

Балицька Н.О., к.т.н.
Глембоцька Л.Є., асистент
Мельник О.Л., к.т.н.
Ільчук Р.Ю., студент

Житомирський державний технологічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ПЛОЩІ ЗРІЗУ ПРИ СТУПІНЧАТОМУ ТОРЦЕВОМУ ФРЕЗЕРУВАННІ В СЕРЕДОВИЩІ SOLIDWORKS MOTION

Для торцевих фрез із ступінчастими схемами різання і безвершинними різальними кромками задача визначення площі зрізу викликає труднощі, тому залишається невирішеною. Величину площі зрізу виміряти безпосередньо неможливо по причині усадки стружки, тому запропоновано вирішити дану задачу шляхом імітаційного моделювання в середовищі SolidWorks Motion.

Для виконання імітаційного моделювання розроблена твердотільна збірна модель ступінчастої торцевої фрези та заготовки (рис. 1). Адаптація моделі для визначення площі зрізу полягала у погашенні не важливих (з точки зору аналізу) деталей збірки та заміні їх новими спряженнями для визначення необхідного взаємного положення елементів.

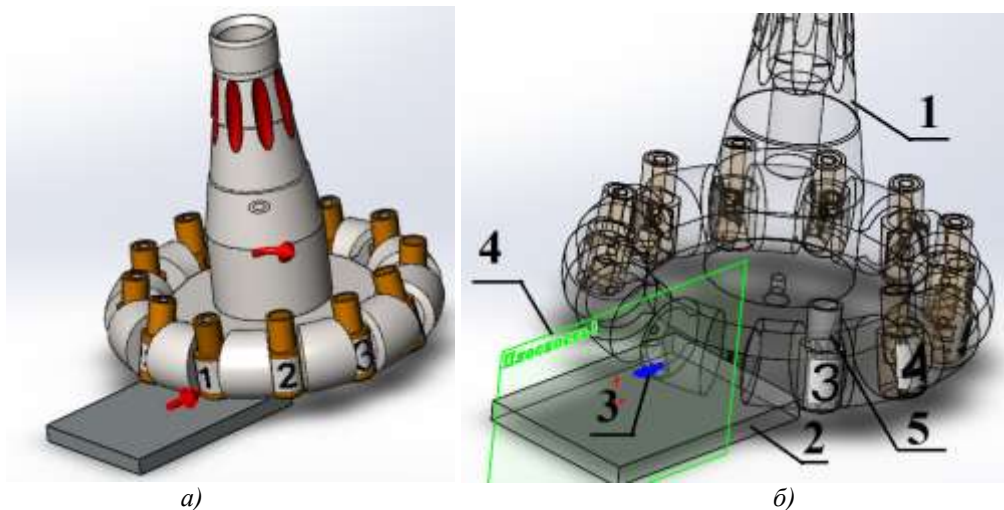


Рис. 1. Загальний вигляд імітаційної моделі (а) та створення ескізу в контексті збірки (б):
1 – фреза; 2 – заготовка; 3 – ескіз з проєкцій різальних кромок; 4 – допоміжна площина;
5 – різальний елемент з індивідуальним номером

Імітація взаємного переміщення заготовки та фрези реалізувалася двома двигунами: лінійним (імітує подачу заготовки) та обертовим (імітує обертання фрези). Швидкість руху лінійного двигуна становила 1,33 мм/с (що відповідає подачі заготовки $s=80$ мм/хв); частота обертання лінійного двигуна становила 200 об/хв. В параметрах дослідження руху встановлено 1500 кадрів в секунду при тривалості дослідження 0,15 секунди (час, за який фреза робить пів оберту).

Для зміни атрибутів відображення компонентів збірки використовувалися ключові точки на тимчасовій шкалі MotionManager (інтерфейс на базі часової шкали). Разом з тим, за допомогою ключових точок на шкалі MotionManager встановлювався точний час (мінімально можливий крок переміщення ключових точок становить 10^{-9} сек) зупинки анімації руху для побудови ескізу.

В моменти часу дослідження, коли по чергово центри плоских граней різального елемента співпадають з допоміжною площиною (рис. 2, а), створені проєкції різальних кромок на допоміжні площини (рис. 2, б).

Для визначення площі зрізу одержаний ескіз (рис. 2, б) редагувався шляхом відрізання зайвих елементів для формування поперечного перерізу зрізу (рис. 3). На основі геометрії ескізу програмний продукт SolidWorks визначав площу з вказаною точністю у вказаних одиницях (рис. 3).

З іншої сторони отримати значення площі зрізу можливо і без використання модуля Motion. Інший спосіб полягає в наступному: в моделі побудовані точки (допоміжна геометрія) в центрах циліндричних плоских граней різальних елементів, для кожної з точок сформовані спряження «Совпадение» з допоміжними площинами на котрих будуються фігури зрізів при імітації руху подачі заготовки за допомогою зміни значення спряження «Расстояние». Спряження «Совпадение» в кожен момент часу погашені для 11 ножів, а для 12-го ножа висвітлені. При цьому вісь фрези (рис. 3, поз. 1) співпадає з допоміжною віссю збірки (рис. 3, поз. 2). Остання в свою чергу є паралельною вертикальній зафіксованій осі 4, котра знаходиться в допоміжній площині 3. Імітація подачі відбувається шляхом зміни значення спряження відстань (рис. 3, поз. 5).

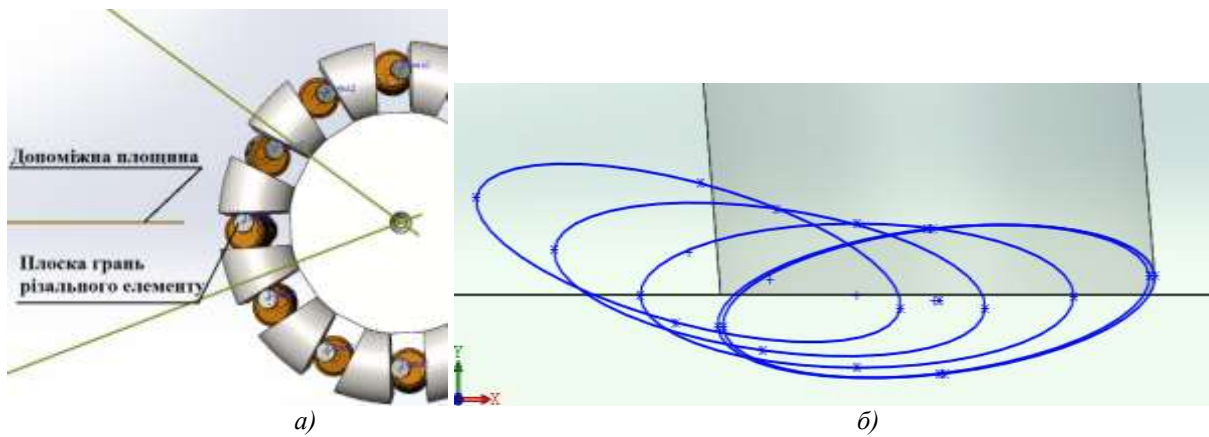


Рис. 2. Формування ескізу шляхом проєкціювання різальних кромок на допоміжну площину: а – положення різального елемента для проєкціювання; б – проєкції сукупності різальних кромок

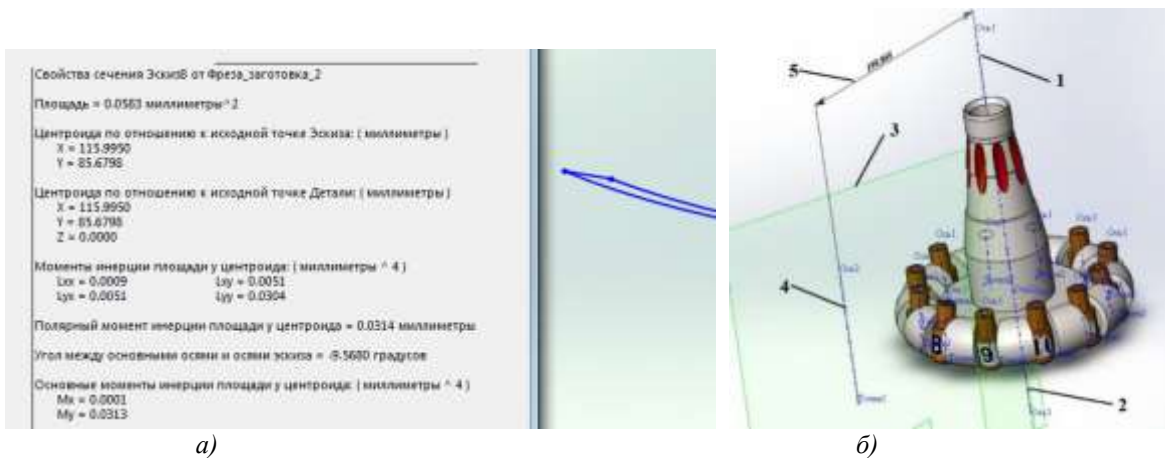


Рис. 3. Визначення характеристики поперечного перерізу зрізу: 1 – допоміжна рухома вісь в збірці; 2 – допоміжна вісь фрези; 3 – площина для формування проєкційних ескізів; 4 – зафіксована допоміжна вісь в збірці; 5 – спряження відстань для імітації руху подачі

Автоматизація процесу формування проєкційного ескізу відбувалася з допомогою дослідження руху у функціональному варіанті «Анимация». Для цього маркер часу переміщався в необхідне положення на часовій шкалі та створювалися ключові точки для керування спряженнями. В першу чергу формувалися ключові точки для спряження «Расстояние» (рис. 3., поз. 5). Різниця значень спряження «Расстояние» в двох сусідніх ключових точках є рівною подачі на зуб фрези. За рахунок цього імітується подача фрези. Обертання та точна фіксація фрези реалізується погашенням та висвітленням спряження «Совпадение» для різальних елементів та допоміжної площини (рис. 3, поз. 3). Маркер часу почергово суміщався з ключовими точками спряження «Расстояние» і створювалися ключові точки для спряження «Совпадение», наприклад, для різального елемента з порядковим номером 1 спряження переводилося в погашений стан, а спряження «Совпадение» для елемента з порядковим номером 2 висвітлювалось. В такому положенні будувалися проєкційні ескізи в контексті збірки за якими були визначені площі зрізів.

Таким чином, розроблені методики дозволяють визначати площі зрізів для процесу фрезерування торцевими фрезами фактично будь-яких конструкцій. Використовуючи розроблені методики можна отримати фігури зрізів при різних положеннях ножа фрези: при вході в заготовку; в площині, яка проходить через вісь фрези і є паралельною руху подачі; в площині, яка співпадає з віссю фрези та на виході із контакту з заготовкою. Розроблені методики також можуть бути застосовані для визначення об'ємів зрізів ножів торцевих фрез з різноманітними схемами різання.

