

Міністерство освіти і науки України
Національний університет
“Львівська політехніка”

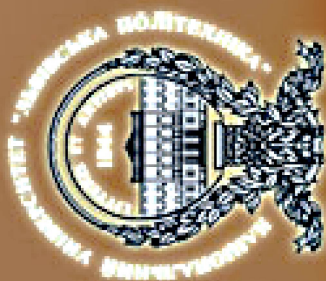
**ЗБІРНИК
НАУКОВИХ ПРАЦЬ**

VII-ої Міжнародної
науково-технічної конференції

***“Прогресивні
технології в
машинобудуванні”***

5 - 9 лютого
2018

*Львівська політехніка
Національний університет*





*Національний університет “Львівська політехніка”
вітає учасників VII-ої Міжнародної
науково-технічної конференції “Прогресивні
технології в машинобудуванні”*



Institute of Engineering Mechanics and Transport

CONFERENCE PROCEEDINGS

**VII INTERNATIONAL
SCIENTIFIC CONFERENCE**

**“ADVANCED
TECHNOLOGIES IN
MECHANICAL
ENGINEERING”**

**5-9 February 2018
Lviv-Zveniv (Carpathians)**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

“ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

ІНСТИТУТ ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ ТА ТРАНСПОРТУ



ПРОГРАМНИЙ КОМІТЕТ

Грицай Ігор Євгенович — *голова*, д.т.н., проф., завідувач кафедри технології машинобудування Національного університету “Львівська політехніка”.

Ланець Олексій Степанович – *співголова*, д.т.н., директор інституту інженерної механіки та транспорту Національного університету “Львівська політехніка”.

Ziobro Jan (Poland) — *співголова* prof., Instytut Techniczny Panstwowa Wyzsza Szkola Zawodowa, Dyrektor Instytutu Technicznego

Burek Jan (Poland) – prof., Rzeszow University of Technology,

Canli Eyub (Turkey) - Selcuk University (Selçuk Üniversitesi), Faculty Member, Mechanical Engineering

Fiorentino Michele (Italy) - Politecnico di Bari, Faculty Member, D.I.Me.G.

Neumann Karl-Heinz (Germany) – prof., University of Applied Sciences, Zwickau.

Pereira Alejandro (Spain) - Universidade de Vigo, Faculty Member, Design in engineering

Michael Storchak (Germany) - prof., Institute for Machine and Tools University of Stuttgart

Гурей Ігор Володимирович - д.т.н, проф. кафедри технології машинобудування Національного університету “Львівська політехніка”;

Залога Вільям Олександрович - д.т.н, проф., академік АН ВО України, завідувач кафедри технології машинобудування, верстатів та інструментів Сумського державного університету;

Ковальов Віктор Дмитрович - д.т.н., проф., завідувач кафедри металорізальних верстатів та інструментів Донбаської державної машинобудівної академії (м. Краматорськ);



Луців Ігор Володимирович – завідувач кафедри «Конструювання верстатів, інструментів та машин» Тернопільського національного технічного університету імені І. Пулюя

Оргіян Олександр Андрійович - д.т.н., проф., завідувач кафедри технології машинобудування Одеського Національного політехнічного університету;

Пасічник Віталій Анатолієвич - д.т.н., проф., завідувач кафедри інтегрованих технологій машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»;

Пермяков Олександр Анатолійович - д.т.н., проф., кафедри «Технології машинобудування і металорізальні верстати» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»

Петраков Юрій Володимирович - д.т.н., проф., завідувач кафедри технології машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»;

Равська Наталія Сергіївна - д.т.н., проф., проф. кафедри інтегрованих технологій машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»;

Ступницький Вадим Володимирович - д.т.н, професор кафедри технології машинобудування Національного університету “Львівська політехніка”;

Тонконогий Володимир Михайлович - д.т.н., проф., завідувач кафедри інформаційних технологій проектування в машинобудуванні, директор Інституту промислових технологій, дизайну і менеджменту Одеського Національного політехнічного університету;

Антонюк Віктор Степанович - д.т.н., проф., завідувач кафедри виробництва приладів Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

Сліпчук Андрій Миколайович – *секретар*, к.т.н, доц., кафедри технології машинобудування Національного університету “Львівська політехніка”.

ОРГКОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

Грицай І.Є. – д.т.н., проф., зав. кафедри ТМБ

Гурей І.В. – д.т.н., проф. кафедри ТМБ

Ступницький В.В. – д.т.н., доц. кафедри ТМБ

Кусий Я.М. – к.т.н., доц. кафедри ТМБ

Сліпчук А.М. – к.т.н., доц. кафедри ТМБ

Новіцький Ю.Я. – к.т.н. асистент кафедри ТМБ

Голдирева І.А. – інженер кафедри ТМБ

Сердітова Т.В. – інженер кафедри ТМБ



ЗМІСТ

1. JAVAMACH CLUSTER - SYNERGETICS OF INFROMATIC, QUASIMATERIAL AND ENERGY FLOWS IN INDUSTRY 4.0

Dobrotvorskiy S.S, Doctor of Technical Sciences, Professor,

Sokol E.I, Doctor of Technical Sciences, Professor,

Permyakov A.A. Doctor of technical sciences, professor,

Gnuchikh S.S, post-graduate student

The National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"

14

2. PNEUMATIC TRANSPORTATION SYSTEMS OF SHEET MATERIAL

Ivanko Andrii, Ph.D. Associate Professor,

MarchenkoOleksandr graduate student

Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Kyiv, Ukraine

15

3. GRINDING SYSTEM MODELLING AND SIMULATION

¹**Lishchenko N.V., PhD, associate professor,**

²**Larshin V.P., Doctor of Science, professor**

¹*Odessa National Academy of Food Technologies*

²*Odessa National Polytechnic University*

17

4. MANUFACTURING TECHNOLOGY AND PROPERTIES WEARFIRMNESS TERMITE CAST IRON

¹**Zhyhuts Yu.Yu, prof.,** ²**Lazar V.F., as. prof.,** ²**Hom'ak B.Ya., as. prof.**

¹*Uzhhorod National University*

²*Mukachevo State University*

20

5. ВПЛИВ ВЕЛИЧИНИ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЗАЗОРУ ЗАМКОВОЇ НАРІЗИ НА ШВИДКІСТЬ ПОТОКУ БУРОВОГО РОЗЧИНУ У ЇЇ ГВИНТОВОМУ З'ЄДНАННІ

Борушак Л.О., к.т.н., доцент, Онисько О.Р., к.т.н., доцент

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

24

6. КОМП'ЮТЕРНО -ІНТЕГРОВАНА СИСТЕМА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ФОРМОУТВОРЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Воронцов Б.С., к.т.н., доцент, Пасічник В.А., д.т.н., професор

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

27



**7. МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ
ТРАНСПОРТУЮЧИХ КАНАТНИХ СИСТЕМ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ
ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ**

**Гелетій В. М., к.т.н, Новіцький Я.М. к.т.н, доцент,
Кий А.В., асистент**

*Національний університет «Львівська політехніка» *Національний
лісотехнічний університет України.*

30

**8. КОНЦЕПЦІЯ ЗУБОФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТУ ДЛЯ НАРІЗАННЯ
І ЧИСТОВОГО ОБРОБЛЕННЯ ВЕЛИМКОМОДУЛЬНИХ
ЗУБЧАСТИХ КОЛІС**

Грицай І.Є., д.т.н, проф., Кук А.М., к.т.н., доц.

Національний університет «Львівська політехніка»

31

**9. МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ, ЯКІ ВИЗНАЧАЮТЬ
ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ З
АСИМЕТРИЧНИМИ ПРОФІЛЯМИ ЗУБЦІВ**

Грицай І.Є., д.т.н., проф., Волошин В.Д., магістр

Національний університет «Львівська політехніка»

35

**10. ЗМІНА ВМІСТУ ХІМІЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ У ПОВЕРХНЕВОМУ
ШАРІ ПІД ЧАС ФРИКЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Гурей І.В., д.т.н., професор, Гурей Т.А., к.т.н., доцент,

Гурей В.І., к.т.н.

Національний університет «Львівська політехніка»

38

**11. ПОЛІПШЕННЯ ЯКОСТІ ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ СТАЛІ
30ХГСА КОМБІНОВАНОЮ ЛАЗЕРНО-ДЕФОРМАЦІЙНОЮ
ОБРОБКОЮ**

Данилейко О.О. аспір., Джемелінський В.В. к.т.н., проф.,

Лесик Д.А. к.т.н., асис.

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний
інститут ім. Ігоря Сікорського»*

41

**12. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕТОДІВ АЗОТУВАННЯ
ЗУБЧАТИХ КОЛІС**

¹ Долгов М.А., д.т.н, доцент, ² Заїчко К.В.,

³ Смирнов І.В., д.т.н, професор

¹ Інститут проблем міцності імені Г.С.Писаренка НАН України

² Державний науково-дослідний інститут МВС України

*³ Національний технічний університет України «Київський політехнічний
інститут імені Ігоря Сікорського»*

44



13. ПРОГРЕСИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ ПРОЦЕСІВ РІЗАННЯ З УДАРАМИ

Жигалов А.Н., к.т.н.,

Шелег В.К., д.т.н, професор, член-кор. НАН Білорусі

¹*ЗАТ «Промлізінг» м. Могілев, Республіка Білорусь*

²*Білоруський національний технічний університет*

47

14. ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ПРИВОДУ ПОДРІБНЮЮЧИХ МЕХАНІЗМІВ

Карплюк Л.Ф. к.т.н, доцент, Головач І.Р. к.т.н, доцент,

Сильвеструк Б.Й. к.т.н, доцент

Національний університет «Львівська політехніка»

50

15. ТЕХНОЛОГІЧНІ І РОЗРАХУНКОВІ МЕТОДИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТРУБОПРОВІДНИХ ОБВ'ЯЗОК ЕНЕРГЕТИЧНИХ ОБ'ЄКТІВ

Кичма А. О., к.т.н., доцент, Предко Р. Я., к.т.н., асистент

Національний університет «Львівська політехніка»

54

16. ДОСЛІДЖЕННЯ ІНФОРМАТИВНОСТІ ДІАГНОСТИЧНИХ СИГНАЛІВ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ ПРИ АДАПТИВНОМУ УПРАВЛІННІ ВАЖКИМИ ВЕРСТАТАМИ

Ковальов В.Д., д.т.н., професор, Васильченко Я.В., д.т.н., доцент, Березовська Я.К.

Донбаська державна машинобудівна академія

57

17. ДО ПИТАННЯ ФОРМУВАННЯ І ВИМІРЮВАННЯ ШОРСТКОСТІ ПЛОСКИХ ПОВЕРХОНЬ, УТВОРЕНИХ ТОРЦЕВИМ ФРЕЗЕРУВАННЯМ

¹Кривий П.Д., к.т.н., професор, ²Тимошенко Н.М., к.фіз.-мат.н., доцент, ¹Бутрин С.П., магістрант, ¹Михалович В.А., магістрант

¹*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

²*Національний університет «Львівська політехніка»*

60

18. СТОХАСТИЧНІСТЬ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ ПРИ СВЕРДЛІННІ

¹Кривий П.Д., к.т.н., проф., ²Тимошенко Н.М., к.ф.-м.н, доц.,

¹Кобельник В.Р., к.т.н., доц., ¹Геть Ю.М., магістрант

¹*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

²*Національний університет «Львівська політехніка»*

62



**19. ВИКЛИКИ ЧЕТВЕРТОЇ ПРОМИСЛОВОЇ РЕВОЛЮЦІЇ
«ІНДУСТРІЯ 4.0» ПЕРЕД ВЧЕНИМИ УКРАЇНИ**

Кузнєцов Ю.М., д.т.н., професор,

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

66

**20. ЕВОЛЮЦІЯ І ПРОГНОЗУВАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ
ВИСОКОТОЧНИХ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ОСЕСИМЕТРИЧНИХ
ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМІВ**

¹Кузнєцов Ю.М., д.т.н., професор, ²Ель-Дахабі Ф.В., к.т.н., доцент

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (Україна)

²Національна консерваторія мистецтв і ремесл «ІВНПЕ» (Ліван)

70

**21. ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ ІМ - ТВЕРДОСТІ ДЛЯ
ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ПОШКОДЖУВАНОСТІ ВИЛИВКІВ**

¹Кусий Я.М., к.т.н., доцент, ¹Кузін О.А., к.т.н., доцент,

²Винар В. А., к.т.н., с.н.с., ²Рацька Н. Б., к.т.н., м.н.с.

¹Національний університет “Львівська політехніка”,

²ФМІ ім. Г.В.Карпенка НАН України (м. Львів), відділ № 16

72

**22. МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СИСТЕМИ
ПРОФІЛЬНОГО ЗУБОШЛІФУВАННЯ ЯК ОБ'ЄКТА КЕРУВАННЯ**

¹Ларшин В.П., д.т.н., професор, ²Ліщенко Н.В., к.т.н., доцент,

¹Одеський національний політехнічний університет

²Одеська національна академія харчових технологій

76

**23. АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ
ГІДРОАБРАЗИВНОЇ ОБРОБКИ ВНУТРІШНІХ ПОВЕРХОНЬ
ТРУБЧАСТИХ ЗАГОТОВОК**

Лещук Р.Я, к.т.н., доцент, Кобельник В.Р., к.т.н., доцент,

Нагорняк Г.С., к.т.н., доцент

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

79

**24. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ДВОСТОРОННЬОГО
ШЛІФУВАННЯ ШТОВХАЧІВ З РІЗНИМИ ДІАМЕТРАМИ ТОРЦІВ
КРУГАМИ З КАЛІБРУЮЧИМИ ДІЛЯНКАМИ**

Литвин О.О., аспірант, Кальченко Д.В., магістрант

Чернігівський національний технологічний університет

83



25. ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СИСТЕМИ АДАПТИВНОГО ПРОФІЛЬНОГО ЗУБОШЛІФУВАННЯ

¹Ліщенко Н.В., *к.т.н., доцент*, ²Ларшин В.П., *д.т.н., професор*

¹*Одеська національна академія харчових технологій*

²*Одеський національний політехнічний університет*

86

26. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ ФОРМИ КІЛЬЦЕВИХ ДЕТАЛЕЙ ТА ПОДРІБНЕННЯ СТРУЖКИ ПРИ ОБРОБЦІ БАГАТОЛЕЗОВИМ ОСНАЩЕННЯМ АДАПТИВНОГО ТИПУ

Луців І.В., *д.т.н., професор*, Волошин В.Н., *к.т.н., доцент*,

Буховець В.М., *асистент*, Стахурський О.О., *аспірант*

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

89

27. ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ВИСОТИ ЦЕНТРАЛЬНОЇ ТРУБИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ОЧИЩЕННЯ В ЦИКЛОНІ ІЗ СПІРАЛЬНИМ НАПРАВЛЯЮЧИМ АПАРАТОМ

Майструк В.В., *к.т.н., доцент*, Гаврилів Р.І., *к.т.н., доцент*,

Майструк П.В., *студент*

Національний університет "Львівська політехніка"

91

28. ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ТА ДЖЕРЕЛА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ШЛІФУВАЛЬНИХ ОПЕРАЦІЙ ПІДШИПНИКОВОГО ВИРОБНИЦТВА

Марчук В.І., *д.т.н.*, Марчук І.В., *к.т.н.*, Олексин М.В., *технік 1*

категорії, Красовський В.В., *ст. лаборант*

Луцький національний технічний університет

93

29. ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ ПРОФІЛЮ ЗАМКОВОЇ НАРІЗИ ВИГОТОВЛЕНОЇ РІЗЦЯМИ ІЗ ЗАГАЛЬНИМ ПОЛОЖЕННЯМ ПЕРЕДНЬОЇ ПОВЕРХНІ ТА ЗАДАНОЇ ТОЧНІСТЮ ЇЇ ВСТАНОВЛЕННЯ

Медвідь Ю.В., *магістрант*, Онисько О. Р., *к.т.н., доцент*,

Панчук В.Г. *д.т.н., професор.*

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

96

30. ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ЗБІРНИХ РІЗЦІВ В ПРОЦЕСІ ВІДНОВЛЕННЯ КОЛІСНИХ ПАР

Мироненко Є.В., *д.т.н., професор*, Міранцов С.Л., *к.т.н., доцент*,

Полупан І.І., *к.т.н., старший викладач*

Донбаська державна машинобудівна академія

100



- 31. ВИКОРИСТАННЯ ТЕОРІЇ РЕАЛЬНИХ ГАЗІВ ДЛЯ ОПИСУ ПРОЦЕСУ ЗЙОМУ МЕТАЛУ ПРИ ВІБРООБРОБЦІ**
Міцик А.В., *к.т.н., доцент*, Федорович В.О., *д.т.н., професор*
Національний технічний університет «ХПІ» 103
- 32. СИСТЕМНИЙ СИНТЕЗ КОНСТРУКЦІЙ ЗБІРНИХ ДИСКОВИХ ФРЕЗ З МЕХАНІЧНИМ КРІПЛЕННЯМ БІЧНИХ БАГАТОГРАННИХ НЕПЕРЕТОЧУВАНИХ ПЛАСТИН**
Настасенко В.О., *к.т.н., доцент*,
Херсонська державна морська академія 105
- 33. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ РОЗ'ЄМНОГО РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ В ДЕТАЛЯХ З АРМОВАНИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ**
Некрасов С.С., *к.т.н.*, Довгополов А.Ю., *аспірант*
Сумський державний університет 110
- 34. СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ РІЗАННЯМ**
Новіцький Ю.Я., *к.т.н., асистент*
Національний університет “Львівська політехніка”, 114
- 35. КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ У ДЕРЕВОПИЛЬНИХ РАМАХ ГОЛОВНОГО МЕХАНІЗМУ З КОРБОЮ ЗМІННОЇ ДОВЖИНИ**
Пасіка В.Р., *д.т.н., професор*, Новіцький Я.М., *к.т.н., доцент*
Національний університет “Львівська політехніка” 117
- 36. НЕЗАЛЕЖНА АКРЕДИТАЦІЯ ІНЖЕНЕРНИХ ПРОГРАМ ЯК ПРОЦЕС ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ ВИЩОЇ ОСВІТИ**
Пасічник В.А., *д.т.н., професор*
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» 120
- 37. ОБРОБЛЕННЯ ОТВОРУ СТУПІНЧАСТИМ ІНСТРУМЕНТОМ ЗІ ЗМІННОЮ НАПРЯМКУ ПОДАЧІ**
Пасічник В.А. *д.т.н., професор*, Степаненко С.О. *аспірант*
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» 122



38. КОМПОНОВКА МОБИЛЬНЫХ СТАНКОВ ДЛЯ РЕМОНТА НЕДЕМОНТИРУЕМЫХ УЗЛОВ ТУРБОАГРЕГАТОВ

¹Пермяков О.А., *д.т.н., профессор*, ²Ищенко М.Г., *главный технолог*,
¹Шепелев Д.К., *магистрант*

¹Національний технічний університет «ХПІ»

²ПАО «Турбоатом», г.Харьков

124

39. АКТУАЛЬНОСТЬ ДИФФЕРЕНЦИРОВАННОГО И КОМПЛЕКСНОГО ПРОГНОЗИРОВАНИЯ В УСЛОВИЯХ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ КРУПНОМОДУЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

¹Пермяков А.А., *д.т.н., профессор*, ¹Шелковой А.Н., *д.т.н., проф.*,

¹Клочко А.А., *д.т.н., профессор*, ²Охрименко А.А., *д.т.н., доцент*,

¹Гасанов М.И. *к.т.н., доцент*

¹Национальный технический университет «ХПИ»

²Национальный технический университет Украины «КПИ»

127

40. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПОХИБОК ВИГОТОВЛЕННЯ БУРОВОГО ДОЛОТА І БУРИЛЬНОЇ ТРУБИ НА РОБОТУ ДОЛОТА Пригорювська Т.О., *асистент*, Роп'як Л. Я., *к.т.н., с.н.с., доц.*

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

130

41. ДО ПИТАННЯ РОЗРАХУНКІВ ВІРОГІДНОСТІ ВИНИКНЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ НА ФІНІШНОМУ ФОРМОУТВОРЕННІ ПОВЕРХОНЬ ПРИ ВИКОНАННІ ПРОЦЕСІВ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ

¹Проц Л.А., *к.т.н., доцент*, ²Лавріненко В.І., *д.т.н., професор*,

³Молчанов В.Ф., *к.т.н., доцент*, ³Солод В.Ю., *к.т.н., доцент*,

³Хаванський В.М., *магістр*

¹Інститут електронної фізики НАН України, Ужгород

²Інститут надтвердих матеріалів ім.В.М. Бакуля НАН України, Київ

³Дніпровський державний технічний університет МОН України,

133

42. ЗАСТОСУВАННЯ САД СИСТЕМ ПРИ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗРІЗАЄМОГО ШАРУ ПРИ ЗУБОФРЕЗЕРУВАННІ ЧЕРВ'ЯЧНИМИ ФРЕЗАМИ

¹Равська Н.С., *д.т.н., професор*, ²Клочко О.О., *д.т.н., професор*,

¹Охрименко О.А., *д.т.н., доцент*

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

²Національний технічний університет «ХПІ»

135



- 43. ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ В ДВОШАРОВОМУ ПОКРИТТІ АЛЮМІНІЙ – ОКСИД АЛЮМІНІЮ**
Роп'як Л. Я., *к.т.н., с.н.с, доцент*
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу 138
- 44. ПОКРАЩЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ У З'ЄДНАННЯХ «КОМБІНОВАНИЙ ЗУБОК – ШАРОШКА» БУРОВИХ ДОЛІТ**
¹Сліпчук А. М., *к.т.н., доцент*, ²Яким Р. С., *д.т.н., професор*.
¹*Національний Університет "Львівська політехніка"*
²*Дрогобицький державний педагогічний університет ім. І.Франка,* 139
- 45. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ОПТИМАЛЬНИХ УМОВ РОБОТИ ПАСАЖИРСЬКОЇ КАНАТНОЇ ДОРОГИ**
Сологуб Б. В., *к.т.н., доцент*, Данило Я. Я., *старший викладач*,
Предко Р. Я., *к.т.н., асистент* 142
Національний університет «Львівська політехніка»
- 46. ДИНАМІКА РУХУ ЗАВАНТАЖЕННЯ КОНТЕЙНЕРА ПРИ ВІБРАЦІЙНОМУ ОБРОБЛЕННІ ПОВЕРХНІ ВИРОБІВ**
Стоцько З.А., *д.т.н., проф.* Ребот Д.П., *к.т.н., асист.*,
Топільницький В.Г., *к.т.н., доц.* 144
Національний університет "Львівська політехніка"
- 47. ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО ТА ТЕРМОДИНАМІЧНОГО СТАНУ ЗАГОТОВОК В ПРОЦЕСІ ЗУСТРІЧНОГО І ПОПУТНОГО ФРЕЗЕРУВАННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ РЕОЛОГІЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ В СИСТЕМІ ADVANTEDGE**
Ступницький В.В., *д.т.н., професор*, Ступницька Н.В., *к.т.н., доцент* 146
Національний університет «Львівська політехніка»
- 48. ОСОБЛИВОСТІ МЕХАНІКИ КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛЕМ З ІНДИВІДУАЛЬНИМ ПРИВОДОМ ДВОХ ПЕРЕДНІХ КОЛІС**
Щур І. З. *д.т.н., професор* 149
Національний університет «Львівська політехніка»



JAVAMACH CLUSTER - SYNERGETICS OF INFROMATIC, QUASIMATERIAL AND ENERGY FLOWS IN INDUSTRY 4.0

Dobrotvorskiy S.S, *Doctor of Technical Sciences, Professor,*
Sokol E.I, *Doctor of Technical Sciences, Professor,*
Permyakov A.A. *Doctor of technical sciences, professor,*
Gnuchikh S.S, *post-graduate student*
The National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"

The current acceleration of scientific and technological progress is based on the use of the cluster approach. This approach is especially important when solving the problems of "Industry 4.0", which are global in nature and unite all aspects of life and production. A comprehensive approach to the solution of such problems is necessary, taking into account the synergetics of information, quasi-material, energy and other flows. Today there is no single approach to the formation of a cluster model. In general, associations are based on an industrial basis and close geographical position [1,2]. As a rule, clusters are created to quickly solve a specific problem or task. The disadvantage of this approach is that with the disappearance of the problem, as a rule, the cluster also disappears. There is a problem of continuity in development. In our opinion, the creation of a cluster that is able to meet global challenges and have a permanent development should have a single ideological platform, which all cluster participants recognize and use it in theoretical and practical activities. In this paper, it is proposed to use the Java programming language and other advantages of the Java platform as an ideological platform for creating an information technology cluster at NTU "KhPI". The approach to the creation of such a cluster is considered on the example of a machine-building direction,

The goal of creating JavaMach Cluster is to create a single educational, scientific, practical platform and core of open source engineering using the Java programming language and Web technologies, taking into account the synergetics of information, quasi-material, energy flows.

The urgency of creating a cluster is due to several reasons. The first is due to the need for interactive presentation of the department in the Internet space, i.e. creation of a virtual Internet department. The second is an attempt to unite the efforts of the machine-building departments of Ukraine to improve the training of specialists at the junction of information and engineering technologies on a single Java platform. And the third, in our opinion, the most important, to move from the path of consumers of programs to the path of their creation. To date, the solution to this class of tasks is possible only based on the use of the programming language Java, Java applications and other applications compatible with Java technology. Why the Java platform? This is an object - oriented approach to programming, the Internet and WEB focus. Its universality of application when creating programs for industry, the Internet, mobile communications and household appliances using JVM.



The main learning objectives of the cluster. End-to-end cycle of training students from 1 st to 6 th course on a single platform. Teamwork. Qualitative preparation of students. Attractiveness for applicants. Acceleration of adaptation to European standards and practical assimilation of English. Free exchange of educational materials and programs between departments of universities. The main general tasks of the cluster. A common platform for communication between cluster participants. Adaptation of engineering to European standards. Participation in European projects. Creation of a single technological core for Ukrainian enterprises. Integration of the JavaMach core with CAD / CAM / CAE / CAPP / PDM / ERP systems.

The main goal is the creation in the future of a domestic system such as ERP, taking into account the synergetics of information, quasi-material, energy flows and a high degree of intellectualization.

In conclusion, it is necessary to note the prospects for the dissemination of such a cluster approach within the whole institute with the invitation to interested universities, enterprises, firms in JavaMach Cluster.

List of sources used:

1. Porter M. *International competition - M. : Intern. relations, 1993. - 896 p.*
2. Porter M. *Competition - M. : Williams, 2001. - 495 p.*
3. Herbert Schildt *The Complete Reference. Ninth Edition. Fully updated for Java SE 8 (JDK 8) -Oracle Press, 2014. -1243 p.*

PNEUMATIC TRANSPORTATION SYSTEMS OF SHEET MATERIAL

Ivanko Andrii, Ph.D., Associate Professor,
Marchenko Oleksandr, graduate student,
Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Kyiv, Ukraine

Designing energy-saving sections and devices for pruning, cutting, or cutting out paper-cardboard products is a promising area in the polygraph engineering industry [1-3].

Transportation systems play a major role in the processes of supply, output and processing of sheet materials. So for the separation of sheet material from the stack, vacuum gripping bodies. They have good dynamic characteristics, are relatively simple in design and provide specified technological requirements.

In [4], devices based on the aerodynamic effect of attraction are considered, since the suction cups that perform the function of the grippers are constructed using a jet of compressed air. Compressed air flows out of the nozzle of a predetermined diameter. The force interaction of this jet of air and semi-finished product is formed due to the appearance of reactive force, viscous friction, air cushion and sticking of the jet to the flowing wall.



This allows the design of new efficient pneumatic conveying devices for simultaneous separation, transport and orientation of cardboard sheet materials. Pneumatic transportation of cardboard sheet materials excludes the effect of mechanical forces arising during processing and greatly simplifies the operational processes.

In the pneumatic transport system it is easy to fit cutting modules of cardboard sheet materials [5-7]. Pruning of printing semi-finished products (for example, billets of cardboard sidewalls for binding) in such modules, the components are not deformed and are not damaged by the actuating elements of the conveyors.

Since the transportation system is responsible for the accuracy of the positioning of the semi-finished product in the cutting zone, the speed of the technological operations is synchronized with adjacent execution modules. Since, in our case, the sheet material during transportation is leveled and based on its edges.

Such a transport system, as an example, can be made in the form of a vacuum module. Sheet material during its transportation to the processing area is kept by the rarefied air created by the vacuum module of the chamber through the nozzles. The necessary rarefied air is generated by a vacuum pump, and the material is held by a perforated tape.

The rarefaction created inside the chamber leads to the formation of a retention force: $F_y = \frac{F}{S \cdot n}$, where F – force required to hold one sheet; S – area of one nozzle;

n – the number of nozzles. According: $F = m \cdot \left(g + \frac{a}{\mu} \right) \cdot S_k$, where m – mass of sheet material; g – acceleration of gravity; a – acceleration system; μ – coefficient of friction; S_k – safety factor.

The technological process of rotational pruning in transport systems, where pneumatic counter-knife is used, characterized by the contact of the knife with the sheet material, which is kept in the treatment zone by compressed air.

If during transportation of sheet material to the processing area it is more expedient to use rarefied air, then at the moment of its cutting we use a compressed. Such a pneumatic module will, through the nozzles, hold the sheet during trimming. Therefore, the main parameter of the pneumatic counter-knife is the air flow rate $Q = \mu_0 \cdot n \cdot \pi \cdot r^2 \cdot U \cdot \sin(\alpha)$, where r – nozzle radius; n – number of nozzles; μ_0 – coefficient of compressed air consumption; U – flow rate of compressed air from nozzles; α – angle of the nozzles to the horizontal.

Production of printing and packaging products requires the use of high-performance and energy-saving equipment. Technologies for processing printed semi-finished products using pneumatic modules during their movement will ensure high quality of the finished product.



References:

1. Регей І.І. Наукові основи розроблення енергоощадної технології і засобів виготовлення розгортки картонного пакування [Текст]: дис. д-ра техн. наук: 05.05.01 / І.І. Регей. – Львів, 2007. – 269 с.
2. Задра В. М. Комплексна оптимізація засобів для прорізування різнопрофільних отворів у паперово-картонних виробках: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.01 / Задра Володимир Михайлович. — Львів, 2003. — 177 с.
3. Угрин Я.М. Розробка технологічного процесу та засобів виготовлення задрукованих розгортки картонних пакувань ножицею різанням: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.01/ Угрин Ярослав Михайлович. - Львів, 2000. - 157 с.
4. Проць Я.І. Дослідження конструкцій струменевих живильників листового матеріалу / Я.І. Проць, П.С. Федорів, Ю.О. Цяпута, В.В. Скочиляс. Технологія і техніка друкарства / НТУУ “КПІ”. Київ, 2012. Вип. 1(35). С. 123-129.
5. Пат. України на корисну модель № 98846. В31В1/14, В26D1/00. Пристрій для підготовки картонних боковинок фігурної палітурки / А. І. Іванко, Ю. О. Шостачук. — Заявл. 19.11.2014; Опубл. 12.05.2015. — Бюл. № 9, 2015. — 4 с.
6. Іванко А. І. Пристрій для фігурного обрізування аркушевих матеріалів в потокових лініях / А. І. Іванко, С. Л. Панов // Технологія і техніка друкарства. — Київ : НТУУ «КПІ». — 2015. — Вип. 4(50). — С. 105–110.
7. Іванко А.І. Обрізування аркушевих матеріалів у пневматичних транспортувальних системах / А.І. Іванко, Марченко О.С. Технологія і техніка друкарства / НТУУ “КПІ”. Київ, 2016. Вип. 2(52). С. 72-78.

GRINDING SYSTEM MODELLING AND SIMULATION

¹Lishchenko N.V., *PhD, associate professor,*

²Larshin V.P., *Doctor of Science, professor*

¹Odessa National Academy of Food Technologies

²Odessa National Polytechnic University

In accordance with the Systems Engineering (theory of technical systems) one of the important initial stages of a system development is an adequate representation of the system from the concept stage to the running one. The system design includes its description, modelling and simulation, which may be represented in the respective formats: verbal description (text) in ordinary languages, graphical representations (block diagram, graphs), special signs systems (e.g., programming languages), mathematical model, a timing diagram, the combined method, etc. Selecting an appropriate way of the system representation depends on the purpose of the study. If the purpose is to create conditions to ensure the desired course of a process, when the process is the developing system, then it should be said of the system operation and control algorithms. In this case the technical system is being developed in the form of a control system model. In this modelling (versus simulation) the system is a mathematical abstraction that is taken as a model of a dynamic phenomenon which represents the dynamic phenomenon in terms of mathematical relations. According to



H. Freeman [1] such a system is characterized by the input u , state x and output y (Fig.1, *a*).

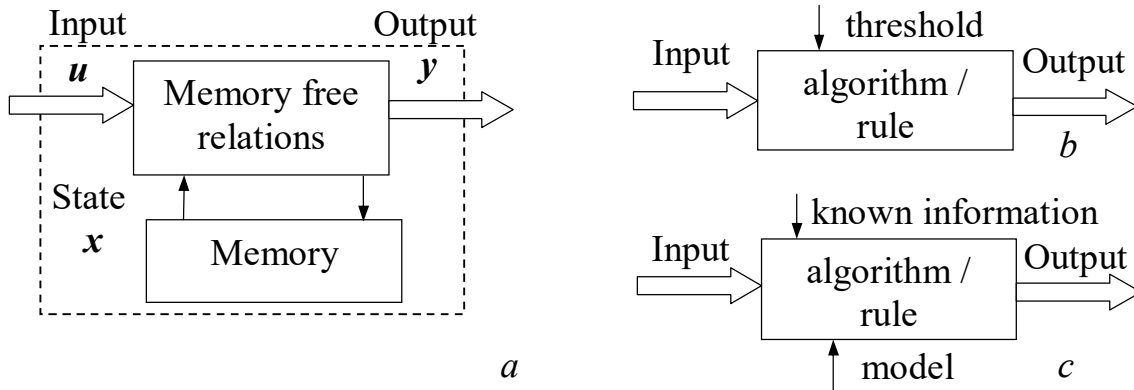


Fig.1 – Representation of the grinding system based on "input-state-output" model (a) [1] and those for decision making without (b) and with (c) a model [2]

The input u in the form of a set of time functions (e.g., in time domain) is the external forces (input variables) which are acting upon the grinding process that represents the dynamic phenomenon mentioned. The state x is a form of the system state-space representation, which with the input affects the output y . The output y in similar form is the measures of the grinding process result, i.e. output quantities belonging to the ground part (part accuracy, surface finish and surface integrity).

