

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ РОБОЧОГО ОРГАНУ ВІДЦЕНТРОВОГО МЛИНА

*Б. В. Виноградов, І. О. Осташко, Д. О. Федін, Державний вищий навчальний заклад
"Український державний хіміко-технологічний університет", Україна*

Представлені результати аналізу напруженого стану робочого органу відцентрового млина. Виявлено небезпечні перерізи та вплив геометричних і технологічних параметрів на кількісні показники напруження в цих перерізах.

Відцентрові млини знаходять широке застосування для подрібнення різних матеріалів в багатьох галузях промисловості [1].

Основними елементами більшості відцентрових млинів є робочий орган, що містить бильні елементи у вигляді лопатей та відбійники, при цьому велика частина енергії витрачається на розгін матеріалу. Тому основне подрібнення матеріалу відбувається за рахунок удару [2]. В той же час відомо, що тонке подрібнення відбувається за рахунок сил тертя.

Запропоновано нову конструкцію відцентрового млина рис.1 для подрібнення неабразивних сипких матеріалів, таких як твердий залишок піролізу зношених шин. Особливістю запропонованого млина є конструкція робочого органу та спосіб відвантаження готового продукту, який дозволяє суттєво знизити питомі енерговитрати на процес подрібнення, а також проводити класифікацію готового продукту. Схема відцентрового млина представлена на рис. 1

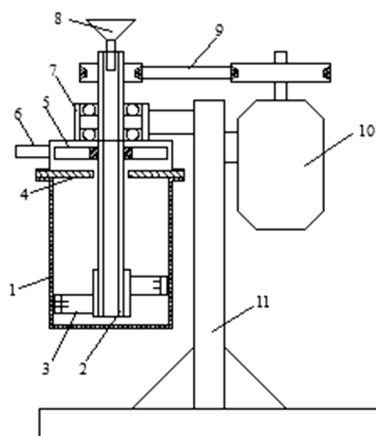


Рис. 1 Відцентровий млин: 1 – помольна камера; 2 – полий вал; 3 – робочий орган; 4 – класифікуюче кільце; 5 – крильчатка; 6 – вихідний патрубок; 7 – підшипниковий вузол; 8 – завантажувальна воронка; 9 – ремінна передача; 10 – двигун; 11 – стійка.

В даній конструкції млина подрібнення матеріалу відбувається як за рахунок удару так і за рахунок стирання. При цьому руйнування великих частинок >100 мкм відбувається за рахунок ударної взаємодії з робочим органом у периферійній зоні, а руйнування частинок <100 мкм відбувається за рахунок взаємного тертя матеріалу та тертя його з робочим органом та стінками камери.

Однією з важливих задач при проектуванні відцентрового млина є вибір конструкції і геометричних параметрів робочого органу виходячи з вимог до його міцності та надійності. Саме тому необхідним є визначення небезпечних перерізів та значень напружень в них при різних режимах роботи.

В роботі [3, 4] були обґрунтовані раціональні параметри робочого органу з точки зору продуктивності та питомих енерговитрат. В той же час в цих роботах не було, зроблено

дослідження напруженого стану робочого органу у процесі подрібнення та методу розрахунку його на міцність. В роботі [5] представлено методику для визначення моменту опору на робочому органі.

Робочий орган відцентрового млина є пружним тілом складної просторової конфігурації (рис. 2 а, б).

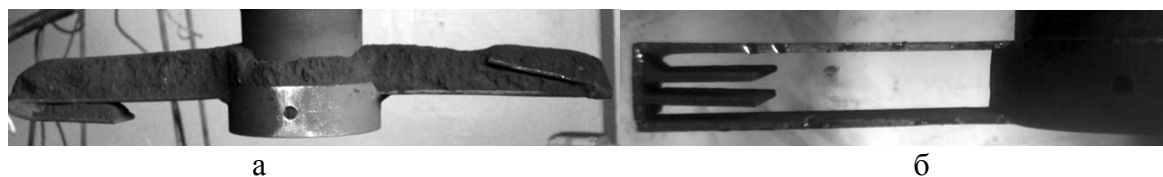


Рис. 2 Конфігурації робочого органу відцентрового млина.

При обертанні навколо осі вала тіло знаходиться під дією статичних (сила ваги) та динамічних сил (сили інерції та момент опору зовнішнього середовища). Складність розрахунку обумовлена як складною формою тіла, так і тим, що момент опору є нерівномірно розподіленим навантаженням, форма якого визначається експериментально і діє воно у площині обертання тіла. Таким чином тіло знаходиться під дією просторової системи сил у складному напруженому стані.

