

УДК 669.02/09:62-8

DOI <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2026-7-14>**ВИЗНАЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ КИСНЕВОГО КОНВЕРТЕРА****Грибков Едуард Петрович,**

доктор технічних наук, професор,  
завідувач кафедри металургії та інноваційних технологій  
ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»  
ORCID ID: 0000-0002-1565-6294

**Малій Олександр Геннадійович,**

викладач циклової комісії з автоматизації металургійного  
виробництва та механічного обладнання  
ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»  
ORCID ID: 0009-0009-1352-3867

**Пушкарєнко Олександр Олександрович,**

здобувач вищої освіти  
ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»  
ORCID ID: 0009-0003-1660-4394

У роботі розглянуто актуальну задачу підвищення надійності та довговічності елементів приводів кисневих конвертерів як важконавантажених металургійних агрегатів в умовах інтенсифікації виробництва та обмежених можливостей оновлення обладнання. Запропоновано удосконалену методику розрахунку навантажень у приводі механізму нахилу кисневого конвертера з урахуванням динамічних явищ, що виникають під час його пуску та роботи в різних експлуатаційних режимах. Розроблена математична модель базується на дискретизації об'єму рідкого металу на кінцеву множину елементарних об'ємів із визначенням їх геометричних параметрів і координат центрів тяжіння. На основі подальшого інтегрування отримано залежність перекидаючого моменту від кута нахилу конвертера з урахуванням зміни форми дзеркала металу та перерозподілу маси. Це дозволяє більш точно враховувати реальний характер навантаження у порівнянні з традиційними графоаналітичними методами. Динамічні навантаження у приводній системі визначено на основі двомасової моделі з пружними зв'язками, що описується системою диференціальних рівнянь руху. У межах цієї моделі враховано інерційні характеристики елементів приводу, жорсткість системи, параметри електропривода та змінні зовнішні навантаження. Отримано аналітичні залежності для визначення кутів закручування та моментів у пружних ланках, що дозволяє оцінити пікові та циклічні навантаження в приводних валах. На основі імітаційного моделювання, що поєднує метод схематизації складних режимів навантаження та статистичний метод Монте-Карло, визначено функцію розподілу довговічності елементів приводу. Запропонований підхід враховує стохастичний характер експлуатаційних навантажень та їх історію, що забезпечує більш достовірну оцінку ресурсу приводних валів. Проведений аналіз показав істотний вплив геометричних характеристик валів (зокрема моменту опору перерізу) на їх довговічність. Розроблена методика може бути використана для автоматизованого розрахунку та проєктування приводів кисневих конвертерів і інших металургійних агрегатів, а також для обґрунтування конструктивних рішень, спрямованих на підвищення їх експлуатаційної надійності та ресурсу.

**Ключові слова:** конвертер кисневий, привід, момент перекидаючий, навантаження динамічні, модель математична.

**Hrybkov Eduard, Malii Oleksandr, Pushkarenko Oleksandr. Determining the service life of oxygen converter drive component**

The paper addresses the relevant problem of improving the reliability and service life of drive components of basic oxygen converters as heavily loaded metallurgical units under conditions of intensified production and limited opportunities for equipment modernization. An advanced methodology for calculating loads in the tilting drive system of a basic oxygen converter is proposed, considering dynamic effects occurring during start-up and operation under various service conditions. The developed mathematical model is based on discretization of the molten metal volume into a finite set of elementary volumes with determination of their geometric parameters and coordinates of centers of gravity. Subsequent integration makes it possible to obtain the dependence of the overturning moment on the converter tilt angle, considering variations in the shape of the molten bath surface and mass redistribution. This approach provides a more accurate representation of the actual loading conditions compared to conventional graphical-analytical methods. Dynamic loads in the drive system are determined using a two-mass model with

*elastic couplings, described by a system of differential equations of motion. Within this framework, the inertial characteristics of drive components, system stiffness, electric drive parameters, and variable external loads are considered. Analytical relationships are obtained for determining torsional angles and torques in elastic elements, enabling evaluation of peak and cyclic loads in drive shafts. Based on simulation modeling combining load cycle schematization and the Monte Carlo method, the lifetime distribution function of drive components is determined. The proposed approach accounts for the stochastic nature of operational loads and their loading history, ensuring a more reliable assessment of drive shaft durability. The analysis revealed a significant influence of shaft geometric characteristics, particularly the section modulus, on service life. The proposed methodology can be applied for computer-aided analysis and design of basic oxygen converter drives and other metallurgical equipment, as well as for substantiating design solutions aimed at improving operational reliability and extending service life.*

**Key words:** basic oxygen converter, drive system, overturning moment, dynamic loads, mathematical model.

Інтенсифікація металургійного виробництва, а також відсутність масштабних капіталовкладень для оновлення існуючого та створення нового механічного обладнання металургійних машин вимагає підвищення міцності і надійності приводних ліній важко навантажених металургійних машин, до яких відносяться і кисневі конвертери.