A basic characteristic of any dynamic phenomenon is its behavior at any time and whether or not the behavior is traceable not only to the presently applied forces (input variables) but also to those applied in the past. A dynamic phenomenon (process) may or may not possess a memory depending on whether or not the effect of past applied forces is stored. In this connection the state x of the system is a vector function of time (e.g., in time domain) as well as both the input u and output y . In grinding it may be corresponding signals like those of grinding forces F in Newtons, temperature T in Celsius or acoustic emission AE in RMS quantities.

Similarly, the system approach have been taken by H.K. Tönshoff et al [2] to explain a strategy of decision making while interpreting a process monitoring in grinding without (Fig.1, *b*) and with (Fig.1, *c*) a process model. There are two approaches for the decision making. Firstly, the distinctive values of the processed signals are to be compared with a predetermined threshold in order to identify the status of the grinding process by means of preparing a process database (memory stored). This approach is the preferred choice for sensor signals used to interpret output quantities. Secondly, a model based identification approach may be when various kinds of physical or empirical models are employed which utilize known relationships (Fig.1, *c*). As a result, the calculated value is compared with a threshold in order to evaluate the process. This approach is the preferred choice for the sensor signals used to monitor the process quantities which are equal to the system state

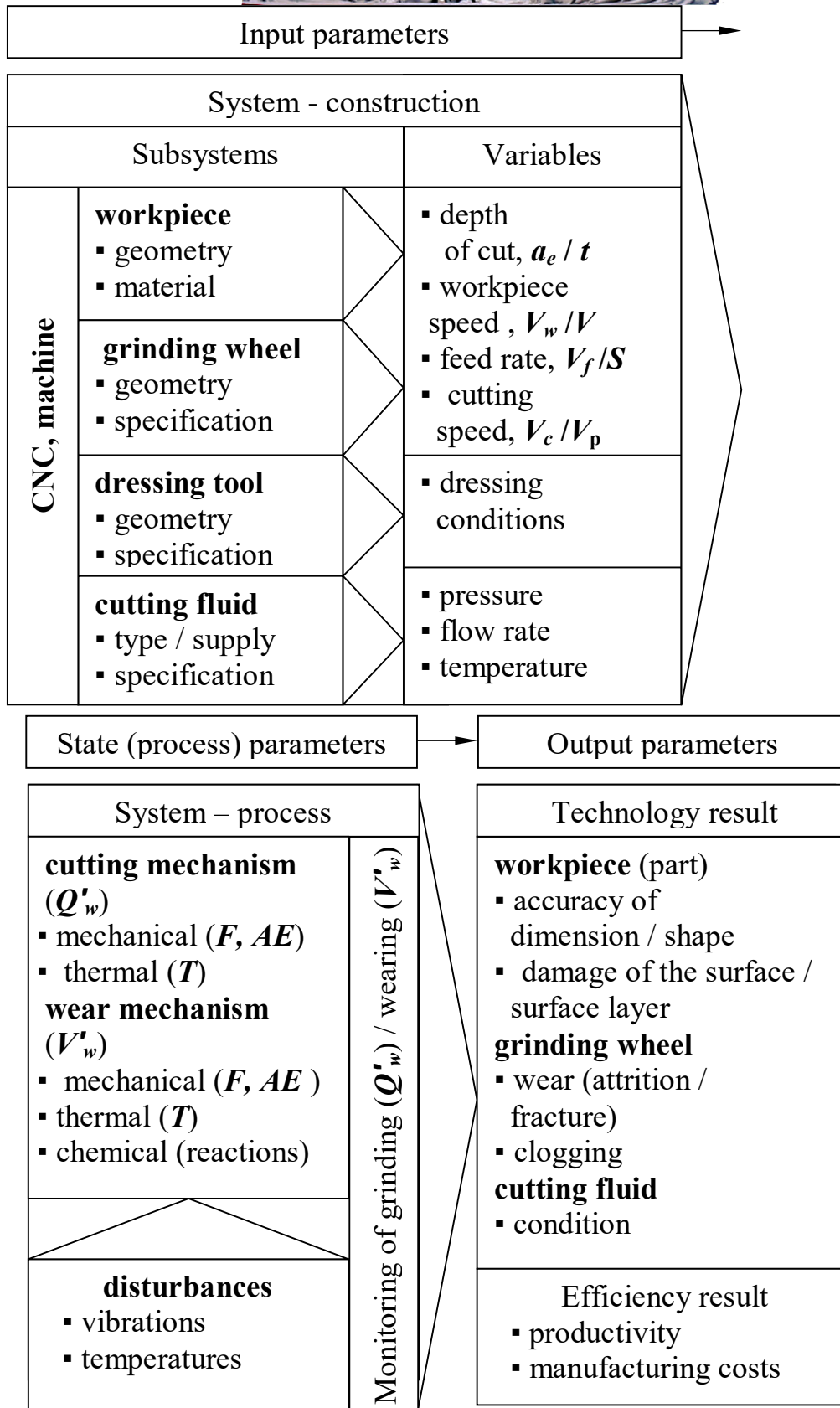


Fig.2 – Grinding system model (in fractional notations the input variables are listed in overseas [3] and domestic designations)



ones. Because of its complexity and significance, the model based identification approach involves understanding the process model (don't confuse with the grinding system model). In this connection the methods for process modelling are of great importance as they are in decision making.

Methods for process modelling discussed further. Besides the model definition mentioned above another term to explain 'model' may be as follows: a model is the abstract representation of a manufacturing process which serves to link causes and effects [2]. That is why the description of the correlation of different quantities of a real system to correspond to a modeled system is the dominant task of process models. In grinding, the dependences of settings on process quantities such as grinding forces F , temperature T , and acoustic emission AE as well as on output quantities such as surface roughness and surface integrity (surface layer quality like grinding burns and residual stresses) may be mapped too on the basis of F. Klocke's representation [3]. Taking into account this representation, a model of technological grinding system can be represented as follows (Fig. 2). The model consists of the following state parameters: Q'_w , V'_w , F , T , AE , where Q'_w is the specific material removal rate in $\text{mm}^3/(\text{s}\cdot\text{mm})$, V'_w is the specific material removal in mm^3/mm .

References

1. Freeman Herbert. *Discrete-time systems: an introduction to the theory* / Herbert Freeman. – New York: J. Wiley, 1965. – 241 p.
2. Tönshoff, H.K. *Process monitoring in grinding* / H.K. Tönshoff, T. Friemuth, J.C. Becker. – *CIRP Annals – Manufacturing Technology*. – Volume 51, Issue 2. – 2002. – P.551-571.
3. Klocke Fritz. *Manufacturing Processes 2: Grinding, Honing, Lapping* / Fritz Klocke. – Berlin: Springer, 2009. – 433 c.

MANUFACTURING TECHNOLOGY AND PROPERTIES WEARFIRMNESS TERMITE CAST IRON

¹Zhyhuts Yy.Yy, *prof.*, ²Lazar V.F., *as. prof.*, ²Hom'ak B.Ya., *as. prof.*

¹*Uzhhorod National University*

²*Mukachevo State University*

Introduction. That is why the synthesis of materials on the basis of metallothermic processes as well as the investigation of the influence of new technological methods of getting metal on microstructure, chemical composition, mechanical properties of manufactured castings got great practical importance. Metallothermic reactions further and further become of great appliance in science and technology. Under the lack of energetic and raw basis, of special melting and cast equipment such technological processes of creating the materials become economically expedient, and their usage in already existed methods of casting production e. g. in technique of producing steel and cast iron castings with termite



addition greatly rises the efficiency of production. Creating of the alloys on the basis of combined (metallothermic+SHS) processes allows getting materials with new technological properties the study of which has both scientific and practical importance.

2. The methods of experiment. While organizing the process of synthesis of steels and cast irons classic [1] termite reactions based on oxidation of aluminium and renovation of iron.

The task was to work up the method of calculating of burden composition on the basis of stoichiometric relationship of reaction components with the introduction of suitable coefficients taking into account the component activity and the coefficients of its adoption by metal. The method allows to establish the composition of metallothermic burdens and to calculate adiabatic temperature of its combustion. The main condition of the process is the necessity to have real temperature of burden combustion higher than the temperature of slag melting [2, 3] (for Al_2O_3 2400 K). The main structure components in termite cast irons that influence greatly the wear resistance are the carbides Cr, W, Mo, Ti and others. Wear resistance of synthesized cast irons under abrasive wear resistance depends on microhardness, form, replacement and quantity of structural components.

3. The directions of studies. Synthesized termite wear resistant cast irons in analogy with the cast irons dot by ordinary methods, can be divided into the following groups: grey, white, including non-alloyed, low-alloyed, nickel-chromium-plated; martensite and high chromium-plated.

Grey special thermite cast irons. It is the most convenient to get grey cast irons by metallothermic or combined (metallothermic+SHS) methods because of the high temperature within the zone of reacting of the components that leads under synthesis of alloys in conditions of micromelting to fast cooling and that in its turn gives the speeds of cooling higher than the critical ones and simultaneously martensite or needle-shape microstructure. These are the structures that are of the highest wear resistance. The burden composition for synthesis, chemical composition and components of the burden for getting wear resistant termite cast iron are shown in table 1. Within cast irons 1, 2 martensite is formed just during metallothermic melting without certain termomanufacturing which is furthermore connected with replacement of critical point regarding alloying of Ni.

Table 1.

Chemical composition of the burden for synthesis of grey termite cast iron

№	Electrode powder, per cent	Ferrosilicium (ФС 75)	Ferromanganese (ФМН 75)	Ni powder	Ferrochrome	Ferroaluminium termite
1	4,0–4,2	1,6–2,0	1,3–1,6	4,2–4,8	0,4–1,1 FeCr	The rest
2	4,0–4,2	3,3–3,8	1,0–1,5	4,0–4,5	0,7–1,4 FeCr	The rest
3	4,0–4,2	1,6–2,0	3,8–4,3	4,8–5,3	0,9–1,6 FeCr	The rest
4	4,0–4,2	1,6–6,0	4,0–4,3	5,5–6,1	–	The rest
5	4,0–4,2	2,0–2,7	4,3–5,1	5,5–6,0	0,7–1,4 FeMo	The rest



Cast irons contain great amount of austenite but after tempering we get the structure of martensite of tempering with hardness being 280-310 HB. In fact, it gives the possibility for termite micromelting to decrease greatly the content of alloyed elements (Mn and Mo) not making tempering cracks while doing this.

Wear resistance of manufactured cast irons may be compared using table 2. Cast iron manufactured by termite method may to some extent be classified as a grey iron not lower than «CЧ 30», and after tempering in cast irons 4 and 5, the limit of tension strength has been established at the level not less than 500 MPa.

Table 2.

Wear resistance of special cast irons

№	Termite material	Conditional value of resistance
1	Carbon steel (analogue of steel «У8»)	100
2	Termically manufactured termite alloyed cast iron	85
3	Martensite termite cast iron	50
4	Alloyed Mn and Mo martensite cast iron	40

Table 2 data witness the increasing of conditional resistance for martensite termite cast irons and rather great increasing for termically manufactured cast iron. Under the synthesis of white termite cast iron the necessity to get high temperature in the zone of reacting of burden components is considered, that is why Cr and Mn are introduced not in the shape of ferroalloys but like oxides Cr_2O_3 , CrO_2 , MnO , MnO_2 . Pearlite matrix of such cast iron contains carbides Cr and Fe. Under considerable gradient of temperatures under termite conditions micromelting white cast iron is produced in large measure simply, simultaneously it is the cheapest among the cast irons mentioned above, but its wear resistance is less than that of the alloyed one. Introducing additionally into the burden even a small quantity of chromium in powder state or in the state of low carbon ferrochromium using breakage of graphite electrodes increase greatly wear resistance of mentioned cast iron. Using roentgenostructural analysis method in the structures of these cast irons carbides Fe_3C and $(Fe,Cr)_3C$ as well as carbides $(Fe,Cr)C_3$ and others were detected, that provides the hardness of ~ 15000 MPa. Microhardness of carbides $(FeCr)_3C$ – HV 10000–10500 MPa, $(FeCr)_7C_3$ and $(Fe, Cr)_{23}C_6$ 14500–17500 MPa. The properties of some marks of termite cast irons are shown in table 3.

Cast irons «ИЧХ15М3», «ИЧХ12М» and «ИЧХ12Г3М» are annealed (for getting the structure of grain perlite) with further hardening. Cast irons «ИЧХ28Н2М2» and «ИЧХ12Г5» with the structure of alloyed austenite are hardened in an open air and «ИЧХ28Н2» are treated under the medium-temperature tempering. High speed of cooling under getting of not big castings or the castings with wall thickness to 25-30 mm allow to get at once austenite-martensite structure.



Table 3.

Mechanical properties of termite highly-alloyed cast irons

Mark ¹	HRC	σ_u , MPa
И4Х12М ¹	65–67	670
ИЧХ12Г5 ¹	64–66	680
ИЧХ28Н2	53–57	620
ИЧХ2Н4 (nickhard)	60–62	660

¹After proper thermal treatment

In other cases, the loading into furnace after hardening of casting at temperature 950°C, endurance 2–3 hours and cooling together with furnace or hardening in an open air is used. The probability of graphitization of castings from nickhard under synthesis of alloy by aluminothermic way decreases considerably because of considerable gradient of temperatures and high speed of heat abstraction, i.e. getting of martensite structure under casting goes considerably simpler. Hardness of these cast irons is in the limits of 9300–12000 MPa (per HV).

4. Conclusion and recommendations. Thus we may make a conclusion that aluminothermic ways can be used for producing of special termite alloyed cast irons expect for high-chromium cast irons during the synthesis of those the problems of technological character appear. Other types of special cast irons have in some cases even better properties than in cast irons produced by ordinary methods.

Designed compositions of termite mixtures are also suitable for technology of termite casting additives of high-temperature gradient. The work that has been carried out allows making a conclusion that for their mechanical properties synthesized specialized cast irons don't yield to "common" and the methods themselves are available for synthesis in principle of any black alloy.

References:

1. Zhiguts, Yu.Yu. *Technologies of obtaining and features of alloys synthesized by combined processes (monograph)* / Yu.Yu. Zhiguz, V.F. Lazar, Uzhhorod: Invasor Publishing House, 2014. - 388 pp.
2. Zhiguts, Yu. *Special grey and white termite cast irons* / Yu. Zhiguts, V. Lazar // *British Journal of Science*, "London University Press". London. – 2014. – № 2 (6). – V. 1. – P. 201 - 207.
3. Zhiguts, Yu., Lazar V., Skyba Yu. *Novel technologies of synthesizing nihard by metallothermic methods* / *Intercollegiate collection of Lutsk National Technical University "Scientific Notes"*. – 2016. – № 54. – C. 130 - 134.



ВПЛИВ ВЕЛИЧИНИ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЗАЗОРУ ЗАМКОВОЇ НАРІЗИ НА ШВИДКІСТЬ ПОТОКУ БУРОВОГО РОЗЧИНУ У ЇЇ ГВИНТОВОМУ З'ЄДНАННІ

Борушак Л.О., к.т.н., доцент, Онисько О.Р., к.т.н., доцент
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Герметичність є одним із параметрів якості бурильних колон. Згідно зі стандартом [1] замкова нарізь усіх типорозмірів містить технологічний зазор сегментного вигляду висотою до 0,5 мм і шириною в основі 1,6 мм. На рисунку 1 його помічено чорним кольором. Тому із-за вказаного зазору у конструкції замка передбачено спіральний канал через який конструкція значно втрачає герметичність.

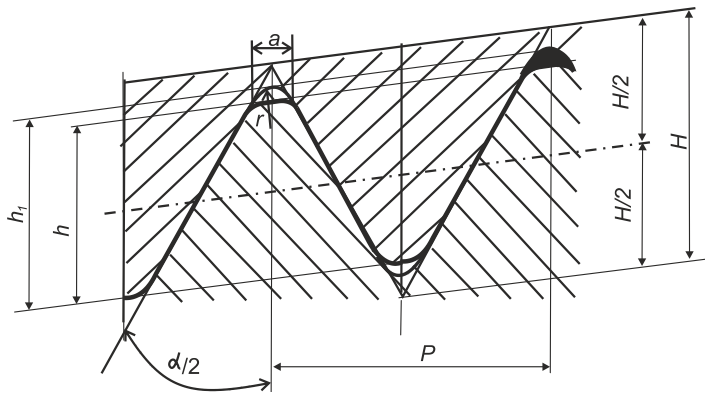


Рисунок 1. Схема замкової нарізі.

P – крок нарізі, H – висота вихідного трикутника нарізі, h_1 – висота профілю нарізі, h – робоча висота профілю нарізі, a – ширина площадки нарізі, $H/2$, r – радіус заокруглення впадини, $\alpha/2$ – половинний кут профілю нарізі. Чорним кольором виділено поперечний зазор поміж муфтою та ніпелем.

Саме із-за зменшення герметичності збільшуються витрати гідравлічної енергії з одного боку і прискорюється знос поверхні нарізі оскільки бурильний розчин разом із абразивом рухається уздовж гвинтового різьбового каналу нарізі із великою швидкістю (понад 50 м/с) з іншого боку [2,3]. На сьогоднішній день герметичність замкових нарізей забезпечують двома шляхами. Один із них - це торцеве ущільнення муфти і ніпеля. Другий - заповнення спірального каналу, що утворюється за рахунок стандартного зазору між муфтою і ніпелем спеціальним змащувально-герметизуючим наповнювачем. Як правило такі наповнювачі при наявності значних нещільностей при контакті торців муфти і ніпеля витісняються із каналу [4] при робочих тисках 10-20 Мпа і наявності нещільностей по торцях муфти і ніпеля, що виникають у процесі експлуатації. Автори дослідження пропонують зменшити площу поперечного перерізу вказаного зазору для досягнення



різкого зменшення швидкості руху бурового розчину в каналі сформованого зазором. На рисунку 2 зображено зазор згідно із стандартом з основою a і запропонований авторами з основою a_1 . У стандарті [1] вказано, що розміри та допуски щодо зазорів мають факультативний характер і подаються для проектування різального інструмента для виготовлення нарізі. До таких відноситься: r – радіус заокруглення впадини, а також допуски на розміри h_1 і h . Величини a і h показано як довідкові розміри. На рисунку 2 зображено більшим масштабом зазор поміж муфтою і ніпелем. Його виділено штрихуванням поміж дугою DFE і її DE. Відрізок DE як видно із рисунку 2 відповідає величині a – ширині площадки нарізі. Висота утвореної фігури як видно із рисунків 1,2 дорівнює різниці h_1-h . Використовуючи факультативність було запропоновано перенести основу сегментного розміру ана величину δ_n . У результаті отримано сегмент AFCB тобто його основою став відрізок величиною a_1 .

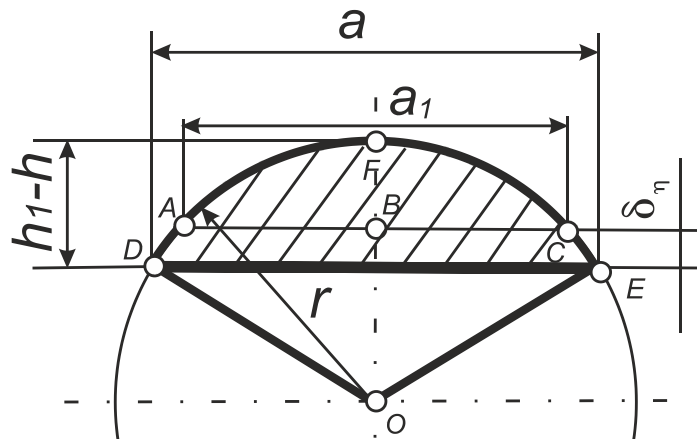


Рисунок 2. Схема стандартного зазору у замковій нарізі і його зменшеного за площею варіанту.

Отже у дослідженнях у середовищі Solid Works із застосуванням Flow Simulatin застосовано стандартний канал із висотою 0,5 мм і основою 1,6 мм у перерізі і новостворений канал переріз якого має в основі величину 1 мм, а висоту 0,134 мм. Застосовано віртуальну 3D модель гвинтового каналу, який утворюється в замковому кінчному різевому з'єднанні між виступами ніпеля і западинами муфти замка **3-73** (За стандартом API 7 (США) – замка 2 7/8 Reg).

На рисунку 3 показано епюру розподілу швидкості руху неньютонівської рідини з діапазоном 30-55 м/с через стандартний гвинтовий канал. Параметри промивного розчину: густина 1200 кг/м³ та початкова кінематична в'язкість 10 сСт. Характеристику зміни в'язкості прийнято згідно із реологічною моделлю Гершеля-Балклі [5].

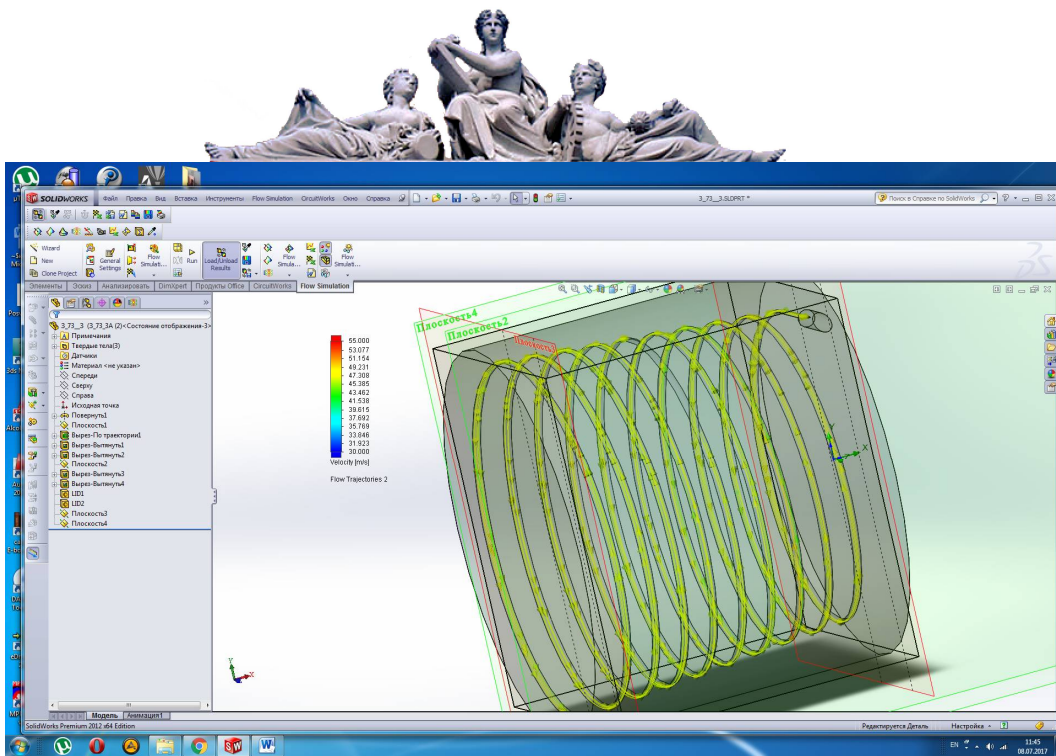


Рисунок 3 – Енур розподілу швидкості в каналі стандартних розмірів (вхідний тиск 10 МПа, замкова нарізь 3-73)

На рисунку 4 в деталях показано поперечну схему каналу, яка використана для віртуальних експериментів, як стандартного так і запропонованого (перерізу) перерізу. Трикутний профіль замість сегментного використано для зменшення необхідного ресурсу віртуальних досліджень.

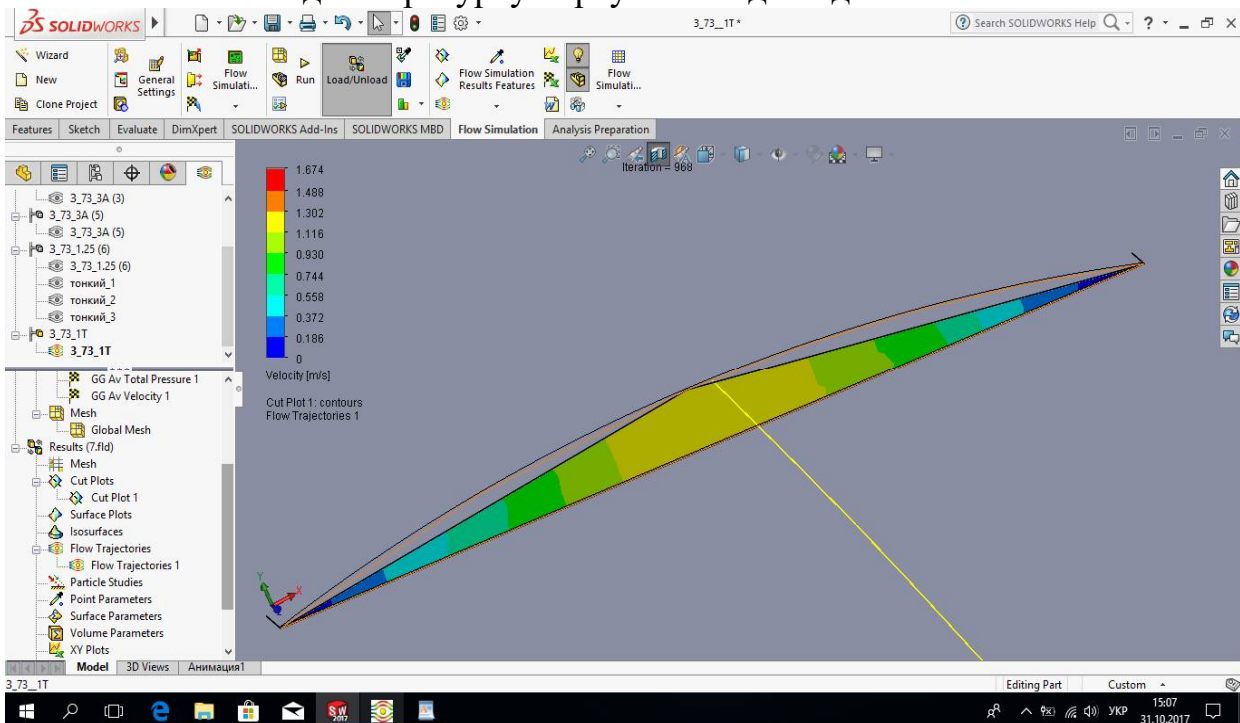


Рисунок 4. Схема розподілу швидкості у вхідному (зменшеному) перерізі спірального каналу між муфтою і ніпелем замкової нарізі 3-73. (вхідний тиск 10 МПа)



Характер розподілу швидкості по перерізу каналу на вході (рисунок 4) і вході схожі: від 0 на краях перерізу до максимальної по середині перерізу. Максимум швидкості на середині вхідного перерізу 1,4 м\с дещо більший ніж швидкість на середині вихідного перерізу 1,1 м.с.

У результаті проведеного віртуального експерименту отримано фактичні дані, щодо швидкості руху бурового розчину, яка стала у 40-50 разів меншою у разі зменшення висоти каналу у 4 рази і його ширини у 1,6 рази.

Висновок.

Отже зменшення гідравлічних витрат і зносу нарізі в бурових колонах можна досягнути за рахунок змін різальної частини нарізових інструментів.

Література:

1. ГОСТ 28487-90. Межгосударственный стандарт. Резьба коническая замковая для элементов бурильных колонн. Профиль. Размеры. Допуски (с Изменением N 1 [Текст]. Утвержден и внесен в действие постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 05.06.80 № 2578. М.: «Стандартинформ», 2010. — 75 с.
2. Чудик І.І. До витрат гідравлічної енергії під час промивання свердловини. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2009.– №2(31).– С34-42.
3. Liubomyr Borushchak. Research of the impermeability of the tool-joint tapered thread size 2 7/8 reg/ Liubomyr Borushchak, Oleh Onysko, Vitalii Panchuk // Monografia “Problemy eksploatacji i zarządzania w górnictwie rząd Górnictwo-Kraków 2017 p.65-72.
4. Барышников А.И. Работоспособность резьбовых соединений бурильной колонны при циклическом нагружении. Ав.-т., к.т.н. Москва, 1984. – 22 с.
5. Чудик І.І., Богославец В.В., Дудич І.Ф. Біополімер–силікатний буровий розчин для буріння горизонтальних свердловин // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.– 2016.– 4(61).– С.34–42,

КОМП'ЮТЕРНО -ІНТЕГРОВАНА СИСТЕМА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ФОРМОУТВОРЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Воронцов Б.С., к.т.н., доцент, Пасічник В.А., д.т.н., професор

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Актуальним трендом сучасного машинобудування є ускладнення форм деталей із одночасним забезпеченням якості продукції, що випускається. Це особливо стосується складних функціональних поверхонь, до яких, в першу чергу, відносяться функціональні поверхні зубів зубчастих коліс з поліпшеною формою зубів, до яких пред'являються все більш високі вимоги по геометричним параметрам. Невідповідність вимог до норм кінематичної точності та плавності роботи зубчастих передач призводить до зниження їх експлуатаційних властивостей, а відсутність використання всіх можливостей сучасних процесів та систем формоутворення, а також інформаційних систем



підтримки інженерних рішень на етапі життєвого циклу виробу, стримує підвищення ефективності виробництва.

Існуючі автоматизовані системи підготовки виробництва в багатьох випадках, наприклад, для зубчастих передач з зачепленням Новікова, синусоїдальних, циклоїдальних та інших передач, відмінних від евольвентних, не забезпечують навіть в теоретичному плані відповідність геометрії робочих поверхонь зубів необхідного ступеня точності зубчастих передач.

Ці проблеми багато в чому пояснюються відсутністю єдиної теорії проектування зубчастих передач з різними профілями зубів зубчастих коліс та низьким рівнем інтеграції етапів синтезу та аналізу в наявних CAD/CAM/CAE системах.

Для вирішення цих проблем актуальною є задача розробки системи забезпечення формоутворення зубчастих коліс, яка мала б єдине математичне забезпечення, що дозволяє змінювати профіль зубів і геометрію пов'язаних з нею поверхонь в інтерактивному режимі, варіювати параметрами схем формоутворення для вибору інструментальної поверхні, що забезпечує якість виготовлених зубчастих коліс, дозволяла аналізувати умови взаємодії сполучених поверхонь, мала єдиний з CAD/CAM/CAE інтерфейс, що, в свою чергу, дозволило б повною мірою використовувати можливості сучасного обладнання з ЧПК і координатно-вимірвальних машин для виготовлення і контролю зубчастих коліс на основі отриманих електронних еталонів коліс та інструментів. При вирішенні завдань формоутворення функціональних поверхонь зубчастих коліс і зубообробного інструменту необхідний функціонально-параметричний зв'язок між усіма елементами системи формоутворення, включаючи елементи аналізу умов контактування цих поверхонь. Комплекс цих математичних залежностей визначатиме теоретичні основи системи формоутворення зубчастих коліс (рис. 1).

На вході системи необхідно провести уніфікацію керуючих параметрів системи формоутворення. На виході системи необхідно отримати ідеальні функціональні поверхні (електронні еталони) зубів зубчастих коліс і інструментальні поверхні, що відповідають обраним кінематичними схемами формоутворення.

В результаті комплексних досліджень процесу формоутворення зубчастих коліс в частині інтерактивного управління формою поверхні, параметризації кінематичних схем формоутворення, аналізу геометричних і кінематичних показників як процесу формоутворення, так і процесів контактування зубів зубчастих передач, реалізована комп'ютерно-інтегрована система забезпечення формоутворення зубчастих коліс, в основу якої покладені уніфіковані керуючі параметри системи формоутворення, якісних показників її елементів, що забезпечує можливість розробки автоматизованих систем забезпечення формоутворення зубчастих коліс та їх інтеграції в системи автоматизованого проектування, виробництва, аналізу та контролю.

