

УДК 621.86

О. Ляшук, д.т.н., проф., І. Гевко, д.т.н., проф., Ю. Пиндус, к.т.н., доц., О. Третяков, к.т.н., О. Лах

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ОПТИМІЗАЦІЯ ГЕОМЕТРІЇ ШПОНОЧНОГО ПАЗУ ВАЛА ЕКСТРУДЕРА

O. Lyashyk, Dr., Prof., I. Gevko, Dr., Prof., Yu. Pyndus, PhD., Assoc. Prof., O. Tretyakov, PhD., O. Lah

Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ukraine

OPTIMIZATION OF THE GEOMETRY OF THE EXTRUDER SHAFT KEY GROOVE

Abstract. The work is devoted to increasing of the durability of technological equipment elements, forecasting of the resource and diagnostics of failures of the technical system. The basic regularities are analyzed and causes of the failure of the extruder's working body shaft are determined. For torque values $M = 40.74 - 64.37 \text{ N}\cdot\text{m}$ and of the extruder's working body shaft, the stress-strain state of the contact surfaces of the keyhole of the extruder's shaft is calculated by the method of three-dimensional finite element modelling.

Вступ. Підвищення довговічності вузлів технологічного обладнання, прогнозування ресурсу та діагностування відмов технічної системи є важливими науковими та інженерними завданнями [1]. Такі заходи є особливо важливими для екструдерів, які працюють за умов значних технологічних навантажень, що спричиняє зношення їх робочих органів та можливість втомного руйнування окремих деталей.

Також відомі випадки руйнування валів робочого органу екструдера, які зумовлені дефектами, що виникають під час експлуатації і слугують джерелом зародження і поширення тріщин до критичних розмірів [2-5]. Це вимагає підвищеної уваги та проведення додаткових досліджень і достовірнішого оцінювання втомної довговічності валів.

Обчислення міцності та ресурсу валів привода використовують підходи лінійної механіки руйнування [6, 7]. Вони дозволяють створити розрахункові моделі для інженерного аналізу вузлів «вал робочий орган» екструдера та оптимізувати їх параметри [8].

Дана робота стосується визначення напружено-деформований стан (НДС) контактних поверхонь шпоночної канавки вала екструдера методом тривимірного скінченноелементного моделювання.

Метою роботи є дослідження напружено-деформований стан (НДС) контактних поверхонь шпоночної канавки навантаженого вала екструдера та запропонувати спосіб їх зменшення шляхом змін конструкції вала екструдера.

Умови експлуатації екструдерів та їх несучих деталей. Отримання виробів високої якості (кормова суміш) можливе за стабільної роботи екструдера у рівноважному режимі. Проте, на практиці існує ряд факторів, які впливають на продуктивність екструдера та кількість виготовленого екструдату. Тому, більшість екструзійних установок має коефіцієнт корисної дії 45-75% за задовільної якості екструдату.

В роботі досліджено установку для приготування кормової суміші [9] (рис. 1 а, б) у вигляді рами на якій знизу жорстко закріплено електродвигун з приводом, а у верхній частині приводу встановлено маховик з шківом і валом робочого органу.

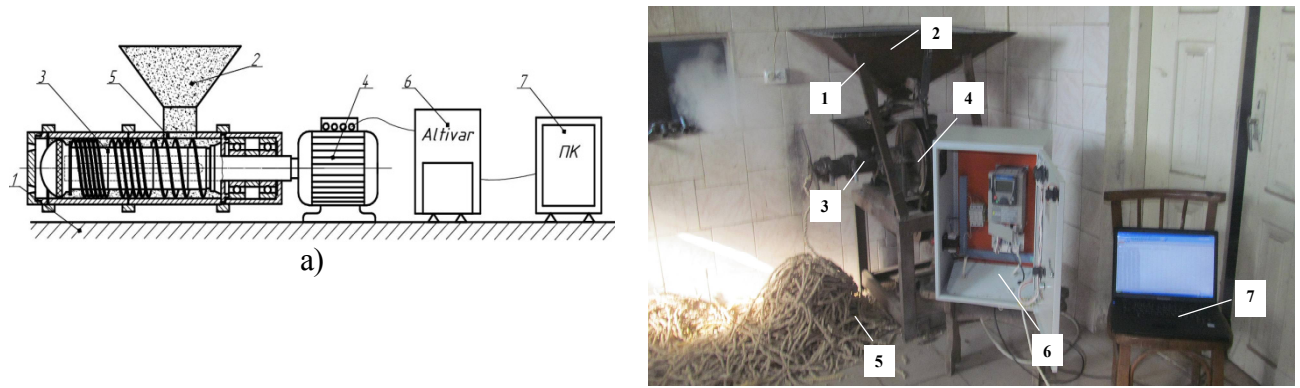


Рис. 1. Конструктивна схема для виготовлення кормової суміші а) загальний вигляд експериментальної установки гвинтового пружного екструдера б) 1 - рама; 2 - бункер; 3 - секції шнеків; 4 - привід маховика; 5 - сипучий матеріал; 6 – Altivar 71; 7 – персональний комп'ютер

Якість готового виробу знаходиться у тісному взаємозв'язку з продуктивністю і залежить від конструктивних особливостей робочих органів екструдера, рис. 2 а, б.