У ряді робіт, зокрема у роботах [1–6], було досліджено динамічні явища в приводах кисневих конвертерів на основі багато масової розрахункової схеми. Одним із основних параметрів, необхідним для динамічної моделі кисневого конвертера, є зовнішні навантаження. Визначення моментів, що опрокидують, посудин довільної форми з рідким металом внаслідок зміни форми рідкого металу та зміщення центру тяжіння при різних кутах повороту посудини є складним завданням. При розрахунках користуються наближеними графоаналітичними методами, з яких найбільше практичне застосування отримали універсальні методи П. Н. Аксьонова, Д. А. Заводчикова та Є. А. Рохмана [7; 8].

Метою роботи є підвищення працездатності та вдосконалення конструкцій приводів

кисневих конвертерів на основі розвитку методів автоматизованого розрахунку та проєктування. Для досягнення зазначеної мети в роботі поставлено та вирішено такі основні завдання: уточнити інженерну методику розрахунку енергосилових параметрів процесу перекидання сталерозливних ківшів та кисневих конвертерів; розробити комплекс математичного та програмного забезпечення з автоматизованого розрахунку довговічності елементів приводу кисневих конвертерів.

Основним завданням при математичному моделюванні процесу перекидання кисневого конвертера, а також процесу перекидання інших ємностей з різного роду рідинами, є визначення витрати, а також величини моменту, що створюється обсягом рідини, що залишився в залежності від поточного кута перекидання  $\varphi$ . Внаслідок неоднозначності і громіздкості математичного апарату безпосереднє вирішення даного завдання доцільно здійснювати чисельно за допомогою ЕОМ, а використувана в цьому випадку розрахункова схема представлена на рис. 1.

Здійснивши розбиття висоти конвертера на  $KR$  елементарних об'ємів товщиною  $\Delta y = H/K_R$

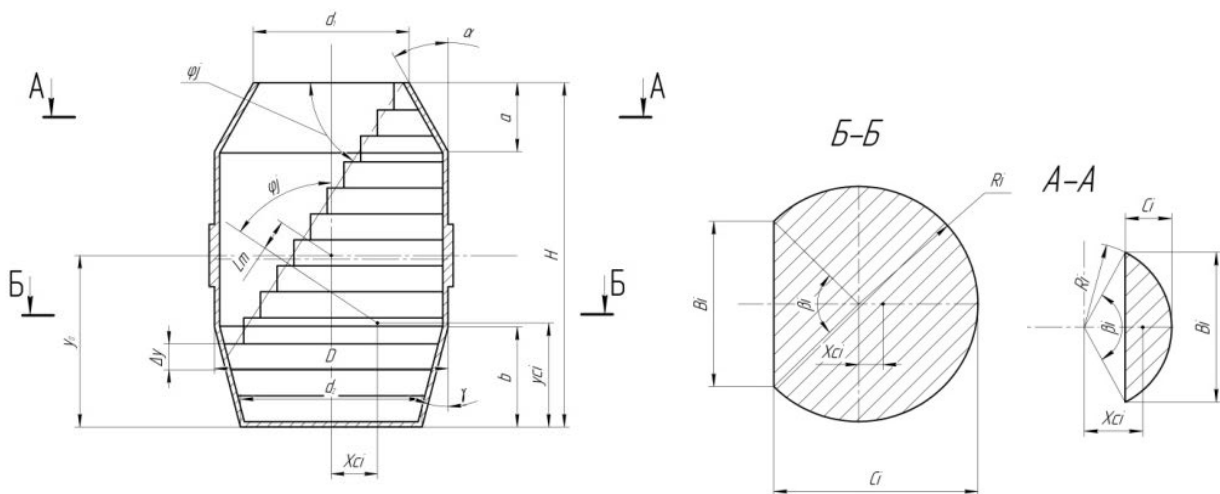


Рис. 1. Розрахункова схема кисневого конвертера

змінивши безліч усічених конусів, що виявилися, на таку ж безліч циліндрів визначимо геометричну координату середньої площини для кожного з них:

$$y_i = H - \Delta y(i - 0,5), \quad (1)$$

де  $i$  – порядковий номер елементарного об'єму з початком відліку верхньої частини ковша.