Гайченя Б.Б., студент
Глембоцька Л.Є., асистент
Мельник О.Л., к.т.н.
Отаманський В.В., асистент
Свідзінський О.Б., студент
Житомирський державний технологічний університет

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЗРІЗУВАННЯ МАТЕРІАЛУ ПРИ ФРЕЗЕРУВАННІ СТУПІНЧАТОЮ ТОРЦЕВОЮ ФРЕЗОЮ ВИКОРИСТОВУЮЧИ ІНСТРУМЕНТАРІЙ SOLIDWORKS

В даній роботі представлено розроблену методику моделювання об'єму зрізу кожною ступеню торцевої ступінчастої фрези, а також вирішено наукову задачу по визначенню конкретних значень об'єму зрізу шляхом імітаційного моделювання процесу зрізання шару матеріалу в середовищі SolidWorks Motion.

Методом твердотілого моделювання в SolidWorks розроблена модель ступінчастої торцевої фрези та заготовки (рис. 1).

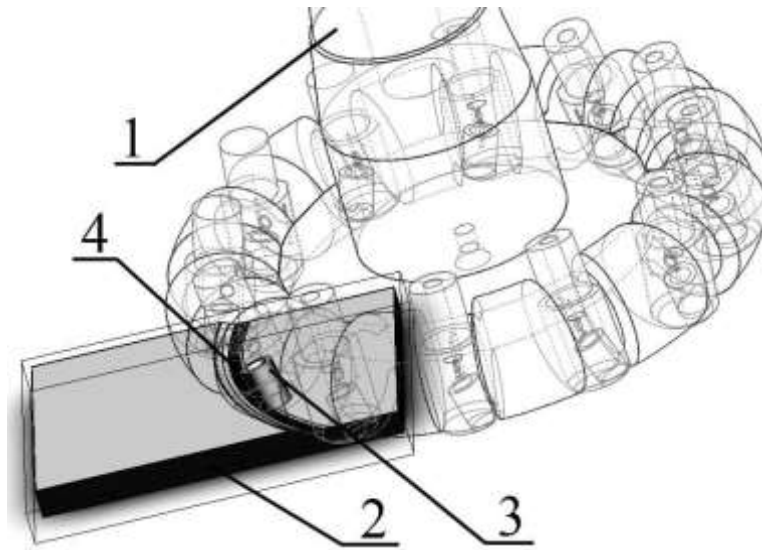


Рис.1. Загальний вигляд імітаційної моделі:

1 – фреза; 2 – заготовка; 3 – різальний елемент; 4 – результат імітації зрізу матеріалу.

Використовуючи інструмент «Аналізувати» система SolidWorks з вказаною точністю визначає ряд розмірно-масових (зокрема і об'єм) та розмірно-інерційних характеристик будь-якої деталі. В даному випадку предметом аналізу виступав об'єм заготовки: після імітації послідовного видалення об'єму матеріалу кожною ступеню фрези, визначається зміна об'єму всієї деталі. Різниця об'єму до зрізу та після і буде шуканим об'ємом зрізаного шару конкретним ступенем.

Для імітації зняття об'єму матеріалу з заготовки ступінчастою фрезою розроблена методику, в котрій можна виділити наступні етапи:

1. Розробка деталей твердотілої моделі торцевої фрези та заготовки, формування збірки торцевої фрези із забезпеченням визначеного положення різальних кромки у відповідності з схемою різання;

2. Формування дослідження руху в модулі Motion:

2.1. Призначення лінійного двигуна для імітації руху подачі - швидкість руху 1,33 мм/с, що відповідає подачі заготовки $s=80$ мм/хв;

2.2. Призначення обертового двигуна - частота обертання двигуна становила 200 об/хв;

2.3. Встановлення параметрів дослідження руху, встановлено 2000 кадрів в секунду при тривалості дослідження 0,25 секунди;

3. Розрахунок дослідження у варіанті «Аналіз движенья»;

4. Побудова епюри «Путь отслеживания» для допоміжної точки, котра розташована в центрі задньої поверхні різального елемента, перетворення епюри «Путь отслеживания» для кожної ступені у відповідні криві ескізів (рис. 2 «Направление(Эскиз-5-1)»);

5. В початковому положенні фрези для кожного різця побудовано проєкції різальних кромки на площини, котрі проходять через вісь обертання фрези та є паралельними напрямку руху подачі (рис. 2 «Профиль(Эскиз-5)»);

6. Використано інструмент «Вырез по траектории» у якому в якості профілю обрано ескіз проєкції різальної кромки та вибрано ескіз з шляху слідкування як маршрут для вирізання по траєкторії;

7. За допомогою інструменту «Анализировать» здійснено визначення об'єму заготовки після імітації зрізання об'єму матеріалу (рис.3).

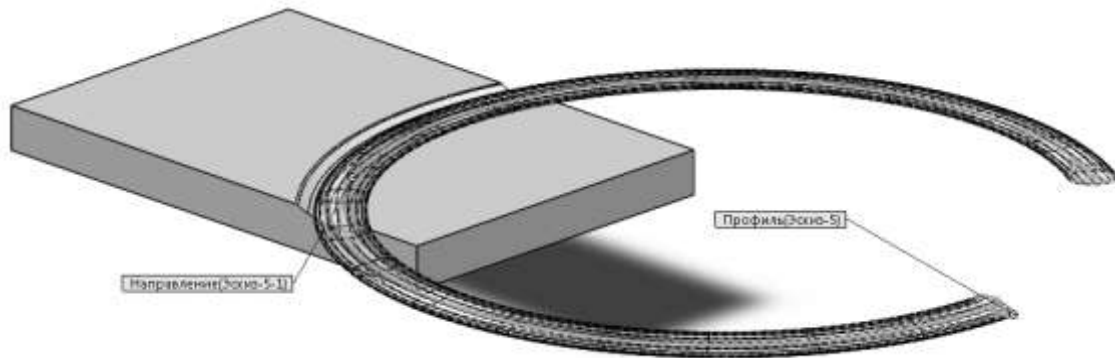


Рис. 2. Формування об'єму зрізу шляхом вирізу по траєкторії.

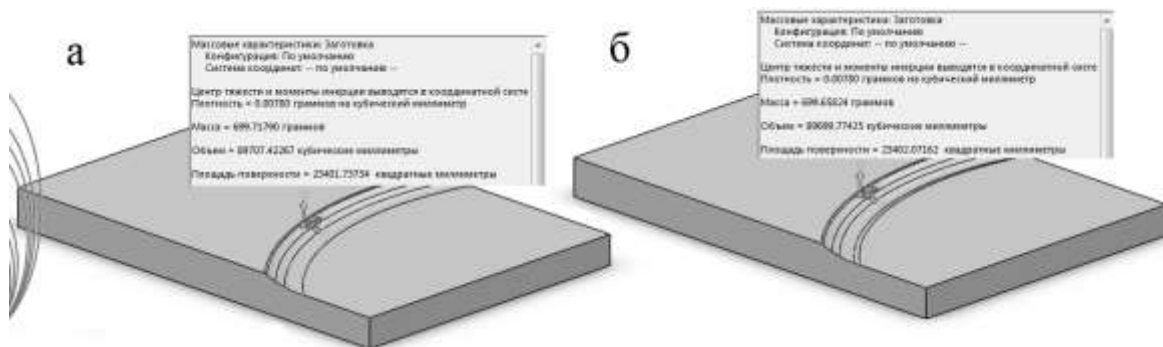


Рис. 3. Результати визначення зміни об'єму заготовки після імітації зрізування матеріалу

Результати дослідження при глибині різання 2,2 мм занесені в таблицю 1.

Таблиця 1

Результати визначення об'єму знятого ножем на *i*-тій ступені торцевої фрези

	Загальний об'єм, мм ³	Об'єм зрізаний <i>i</i> -тим ступенем, мм ³	Загальна площа перерізу, мм ²	Площа зрізу <i>i</i> -тим ступенем, мм ²
Заготовка (початкові значення)	89707,42267		1081,47275	
Заготовка після проходження 1, 5 або 9 різця	89699,77425	7,64842	1081,41039	0,05436
Заготовка після проходження 2, 6 або 10 різця	89687,67459	12,09966	1081,32461	0,08578
Заготовка після проходження 3, 7 або 11 різця	89671,05807	16,61652	1081,20245	0,12216
Заготовка після проходження 4, 8 або 12 різця	89669,53670	1,52137	1081,18574	0,01671

Розроблена інженерна методика може бути в використана для визначення площі та об'єму зрізу широкого спектру конструкцій багатолезових різальних інструментів.

Глембоцька Л.Є., асистент
 Зубрицький Т.П., студент
 Мельник О.Л., к.т.н.
 Плисак М.М., студент

Житомирський державний технологічний університет

ОСОБЛИВОСТІ РЕАЛІЗАЦІЇ РІЗЬБОВОГО ЗАТЯГУВАННЯ ТОРЦЕВОЇ ФРЕЗИ З КОНІЧНИМ ХВОСТОВИКОМ 7:24 В SOLIDWORKS SIMULATION.

До основних умов стабільної роботи торцевих фрез (ТФ) можна віднести два наступних фактори: точність та жорсткість з'єднання ТФ з верстатом та рівномірність навантаження ножів.

Рівномірність навантаження ножів ТФ може бути досягнута за рахунок зниження впливу динамічних явищ, що виникають в процесі обробки.

Підвищення точності та жорсткості з'єднання ТФ з верстатом можливе за рахунок або власне підвищеної точності виготовлення деталей, або зміною конструкції хвостовика для часткової компенсації похибок при виготовленні та встановленні.

Для підвищення жорсткості конічного з'єднання ТФ діаметром 100 мм з конусом 7:24 запропоновано модифікований хвостовик ТФ з двома контактними поясками. При цьому менший поясок пропонується виконувати пустотілим для зниження радіальної жорсткості. Для цього різьбове з'єднання хвостовика з шомполом перенесено в бік великого пояска, а малий поясок виконано зі зменшеною площею контакту (рис.1, б).

