

¹ Національний університет “Львівська політехніка”, ORCID: 0000-0001-9271-6505,
e-mail: ihor.v.kuzo@lpnu.ua,

² Національний університет “Львівська політехніка”, ORCID: 0000-0003-0154-7983,
e-mail: yurii.p.sholovii@lpnu.ua

³ Національний університет “Львівська політехніка”, ORCID: 0000-0003-1946-8503,
e-mail: nadiia.i.maherus@lpnu.ua,

⁴ Національний університет “Львівська політехніка”, ORCID: 0009-0002-9621-4312,
e-mail: andrii.yanitskyi.mp.2020@lpnu.ua

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ НА НАПРУЖЕНИЙ СТАН КОРПУСУ ОБЕРТОВОГО АГРЕГАТУ

<https://doi.org/10.23939/istcipa2023.59.063>

© Кузьо І. В., Шоловій Ю. П., Магерус Н. І., Яніцький А. В., 2025

Мета роботи полягає у дослідженні впливу температури на напружений стан корпусу обертового агрегату неперервної дії, визначенні статичних та геометричних параметрів у футерівці корпусу під дією високих температур. **Актуальність.** Корпус обертового агрегату як оболонки обертання під дією навантажень не тільки прогинається та деформується в поперечних перерізах, а й значною мірою зазнає температурних впливів, оскільки температура під час випалу матеріалу становить 1600...2300 °С. Тому фактори зношування компонентів обертових печей, їх експлуатаційні параметри, вплив теплового навантаження на напружений стан такої оболонки корпусу печі є актуальним завданням, яке потребує подальшого вивчення. **Методика.** Під час розрахунків параметрів корпусу обертового агрегату враховували теплову деформацію поперечного перерізу металевої оболонки в осьовому та кільцевому напрямках, а також значне теплове розширення футерівки. Приймали, що температура змінюється по довжині корпусу, але стала в кожному поперечному перерізі. Радіальне розширення футерівки в кожному довільному перерізі також вважали однаковим. Розглядали тришарову оболонку, внутрішній шар якої – внутрішня поверхня футерівки. **Результати.** Запропоновані математичні залежності дають змогу визначити вплив температури на зміну статичних та геометричних величин у футерівці корпусу обертового агрегату. **Наукова новизна.** Розроблено математичні залежності для розрахунку статичних та геометричних величин у футерівці корпусу обертового агрегату. **Практична значущість.** Результати розрахунків дають можливість прогнозувати роботу корпусів обертових агрегатів та продовжити термін їх експлуатації.

Ключові слова: обертові агрегати, обертові печі, агрегати неперервної дії, оболонки обертання, температура футерівки, механічні напруження, теплове навантаження.

Вступ

Оболонка корпусу обертового агрегату, крім дії вагових навантажень, значною мірою зазнає температурних впливів, оскільки температура під час випалу матеріалу досягає 1600...2300 °С. У процесі неперервного обертання корпус сприймає і передає на опори навантаження від випалювального матеріалу, футерівки, теплообмінних пристроїв тощо.

Аналіз літературних джерел

Крім того, в прольотах між опорами, як і на самих опорах, корпус прогинається і деформується в поперечних перерізах. Ці деформації збільшуються або зменшуються внаслідок перерозподілу тиску на опори, спричиненого викривленням осі обертання і геометричної осі корпусу, нерівномірним зношуванням роликів, бандажів, підбандажних прокладок і вкладишів підшипників [8]. Багато досліджень аналізують фактори зношування компонентів обертових печей, їх експлуатаційні параметри та вплив цих параметрів на стан печі [1, 2, 3, 4], а також теплове навантаження на напружений стан такої оболонки.

Мета

Мета статті – дослідити вплив температури на напружений стан корпусу обертового агрегату неперервної дії, визначити статичні та геометричні параметри у футерівці корпусу під дією високих температур для прогнозування роботи корпусів обертових агрегатів та продовження терміну їх експлуатації.