Для оптимізації розрахунку геометричних параметрів кожного елементарного об'єму розіб'ємо конвертер на три основні частини, верхня конусна частина, середня циліндрична та нижня конусна частина залежно від кута перекидання:

Визначивши кут нахилу утворює внутрішньої поверхні верхньої частини конвертера до вертикалі як:

$$\alpha = \arctg \frac{a}{(D-d_1)/2}. \quad (2)$$

Виразимо значення радіуса середньої площини для кожного елементарного об'єму верхньої частини конвертера в такому вигляді:

$$R_i = d_1/2 + (H-y_i) \operatorname{tg} \alpha, \quad (3)$$

З урахуванням поточного в  $j$ -й момент часу кута повороту сталерозливного ковша  $\phi_j$  визначимо геометричний параметр  $C_i$ , що характеризує форму і площу дзеркала сталі на рівні: верхньої конусної частини

$$C_i = (H - y_i) \operatorname{tg}(\pi/2 - \phi) + (H - y_i) \operatorname{tg}(\phi); \quad (4)$$

середньої циліндричної частини

$$R_i = D/2,$$

$$C_i = (H - y_i) \operatorname{tg}(\pi/2 - \phi) + (D - d_1)/2, \quad (5)$$

нижньої конусної частини

$$\gamma = \arctg(D - d_1/2b), \quad (6)$$

$$R_i = D/2 - y_i \operatorname{tg} \gamma, \quad (7)$$

$$C_i = (H - y_i) \operatorname{tg}(\pi/2 - \phi) - y_i \operatorname{tg}(\phi). \quad (8)$$

Подальше визначення геометричних характеристик кожного елементарного об'єму рідкої сталі необхідно здійснювати диференційовано залежно від співвідношення параметра  $C_i$  і радіуса внутрішньої поверхні  $R_i$ . Так, при  $C_i \geq R_i$  переріз є сегментом з центральним кутом  $\beta_i$  і основою  $B_i$  (див. рис. 1 переріз Б-Б) рівними:

$$\beta_i = 2 \arccos[(R_i - C_i) / R_i], \quad (9)$$

$$b_i = 2R_i \sin(\beta_i / 2), \quad (10)$$

$$F_i = R_i^2 \beta_i / 2 - b_i (R_i - C_i) / 2, \quad (11)$$

з урахуванням чого геометрична координата центру ваги становитиме

$$x_{ci} = b_i^3 / (12F_i). \quad (12)$$

Аналогічно для випадку  $R_i < C_i < 2R_i$  (див. рис. 1. переріз Б-Б):

$$\beta_i = \arccos[(C_i - R_i) / R_i], \quad (13)$$

$$b_i = 2R_i \sin(\beta_i / 2), \quad (14)$$

$$F_i = \pi R_i^2 - R_i \beta_i / 2 + b_i (C_i - R_i) / 2, \quad (15)$$

$$x_{ci} = b_i^3 R_i / [12(\pi - F_i / \pi R_i^2) R_i^3]. \quad (16)$$

І, нарешті, при  $2R \leq C_i$  елементарні об'єми являють собою повні замкнуті циліндри з площею

$$F_i = \pi R_i^2 \quad (17)$$

та координатою центру тяжкості  $x_{ci} = 0,0$ .

З урахуванням відомих площ  $F_i$  може бути визначений і весь обсяг сталі  $V_j$ , що відповідає даному куту повороту:

$$V_j = \sum_{i=1}^{K_R} F_i \Delta y, \quad (18)$$

а з урахуванням геометричних координат центрів тяжіння елементарних обсягів можуть бути визначені і координати центру тяжкості всієї сталі:

$$y_{ci} = \sum_{i=1}^{K_R} F_i \Delta y \frac{y_i}{V_j}, \quad (19)$$

$$x_{ci} = \sum_{i=1}^{K_R} F_i \Delta x \frac{x_i}{V_j}, \quad (20)$$

слідуючи чому величина перекидаючого моменту на даний час, тобто. при даному вугіллі повороту  $\phi_j$  складе:

$$M_j = G_j L_{mj} = V_j \rho \left( y_0 - y_{cj} - \frac{x_{cj}}{\operatorname{tg} \phi} \right) \sin \phi = \\ = V_j \rho \left[ (y_0 - y_{cj}) \sin \phi - x_{cj} \cos \phi \right], \quad (21)$$

де  $j$ ,  $L_{mj}$  – вага сталі і плече додатка щодо осі обертання (див. рис. 1).