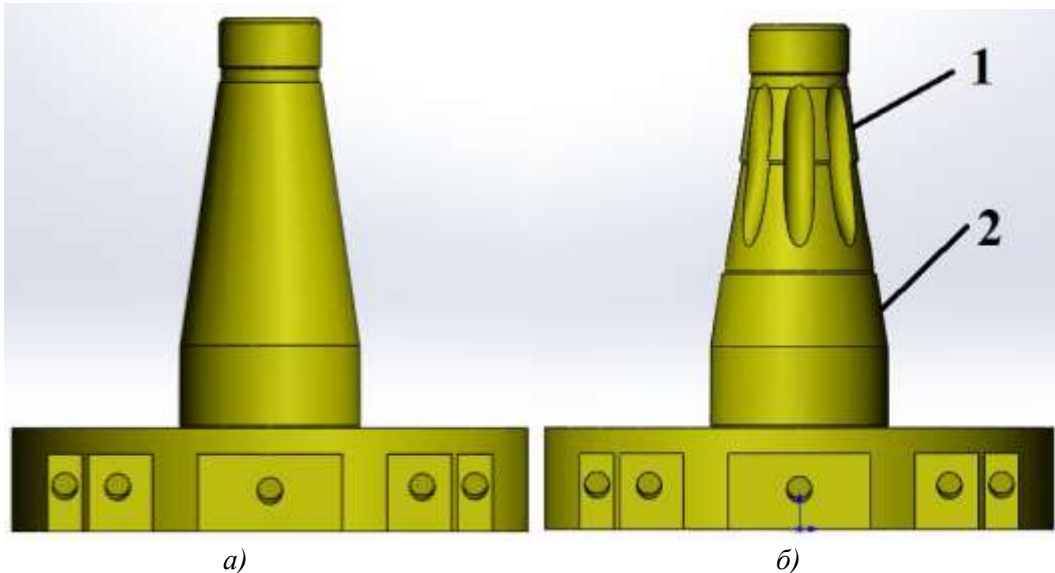


Рис. 1. Загальний вигляд твердотілої моделі стандартного хвостовика (а) та удосконаленого хвостовика (б), де 1 – малий поясок; 2 – великий поясок.

Для дослідження методом скінченних елементів жорсткості конічного з'єднання хвостовика та шпинделя з метою дослідження жорсткості такого з'єднання необхідно виконати нелінійний статичний аналіз. Для даної задачі нелінійність викликана, на нашу думку, двома аспектами: контактною нелінійністю та геометричною нелінійністю. Геометрична нелінійність полягає в тому, що деформації деталей під час затягування шомпола можуть суттєво (30–50 %) змінити жорсткість системи. Причому зростання жорсткості буде значним навіть при малій зміні площі контакту. Контактна нелінійність полягає в зміні площі контакту при збільшенні осьової сили від затягування шомпола.

При реалізації даного дослідження в CAD/CAE системі SolidWorks виникає проблема адекватного (без штучного збільшення або зменшення жорсткості системи) імітаційного моделювання різьбового затягування з'єднання (закручування шомпола). В результаті аналізу літературних джерел та функціоналу SolidWorks Simulation нами встановлені наступні способи реалізації різьбового затягування:

- з'єднувачем «Болт» (віртуальний болт), котрий не вимагає формування геометричної моделі;
- прикладанням осьового зусилля, для імітації дії шомпола при його затягуванні, та, формуванням кривих прикладання сили: задати спочатку дію сили, котра імітує затягування шомпола, а після цього прикласти радіальну силу, котра імітує навантаження від сили різання;
- формування попереднього зусилля від затягування шомпола за допомогою термопружної вставки в шомпол.

За даними А.А. Алямовського, при використанні з'єднувача «Болт» програма (модуль Simulation) вводить абсолютно жорсткі кінематичні зв'язки між вузлами сітки (для граней, на котрих визначений болт). Але при цьому має місце податливість такого з'єднувача лише в осьовому напрямку або при обертанні. Тому введення такого з'єднувача в даній задачі недоцільне, тому що відсутня податливість в радіальному напрямку і це призведе до штучного зростання жорсткості системи.

Використання прикладання осьової сили зі зміною кривих прикладання як осьової сили (імітує затягування шомпола), так і радіальної, вимагає використання значних ресурсів ЕОМ та часу по причині необхідності збільшення числа кроків нелінійного аналізу.

Тому в даній роботі пропонується формування попереднього зусилля від затягування шомпола за допомогою термопружної вставки в шомпол. Сутність реалізації зусилля закручування шомпола полягає в тому, що до термопружної вставки прикладається термічне навантаження – температура. Причому температура котра є нижча довідкової (за якої температурні деформації відсутні). Параметри термопружної вставки обиралися за результатами, котрі сформовані в працях А.А. Алямовського, а також за результатами ітераційної процедури.

В базі даних SolidWorks був сформований новий матеріал з ортотропними властивостями, а саме: температурні коефіцієнти лінійного розширення (ТКЛР) в радіальному напрямку (відносно осі симетрії шомпола) такі, що в поперечному перерізі термопружної вставки (рис. 2, б) деформації фактично відсутні при зміні температури (рис. 2, а). ТКЛР в радіальному напрямку становить $1,7 \cdot 10^{-9} \text{ K}^{-1}$, в осьовому $0,0001 \text{ K}^{-1}$. Решта властивостей аналогічні властивостям матеріалу шомпола.

В якості довідкової геометрії ортотропного матеріалу вибрана площина «Зверху» збірки деталей, котра є ортогональною осі симетрії «реального» болта.

При охолодженні (застосуванні термічного навантаження) вставка з ортотропного матеріалу (рис. 2, б, поз. 1) буде зменшувати свою висоту і, таким чином, імітувати навантаження від закручування шомпола.

Для визначення необхідного значення термічного навантаження вставки (температури охолодження) було проведено ряд досліджень з віртуальним болтом, для якого відоме осьове зусилля. Після цього був здійснений підбір температури охолодження вставки при якому значення сили контакту/тертя під головкою «реального» болта (рис.2, б) є рівним осьовій силі віртуального болта.

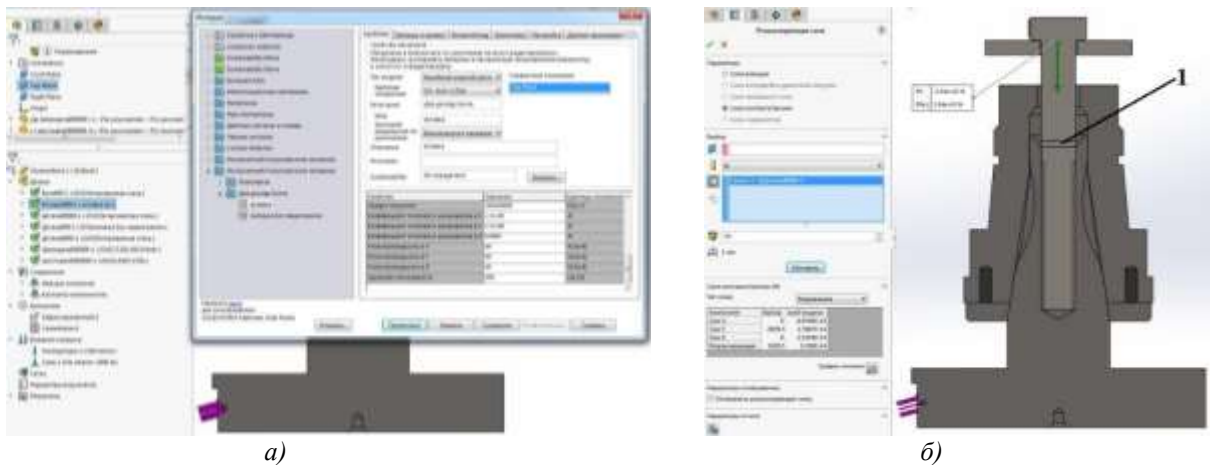


Рис. 2. Властивості ортотропного матеріалу (а) та розміщення термопружного елемента в збірці (б).

В даній роботі розроблена методика формування зусилля затягування болта для дослідження жорсткості кінцевого з'єднання хвостовика ТФ з шпинделем верстата 6P12 в програмному середовищі SolidWorks Simulation. Розроблена методика базується на використанні термопружних сил спеціально створеного ортотропного матеріалу для імітації різьбового затягування. При цьому не виникає штучного збільшення жорсткості (як у випадку використання віртуального болта) і за рахунок цього з'являється можливість подальшого дослідження жорсткості системи з удосконаленим хвостовиком під дією сил різання. Це суттєво підвищує точність моделювання переміщень хвостовика під дією складових сил різання.

Глембоцька Л.Є., асистент
 Леус Д.В., студент
 Мельник О.Л., к.т.н.
 Плисак М.М., студент

Житомирський державний технологічний університет

ІМІТАЦІЙНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЖОРСТКОСТІ КОНІЧНОГО З'ЄДНАННЯ ТОРЦЕВОЇ ФРЕЗИ З ШПИНДЕЛЕМ ВЕРСТАТА 6P12

Суттєве значення для стабілізації умов роботи торцевої фрези (ТФ) відіграє і її кріплення на верстаті, тобто точність та жорсткість з'єднання хвостовика зі шпинделем верстата. Через існуючі похибки виготовлення конічних поверхонь хвостовика та шпинделя виникають нерівномірність прилягання в з'єднанні та навіть відсутність фактичного контакту на частині довжини з'єднання.

Жорсткість конічних з'єднань в значній мірі залежить від різниці кутів конусності хвостовика та шпинделя. Найбільш несприятливим є випадок, коли кут конусності шпинделя більший кута конусності хвостовика. Для подолання похибок виготовлення конічних твірних хвостовиків виконана середина проточка з залишенням двох посадочних поясків. Але й в цій ситуації можливим є контакт по одному з них.

Останнім часом розробляються конструкції порожнистих конічних хвостовиків. Такі хвостовики мають ряд переваг серед яких висока статична та динамічна жорсткість. Тому актуальним є моделювання статичної поведінки конічного порожнистого хвостовика фрези при навантаженні.

Для покращення конічного з'єднання ТФ з конусом 7:24 запропонований порожнистий хвостовик з двома контактними поясками (рис. 1, а, б). Менший контактний пояс (рис. 1, б, поз.1) виконано пустотілим зі зниженою радіальною жорсткістю (рис. 1,а). Для цього різьбове з'єднання хвостовика з шомполом перенесено в бік великого пояса (рис. 1, б, поз. 2), а малий пояс виконано зі зменшеною площею контакту.

Для моделювання поведінки конічного порожнистого хвостовика фрези при навантаженні розроблена твердотільна параметрична 3D модель фрези та частини шпинделя верстата 6P12 в програмному продукті SolidWorks (рис.1, в)

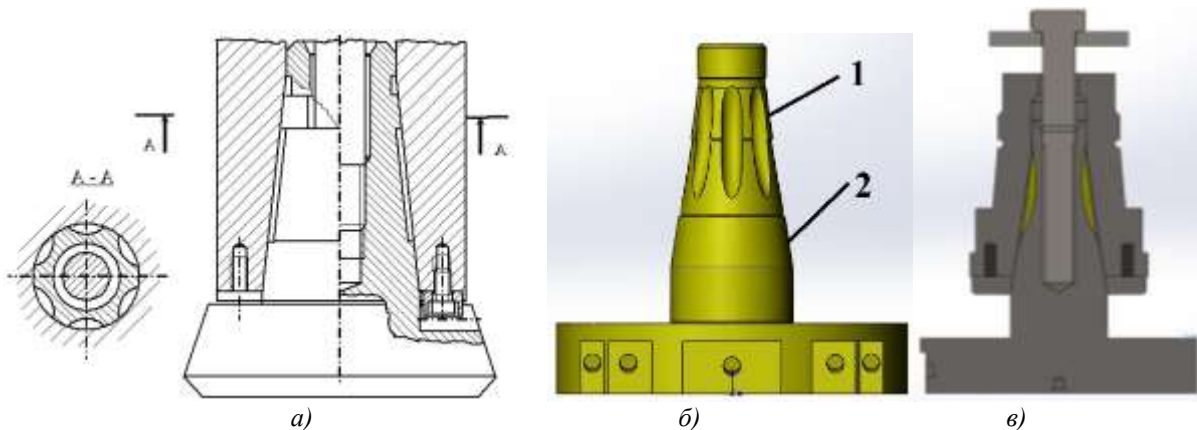


Рис. 1. Модель для дослідження статичної поведінки модифікованого хвостовика:
 а – схематичне зображення з'єднання шпинделя та модифікованого хвостовика;

б – 3D модель удосконаленого хвостовика; в – 3D модель з'єднання шпинделя та модифікованого хвостовика.