Методика проведення досліджень

Під час розрахунків параметрів корпусу обертового агрегату треба враховувати теплову деформацію поперечного перерізу металевої оболонки в осьовому та кільцевому напрямках, а також значне теплове розширення футерівки.

При цьому приймається, що температура змінюється по довжині корпусу, але стала в кожному поперечному перерізі. Радіальне розширення футерівки в кожному довільному перерізі також вважається однаковим.

У процесі дослідження впливу температури на напружений стан корпусу обертового агрегату використовуємо такі гіпотези:

- а) статичні та геометричні величини залежать тільки від змінного радіуса;
- б) футерівка приймається як ізотропний матеріал з модулем пружності E , коефіцієнтом Пуассона ν і коефіцієнтом температурного розширення α_t , що не залежить від температури;
- в) футерівка працює тільки на стискання і не сприймає розтягувальних зусиль;
- г) температура футерівки $T(r)$ – спадна функція. Температура стала по товщині корпусу і є меншою від найнижчої температури футерівки;
- д) у футерівці виникають дві зони: внутрішня – стискання, і зовнішня, в якій виникають радіально направлені тріщини. Футерівка не чинить опору розтягувальним зусиллям. Межею між зонами є циліндрична поверхня радіусом r_2 (рис. 1);
- е) футерівка встановлена в корпусі без зазору;
- є) корпус обертового агрегату є безмоментною круговою циліндричною оболонкою зі сталими фізико-механічними характеристиками E_0, α_{t0}, ν_0 ;

ж) між футерівкою і корпусом у нагрітому стані виникають тільки стискаючі радіальні зусилля.

Насправді ці гіпотези виконуються частково. Так гіпотеза б) не відповідає дійсності. Футерівка має нестійкі фізичні властивості. Ця гіпотеза не є повністю обґрунтована, але брак такої не дає можливості аналітичного дослідження напружень в самому корпусі [7].

Далі будемо розглядати тришарову оболонку, внутрішній шар якої – внутрішня поверхня футерівки. Внутрішнім радіусом r_1 вважатимемо радіус поперечного перерізу циліндра, що здатний сприймати по всьому периметру стискаючі окружні напруження.

Гіпотеза е) виконується, якщо за T_0 прийняти таку температуру, при якій зазори будуть вибрані.

Гіпотеза є) надійна лише в місцях кріплення фланців та бандажів. Решта гіпотез переважно задовольняється. Радіуси r_1, r_2, r_3 та товщина δ_0 зображені на рис. 1.

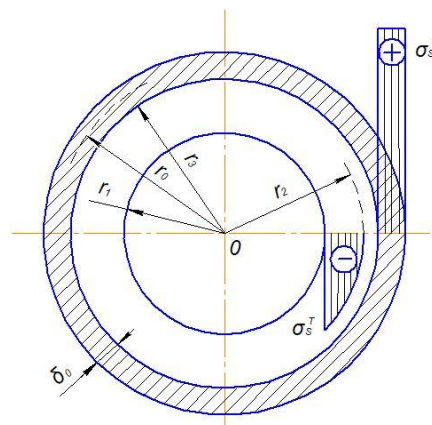


Рис. 1. Поперечний переріз корпусу обертового агрегату

Fig. 1. Cross-section of the rotating unit housing

Згідно з рис. 2 застосуємо позначення:

$T_1 = \lim_{r=r_1} T(r)$ – внутрішня температура футерівки; $T_2 = \lim_{r=r_2} T(r)$ – зовнішня температура футерівки;

$$T_3 = \frac{2}{(r_3 + \delta)^2 - r_3^2} \int_{r_3}^{r_3 + \delta_0} r T(r) dr$$

– середня температура корпусу; $\sigma_r^T(r)$, $\sigma_s^T(r)$ – відповідно радіальне і окружне напруження у футерівці; σ_{s0}^T – окружне напруження в корпусі.

