |\sigma|_{\min}) \\ \sigma_a = 0,5(\sigma_{\max} - |\sigma|_{\min}) \end{cases} \quad (11)$$

де $\sigma_{\min}$ та $\sigma_{\max}$ – екстремальні напруження в небезпечному перерізі деталі.

$$\beta_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_{\partial}}{(\sigma_{+1})_3}, \quad (12)$$

$$\varepsilon_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_3}{\sigma_{-1}}, \quad (13)$$

де $(\sigma_{-1})_{\partial}$ - межа витривалості деталі в небезпечному перерізі,

$(\sigma_{-1})_3$ - межа витривалості дослідного зразка.

Залежність між межами витривалості при симетричному циклі σ_{-1} та τ_{-1} знайдемо посилаючись на результати [5]:

$$\tau_{-1} = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_{-1} = 0,57 \sigma_{-1}$$

Для багатокомпонентного складного напруженого стану деталі умова втомної міцності згідно IV гіпотези міцності:

$$\sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sigma_{-1}, \quad (17)$$

Рекомендується наступна методика аналітичного прогнозування витривалості деталей для СТ: 1. Визначається небезпечний переріз деталі, вид деформації та вид напруженого стану. 2. Обчислюється екстремальні постійні та змінні напруження циклу згідно (11). 3. Обчислюються відповідні значення корегуючих коефіцієнтів k , ε , β . 4. Обчислюється еквівалентне напруження $\sigma_{екв}$ згідно (10) або (17) та порівнюється з табличним значенням межі витривалості при симетричному циклі зміни напружень σ_{-1} (або τ_{-1}). 5. Якщо різниця не перевищує 3...8% то можна стверджувати про відсутність загрози втоми матеріалу для небезпечного перерізу. 6. Якщо небезпечних перерізів декілька, то обчислення виконують для кожного перерізу, не змінюючи бази випробувань N_6 . 7. Якщо різниця перевищує 8%, то слід здійснити ряд конструкторсько-технологічних заходів, направлених на корегування коефіцієнтів k , ε , β або замінити

конструкційний матеріал на матеріал з більшим значенням межі витривалості σ_{-1} , оскільки є реальна загроза втрати витривалості при вибраній базі випробувань N_{σ} .

Циклічну довговічність деталей сільськогосподарської техніки (СТ) визначають за скоригованою лінійною гіпотезою сумування втомних пошкоджень [1,2]. Коригування гіпотези зумовлено тим, що накопичене пошкодження може бути меншим від одиниці, проте в реальній експлуатації СТ почергово поєднуються малі та великі навантаження.

Існують два основних підходи до корегування лінійної гіпотези сумування пошкоджень СТ. Згідно з першим підходом скориговану лінійну гіпотезу для дискретного розподілу напружень в блоці реального експлуатаційного спектра представляють у вигляді

$$\sum_{\sigma_{ai} > \sigma_{-1g}} n_i / N_i = a_p \quad (18)$$

де $a_p = (\xi \sigma_{a \max} - 0,5 \sigma_{-1get}) / (\sigma_{a \max} - 0,5 \sigma_{-1get})$,

$$\xi = \sum \sigma_{ai} / \sigma_{a \max} n_{i\sigma} / n_{\sigma} = \sum \sigma_{ai} n_{\sigma} / \sigma_{a \max} n_{i\sigma},$$

n_i - число циклів повторення амплітуди σ_{ai} за весь термін експлуатації деталі СТ; $n_i = \lambda n_{i\sigma}$; λ - кількість блоків навантаження за весь термін експлуатації; $n_{i\sigma}$ - кількість циклів в блоці, що відповідає амплітуді

$$\sigma_{ai}; \sum_{i=1}^r n_{i\sigma} = n_{\sigma}; n_{\sigma} - \text{загальне число циклів в блоці після виключення із нього амплітуди};$$

σ_{-1g} - межа витривалості деталі СТ; $0,5 \sigma_{-1g}$ - нижня межа пошкоджуючих амплітуд; r - кількість ступенів у блоці; $\sigma_{a \max}$ - максимальна амплітуда в блоці, що найчастіше є першою; N_i - число циклів по кривій втомленості (кривій Велера) при амплітуді σ_{ai} ; a_p - розрахункове значення суми накопичених пошкоджень.

Залежно від форми блока величина a_p може змінюватися від малих частин одиниці до одиниці, причому автори рекомендують приймати $a_p \geq 0,1$ [3,4].

Особливістю даного підходу є врахування лише амплітуд σ_{ai} , що переважають межу витривалості деталі, яка розраховується.