Моделювання поведінки конічного порожнистого хвостовика фрези при навантаженні є задачею не тривіальною. Для адекватного моделювання такого з'єднання потрібно визначити спосіб нормування точності даного конічного з'єднання та виконати варіації 3D моделі для різних комбінацій граничних відхилень розмірів, визначити тип дослідження, параметри обчислювального процесу, сформувані адекватні контактні умови, виконати імітацію зусилля від закручування шомпола, сформувані датчики для відображення переміщень у визначених точках.

Допуски форми конуса (TFR, TFL) не враховувалися, тому що обраний перший спосіб нормування точності конуса – спільне нормування всіх видів допусків допуском TD. Так як TD – допуск діаметра конуса в будь-якому перерізі, обмежимося перерізами основ зрізаного конуса шпинделя. Так як мова йде про інструментальні конуси, то обрано 6-й квалітет точності. Поєднання полів допусків конусів у вказаних перерізах будуть виглядати наступним чином:

- отвір $\varnothing 19,8H6((+0,013)/0)$, $\varnothing 19,8p6((+0,035)/(+0,022))$
- вал $\varnothing 34,9H6((+0,016)/0)$, $\varnothing 34,9p6((+0,042)/(+0,026))$.

До ТФ було прикладено центральне радіальне навантаження 2000 Н.

Для дослідження з'єднання з стандартним та модифікованим хвостовиками визначено декілька комбінацій граничних відхилень розмірів (табл. 1), котрі вносилися в параметричну модель через використання

інструменту «Уравнения». Дане дослідження явно нелінійне, тому використано статичне нелінійне дослідження в модулі Simulation. Параметри обчислювального процесу нелінійного дослідження, граничні та кінематичні умови зображені на рис.2 а, б.

З метою уникнення штучного збільшення жорсткості системи для імітації зусилля від закручування шомпола (зусилля від закручування нарізи) було використано термопружну вставку в шомпол з ортотропного матеріалу, котрий має значну різницю теплового розширення в радіальному та осьовому напрямках відносно довідкової геометрії. До термопружної вставки прикладено термічне навантаження (охолодження відносно температури при якій тіла мають нульову деформацію).

Для відображення складових переміщення фрези в моделі були сформовані 2 датчики, значення яких були внесені до таблиці.1.

Таблиця 1

Комбінації граничних відхилень конусів та результати імітаційного моделювання радіальної жорсткості

Комбінації граничних відхилень розмірів, мм							
Набір 1		Набір 2		Набір 3		Набір 4	
Шпиндель	Хвостовик	Шпиндель	Хвостовик	Шпиндель	Хвостовик	Шпиндель	Хвостовик
19,8	19,82 2	19,81 3	19,82 2	19,8	20	19,8	19,835
34,9	34,92 6	34,9	34,94 2	34,92	35	34,9	34,942
Стандартний хвостовик, радіальне переміщення, мм							
Вісь Z*, мм	0,0808998	0,0621107	0,04914	0,0899449			
Модифікований хвостовик, радіальне переміщення, мм							
Вісь Z*, мм	0,0081659	0,00898946	0,0118237	0,00734605			

Примітки: * – вісь Z є ортогональною до вісі обертання фрези.

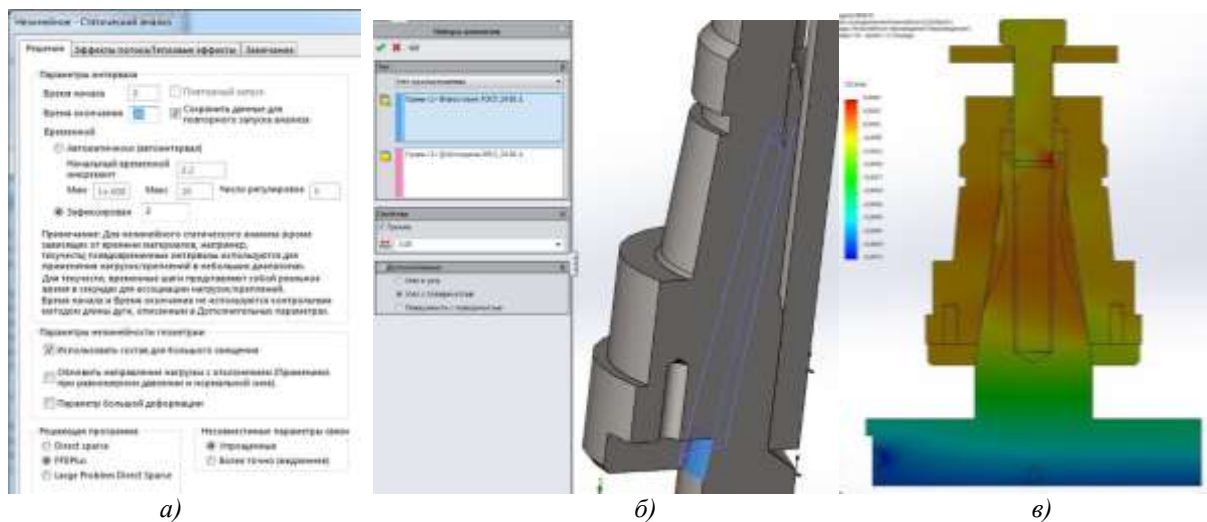


Рис. 2. Параметри обчислювального процесу (а), контактні умови (б) та еюра переміщення по осі Z (в).

Результати дослідження жорсткості зі стандартним та модифікованим хвостовиком показали більшу жорсткість (менше радіальне переміщення) модифікованого хвостовика у всіх випадках. Таким чином було підтверджено припущення, що порожнинний хвостовик з двома контактними поясками та зниженою радіальною жорсткістю в районі меншого контактного пояска в результаті дозволяє підвищити жорсткість системи. Останнє в свою чергу є одним з вагомих факторів стабілізації умов роботи торцевої фрези.

Дубінін Я.В., магістрант групи МБм-134
Кузьмич С.Ф., магістрант групи МБм-134
Степчин Я.А., к.т.н., доц., завідувач кафедри ГМ
Житомирський державний технологічний університет

ЗБІЛЬШЕННЯ РЕСУРСУ ЛЕЗОВОГО ІНСТРУМЕНТУ ЗА РАХУНОК АДАПТИВНОГО КЕРУВАННЯ ПРОЦЕСОМ РІЗАННЯ

Сучасні верстати з ЧПК зазвичай орієнтовані на управління обробкою без урахування нестабільності процесу різання, тому можливість впливати на процес нестационарного різання дуже обмежена. Проте для більшості методів обробки існує ряд можливостей, які можна використовувати під час процесу різання з кінематичною та динамічною нестабільністю.

Процес різання являє собою складну сукупність явищ, обумовлених великою кількістю чинників. Загалом більшість з них змінюється у часі. Інколи зміна одного чинника, може призводити до нестационарності всього процесу обробки, що істотно ускладнює його аналіз та можливість управління пошуком оптимальних умов його практичної реалізації. Тому для створення максимально достовірної та простої моделі процесу різання, необхідна оцінка всіх факторів, що визначають як нестационарність процесу, так і його вихідні параметри (силові, геометричні, економічні та інші).

Різні фактори впливу на процес різання можна розділити на три групи.

Група технологічних параметрів, які зазвичай без проблем задаються і підтримуються системою ЧПК верстата (часто і без автоматизованого управління). Визначається кінематика формоутворення і різання для обробки конкретної поверхні, заготовка, інструмент та верстат з відповідним оснащенням; вибирається схема зняття припуску, ЗОР і її подання в зону різання, а також можливий додатковий енергетичний вплив на зрізаний шар і необхідний інструмент.

З реалізації групи технологічних параметрів впливає діапазон змін факторів другої групи – факторів процесу різання (технологічної обробної системи). Залежно від прийнятих схем різання і умов формоутворення обробленої поверхні, стану і розмірів заготовки, точності інструменту і його реальної траєкторії в процесі різання, умов базування, способу установки і закріплення заготовки та інструменту багато факторів другої групи (дійсна швидкість різання, параметри зрізаного шару, властивості матеріалів заготовки та інструменту, стан обробної системи в динаміці та ін.) в одній і тій же технологічній операції можуть істотно змінюватися з функціональними чи випадковими закономірностями.

Характерні закономірності цих факторів впливу можна окреслити:

1. За законом зміни – фактор підкоряється певній (відомій) функціональній залежності або змінюється випадково: від залежності зміни швидкості різання пропорційно діаметру оброблюваної поверхні або інструменту до впливу вібрацій на товщину зрізу, зміни твердості і міцності матеріалу зрізаного шару в процесі обробки.

2. За монотонністю закону зміни фактору: коливання швидкості різання, параметрів зрізу і геометрії леза інструменту можуть бути як монотонні так і мати зони розриву при обробці переривчастих поверхонь

3. За зв'язком або залежністю конкретного фактора другої групи від кількісного складу та значень факторів першої (залежні або незалежні). Миттєве значення зрізаного шару залежить від значної кількості факторів першої групи, а властивості вибраного інструментального матеріалу практично незалежні від факторів першої групи.

4. За можливістю керування (керовані і некеровані) шляхом зміни значень факторів першої групи законами зміни факторів другої

Відповідно, нестационарність процесу обробки загалом викликається зміною одного або декількох факторів другої групи, вага частки впливу яких визначається (або ні) значеннями факторів першої групи і визначає не стационарність факторів третьої групи: внутрішніх параметрів зони різання: миттєвих значень полів температур, деформацій і напружень, особливостей стружкоутворення, контактних явищ: тертя, адгезії, наростоутворення, зношування та руйнування леза інструменту і т.д.

Зростання ресурсу роботи інструменту при незмінних початкових параметрах (оброблюваний матеріал, тип інструменту, припуск на обробку, необхідна точність розміру, верстат і пристосування) може бути досягнуто за рахунок керування режимом навантаження контактних поверхонь різального леза інструменту на всіх стадіях його життєвого циклу – зміною кінематики різання, динамічного стану динамічної системи, теплової, силової і фізико-хімічної напруженості процесу.