Рис. 2. Робочий орган екструдера – а, вал – б та поверхня зламу валу – в; А - місце зародження тріщини

Механізми руйнування валу. За аналізом поверхні зламу зруйнованого валу виявлено що тріщина має втомну природу та зародилась зі шпоночного пазу. Слід зазначити, що тріщина має достатньо гладку поверхню не типову для циклічного навантаження за достатньо великого крутного моменту. Це свідчить про те що руйнування відбулося за досягнення тріщиною граничної довжини [10]. Сучасний рівень знань про природу накопичення пошкоджень тривало експлуатованих конструкцій дозволяє встановити кілька причин руйнування конструкції.

Результати досліджень. Одним з найбільш ефективних сучасних підходів, що стосуються оцінки НДС елементів конструкцій робочого органу екструдера (рис. 2 б, в) є використання методу скінченних елементів (МСЕ). Зміст даного методу полягає в описі досліджуваного тіла деякою моделлю, котра представляє собою сукупність елементів зі скінченною кількістю ступенів свободи [2]. НДС контактних поверхонь шпоночної канавки навантаженого валу обчислювали методом скінченних елементів з використанням програмного комплексу ANSYS у пружній постановці. Матеріал

вважали ізотропним. Модуль пружності сталі приймали рівним $E = 2 \times 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуасона $\nu = 0,3$.

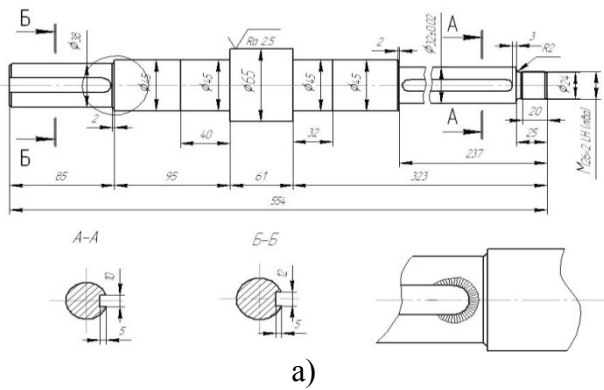


Рис. 3. Ескіз вала робочого органу екструдера: а) та загальний вигляд вала робочого органу екструдера б)

Для дискретизації твердотільної моделі вала використовували тривимірний скінченний елемент SOLID186 з двадцятьма вузлами (у тому числі проміжними), який може трансформуватися і набувати призматичної, пірамідальної та тетраедральної форм, що підходить для моделювання твердотільних моделей складних форм. Вказаний елемент має три степеня вільності і володіє властивостями пружності, пластичності, повзучості, гіперпружності. Дискретизовану скінченними елементами SOLID186 модель вала із шпонками подано на рис. 4а. На поверхнях контакту шпонки та канавки скінчено елементну сітку згущували до розмірів 0,24 мм яка представлена на рис. 4 б).

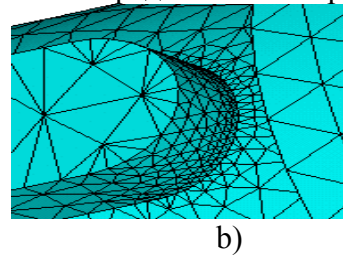
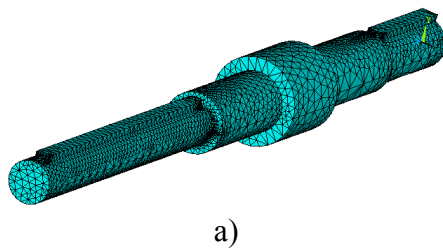


Рис. 4. Скінченноелементна модель вала: а) модель з суміщеними з канавками шпонками; б) згущення скінченноелементної сітки на поверхні контакту шпоночної канавки

На рис. 5 представлено розрахунок поля інтенсивності напружень на ребрі шпонової канавки навантаженого вала. Інтенсивність напружень оцінювали вздовж вказаної на рис. 6 лінії l .