Крім того, зазначимо, що

$$\begin{aligned} x &= \frac{r_3}{r_1}; L = \frac{Er_0^2}{E_0\delta_0r_3} - v; K = L + \ln x; P_1 = \frac{P_x \ln x}{E\alpha_t(T_1 - T_2)}; \\ x_1 &= \frac{r_2}{r_1}; P = \frac{P_{x_1} \ln x}{E\alpha_t(T_1 - T_2)} + \frac{x_1\delta_0\delta_{s0}^T \ln x}{E\alpha_tr_0(T_1 - T_2)}; Q = \frac{\sigma_s^T(r_1) \ln x}{E\alpha_t(T_1 - T_2)}. \end{aligned} \quad (1)$$

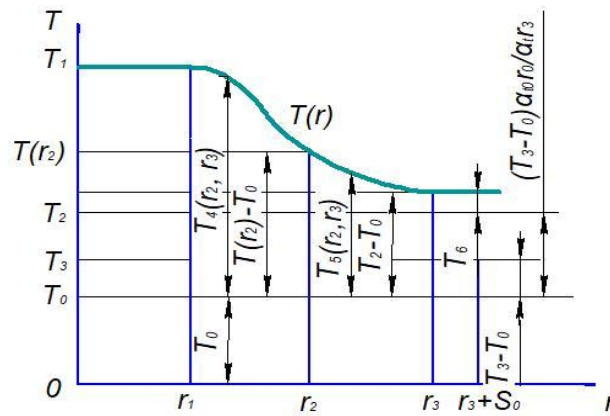


Рис. 2. Енюра розподілу температури по товщині футерівки та корпусу
Fig. 2. Diagram of temperature distribution along the thickness of the lining and body

Середнє підвищення температури в зоні (r_1, r_2)

$$T_4(r_1, r_2) = \frac{2}{r_2^2 - r_1^2} \int_{r_1}^{r_2} \rho [T(\rho) - T_0] d\rho.$$

Середнє підвищення температури в зоні (r_2, r_3)

$$\begin{aligned} T_5(r_2, r_3) &= \frac{1}{r_3 - r_2} \int_{r_2}^{r_3} [T(\rho) - T_0] d\rho. \\ T_6 &= T_2 - T_0 - \frac{\alpha_{t0} r_0}{\alpha_t r_3} (T_3 - T_0). \end{aligned} \quad (2)$$

Якщо корпус може розширюватись в осьовому напрямку, то осьове нормальне напруження від внутрішнього тиску дорівнює нулю, а переміщення від цього тиску визначається залежністю

$$W_0 = \frac{Pr_0^2}{E_0\delta_0} \quad (3)$$

У разі, якщо корпус не зможе розширюватись в осьовому напрямку, радіальне переміщення буде меншим

$$W_0 = \frac{(1 - \nu_0^2) Pr_0^2}{E_0\delta_0}. \quad (4)$$

Крім того, для металевого корпусу

$$E_0 = (2,1 \cdot 10^8 - 2,75 \cdot 10^4 T - 1,41 \cdot 10^2 T_2), \text{ кПа}; \alpha_{t_0} = 1,2 \cdot 10^{-5} + 1,0 \cdot 10^{-8} T; \nu_0 = 0,3,$$

де T – температура оболонки корпусу, °C.

Враховуючи, що зі збільшенням температури до 400 °C ці характеристики майже не змінюються [6], обмежимося під час числових розрахунків тільки першими членами поданих вище виразів.

Для цегельної кладки $\nu = 0,1 \dots 0,2$.

Для шамотної футерівки під час зростання температури до 1000 °C $\alpha_t = (4 \dots 6) \cdot 10^{-6}$.

Модуль пружності шамотної кладки приймаємо $E = 35 \cdot 10^5$ кПа. Треба зазначити, що кожна партія цегли має свій модуль пружності, який може бути визначений експериментальним шляхом.