Отже, основним шляхом підвищення продуктивності та загальної економічності процесу обробки різанням матеріалів з визначеним комплексом властивостей на відповідних технологічних операціях є збільшення ресурсу інструменту за рахунок комплексу заходів, що реалізуються на стадіях проектування, виготовлення і експлуатації за умови його раціональної роботи.

Душкевич Д.Д., студент
 Мельник О.Л., к.т.н., доц. кафедри ГМ
 Томашевський О.О., студент
 Житомирський державний технологічний університет

ВИКОРИСТАННЯ EFD МАСШТАБУВАННЯ ДЛЯ ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНОЇ ГЕОМЕТРІЇ ТЕПЛООБМІННИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПЕРЕХРЕСНОГО РЕКУПЕРАТОРА

В даній роботі розробляється інженерна методика для підбору найбільш раціональної конструкції теплообмінної труби перехресного рекуператора, використовуючи EFD масштабування в середовищі SolidWorks FlowSimulation.

Доцільність розробки інженерної методики на основі EFD масштабування для аналізу варіантів виконання теплообмінних труб обумовлена значними затратами часу на проведення процесу CFD аналізу всього теплообмінника. Розроблена інженерна методика дозволяє проводити швидкий аналіз різних конфігурацій теплообмінної труби з більш якісною сіткою для вибору конструкції, котра забезпечить більшу ефективність рекуператора.

Загальний вигляд 3D моделі голчатого перехресного рекуператора показано на рис.1. В якості матеріалу для теплообмінних труб використано хромисту нержавіючу сталь з вмістом хрому 25 %. Прийнято, що металевий корпус рекуператора футерований шамотною цеглою.

Сутність методу EFD масштабування полягає в проведенні двоетапного аналізу: на першому етапі виконується аналіз всього рекуператора з більш грубою сіткою, котра не враховує геометрію голок теплообмінних труб; на другому етапі здійснюється розрахунок меншої обчислювальної області (рис. 2) з більш деталізованою сіткою.

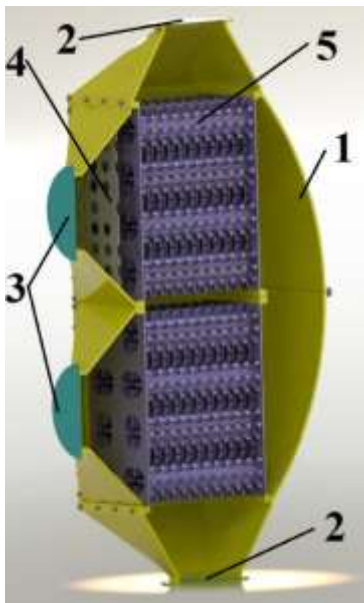


Рис. 1. Голчатий перехресний рекуператор:
 1 – корпус рекуператора, 2 – кришки, на яких задаються умови та цілі дослідження для входу і виходу продуктів горіння, 3 – кришки, на яких задаються умови та цілі дослідження для входу і виходу повітря, 4 – решітчаста перегородка для перерозподілу вхідного потоку повітря, 5 – теплообмінні голчаті труби



Рис. 2. Вигляд базової сітки зменшеної обчислювальної області на другому етапі моделювання

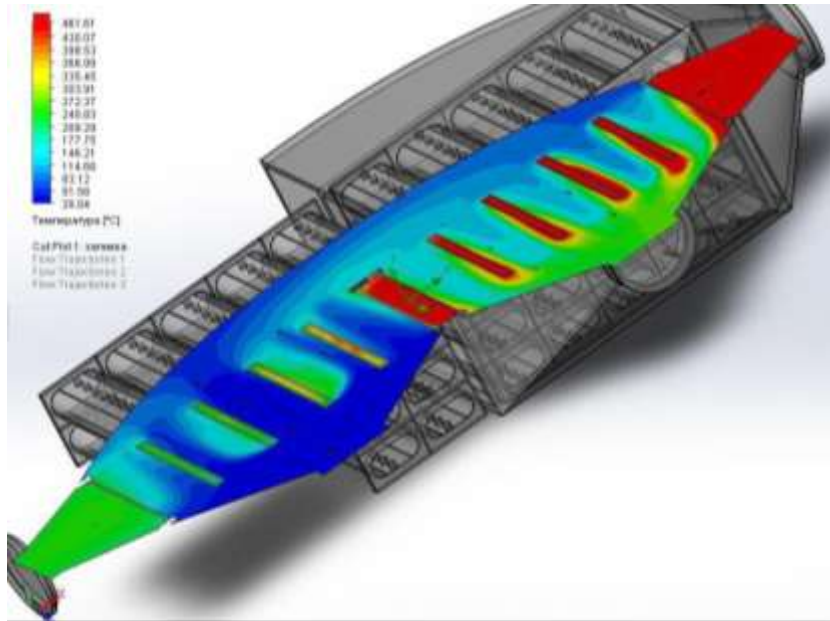
При цьому з першого етапу переносяться результати аналізу (параметри потоку на вказаних ділянках), котрі перетворюються на граничні умови зменшеної області обчислення шляхом використання команди Transferred Boundary Condition.

Запуск обчислення першого етапу відбувався один раз, запуск дослідження другого етапу запускається стільки разів, скільки є конфігурацій теплообмінної труби, для яких потрібно здійснювати аналіз. При цьому немає необхідності створювати новий проект FlowSimulation, тому що для кожної наступної конфігурації здійснюється клонування проекту з попередньої конфігурації.

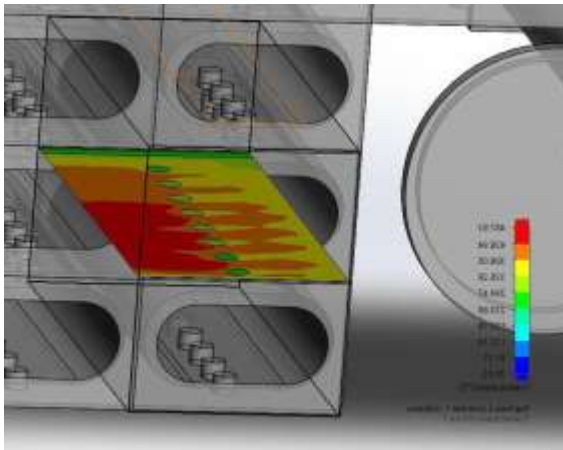
На першому етапі був використаний 3-й рівень базової сітки (Level of initial mesh), а на другому етапі аналізу встановлений 4-й рівень базової сітки.

Для дослідження встановлена наступна ціль – середнє значення температури текучого середовища.

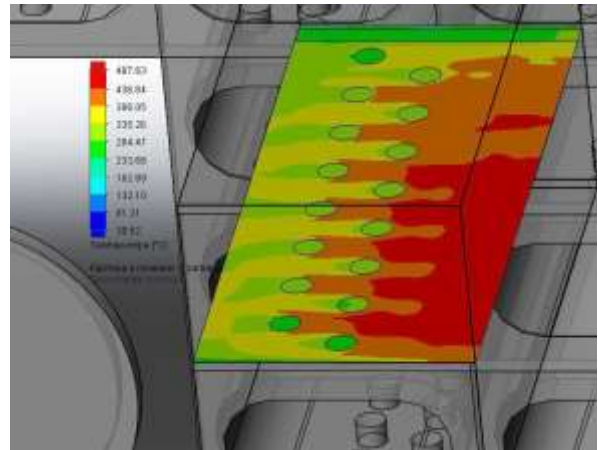
В результаті проведення аналізу на основі EFD масштабування для 2-х конфігурацій теплообмінної труби встановлено, що формування 2-х рядів голок дозволяє підняти температуру текучого середовища на 1–2 градуси при даних початкових умовах.



а)



б)



в)

Рис. 3. Січні площини з відображенням температури на першому етапі (а) та на другому етапі для конфігурацій теплообмінної труби з одним (а) та двома (б) рядами голок

Розроблена інженерна методика дозволяє підвищувати теплову ефективність теплообмінників на етапі проектування. Дана методика передбачає одночасне використання різних конфігурацій теплообмінних труб (з різними геометричними параметрами голок, різним їх розташуванням та різною кількістю) в одному теплообміннику. Останнє дає можливість підбирати найбільш раціональну конфігурацію теплообмінної труби для окремих зон теплообмінника (зони входу і виходу гарячих та холодних газів) і, таким чином, підвищити теплову ефективність всього теплообмінника. Кінцеве рішення про використання тих чи інших конфігурацій теплообмінних труб приймається з врахуванням значень втрат напору через міну місцевих опорів для різних конфігурацій.

Кріт В.О., магістрант групи МБм-134
Леонов В.М., магістрант групи МБм-134
Мельник О.Л., к.т.н., доцент кафедри ГМ
Соловйов А.В., аспірант кафедри ГМ
Житомирський державний технологічний університет

ВИКОРИСТАННЯ НАСКРІЗНОГО МОДЕЛЮВАННЯ У МЕЖАХ САПР ПРИ СТВОРЕННІ БАРАБАННОЇ СУШАРКИ

Актуальною тенденцією останніх років є використання наскрізного моделювання у процесі створення продукції машинобудівної галузі, який починається зі створення 3D-моделі, креслення конкретної деталі чи вузла, та закінчується розробкою маршруту обробки. Якщо ми говоримо про двовимірне та тривимірне моделювання, то маємо на увазі використання систем computer-aided design (CAD), що стосується розробки технології виробництва, то в даному випадку застосовуються системи computer-aided manufacturing (CAM). Важливою складовою наскрізного типу виробництва у межах САПР є системи computer-aided engineering (CAE), на базі яких відбувається інженерний аналіз, розрахунки та симуляція. Тобто, це проміжний етап наскрізного моделювання між використанням систем CAD та CAM, що відрізняється найбільшою відповідальністю, адже точність результатів кінцевих розрахунків залежить від багатьох факторів, починаючи заданими вихідними умовами і закінчуючи потужністю персонального комп'ютера.

Використання наскрізного моделювання є актуальним не лише з точки зору затребуваності сучасними умовами виробничого процесу, але й з позицій розробки методики викладання САПР майбутнім фахівцям з механічної інженерії. Первинним в цьому питанні є, власне, наскрізне моделювання. В даній роботі застосовано наскрізне моделювання для розробки 3D- та 2D-документації, інтегрованого дослідження конструкції в різних модулях SolidWorks та розробка варіанту маршруту фрезерної обробки виготовленні деталі опорної станції.

Найбільш трудомістким етапом наскрізного моделювання, як і зазначалося вище, є інженерний аналіз обладнання, тому у нашому дослідженні ми акцентуємо увагу саме на цій складовій створення барабанної сушарки.