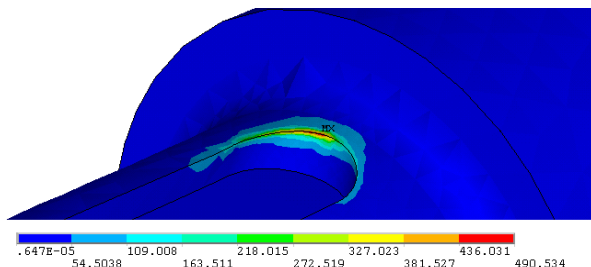


Рис. 5. Поле інтенсивності напружень на ребрі шпонової канавки навантаженого вала

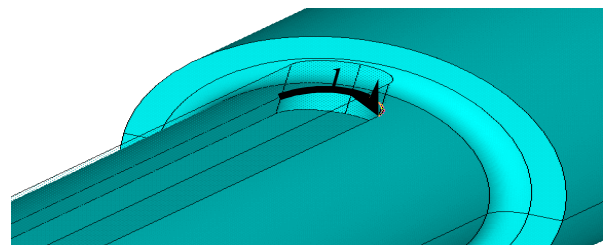


Рис. 6. Лінія l уздовж ребра шпонової канавки, де виникають найбільші експлуатаційні напруження

Значення крутних моментів знаходяться $M = 40.742 \dots 64.372$ (кН·М) та відповідних тисків на поверхню шпонки $\sigma = 6.86 \dots 10.84$ (МПа)

Результати розрахунків та їх обговорення. Виявлено, що радіус заокруглення шпоночного пазу зумовлює концентрацію напружень для галтелей 3.0 та 5.0 мм. При цьому слід враховувати, що зменшення радіусу концентратора зменшує об'єм навантаженого металу. Це важливо для експлуатаційних умов оцінювання технічного стану конструкції. Відомо що окрихчюча дія концентраторів напружень зумовлена не лише перенапруженнями які вони створюють в локальних зонах, але й деформаційним зміцненням, як наслідком силового впливу.

Слід зазначити, що у даному випадку значення параметрів напружено-деформованого стану були визначені МСЕ. Перевагою використаного МСЕ полягає насамперед у тому, що він дозволяє одержати та візуалізувати розподіли напружень. Нижче подані криві відповідно крутних моментів (тисків на шпонку робочого органа екструдера) рис. 7.