Для визначення статичних та геометричних величин у футерівці розглянемо стиснуту зону у футерівці $r_1 < r < r_2$. Запишемо крайові умови

$$\sigma_S^T(r_1) = -P; \quad (5)$$

$$\sigma_S^T(r_2) = 0. \quad (6)$$

В цій зоні справедливі рівняння кругової осесиметричної навантаженої пластини

$$\varepsilon_r = \frac{dW}{dr} = W'; \quad (7)$$

$$\varepsilon_S = \frac{W}{r}; \quad (8)$$

$$\sigma_r^T = \frac{E}{1 - \nu^2} [\varepsilon_r - \nu \varepsilon_S - \alpha_t (1 + \nu) (T - T_0)]; \quad (9)$$

$$\sigma_S^T = \frac{E}{1 - \nu^2} [\varepsilon_S + \nu \varepsilon_r + \alpha_t (1 + \nu) (T - T_0)] \quad (10)$$

Виключаючи ε_r і ε_S , отримаємо:

$$\sigma_r^T = \frac{E}{1 - \nu^2} \left[W' + \frac{\nu}{r} W - \alpha_t (1 + \nu) (T - T_0) \right] \quad (11)$$

$$\sigma_S^T = \frac{E}{1 - \nu^2} \left[\nu W' + \frac{W}{r} - \alpha_t (1 + \nu) (T - T_0) \right] \quad (12)$$

З рівняння рівноваги в циліндричних координатах маємо диференціальне рівняння для визначення функції переміщення (прогину) W :

$$W'' + \frac{W'}{r} - \frac{W}{r^2} = \alpha_t (1 + \nu) T' \quad (13)$$

Результати досліджень та їх обговорення

Розв'язуючи за крайових умов (5) і (6), отримаємо:

$$W = \frac{P_1 r r_1^2}{E(r_2^2 + r_1^2)} \left[(1 + \nu) \frac{r_2^2}{r^2} - (1 - \nu) \right] - \frac{\alpha_t r}{r_2^2 + r_1^2} \cdot \left\{ \left[T_4(r_1, r_2) \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} - T(r_2) r_2^2 + T_0 r_2^2 \right] \cdot \left[(1 - \nu) + (1 + \nu) \frac{r_1^2}{r^2} \right] - (1 + \nu) T_4(r_1, r_2) (r_2^2 + r_1^2) \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2} \right) \right\} \quad (14)$$

Для напружень в перерізі з радіусом r отримаємо:

$$\sigma_r^T = -\frac{r_2^2 + r^2}{r_1^2 + r_2^2} \cdot \frac{r^2}{r_2^2} P_1 - \frac{E \alpha_t}{2r^2(r_1^2 + r_2^2)} \cdot \{T_4(r_1, r_2) \cdot [(r_2^2 - r_1^2)(r^2 - r_1^2) + (r_2^4 - r_1^4)] - 2r_2^2(r^2 - r_1^2)(T_2 - T_0)\}. \quad (15)$$

$$\sigma_s^T = -\frac{r_2^2 - r^2}{r_1^2 + r_2^2} \cdot \frac{r_1^2}{r_2^2} P_1 - \frac{E \alpha_t}{2r^2(r_1^2 + r_2^2)} \cdot \{T_4(r_1, r_2) \cdot [(r_2^2 - r_1^2)(r^2 - r_1^2) + (r_2^4 - r_1^4)] - 2r_1^2(r_2^2 - r^2)(T_2 - T_0)\}. \quad (16)$$

На границі між стиснутою і зоною, де потенційно можуть утворитись тріщини, отримаємо:

$$\sigma_r(r_2) = -\frac{2r_1^2 P_1}{r_2^2 + r_1^2} - \frac{E \alpha_t (r_2^2 - r_1^2)}{r_2^2 + r_1^2} \cdot [T_4(r_1, r_2) - T(r_2) + T_0]; \quad (17)$$

$$W(r_2) = -\frac{2vr_2 r_1^2}{r_2^2 + r_1^2} \cdot \frac{P_1}{E} + \frac{\alpha_t r_2}{r_2^2 + r_1^2} \cdot \{T_4(r_1, r_2) v \cdot (r_2^2 - r_1^2) + [(1 - v)r_2^2 + (1 + v)r_1^2] \cdot (T(r_2) - T_0)\}. \quad (18)$$