Згідно з формулою (18) відхід від лінійного сумування пошкоджень пошкоджуюча дія недовантажувальних напружень враховується у величині a_p .

Другий підхід оснований на припущенні, що сума накопичених по-

шкоджень за формулою (18) залишається, такою що дорівнює одиниці, якщо враховувати всі амплітуди блока. При цьому довговічності N_i обчислюють по екстрапольованій в область недовантажень частини кривої втомленості. Цей підхід характеризується наочністю та простотою: не треба знати меж витривалості деталі СТ, не треба обчислювати значення ξ та a_p .

В перевірочному розрахунку на довговічність деталей СТ, що циклічно навантажуються, задають закони розподілу їх міцнісних властивостей та зовнішніх навантажень.

При цьому прогнозують довговічність не окремо взятої деталі, а сукупності ідентичних за класом і матеріалом деталей СТ. Індивідуальні довговічності розподіляють у широких межах залежно від умов експлуатації конкретних деталей СТ.

Щоб передбачити поведінку конкретної деталі в реальних умовах експлуатації, необхідно оцінити її властивості перед початком експлуатації або в початковий період експлуатації [3,5].

У виробничих умовах визначають математичне очікування та дисперсію довговічності. Проте при технічній експертизі слід знати індивідуальні, а не групові властивості деталі СТ, щоб переконатись, що вони відповідають вихідним умовам, тобто за результатами експлуатації може відновити втомні властивості зруйнованої деталі СТ.

При відомому спектрі експлуатаційних навантажень розв'язок цієї задачі є.

Нехай задана функція $n(\sigma)$ напрацювання від діючих напружень σ . Вона може бути і періодичною, так що повна довговічність N_p може складатись із λ частин - блоків об'ємом n_σ циклів кожний $N_p = \lambda n_\sigma$. Міцнісні властивості деталі СТ слід характеризувати параметрами кривої Велера в логарифмічних координатах: m - нахил лівої ділянки кривої, C - початкова абсциса цієї ділянки, N_0 - абсциса точки зламу, σ_R - межа витривалості матеріалу деталі СТ.

Приймаючи лінійну гіпотезу сумування пошкоджень і поширюючи її на всі напруження спектра, для визначення середньомовірної довговічності при дискретній зміні напружень в блоці маємо:

$$N_p = \frac{1}{\sum_{i=1}^p \frac{a_i}{N_i}} = \frac{10^C}{\sum_{i=1}^p a_i \sigma_i^m} \quad (19)$$

При плавній зміні напружень у блоці

$$N_p = \frac{n_\sigma}{\int_0^{n_\sigma} \frac{dn}{N}} = \frac{10^C n_\sigma}{\int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \sigma_i^m n(\sigma) d\sigma} \quad (20)$$

де p - число ступенів у блоці,

$n_{i\bar{\sigma}}$ і $n_i = \lambda n_{i\bar{\sigma}}$ - тривалість дій напруження в блоці за термін N_p при λ

блоків, $a_i = \frac{n_i}{N_p} = \frac{n_{i\bar{\sigma}}\lambda}{N_p} = \frac{n_{i\bar{\sigma}}}{n_{\bar{\sigma}}}$ - відносна тривалість дій напруження

σ_i , N_i - довговічність при напруженні σ_i , $\sigma_{\min}$ і $\sigma_{\max}$ екстремальні напруження в блоці, $n(\sigma)'$ - похідна функції $n(\sigma)$ по напруженню, що відповідає щільності імовірності розподілу напружень. У проєктувальних розрахунках доцільно користуватися залежностями (19) - (20) при вибраному матеріалі з його параметрами m , C , N_0 , σ_R та визначати розміри деталі СТ, що відповідають довговічності N_p при імовірності руйнування P . При руйнуванні деталі довговічність N_p відома і її слід розглядати як індивідуальну середньоімовірну для зруйнованої деталі, параметри m та C кривої Велера якої необхідно визначити.

Проте формули (19) - (20) містять по два невідомих, і для їх визначення необхідно мати додаткову умову. Такою умовою має бути початкова ордината σ_d похилої ділянки кривої Велера в логарифмічних координатах (полігони Велера), що відповідає довговічності $N = 1$ цикл. Очевидно, що $\lg \sigma_d = C/m$. Відношення C/m для конструкційних матеріалів можна апріорно визначити за рекомендаціями [5,6].

Напруження σ_d визначається міцністним розрахунком конструкції при мінімальному навантаженні, причому помірні похибки при його визначенні не суттєво впливають на точність оцінки нахилу полігону втомленості.