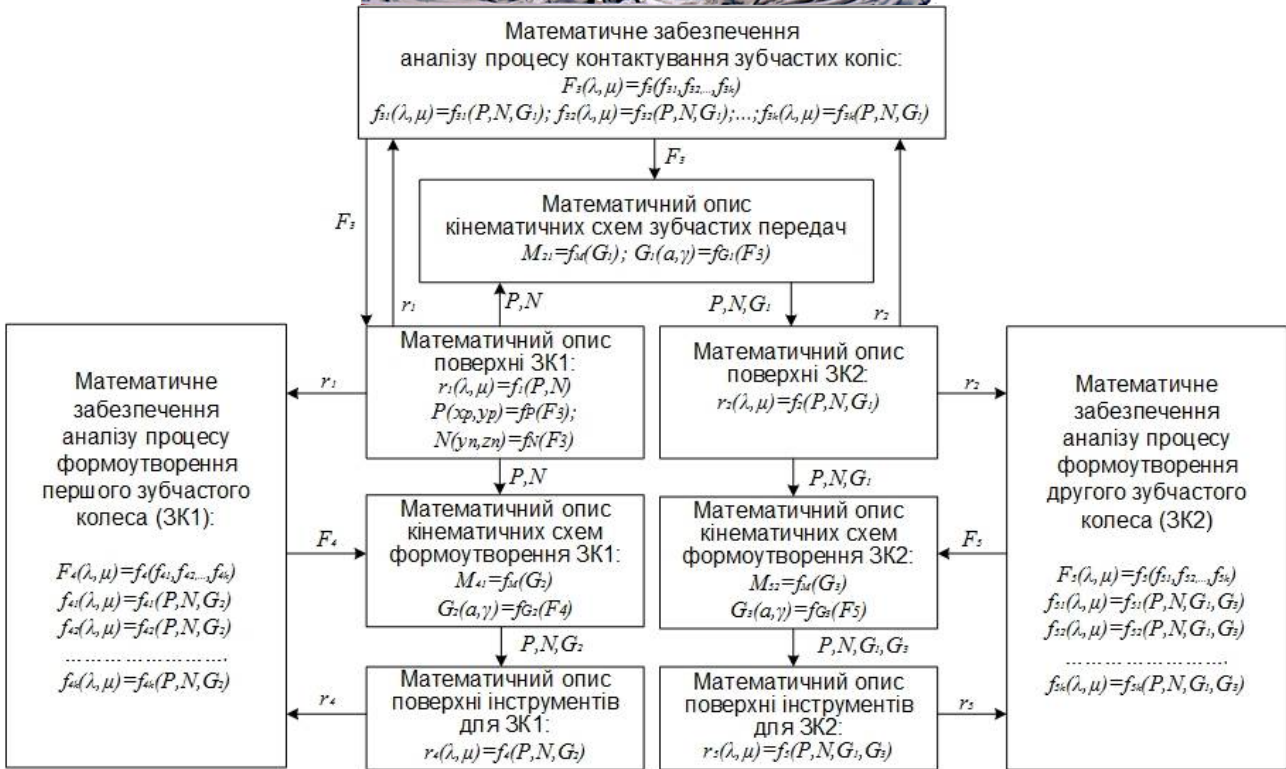


Рис. 1. Теоретичні основи системи формоутворення зубчастих коліс

Методично система формоутворення повинна функціонувати на базі уніфікованих керуючих параметрах, єдиних для всіх елементів цієї системи (рис. 2). Система повинна мати можливість інтерактивного управління геометрією функціональних поверхонь і параметрами кінематичних схем формоутворення. При цьому напрямок синтезу функціональних поверхонь має визначатися результатами аналізу процесу формоутворення.

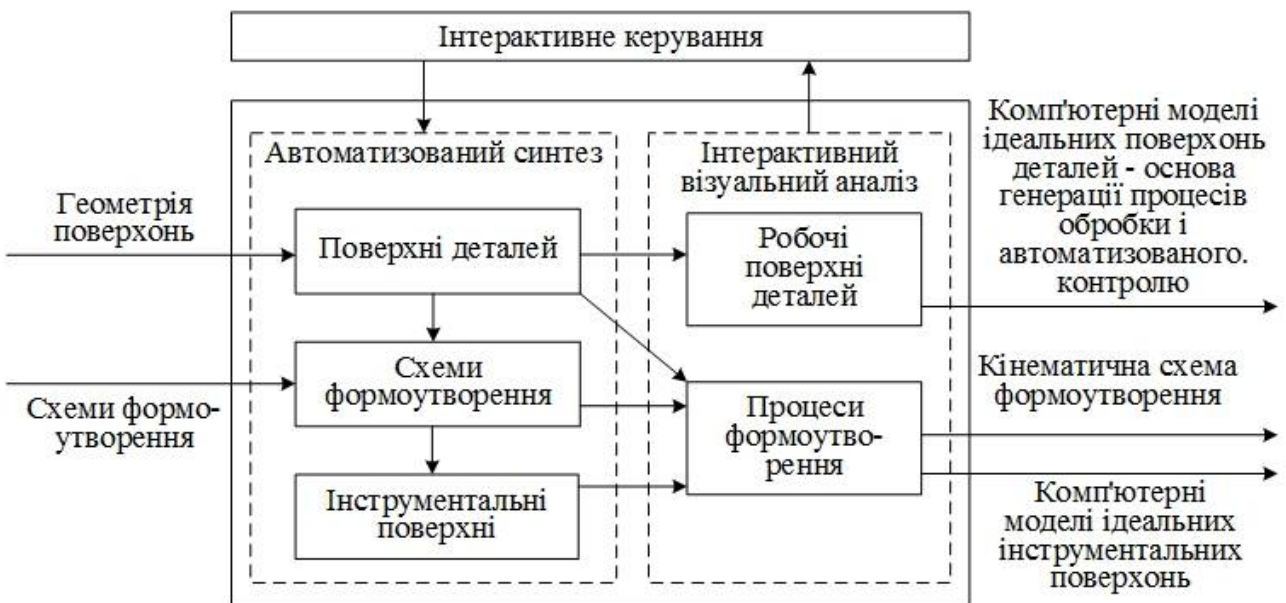


Рис. 2. Методичні основи системи формоутворення зубчастих коліс



МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТУЮЧИХ КАНАТНИХ СИСТЕМ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ

¹Гелетій В. М., к.т.н, ¹Новіцький Я.М. к.т.н, доцент, ²Кий А.В., асистент

¹Національний університет «Львівська політехніка»

²Національний лісотехнічний університет України.

Канатні транспортуючі системи, сприймають значні динамічні навантаження, які суттєво впливають на якість виконання основних функцій таких систем. У ряді випадків коливні процеси (вібрацію) використовують для підвищення ефективності технологічних операцій окремих елементів. При цьому коливальні процеси інших елементів системи, таких, наприклад, як місце оператора вимагають мінімізації.

Вирішення таких задач вимагає розроблення адекватних динамічних моделей таких систем. На етапі побудови таких динамічних моделей основними проблемами полягають у визначенні елементів матриць інерційних та квазіпружних коефіцієнтів і узагальнених сил і зведення задачі до розроблених числових методів аналізу малих коливань.

Запропонований метод визначення параметрів демпфування дискретних моделей таких систем і енергетично еквівалентного приведення їх до в'язкого тертя дозволяє досліджувати можливості ефективного гасіння коливань окремих елементів механічної системи.

Розглянута також можливість використання додаткових пристроїв для активації вібрацій для забезпечення більшої ефективності транспортування вантажів канатними системами. Один із запропонованих варіантів ексцентрикового активатора вібрацій показаний на рис. 1. Він включає кінцевий блок канатної системи діаметром D , рядну зубчасту передачу і ексцентрично закріплений тяговий канат, що переміщує вантаж масою m .

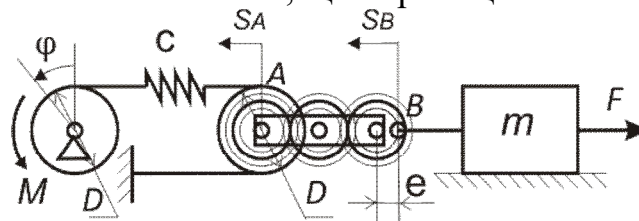


Рис.1. Канатна система з ексцентриковим активатором вібрацій

Кінематичне віброзбудження забезпечується різницею переміщень точок A і B $S_B - S_A = e \cdot \cos(S_A/D \cdot i)$, де i – передаточне число рядної зубчастої передачі, яке впливає на частоту кінематичного віброзбудження. Одержані диференціальні рівняння руху такої системи, аналіз розв'язку яких дозволяє оцінювати ефективність даного активатора вібрацій.

Література

Гелетій В.М., Новіцький, Я.М., Кий А.В. Розроблення динамічних моделей транспортуючих механічних систем з канатними елементами. Тези 13-го Міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків у Львові. Львів, 2017.



КОНЦЕПЦІЯ ЗУБОФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТУ ДЛЯ НАРІЗАННЯ І ЧИСТОВОГО ОБРОБЛЕННЯ ВЕЛИМКОМОДУЛЬНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Грицай І.Є., д.т.н, проф., Кук А.М., к.т.н., доц.
Національний університет «Львівська політехніка»

Виготовлення зубчастих коліс великих та особливо великих модулів, які широко використовують у різних галузях важкого машинобудування, зв'язане із значними витратами, а ці процеси, загалом, є малоефективними. Зробити цей процес менш витратним та більш ефективним можливо на основі нового радіально-колового способу зубонарізання (РК-спосіб), переваги якого встановлено та підтверджено багаточисельними теоретичними та експериментальними дослідженнями [1-8]. Для вирішення цієї задачі пропонується розроблення нового обкочувального верстата на базі важкого токарно-карусельного верстата, в основу роботи якого покладено РК-спосіб (рис.1). Портал, який складається із двох стійок 4 та перекладини 10 забезпечує вертикальне переміщення траверси 3. На траверсі є кругові напрямні 5 для супорта, який несе інструментальний блок для нарізання косозубчастих коліс, і має можливість переміщення по напрямній 6. На його консолі 9 розміщено модуль 8 з періодичним зворотно-поступальним переміщенням дискової фрези 7 від лінійного серводвигуна 11 по прямолінійних напрямних; обертання фрези - від серводвигуна 12. Задана міжцентрова віддаль забезпечується горизонтальними напрямними 13 і окремим приводом усього порталу.

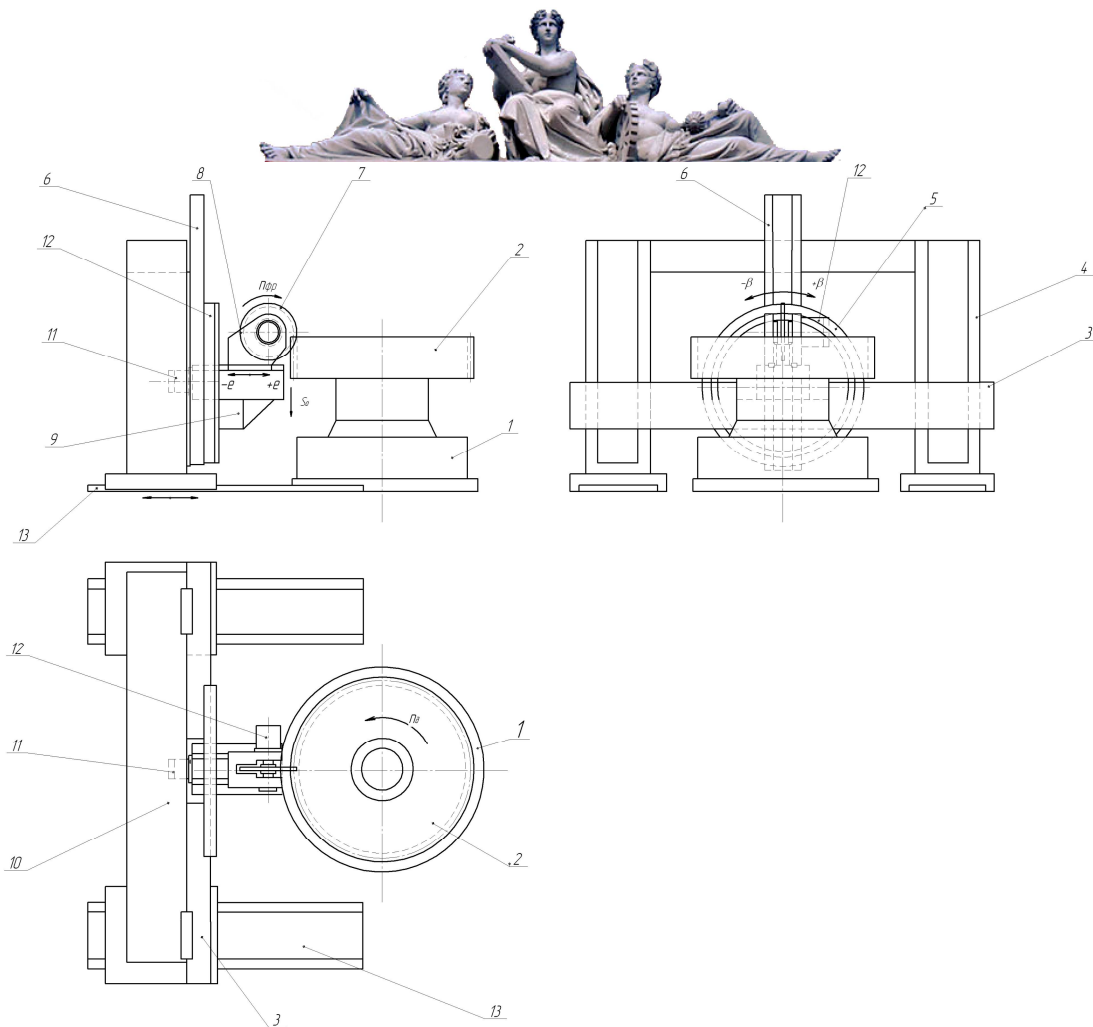


Рис.1. Будова зубофрезерного верстата на основі радіально-колового способу зубонарізання на базі компоновки важкого токарно-карусельного верстата

Після виставлення порталу на задану міжцентрову віддаль і збірної дискової фрези на початок врізання приводиться обертання фрези; швидкість різання виставляється по програмі залежно від матеріалу заготовки, її твердості (до термообробки, або після ТО) і матеріалу різальних пластин.

Лінійний серводвигун 11 налаштовується з допомогою програми ЧПК на частоту періодичного зворотно-поступального переміщення інструменту, яка рівна кількості зубців колеса, яке треба нарізати. Закон періодичного лінійного руху модуля фрези з самою фрезою можна змінювати залежно від профіля зубців колеса, яке треба отримати, це можуть бути евольвентні і неевольвентні профілі (круговий, арковий, синусоїдальний).

Зміна модуля колеса 2, яке нарізають, не потребує іншого різального інструменту, а забезпечується тою самою дисковою фрезою і зміною параметрів налагодження – величини ходу модуля фрези. При зміні кількості зубців колеса, треба змінити частоту зворотно-поступальних рухів фрези за оберт колеса; одне і друге вирішується програмою ЧПК керування відповідними серводвигунами. Осьова подача супорту надається від окремого приводу, а переміщення супорта відбувається по напрямних 6.

Неперервне обертання стола 1 верстата в процесі нарізання може здійснюватися з незмінною круговою швидкістю для коліс усіх параметрів –



модулів і кількості зубців колеса, оскільки частоту періодичного зворотно-поступального переміщення модуля фрези і частоту обертання фрези (швидкість різання) можна змінювати з допомогою програми ЧПК і їх можна пристосувати до частоти обертання стола з заготовкою.

При фрезеруванні гартованих коліс фрезою з твердосплавним пластинам можна забезпечити негативний передній кут на вершинному лезі і додатні передні кути на бокових лезах пластин шляхом їх відповідної установки в корпусі фрези. Діаметр фрези і кількість її зубців (твердосплавних пластин) може бути достатньо велика, щоб значно зменшити силу різання і підвищити якість нарізання зубчастих коліс. Схема зубофрезерування на основі РК-способу наведена на рис.2.

Оскільки частоту обертання дискової фрези і швидкість різання можна змінювати у широкому діапазоні, то за цим способом і на цьому ж верстаті після нарізання зубчастого колеса можна шліфувати його зубці. Для цього дискову фрезу треба замінити дисковим шліфувальним кругом, бокові поверхні якого мають бути правлені з такими самими кутами, які має дискова фреза, а швидкість різання збільшити до необхідного для процесу шліфування рівня збільшенням частоти обертання інструменту.

Запропонована компоновка важкого верстату для нарізання зубчастих коліс і використання для цього РК-способу дає змогу вирішити низку проблем, які існують зараз у процесах виготовлення великомодульних крупногабаритних коліс:

- забезпечити нарізання таких коліс за методом неперервного обточування, а не індивідуального поділу;

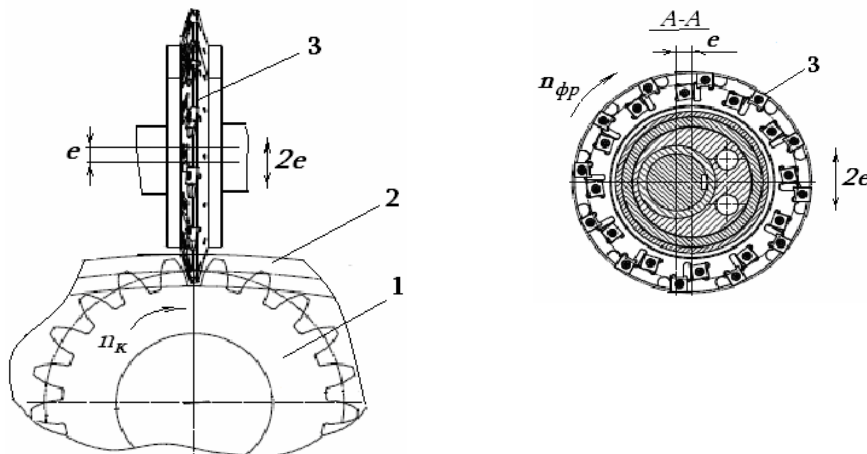


Рис.2. Схема нарізання зубчастого колеса радіально-коловим способом
1 – зубчасте колесо; 2 – стіл карусельного станка; 3 – збірня дискова фреза з різальними пластинами



- підвищити продуктивність процесу зубонарізання;
- досягти універсальності процесу зубонарізання - можливість нарізати на одному верстаті та одним різальним інструментом колеса різних модулів і кількості зубців, коліс з будь-яким профілем зубців;
- зменшити силу різання і підвищити якість профілів нарізаних зубців за рахунок використання дискових фрез з великою кількістю різальних елементів;
- фрезерувати колеса, які пройшли термообробку, а також шліфувати такі колеса після операції зубофрезерування на тому ж зубофрезерному верстаті;
- значно зменшити поточні витрати на різальні інструменти і спорядження, споживану потужність, обслуговування тощо.

Література:

1. Громнюк С.І. Розширення технологічних можливостей універсальних зубофрезерних універсальних верстатів введенням керованого приводу головного руху [Текст] / С.І. Громнюк // «Технологічний аудит та резерви виробництва». – Харків. - 2014. – №5/3(19). - С.23-27.
2. Hrytsay I. Sine-type gearing transmission as the alternative to the conventional ones and the new method of their production / I.Hrytsay, Y.Lytvynyak, L.Bordyuk, S.Hromnyuk // Zeszyty Naukowe PWZS. - Sanok. - 2014. - P.53-63.
3. Hromniuk S. The study of the cutting force and its components in radial-circular cutting of the gears [Текст] / S.Hromniuk, I.Hrytsaj // Оптимізація виробничих процесів і техн. контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. - Львів. Вид-во НУ «ЛП». - 2014. - № 786. - С.61-67.
4. Громнюк С.І. Концепція зубофрезерного верстату на основі радіально-колового способу зубонарізання [Текст] / С.І. Громнюк, І.Є. Грицай // Сучасні технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ». - 2014. Вип. №9 – С.142-152.
5. Грицай І.Є. Підвищення ефективності процесу нарізання зубчастих коліс на основі радіально-обертового методу в умовах обкочування / І.Є. Грицай, С.І. Громнюк // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб. наук. праць Донбаської державної машинобудівної академії. - Краматорськ. - 2013. - Вип. 32. - С.226-229.
6. Громнюк С.І. Зміна кінематики зубофрезерного верстата для нарізання зубчастих коліс радіально-коловим способом / С.І. Громнюк, І.Є. Грицай // Вісник НТУ «Харківський політехнічний інститут». Серія «Проблеми механічного приводу». – Харків, НТУ «ХПІ». - 2015. - № 34 (1143). – С.30-34.
7. Hromniuk S. Cutter Force and Influence of Elastic Deformation of Technological System of Gear-Hobbing Machine on Precision of Radial-Circumferential Method of Gear Cutting / S. Hromniuk, I. Hrytsai // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. - 2015. - Volume 1, Number 2. - pp. 67-74.
8. Пат. 97520 Україна, МПК (2015/01) B23F 5/00. Спосіб нарізання зубчастих коліс / С.І. Громнюк, І.Є. Грицай. Заявл.23.06.2014. Опубл.25.03.2015, бюл.№6, 2015.



МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ, ЯКІ ВИЗНАЧАЮТЬ ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ З АСИМЕТРИЧНИМИ ПРОФІЛЯМИ ЗУБЦІВ

Грицай І.Є., *д.т.н., проф.*, Волошин В.Д., *магістр*
Національний університет «Львівська політехніка»

Зубасті колеса та передачі належать до основних засобів передачі та перетворення руху в сучасних машинах і механізмах. З огляду на широке розповсюдження та значення зубчастих передач в сучасному машинобудуванні, провадяться багаточисельні дослідження з метою покращення їх експлуатаційних властивостей. Останнім часом одним з таких напрямків стали зубчасті колеса з асиметричними профілями [1-4]. Зокрема, А. Капелевичем встановлено, що такі евольвентні колеса мають 6-9% менші напруження в контактні та на 15% вищу навантажувальну здатність порівняно із звичайними колесами. Одночасно проводилися дослідження коліс з синусоїдальними профілями зубців та виявлені їх переваги порівняно із евольвентними. Встановлено, що вони мають менший на 3,5-4 дБ (12-15%) рівень шуму в передачі; до 40% вищу навантажувальну здатність, контактну і циклічну міцність; значно більший ресурс; можливість зменшити до 30% масогабаритні параметри редукторів і передач; відсутність підрізання навіть при кількості зубців, рівній 3 [5,6]. Найістнішою перевагою таких коліс є універсальність та простота технології їх виготовлення з допомогою тонкої дискової фрези на звичайних обкочувальних зубофрезерних верстатах. Ця перевага ще більш очевидна при виготовленні цим способом асиметричних синусоїдальних коліс. У цьому випадку до ексцентриситету « e » фрези, яка обертається неперервно, необхідно тільки додати її осьове зміщення Δx відносно міжосьової площини, яким забезпечується задана асиметричність по лівих і правих профілях синусоїдальних зубців (рис.1) [7-9].

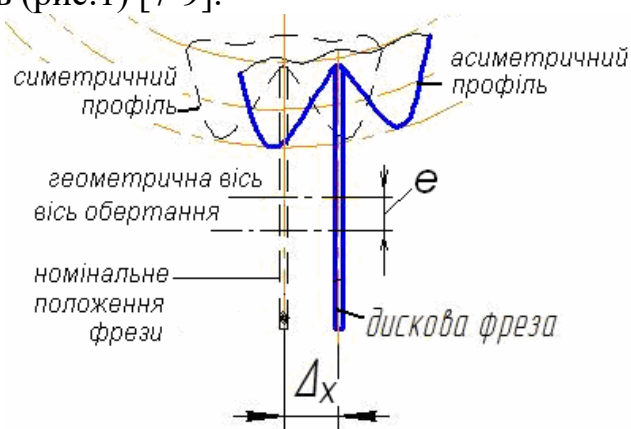


Рис.1. Нарізання синусоїдального колеса з асиметричними профілями зубців дисковою фрезою в умовах неперервного обкочування («радіально-коловий спосіб зубонарізання») шляхом осьового зміщення фрези



Останні дослідження, виконані авторами мали на меті розширити діапазон конструктивних параметрів синусоїдальних коліс та чинників, які аналізувалися. Об'єктом дослідження були згинні напруження, величина деформацій та еквівалентні напруження в ділянці контакту. Згинні напруження біля основи ніжки зубців є основним чинником, який визначає навантажувальну здатність передачі; деформації дають інформацію про циклічну міцність при періодичній зовнішній дії, а еквівалентні напруження свідчать про небезпеку виникнення мікротріщин на поверхнях зубців, які з часом переростають у сколи, викришування і зазубрини на їх робочих поверхнях, та є характеристикою зносостійкості передачі.

В програмі твердотільного моделювання «Solid Works» досліджено евольвентні, синусоїдальні симетричні та синусоїдальні асиметричні колеса ($m = 2,5 - 5\text{мм}$; $Z = 18 - 36$, НВ 220), які були розбиті на тетраїдальні елементи розмірами $0,25\text{ мм} - 1\text{ мм}$. Зусилля $0,4-2\text{ кН}$ прикладалися в ділянці ділільних діаметрів і до вершинах зубців (напр., як на рис.2).

Результати досліджень показали, що за усіма параметрами, які аналізувалися, колеса з синусоїдальними зубцями з асиметричними профілями мають вищі показники порівняно з синусоїдальними та істотно кращі у порівнянні з симетричними евольвентними колесами.

Від товщини (ширини вершинного леза) дискової фрези залежить величина радіуса перехідної поверхні у впадинах між зубцями синусоїдальних коліс. У свою чергу, форма цієї поверхні і радіус її округлення в синусоїді найбільше впливають на згинну міцність зубців і навантажувальну здатність передачі загалом. Щоб забезпечити підвищену міцність синусоїдальних зубців коліс на згин, дискова фреза має мати товщину не менше, як $1,6\text{ мм}$ для модулів до $2,5\text{ мм}$ та не менше, як $2,1\text{ мм}$ для модулів $2,5-5\text{ мм}$.

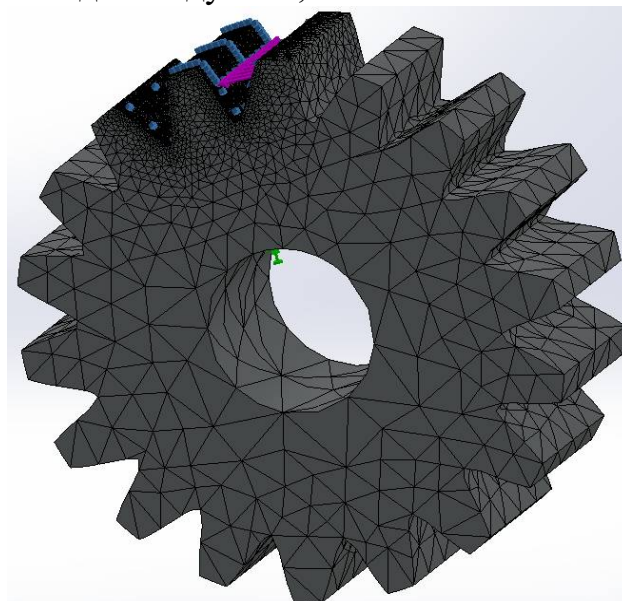


Рис.2. Твердотільна модель колеса з асиметричними зубцями з сіткою точок



Разом з тим, зі збільшенням товщини фрези зменшується товщина зубця по ділительному діаметру, тому для кожного граничного навантаження і крутного моменту, який передається передачею необхідно моделюванням визначати оптимальне співвідношення між радіусом перехідної поверхні, товщиною зуба колеса і товщиною фрези. Встановлено також, що найкращі параметри з тих, які досліджували (зорема, згинну міцність) мають асиметричні синусоїдальні колеса при модулях більших від 4 мм. Типова картина розподілу еквівалентних напружень наведена на рис.3, а типові графіки згинних напружень для трьох видів коліс показані на рис.4.

Отже, дослідження підтвердили переваги синусоїдальних коліс з зубцями з асиметричними профілями, а ефективність їх практичного використання полягає у можливості значно зменшити масу та габарити трансмісій та редукторів, оснащених такими колесами, при передачі однакових моментів.

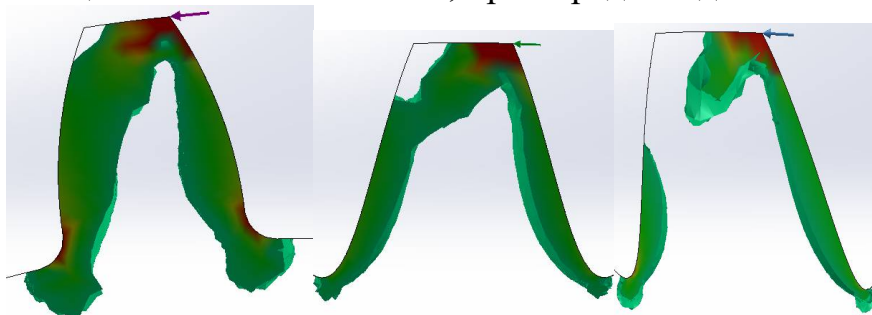


Рис.3. Розподілення еквівалентних напружень в зубцях: евольвентному (а), синусоїдальному симетричному (б) та в синусоїдальному асиметричному (в)

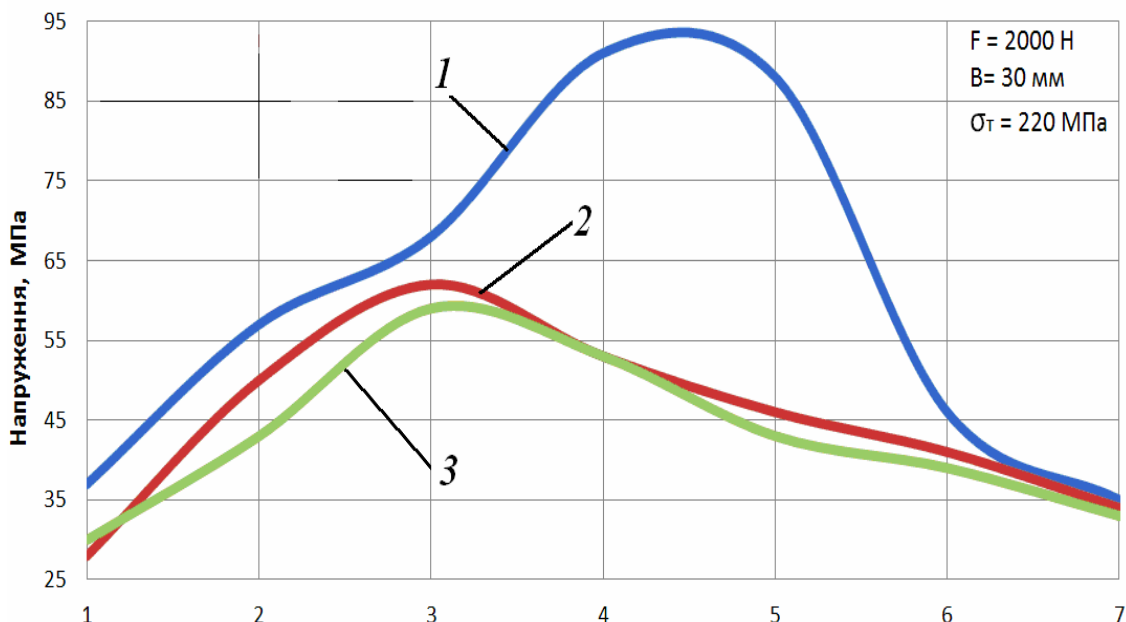


Рис.4. Напруження в основі ніжки зубців 1 – евольвентного; 2 – синусоїдального симетричного; в – синусоїдального асиметричного



Література

1. Novikov A.S., Paikin A.P., Dorofeyev V.L., Ananiev V.M., Kapelevich A.L. *Application of Gears With Asymmetric Teeth in 60 Turboprop Engine Gearbox // Gear Technology, January/February 2008, s.60-65.*
2. Kapelevich, A.L. "Geometry and Design of Involute Spur Gears with Asymmetric Teeth," *Mechanism and Machine Theory, 35 (2000), 117–130.*
3. Kapelevich A.L. *Direct Gear Design [Text] / A. L. Kapelevich. - CRC Press, 2013. - 324 p.*
4. *Rating of Asymmetric Tooth Gears / A.L. Kapelevich, Y.V. Shekhtman, AKGears, LLC: American Gear Manufacturers Association. Virginia- 2015. 15 p.*
5. Грицай І.Є., Ступницький В.В. Дослідження синусоїдальних зубчастих передач. // *Підйомно-транспортна техніка – 2007. - №4(24). – С.55-64.*
6. Грицай І.Є., Литвиняк Я.М. Синусоїдальні зубчасті передачі як альтернатива традиційним передачам та новий метод їх виготовлення. Зб.: *Вісник Національного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». Харків: НТУ «ХПІ». – 2009, №19.–168 с.–с.43– 53.*
7. Грицай І.Є., Кук А.М., Климаш І.В. Дослідження зубчастих коліс з асиметричним профілем та технологія їх виготовлення радіально-коловим способом. // *Прогресивні технології в машинобудуванні Зб. наукових праць УІ-ї Міжнародної науково-технічної конференції. - Львів-Карпати, 6-10 лютого 2017 р. – С.32-34.*
8. I.Hrytsaj, S.Hromnjuk, V.Voloshyn. *The research gears with asymmetric teeth and its production technology: Матеріали всеукраїнської науково-практичної конференції «Обладнання і технології сучасного машинобудування. – Тернопіль, 11-12 травня 2017 р. – С.59-60.*
9. Грицай І., Громнюк С., Волошин В. Технологія виготовлення коліс з асиметричними профілями зубців на основі радіально-колового способу зубонарізання: *Матеріали III-ої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології промислового комплексу-2017». - Херсон, 2017. С. 119-121.*

ЗМІНА ВМІСТУ ХІМІЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ У ПОВЕРХНЕВОМУ ШАРІ ПІД ЧАС ФРИКЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Гурей І.В., д.т.н., професор, Гурей Т.А., к.т.н., доцент, Гурей В.І., к.т.н.
Національний університет «Львівська політехніка»

У процесі дії висококонцентрованих джерел енергії у поверхневих шарах металу спостерігається різке збільшення рухливості атомів. Не дивлячись на коротку тривалість процесу багато хімічних елементів переносяться на значні віддалі. Встановлена висока швидкість масопереносу і збільшення вмісту елементів у білому шарі, отриманому при використанні різних методів поверхневого зміцнення. Масоперенос елементів у білому шарі проходить із



застосовуваного технологічного середовища, а також з-під шару зміцнюваної деталі. Під дією високих температур і тисків технологічне середовище розкладається на атоми, які на ювенільних поверхнях дифундують у поверхневі шари. У даному випадку ювенільні поверхні є каталізаторами фізико-хімічних процесів, які протікають у процесі зміцнення.