Існуючі на даний час аналітичні методи розрахунку напруженого стану (наприклад метод характерних перетинів) базуються на значній схематизації фізичних властивостей матеріалу та геометричних параметрів тіла і не дозволяють врахувати такі особливості напруженого стану як концентрація напружень та різноманітні крайові ефекти. З іншого боку вони дають достатньо точні результати на простих моделях та можуть бути використані для перевірки адекватності більш сучасних та потужних чисельних методів, зокрема методу кінцевих елементів.

На рис. 3 приведено схему робочого органу простої конфігурації. Геометричні параметри становлять $L=0,12$ м; $H=0,008$ м; $l=0,028$ м; $b=0,002$ м; $a=0,03$ м;

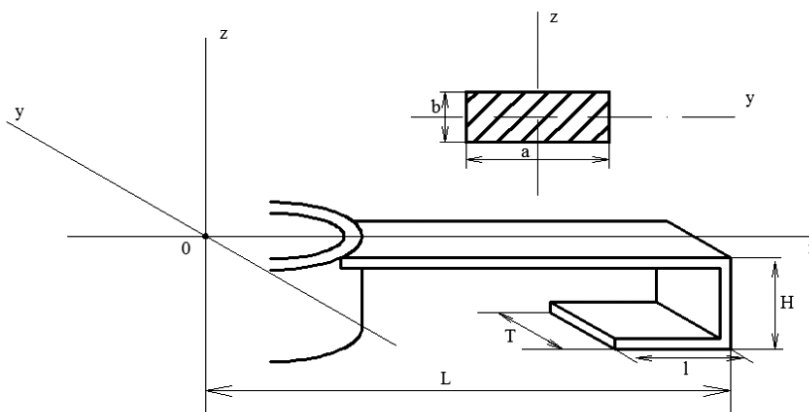


Рис. 3 Схема робочого органу відцентрового млина простої конфігурації

Оскільки тіло робочого органу відцентрового млина є суцільним та має постійний поперечний перетин, його можливо уявити стержньовою системою, нехтуючи силами ваги, які набагато менші за сили інерції, розрахункову схему представимо на рис. 4.

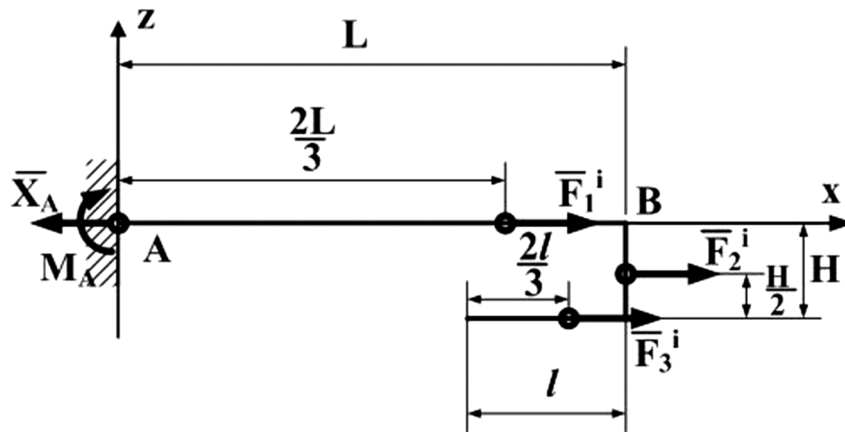


Рис. 4 Розрахункова схема робочого органу простої конфігурації

Тіло знаходиться у стані розтягання та згинання з небезпечним перерізом у точці **B**, напруження в якому дорівнює:

$$\sigma = \frac{N_p}{A} + \frac{M_p}{W_z},$$

де N_p – розрахункове значення повздовжньої сили в перерізі B, Н;

A – площа поперечного перерізу тіла, (м²);

M_p – розрахункове значення згинального моменту в перерізі B, Н·м;

W_z – момент опору перерізу, (м³).

Розраховане таким чином напруження у небезпечному перерізі складає 180,3 МПа.

Розрахунок напруженого стану методом кінцевих елементів проведено з використанням програмного комплексу SolidWorksSimulations. Розрахункову схему створено за рахунок просторового моделювання тіла за даними вимірів. Матеріал тіла – проста вуглецева сталь [σ] = 180МПа, модуль пружності ϵ = 200МПа. Збіжність розв'язку досягнуто використанням адаптивного методу розрахунку.

На рис. 5 приведено тривимірну епюру розподілу нормального напруження по об'єму тіла. З епюри видно, що небезпечним перерізом є перегин пластини. Для кутової швидкості 512 с⁻¹ максимальне напруження склало 194.5МПа. Різниця між значеннями напружень, отриманих обома методами склала 7.3%. Окрім того видно, що напруження у перерізі розподілено нерівномірно. Максимальне значення напруження спостерігається по середині пластини, мінімальне – по краях.