На основі лінійної гіпотези сумування пошкоджень можна записати такі умови

$$\sum_{i=1}^p \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_d} \right)^m n'_i = 1, \quad (21)$$

$$\lambda \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \left(\frac{\sigma}{\sigma_d} \right)^m n(\sigma)' d\sigma = 1. \quad (22)$$

Із виразів (21) - (22) методом підбору неважко знайти параметр m , що відповідає індивідуальній полігоні втомленості зруйнованої деталі. Параметр C індивідуальної полігони знаходимо за напрацьованим ресурсом

$$C = \lg N_p + \lg \left(\sum_{i=1}^p a_i \sigma_i^m \right), \quad (23)$$

$$C = \lg \lambda + \lg \left(\int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \sigma_i^m n(\sigma)' d\sigma \right). \quad (24)$$

Значення параметра C знаходимо за визначенням із (21) - (22) m та за

прийнятим відношенням C/m .

Далі, маючи рекомендоване в технічному завданні значення N_0 , визначаємо індивідуальну межу витривалості

$$\sigma_R = \sqrt[m]{10^C / N_0}. \quad (25)$$

Індивідуальне значення σ_R має бути не менше табличного значення або прийнятого в проектувальному розрахунку:

$$\sigma_R \geq \sigma_{R \text{ табл.}} \quad (26)$$

Наведена вище методика дозволяє відновити полігону втомленості по лише одному об'єкту, що зруйнувався в експлуатаційних умовах.

Слід зазначити, що була визначена дисперсія положення полігону втомленості з урахуванням розсіювання напружень σ_d у вигляді

$$S = f\left(\sqrt{S_{\sigma_d}^2 + S_{\sigma_R}^2}\right), \quad (27)$$

де $S_{\sigma_d}^2$ та $S_{\sigma_R}^2$ - дисперсії напружень та меж витривалості σ_R . Встановлено, що знайдене за (27) значення S несуттєво відхиляється від випадку $S_{\sigma_d} = 0$, тобто рекомендації щодо визначення σ_d є прийнятними.

Врахування індивідуальних властивостей деталей СТ при оцінці довговічності й міцності є важливим способом підвищення технічного рівня аграрного виробництва, раціонального вибору конструкційних матеріалів, зниження їх матеріаломісткості й підвищення навантажувальної здатності.

Висновки

1. Розроблено методику аналітичного прогнозування витривалості деталей для зернозбиральної техніки, що дозволяє врахувати концентрацію напружень, масштабний фактор, стан поверхонь тертя і т. ін.;
2. Методика прогнозування циклічної довговічності деталей типу боковини дозволяє відновити полігону втомленості Велера по лише одному об'єкту, що зруйнувався в експлуатаційних умовах;
3. В зоні мало циклової витривалості зростає роль пластичного деформування.

Список використаних джерел

1. Келдыш М.В. О методе Б.Г.Галеркина для решения краевых задач //Изв. АН СССР/ Сер. математ.-1942. - №6. - с.144-165.
2. Михлин С.Г. Вариационные методы в математической физике. - М.: Гостехтеориздат, 1970. - 512с.
3. Бабаков И.М. Теория колебаний. - М.: Дрофа, 2004. - 592с.

4. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232с.
5. Писаренко Г.С., Лебедев А.А. Сопротивление материалов деформированию и разрушению при сложном напряженном состоянии. – К.: Наук. думка, 1969. – 209с.
6. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. – М.: Машиностроение, 1975 – 480с.
7. Биргер И.А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин /Справочник. М.: Машиностроение, 1979. – 702с.
8. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин /Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 280с.
9. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Колбало В.С. Основы расчетов на трение и износ.- М.: Машиностроение, 1977.- 526с.
10. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. – М.: Наука, 1967. – 420с.

Аннотация

ЗАКОНОМЕРНОСТИ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ И ЦИКЛИЧЕСКАЯ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ БОКОВИНЫ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА

Знайдук В.Г.

Разработана методология прогнозирования выносливости и циклической долговечности боковин молотильных барабанов зерноуборочных комбайнов, как деталей, которые ограничивают надежность и долговечность этих машин.

Abstract

CONFORMITIES TO LAW OF TIRELESS DESTRUCTION AND CYCLIC LONGEVITY OF SIDE- FRAME OF A THRESH DRUM

V. Znaydyuk

Methodology of prognostication of endurance and cyclic longevity of side-frames of thresh drums of combine harvesters is developed, as details which limit reliability and longevity of these machines.