Визначення перерозподілу хімічних елементів у білому шарі проводили з допомогою пошарового мікроспектрального аналізу, а також локальних рентгеноспектральних досліджень. Локальні рентгеноспектральні дослідження проводили на мікрозонді MS-46 фірми "САМЕСА" (Франція). Кількісні вимірювання хімічного складу проводили при режимі зонду: $U = 20$ кВ, $I = 13$ нА. Діаметр електронного пучка складав 1 мкм на шліфі, як по поверхні зразка, так і по глибині. Обробка результатів проводилась з допомогою програми *ZOND*, яка враховує поправки на атомний номер, поглинання і флуоресценцію.

Перерозподіл хімічних елементів у поверхневих шарах деталей після фрикційного зміцнення суттєво відрізняється від вихідного металу. Незважаючи на коротко триваючу дію високої температури і тиску в процесі формування білих шарів, вміст багатьох хімічних елементів встигає значно змінитися, проходить перерозподіл їх по глибині шару. Найбільший вміст хімічних елементів спостерігається біля оброблюваної поверхні. Кількість вуглецю біля поверхні є найбільшою з усіх елементів, складових досліджуваної сталі. Підвищення вмісту вуглецю в білому шарі відбувається, головним чином, за рахунок міграції його з-під шару, а також із технологічного середовища. Технологічне середовище у процесі обробки під дією високих температур і тисків розкладається на атомарний вуглець і інші хімічні елементи, які переносяться у поверхневі шари оброблюваної деталі на ювенільних поверхнях металу, що утворилася у зоні контакту інструмента з деталлю. Ювенільна поверхня металу має велику активність і є каталізатором фізико-хімічних процесів, що відбуваються під час фрикційного зміцнення. Вона володіє високою адсорбційною здатністю і при контакті з зовнішнім середовищем вступає з ним у взаємодію, що призводить до адсорбції та масопереносу атомів середовища в глибину оброблюваного металу. У процесі фрикційного зміцнення можливе перенесення вуглецю та інших елементів з інструмента у поверхневі шари оброблюваної деталі. Мікроспектральний аналіз показав, що у процесі утворення білих шарів відбувається також перерозподіл хрому, марганцю, кремнію, міді, нікелю та інших хімічних елементів. Вміст хрому, марганцю, кремнію та міді в білому шарі збільшується, а нікелю (сталь 40ХН) – зменшується.

Максимальне збільшення вуглецю в білому шарі у порівнянні з іншими елементами пояснюється тим, що будучи легким, маючи менший атомний радіус, ніж залізо, утворює з ним твердий розчин проникнення. Хром, марганець, кремній та інші мають більший атомний радіус, ніж залізо, утворюють розчини заміщення і дифундують у білий шар менш інтенсивно, ніж



вуглець. Не дивлячись на значне прискорення дифузії під впливом вказаних факторів, все ж процес перенесення різних елементів на таку велику відстань за такий короткий час (10^{-2} - 10^{-3} с) важко пояснити класичними уявленнями про дифузійні процеси.

Зменшення вмісту нікелю в білому шарі можна пояснити меншим його атомним радіусом, ніж у заліза. Нікель з залізом утворює твердий розчин заміщення, але так як його радіус менший, то він дифундує у стиснуту під час обробки область. Усі елементи з більшим атомним радіусом, ніж у заліза та які утворюють тверді розчини заміщення, мігрують у розтягнуту область. У процесі фрикційного зміцнення поверхневі шари сильно розтягнуті, а нижче лежачі - стиснуті. Вміст нікелю в сталі до 2 % сприятливо впливає на формування білих шарів, збільшує прогартовуваність сталі. Але значне його збільшення гальмує процес мартенситного перетворення та ускладнює утворення білих шарів. Збільшення вмісту хрому в сталі більше 2-3 % зменшує коефіцієнт дифузії вуглецю в аустеніті і погіршує умови утворення білих шарів.

Кількісна зміна хімічного складу білих шарів залежить також від вихідного структурного стану сталі. Зі збільшенням метастабільності сталі підвищується якість білих шарів і збільшується вміст елементів у порівнянні з вихідним металом. Ферито-перлітні структури ускладнюють дифузійні процеси та вирівнювання концентрації елементів в аустеніті, а тому погіршують утворення якісних білих шарів. Для створення сприятливих умов утворення суцільних якісних білих шарів необхідні більш високі температури. Важливою умовою утворення даних структур є швидкість розчинення карбідів в аустеніті; чим легше розчинюється карбід в аустеніті, тим кращі умови формування білих шарів. Хімічний склад зони підвищеної травимості (пониженої твердості), що знаходиться під білим шаром, характеризується пониженим вмістом елементів у порівнянні з вихідним металом. Це свідчить про те, що масоперенос елементів у білий шар проходить також і з-під шару. Отримані результати корелюють із зміною мікротвердості, мікротермо-е.р.с. і даними мікроструктурного аналізу.

Дані експериментальні дослідження підтверджують факт аномальної швидкості дифузії хімічних елементів при імпульсному зміцненні з використанням висококонцентрованих джерел енергії, а також дає можливість цілеспрямовано керувати якістю зміцнюваної поверхні, використовуючи різні технологічні середовища, у тому числі і поверхнево активні.



ПОЛІПШЕННЯ ЯКОСТІ ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ СТАЛІ 30ХГСА КОМБІНОВАНОЮ ЛАЗЕРНО-ДЕФОРМАЦІЙНОЮ ОБРОБКОЮ

Данилейко О.О. *аспір.*, Джемелінський В.В. *к.т.н., проф.*,
Лесик Д.А. *к.т.н., асис.*

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

При сучасному рівні складності і високих пропонованих технологічних вимогах до промислових виробів, особлива увага приділяється їх надійності та довговічності. Відомо, що поверхня деталі піддається найбільш інтенсивним механічним, тепловим, хімічним та іншим впливам. Таким чином, основною причиною передчасного виходу з ладу деталі є руйнування і зношування поверхневого шару.

В даний час, для формування необхідних властивостей матеріалу деталей, використовуються як традиційні методи, так і сучасні висококонцентровані методи поверхневої обробки [1,2]. Для підвищення фізико-механічних властивостей оброблюваних деталей, один із найбільш ефективних методів є лазерне поверхневе термозміцнення за рахунок високих швидкостей нагрівання та охолодження.

Однак, для отримання поверхневого шару з більш якісними фізико-механічними властивостями все частіше розробляються комбіновані лазерно-деформаційні методи поверхневої обробки з використанням як динамічних [3], так і статичних методів поверхнево-пластичного деформування (ППД) [4]. Відомо, що процес ППД металевих поверхонь забезпечує збільшення твердості деформованого шару, що обумовлено формуванням в поверхневому шарі матеріалу залишкових напружень стиску та збільшенням щільності дислокацій [5]. Крім того, відбувається формування в зернах блокової структури, що приводить до підвищення твердості, міцності, перешкоджає зародженню і розвитку втомних тріщин в результаті механізму бар'єрного зміцнення [3,5] поверхневого шару.

Метою даного дослідження є визначення можливості використання комбінованої технології поверхневого зміцнення виробів ППД з наступним лазерним гартуванням.

Для поліпшення якості поверхневого шару сталевих виробів, запропоновано перед лазерним гартуванням провести деформаційне зміцнення з використанням як статичного, так і динамічного (ультразвукового) методів ППД (рис. 1).

В якості матеріалу для експериментальних досліджень була використана конструкційна сталь 30ХГСА, яка широко застосовується в літакобудуванні та машинобудуванні для виготовлення деталей, які працюють при високих (знакозмінних) навантаженнях та несприятливих умовах (кріпильні деталі,



зварні конструкції, вали, осі, корпуси, лопатки компресорних установок, ударні інструментів та ін.).

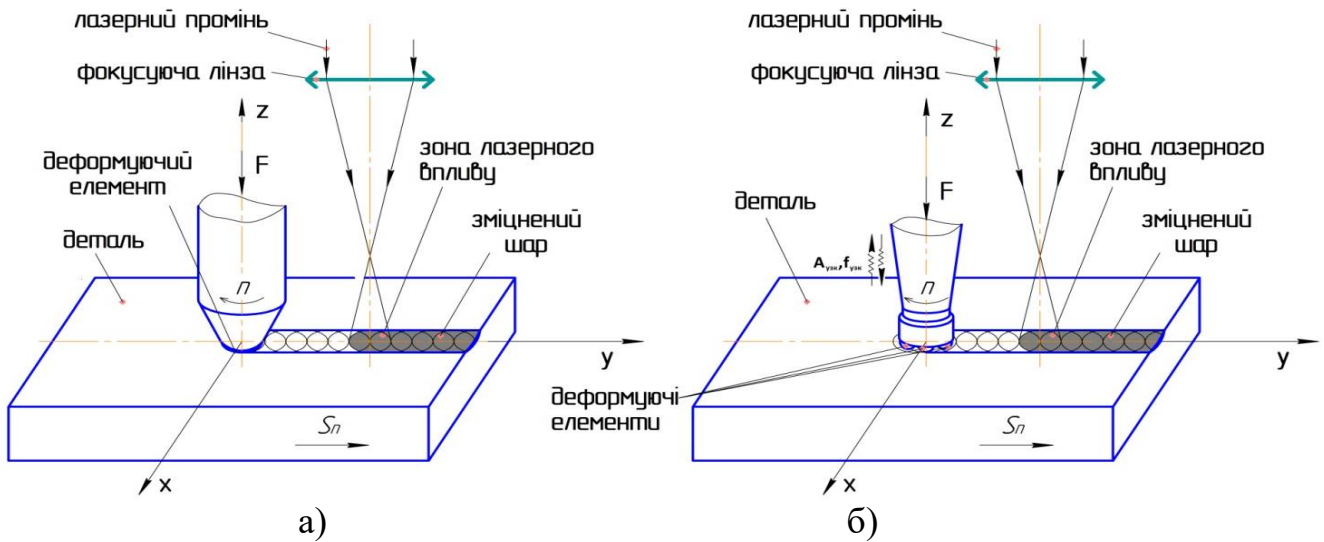


Рис. 1 – Схеми комбінованого лазерно-деформаційного зміцнення статичним (а) або динамічним ППД (б)

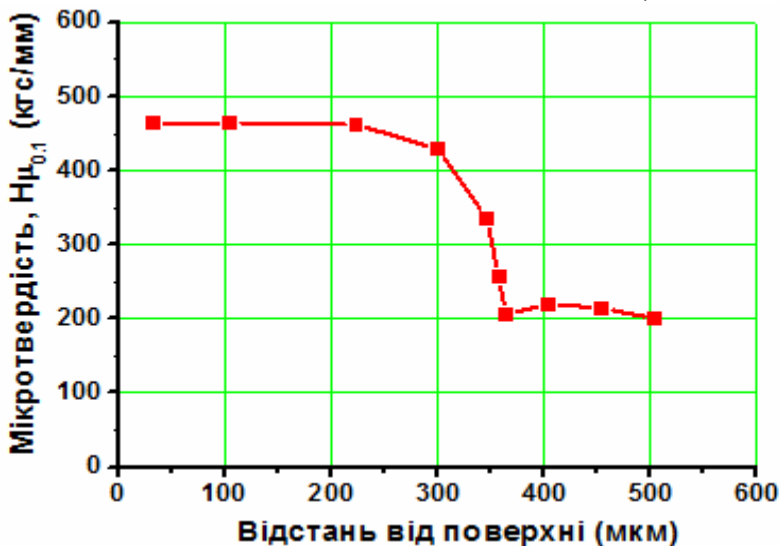
ППД зразків статичним методом проводили на розробленому стенді з числовим програмним керуванням (ЧПК) з використанням наконечника з кубічного нітриду бору на торці (рис. 2а). Процес ППД здійснювали при наступних попередньо визначених режимах: частота обертання шпинделя $n = 840$ об/хв., швидкість переміщення зразка $S = 300$ мм/хв. Режими ППД динамічним інструментом детально описано в роботі [3].

Наступну лазерну термообробку (ЛТО) здійснювали Nd:YAG лазером безперервної дії ROFIN-SINAR DY044 з довжиною хвилі випромінювання 1,06 мкм. Процес ЛТО здійснювали при різних потужностях лазерного променя в діапазоні 1...4 кВт та швидкостях переміщення зразка від 3 до 8 м/хв, а діаметр плями складав 7 мм. Тривалість лазерного впливу $t_{лп}$ (с), що визначали відношенням діаметру $d_{лп}$ (мм) лазерного променя на швидкість переміщення оброблюваної поверхні S (мм/с), знаходилась в діапазоні 0,1...0,06 с.

Результатами експериментальних досліджень встановлено, що при використанні комбінованої обробки статичним методом ППД та наступним лазерним термозміцненням досліджуваної сталі за рахунок швидкісного нагрівання тонкого шару до температури плавлення і швидкісного охолодження з тепловідведенням тепла в основний об'єм металу, твердість поверхні підвищується більше чим у 2 рази в порівнянні з вихідною поверхнею (рис. 2б), а глибина гартованого шару збільшується приблизно на 100 мкм в порівнянні з окремою ЛТО.



a)



б)

Рис. 2 – Зовнішній вигляд експериментального стенду для ППД:
 1 – цанговий патрон; 2 – наконечник; 3 – заготовка розмірами 135×52×6 мм;
 4 – лещата (а) та розподіл мікротвердості по глибині поверхневого шару
 сталі 30ХГСА (б)

Список літератури

1. Коваленко, В.С., Головка, Л.Ф., Черненко, В.С. (1990), Упрочнение и легирование деталей машин лучом лазера, Техника, Киев, 192 с.
2. Головка, Л.Ф., Лук'яненко Л.Ф. (2009), Лазерні технології та комп'ютерне моделювання, Вістка, Київ, 296 с.
3. Lesyk, D.A., Martinez, S., Dzhemelinskiy, V.V., Mordyuk, B.N., Lamikiz, A., Prokopenko, G.I. (2015), Surface microrelief and hardness of laser hardened and ultrasonically peened AISI D2 tool steel, Surface & Coating Technology, Vol. 278, pp. 108-120.
4. Morisada, J., Fujii, H., Mizuno, T., Abe, G., Nagaoka, T., Fukusumi, M. (2009) Nanostructured tool steel fabricated by combination of laser melting and friction stir processing, Materials Science and Engineering A, Vol. 505, pp. 57-162.
5. Wied J. (2011), Oberflächenbehandlung von Umformwerkzeugen durch Festklopfen [Text], Darmstadt: Technischen Universität Darmstadt, S. 128.



ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕТОДІВ АЗОТУВАННЯ ЗУБЧАТИХ КОЛІС

¹ Долгов М.А., *д.т.н, доцент*, ² Заїчко К.В.,

³ Смирнов І.В., *д.т.н, професор*

¹ Інститут проблем міцності імені Г.С.Писаренка НАН України

² Державний науково-дослідний інститут МВС України

³ Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Вирішення питань підвищення надійності, економічності та ресурсу зубчатих коліс потребує застосування матеріалів, що здатні працювати в умовах підвищених вібрацій, при змінних контактних, ударних та статичних навантаженнях. Стан поверхневого шару матеріалу визначає роботоздатність усього колеса. Для їх виготовлення використання матеріалів з високою собівартістю недоцільно. Існує велика кількість методів хіміко-термічної обробки зубчатих коліс, що мають свої особливості, переваги та недоліки. Метою даної роботи було проведення порівняльного аналізу існуючих способів азотування зубчатих коліс.

Нині використовується декілька видів азотування, а саме: газове азотування в аміаку, азотування у сольових ваннах, іонне азотування та термоциклічне вакуум-плазмове азотування [1–3]. Проведено порівняння технологічних процесів (ТП) азотування. Для спрощення розрахунків обрали якісний метод оцінювання властивостей. Порівнювали чотири ТП, для чого використовувати оцінювання з використанням якісних даних на чотирьох рівнях. Оскільки кожен властивість розглядали окремо по відношенню щодо досліджуваних ТП, то відповідно якісні оцінки надавали з урахуванням особливостей процесів. Дані зведені у матрицю рішень (табл. 1).

З метою проведення порівняльного аналізу процесів азотування виконали переведення якісних оцінок у числові значення. Проведення процедури вибору ТП виконували за допомогою методів прийняття рішень. В роботі використовували метод вагових характеристик [4]. Цей метод дозволяє провести ранжування технологій на основі показників ефективності. Індекс ефективності γ визначали за формулою:

$$\gamma = \sum_{i=1}^n Y_i \alpha_i,$$

де Y – характеристика технології азотування, α – ваговий коефіцієнт, n – загальна кількість характеристик.

Найкращий ТП характеризується найбільшим значенням індексу ефективності γ . Оскільки використовували якісне оцінювання властивостей стосовно ТП, то вважали, що необхідність у нормуванні значень відсутня.



Ранжування властивостей (від 1 до 10) провели на основі досвіду фахівців у галузі хіміко-термічної обробки. Отримані значення індексів ефективності для різних видів азотування приведені в табл. 2.

Табл. 1.

Особливості різних видів ТП азотування

Особливості ТП	Види азотування			
	Газове	У сольових ваннах	Іонне	Термоциклічне вакуум-плазмове
Деталі до азотування	чисті	відносно чисті	дуже чисті	дуже чисті
Необхідність очищення після азотування	ні	так	ні	ні
Тривалість нагріву деталі	короткочасне	дуже швидке	тривале	короткочасне
Можливість обробки нержавіючих сталей	ні	так	так	так
Складність ТП	відносно простий	простий	дуже складний	складний (автоматизований)
Можливість керування температурою	можливе	можливе	складне (можливе перегрівання)	можливе (перегрівання не можливе)
Можливість керування отриманням ϵ - та γ' -фаз	ні	ні	так	так
Можливість азотування без нітридної зони	ні	ні	так	так
Складність обладнання	відносно складне	складне	дуже складне	дуже складне
Забруднення навколишнього середовища	високе	дуже високе	дуже низьке	дуже низьке
Тривалість процесу	дуже велика	мала	велика	невелика



Табл.2.

Характеристики технологій, вагові коефіцієнти та індекси ефективності для різних видів азотування

Види азотування	Особливості ТП (вагові коефіцієнти α)											Індекси ефективності γ
	Деталі перед обробкою (3)	Очистка після обробки (4)	Термін нагріву деталі (2)	Азотування нержавіючих сталей (1)	Складність процесу (6)	Керування температурою (7)	Керування отриманням ϵ - та γ' -фаз (5)	Азотування без нітридної зони (9)	Складність обладнання (3)	Забруднення навколишнього середовища (10)	Тривалість процесу азотування (8)	
Газове	2	4	3	1	3	3	1	1	4	2	1	122
У сольових ваннах	4	1	4	4	4	3	1	1	3	1	4	138
Іонне	1	4	1	4	1	1	4	4	1	4	2	153
Термоциклічне вакуум-плазмове	1	4	3	4	2	4	4	4	1	4	3	192

Із зроблених досліджень зробили висновок, що ТП термоциклічного вакуум-плазмового азотування є найкращим, тому що він отримав максимальне значення індексу ефективності $\gamma = 192$. У розглянутих методах азотування найбільш економічно вигідним та продуктивним є термоциклічна вакуум-плазмова обробка. Цей метод у порівнянні з аналогічними має ряд переваг.

Література:

1. Богданов К.В. Александров В.А. Азотирование инструмента из высокохромистых и быстрорежущих сталей // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2005. – № 5. – С. 14 – 20.
2. Каплун В.Г. Особенности формирования диффузионного слоя при ионном азотировании в безводородных средах // Физическая инженерия поверхности. – Т.1, № 2. – 2003. – С. 141– 146.
3. Dolgov N.A., Rutkovsky A.V. Plasma thermocycling nitriding: an improved method for surface treatment // XVI International Conference of Physics and Technology of Thin Films and Nanosystems. Materials. / Ivano-Frankivsk, 2017. – P.46.
4. Maniya Kalpesh, Bhatt M.G. A selection of material using a novel type decision-making method: Preference selection index method // Materials and Design. – V. 31. – 2010. – P. 1785–1789.



ПРОГРЕСИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ ПРОЦЕСІВ РІЗАННЯ З УДАРАМИ

¹Жигалов А.Н., *к.т.н.*,

²Шелег В.К., *д.т.н, професор, член-кор. НАН Білорусі*

¹ЗАТ «Промлізінг» м. Могілев, Республіка Білорусь

²Білоруський національний технічний університет

Існує велика кількість технологій обробки різанням, коли різальний інструмент працює в важких умовах різання з ударними навантаженнями. Це технологічні процеси, засновані на фрезеруванні, струганні, довбанні, різенарізання, протягуванні, свердлінні і інших методах механічної обробки сталевих і чавунних заготовок, а також технології обробки, пов'язані з бурінням, гірським видобутком сольових руд, вугілля, граніту та ін. технології.

Використовуваний в таких технологіях різальний, в основному це твердосплавний, інструмент виходить з ладу через абразивне зношування і сколювання в результаті накопичення циклічних навантажень. Встановлено, що стійкість роботи інструменту, працюючого при переривчастому різанні знижується більш ніж в два рази в порівнянні з стійкими процесами різання. Тому для таких переривчастих процесів обробки призначаються низькі режими різання, в результаті чого, а також внаслідок частої зміни ріжучих елементів, продуктивність обробки і економічна ефективність самих технологій є досить низькою.

На стадії виготовлення твердих сплавів створюються властивості по твердості, міцності, в'язкості, пластичності, густині, формі і величині зерна, фазового складу, рівня внутрішніх напружень і дислокацій, стану кристалічних ґраток тощо, стан яких знаходиться в енергетичній рівновазі і відповідає за певні властивості матеріалу. Згідно ISO 513-75, основні фізико-механічні властивості твердих спечених сплавів, такі як твердість HRA, густина і межа міцності при згині, знаходяться в складних кореляційних зв'язках з іншою властивістю. Для сплавів вольфрамової групи (рис. 1а та 2а): при збільшенні густини межа міцності на згин зменшується, а твердість збільшується, при збільшенні твердості межа міцності на згин зменшується. Для сплавів титано-вольфрамової групи (рис. 1б і 2б): при збільшенні густини межа міцності на згин збільшується, а твердість зменшується, при збільшенні твердості межа міцності на згин зменшується. Як відомо, для процесів різання з ударами твердосплавний інструмент повинен володіти високими характеристиками твердості, міцності і ударної в'язкості, однак витримати такі характеристики одночасно дуже складно, оскільки вони певною мірою є виключають один одного.

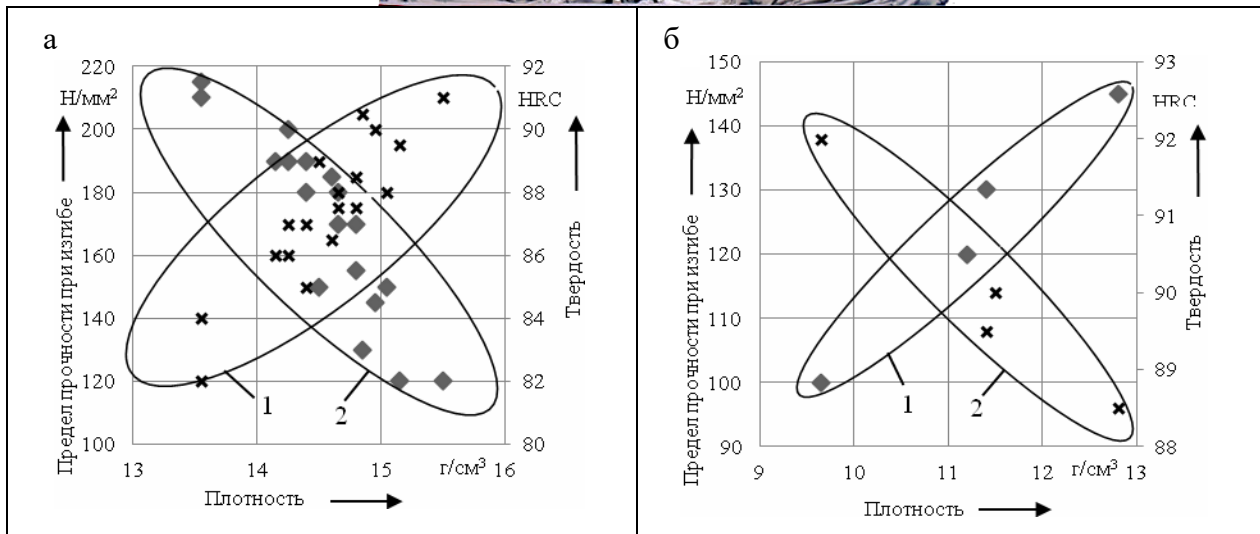


Рис.1. Залежність межі міцності на згин (1) і твердості (2) від густини для вольфрамової (а) і титано-вольфрамової (б) групи твердих сплавів

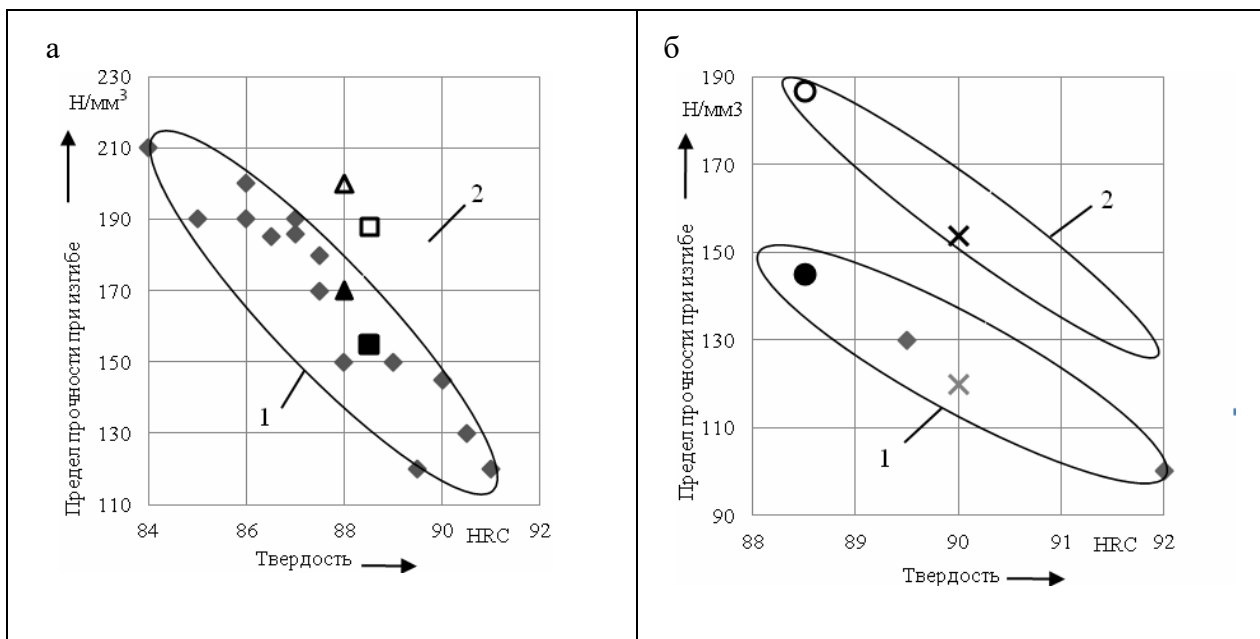


Рис.2. Залежність межі міцності на згин від твердості для вольфрамової (а) і титано-вольфрамової (б) групи твердих сплавів в базовому стані (1) і зміцнених методом АДЗ (2) (Δ - ВК8, □ - ВК6, ○ - Т5К10, X - Т15К6)

Для вирішення складної технологічної задачі, пов'язаної з підвищенням стійкості і одночасним збереженням високих характеристик по твердості і міцності твердих сплавів (що представляють собою гетерогенні композиції, які складаються з карбідів вольфраму, титану і танталу, зцементованих кобальтової зв'язкою), що працюють у важких технологічних умовах з ударним навантаженням, розроблений і запатентований метод аеродинамічного зміцнення (АДЗ) [1]. Ефект при зміцненні методом АДЗ досягається за рахунок



високоенергетичного (при невисоких температурах - до 400°C) впливу звукових хвиль на структуру твердих сплавів. В оброблених твердих сплавах відбувається подрібнення карбідних фаз і їх перерозподіл, зменшення дислокацій внутрішньої структури, а за рахунок самоорганізації на рівні кристалічної ґратки забезпечується перехід від неорганізованого руху флуктуацій і їх хаотичного стану до нового порядку, що дозволяє поліпшувати параметри структури для заданих умов експлуатації [2] .

Проведені дослідження показали (табл.1), що при зміцненні методом АДЗ твердосплавних пластин марок Т5К10, Т15К6, ВК6, ВК8 твердість і густина практично не змінюються в порівнянні з базовими, а межа міцності на згин збільшується на 19 - 23%. На рис. 2 цифрою 2 позначений сектор твердосплавних пластин після зміцнення методом АДЗ.

Табл.1

Параметри характеристик твердих сплавів

Марка сплава	Вид зміцнення	Густина, г/см ³	Межа міцності на згин, Н/мм ²	Твердість, HRA
Т15К6	базовий	11,5	126	90,1
	зміцнений АДЗ	11,4	154 (22%)	89,9
Т5К10	базовий	13,0	152	88,4
	зміцнений АДЗ	12,9	187 (23%)	88,3
ВК6	базовий	14,7	156	88,6
	зміцнений АДЗ	14,7	186 (19%)	88,5
ВК8	базовий	14,8	186	88,2
	зміцнений АДЗ	14,6	223 (20%)	88,1

Таким чином, вплив методом АДЗ дозволило отримати твердосплавні пластини з новими, раніше невідомими фізико-механічними властивостями.

Використання твердосплавних пластин після обробки методом АДЗ дозволяє підвищити продуктивність процесу різання з ударами на 20-30% і збільшити стійкість твердосплавних пластин в 2 ... 3,5 рази. На ряді машинобудівних заводів в виробничих умовах підтверджена ефективність зміцнення методом АДЗ твердосплавного інструменту [3].

Література:

1. Способ аэродинамического упрочнения изделий : пат. ВУ 21049 / А. Н. Жигалов, Г. Ф. Шатуров, В. М. Головков. – Оpubл. 06.30.2017.
2. Zhigalov, A. N. Improved Hard Alloys for Efficient Milling / A. N. Zhigalov, A. R. Maslov, G. F. Shaturov // Russian Engineering Research. – 2015. – Vol. 35, № 11. – С. 818–821.
3. Жигалов А.Н. Адаптивное управление при совмещенной обработке резанием и ППД / Могилев: УО «МГУП», 2013. – 236 с.



ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ПРИВОДУ ПОДРІБНЮЮЧИХ МЕХАНІЗМІВ

**Карплюк Л.Ф., к.т.н, доцент, Головач І.Р. к.т.н, доцент,
Сильвеструк Б.Й. к.т.н, доцент**
Національний університет "Львівська політехніка"

Постановка задачі. Досягнення в галузі напівпровідникової і мікропроцесорної техніки, цифрових систем, створили базу для впровадження керованих електроприводів змінного струму, в тих механізмах в яких традиційно використовувалися нерегульовані системи. Застосування керованого електроприводу змінного струму дозволяє в таких системах вирішити наступні задачі:

- створення систем регулювання технологічних параметрів, і як наслідок покращення якості продукції
- зменшення енерговитратності виробництва,
- зниження аварійності обладнання за рахунок обмеження механічних та електричних перевантажень в пускових режимах,

Одним з типових представників промислових механізмів в яких традиційно застосовувалися нерегульовані приводи з синхронним та асинхронним електроприводом змінного струму є подрібнюючі млини малої та середньої продуктивності з масою завантаження до 50т та потужністю привідного двигуна до 100кВт, які широко експлуатують в добувній, будівельній промисловості. Питання застосування регульованого електроприводу в даних системах є вивчене недостатньо і потребує подальшого вивчення.

Задачі досліджень. Метою роботи є аналіз технологічних особливостей роботи обладнання подрібнюючих млинів та обґрунтування необхідності встановлення регульованих електроприводів

Виклад основного матеріалу. Найширше поширення дістали тихохідні барабанні млини[1]. Як подрібнювальне середовище в них використовують металічні кулі, стрижні, гальку, великі куски подрібненої сировини, ролики та інші робочі елементи. Із найбільш потужних розрізняють кульові барабанні млини, рудно-галькові та самоподрібнення. Меншої потужності стержневі, а найбільш – уживані з безперервним розвантаженням.

Найбільш вживані типи приводів це: відкрита зубчаста пара та тихохідний високо-моментний синхронний двигун, або у випадку використання швидкохідного синхронного двигуна застосовують проміжний редуктор, привід із жорстким поєднанням барабана млина з ротором двигуна – безредукторний привод, а також пасова передача - редуктор - асинхронний короткозамкнений двигун (саме такий привід часто використовується в керамічній промисловості).