З достатньою для практичних розрахунків точністю дослідження динамічних процесів у приводі механізму перекидання конвертера можна проводити за двомасовою системою з одним ступенем свободи. Приведення навантажень і параметрів у цьому випадку будемо здійснювати до валу механізму повороту конвертера.

Рівняння руху системи мають вигляд:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\phi}_1 - c(\phi_2 - \phi_1) = M_1; \\ I_2 \ddot{\phi}_2 - c(\phi_2 - \phi_1) = -M_2 \end{cases}, \quad (22)$$

де  $\phi_1, \phi_2$  – кути повороту мас  $I_1, I_2$ , рад;

$M_1$  – момент електродвигуна, Н·м;

$M_2$  – момент перекидання конвертера, Н·м;

$c$  – коефіцієнт жорсткості, Н·м/рад.

Момент перекидання конвертера  $M_2$  визначиться як функція від кута повороту корпусу конвертера  $\phi$  залежно (21).

Момент  $M_1$  створюється електродвигуном механізму перекидання конвертера:

$$M_1 = (N_{об} / \omega_{об}) U \eta, \quad (23)$$

де  $N_{об}$  – потужність електродвигуна;

$\eta$  – к.к.д. передач.

$\phi = \omega t$  – кут нахилу корпусу конвертера від вертикальної осі, рад;

$\omega = \omega_{об} / U$  – кутова швидкість повороту корпусу конвертера, рад/с;

$\omega_{об} = \pi n / 30$  – кутова швидкість обертання електродвигуна, рад/с;

$n$  – частота обертання ротора електродвигуна;

$U$  – передатне відношення редуктора.

Спільне рішення системи рівнянь (22) та (23) дає вихідне диференціальне рівняння для визначення відносного кута закручування  $\phi = \phi_2 - \phi_1$ :

$$\ddot{\phi}_2 - \ddot{\phi}_1 = -c \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} (\phi_2 - \phi_1) + \frac{M_1 I_2 - M_2 I_1}{I_1 I_2}$$

або  $\ddot{\phi}_2 - \ddot{\phi}_1 = -p^2 (\phi_2 - \phi_1) + \frac{M_1}{I_1} + \frac{M_2}{I_2}, \quad (24)$

де  $p = \sqrt{c(I_1 + I_2) / (I_1 I_2)}$  – власна частота коливань системи.

Розв'язання диференціального рівняння (24):

$$\phi_2 - \phi_1 = \phi_1' + \phi_2' = C_1 \sin pt + C_2 \cos pt + \frac{M_1}{I_1 p^2} + \frac{P_{кон} a}{I_2 (p^2 - \omega^2)} \sin \omega t. \quad (25)$$

Постійні інтегрування  $C_1$  та  $C_2$  визначаються з початкових умов:

$$C_1 = -\frac{\omega}{I_2 p (p^2 - \omega^2)} M_2; \quad C_2 = 0. \quad (26)$$

В результаті відносний кут повороту  $\phi$  складе:

$$\phi = \frac{M_2}{I_2 (p^2 - \omega^2)} \left(1 - \frac{\omega}{p}\right) + \frac{M_1}{I_1 p^2}, \quad (27)$$

а величина відновлювального моменту в пружному зв'язку визначатиметься виразом

$$M = c \phi. \quad (28)$$

Розглянуті залежності (22)...(28) дозволяють з достатньою для практичних розрахунків точністю наближення досліджувати динамічні навантаження у валі приводу механізму повороту конвертера.