Наскрізний процес моделювання у межах САПР умовно поділимо на 3 етапи:

1) На рис.1 наведено зображення твердотільної збірки барабанної сушарки. Увесь перший етап наскрізного моделювання виконується у CAD-системі, незалежно від того, створювалися креслення деталей та вузлів, чи одразу відбувалося тривимірне моделювання. Складність створення збірної моделі полягає у забезпеченні високої геометричної точності окремих деталей.

У нашому дослідженні програмний пакет SolidWorks компанії Dassault Systèmes дозволяє проводити повноцінне наскрізне моделювання, адже він включає в себе усі три основні модулі САПР.

2) На початку другого етапу дослідження використовується модуль SolidWorks Motion, необхідний для визначення силових факторів на вал роликів під вагою сушарки та матеріалу в сушарці. Для адекватного аналізу користувач має проаналізувати надлишкові зв'язки та зменшити їх кількість, або замінити їх податливими втулками. Після аналізу надлишкових обмежень були встановлені наступні параметри дослідження: 125 кадрів в секунду, тривалість дослідження – одна секунда. Між бандажми та опорними роликми барабанної сушарки був створений 3D-контакт та проведений аналіз руху.

Результати дослідження руху сили протидії на валах опорних роликів зображені на рис. 2., визначені силові фактори були імпортовані до модуля Simulation. У дослідженні використана створена модель (рис. 1) і прикладене зусилля, що імітує дію ваги матеріалу всередині барабану.

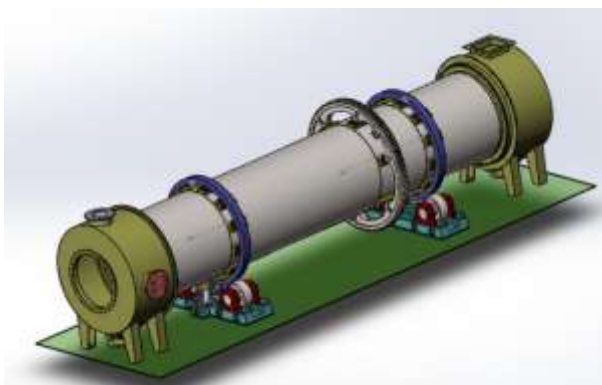


Рис. 1. Твердотільна збірна модель барабанної сушарки

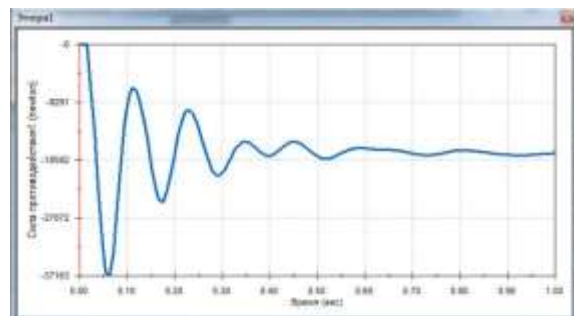


Рис. 2. Етюра визначення сили протидії на валу опорних роликів – горизонтальна складова

Для подальшого аналізу була використана тривимірна модель опорної станції сушарки, що зображена на рисунку 3.

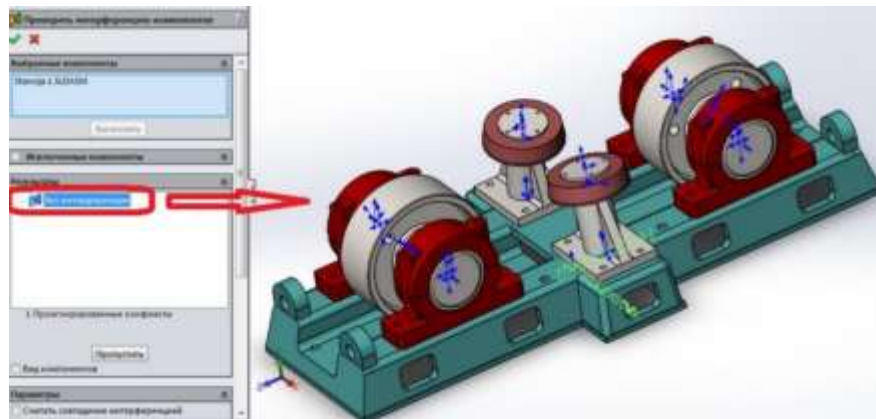


Рис. 3. Тривимірна модель опорної станції та аналіз інтерференції збірки за допомогою інструментарію SolidWorks Simulation.

Врешті був проведений статичний аналіз у модулі SolidWorks Simulation на основі складових навантажень, визначених у модулі Motion. Між компонентами збірки були створені контактні умови. Глобальний контакт заданий у варіанті з суцільною сіткою. Для перевизначення умов контакту, заданих глобальним контактом, застосовано контакт компонентів. Контакт компонентів вибраний у варіанті немає проникнення та заданий коефіцієнт тертя.

Результати, що показані на рис.4, вказують на те, що при експлуатації конструкція матиме 4-кратний запас міцності, однак неточне установлення опорних станцій може створити нерівномірні напруження, які перевищують отримані при моделюванні значення.

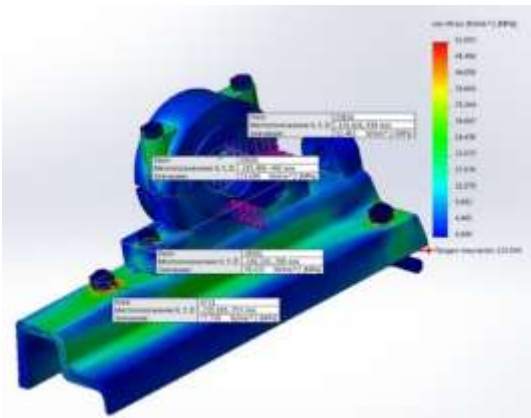


Рис. 4. Епюра еквівалентних напружень по Мізесу та використання інструменту зондування

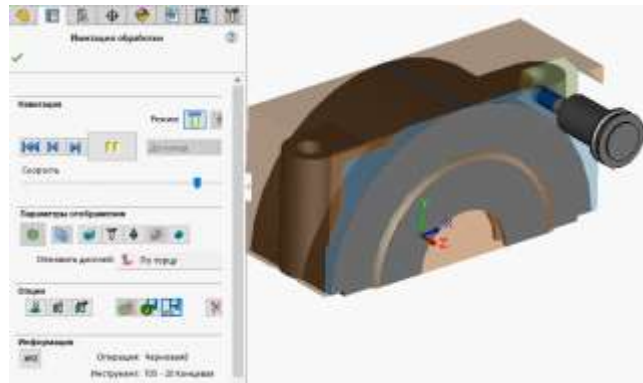


Рис. 5. Симуляція обробки заготовки на металорізальному верстаті у САМ-модулі SolidWorks.

3) Заключний етап наскрізного моделювання полягає у створенні технології обробки конкретної деталі у САМ-системі. Маршрут обробки може бути завантажений у систему ЧПК металорізального верстата.

Налаштування системи при створенні маршруту обробки включає в себе вибір моделі верстата, інструмента, режимів обробки і таке інше.

В той же час сучасні САМ-системи здатні самостійно аналізувати конкретну тривимірну деталь та створювати повноцінний перелік обладнання та інструменту для усього процесу обробки. На рис.5 зображена симуляція обробки напівкорпусу підшипника барабанної сушарки, за допомогою якого можна проаналізувати вибір та зміну інструмента, а також заострити увагу на помилках, що іноді з'являються під час автоматичної генерації маршруту обробки деталей складної геометричної форми.

Таким чином було показано методологію наскрізного моделювання на прикладі опорної станції сушильного барабана використовуючи САПР SolidWorks. Перевагами використання наскрізного моделювання при підготовці майбутніх фахівців з механічної інженерії (осіб, котрі здобувають освіту) є формування інтегральних компетенцій, котрі включають комплекс навичок конструювання, аналізу та варіанту технології обробки. Це дає можливість на етапі конструювання приймати правильні рішення як з точки зору міцності виробу, так і з точки зору подальшого виготовлення виробу.

Лисенко В.В., магістрант групи МБм-134
 Луцик А.І., магістрант групи МБм-134
 Степчин Я.А., к.т.н., доц., завідувач кафедри ГМ
 Житомирський державний технологічний університет

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ СПЕЦІАЛЬНИХ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ З ВНУТРІШНІМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

Науково-технічний прогрес в машинобудуванні визначається наявністю нових технологій, машин, а також створенням нових механічних передач та удосконаленням існуючих. Ланцюгові передачі відносяться до передач з гнучким зв'язком і широко використовуються у військовій техніці, вантажопідйомних і транспортуючих, текстильних машинах, будівельній техніці та. Перевагами ланцюгових передач є простота конструкції, малі габарити, постійність передатного числа, легкість монтажу, довговічність.

За конструктивним виконанням ланцюгові передачі поділяються на рядові, рейкові, планетарні та хвильові. За характером зачеплення рядові поділяються на передачі зовнішнього, внутрішнього та змішаного зачеплення.

Для передачі обертового моменту від водила 3 до рухомої зірочки 5 в планетарній ланцюговій передачі (рис. 1, а) використовується гнучкий проміжний елемент – ланцюг.

В хвильових ланцюгових передачах (рис. 1, б), на відміну від зубчастих, в якості проміжного пружного елемента використовується ланцюг. Вона дозволяє розширити діапазон передатних відношень та потужності.

Динамічні ланцюгові варіатори (рис. 1, в) використовуються в пристроях для регульованого відбору потужності – забезпечують зміну моменту обертання на вихідному валу.

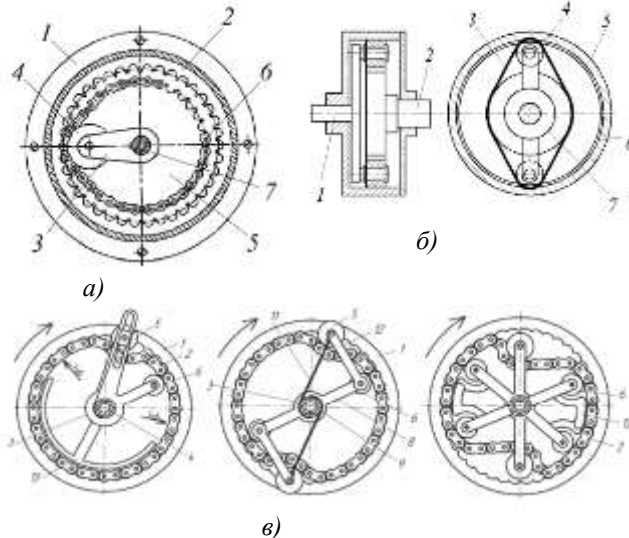


Рис. 1. Схеми спеціальних ланцюгових передач

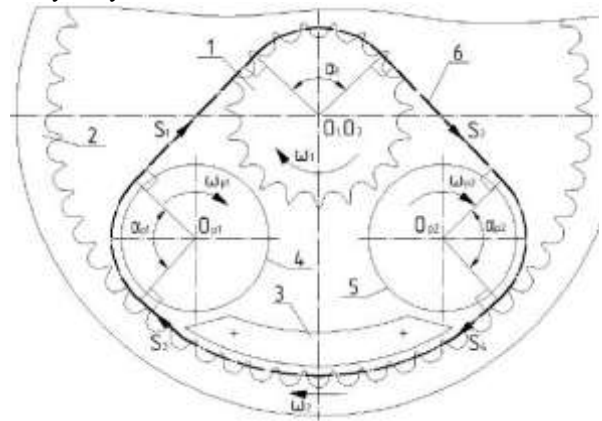


Рис. 2. Схема ланцюгової передачі внутрішнього зачеплення

Особливе місце в рядових ланцюгових передачах займають передачі з внутрішнім зачепленням. При відносній складності вони більш компактні (мають малу міжосьову відстань) і, відповідно, використовуються в механізмах, де обмежені габарити та вага мають визначальний вплив на вибір конструкції передачі.