Для аналізу технологічних особливостей, роботи кульових млинів використаємо млин МТД 380, що використовуються для операцій розмелювання та



при промисловому очищенні різноманітних продуктів. Тип приводу млинів - пасова передача - редуктор - асинхронний короткозамкнений двигун. Оптимальні оберти млина – 12об/хв. Барабан наповнюється мелючими тілами з альбіту, переважно циліндричної або овальної форми. Млин завантажують глиною та наповнюють водою. Маса мелючих тіл становить до 20т, тіла мають різні розміри і відповідно різне процентне співвідношення від загальної маси. Завантаження масою для помолу становить до 20т. Використовуються глини з різних регіонів західної України, які мають різну питому густину. Для забезпечення вологості меленої маси 31-34%, заливають воду, близько 10т. Застосування достатньо грубої техніки дозування, неоднорідність використаних матеріалів, прилипання суміші до стінок млина та футерівки спричиняє значний розкид завантаження млина, що приводить до перевищення моменту навантаження запроектованих значень. При цьому виникають проблеми при пуску млина з можливістю стопоріння приводу при куті повороту близькому 120^0 і , як наслідок, неоднократні затяжні невдалі спроби запуску. В таких випадках часто добавляють воду для збільшення об'єму в бочці млина і, відповідно до наближення центру мас до осі обертання, що призводить до бажаного зменшення моменту навантаження при розгоні, але при цьому порушується технологічний процес і погіршується якість продукції. Але й це не завжди дозволяє розігнати ненормовано завантажений млин.

Робочий цикл або середній час помолу- триває 12-16 год. Після чого здійснюють контроль розмеленої сировини на відповідність основним показникам якості помолу. Якщо розмелена сировина задовільняє технологічним вимогам, її викачують помпами в спеціальні резервуари для подальшої обробки, в іншому випадку продовжують помол. Проблеми існують і при повторному запуску млинів.

Таким чином досвід експлуатації показав, що відбуваються аварійні переривання запуску млина і вони виникають в наступних режимах роботи:

- при ненормованому завантаженні млина
- після тривалого помолу при повторних запусках, після вимушеної зупинки для контролю помолу.

В роботі [1] відзначено, що основним чинником при обґрунтуванні вибору приводу є надійність запуску млина, а основні вимоги визначає механічна характеристика навантаження (рис. 1). Встановлено, що форма механічної характеристики млина визначається коефіцієнтом заповнення барабана, параметрами внутрішнього завантаження, рівнем швидкості обертання, тощо. Вона має, як правило екстремальні точки: в момент зрушення та при поверненні барабану на кут відриву частини завантаженої маси, або переходу її з колового в каскадний режим руху [4]. Подібні механічні характеристики навантаження приведені також в роботі [5], (рис. 2).

Аналіз характеристик 1-4 зображених на рис. 1,2, дозволяє зробити висновок: для успішного запуску кульового млина його електропривід повинен реалізувати



значні за величиною моменти, як для зрушення млина так і під час збільшення кута повороту коли відбувається зростання статичного моменту навантаження.

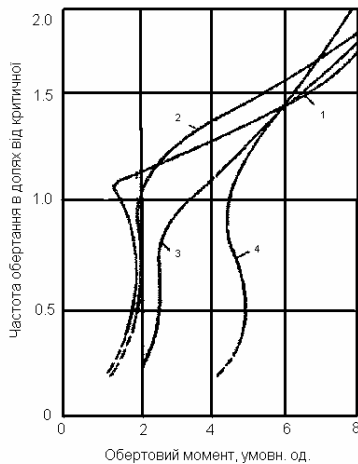


Рис.1. Механічні характеристика млина

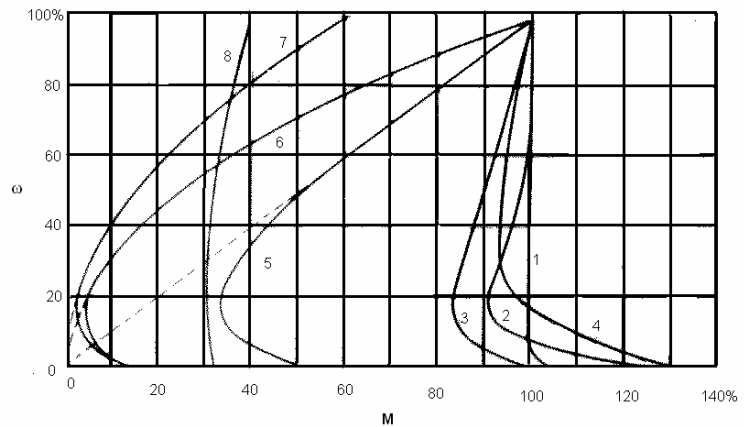


Рис.2. Типові механічні характеристики робочих машин

Для систем з некерованим пуском застосовують асинхронні та синхронні тиххідні двигуни з асинхронним пуском. Основними недоліками таких електроприводів є, характерні для прямого пуску асинхронного двигуна, малі пускові моменти та значні значення пускових струмів. Це приводить до необхідності вибору привідного двигуна завищеної потужності. Прямі пуски приводять до теплових і динамічних перенавантажень в обмотках електричної машини, і як наслідок, спричиняють їх значну аварійність. Пускові струми, які багаторазово перевищують номінальне значення, викликають просідання напруги на шинах підстанцій, приводять до старіння та механічного руйнування ізоляційних матеріалів двигуна.

Аналіз існуючих систем електроприводу. В роботах [2, 3, 7] виділяють системи приводів млинів з некерованим приводом та з регулюванням швидкості привідного двигуна.

Для регульованих приводів характерним є використання перетворювачів частоти (ПЧ), з безпосереднім зв'язком (циклоконверторів) та з ланкою постійного струму.

Циклоконверторні приводи ефективно використовується в потужних млинах і такі системи мають тенденцію до подальшого розвитку [4]. В такому приводі струм в кожній фазі керується тиристорним перетворювачем виконаним за 12-пульсною схемою. В основі керування циклоконвертором для формування необхідної швидкості та моменту закладене векторне FOC (Field Oriented Control) керування. В млинах FOC використовується для забезпечення необхідного високого обертового моменту.

Циклоконвертори використовуються також і в безредукторних приводах. В безредукторному приводі – застосовується синхронна машина ротор якої жорстко з'єднаний з барабаном млина.. Такі системи використовуються з 70-х років і по сьогодні. Переваги такого приводу – всі характерні для синхронних приводів, а



також відсутність коробки передач та зубцевих з'єднань. До недоліків такої системи електроприводу можна віднести велику собівартість, складність системи керування двигуном.

Безредукторні приводи широко використовуються на млинах великої потужності. Даний тип приводу вважається перспективним для кульових млинів та дробилок великої потужності.

Використання скалярних перетворювачів частоти з законом керування $U/f = \text{const}$, дає змогу здійснювати плавний пуск системи з заданим прискоренням, обмежувати пускові струми. Але досвід експлуатації показує, що механічні характеристики такого електроприводу не забезпечують бажаного значення моменту для пуску млина. В діапазоні частот близьких до 25 Гц залишається провал статичного моменту до $80\%M_{\text{max}}$, а відповідно до (рис.1,2) необхідно забезпечити збільшення моменту двигуна шляхом завищення потужності перетворювача і двигуна. Виходим в даній ситуації ми бачимо використання векторних систем керування, які дають високі динамічні показники регулювання, і забезпечують формування необхідного електромагнітного моменту.

Для розв'язання сформульованих вище задач оптимальним на нашу думку, буде застосування електроприводу з прямим керування моментом (DTC), яке забезпечує безпосереднє керування моментом двигуна, і тим самим дозволяє формувати необхідну динамічну характеристику. Наведені в роботі [7] переваги даного способу керування дають можливість прогнозувати перспективність застосування такого електроприводу для приводу кульового млина.

Висновки. Однією з основних задач електроприводу кульових млинів є забезпечення його роботи в пускових режимах. Проведений в роботі аналіз технологічного процесу, та існуючих систем електроприводу тихохідних кульових млинів дозволяє зробити висновок про доцільність застосування DTC систем керування асинхронними двигунами для кульових млинів.

Література:

1. Г.Г. Півняк, В.І. Кириченко. Електромеханічні системи енергонапружених барабаних млинів. Монографія// Дніпропетровськ, НГА України,-2000,-166с.
2. Stephen A. Selection Criteria for Sag Mill Drive Systems // IEEE Trans. Ind. Applicat., vol. 26, №5, pp. 901-908, September/October 1990.
3. José R. Rodríguez, Jorge Pontt, and other. Technical Evaluation and Practical Experience of High-Power Grinding Mill Drives in Mining Application. // IEEE Trans. Ind. Applicat., vol. 41, №3, pp. 866-874, May/June 2005.
4. Р. Гуйо. Проблема измельчения материалов и ее развитие // Москва, -1964.
5. Л.Б. Гейлер. Электропривод в тяжелом машиностроении// Москва, МАШГИЗ,-1958, -С. 44-50.
6. Родькін Д.И., Черный А.П., и др. Пусковые системы нерегулируемых приводов в задачах энергоресурсосбережения // Вісник НТУ «ХП», «Проблеми автоматизованного електропривода. Теорія і практика». – Харків, -2005.-№12,Т.1,-С. 235-243.
7. James N. Nash. Direct Torque Control, Induction Motor Vector Control Without an Encoder // IEEE Transactions on industry applications. Vol. 33, № 2 March/April 1997.



ТЕХНОЛОГІЧНІ І РОЗРАХУНКОВІ МЕТОДИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТРУБОПРОВІДНИХ ОБВ'ЯЗОК ЕНЕРГЕТИЧНИХ ОБ'ЄКТІВ

Кичма А. О., к.т.н., доцент, Предко Р. Я., к.т.н., асистент
Національний університет "Львівська політехніка"

Технологічні трубопровідні обв'язки (ТТО) атомних і теплових електростанцій, компресорних і насосних перекачувальних станцій відносяться до об'єктів тривалої експлуатації, які працюють у екстремальних умовах (неперервність технологічного процесу, за високих тисків і температури транспортованого продукту). Наприклад, транспортування теплоносія у паропроводах атомних електростанцій здійснюється за температури $200-300^{\circ}\text{C}$ і тиску $p=12-16$ МПа. Враховуючи надзвичайну високу екологічну небезпеку під час аварій на таких об'єктах, задача надійності їх обладнання має актуальне і першочергове завдання.

Дослідження закономірностей поведінки зварних з'єднань труб під час тривалої експлуатації технологічних трубопроводів набуває з кожним роком все більшого значення у зв'язку з новими науковими і інженерними проблемами [1]. Визначення дійсного розподілу напружень у зоні зварних швів безпосередньо після їх зварювання і зміна їх у процесі тривалої експлуатації є дуже важливою інформацією для достовірної оцінки ризику тривало експлуатованих трубопровідних систем. Це особливо актуально для оцінки технічного стану різновисинних зварних з'єднань. У силу конструктивних особливостей ТТО включають прямолінійні ділянки і компенсатори труб, запірну арматуру, перехідні кільця, трійники, криволінійні вставки тощо. Розрахункова схема таких ділянок представляє собою статично невизначену систему з жорстким защемленням на торцях ТТО. За таких умов у зоні зварних швів ТТО виникає суттєво нерівномірний напружено-деформований стан, який залежить від багатьох технологічних чинників. Один із можливих варіантів різновисинного багат шарового кільцевого зварного з'єднання труб відповідно з товщиною стінок t і $1,5t$ і формою розроблення їх торців показано на рис. 1. У випадку проведення зварювальних робіт для труб і деталей трубопроводу діаметром 720–1420 мм застосовують багатопрохідне зварювання з обов'язковою підваркою кореня шва. Складне розроблення торців труб для різновисинних кільцевих зварних з'єднань і виконання багат шарових швів обумовлює суттєву концентрацію напружень та нерівномірність розподілу залишкових напружень у зоні шва.

Для перевірки якості зварних з'єднань розвинуто розрахунково-експериментальний метод визначення параметрів напруженого стану у зварних з'єднаннях [2], який ґрунтується на математичній моделі деформівних тіл з власними напруженнями і експериментальній інформації про характеристики



напруженого стану, яку можна отримати неруйнівними методами. Цей метод здійснюють так. Обертаючи накладний магнітопружний перетворювач визначають зміну вихідного сигналу та встановлюють тарувальний коефіцієнт

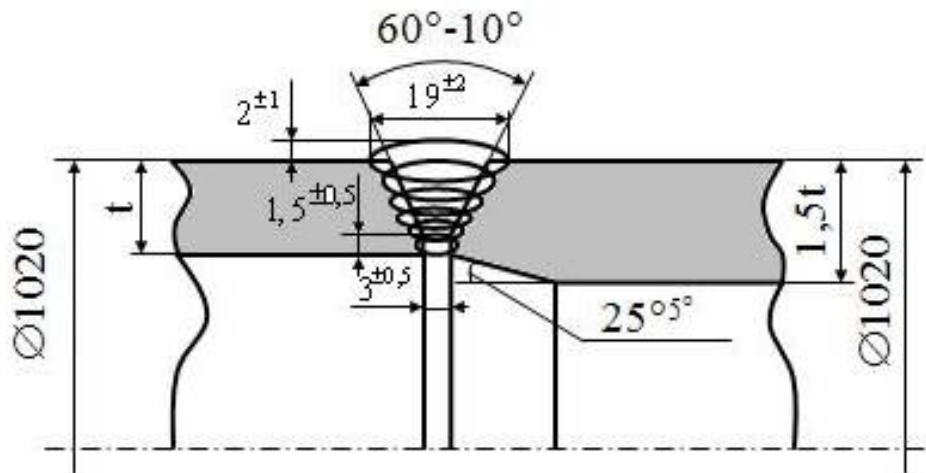


Рис. 1. Різновисхідне багатопшарове кільцеве зварне з'єднання труб

на зразку, який виготовлений з того ж матеріалу, що і досліджуваний трубопровід. При цьому вимірюють неруйнівним методом усереднену за площею контакту давача різницю головних напружень і встановлюють сподівану усереднену за площею контакту давача різницю головних напружень, через компоненти тензора поля умовних пластичних деформацій Ψ_{ij}^0 . За допомогою функціонала мінімізують відхилення виміряного усередненого значення різниці головних напружень σ_+^E від сподіваного усередненого значення σ^T і визначають необхідні параметри компоненти тензора пластичних власних деформацій. Значення компоненти тензора повної деформації Ψ_{ij} визначають у вигляді суми компоненти тензора пружної деформації Ψ_{ij}^e і компоненти тензора поля умовних пластичних деформацій Ψ_{ij}^0 і фіксують інтегральні подання компонент тензора напружень через невідомі компоненти тензора поля умовних пластичних деформацій. Значення цих невідомих компонент деформацій визначають за експериментальною інформацією щодо поля залишкових напружень, яку в різних перерізах трубопроводу визначають одним з неруйнівних методів або за допомогою їх синтезу. Будують функціонал, мінімізація якого забезпечує найменшу нев'язку між експериментально визначеними і аналогічними теоретично обчисленими характеристиками полів напружень. За розв'язками оберненої задачі теорії оболонок з власними напруженнями знаходять значення компоненти тензора поля умовних пластичних деформацій, за якими визначають компоненти тензора залишкових напружень у довільній точці кільцевого різновисхідного зварного з'єднання трубопроводу, включаючи і ці, які не можна отримати



експериментально. Після цього знаходять колові та осьові напруження у довільній точці трубопроводу, за якими судять про його об'ємний напружений стан, з урахуванням різновтовщинності зварного з'єднання і несиметричності розподілу залишкових деформацій відносно перерізу зварного шва.

Для отримання експериментальних даних з визначення усереднених характеристик залишкових напружень у зоні різновтовщинних зварних з'єднань труб електромагнітним методом використовували вимірювальний прилад "MESTR - 411", який призначений для експлуатації у стаціонарних та польових умовах. Якщо експериментальні дані, отримані за результатами вимірів на зовнішній поверхні труби за допомогою електромагнітного методу σ_+^E то функціонал g для визначення параметрів $k_1, k, \alpha_i, s_i, q_i, n_i$ можна зобразити у вигляді

$$g(k_1, k, \alpha_i, s_i, q_i, n_i) = \sum_{n=1}^{n_1} p_n [k_1 \sigma^T I_+^{(i)T}(\alpha_n) - \sigma_+^E(\alpha_n)]^2, \quad (1)$$

де n_1 – кількість перерізів труби, у яких проводять вимірювання; p_n – ваговий множник. Мінімізуючи функціонал (1) шукаємо такі числові значення параметрів $k_1, k, \alpha_i, s_i, q_i, n_i$, за яких різниця між експериментальними і теоретично розрахованими характеристиками напруженого стану буде мінімальна. Використовуючи знайдені параметри обчислюємо залишкові осьові $\sigma_{\alpha\alpha}$ і колові $\sigma_{\beta\beta}$ напруження у будь-якій точці зварного з'єднання, включаючи і ті, які не можна отримати експериментально. Отримані таким способом залишкові напруження задовільняють рівняння рівноваги, сумісності деформацій і крайові умови, а вірогідність їх рівня і розподілу залежить від обсягу і величини похибок експериментальних даних, які використовуються для конкретного зварного з'єднання.

На основі запропонованого методу створено математичне забезпечення згідно якого можна підбирати оптимальну форму кромки товстостінних, багат шарових зварних з'єднань, величину зварювального струму, вид флюсу і режими термообробки, що дозволить зменшити напружено-деформований стан у зоні зварного шва і підвищити надійність роботи зварних з'єднань ТТО. Використання розглянутого методу дозволяє сформулювати рекомендації щодо оптимального підбору конструкційних матеріалів, технології і режимів зварювання, термічної та поверхневої обробки і умов тривалої експлуатації зварних швів ТТО.

Література:

1. Махненко В. И. Ресурс безопасной эксплуатации сварных соединений и узлов современных конструкций / В. И. Махненко. – Киев: ДНВП. Наук. думка, 2006. – 618 с.
2. Пат. 92921 Україна, МПК(2006.01) G01L 1/12. Спосіб визначення напруженого стану в кільцевих зварних з'єднаннях трубопроводів / А. О. Кичма; заявник і патентовласник – Національний університет "Львівська політехніка". – и201403477, заявл. 04.04.2014; опубл. 10.09.2014 Бюл. № 17.



ДОСЛІДЖЕННЯ ІНФОРМАТИВНОСТІ ДІАГНОСТИЧНИХ СИГНАЛІВ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ ПРИ АДАПТИВНОМУ УПРАВЛІННІ ВАЖКИМИ ВЕРСТАТАМИ

Ковальов В.Д., *д.т.н., професор*, Васильченко Я.В., *д.т.н., доцент*, Березовська Я.К.

Донбаська державна машинобудівна академія

Отримання необхідної надійності та своєчасна заміна різального інструмента, що забезпечує повне використання його ресурсу, а також заміна з нагоди непрогнозованих видів відмов, можливі тільки при своєчасному виявленні дефектів і несправностей. Періодичний контроль не вирішує повністю завдання своєчасної заміни різального інструмента, бо процеси, що призводять до відмови, часто розвиваються за час менше, ніж машинний час обробки. Тому доцільним є безперервний контроль.

Домінуючим пошкодженням, що перебиває значну частку резерву точності технологічної системи, часто виявляється розмірний знос або викришування різальних інструментів. Тому більшість реалізованих на виробництві систем діагностування розпізнають поточний стан і відмову інструмента. Як параметр регулювання в адаптивних системах часто використовуються силові параметри різання (крутний момент, потужність, сили різання), теплові явища, вібрації та ін. Важливо визначити інформативність сигналів, що надходять від різних перетворювачів і датчиків. Для дослідження інформативності діагностичних каналів необхідно визначити коефіцієнт кореляції результатів вимірювання кожного параметра.

В основі діагностування процесу різання і стану різального інструмента лежить припущення про наявність залежності між ознаками і параметрами їх стану:

$$P_i = f(K_1, K_2, \dots, K_n), \quad (1)$$

де P_i – стан (вид відмови) різального інструмента;

K – ознаки, що характеризують i -тий стан різального інструмента.

Обґрунтування і вибір діагностичних параметрів визначаються цілями, які ставляться до цієї конкретної системи. Для забезпечення належної достовірності та економічності діагностування діагностичні параметри повинні бути чутливі, однозначні, стабільні, інформативні.

Під чутливістю діагностичного параметра K_y розуміють відношення приросту параметра dS до відповідної зміни dx структурного параметра:

$$K_y = \frac{dS}{dx} \quad (2)$$

Чим більше значення цієї величини, тим діагностичний параметр чутливіший до зміни структурного параметра. Чутливість K_r , Діагностичного параметра P_r , тобто його приріст dP при зміні dU параметра технічного стану :



$$K_r = \frac{d\Pi}{dU} \quad (3)$$

Однозначність діагностичного параметра означає відсутність екстремуму $K_r \neq 0$ в діапазоні від початкового U_n до граничного U_n значень параметра технічного стану.

Стабільність діагностичного параметра визначається варіацією його значень при багаторазовому вимірі на об'єктах, що мають одну і ту ж величину відповідного структурного параметра. Її оцінюють за допомогою середньоквадратичного відхилення:

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^x [\Pi_i - \Pi]^2}{N - 1}} \quad (4)$$

де N – число об'єктів, що мають одне і те ж значення параметра технічного стану.

Нестабільність діагностичного параметра знижує його фактичну чутливість. Тому для оцінки тісноти зв'язку діагностичного параметра зі структурним використовують відношення:

$$K'_r = \frac{K_r}{\sigma\Pi} \quad (5)$$

Інформативність є одним з найважливіших властивостей діагностичного параметра. Вона характеризує достовірність діагнозу, одержуваного в результаті вимірювання значень параметра. Під інформативністю розуміється відношення величини зміни ознаки до величини зміни параметра стану.

При загальному діагностуванні, коли виявляється несправність об'єкта в цілому, інформативність визначають зі спільного аналізу щільності розподілу значень параметрів $f_1(\Pi)$ і $f_2(\Pi)$, що відповідають завідомо справним і несправним об'єктам. Очевидно, що чим менше ступінь «перекриття» розподілів, тим менше помилок буде при використанні для постановки діагнозу даного параметра, тим більш інформативним він є. Для кількісного визначення інформативності в даному випадку необхідно підрахувати величину «площі перекриття», тобто ймовірність помилки діагнозу:

$$I(\Pi) \approx \frac{\Pi_1 - \Pi_2}{\delta_1 + \delta_2} \quad (6)$$

Достовірність діагностування визначається інформативністю діагностичних ознак.

$$I_i = \frac{\Delta K_i}{\Delta \Pi_i} \quad (7)$$

Систему діагностування слід розглядати як сукупність ріжучого інструмента і засобів його діагностування. Характер можливих змін в стані інструмента зумовлює алгоритм діагностування та структуру системи. Однак при експлуатації конкретних інструментів виникають свої особливості, тож у зв'язку з цим для забезпечення надійного діагностування необхідно, перш за все, вивчити зміни в стані інструмента в конкретних умовах його експлуатації,



виявити такий змінний параметр, який може служити критерієм стану і критерієм відмови інструмента.

Крім взаємопов'язаних між собою параметрів стану стружки, деталі та інструменту, процес різання характеризується функціональними параметрами. З цих параметрів особливе місце займає сила різання R . Будь-які зміни умов різання, викликані зміною параметрів стану інструменту і стружки, призводять до зміни сили. Джерела теплоти Q виникають внаслідок перетворення механічної енергії в теплову і створюють різні теплові умови процесів, що визначаються температурою θ і температурними полями. Так само, як і сила, джерела теплоти, а слідом за ними і температурні поля чутливі до змін умов різання і параметрів стану інструмента, стружки і деталі. Взаємозв'язок цих параметрів використовується при вирішенні конкретних завдань діагностики.

Для діагностування використовуються найбільш інформативні діагностичні ознаки, які виявляються експериментальним шляхом. В якості діагностичних ознак також використовують параметри коливань в широкому діапазоні частот, починаючи з акустико-емісійних (АЕ); електричні параметри (наприклад, ЕРС); параметри магнітних полів в зоні різання та ін. У ряді випадків для підвищення достовірності діагнозу необхідно забезпечити багатопараметричну діагностику. Наприклад, при недостатній інформативності діагностичних ознак їх дублюють або використовують додаткову діагностичну ознаку, виключаючи вплив домінуючого випадкового збурюючого фактора процесу різання, що істотно спотворює результати діагностування інструмента.

Взаємозв'язок параметрів стану об'єктів процесу різання дозволяє усвідомлено підходити до вибору діагностичних ознак діагностованих параметрів. Однак остаточний висновок про практичне застосування тієї чи іншої ознаки можна зробити лише шляхом зіставлення їх інформативності, що виявлена в результаті експериментальних досліджень та дозволяє врахувати можливі, часто непередбачувані, особливості роботи інструмента та взаємозв'язки параметрів його стану із ймовірними діагностичними ознаками.

Література:

1. Оптимизация процесса тяжелого точения с применением PLC модулей / В.Д. Ковалев, И.К. Березовская, М.С. Мельник, Я.В. Васильченко // *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем*. – Краматорськ, 2016. – Вип. 38. – С. 106–112
2. Ковалев В.Д. Управление режимами обработки на тяжелом токарном станке посредством PLC модулей / В.Д. Ковалев, Я.В. Васильченко, М.С. Мельник // *Резание и инструмент в технологических системах*. – Х. : НТУ «ХПИ», 2014. – Вип. 84. – С. 115–123.
3. Ковалев В.Д. Реализация законов управления режимами обработки на тяжелом токарном станке посредством PLC модулей / В.Д. Ковалев, М.С. Мельник, И.К. Березовская // *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем* : зб. наук. праць. – Краматорськ, 2014. – Вип. № 35. – С. 74–82.
4. Kovalev V. Optimization of cutting parameters considering the actual process state in real time environment in heavy engineering / V. Kovalev, Y. Vasilchenko // *12th International Conference RaDMI 2012 from 13-17. September 2012, Sokobanja (Serbia)*. 2012. – p.216-220



ДО ПИТАННЯ ФОРМУВАННЯ І ВИМІРЮВАННЯ ШОРСТКОСТІ ПЛОСКИХ ПОВЕРХОНЬ, УТВОРЕНИХ ТОРЦЕВИМ ФРЕЗЕРУВАННЯМ

¹Кривий П.Д., *к.т.н., професор*, ²Тимошенко Н.М., *к.фіз.-мат.н., доцент*,
¹Бутрин С.П., *магістрант*, ¹Михалович В.А., *магістрант*
¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
²Національний університет «Львівська політехніка»

Проаналізовано кінематику вертикально-фрезерних верстатів загального призначення (горизонтально-фрезерних, вертикально-фрезерних, поздовжньо-фрезерних, карусельно-фрезерних тощо), особливості процесу різання при торцевому фрезеруванні та механізми формування шорсткості отриманої поверхні таким методом [3, 6].

Встановлено, що незважаючи на те, що подачу на зуб фрези і на її оберт призначають в залежності від заданої шорсткості, у більшості таких фрезерних верстатів відсутній жорсткий кінематичний зв'язок між головним обертовим рухом – D_r і поступальним рухом моделі D_s .

Відзначено, що на даний час подачу на зуб S_z та на один оберт фрези S_0 приймають як сталі, постійні величини, хоча у дійсності, внаслідок існуючих неточностей елементів кінематичних ланцюгів (накопичена кінематична похибка зубчастих коліс, похибка кроку для зубців таких коліс, тощо) і відсутності кінематичного зв'язку між D_r і D_s , висунута гіпотеза про те, що подачі S_z і S_0 є величинами випадковими з нормальним законом розподілу.

На цій основі запропоновано імовірнісний підхід та імовірнісно-математичні моделі формування шорсткості при торцевому фрезеруванні.

Окрім цього запропоновано новий спосіб торцевого фрезерування плоских поверхонь, який суміщає чорнове і чистове оброблення шляхом використання удосконаленої конструкції торцевих фрез, конструктивні параметри яких встановлені з врахуванням заданої шорсткості і величини подачі на зуб. Отримані залежності для визначення цих параметрів.

Показано, що за існуючими методиками параметри шорсткості R_a і R_z визначали за емпіричними, аналітичними формулами, або за табличними даними. При цьому величину подачі на зуб S_z фрези, як найголовніший елемент, що впливає на шорсткість приймали як сталу величину.

Експериментально підтверджено, що величина подачі на один оберт фрези $S_0 = S_z \cdot z$, де z – кількість зубів фрези і величина S_z є випадкова з нормальним законом розподілу.

Проаналізовано існуючі параметри шорсткості [5, 6] і методи їх вимірювання на плоских поверхнях [1, 2, 4] оброблених напівчистовим і чистовим торцевим фрезеруванням.

В результаті здійсненого аналізу встановлено ряд недоліків притаманних



існуючим методам вимірювання параметрів шорсткості. Так відзначено, що суттєвим недоліком безконтактного методу [1, 9] є недостатньо велике поле зору, яке не дає можливості охопити встановлену базову довжину вимірювання, що призводить до зниження достовірності отриманих результатів [9]. Підкреслено суттєві недоліки відомого контактного методу [9]. По-перше, не вказано у якому по відношенню до профілю [1, 7, 9] мікрорельєфу напрямку необхідно здійснювати вимірювання. По-друге, не враховано стохастичності параметра R_a [5, 7] і не встановлено необхідної обґрунтованої кількості вимірювань [1, 7]. Рекомендації, подані у [1], які пропонують для забезпечення достовірності результатів здійснювати декілька вимірювань і визначати середнє значення \bar{R}_a не є обґрунтованим, так як параметр \bar{R}_a не може бути ґрунтовною оцінкою шорсткості, і при цьому існує велика імовірність, що окремі значення R_{ai} можуть суттєво перевищувати \bar{R}_a . По-третє, не враховано того, що у процесі ошупування поверхні алмазною голкою давача профілометра (профілографа) завжди мають місце похибки, як власне приладу, так і від дії різних зовнішніх факторів. Характерною ознакою всіх цих похибок є те, що вони у більшості випадків, мають значно більшу частоту ніж коливання профіля поверхні. Тим більше, що мінімальна довжина хвилі профіля обмежується розмірами загострення алмазної голки давача приладу [4].

Суть запропонованого методу вимірювання шорсткості плоскої поверхні за параметром R_a полягає у наступному. Значення параметра R_a подають як випадкову величину з нормальним законом розподілу [5]. Вимірювання здійснюють контактним методом по спільній для всіх траєкторій руху вершин зубців торцевої фрези (слідів оброблення) нормалі на рівномірно розміщених по всій довжині обробленої поверхні трасах і кількість вимірювань здійснюють не менше 10 і після кожного з них отримують значення параметра $r_{ai} (i = 1, 2, 3 \dots 10)$, які приймають як випадкові величини.

Використовують метод ітерацій з теорії малої вибірки (обсяг вибірки менше 20) і визначають: математичне сподівання $M(R_a)$; дисперсію $D(R_a)$; середнє квадратичне відхилення $\sigma(R_a)$; коефіцієнт варіації $K_{\text{var}} = \sigma(R_a) / M(R_a)$, за яким оцінюють стабільність процесу формування шорсткості. Приймавши на основі [5], що величина R_a підкоряється нормальному закону розподілу, за формулою $R_{a\text{max}} = M(R_a) + 3\sigma(r_a)$ визначають максимальне значення $R_{e\text{max}}$, яке приймають за істинне. За критеріями Стюдента t_k і Фішера F встановлюють істотність відмінності між значеннями \bar{R}_{ai} і \bar{R}_{ai+1} отриманих при суміжних паспортних значеннях S_{zi} і S_{zi+1} фрезерного верстата.

Апробація запропонованого методу здійснена у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя, на зразках шорсткості для торцевого фрезерування (ГОСТ 9378-75) за параметрами



$R_a = 6,3;3,2;0,8$ мкм підтвердила ефективність і високу достовірних отриманих результатів.

Література

1. Болдин Л.А. Основы взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении: Учебное пособие для вузов. - 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984.- 272 с.
2. Добротворский С.С. Методы прогнозирования шероховатости поверхности: обзор/С.С.Добротворский, Е.В. Басова//Вісник національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2010. – № 41. – 2345.
3. Металлорежущие станки/ Колл. авторов под ред. проф. В.К.Тепинкичева. – М.: Машиностроение, 1976. – 472 с.
4. Назаров Ю.Ф. Методы числення и контроля шероховатости поверхности металлов и сплавов / Ю.Ф.Назаров, А.М.Шкілько, В.В.Тиханенко, И.В.Конпанеен// Физика и инженерия поверхности, 2007, том 5. №3-4, Vol 5, 5 №3-4. – 6.207-216.
5. Хусу А.П. Шероховатость поверхностей (теоритико-вероятностный подход)/ А.П. Хусу, Ю.Р. Витенберг, В.А.Пальмов. –М.: Наука, 1975.-343 с.
6. Чернов Н.Н. Металлорежущие станки: Учебник для технологической специальности «Обработка металлов резанием. – 4-е изд. Перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
7. Шероховатость поверхности. Термины и определения. ГОСТ 25142-82 (СТ СЭВ 1156-78). - М.:Издательство стандартов, 1982.- 19 с.
8. Филоненко С.Н. Резание металлов / С.Н. Филоненко. – К.: Техника, 1975. – 232 с.
9. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник. – 5-е изд. перер. и доп. /Якушев А.И. –М.:Машиностроение, 1979. – 343 с.

СТОХАСТИЧНІСТЬ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ ПРИ СВЕРДЛІННІ

¹Кривий П.Д., к.т.н., проф., ²Тимошенко Н.М., к.ф-м.н, доц.,

¹Кобельник В.Р., к.т.н., доц., ¹Геть Ю.М., магістрант

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

²Національний університет «Львівська політехніка»

В результаті аналізу літературних джерел [1, 2, 4 – 8] встановлено, що силові характеристики процесу різання при свердлінні, а саме: осьова сила P і сумарний момент опору M , як правило визначаються за емпіричними залежностями такого виду [6] $P = 10 \cdot C_p \cdot D^{z_p} \cdot S^{y_p} \cdot K_p$, Н (1) і $M = 10 \cdot C_m \cdot D^{z_m} \cdot S^{y_m} \cdot K_m$, Нм (2). У цих формулах: C_p і C_m – коефіцієнти, що характеризують оброблюваний матеріал при визначенні P і M , відповідно; D – діаметр свердла, мм; S – подача, мм/об; z_p, y_p і z_m, y_m – показники степенів, які враховують вплив D і S на P і M , відповідно; K_p і K_m – відповідно загальні



коефіцієнти, що враховують при визначенні P і M відмінність реальних умов різання від експериментальних.