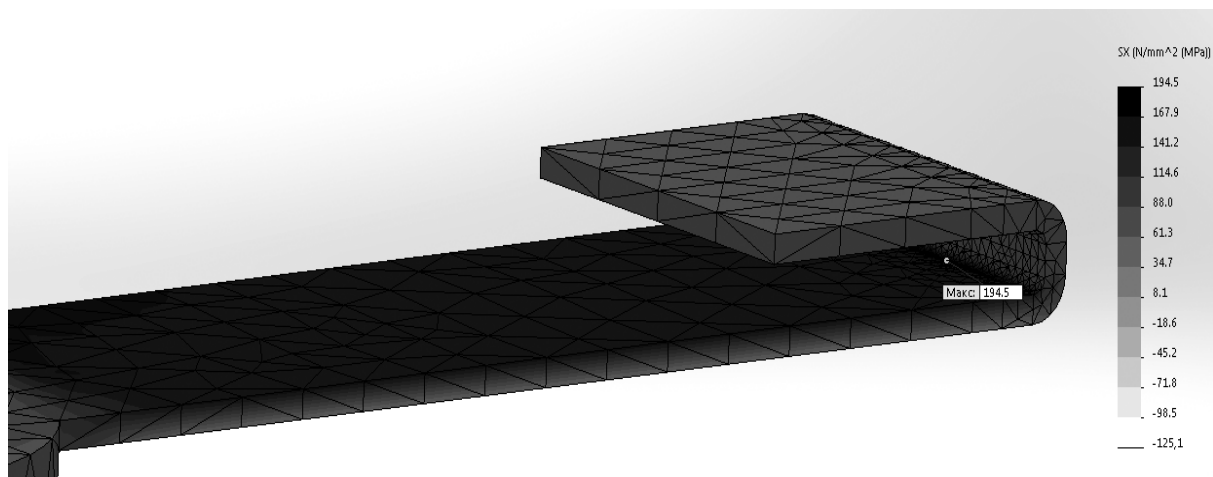


Рис. 5 Епюра нормальних напружень у робочому
Окрім того показано, що кінцево-елементна модель достатньо адекватна і може бути

використана для розрахунку більш складних конструкцій робочого органу з врахуванням опору середовища.

Аналіз отриманих даних дозволив розробити більш міцну та ефективну конструкцію робочого органу (рис. 2, б). Замкнений контур дозволяє знизити згинальний момент у небезпечному перерізі при незначному підвищенні металоємності, що збільшує діапазон робочих частот роботи млина, та збільшити ефективність подрібнення за рахунок розташування додаткових бильних елементів в області інтенсивного подрібнення.

Складна форма тіла та особливості навантаження не дозволяють дослідити напружений стан методом характерних перерізів. Для розрахунку на міцність використано розроблену кінцево-елементну модель та апробований метод розрахунку. Модель враховує як інерційну складову навантаження, так і момент опору середовища, який складає:

$$M_o = \xi \cdot \rho_c \cdot (1 + 0.03 \cdot \frac{d_{cp}}{d_{40}}) \cdot 1.148 \cdot \omega_p$$

де ρ_c – щільність середовища, у якому обертається робочий орган (кг/м³); ξ – коефіцієнт лобового опору; ω_p – кутова швидкість ротора; d_{cp} – середній діаметр частинок у помольній камері; d_{40} – діаметр частинок 40 мкм.

На рис. 6 приведено тривимірну епюру розподілу нормальних напружень при врахуванні лише сил інерції, а на рис.7.