Під час пуску, коли корпус конвертера нерухомий, диференціальне рівняння рух першої маси матиме вигляд:

$$I_1 \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} + c \phi_1 = M_1. \quad (29)$$

Власна частота при цьому дорівнюватиме:

$$p = \sqrt{c / I_1}. \quad (30)$$

Рішення рівняння (29):

$$\phi_1 = A \cos pt + B \sin pt + M_1 / I_1 p^2. \quad (31)$$

Початкові умови під час пуску механізму:

$$t = 0; \phi_1 = 0; \omega_1 = 0; A = -M_1 / I_1 p^2; B = 0. \quad (32)$$

Час від початку руху першої маси до початку руху другої  $\tau_1$  перебуває з умови рівності  $M_{12} - M_2$ , тобто

$$M_{12} = \phi_1 c = c \frac{M_1}{I_1 p^2} (1 - \cos pt); \quad \tau_1 = \frac{1}{p} \arccos \left( \frac{M_1 - M_2}{M_1} \right). \quad (33)$$

Рівняння (22)...(33) у поєднанні з математичною моделлю для визначення навантаження при перекиданні склади повний алгоритм для визначення динамічних навантажень у проміжному валі приводу кисневого конвертера.

Як приклад чисельної реалізації розроблених програмних засобів на рис. 2 представлені розрахункові розподіли моментів пружних сил у приводному валі, моменту перекидання та частоти власних коливань за часом роботи. Всі розрахунки виконані стосовно кисневого конвертера ємністю 350 тон.

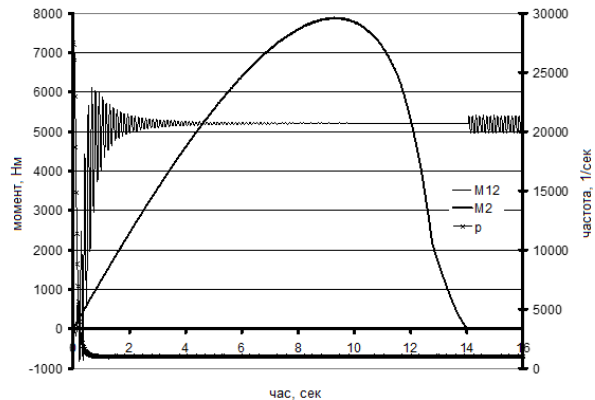


Рис. 2. Зміна моментів та частоти власних коливань системи

З розрахункових розподілів видно, що максимальне значення моменту пружних сил досягає близько 6000 кНм, мінімальний – 800 кНм.

Одним із головних показників надійності є ймовірність безвідмовної роботи до заданого напрацювання в умовах експлуатації. Методика визначення функції розподілу довговічності деталей лінії приводу включала наступні етапи:

1. Визначення вихідних даних, необхідні обчислення зовнішніх навантажень і складання динамічної моделі машини.

2. Визначення з урахуванням запропонованих залежностей характеристик приводних валів.

3. Визначення з урахуванням математичних моделей зовнішніх навантажень.

4. Визначення на основі динамічних моделей навантажень у приводних лініях машини.

5. Схематизація отриманих режимів навантаження приводних валів.

6. На основі ймовірного методу визначення функції розподілу довговічності валів приводу металургійних машин.

Як вихідні дані використовувалися геометричні параметри корпусу, маса рідкого металу, моменти інерції рухомих частин приводу конвертера і самого корпусу, потужність електродвигуна, передавальні числа редукторів, швидкісні характеристики.

На рис. 3 представлено функцію розподілу довговічності залежно від моменту опору перерізу валів приводу конвертера. З якого можна зробити висновок про збільшення терміну служби валів при збільшенні моменту опору перерізу, причому при збільшенні останнього з  $0,7 \text{ м}^3$  до  $1,6 \text{ м}^3$  довговічність збільшується приблизно в 16 разів, при цьому подальше збільшення розмірів валів при зменшенні довговічності.

**Висновки.** У результаті проведених досліджень розроблено удосконалену методику визначення навантажень у приводі механізму нахилу кисневого конвертера, яка на відміну від традиційних підходів враховує реальний характер динамічних процесів, зміну геометрії рідкого металу та перерозподіл маси під час перекидання агрегату. Запропонована математична модель, що базується на дискретизації об'єму металу на елементарні об'єми з подальшим інтегруванням, дозволяє з достатньою точністю визначати перекидаючий момент як функцію кута нахилу конвертера.