З метою визначення оптимальних конструкцій ланцюгових передач з внутрішнім зачепленням для вибраних умов виконано розробку їх класифікації та розгляд меж переважного використання окремих видів передач.

Крім робочої (ведучої) S_1 і холостої S_2 гілок, які присутні і в традиційній ланцюговій передачі, ланцюгова передача з внутрішнім зачепленням додатково містить дві короткі гілки S_3 і S_4 між роликом та шиною (рис. 2).

Однією з найважливіших завдань проектування ланцюгових передач з внутрішнім зачепленням є розрахунок поперечних коливань ведучої гілки передачі. Так як саме ця гілка сприймає максимальні навантаження в процесі роботи передачі.

Специфічність ланцюгової передачі полягає в тому, що її нормальна робота супроводжується такими циклічними збуреннями, як гранованість зірочок (розташуванням ланок ланцюга на зірочки у вигляді граней багатогранника) і їх ексцентриситет, зіткненням шарнірів ланцюга з зубцями ведучої зірочки в початковий момент зачеплення.

Зношування приводного роликового ланцюга в працюючій передачі відбувається безперервно при переміщенні ланок по контуру передачі. При цьому приріст середнього кроку ланцюга відбувається внаслідок відносних кутових переміщень в шарнірі як в процесі входу в зачеплення з зубом ведучої зірочки і виходу із зачеплення з зубом веденої зірочки ланок ланцюга, так і при вимушених поперечних коливаннях гілок ланцюгової передачі на ділянках між зірочками.

Особливістю ланцюгової передачі з внутрішнім зачепленням є те, що вона має дві ведучі ділянки. Перша ведуча ділянка розташовується між сходом ланки ланцюга з веденою зірочкою внутрішнього зачеплення 2 і заходом ланки ланцюга на відхиляючий ролик 4. Друга ведуча ділянка розташовується між сходом ланки ланцюга з відхиляючим роликом 4 і зачепленням ланки ланцюга з зубом ведучої зірочки 1. При цьому довжина першої ведучої гілки незначна (не більше двох ланок).

Дослідження вимушених поперечних коливань другої провідної гілки ланцюгового контуру, зумовлених гранованістю зірочок базується на представленні рухомої гілки ланцюгового контуру моделлю у вигляді гнучкої пружної однорідної нитки, яка рухається в поздовжньому напрямку і здійснює малі поперечні коливання в площині зірочок.

При зовнішньому зачепленні ланки ланцюга розташовуються на ведучій зірочці в вигляді граней багатогранника. Досліджуючи поперечні коливання другої ведучої гілки ланцюгового контуру можна скористатися їх математичною моделлю – диференціальним рівнянням поперечних коливань рухомої в поздовжньому напрямку струни (1).

$$U''_{\tau} + 2vU''_{\tau x} - (a_2^2 - v^2)U''_x + 2h(U'_{\tau} + vU'_x) = 0 \quad (1)$$

де U''_{τ} , $U''_{\tau x}$, U''_x , U'_{τ} , U'_x – другі похідні поперечних переміщень другої ведучої гілки ланцюгового контуру за часом, за часом і переміщенням, за переміщенням; перші похідні поперечних переміщень гілки ланцюгового контуру за часом і переміщенням відповідно;

a та v – швидкість розповсюдження хвилі збурення в ведучих гілках та швидкість руху ланцюга,

$a = (F_1/m)^{0,5}$; F_1 – натяг ведучої гілки ланцюга, m – маса 1-го метра ланцюга;

h – коефіцієнт демпфування.

Частота вільних поперечних коливань другої гілки ланцюгового контуру залежить тільки від параметрів коливальної системи. Амплітуда вільних коливань від випадкових збурень швидко згасає. Але змушуючі циклічні впливи на кінцеві шарніри гілки ланцюгового контуру здатні періодично відновлювати енергію коливань – відповідно частота вимушених коливань залежить від частоти періодичних збурень, а не від властивостей коливальної системи.

З аналізу вирішення диференціального рівняння поперечних коливань гілки ланцюга випливає необхідність віддалення частоти його власних коливань від частоти вимушених коливань мінімум на чверть резонансного інтервалу 3-5 власних частот гілки ланцюга.

При поперечних коливаннях гілок ланцюгу під час руху відбувається відносний поворот суміжних ланок, що обумовлює зношування шарнірів. Відповідно, важливим є визначення дійсного шляху тертя в шарнірі ланцюга.

Сумарний кут повороту в шарнірі, обумовлений поперечними коливаннями другої ведучої гілки для перших трьох гармонік становить від 18° до 27° (за геометричними результатами вирішення рівняння (1)).

В результаті виконаного патентного пошуку, моделювання конструкцій ланцюгових передач з внутрішнім зачепленням та теоретичних досліджень моделей були вирішені питання:

1. *Визначені межі практичного застосування ланцюгових передач з внутрішнім зачепленням. Розраховані блокувальні контури, що визначають допустимі значення передатних відношень та міжосьових відстаней (габаритів) передач.*

2. *Удосконалено методику розрахунку ланцюгових передач з внутрішнім зачепленням.*

3. *Виконано моделювання процесу поперечних коливань гілки ланцюгу ланцюгової передачі з внутрішнім зачепленням з визначенням умов стійкості та шляху тертя в шарнірі ланцюга.*

4. *Виконано аналіз коливального процесу при роботі ланцюгової передачі з внутрішнім зачепленням та визначення дійсного ККД передачі.*

Лубяков А.К., магістрант групи МБм-134
Сергєєв С.С., магістрант групи МБм-134
Науковий керівник – д.пед.н., проф. Райковська Г.О.
Житомирський державний технологічний університет

КОНСТРУКТОРСЬКА ПІДГОТОВКА ФАХІВЦІВ ЗА СПЕЦІАЛЬНІСТЮ «ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ»

Сьогодні важко уявити будь-яку сферу людської діяльності, якої б не торкнувся дизайнер. Процеси становлення дизайнерської освіти в Україні витікають з обставин розвитку високорозвинуеного машинобудівного сектору промисловості. У зв'язку з цим вищі технічні навчальні заклади стали здійснювати підготовку бакалаврів, магістрів та докторів філософії за галуззю знань 13 «Механічна інженерія», спеціалізацією – «Інженерний дизайн», «Комп'ютерний дизайн та проектування», а саме: Механіко-машинобудівний інститут Національного технічного університету України «КПІ імені Ігоря Сікорського»; Національний лісотехнічний університет України, м. Львів; Національний університет біоресурсів і природокористування, м. Київ; Житомирський державний технологічний університет та інші навчальні заклади України. Науковці (Бойчук О., Орлова Н., Сидорчук Л., Рижова І. та ін.) в своїх дослідженнях зазначають, що мистецтво дизайну є одним із рушійних факторів істотних соціальних змін і несе в собі значний потенціал перетворень економічної й культурної сфер життєдіяльності людини.

Існує міф, що галузеве машинобудування – це спеціальність, де вчать конструювати і виготовляти машини, але насправді це можливість одержати найкращу технічну освіту й стати справжнім майстром інженерних вершин. Галузеве машинобудування – спеціальність широкого профілю, яка дозволяє майбутнім фахівцям механічної інженерії розбиратись у складових частинах великих промислових виробництв, зрозуміти будову будь-яких верстатів, промислових систем та навіть літаків й космічних кораблів; знати, як впроваджуються інноваційні комп'ютерні технології на виробництві, вільно оперувати всіма спеціальними програмними засобами й розробляти надсучасні підходи до оптимізації промисловості.

Деталі, вузли машин виготовляють за креслениками, виконаними на основі проектів – сукупності розрахунків, графічних матеріалів та пояснень до них, призначених для обґрунтування та визначення параметрів конструкції (кінематичних, динамічних, геометричних та ін.), її продуктивності, економічної ефективності. Для особливо відповідальних конструкцій проект доповнюють макетом або діючою моделлю.

У всіх сферах проектування, конструкторської та дизайнерської роботи велика увага приділяється, не тільки естетичним, технічним, функціональним показникам, але й питанням ергономіки обладнання. Найбільш загальною тенденцією є прагнення конструкторів і дизайнерів різних країн до найбільш лаконічних форм машинобудівного обладнання. Це явище не випадкове – воно обумовлене цілим рядом факторів, а не тільки рухом моди, як його інколи трактують. Перш за все, воно викликано бажанням оптимізації відносин «людина – машина».

Таким чином, формоутворення металообробних верстатів висуває сьогодні перед конструкторами і дизайнерами немало принципів питань. Слід відмітити, що конструювання машин – творчий процес з властивими йому закономірностями побудови і розвитку. Основні особливості цього процесу полягають у багатоваріантності рішень, необхідності узгодження прийнятих рішень зі загальними і специфічними вимогами, що висуваються до конструкцій, а також з вимогами відповідних стандартів, що регламентують терміни, визначення, умовні позначення, систему вимірювань, методи розрахунку і таке інше.

Вивчення питань ергономіки та ергономічного дизайну, засвоєння методики врахування людського фактору при дизайнерському проектуванні середовища, обладнання тощо забезпечить підготовку висококваліфікованого фахівця, який може не тільки оцінити, але й створити продукцію, що буде забезпечувати високу якість і ефективність праці, здоров'я та безпеку людини, яка користуватиметься даним обладнанням чи перебуватиме у спроектованому середовищі.

Комплексні технічні науки, такі як «дизайн та ергономіка в машинобудуванні» відрізняються від класичних за об'єктами дослідження – вони вивчають і описують, щонайменше три типи об'єктів: 1) системи «людина – машина» (ЕОМ, пульти управління, напівавтомати і т. ін.); 2) складні Техносистеми (інженерні споруди, літаки і технічні системи їх обслуговування, аеродроми, дороги, обслуговуюча техніка і т. ін.); 3) такі об'єкти, як технологія або техносфера.