При цьому на внутрішній поверхні футерівки

$$\sigma_s^T(r_1) = \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2 + r_1^2} P_1 - \frac{E \alpha_t}{r_2^2 + r_1^2} \cdot [T_4(r_1, r_2) \cdot (r_2^2 - r_1^2) + (r_2^2 + r_1^2) \cdot (T_1 - T_0) - 2r_2^2(T(r_2) - T_0)]. \quad (19)$$

В зоні, де потенційно можуть утворитись тріщини ($r_2 < r < r_3$), футерівка не працює на розтяг. Крайовими умовами при цьому можуть слугувати вирази (6), (17) і (18) з врахуванням неперервності напружень σ_r^T і переміщень W :

$$\begin{aligned} \varepsilon_r &= W'; \quad \varepsilon_s < \frac{W}{r}; \\ \varepsilon_r &= \frac{\sigma_r^T}{E} + \alpha_t(T - T_0); \end{aligned} \quad (20)$$

$$\varepsilon_s = \frac{v \sigma_r^T}{E} + \alpha_t(T - T_0)$$

$$\sigma_r^T = \frac{r_2}{r_1} \sigma_r^T(r_2); \quad \sigma_s^T = 0.$$

Для цієї зони отримаємо:

$$W = W(r_2) + \int_{r_2}^r \varepsilon_r(\rho) d\rho = \frac{2r_2 r_1^2 P_1}{E(r_2^2 + r_1^2)} \left(v - \ln \frac{r}{r_2} \right) + \frac{\alpha_t r_2}{r_2^2 + r_1^2} \cdot \left\{ T_4(r_1, r_2) \left[v(r_2^2 - r_1^2) - (r_2^2 - r_1^2) \cdot \ln \frac{r}{r_2} \right] + (T(r_2) - T_0) \cdot \left[(1 - v)r_2^2 + (1 + v)r_1^2 + (r_2^2 - r_1^2) \ln \frac{r_3}{r_2} \right] + \alpha_t(r - r_3) T_5(r_2, r_3) \right\}; \quad (21)$$

$$\sigma_r^T = -\frac{r_2}{r_1} \left\{ \frac{2r_1^2 P_1}{r_2^2 + r_1^2} + \frac{E \alpha_t (r_2^2 - r_1^2)}{r_2^2 + r_1^2} - [T_4(r_1, r_2) - (T(r_2) + T_0)] \right\}. \quad (22)$$

Переміщення зовнішнього краю футерівки і напруження в ньому будуть дорівнювати:

$$W(r_1) = \frac{2r_2 r_1^2 P_1}{E(r_2^2 + r_1^2)} \cdot \left(v - \ln \frac{r_3}{r_2} \right) + \frac{\alpha_t r_2}{r_2^2 + r_1^2} \cdot \left\{ (r_2^2 - r_1^2) \cdot T_4(r_1, r_2) \cdot \left(v - \ln \frac{r_3}{r_2} \right) + (T(r_2) - T_0) \cdot \left[(1 - v)r_2^2 + (1 + v)r_1^2 + (r_2^2 - r_1^2) \cdot \ln \frac{r_3}{r_2} \right] \right\} + \alpha_t(r_3 - r_2) \cdot T_5(r_2, r_3) \quad (23)$$

$$\sigma_r^T(r_3) = -\frac{r_2}{r_3} \left\{ \frac{2r_1^2 P_1}{r_2^2 + r_1^2} + \frac{E \alpha_t (r_2^2 - r_1^2)}{r_2^2 + r_1^2} \cdot [T_4(r_1, r_2) - (T(r_2) + T_0)] \right\}. \quad (24)$$