Відзначено, що значення z_p, y_p та z_m, y_m отримані різними дослідниками, які подані у доступних літературних джерелах [1, 2, 4, 6 – 9] для певних класів сплавів мають певні розсіювання, що призводить до отримання неоднозначних результатів.

Для забезпечення достовірних значень P і M в роботі [5] запропоновано значення показників степенів отриманих різними дослідниками, подавати як випадкові величини з нормальним законом розподілу і за істинні величини приймати їх максимальні значення: тобто

$$z_{p \max} = \bar{z}_p + 3 \cdot \sigma(z_p) \text{ і } y_{p \max} = \bar{y}_p + 3 \cdot \sigma(y_p),$$

$$z_{m \max} = \bar{z}_m + 3 \cdot \sigma(z_m) \text{ і } y_{m \max} = \bar{y}_m + 3 \cdot \sigma(y_m),$$

Тут показники з верхньою ризикою є середні значення, а $\sigma(z)$ і $\sigma(y)$ - середні квадратичні відхилення величин z і y .

Встановлено, що на даний час при визначенні P і M не враховують стохастичності значень подач вертикально-свердлильних верстатів (ВСВ), яка підпорядкована нормальному закону розподілу [5]. Для прикладу деякі характеристики подач при певних частотах обертання шпинделя $n_{\text{шп}}$ ВСВ моделі 2Н118, а саме; паспортні значення подач S_{ni} ; середнє значення подач \bar{S}_{ci} ; дисперсії розсіювання $D(S_{ci})$; середні квадратичні відхилення $\sigma(S_{ci})$; значення коефіцієнтів кореляції $k_{vS_{ci}}$ отримані в результаті експериментальних досліджень та критерії Фішера F і F_T подані в таблиці.

З врахуванням вищеподаного величини P і M теж будуть випадковими з певним законом розподілу і тому визначення їх математичних сподівань, дисперсій та коефіцієнтів кореляції, за якими оцінюватимуть стабільність точності кінематичних ланцюгів механізмів подач, а також максимальних, з встановленим рівнем ризику, який відповідає певному квантілю значень P_{\max} і M_{\max} є актуальною задачею.

Характеристики розсіювання подач ВСВ 2Н118 при відповідних $n_{\text{шп}}$ та значення критеріїв Фішера.

$\frac{S_{ni}, \text{мкм/об}}{n_{\text{шп}}, \text{об/хв}}$	$\frac{100}{2000}$	$\frac{140}{2000}$	$\frac{200}{500}$	$\frac{280}{500}$
$S_{ci}, \text{мкм/об}$	99	144	201	283
$\frac{D(S_{ci}), (\text{мкм/об})^2}{\sigma(S_{ci}), \text{мкм/об}}$	$\frac{4,6}{2,14}$	$\frac{4,7}{2,17}$	$\frac{28,1}{5,30}$	$\frac{66,7}{8,17}$
$k_v = \sigma(S_{ci}) / \bar{S}_{ci}$	0,021	0,015	0,026	0,029
F	1,00	1,02	6,11	14,53
F_T	1,79			



Формули (1) і (2) з врахуванням того, що $10 \cdot C_p \cdot D^{z_p} \cdot K_p = A = const$, $10 \cdot C_m \cdot D^{z_m} \cdot K_m = B = const$, $y_p = t$, а $y_m = t_1$ подамо у вигляді $P = AS^t$, $M = BS^{t_1}$.

Знайдемо спочатку характеристики розподілу величини P .

Враховавши, що $0 < t < 1$ і функція $p = AS^t$ диференційована і, якщо $A > 0$ і $t > 0$, є зростаючою, то для знаходження щільності розподілу $g(p)$ випадкової величини P можна застосувати формулу [3]

$$g(p) = f[\psi(p)][\psi'(p)],$$

де $\psi(p)$ – функція, обернена до функції $p = AS^t$.

Знаходимо функцію $\psi(p)$, обернену до функції $p = AS^t$:

$$\psi(p) = s = \sqrt[t]{\frac{p}{A}} = \frac{1}{\sqrt[t]{A}} \sqrt[t]{p}.$$

Враховавши, що $f(s) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(s-a)^2}{2\sigma^2}}$, де σ – середнє квадратичне відхилення розсіювання подачі, a – середнє значення розсіювання величини S будемо мати

$$f[\psi(p)] = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\left(\frac{1}{\sqrt[t]{A}} \sqrt[t]{p} - a\right)^2}{2\sigma^2}}.$$

Похідна від оберненої функції по p дорівнює

$$\psi'(p) = \frac{1}{\sqrt[t]{A}} \cdot \frac{1}{t} p^{\frac{1}{t}-1} = \frac{1}{\sqrt[t]{A}} \frac{1}{t} \frac{1}{p^{\frac{t-1}{t}}}.$$

Тоді

$$g(p) = \frac{1}{\sqrt[t]{A} t p^{\frac{t-1}{t}} \sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\left(\frac{1}{\sqrt[t]{A}} \sqrt[t]{p} - a\right)^2}{2\sigma^2}}. \quad (3)$$

Математичне сподівання $M(P)$ випадкової величини $P = AS^t$, враховавши, що її можливі значення є невід'ємні, знайдено за формулою

$$M(P) = \int_0^{\infty} p \cdot g(p) dp,$$

а дисперсію $D(P)$ — за формулою



$$D(P) = \int_0^{\infty} p^2 \cdot g(p) dp - [M(P)]^2,$$

де $g(p)$ визначається формулою (3).

Задавшись імовірністю 0,95 (при рівні ризику 0,05) використавши рівняння (3) знайдемо P_{max} .

Аналогічно здійснивши дослідження та розрахунки для M , знайдемо при заданому рівні ризику M_{max} .

Висновок. Запропонована методика визначення силових характеристик процесу різання при свердлінні у імовірнісному варіанті, надає можливість отримати із високою імовірністю максимальні значення осьової сили та сумарного моменту опору, які можна використовувати як при проектуванні ВСВ, так і при їх експлуатації.

Література:

1. Армарего И. Дж. А. *Обработка металлов резанием* / И. Дж. А. Армарего, Р.Х. Браун; пер. с англ. В. А. Пастухова. – М. : Машиностроение, 1977. – 325 с.
2. Бобров В. Ф. *Основы теории резания металлов* / В. Ф. Бобров – М. : Машиностроение, 1975. – 344 с.
3. Венцель Е.С. *Теория вероятностей* / Е.С. Венцель. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
4. Грановский Г. И. *Резание металлов: Учебник для машиностр. и приборостр. спец. вузов* / Г. И. Грановский, В. Г. Грановский. – М. : Высш. шк., 1985. – 304 с.
5. Кобельник В. Р. *Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі* : дис. ... канд. техн. наук : 05.03.01 / Кобельник Володимир Романович ; М-во освіти і науки, Терноп. нац. техн. унів. ім. Івана Пулюя ; наук. кер. Кривий П.Д.. – Тернопіль, 2013. – 239 с.
6. Клушин М.И. *Резание металлов* / М.И. Клушин. – М.: Машигиз, 1958. – 454 с.
7. *Основы теории резания материалов* / Мазур Н.П., Внуков Ю.М., Доброскок В.Л. та інші – Львів: Новий світ, 2010. – 422 с.
8. Филоненко С. Н. *Резание металлов* / Филоненко С. Н. – К. : Техніка, 1975. – 232 с.
9. *Справочник по технологии резания металлов. В 2-х т. Т. 1* / Под ред. Г.Штурм, Т. Штаферле. Пер. с немец. Ю.М. Соломенцева. – М.: Машиностроение, 1985. – 613 с.



ВИКЛИКИ ЧЕТВЕРТОЇ ПРОМИСЛОВОЇ РЕВОЛЮЦІЇ «ІНДУСТРІЯ 4.0» ПЕРЕД ВЧЕНИМИ УКРАЇНИ

Кузнєцов Ю.М., д.т.н., професор

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Рано чи пізно кожна людину починають цікавити проблеми майбутнього: себе, як особистості, своєї родини, своєї країни, усього людства і цивілізацій. А деяких цікавлять більш складні речі – філософія майбутнього і навіть конструювання майбутнього. Тому доповіді в якості епілога обрані філософські ідеї і передбачення нашого співвітчизника акад. Вернадського В.І. про те, що біосфера переходить в ноосферу (сферу розуму людського творчого мислення і високої моралі).

Будь-яку високо розвинену державу можна уявити у вигляді кристала природного алмаза –октаедра з шістьма вершинами або для кращого сприйняття двох чотирьохгранних пірамід з загальною основою квадратної форми. Верхня вершина представляє високо моральне громадянське суспільство, яке делегує свої повноваження обраній ним владі (нижня вершина) – державним діячам, які без винятку притримуються Конституції, верховенства права і справедливо розподіляють бюджет (матеріальний фактор) в областях (чотири вершини основи пірамід): освіти і культури, науки, виробництва і бізнеса, соціальної сфері.

Щоб Україна стала такою високо розвиненою державою, необхідно бути готовим прийняти виклик сьогоденної четвертої промислової революції «ІНДУСТРІЯ 4.0», яка орієнтована на штучний інтелект і повну автоматизацію з застосуванням роботів, робототехнічних систем, засобів інформатизації і комунікації, практично всього, що стосується суспільства, бізнеса, виробництва і освіти.

Для швидкої адаптації в умовах «ІНДУСТРІЯ 4.0» запропонований новий науковий підхід, постулатом (парадигмою) якого є перехід від живої Природи до антропогенним об'єктам, до яких відносяться технічні системи – машинні, електричні і будівельні, що створюються завдяки інтелекту Людини і штучного інтелекту. Слід пам'ятати, що основним творцем є Природа зі всіма об'єктивними законами і явищами, частково відкритими Людиною, який є неперевершеним творінням Природи і творцем за своєю подібністю.

Головною рисою останніх десятиліть є осмислення розвитку сучасних високих технологій для розв'язання не тільки технічних, але і соціальних, екологічних, духовних, психологічних і культурних проблем, дослідження по яким носять міждисциплінарний характер. Раніш віддані знищувальній критиці генетика і кібернетика проклали шлях к пізнанню і їх міждисциплінарному використанню при створенні нової техніки і нових технологій в різних галузях,



в тому числі в машинобудуванні, і зокрема, верстатобудуванні – серцевині машинобудування. Без верстатів неможливо виготовлення інших технічних систем, бо верстати – це машини, що створюють інші машини.

Основна мета наших досліджень зорієнтована на верстатобудування і підготовку інженерної інтелектуальної еліти в Україні, щоб на основі Міждисциплінарного системно-структурного підходу, аналізу минулого, сучасного і передбачення майбутнього запропонувати шляхи інноваційного прориву і спрямованого синтезу нових верстатів за короткий термін з використанням останніх досягнень в сучасній науці.

Верстатобудування з перших років радянської влади обрало стратегічно хибний курс під гаслом «Догнати і перегнати!». Нас завжди переконували і переконують, що треба йти у фарватері провідних фірм і країн, дивлячись їм в зад і беручи за основу розробки, які побачили на міжнародних виставках. В кінці 80-х років минулого століття були спроби йти іншим шляхом, але трапилося непередбачене і Україна, яка займала друге місце в СРСР після Російської Федерації, втратила лідерство, а багато вітчизняних верстатобудівних заводів здали свої позиції і припинили свою діяльність, наприклад, всесвітньо відомий Київський завод верстатів –автоматів з розшматованими на окремі заводи ВАТ «Веркон» без СКББА.

Сьогодні ще є можливість при державному підході відродити вітчизняне верстатобудування та інші галузі машинобудування (авіабудування, суднобудування, сільгоспмашинобудування, приладобудування. тощо). Для цього треба обрати стратегічно вірний курс під гаслом **«Випередити, не догоняючи!»** і здійснити інноваційний прорив у сфері науки, освіти і виробництва, об'єднаних в міждисциплінарну галузь знань. В правоті реальності інноваційного прориву в короткий термін можна переконатися на досвіді Китаю і Тайваня, які не за 70 і більше років, а за 5-10 років створили мало відому їм галузь – верстатно-інструментальну, що стала основою для автомобільної, авіаційної, ракетно-космічної та інших галузей.

Прийшов час говорити не тільки про механіку, як найстарішу науку про закони руху тіл, але і про генетичну механіку з іншим поглядом в умовах інформаційного вибуху. Саме з таких позицій запропонована концепція створення верстатів нових поколінь і новий погляд на матеріальну точку, як носія генетичної інформації при синтезі складних технічних систем типу «об'єкт» і «процес» на прикладі затискних механізмів і кінематики різання.

Стосовно осесиметричних об'єктів, що обертаються, по аналогії з відкритою зав. кафедрою електромеханіки КПІ проф. Шинкаренко В.Ф. Періодичною таблицею первинних джерел електромагнітного поля вперше запропоновано описувати на єдиній інформаційній мові електромеханічні і механічні системи, наприклад, електродвигун і підшипник кочення у вигляді генетичних кодів і структурних формул. Це зайвий раз підтверджує ефективність міждисциплінарних спільних досліджень і початок зародження



генетичної механіки. Результатом таких досліджень є спрямований синтез самодіючих мотор-шпинделів, мотор-головок багатшпиндельних і револьверних.

Вчені в галузі ядерної фізики однозначно довели можливість трансмутації («холодного синтезу») – перетворення однієї речовини в іншу, про що завжди мріяли алхіміки. Встановлено, що деяким тваринам і рослинам відома тайна алхіміків. Заслужують уваги спільні дослідження німецьких і китайських вчених, котрі більше 15 років займаються розробкою матеріалів, які здібні при певних умовах змінювати свої властивості, наприклад, під дією електромагнітного поля золото міняє наноструктуру. Цю ідею можна використати в затискних механізмах без привода.

Говорячи про майбутнє розвитку світового і вітчизняного верстатобудування необхідно звернутися до відомих і нових методів прогнозування і передбачення на 50 – 100 і більше років вперед, що подано у вигляді піраміди, яка ілюструє зміну співвідношення ваги (розміру) верстата і дедалі. Для усіх верстатів майбутнього при наближені форми заготовки до готової дедалі, тобто при суттєвому зменшенні припусків, сил різання і високих швидкостях обробки, а також з переходом до каркасних і оболонкових несучих системах (станинах, колонах, стойках, тощо) відпадає необхідність у фундаментах, починаючи від міні-верстатів і до унікальних. З'являться верстати вагою менше ваги деталі. Стежучи законам Природи, де все живе вирощується з елементарного малого (частинки), можна припустити, що гібридні верстати спочатку будуть вирощувати заготовку, а потім формувати структуру деталі, забезпечуючи точність обробки з мінімальним зняттям стружки на високих швидкостях.

При науковому прогнозуванні на глибину 20 – 30 років ефективним може бути системно-морфологічний і комбінаторний підхід, який проілюстрований на прикладі пошуку мобільних багатокоординатних верстатів – роботів з електричними кінематичними ланцюгами без механічних передач, де кінематичні ланцюги подані генетичними кодами згідно Періодичної таблиці проф. Шинкаренка В.Ф., а компоновка - морфологічною формулою.

Досягнути намічені цілі для розв'язання проблем в суспільстві в умовах «ІНДУСТРІЯ 4.0» неможливо без творчого підходу в освіті і «...відмови штампувати армію «глухих вчених», які розбираються виключно у своїй вузькій спеціальності...» (з книги Томкінслі і Берд «Таємне життя рослин», гл.17), що є наслідком репродуктивної форми передачі знань з її недоліками – при розширенні і поглибленні знань в своїй спеціальності відбувається звуження кругозору. Тільки перехід до креативної форми передачі знань розширює кругозор за рахунок методології творчості, системної всебічної самоосвіти, перекваліфікації і підвищення кваліфікації («Вища освіта дає можливість заробляти на хліб, а самоосвіта – на ікру і масло»).



Враховуючи міждисциплінарний характер знань, в останній час частіше в природньо наукових, соціальних і гуманітарних науках говорять про конвергенцію – не тільки взаємного впливу, але взаємо проникнення технологій, коли межі між ними зникають, а результати виникають саме в рамках міждисциплінарних досліджень на стику галузей у вигляді NBICS – технологій, де N - нано; B – біо; I - інфо; C - когно; S –соціо.

Особливу увагу почали приділяти соціоніці, намагаючись зрозуміти як людський мозок (ліва і права півкулі) відображає зовнішній і внутрішній світ індивідуума, обслуговуючи не тільки самого себе, але і суспільство. Концепція типів особистостей і взаємовідношень між ними побудована на типології К. Юнга і теорії інформаційного метаболізму А. Кемпенського подібно обміну речовин в організмі. При цьому індивідууми з розвитою лівою півкулею (чорна символіка), а з розвитою правою півкулею (біла символіка) – к генераторам ідей. Кожна окрема взята особистість (індивідуум) формується на одному типі з 16-ти інформаційних метаболізмів.

Сьогодні необхідно особливо важливий акцент зробити на освіті з підготовкою інноваційних інженерів для промисловості на рівні головних інженерів і генеральних конструкторів по новій спеціалізації «Інноваційний інжинірінг» для магістрів.

Для цього рекомендується перелік дисциплін, з котрих 60% інженерних і 40% - економіка, менеджмент, патентознавство, методологія творчості, соціологія, інтелектуальна власність, культура, етика і естетика, а також створення навчально-дослідницьких кабінетів і лабораторій малогабаритної техніки (з робочим місцем для кожного студента) з комп'ютерним керуванням і мехатронними системами на модульному принципі.



ЕВОЛЮЦІЯ І ПРОГНОЗУВАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ВИСОКОТОЧНИХ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ОСЕСИМЕТРИЧНИХ ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМІВ

¹Кузнєцов Ю.М., *д.т.н., професор*, ²Ель-Дахабі Ф.В., *к.т.н., доцент*

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (Україна)

²Національна консерваторія мистецтв і ремесл «ІВНПЕ» (Ліван)

В 2011 р. німецькими промисловцями на ГанOVERській ярмарці було заявлено про початок четвертої промислової революції, яку частіше називають “INDUSTRY 4.0”. Вже кілька років це обговорюють на Всесвітньому економічному форумі (ВЕФ) в Давосі з наголосом про те, що “INDUSTRY 4.0” стирає межі між фізичними, цифровими і біологічними сферами [2]. Основною ціллю революції є орієнтація на штучний інтелект, повну автоматизацію з використанням роботів, засобів комунікації, створення розумного виробництва нового покоління і SMART-заводів, на яких гнучкі виробничі лінії зможуть самостійно діагностувати свій стан, попереджувати операторів про можливі недоліки і поломки, проводити контроль за обробкою продукції від заготовки до пакування готового виробу. Проектування і підготовка виробничих процесів і вибір обладнання для обробки буде проходити в віртуальному режимі, що суттєво скоротить час і витрати на виготовлення деталей[1].

Одним з основних механізмів, що входить в шпindelний вузол головного руху верстата, є затискний механізм (ЗМ), як система. До складу системи ЗМ в послідовному ланцюгу входять 5 елементів (не враховуючи систему управління): джерело енергії – перетворювачі енергії – привод затиску – затискний патрон – об’єкт затиску. На рівні структурного синтезу і для передбачення нових принципів затиску (типу «процес») з використанням підходу в теорії еволюції електромеханічних систем запропонований генетико-морфологічний підхід [3], де на генетичному рівні носієм генетичної інформації прийнята матеріальна точка, на хромосомному рівні – перенос інформації в просторі від однієї матеріальної точки до іншої, на об’єктному рівні – перетворення інформації в потоці (кінематичному, силовому, енергетичному). При схемному синтезі ЗМ доцільно використовувати морфологічний підхід і комбінаторні алгоритми, які представляють комбінаторні обчислювання з набору спеціальних методів і прийомів, наприклад, двійкову систему наявності елементів в системі ЗМ, що удосконалюється або спрощується (1–є, 0–немає).

В будь-якій системі ЗМ обов’язково повинні бути вхід (джерело енергії-вага 1) і вихід (об’єкт затиску-вага 1). Всі інші (перетворювачі енергії, привод затиску, затискний патрон) можуть бути і не бути при спрощенні і скороченні ланцюгу. Таким чином в еволюційному розвитку системи ЗМ можна передбачити від минулого через сучасне до майбутнього 7 комбінаторних сполучень: ЗМ1-11111, ЗМ2-10111, ЗМ3-11011, ЗМ4-11101, ЗМ5-10011, ЗМ6-



11001, ЗМ7-10001. До сих пір у виробництві переважно використовуються ЗМ1-ЗМ3, частково ЗМ4.

Вчені Хай-Цзюнь Цзінь (Hai-Jun Jin) і Йорг Вайсмюллер (Jörg Weissmüller) розмістили на сторінках сайту Science інформацію [4], присвячену розробці матеріалу, який здатний змінювати свої властивості такі, як межа текучості, напруга текучості і в'язкості. Виконаний аналіз публікацій вчених світу, які займаються питаннями трансмутації – перетворення одних речовин в інші (рис.1). Матеріал має гібридну наноструктуру, що складається з міцної металевої основи і електроліту (в якості другого елементу). Для зміни вищевказаних властивостей потрібно впливати на виріб електричним струмом певного потенціалу, що здійснюється через зовнішній інтерфейс. Подібний підхід дозволяє користувачеві виробу робити його, при необхідності, більш м'яким, після чого він знову стає твердим. Таким чином вже сьогодні можна передбачити появу системи ЗМ5-10011.

Застосування навіть досить високо технологічно обробленого золота в верстатобудуванні є не доцільним і значно дорогим, доцільніше використовувати менш цінні метали. На даний час проведені експерименти з отриманням нанопористих структур

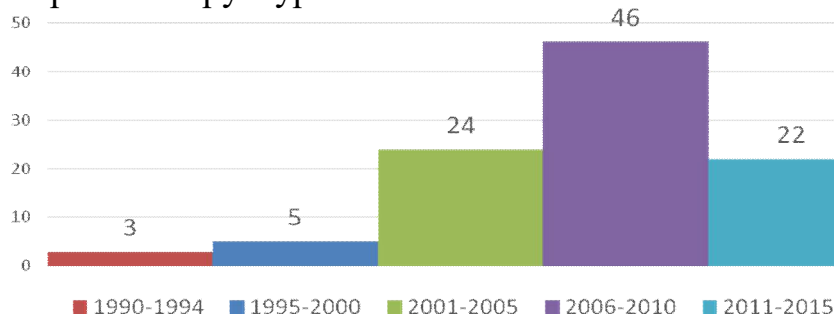


Рис.1. Динаміка публікацій вчених світу в галузі трансмутації

срібла і титану [5]. Це дасть можливість в подальшому використовувати їх для створення високоточних високошвидкісних ЗМ нового покоління і з новими принципами затиску, значно спростити, а в деяких випадках відмовитися від використання цілих модульних вузлів в конструкціях мотор-шпинделів [2], що в свою чергу приводить до значного підвищення точності (в кілька разів) при суттєвому зменшенні кількості похибок елементів конструкції в цілому.

Література

1. Журнал МЕТАЛ-КУРСР, Січень 2017 р. – 58с.
2. Кузнецов Ю.Н. Вызовы четвертой промышленной революции «ИНДУСТРИЯ 4.0» перед учеными Украины //Матеріали III Міжн. наук.-практ. конференції «СТПК-2017», вип. 3.-Херсон: ХНТУ, 2017.- с.21-24.
3. Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Ж.А.Герра, Попаров Ангел. Генетико-морфологический подход к созданию и прогнозированию развития зажимных механизмов для вращающихся дедалей //Journal of the TU-Sofia, Plovdiv branch "Fundament Sciences and Applications" Vol.19,2013.-p.p.3-8.
4. <https://www.nature.com> Switchable imbibition in nanoporous gold, Yahui Xue, Jörg Weissmüller, Received 11 Apr 2014.
5. Preparation of Nanoporous Titanium Oxide Films by Electrochemical Anodic Oxidation, V. A. Nebol'sin*, B. A. Spiridonov, A. I. Dunaev, and E. V. Bogdanovich., December 22, 2016.



ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ LM - ТВЕРДОСТІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ПОШКОДЖУВАНОСТІ ВИЛИВКІВ

¹Кусий Я.М., к.т.н., доцент, ² Кузін О.А., к.т.н., доцент,

³Винар В. А. , к.т.н., с.н.с., ³Рацька Н. Б. , к.т.н., м.н.с.

¹ Національний університет "Львівська політехніка", кафедра технології машинобудування

² Національний університет "Львівська політехніка", кафедра прикладного матеріалознавства та обробки матеріалів

³ ФМІ ім. Г.В.Карпенка НАН України (м. Львів), відділ № 16

Для оцінки перетворення фізичної неоднорідності структури приповерхневих шарів зразків, отриманих в умовах лиття, в технологічні пошкодження при обробці різанням, використали метод LM-твердості. Згідно цього методу за параметр пошкоджуваності прийнято ступінь розсіювання характеристик механічних властивостей матеріалу після напрацювання при різних рівнях напружень. Даний метод найпростіше реалізувати, використовуючи як механічну характеристику твердість, значення якої застосовують для непрямой оцінки властивостей матеріалів [1-5].

Параметром, що інтегрально характеризує стан матеріалу під час опрацювання результатів вимірювань твердості, є гомогенність, яка оцінюється за коефіцієнтом Вейбулла (m). Коефіцієнт гомогенності Вейбулла (m) розраховували за формулою [1,2]:

$$m = \frac{d(n)}{2,30259 \cdot S(\lg(H))}, \quad (1)$$

де $d(n)$ – параметр, що залежить від кількості вимірювань n ,

$$S(\lg(H)) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (\lg(H_i) - \overline{\lg(H)})^2}, \quad (2)$$

де $d(n)$ – параметр, що залежить від кількості вимірювань n ,

$$\overline{\lg(H)} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \lg(H_i). \quad (3)$$

В даній роботі досліджували вплив структури матеріалу на його пошкоджуваність W , яку оцінювали за формулою [5]:

$$W = \frac{m_{\max} - m_i}{m_{\max}}, \quad (4)$$

де m_i – значення коефіцієнта Вейбулла на i -й лінії (площині) вимірювань; m_{\max} – максимальне значення коефіцієнта Вейбулла для серії вимірювань.

Для експериментальних досліджень відлили заготовку у піщану форму розмірами $(165 \times 155 \times 20) \cdot 10^{-3}$ м зі сплаву ВКЖЛС-2 ГОСТ 1853-93. Із отриманої



заготовки відрізали зразок 155x20x20 мм та фрезерували базову поверхню на вертикально-фрезерному верстаті 6P12 кінцевою фрезою $\varnothing 30$ мм (режими різання: $t=2$ мм, $S = 270$ мм/хв., $n=300$ хв-1) [5].

На двох протилежних до базовій поверхнях проводили підготовку до мікроструктурних досліджень за стандартною методикою.

Після цього вимірювали твердість у перерізах, паралельних базовій площині, з двох сторін (край вилівка та внутрішня сторона) на приладі TP-5006 за допомогою кульки $\varnothing 3,175$ мм при навантаженні 588,4 Н. За результатами досліджень було розраховано коефіцієнт гомогенності Вейбулла (m) за формулою (1) і пошкоджуваність матеріалу вилівка W за формулою (4) в середовищі Mathcad 15. Зміна пошкоджуваності по товщині заготовки показана на рис. 1.

Результати досліджень інтенсивності дефектів (пошкоджень) поверхні для внутрішньої сторони заготовки на електронному мікроскопі представлені на рис. 2-5.

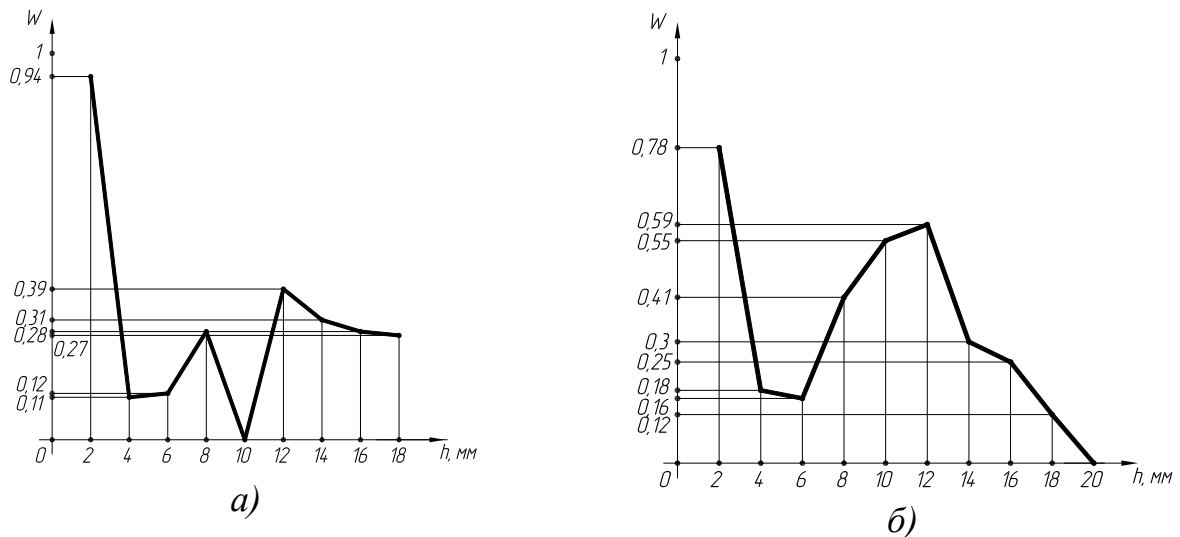


Рис. 1. Графік залежності пошкоджуваності матеріалу заготовки: а) для внутрішньої сторони; б) для зовнішньої сторони

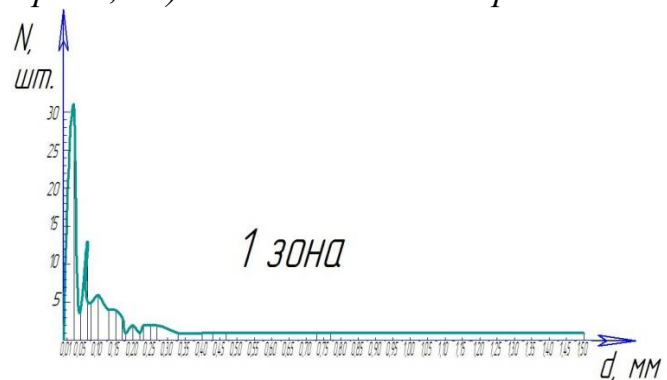
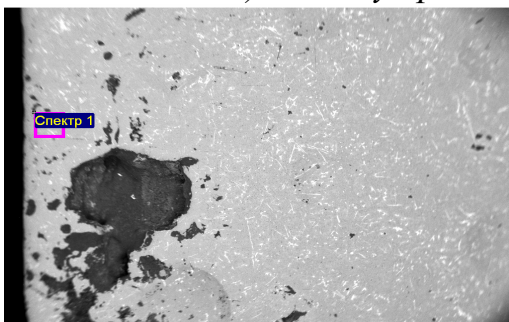
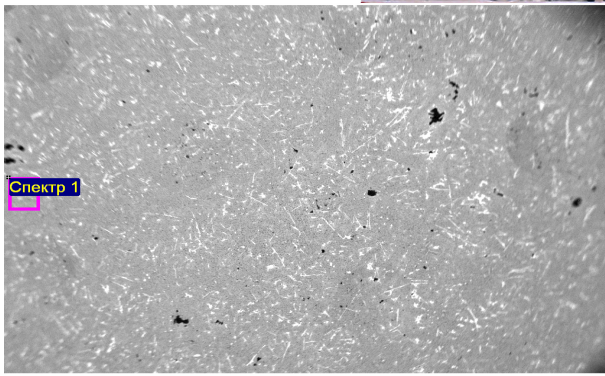


Рис. 2. Дослідження у I зоні від поверхні вилівка: а) структура; б) залежність кількості дефектів N від їх розмірів d

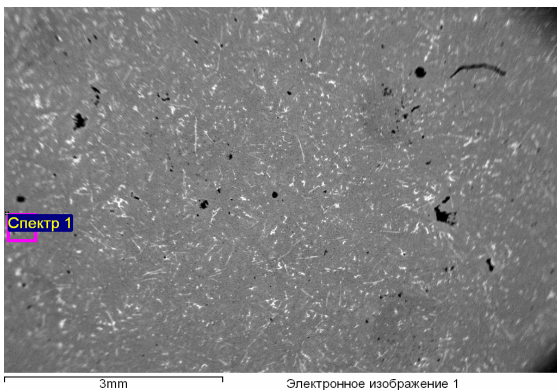


а)

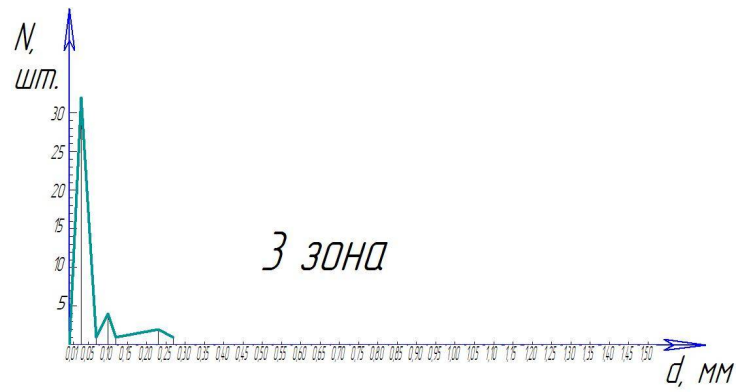


б)

Рис. 3. Дослідження у II зоні від поверхні виливка: а) структура; б) залежність кількості дефектів N від їх розмірів d

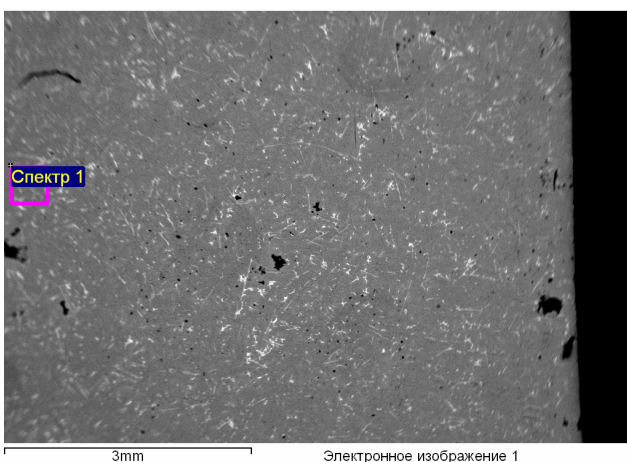


а)

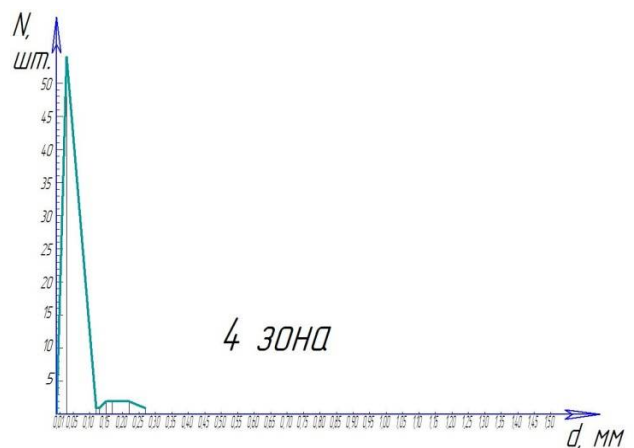


б)

Рис. 4. Дослідження у III зоні від поверхні виливка: а) структура; б) залежність кількості дефектів N від їх розмірів d



а)



б)

Рис. 5. Дослідження у IV зоні від поверхні виливка: а) структура; б) залежність кількості дефектів N від їх розмірів d



Комплексні дослідження структури та пошкоджуваності литої заготовки показали.