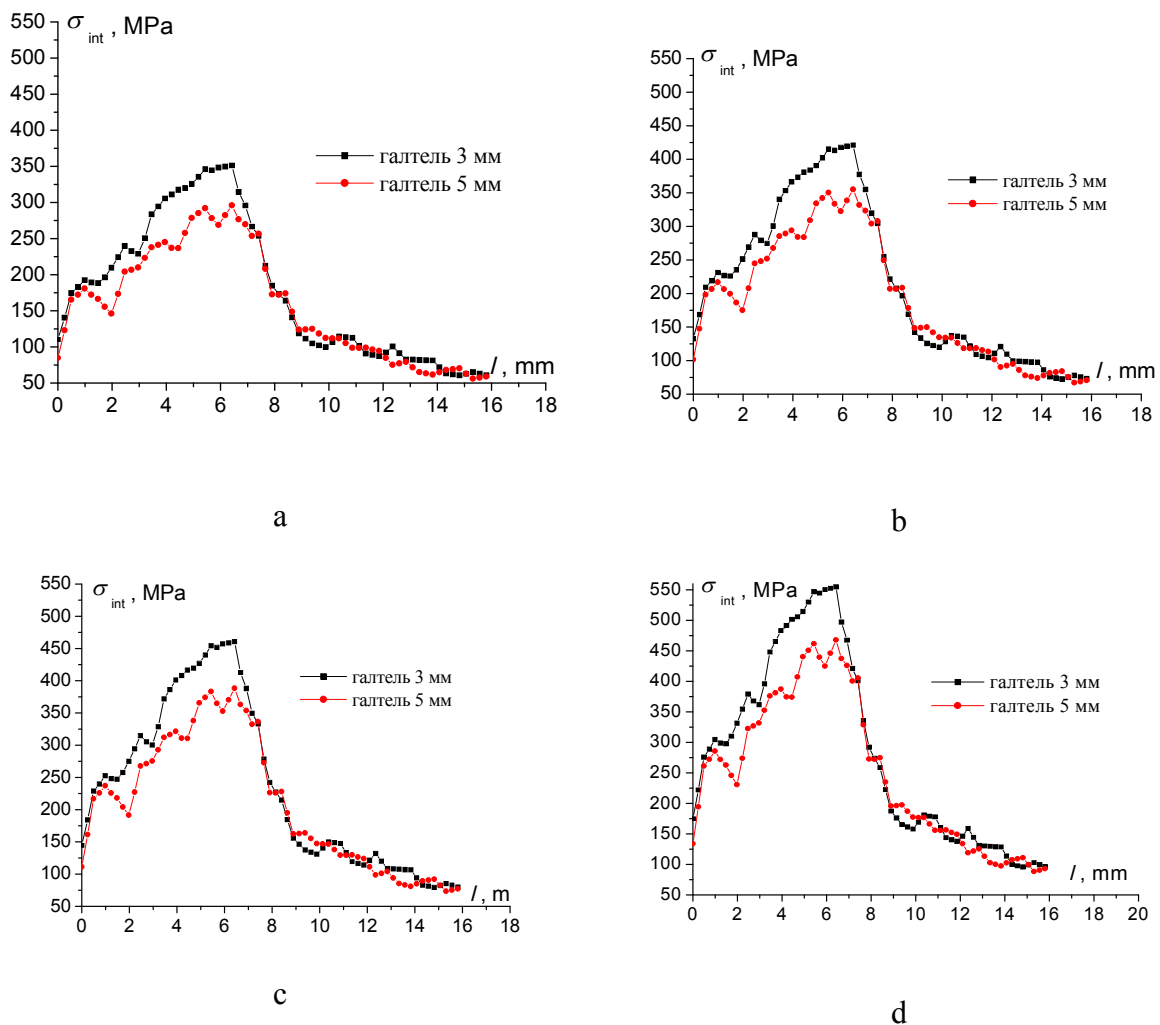


Рис. 7. Розподіл інтенсивності напружень σ_{int} уздовж лінії l за крутного моменту: 40,74 (6,86 МПа) – а; 48,89 (8,23 МПа) – б; 57,04 (9,61 МПа) –с; 64,37 (10,84 МПа) – д

Проаналізовано основні закономірності та встановлено причини руйнування вала робочого органу екструдера. Це дозволило виконати скінченно-елементне моделювання його навантажування та оцінити вплив крутного моменту двигуна на концентрацію напружень в шпоночному пазу вала.

Збільшення крутного моменту вала робочого органу екструдера спричиняє лінійне збільшення максимального значення інтенсивності напружень $\sigma_{int(max)}$ на ребрі шпоночної канавки. Збільшення віддалі від галтелі до шпонкової канавки на 2 мм призводить до зменшення максимальних напружень на ребрі шпонкової канавки на 15,72 %. У перспективі варто оцінити період зародження втомної тріщини у місці виникнення максимальних напружень з використанням кривої втоми Веллера.

Література.

1. S. Cicero, R. Cicero, R. Lacalle, G. Diaz, D. Ferreño Failure analysis of a lift gear shaft: Application of the FITNET FFS procedure fatigue module // Engineering Failure Analysis, 2008, Vol. 15, Issue 7, P. 970-980.
2. Giuseppe P. The finite–element method, Part I. / Giuseppe P. // Antennas and Propagation Magazine, IEEE. – 2007. – P. 180–182.
3. Zerbst U., Maedler K., Hintze H. Fracture mechanics in railway applications – an overview. Fract. Mech.-2005.-72.- P.163-194.
4. Smith R. A. and Hillniansen S. A brief historical overview of the fatigue of railway axles// Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. - Professional Engineering Publishing Proc. – 2004. - Vol.218, No4. – P.267-277.
5. Gravier N., Viet J-J., Leluan A. Predicting the life of railway vehicle axles// Proceedings of the 12th International Wheelset Congress, 1998, Quigdao, China, 1998. - P. 133-146.
6. Zerbst U., Vormvald M., Andersch C. et al. The development of a damage tolerance concept for railway components and its demonstration for a railway axle// Eng. Fract. Mech.-2005.-72.- P.209-239.
7. Jian Ping J., Guang M. Investigation on the failure of the gear shaft connected to extruder // Engineering Failure Analysis, (2008) 15 (4) , pp. 420-429.
8. ANSYS, SAS IP, Inc., Ansys Help System, Mechanical APDL, Theory reference.
9. Патент на корисну модель № 109801. Україна, В30В 11/00, А23К 40/20 (2016.01). Установа для формування кормових брикетів / Ляшук О. Л.; Дячун А. Є.; Бадищук В. І.; Дмитренко В.П.. (Україна). – u201601809. Заявл. 25.02.2016.; Опубл. 12.09.2016р., Бюл.№17.- 5с.
10. S. S. Pelaseyed, F. Mashayekhi, A. Movahedi-Rad Investigation of the Shaft Failure Connected to Extruder, Journal of Failure Analysis and Prevention, 2015, Volume 15, Issue 6, pp 775–781.