Шляхом творчої діяльності, дизайнерських і ергономічних досліджень на основі наукових знань і технічних винаходів створюються нові принципи дії, способи реалізації цих принципів, конструкції технічних систем або окремих її компонентів. Для успішного розвитку суспільства важливо взаємодоповнювати науку, мистецтво і виробничі технології, особливо, в ході підготовки фахівців із дизайну для різних галузей життєдіяльності.

Плисак М.М., студент
Тимошук Д.А., студент
Мельник О.Л., к.т.н., доцент кафедри ГМ
Житомирський державний технологічний університет

ВИКОРИСТАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ТОПОЛОГІЇ ДЛЯ МІНІМІЗАЦІЇ МАСИ ДЕТАЛЕЙ КОНУСНОЇ ДРОБАРКИ

Як відомо, топологічна оптимізація дозволяє знайти найкращий розподіл матеріалу в заданій області для відомих навантажень та відомого кріплення шляхом видалення одних та створення інших меж твердого тіла. З іншої сторони топологічна оптимізація дозволяє знайти найкращий розподіл не тільки матеріалу, але і пустот в заданій області на етапі дизайну конструкції. Інструмент топологічної оптимізації присутній в більшості «важких» САПР (Ansys, Comsol, NX, тощо) та багатьох «середніх» САПР (наприклад, SolidWorks).

Дослідження топології в SolidWorks реалізує непараметричну оптимізацію, в якій цільовими функціями можуть бути найкраще відношення жорсткості до маси, максимальне обмеження маси або максимальне обмеження максимального зміщення. В даній роботі виконано дослідження топології з метою досягнення найкращого співвідношення жорсткості до маси деталі «Опорна чаша». При чому дослідження виконано для попередньо урівноваженої конструкції дробарки.

Алгоритм виконання даного дослідження включав наступні етапи:

1. Виконання 3D моделі дробарки КМД-1750;
2. Адаптація моделі дробарки для проведення динамічного урівноваження модулі Motion;
3. Імпортування діючих на деталь «Опорна чаша» навантажень з модуля Motion в модуль Simulation;
4. Проведення топологічної оптимізації деталі в Simulation.

Твердотіла 3D модель дробарки КМД-1750 показана на рис.1. Конструкція дробарки передбачає наявність ексцентрикової конусної втулки (поз.6, рис.1) в якій змонтований вал конуса рухомого. Ексцентриковий рух вузла рухомого конуса є причиною динамічної неурівноваженості конструкції.

Повністю урівноваженим вважається механізм у котрого головний вектор і головний момент сил інерції дорівнюють нулю. Якщо дії зовнішніх сил відкидаються, то у рівнянні рівноваги залишаться тільки інерційні складові, котрі визначаються інерційними параметрами механізму – масами, моментами інерції та законом руху. В даному випадку інерційні складові будуть залежати від розмірно-масових характеристик дробильного конуса 1 (рис.1, а), частоти його обертання та геометричних параметрів установки в корпус дробарки 2 (рис. 1).

Згідно розробленого алгоритму проведено динамічне урівноваження дробарки КМД-1750 (рис. 1) в модулі Motion.

Для підвищення ефективності виконання дослідження модель дробарки була адаптована для динамічного аналізу в середовищі Motion. Для скорочення об'єму інформації фланець 12 приведений до стану «Зафіксовано», а всі інші вузли/деталі приведені в стан «Звільнений». Спряження між деталями, котрі не здійснюють рухів один відносно одного, змінено на спряження «Зафіксовано». Всі решта спряжень видалені або погашені. Залишено лише спряження «Концентричний» між проміжною втулкою 4 та ексцентриком 5.

Для зручності визначення реакції протидії корпусу у відповідності з рекомендаціями, котрі наводяться в літературі (Алямовский А.А. «Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation»), в конструкцію був додатково введений фланець 13 (рис.1), який поєднаний з корпусом за допомогою двох спряжень, а саме: співпадінням між базовими вертикальними площинами, а також співвісністю.

Між корпусом рухомого конуса 3 та під'ятником 8, між ексцентриком 6 та корпусом 2, між опорним кільцем 12 та конусом нерухомим 9, сформований 3D контакт з наступними параметрами: матеріали деталей – Steel (Greasy); параметри тертя – $v_k=10.16$ мм/с, $\mu_k=0.05$; параметри пружності – встановлено режим «воздействие» для якого жорсткість становить 1000000.00 Н/мм, максимальне демпфування – 49.91566312 Н/(мм/с); максимальне проникнення – 0,1 мм.

Отримавши значення неурівноваженої сили 287852 Н (через команду «Results and Plots») за залежністю $m = \frac{P}{\omega^2 R}$ визначено орієнтовну масу для балансування, яка становить 316 кг (для порівняння вага корпусу конуса 5850,87 кг). Після закріплення балансувальної маси на корпусі конуса та після проведення дослідження одержано силу реакції, яка становить 7862 Н (рис. 2).

Після виконання урівноваження дробарки, здійснено імпортування навантаження руху для одного кадру в модуль Simulation. Для передачі навантаження на деталь «Опорна чаша» (поз. 7, рис. 1) в моделі задані несучі поверхні для спряження деталі «Опорна чаша» з деталлю «Під'ятник» (поз. 8, рис. 1). Для цього в дереві конструювання FeatureManager у відкритому контекстному меню редагування спряження деталі «Опорна чаша» з деталлю «Під'ятник», обрана вкладка «Аналіз» та активована опція «Загрузить несущие грани». Після цього де були обрані грані контакту деталі «Опорна чаша» з деталлю «Під'ятник» (рис. 3)

На основі імпортованих сил з аналізу руху створено статичне лінійне дослідження в модулі Simulation, а також створено дослідження топології. Ціль дослідження топології в даному випадку - знайти найкраще відношення жорсткості до маси.

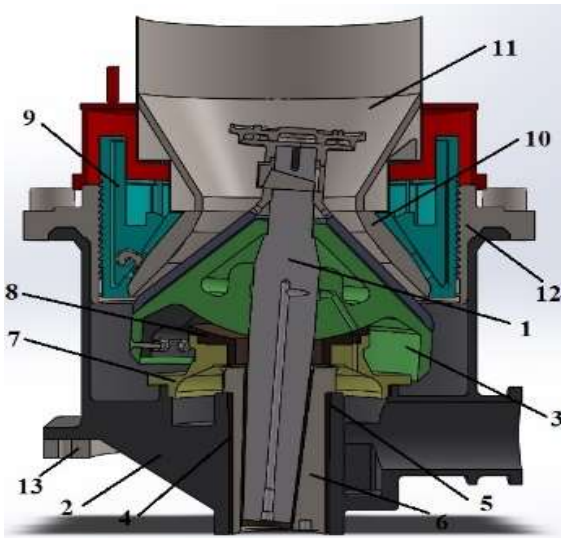


Рис. 1. Адаптована твердотіла 3D модель конусної дробарки КМД-1750:

- 1 – конус рухомий; 2 – корпус дробарки;
- 3 – корпус рухомого конуса;
- 4 – втулка проміжна; 5 – втулка конічна;
- 6 – ексцентрик; 7 – опорна чаша; 8 – підп'ятник;
- 9 – конус нерухомий; 10 – броня нерухомого конуса;
- 11-приймальний бункер; 12-опорне кільце;
- 13 – фланець для збору динамічних навантажень.

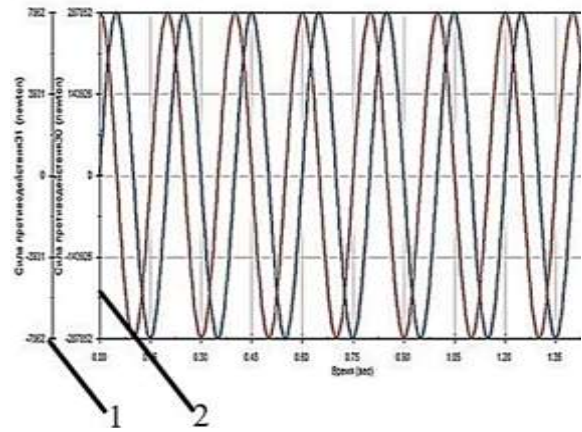


Рис. 2. Результати дослідження реакції протидії конструкції дробарки: 1 – з балансуємим вантажем; 2 – без балансуємого вантажа

Твердотіла 3D модель деталі після топологічної оптимізації до розрахунку згладженої сітки (адаптації до виробництва) показана на рис.3.

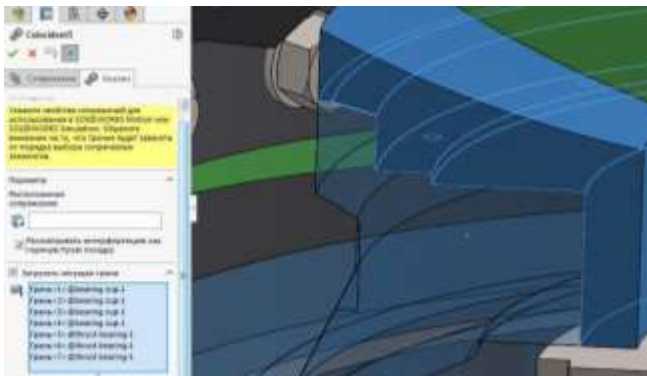


Рис. 3. Завантаження несучих граней для імпорту навантажень в модуль Simulation

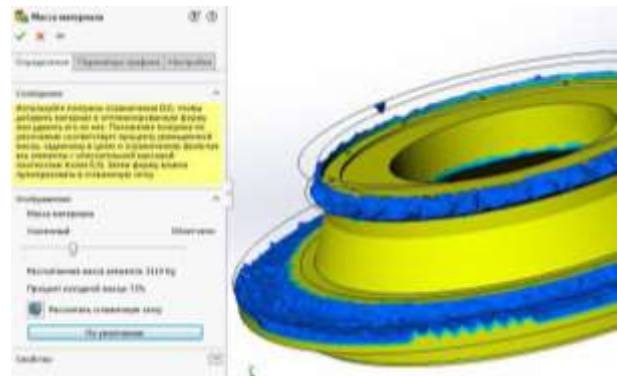


Рис. 4. Отримана геометрія деталі в результаті виконання топологічної оптимізації

В результаті динамічного урівноваження дробарки вдалося знизити величину силових факторів, котрі діють на елементи конструкції дробарки. В свою чергу це дозволяє в нести зміни в конструкцію деталей дробарки для зменшення маси та оптимізації їх конструктивного виконання. Для зниження ваги деталі «Опорна чаша» зі збереженням показників жорсткості та необхідного коефіцієнту запасу міцності, виконана топологічна оптимізація в середовищі SolidWorks Simulation. В результаті вдалося досягти зниження маси деталі «Опорна чаша» на ~ 10 % зі збереженням вимог міцності та жорсткості даної деталі.