1. Найбільша кількість технологічних пошкоджень характерна для I зони матеріалу внутрішньої та зовнішньої сторони заготовки на глибині до 2 мм від поверхні, яка закристалізувалася в останню чергу. Це пояснюється специфікою процесу затвердіння матеріалу, наявністю домішок та неоднорідностей у поверхневому шарі і підтверджується малими значеннями коефіцієнта гомогенності Вейбулла (m), а також великими значеннями пошкоджуваності W .

2. При подальшому переміщенні вглиб матеріалу (від 2 до 4 мм) у I зоні спостерігається стабілізація пошкоджуваності для внутрішньої сторони та відносні її коливання для зовнішньої сторони заготовки, що пов'язане з умовами процесу кристалізації заготовки.

3. Технологічні дефекти присутні у всіх досліджуваних зонах матеріалу. Однак, якщо у II зоні розмір раковини не перевищує 0,22 мм, в III-IV зонах – 0,27 мм, то в I зоні зустрічаються одиничні раковини розміром 1,5 мм, що пояснюється кристалізацією матеріалу в останню чергу і присутніми домішками та неоднорідностями на поверхні вилівка.

Література:

1. Лебедев, А.А. Метод диагностики состояния материала по параметрам рассеяния характеристик твердости [Текст] / А.А. Лебедев, Н.Р. Музыка, Н.Л. Волчек. // Завод. лаб. – 2003. – № 12. – С. 49–51.
2. Lebedev, A. A. A new method of assesment of material degradation during its operating time [Text] / A. A. Lebedev, N. R. Muzyka, N. L. Volchek // Zaliznychnyi Transport Ukrainy. – 2003. – Vol. 5. – P. 30–33.
3. Кусий, Я. М. Вплив технологічного маршруту оброблення на формування міжзеренної пошкоджуваності виливків [Текст] / Я. М. Кусий, О.А. Кузін, М.О. Кузін / Східно-Європейський журнал передових технологій». – 2016. – Т. 1, № 5 (79). – С. 39–47. doi: 10.15587/1729-4061.2016.59845.
4. Кусий, Я.М. Оцінка технологічної пошкоджуваності виливків за параметрами розсіювання характеристик твердості [Текст]: тези доповідей / Я.М. Кусий, О.А. Кузін / Збірник наукових праць VI – ої Міжнародної науково-технічної конференції, присвяченої 200-літтю заснування Національного університету «Львівська політехніка» «Прогресивні технології в машинобудуванні», 6-10 лютого 2017 р. – С. 62-65.
5. Kuzin, O. Analysis of technological damageability of castings manufactured in sand molds [Text] / O. Kuzin, J. Kusyj, N. Kuzin // Technology audit and production reserves. - 2017. - № 3(1). - P. 17-23. doi: 10.15587/2312-8372.2017.103821.



МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СИСТЕМИ ПРОФІЛЬНОГО ЗУБОШЛІФУВАННЯ ЯК ОБ'ЄКТА КЕРУВАННЯ

¹Ларшин В.П., д.т.н., професор, ²Ліщенко Н.В., к.т.н., доцент,

¹Одеський національний політехнічний університет

²Одеська національна академія харчових технологій

Наведено методологію наукових досліджень, що включає моделювання, технологічної системи профільного зубошліфування у вигляді об'єкта управління, який має вхідні параметри \bar{u} , параметри стану \bar{x} і вихідні параметри \bar{y} (рис.1).

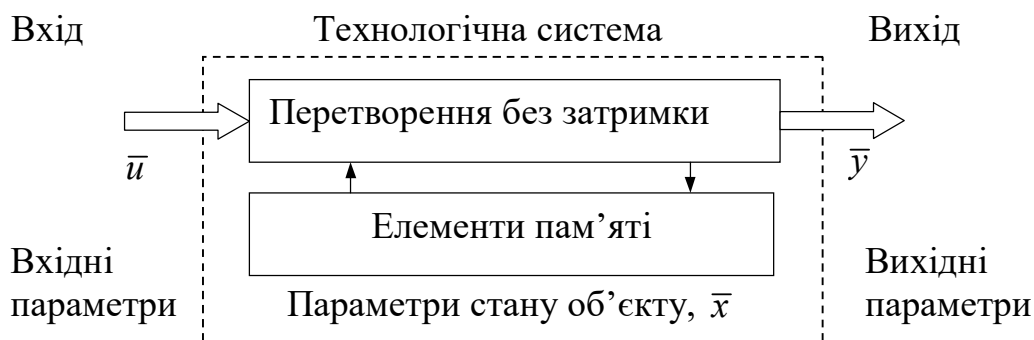


Рис. 1. Концептуальне подання технологічної системи як об'єкта керування який має вхід, стан і вихід (збурювання не показані)

Взаємозв'язки між цими параметрами не є однозначними і детермінованими, тому завданням дослідження є ідентифікація цих параметрів, виходячи із забезпечення найменшої трудомісткості обробки. Цій вимозі задовольняє подання технологічної системи у вигляді об'єкта керування, в якому необхідно забезпечити необхідні вихідні параметри при найбільшій продуктивності обробки при автоматизованому керуванні цим об'єктом з використанням підсистем САПР, моніторингу і технологічної діагностики. Моніторинг і технологічна діагностика параметрів стану технологічної системи компенсують відомий недолік адаптивного керування, який полягає у відсутності інформації, яка безупинно поступає про вихідні параметри. У той же час діагностика технологічного стану дозволяє побічно характеризувати його вихідні параметри через детерміновано-стохастичні зв'язки, по яких поширюється інформація від вхідних параметрів через параметри стану до вихідних. На відміну від вихідних параметрів інформація про параметри стану може надходити безупинно, забезпечуючи можливість непрямого регулювання вихідних параметрів і тим самим рішення поставленої проблеми.

Детерміновано-стохастична природа процесу профільного зубошліфування вимагає відповідних підходів і методів рішення поставлених завдань, тому в роботі використаний теоретико-імовірнісний підхід. В свою



чергу підхід до поділу інформаційного сигналу на елементарні гармонійні складові в роботі названий частотним. Відповідно до цього підходу будь-який сигнал у функції часу може бути перетворений за алгоритмом Фур'є у відповідну залежність амплітуд і фаз гармонійних складових сигналу від їхньої частоти (пряме перетворення Фур'є) і назад із частотної залежності в часову (зворотне перетворення Фур'є).

Використана методологія моделювання дозволила отримати результати, що мають наступне практичне значення.

1. Розроблено спосіб вирівнювання припуску на етапі налагоджування зубошліфувальних верстатів з ЧПК без внесення корекції в кутове положення ЗК, який полягає в пошуку налагоджувальної западини шляхом матричних перетворень вихідних відліків припуску на основі порівняльного аналізу зафіксованих результатів послідовних віртуальних центрувань вимірювального інструменту, які забезпечують мінімальну різницю ліво- і правостороннього мінімальних припусків.

2. Розроблено спосіб визначення інтервалу правки профільного шліфувального круга шляхом контролю долі ефективних робочих ходів в загальному їх запрограмованому числі, тобто з урахуванням фактичного завантаження шліфувального круга, яке залежить від індивідуального розподілу припуску по западинах ЗК на етапі зубошліфування з нерівномірним розподілом припуску.

3. Розроблено спосіб ідентифікації періодичного мікрорельєфу обробленої поверхні (на відміну від аперіодичного) при кінцевому фрезеруванні на обробному центрі з ЧПК за частотним аналізом віброшвидкості, в спектрі якої при зазначеному періодичному мікрорельєфі виявляється більше трьох гармонійних складових із частотами, кратними основній частоті обертання шпинделя.

4. Розроблено спосіб діагностики стану кінцевого лезового інструмента на верстаті зі ЧПК на основі контролю граничних значень параметрів сигналів віброприскорення і звукового тиску в часовій і частотній областях.

5. Розроблено методику поділу вихідного профілю обробленої поверхні на складові шорсткості, хвилястості і відхилення форми, які визначають за допомогою функції згладжування "ksmooth", фільтруюча властивість якої відповідає аналогічній властивості фазокоректуючого фільтру.

6. Розроблено методику визначення максимального припуску на зубошліфування за стохастичною і детерміновано-стохастичною моделями на основі дискретних вимірів припуску: при числі вимірів припуску менш чотирьох знаходять довірчий інтервал як випадкову компоненту припуску, а при числі вимірів більш восьми додатково враховують детерміновану компоненту.

7. Розроблено спосіб визначення числа вимірів припуску на етапі налагодження верстата з ЧПК за мінімальним значенням двох оцінних функцій:



сума дисперсій відхилення розрахункових значень від фактичних екстремальних значень припуску і різниця між номерами западин з максимальним припуском при максимальному і обмеженому числі вимірів.

8. Розроблено методику визначення режимів при припустимій температурі високопродуктивного бездефектного зубошліфування на попередніх етапах обробки і відсутності накопичення тепла від попередніх робочих ходів на останньому етапі на основі встановленого взаємозв'язку між питомою роботою і температурою шліфування.

9. На основі системи збору даних NI-DAQmx і програмного забезпечення NI-LabVIEW розроблено автоматизовану систему наукових досліджень для підвищення ефективності збору і обробки експериментальних даних в режимах “on-line” і “off-line”.

10. Розроблено комплекс віртуальних приладів комп'ютерної схеми- і системотехніки для метрологічного забезпечення автоматизованої системи наукових досліджень, а також для обробки сигналів датчиків у режимі “on-line” і цифрових даних у вигляді текстових файлів у режимі “off-line”.

11. Розроблено структурні схеми та технологічне забезпечення підсистем автоматизованого проектування, моніторингу і технологічної діагностики операцій лезової і абразивної обробки в технологічному процесі виготовлення зубчастих коліс (ЗК).

12. Виконано виробничі випробування високопоруватих шліфувальних кругів (з електрокорунду, монокорунду, золь – гель корунду, рубін – корунду) на плоско- і зубошліфувальному верстатах, що дозволило виявити їх переваги в порівнянні зі звичайними шліфувальними кругами з електрокорунду.

За результатами дослідження розроблено блок-схему системи технологічної діагностики (рис.2), яка відрізняється від системи моніторингу можливістю визначення питомої роботи A_{num} і температури T_H шліфування.

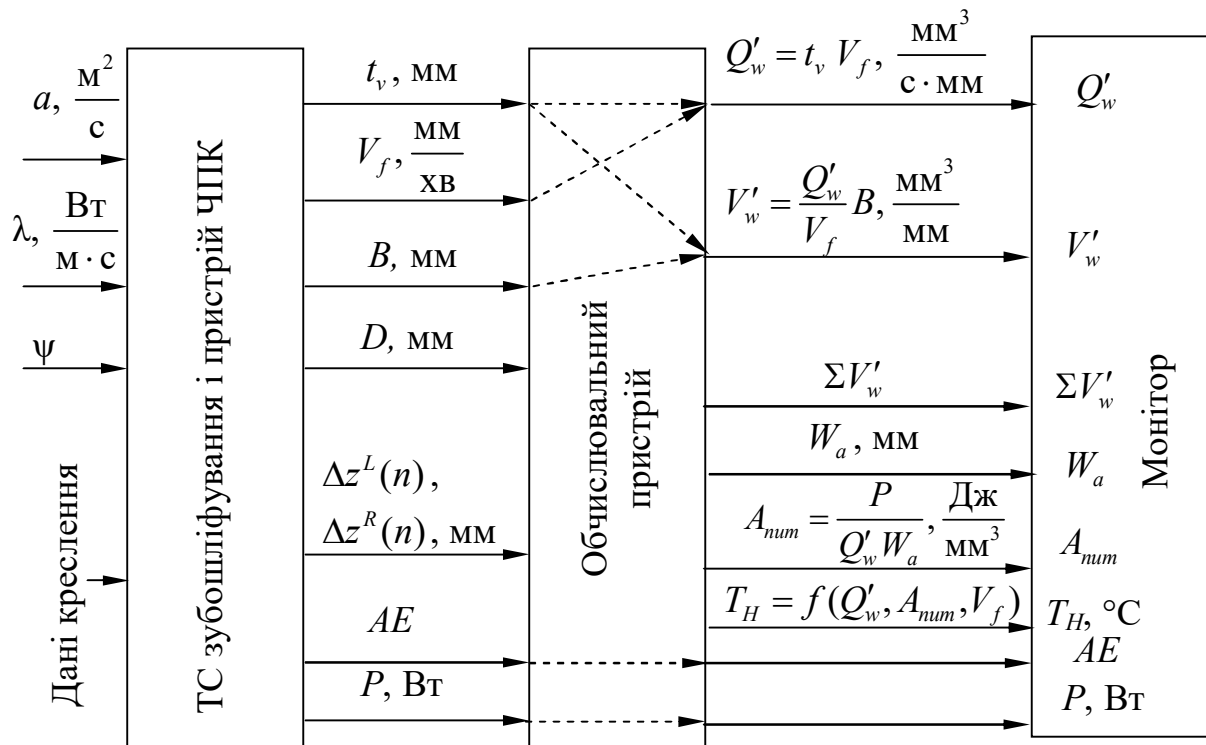


Рис.2. Система технологічної діагностики профільного зубошліфування

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ГІДРОАБРАЗИВНОЇ ОБРОБКИ ВНУТРІШНІХ ПОВЕРХОНЬ ТРУБЧАСТИХ ЗАГОТОВОК

Лещук Р.Я, к.т.н., доцент, Кобельник В.Р., к.т.н., доцент,
Нагорняк Г.С., к.т.н., доцент

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

З розвитком техніки принципи і методологія створення технологічного оснащення для гідроабразивної обробки поверхонь деталей безперервно змінюються і удосконалюються внаслідок впровадження нових способів виготовлення машин, ускладнення їх конструкцій і умов реалізації. На даний час ведуться пошукові роботи по створенню засобів очистки поверхонь як за рахунок силової взаємодії потоку гідроабразиву, так і за рахунок взаємодії абразивних частинок з деталями, що разом здійснюють складний рух під час обробки.

Ефективність очистки залежить від ряду факторів, а саме компоувальної схеми, напряму відносного руху потоку гідроабразиву, схем дії сил на



абразивні частинки, розмірів і фізико-механічних властивостей і експлуатаційних показників гідроабразивних суспензій тощо [1]. При цьому використовуються як одноструменева так і багатоструменева обробка. В якості системи формування потоку гідроабразиву використовується відцентрові насоси, ежекція гідроабразиву стисненим повітрям, рух гідроабразиву під дією тиску повітря, яке поступає в герметичну закриту ємкість з гідроабразивом, а також переміщення абразиву з допомогою транспортних засобів[1,2].

Для очистки внутрішніх поверхонь трубчастих заготовок всередину труби вводять головку для гідроабразивної очистки, яка зв'язана з системою подачі гідроабразиву [3]. Для підвищення ефективності очистки внутрішніх поверхонь трубчастих заготовок використовують вихрові потоки гідроабразиву. Одним із перспективних варіантів оснащення для одночасної обробки декількох трубчастих заготовок є такі, що мають ротор конічної форми, який частково знаходиться в гідроабразивній суспензії і за рахунок дії відцентрових сил інерції зтягує гідроабразив, який далі переміщується по внутрішніх циліндричних поверхнях нахилених трубчастих заготовок, що одночасно обертаються відносно власних осей і ротора відносно його вертикальної вісі.

В результаті проведеного аналізу конструкції технологічного оснащення для гідроабразивної очистки внутрішніх поверхонь трубчастих заготовок можна зробити наступні висновки:

- 1) компоновки оснащення залежать від діаметральних і осьових розмірів трубчастих заготовок;
- 2) при обробці трубчастих заготовок великих розмірів робочий орган (головка) в процесі гідроабразивної очистки здійснює обертовий і поступовий рух вздовж осі нерухомої заготовки, яка знаходиться в нахиленому положенні;
- 3) при очищенні трубчастих заготовок середніх розмірів для зменшення потужності приводу при одночасному підвищенні ефективності обробки раціональним є використання завихрених потоків гідроабразиву;
- 4) при обробці трубчастих заготовок малих розмірів в умовах масового виробництва раціонально є використання принципу самозатягування гідроабразиву у внутрішню порожнинну частину ротора, який обертається в ємкості з гідроабразивом і в якому нахилено до вертикальної вісі обертання ротора встановлені трубчасті заготовки, в отворах яких під дією відцентрових сил інерції рухається гідроабразив.

В поз. 1 показана схема обробки при вертикальному розміщенні заготовки. Така схема ефективна при малих внутрішніх діаметрах заготовок і неефективна при діаметрах більше 15...20 мм, оскільки при цьому зростає розхід Q гідроабразиву. Окрім очистки однієї заготовки раціональним є одночасна обробка декількох трубчастих заготовок (поз. 2), які розташовані на відстані "е" від вертикальної вісі ОУ.



Таблиця 1

Багатоваріантна структура схем гідроабразивної очистки внутрішніх поверхонь трубчастих заготовок

№ поз.	Схема очистки	№ поз.	Схема очистки
1		5	
2		6	
3		7	
4		8	

Для зменшення розходу Q гідроабразиву і підвищення ефективності очистки за рахунок використання відцентрових сил, які діють на абразивні частинки в поз. 3 всередині трубчастої заготовки розташована вставка з навитим на неї шнеком. При цьому в процесі очистки має місце закручення потоку гідроабразиву.

В поз. 4 початкова Декартова система координат XOY повернута відносно точки O на кут φ і вісь трубчастої заготовки співпадає з віссю OX_1 . Дана схема характерна для очистки труб великого діаметру. В поз. 5 показана схема очистки при горизонтальній компоновці трубчастої заготовки, всередині якої



розміщена вставка, яка забезпечує зменшення розходу Q потоку гідроабразиву. При необхідності гідро абразивної очистки декількох трубчастих заготовок різних діаметральних розмірів можливим варіантом (поз. 6) є охоплення з зазором трубчастою заготовкою 1 трубчастої заготовки 2 і трубчастою заготовкою 2 трубчастої заготовки 1.

Окрім вертикального розміщення вставки зі шнеком всередині вертикальної трубчастої заготовки в поз. 7 показана схема при горизонтальній компоновці.

У всіх приведених схемах очистки трубчаста заготовка була під час обробки нерухомою. В поз. 8 представлена схема очистки трубчастих заготовок невеликих розмірів (довжиною до 300 мм і внутрішнім діаметром 30...50 мм відносно вертикальної вісі OY з кутовою швидкістю ω_1 , а заготовка відносно власної вісі OX_1 з кутовою швидкістю ω_2 . При цьому діючі на абразивні частинки відцентрові сили притискають їх до внутрішньої поверхні заготовки, чим забезпечується її високоефективна очистка від іржі та окалини.

На основі представленої багатоваріантної структури розміщення осей робочих органів в просторі та запропонованого принципу повороту декартової системи координат на довільний кут відносно початкового положення є можливість розробляти компоувальні схеми технологічного оснащення для гідроабразивної очистки внутрішніх поверхонь.

Література:

1. Проволоцький А. Е. Струйно-абразивная обработка деталей машин. / А.Е.Проволоцький. – К., Техника, 1989. – 177 с.
2. Билик Ш. М. Абразивно-жидкостная обработка металлов./ Ш.М.Билик. -М. : Машиностроение, 1980.- 198 с.
3. Деклараційний патент на корисну модель № 3954 В24С1/08 Верстат для гідроабразивної очистки внутрішніх поверхонь трубчастих заготовок /Нагорняк С.Г (Україна). 15.12.2004. Бюл. № 12. - 5 с.



ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ДВОСТОРОННЬОГО ШЛІФУВАННЯ ШТОВХАЧІВ З РІЗНИМИ ДІАМЕТРАМИ ТОРЦІВ КРУГАМИ З КАЛІБРУЮЧИМИ ДІЛЯНКАМИ

Литвин О.О., аспірант, Кальченко Д.В., магістрант
Чернігівський національний технологічний університет

Забезпечення високої продуктивності та точності обробки торцевих поверхонь різного діаметру потребує розробки нових, високоефективних методів та способів обробки.

В сучасних умовах розвитку на автомобілебудівних та машинобудівних заводах, отримання високоточних торцевих поверхонь деталей пов'язане з високими вимогами до точності та продуктивності шліфування із застосуванням технологій сучасної механічної обробки, які мають високі вимоги по точності та якості оброблюваних торцевих поверхонь, а також повинні мати великий ресурс експлуатації.

Розглянута загальна модульна 3D-модель двостороннього торцевого шліфування штовхачів з різними діаметрами торців, що не обертаються та обертаються під час обробки, вплив способу фіксації штовхачів на барабані, порядок чергування більшого та меншого діаметрів торців на геометричну точність формоутворення оброблюваних поверхонь, вплив на продуктивність шліфування, при оберненому розташуванні деталей у барабані подачі, за рахунок зменшення міжосьової відстані деталей, розміщених в барабані подачі виробів.

На базі модульної 3D-моделі процесів зняття припуску та формоутворення торцевих поверхонь деталей та шліфувальних кругів з калібруючими ділянками, розрахувати точність оброблюваних поверхонь, сил різання, урівноважити дії сил різання на торцях з різними діаметрами, які призводять до імпульсів на барабані та торцях деталей при обробці. Підвищити точності формоутворення, за рахунок використання шліфувальних кругів з калібруючими ділянками.

Представлений спосіб двостороннього шліфування торців різного діаметру орієнтованими шліфувальними кругами з калібруючими ділянками, що забезпечує підвищення точності та продуктивності обробки деталей. Запропоновано модульне 3D-моделювання інструментів, процесів зняття припуску та формоутворення торцевих поверхонь різних діаметрів деталей шліфувальними кругами з калібруючими ділянками, а кріплення деталей розташовується, почергово змінюючи менший та більший діаметри, що дозволить забезпечити високу точність формоутворення, та продуктивність обробки деталей. Зменшено міжцентрову відстань між деталями, що розташовуються в барабані подачі.

На рис. 1, зображено відхилення від площинності торця штовхача 1 при обробці шліфувальним кругом з калібруючою ділянкою, формоутворення



відбувається найбільшим 4 та найменшим 3 діаметрами при обробці меншого (рис. 1, а, в) та більшого (рис. 1, б, г).

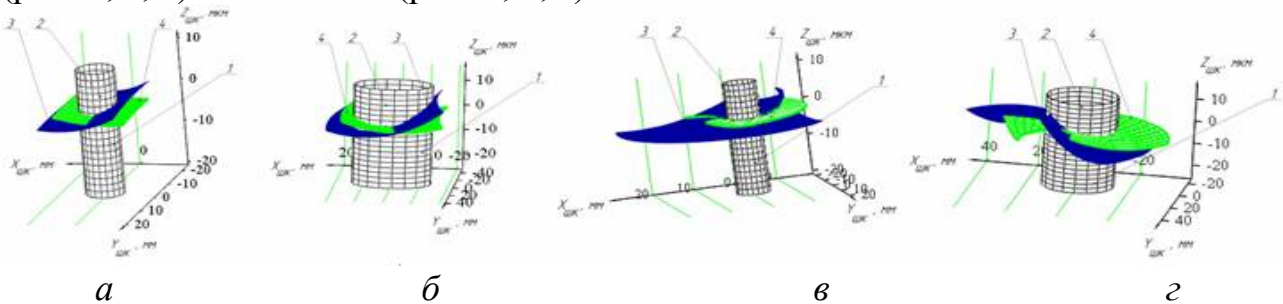


Рис. 1 – Точність формоутворення торця штовхача при обробці шліфувальним кругом з калібруючою ділянкою деталей що не обертаються під час обробки а, б та обертаються під час обробки в, г

На рис. 2 наведено графік похибки формоутворення торця штовхача діаметром 8 мм (рис. 2, а) та 28 мм (рис. 2, б) по контуру, де при обробці деталь фіксується та не обертається.

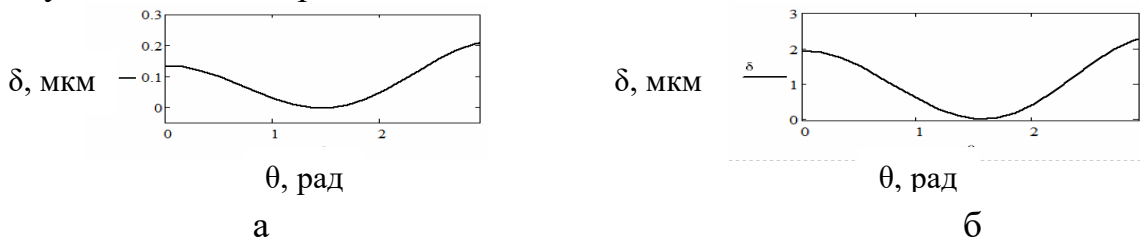


Рис. 2 – Геометрична похибка формоутворення торців штовхачів

Як видно з рис. 2 а, б, величина похибки формоутворення пропорційно збільшується зі збільшенням діаметра торця оброблюваної деталі.

На рис. 3 наведено графік похибки формоутворення торця штовхача діаметром 8 мм (рис. 3, а) та 28 мм (рис. 3, б) по контуру, де при обробці деталь обертається.

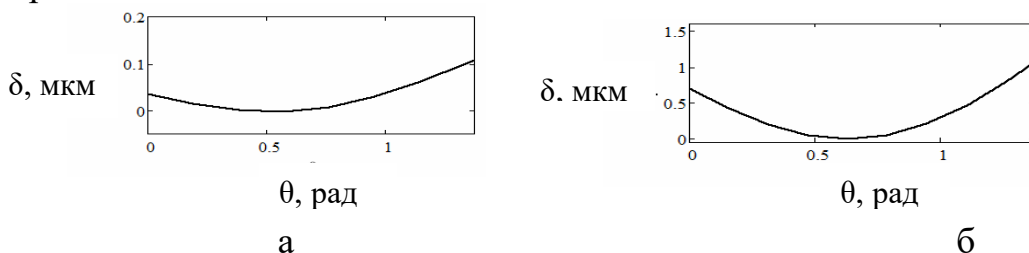


Рис. 3 – Геометрична похибка формоутворення торців штовхачів

Як видно з графіків (рис. 2, 3) точність формоутворення більша при обертанні деталі, але симетричності торців буде нижчою, якщо деталь не обертається під час обробки.

Розрахункову схему процесу двостороннього шліфування торців штовхачів різного діаметру у барабані подачі зображено на (рис. 4) шліфувальні круги 2, 3 з калібруючими ділянками 9. Заготовки 6, закріплені в барабані подачі



виробів 1, фіксують в осьовому та радіальному напрямках, що підвищує точність формоутворення. Міжосьова відстань між більшим і меншим діаметрами Lab , між меншими La та більшими Lb . Шліфувальні круги 3, 4 разом з бабками двостороннього торцешліфувального верстата 2, 5 повернуті на кути ψ в вертикальній та ϕ в горизонтальній площинах, поворот яких відбувається відносно сферичних шарнірів 8. Кути орієнтації шліфувальних кругів вибираються в залежності від величини припуску заготовки. Правка чорнових ділянок шліфувальних кругів здійснюється алмазними олівцями 7, а правка калібруючих ділянок – алмазним олівцем 10.

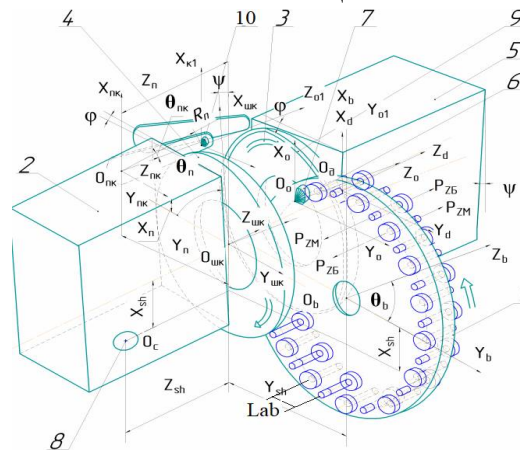


Рис. 4 – Розрахункова схема формоутворення торців деталей різних діаметрів з розташуванням їх у барабані подачі

Зроблено розрахунок точності формоутворення торців штовхачів, що не обертаються та обертаються під час обробки. Підвищено точності формоутворення, за рахунок калібруючої ділянки, довжина якої дорівнює більшому діаметру деталі. Вперше запропонована універсальна методика практичного використання моделі точності формоутворення торців деталей різних діаметрів, з різними способами орієнтації їх в просторі, орієнтованими шліфувальними кругами з калібруючими ділянками та без них.

Література:

1. Saturn. Торцевое шлифование спаренными шлифовальными кругами: [Журнал для клиентов фирмы «Junkermaschinen»] / Erwin Junker: Maschinenfabrik GmbH, Junkerstraße 2. Postfach 25. D 77787. – Nordrash, Germany, 2005 – 8 с.
2. Грабченко А.И., Кальченко В.И., Кальченко В.В. Шлифование со скрещивающимися осями инструмента и детали (Монография). – Чернигов: ЧГТУ, 2009. – 356 с.
3. Кальченко В.В. Наукові основи ефективного шліфування зі схрещеними осями абразивного інструменту та деталі/Дисертація докт. техн. наук. Харків: НТУ«ХПІ»–2006– 489
4. Кальченко В.В. Дослідження процесу двостороннього шліфування торців штовхача з різними діаметрами зі схрещеними осями кругів з плоскими торцями та деталей / В.В. Кальченко, В.І. Венжега, О.О. Литвин, Д.В. Кальченко // Високі технології в машинобудуванні/Харківський політехнічний інститут - Харків.- 2017.-, № 1 (27). –С. 59-68.
5. Деклараційний патент 10636 Україна на винахід (корисну модель), МПК В24В5/04. Спосіб одночасного шліфування двох торців циліндричних деталей / Кальченко В.В., Жадан О.В.; заявник та патентовласник Кальченко В.В., Жадан О.В. – № u200505125 ; заявл. 30.05.05; опубл. 15.11.05, Бюл. №1.



ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СИСТЕМИ АДАПТИВНОГО ПРОФІЛЬНОГО ЗУБОШЛІФУВАННЯ

¹Ліщенко Н.В., *к.т.н., доцент*, ²Ларшин В.П., *д.т.н., професор*

¹Одеська національна академія харчових технологій

²Одеський національний політехнічний університет

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є розробка наукових основ підвищення продуктивності адаптивного профільного зубошліфування.

Для досягнення поставленої мети вирішені наступні задачі.

1. Виконано аналіз типового технологічного процесу виготовлення ЗК і аналіз найбільш трудомісткої операції профільного зубошліфування на верстатах з ЧПК, сформулювати проблему і знайти технологічні ресурси для підвищення продуктивності цієї операції.

2. Розроблено методологію теоретичних і експериментальних досліджень адаптивного зубошліфування на верстатах з ЧПК на основі методології моделювання, оптимізації і керування.

3. Розроблено теоретичні положення по визначенню припуску на зубошліфування за результатами його дискретного вимірювання і моделювання на основі теоретико-імовірностного і частотного підходів.

4. Досліджено параметри знімання припуску, які характеризують продуктивність зубошліфування і ресурс стійкості шліфування круга.