Для визначення деформації на межі $r_1 = r_2$ використаємо вирази:

$$r\varepsilon_s = \frac{2r_1^2 r_2 v P_1}{E(r_2^2 + r_1^2)} + \frac{\alpha_t v r_2 (r_2^2 - r_1^2)}{r_2^2 + r_1^2} \cdot [T_4(r_1, r_2) - (T(r_2) + T_0)] + \alpha_t r (T - T_0). \quad (25)$$

З умови неперервності переміщень $r\varepsilon_s < W$ у зоні ($r_2 < r < r_3$) після використання виразів (21) і (25) отримаємо

$$\left[\frac{2P_1}{E\alpha_t} + \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_1^2} \cdot T_4(r_1, r_2) - (T(r_2) + T_0) \right] \cdot \frac{r_1^2}{r_2^2 + r_1^2} \ln \frac{r}{r_2} - \left[T(r_2) - T_0 + \frac{r - r_2}{r_2} \cdot T_5(r_2, r_3) - \frac{r}{r_2} (T(r) - T_0) \right] < 0. \quad (26)$$

Висновки

Розроблено математичні залежності для розрахунку статичних та геометричних величин у футерівці корпусу обертового агрегату під дією навантаження та високих температур. Результати розрахунків дають змогу прогнозувати роботу корпусів обертових агрегатів та продовжити термін їх експлуатації. Максимальні значення окремих напружень потрібно обов'язково враховувати під час проектування та розрахунку на міцність обертових агрегатів неперервної дії.

Інформаційні джерела

1. Saxena J. P. The Rotary Cement Kiln. Total Productive Maintenance, Techniques and Management. USA: CRC Press, 2009. P. 336.
2. Akwasi A. Boateng Rotary Kilns. Transport Phenomena and Transport Processes. Boston, USA: Butterworth-Heinemann, 2008. P. 368. DOI: 10.1016/B978-0-7506-7978-8.X0001-5
3. Landfahner M., Schluckner C. et al. Development and application of a numerically efficient model describing a rotary hearth furnace using CFD / M. Landfahner, C. Schluckner et al. // Energy. 2019. Vol. 180. P. 79–89. DOI: 10.1016/j.energy.2019.04.091
4. Щербина В. Ю., Швачко Д. Г. Підвищення енергоефективності обертових теплових агрегатів / В. Ю. Щербина, Д. Г. Швачко // Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки. 2018. Т. 29 (68), № 4. Ч. 2. С. 68–72.
5. Benslimane A., Methia M. Stress analysis of rotating thick-walled nonhomogeneous sphere under thermomechanical loadings / A. Benslimane, M. Methia // Forces in Mechanics. 2023. Vol. 11. P. 100183. DOI: 10.1016/j.finmec.2023.100183
6. Кузьо І. В., Дзюбик Л. В. Вплив положення геометричної осі на міцність обертових агрегатів / І. В. Кузьо, Л. В. Дзюбик // Вісник Національного університету “Львівська політехніка”. 2007. № 588: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. С. 53–57.
7. Кузьо І. В., Дзюбик Л. В., Єфремов І. Розрахунок пружних деформацій опор та точність діагностування обертових печей // Збірник наукових праць: Галузеве машинобудування, будівництво. 2009. Т. 3, вип. 3(25). С. 135.
8. Кузьо І. В., Шоловій Ю. П., Магерус Н. І. Розрахунок на міцність корпусів обертових агрегатів // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: український міжвідомчий науково-технічний збірник. 2024. Вип. 58. С. 31–37. DOI: <https://doi.org/10.23939/istcipa2024.58.031>