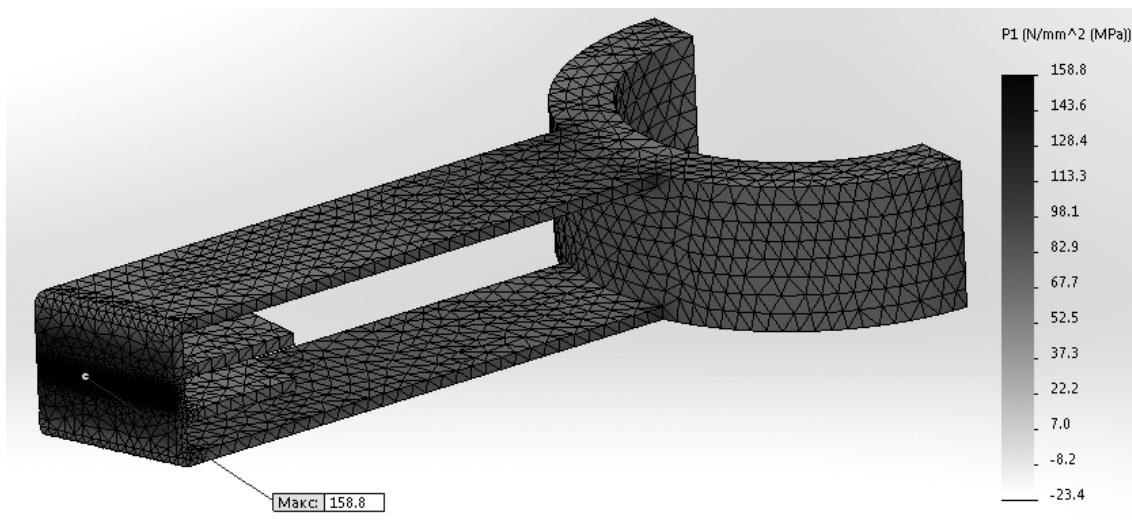


Рис. 6 Епюра нормальних напружень у робочому органі з 4 бильними елементами при врахуванні лише сил інерції (кутова швидкість 512 с⁻¹)

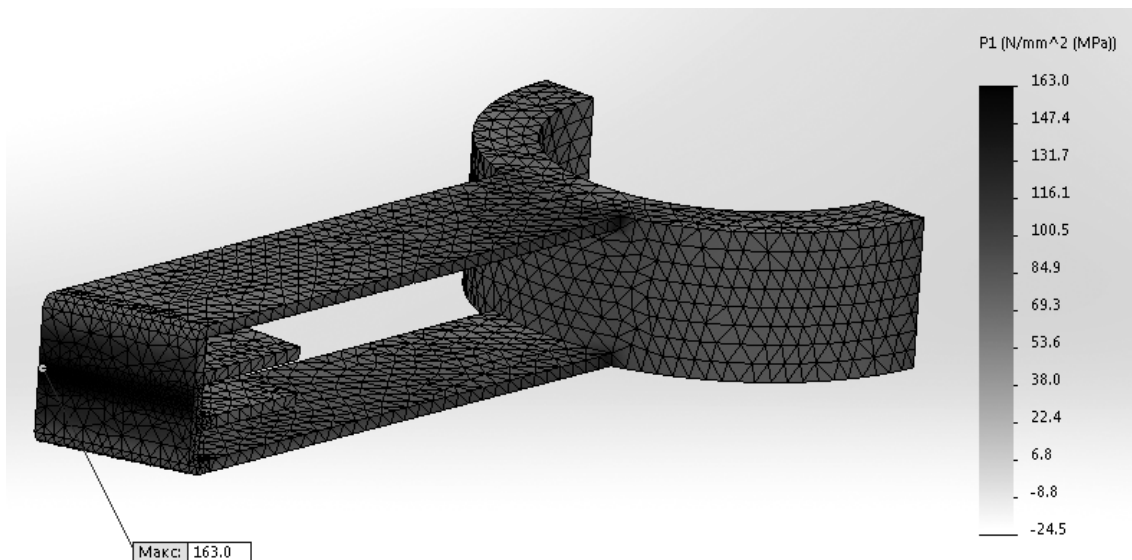


Рис. 7 Епюра нормальних напружень у робочому органі з 4 бильними елементами при врахуванні як сил інерції так и нормального моменту опору, що діє у процесі подрібнення (кутова швидкість 512 c^{-1}).

З епюри видно, що використання розробленої конструкції дозволяє збільшити діапазон робочих швидкостей млина. При кутовій швидкості 512 c^{-1} максимальне напруження склало 163 МПа. Критична швидкість обертання робочого органу складає 5184 об/хв.

Висновки

1. Тестові розрахунки на прикладі робочого органу простої конструкції підтвердили адекватність запропонованої методики розрахунку робочого органу методом кінцевих елементів.
2. Аналіз напруженого стану робочого органу відцентрового млин під дією відцентрових сил та сил взаємодії його з матеріалом, що подрібнюється, показав ефективність замкнутої конструкції робочого органу.

Список літератури

1. Оборудование и технологии для обеспечения процессов дробления, измельчения, разделения (классификации), фильтрования и др. // Рекламные проспекты: НПО Центр.-Республика Беларусь.- 1998.
2. Перевалов В. С., Бардовский А. Д., Кряжев Н. М. Оптимизация формы рабочей поверхности разгонных роторов центробежной мельницы // Материалы сорокового симпозиума «Моделирование в механике» в Силезском техническом университете - Польша, 2001 - №17-0.157-162.
3. Осташко, И.А. Анализ прочности S-образного рабочего органа центробежной мельницы [Текст] / И.А. Осташко // Вопросы химии и химической технологии. – 2010. – №2. – С. 150-152.
4. Виноградов Б.В., Осташко И.А. Об энергетических характеристиках центробежных мельниц с S-образным рабочим органом // Вістник НТУ «ХПІ». – 2009. – № 25. – С.164-169.
5. Осташко І.О. Динаміка механічної системи відцентрового млина [Текст] / І.О. Осташко, Б.В. Виноградов // Вопросы химии и химической технологии. – 2011. – №6. – С. 218-220.