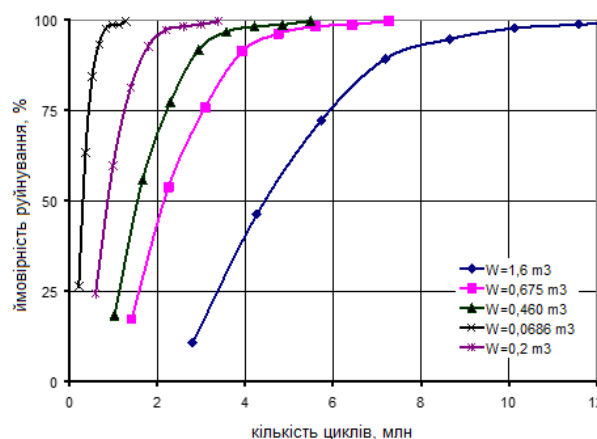


Рис. 3. Зміна частоти власних коливань системи

На основі двомасової динамічної моделі з пружними зв'язками отримано аналітичні залежності для визначення кутів закручування та моментів у приводній системі. Це дало змогу встановити характер зміни навантажень у приводних валах, зокрема визначити їх пікові значення та циклічні коливання, що мають вирішальний вплив на ресурс елементів приводу. Показано, що максимальні значення пружних моментів досягають значних величин, що необхідно враховувати при проєктуванні та модернізації обладнання.

Отримані результати мають практичне значення для автоматизованого розрахунку та проєктування приводів кисневих конвертерів і можуть бути використані при обґрунтуванні конструктивних рішень, спрямованих на підвищення їх надійності, довговічності та ефективності експлуатації.

#### ЛІТЕРАТУРА:

- Zhang Y., Li H., Wang X. Dynamic analysis of electromechanical drive systems under variable load conditions. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019. Vol. 124. P. 245–258. DOI: 10.1016/j.ymssp.2018.10.012
- Liu C., Wang J. Dynamic modeling and simulation of heavy-duty gear transmission systems. *Mechanism and Machine Theory*. 2018. Vol. 122. P. 84–99. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.09.017
- Ding Y., Pan J., Liu Q. Dynamic behavior analysis of tilting mechanism in converter systems. *Engineering Failure Analysis*. 2017. Vol. 79. P. 698–708. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2017.03.021
- Wang G., Liu Z., Zhang H. Load characteristics and reliability analysis of converter tilting systems. *Journal of Materials Processing Technology*. 2016. Vol. 229. P. 540–548. DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2015.09.012
- Stephens R. I., Fatemi A., Stephens R. R., Fuchs H. O. *Metal fatigue in engineering*. 2nd ed. New York : John Wiley & Sons, 2000. 512 p.
- Dresig H., Holzweißig F. *Dynamics of machinery: theory and applications*. Dordrecht : Springer, 2010. 376 p.
- Jones D. R. H. *Engineering materials 2: an introduction to microstructures and processing*. 4th ed. Oxford : Elsevier, 2013. 480 p.
- Roberts W. L. *Hot rolling of steel*. 2nd ed. Boca Raton : CRC Press, 2018. 892 p.

**REFERENCES:**

1. Zhang, Y., Li, H., & Wang, X. (2019). Dynamic analysis of electromechanical drive systems under variable load conditions. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 124, 245–258. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.10.012>
2. Liu, C., & Wang, J. (2018). Dynamic modeling and simulation of heavy-duty gear transmission systems. *Mechanism and Machine Theory*, 122, 84–99. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.09.017>
3. Ding, Y., Pan, J., & Liu, Q. (2017). Dynamic behavior analysis of tilting mechanism in converter systems. *Engineering Failure Analysis*, 79, 698–708. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.03.021>
4. Wang, G., Liu, Z., & Zhang, H. (2016). Load characteristics and reliability analysis of converter tilting systems. *Journal of Materials Processing Technology*, 229, 540–548. <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2015.09.012>
5. Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R., & Fuchs, H. O. (2000). *Metal fatigue in engineering* (2nd ed.). John Wiley & Sons.
6. Dresig, H., & Holzweißig, F. (2010). *Dynamics of machinery: Theory and applications*. Springer.
7. Jones, D. R. H. (2013). *Engineering materials 2: An introduction to microstructures and processing* (4th ed.). Elsevier.
8. Roberts, W. L. (2018). *Hot rolling of steel* (2nd ed.). CRC Press.



Стаття поширюється на умовах  
ліцензії відкритого доступу  
CC BY 4.0

Дата першого надходження статті до видання: 26.03.2026  
Дата прийняття статті до друку після рецензування: 22.04.2026  
Дата публікації (оприлюднення) статті: 30.05.2026