Igor Kuzio, Yuriy Sholovii, Nadiia Maherus, Andrii Yanitskyi

Lviv Polytechnic National University

INFLUENCE OF TEMPERATURE ON THE STRESSED STATE OF THE ROTATING UNIT HOUSING

Goal of the article is to study the influence of temperature on the stress state of the housing of a continuous rotary unit, to determine the static and geometric parameters in the lining of the housing under the influence of high temperatures. **Significance.** The housing of a rotary unit, as a rotating shell, under the influence of loads not only bends

and deforms in cross-sections, but also is significantly exposed to temperature effects, since the temperature during material firing reaches 1600...2300 °C. Therefore, the wear factors of rotary kiln components, their operational parameters, the influence of thermal load on the stress state of such a shell of the furnace housing are a relevant task that requires further study. **Methodology.** When calculating the parameters of the housing of a rotary unit, the thermal deformation of the cross-section of the metal shell in the axial and annular directions, as well as significant thermal expansion of the lining, were taken into account. It was assumed that the temperature changes along the length of the housing, but is constant in each cross-section. The radial expansion of the lining in each arbitrary cross-section was also considered the same. A three-layer shell was considered, the inner layer of which is the inner surface of the lining. **Results.** The proposed mathematical relationships allow determining the influence of temperature on the change in static and geometric values in the lining of the rotating unit housing. **Scientific novelty.** Mathematical relationships have been developed for calculating static and geometric values in the lining of the rotating unit housing. **Practical significance.** The results of the calculations will allow predicting the operation of rotating unit housings and extending their service life.

Keywords: rotating units, rotating furnaces, continuous units, rotating shells, lining temperature, mechanical stresses, thermal load.

References

1. Saxena, J. P. *The Rotary Cement Kiln. Total Productive Maintenance, Techniques and Management*. Boca Raton: CRC Press, 2009. P.336
2. Akwasi, A. *Boateng Rotary Kilns. Transport Phenomena and Transport Processes*. Boston: Butterworth-Heinemann, 2008. DOI: 10.1016/B978-0-7506-7978-8.X0001-5
3. Landfahrer, M., Schluckner, C. et al. Development and application of a numerically efficient model describing a rotary hearth furnace using CFD, *Energy*, vol. 180, pp. 79–89, 2019. DOI: 10.1016/j.energy.2019.04.091
4. Shcherbina, V. Yu. Shvachko, D. H. Pidvyshchennia enerhoefektyvnosti obertovykh teplovykh ahrehativ. [Increasing the Energy Efficiency of Rotary Thermal Units], *Vcheni Zapysky Tavriiskoho Natsionalnoho Universytetu imeni V. I. Vernadskoho. Seriya: Tekhnichni Nauky [Scientific Notes of V. I. Vernadsky Taurida National University. Series: Technical Sciences]*, issue 29 (68), No. 4, part 2, pp. 68–72, 2018.
5. Benslimane, A., Methia, M. Stress analysis of rotating thick-walled nonhomogeneous sphere under thermomechanical loadings, *Forces in Mechanics*, vol. 11, p. 100183, 2023. DOI: 10.1016/j.finmec.2023.100183
6. Kuzio, I. V., Dziubyk, L. V. Vplyv polozhennia heometrychnoi osi na mitsnist' obertovykh ahrehativ" ["Effect of Geometric Axis Position on the Strength of Rotary Units"], *Visnyk Natsionalnoho Universytetu "Lvivska Politehnika" [Bulletin of the National University "Lviv Polytechnic"]*, No. 588, Dynamics, Strength, and Design of Machines and Devices, pp. 53–57, 2007.
7. Kuzio, I. V., Dziubyk, L. V., Yefremov, I. Rozrakhunok pruzhnykh deformatsii opor ta tochnist' diahnostuvannia obertovykh pechei [Calculation of Elastic Deformations of Supports and the Accuracy of Rotary Kiln Diagnostics], *Zbirnyk Naukovykh Prats: Haluzeve Mashynobuduvannia, Budivnytstvo [Collection of Scientific Works: Industrial Engineering, Construction]*, vol. 3, issue 3(25), p. 135, 2009.
8. Kuzio, I. V., Sholovii, Yu. P., Maherus, N. I. Rozrakhunok na mitsnist korpusiv obertovykh ahrehativ // Avtomatyzatsiia vyrobnychych protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni: ukrainskyi mizhvidomchyi nauko-tekhnichnyi zbirnyk. 2024. Vyp. 58. S. 31–37. DOI: <https://doi.org/10.23939/istcipa2024.58.031>