5. Розроблено спосіб вирівнювання припуску на зубошліфування без внесення корекції в кутове положення зубчастих коліс (ЗК).

6. Досліджено наступність математичних моделей температурного поля при шліфуванні з обліком і без обліку примусового охолодження і знайдено умови для застосування аналітичної моделі температурного поля в технології адаптивного бездефектного зубошліфування.

7. Обґрунтовано застосування високопоруватих шліфувальних кругів на основі дослідження аналітичної моделі температурного поля при макро- і мікропереривчастому шліфуванні і виконано комплекс виробничих випробувань цих кругів.

8. Виконано експериментальні дослідження вібрацій і мікронерівностей поверхні при кінцевому фрезеруванні площини, який є процесом-аналогом фрезерування зубів кінцевою фрезою, у зв'язку з впливом досліджуваних параметрів на величину припуску на зубошліфування.

9. Розроблено математичне та алгоритмічне забезпечення підсистеми САПР режимів зубошліфування, а також систем моніторингу і технологічної діагностики операції зубошліфування.

10. Розроблено комплекс цілеспрямованих методів і засобів інноваційної технології адаптивного зубошліфування у вигляді систем моніторингу і технологічної діагностики.



Об'єкт дослідження – технологічна система адаптивного профільного зубошліфування на основі верстата з ЧПК в технологічному процесі виготовлення ЗК.

Предмет дослідження – технологія адаптивного профільного зубошліфування на верстатах з ЧПК.

Методи дослідження. Загальнонаукові: теоретичні (методи сходження від абстрактного до конкретного, ідеалізації, формалізації) і експериментальні (метод спостереження, експеримент, порівняння, моделювання, емпірично-теоретичні (аналогія, дедукція, індукція, абстрагування). Спеціальні: частотне перетворення Фур'є та спектральний аналіз для профілограм поверхні, вібрацій і обмірюваного припуску; факторне планування експерименту (вплив режимів фрезерування на параметри вібрації; вплив режимів шліфування на потужність шліфування тощо); технологічна теплофізика (дослідження аналітичних рішень диференціального рівняння теплопровідності), динаміка (вібрації, звуковий тиск і їхня цифрова обробка) і статистика (стохастична і детерміновано-стохастична моделі для визначення максимального припуску на зубошліфування), методи аналітичної і диференціальної геометрії (визначення інтенсивності шліфування, кривизни евольвенти і геометричних параметрів шару, що зрізується).

Теоретичні дослідження виконані на основі наукових основ технології машинобудування, теорії різання матеріалів, теорії автоматичного керування, теорії інформації і теорії сигналів. Вірогідність експериментальних досліджень ґрунтується на використанні сучасного встаткування з ЧПК (обробний центр мод. 500V/5, зубошліфувальний верстат мод. Höfler RAPID 1250), датчиків віброприскорення типу AP2019, акустичного мікрофону SPL Lab USB RTA, вимірювальної станції Hommel Tester 8000; координатно-вимірювальної машини GLOBAL; автоматизованої системи наукових досліджень (NI-DAQmx і NI-LabVIEW); пакетів прикладних програм типу MathCAD, MatLAB, LabVIEW, AutoCAD, а також сучасних засобів комп'ютерної схемо- і системотехніки.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у наступному.

1. Вперше розроблено методологію дослідження технологічної системи адаптивного зубошліфування як об'єкта керування, що має вхід (режими зубошліфування, параметри ЗК, шліфувального круга), стан (сила і температура шліфування, акустична емісія) і вихід (параметри точності, якості поверхні і поверхневого шару). Методологія включає підходи (теоретико-імовірнісний, частотний тощо), методи (моделювання, оптимізація, керування), робочі методики.

2. Вперше розроблено методи визначення максимального припуску на основі теоретико-імовірнісного і частотного підходів шляхом відновлення сигналу припуску на основі теореми відліків і стохастичного моделювання припуску при його вибіркових вимірах, відповідно.

3. Вперше розроблено методику визначення інтенсивності зубошліфування на підставі сформульованої і доведеної теореми про еквівалентний прямокутний профіль, відповідно до якої визначають миттєву активну ширину профілю, що дорівнює ширині еквівалентного прямокутного профілю, встановленого на ту ж глибину шліфування.



4. Вперше сформульовано і доведено теорему про інваріантність екстремальних значень припуску відносно положення початкової западини на ЗК незалежно від обраного методу вирівнювання припусків.

5. Подальший розвиток отримало дослідження наступності три-, дво- і одновимірного рішень диференціального рівняння теплопровідності і знайдено наступні умови застосування аналітичного одновимірного рішення для визначення температури зубошліфування: безрозмірна швидкість теплового джерела (критерій Пекле) – не менш чотирьох, щільність теплового потоку усереднюють не більше як за трьома ділянками зони контакту, які мають однакову площу.

6. Вперше на основі теплофізичного рішення Г. Карслоу і Д. Егера сформовано і досліджено математичну модель для визначення температури шліфування при примусовому охолодженні з урахуванням впливу коефіцієнта теплообміну і температури мастильно-охолоджувальної рідини (MOP), що дозволило обирати режими на чистовому етапі зубошліфування.

7. Подальший розвиток отримала математична модель температурного поля при переривчастому шліфуванні, що дозволяє визначати температуру шліфування на перехідній і сталій ділянках часу макроциклу шліфування на всьому інтервалі цього часу. Встановлено формули для визначення постійної часу перехідного процесу зміни температури переривчастого шліфування і часу теплового насичення.

8. Вперше розроблено єдину математичну модель для визначення температури переривчастого макро- і мікрошліфування, яка дозволяє виконати оптимізацію частоти і скважності макро- і мікроімпульсів теплового потоку за критерієм найменшої температури переривчастого шліфування при однаковій середній щільності імпульсного теплового потоку, яка характеризує однакову інтенсивність шліфування. Виявлено параметри для оптимізації і інтервали їх оптимального значення: число N ріжучих елементів на шліфувальному крузі ($N > 180$), коефіцієнт s заповнення окружного кроку цих елементів ($s > 0,5$).

9. Вперше запропоновано нові сигнали технологічного призначення і способи їх формування на основі математичних моделей цих сигналів для моніторингу і технологічної діагностики на верстатах з ЧПК, наприклад, сигнали типу "range", площі під спектрограмою, середні значення питомої роботи, температури шліфування тощо.

Наприклад, для збільшення пропускної здатності, тобто продуктивності, ділянки зубошліфування розроблено спосіб вирівнювання припуску без доворота ЗК, що полягає у визначенні налагоджувальної западини за результатами вимірювання припуску по периферії ЗК на верстаті Höfler RAPID 1250 і наступної обробки обмірюваних зубчастих коліс на верстатах 5A841, 5843E (патент України 119835). Для цього виконують центрування вимірювального інструмента відносно випадкової початкової западини. Формують відліки припуску по лівій і правій сторонах западин, і представляють їх у вигляді двох вихідних матриць-рядків, які є першими основними рядками двох $N \times N$ матриць для лівої і правої сторін западин, де N – кількість западин на ЗК.



ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ ФОРМИ КІЛЬЦЕВИХ ДЕТАЛЕЙ ТА ПОДРІБНЕННЯ СТРУЖКИ ПРИ ОБРОБЦІ БАГАТОЛЕЗОВИМ ОСНАЩЕННЯМ АДАПТИВНОГО ТИПУ

**Луців І.В., д.т.н., професор, Волошин В.Н., к.т.н., доцент,
Буховець В.М., асистент, Стахурський О.О., аспірант**
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Технологічна система лезової обробки, яка, зокрема, включає інструментальне оснащення та затискні пристрої, здійснює взаємозв'язок між заданими характеристиками чинних в процесі різання об'єктів і факторів, тобто власне процесом складної механіко-фізичної взаємодії заготовки і лез інструментів та результуючими параметрами обробки. Результуючі параметри обробки визначають ефекти та її показники. Серед останніх доцільно вирізняти первинні (точність деталі, якість поверхні, продуктивність обробки, надійність системи), від яких в значній мірі залежні інтегральні показники (енергоємність, економічність та інші) [1, 2].

При обробці внутрішніх поверхонь кільцевих деталей головною проблемою є недостатня жорсткість заготовки і в цілому технологічної системи. У таких випадках прогини деталі під дією сил різання і деформації її поверхні внаслідок закріплення досить часто є співрозмірними з допуском на механічну обробку. Відповідно, досягнення заданих параметрів точності обробленої поверхні стає складним технологічним та виробничим завданням. Для того, щоб похибки обробки були мінімальними, необхідно правильно вибирати методи і засоби технологічної підготовки виробництва. Вони повинні сприяти мінімізації основних похибок, які можуть виникнути на різних стадіях реалізації технологічного процесу.

Як ефективний засіб підвищення точності і продуктивності різання, забезпечення його вібростійкості та подрібнення стружки може служити комплексне технологічне оснащення адаптивного типу [3]. Для обробки внутрішніх поверхонь кілець доцільно застосовувати такого типу технологічне оснащення (рис.1), що включає багатолезове інструментальне оснащення адаптивного типу та відповідні затискні пристрої з можливістю регулювання сили затиску та площ зон контакту затискних елементів із заготовкою, що дозволить мінімізувати пружні деформації та деформацій внаслідок дії сил різання при їх обробці.

Окрім того, забезпечення рухомості різальних елементів багатолезового оснащення адаптивного типу при обробці в напрямку подачі, а, отже, варіювання миттєвих подач цих елементів і відповідно зміни товщини зрізу, призводить також до подрібнення стружки.

Для визначення впливу пружних деформації та деформацій внаслідок дії сил різання при обробці внутрішніх поверхонь кільцевих деталей комплексним



адаптивним технологічним оснащенням запропоновано теоретичну модель формування похибки форми кільцевих деталей. Основою моделі є теоретичні підходи до визначення деформації кільцевих заготовок при зовнішньому навантаженні силами затиску [4] та внутрішніми навантаженнями, викликаними силами різання, що виникають при обробці багатолезовим самоналагоджувальним оснащенням.

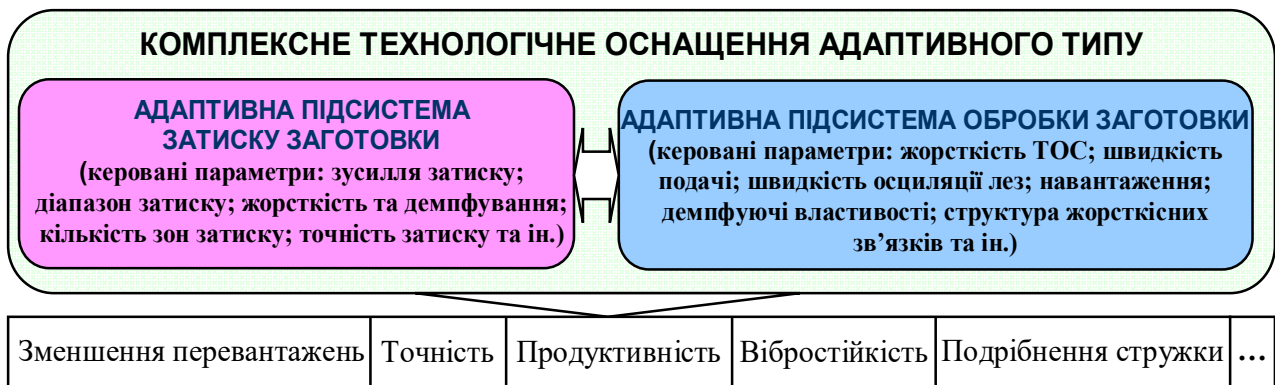


Рис. 1. Складові комплексного оснащення адаптивного типу для токарної обробки

Результатами моделювання є кінцеві профілі кільцевих циліндричних деталей при певних умовах обробки різною кількістю лез багатолезового самоналагоджувального оснащення. По кінцевому профілю після обробки багатолезовим самоналагоджувальним оснащенням і прогнозуючій моделі сил реакції затискних елементів, можна визначити мінімальне число затискних елементів та діапазон прийнятних сил затиску, що гарантує необхідний допуск круглості кільцевих циліндричних деталей, забезпечуючи їх надійний затиск під час обробки.

Проведений теоретичний аналіз роботи застосовуваного багатолезового оснащення адаптивного типу та кінематики утворення елементів стружки показав гарантоване їх утворення використовуваними засобами та механізмами міжінструментального зв'язку.

Література:

1. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: монографія/ [Кузнєцов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н.]. – К.: – Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.
2. Зажимные механизмы и технологическая оснастка для высокоэффективной токарной обработки: Монография/ [Кузнєцов Ю.Н., Драчев О.И., Луців И.В., Шевченко А.В., Волошин В.Н.]. – Старый Оскол: ТНТ, 2014. – 480 с.
3. Луців І.В. Комп'ютерне моделювання складових самоналагоджувального комплексного оснащення для токарної обробки/ Луців І.В., Волошин В.Н., Буховець В.М.// Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні. – 2012.– Випуск 746. – С.28 – 31.
4. Malluck, J. A. Prediction of ring deformation due to fixturing in the turning process, M.S. Thesis, Mechanical Engineering, Georgia Tech, 2002.



ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ВИСОТИ ЦЕНТРАЛЬНОЇ ТРУБИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ОЧИЩЕННЯ В ЦИКЛОНІ ІЗ СПІРАЛЬНИМ НАПРАВЛЯЮЧИМ АПАРАТОМ

Майструк В.В., к.т.н., доцент, Гаврилів Р.І., к.т.н., доцент,
Майструк П.В., студент

Національний університет "Львівська політехніка"

Сучасні пилоочисні установки, які широко використовуються в різних галузях промисловості, характеризуються достатньо високою ефективністю та значними енергетичними затратами на процес очищення. Однією із основних проблем при проектуванні нових пилоочисних апаратів з відцентровою зоною розділення є відсутність надійних методів прогнозування ефективності їх очищення.

Поле тиску і ступінь вловлювання пилу в основному визначають експериментальним шляхом в лабораторних умовах в залежності від конструктивних особливостей апарату, фіктивної швидкості та технологічних параметрів. Однак, існуючі лабораторні методи є надзвичайно трудомісткими та економічно недоцільними.

Натомість, застосування сучасних систем автоматизованого проектування дозволяє отримувати достовірні результати ступеня вловлювання пилу досліджуваного об'єкту за невеликий проміжок часу та майже за відсутності фінансових затрат. Прогнозування експлуатаційних характеристик роботи майбутнього виробу ще на стадії його проектування дає можливість отримати оптимальні конструктивні параметри об'єкту, що заощаджує різноманітні ресурси на виготовлення та випробування прототипних зразків.

Тому дослідження характеристик циклонів різних конструкцій за допомогою систем автоматизованого проектування є актуальним.

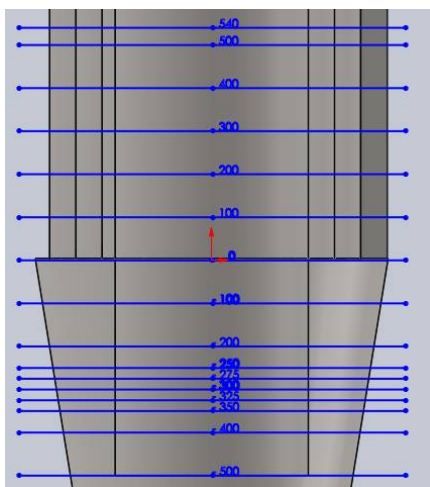


Рис. 1. Значення висот центральної труби відносно висоти циліндричної частини

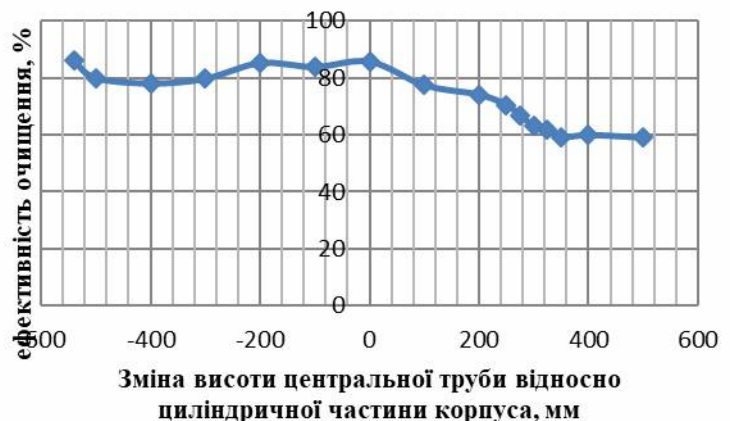


Рис. 2. Вплив висоти центральної труби на ефективність очищення.



В даній роботі для збільшення ефективності очищення циклону із спіральним направляючим апаратом пропонується вивчити вплив висоти центральної труби на гідродинамічну структуру потоку в робочій зоні циклону.

Для циклонів із спіральним направляючим апаратом [1], в яких визначено оптимальну висоту циліндричної частини [2], було змінювано значення висоти центральної труби відносно циліндричної частини циклону в межах від 540 мм вище нижнього торця циліндричної частини до 500 мм нижче цього торця (рис.1).

Зміна ефективності очищення від висоти центральної труби представлена на рис. 2 . На рис 3 представлено поле тиску в апараті при різних значеннях висоти центральної труби відносно циліндричної частини.

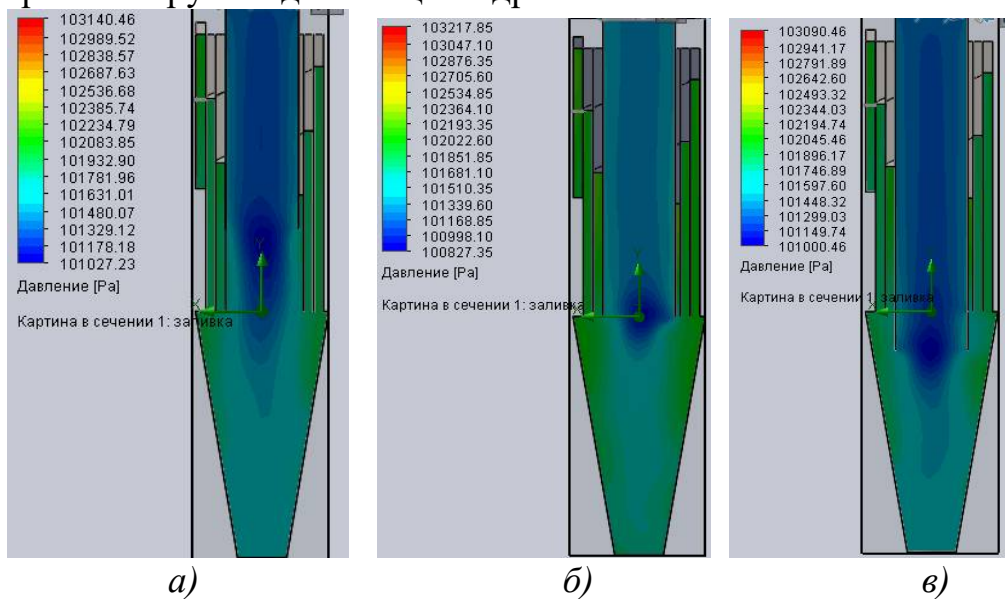


Рис. 3. Поле тиску в апараті

а – нижній край центральної труби вище нижнього краю циліндричної частини на 540 мм; б - нижній край центральної труби на рівні нижнього краю циліндричної частини; в - нижній край центральної труби нижче нижнього краю циліндричної частини на 250 мм.

Проведені дослідження впливу висоти центральної труби на ефективність очищення, показують, що оптимальна висота центральної труби циклону із спіральним направляючим апаратом є у випадку коли її нижній торець є на рівні нижнього краю циліндричної частини корпусу. Це також підтверджують результати досліджень поля тиску в апараті.

Література:

1. Дубинін А.І., Майструк В.В., Гаврилів Р.І., Циклони із спіральним направляючим апаратом. // *Восточно - Европейский журнал передовых технологий.* Харків - 2011 вип. 2/6(50). С. 35-37.
2. *Maystruk V.V., Gavryliv R.I., Maystruk I.M., Features of determination of geometrical sizes of cyclones with spiral sending vehicle and their influence are on hydraulic resistance // Вісник Національного університету «Львівська політехніка» Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні № 786 Видавництво Львівської політехніки. – Львів – 2014. –с. 49-52.*



ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ТА ДЖЕРЕЛА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ШЛІФУВАЛЬНИХ ОПЕРАЦІЙ ПІДШИПНИКОВОГО ВИРОБНИЦТВА

**Марчук В.І., д.т.н., Марчук І.В., к.т.н., Олексин М.В., технік 1 категорії,
Красовський В.В., ст. лаборант**
Луцький національний технічний університет

Скорочення тривалості виробничого циклу, зменшення фондів, запасів в поєднанні з виготовленням продукції за принципом “точно – вчасно” відкриває виробництву певні резерви. А отже, виникає необхідність виробничий процес та засоби виробництва об’єднувати в складні високопродуктивні системи, в яких технологічні та організаційні ланцюги стають дедалі взаємозалежними.

Поєднання таких складних виробничих умов із стрімко зростаючими вимогами до якості виробів вимагає невідкладного розроблення та реалізації стратегії та тактики, забезпечення та стабілізації параметрів якості виробів в умовах гнучкого переналагоджувального інтегрованого виробництва. Успішна реалізація такого підходу, на нашу думку, можлива на основі глибокого вивчення та аналізу взаємозв’язків між чинниками, що супроводжують виробничий процес, параметрами якості виробів, деталей, а також експлуатаційними характеристиками. Кінцевою метою дослідження природи цих взаємозв’язків є створення науково обґрунтованих і реалізованих на практиці методів керування параметрами якості під час проходження всіх стадій інтегрованого автоматизованого виробничого процесу. Показники технологічної ефективності, якими характеризуються окремі деталі та підшипник в цілому доцільно розділити на такі групи [1, 2]:

1. Показники якості матеріалу (фізико-хімічні показники).
2. Показники, що характеризують точність геометричних розмірів.
3. Геометричні параметри поверхневого шару деталі (відхилення форми, хвилястість, шорсткість, мікрорельєф).
4. Експлуатаційні показники.
5. Показники надійності.
6. Показники технологічності.
7. Техніко-економічні показники.

Очевидно, що кожна група вище перерахованих показників ефективності містить ряд окремих параметрів та характеристик за допомогою яких, проводиться кількісна оцінка якості та ефективності об’єкту виробництва. Оскільки, характеристика якості підшипника як складової одиниці чи виробу залежить від показників якості окремих складових деталей та їх поверхонь, то якість робочих поверхонь деталей підшипника є першоджерелом забезпечення якості виробу в цілому та окремих його складових деталей зокрема. Отже загальна задача дослідження взаємозв’язків показників якості



роликотідшипників з технологічними чинниками та експлуатаційними характеристиками зводиться до аналізу зв'язків параметрів якості робочих поверхонь деталей з технологічними чинниками.

На рис.1. приведена схема шліфування циліндричної поверхні зовнішнього кільця підшипника на безцентрово-шліфувальному автоматі SASL 4 AD, чинники, що впливають на процес та показники шліфувальної операції

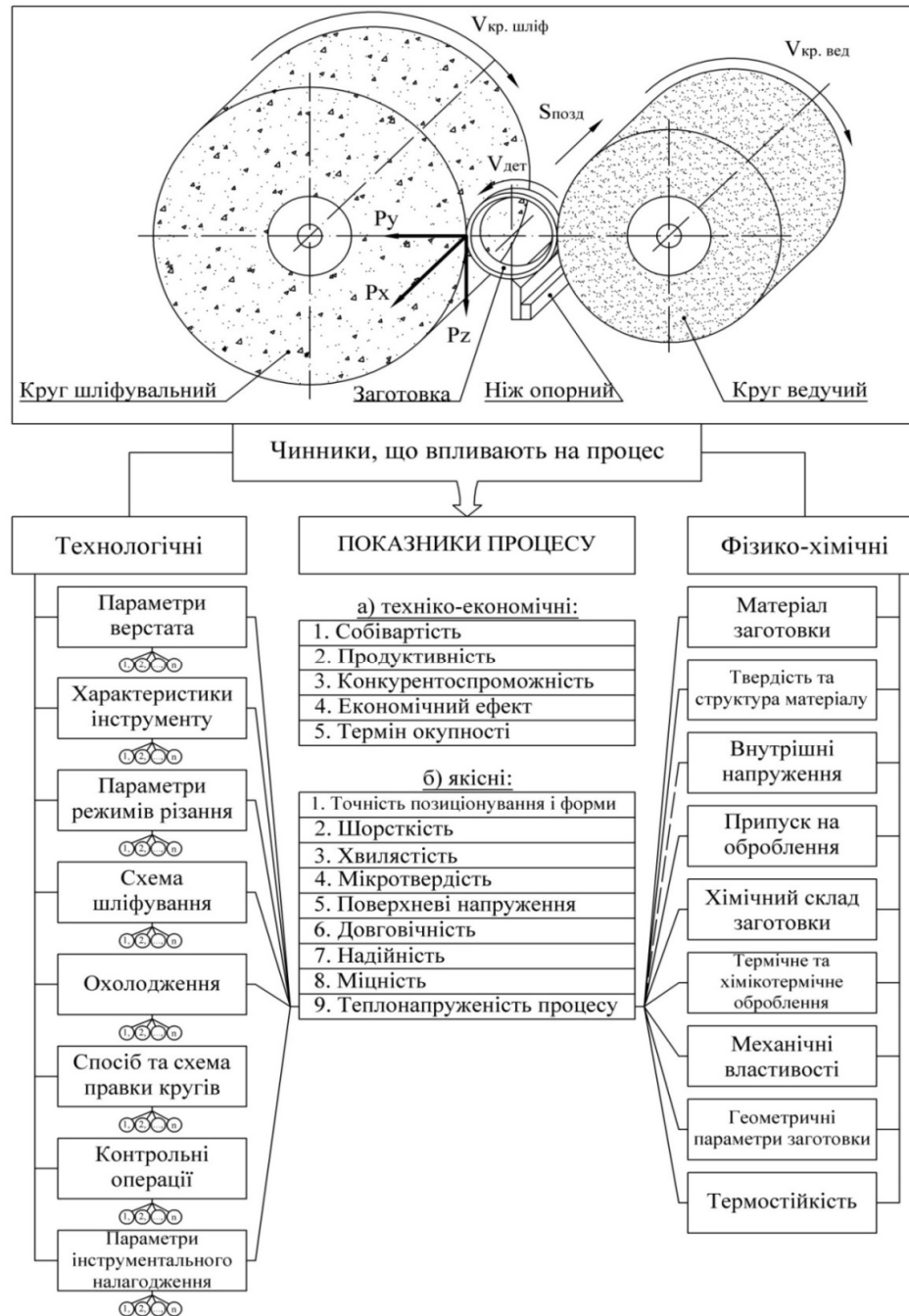


Рис.1. Схема технологічної системи без центрального шліфування зовнішнього кільця роликотідшипника



Встановлено [3, 4], що поверхневий шар деталі в залежності від вибраного методу оброблення за своїми фізико-хімічними властивостями різко відрізняється від властивостей основного матеріалу.

Нерівності на поверхні деталі, структура, фазовий та хімічний склад поверхневого шару впливають на її фізико-хімічні та експлуатаційні властивості.

Завданням технологічного проектування операцій є встановлення раціональних взаємозв'язків між чинниками і показниками технологічного процесу серед яких особливо важливими є: якість шліфуваних поверхонь і продуктивність операції.

Висновок: Сумарна похибка оброблення на викінчувальних шліфувальних операціях має комплексний характер, основними складовими якої є:- власна похибка приладів активного контролю, які входять в систему автоматичного розмірного управління;- похибки, викликані температурними деформаціями на всіх етапах формування розмірних параметрів;- похибки, викликані динамічними процесами системи автоматичного управління розмірними параметрами.

Література:

1. Марчук І.В. Керування температурою на безцентрово-шліфувальних операціях / І.В.Марчук, М.В. Олексин, А.М. Ештеїві // "Перспективні технології та прилади". Збірник наукових праць. Випуск 10(1). м. Луцьк, червень 2017 р. – Луцьк: Луцький НТУ, 2017. – С. 133–138.
2. Марчук В.І. Дослідження параметрів поверхневого зміцнення функціональних поверхонь обертання / В.І. Марчук, І.В. Марчук, А.М. Ештеїві // Матеріали II Всеукраїнської науково-практичної конференції «Приладобудування та метрологія: сучасні проблеми, тенденції розвитку» 6-7 жовтня 2016 р. – Луцьк: Луцький НТУ, 2016. – С. 61–62.
3. Лебедев В.Г. Автоматическое управление качеством деталей машин при шлифовании / В.Г. Лебедев. – Киев: и-во: Знание, 1981. – 25 с.
4. Кудинов В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.



ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ ПРОФІЛЮ ЗАМКОВОЇ НАРІЗИ ВИГОТОВЛЕНОЇ РІЗЦЯМИ ІЗ ЗАГАЛЬНИМ ПОЛОЖЕННЯМ ПЕРЕДНЬОЇ ПОВЕРХНІ ТА ЗАДАНОЇ ТОЧНІСТЮ ЇЇ ВСТАНОВЛЕННЯ

Медвідь Ю.В., *магістрант*, Онисько О. Р., *к.т.н., доцент*,
Панчук В.Г. *д.т.н., професор*.

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

У технологічному процесі виготовлення замкових гвинтових нарізей застосовують спеціальні різці, профіль різальної кромки яких у площині передньої поверхні відповідає профілю нарізи. Вказану відповідність забезпечують за рахунок нульового значення величини переднього кута. Впливом величини нахилу різальної кромки, яка відповідає куту підйому нарізи нехтують, оскільки вважають його не суттєвим. Отже виробники нарізевих різців [1,2] виготовляють їх такими, щоб забезпечити потрібний кут нахилу різальної кромки і профіль отриманої нарізи, дотримуючись при цьому нульового значення переднього кута. Такий підхід звісно забезпечує найвищу точність відтворення замкової гвинтової нарізи, однак при цьому оминають можливості підвищення стійкості інструмента за рахунок підбору величини переднього кута у залежності від міцності та твердості матеріалу замка чи труби [3]. Отже вельми актуальним є дотримання точності нарізи, а саме половинного кута профілю і кроку з одночасним забезпеченням технологічної стійкості різця за рахунок підбору потрібного значення переднього кута.

На основі застосування та уточнення відомих алгоритмів [5] виконано спеціальну прикладну програму розрахунку осьового профілю конічної замкової нарізи, яку виготовлено різцем із загальним положенням передньої поверхні, та формою профілю різальної кромки, що відповідає профілю відповідної замкової нарізи.

Схема профілю замкової нарізи, що відповідає чинному в Україні стандарту [4] проілюстровано на рисунку 1. Тут H – висота вихідного трикутника, а P – крок нарізи.

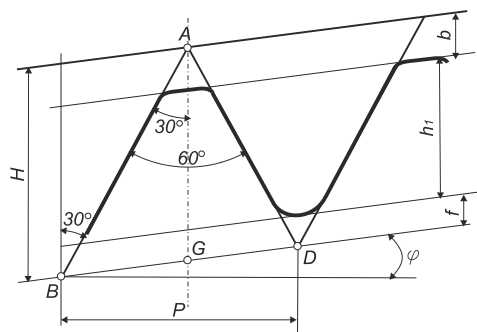


Рис. 1 – Схема профілю замкової нарізи згідно із стандартом ГОСТ 28487-90



Проведення розрахунків. На основі запропонованої вище послідовності рівнянь створено програмний застосунок для отримання автоматизованого розрахунку величини половинних кутів профілю отриманої різцем конічної замкової нарізі. Оскільки усіх замкових нарізей за стандартом [4] є 27 і вони виконані за п'ятьма формами профілю і двома величинами конусності то у межах статті варто обмежитися двома типорозмірами замкових нарізей, а саме:

- за найменшим діаметром, тобто нарізь з-65;
- за найбільшим діаметром, тобто нарізь з-203;

Величина переднього кута подається у діапазоні від 0° до $\pm 11^\circ$. В кожному разі найбільше значення переднього кута у кожній із таблиць узалежнено від максимального відхилення одного із половинних кутів, яке дорівнює $30,5 \pm 0,05^\circ$ (Допуск на половинний кут профілю за стандартом [4] становить $\pm 0,5^\circ$).

Усі наступні розрахунки виконані для початкового витка, тобто за нульової відстані від торця і для останнього витка, тобто при максимальній відстані від торця нарізі. Це зроблено для того, щоб врахувати вплив на точність половинного кута профілю одночасно двох факторів: величини радіуса нарізі, яка зростає від торця до збігу нарізі і значення кута підйому, який зменшується у цьому ж напрямку.

Таблиця 1

Значення половинних профільних кутів замкової нарізі при різних значеннях статичного переднього кута у вершинній точці (Замок з-65, відстань від торця - 0 мм, кут підйому нарізі, $\lambda = 2,61^\circ$)

		Значення статичного переднього кута γ° у вершинній точці										
		Бік	0	5	8	8*	10	11	-5	-8	-8*	-10
AD	AB	29,92	30,09	29,92	30,29	29,98	30,02	30,16	30,37	30,40	30,54	-

Таблиця 2

Значення половинних профільних кутів замкової нарізі при різних значеннях статичного переднього кута у вершинній точці (Замок з-65, відстань від торця - 60,13 мм, кут підйому нарізі, $\lambda = 1,80^\circ$)

		Значення статичного переднього кута γ° у вершинній точці										
		Бік профілю	0	5	8	8*	10	11	-5	-8	-8*	-10
AD	AB	29,94	30,12	29,98	30,31	30,05	30,10	30,16	30,36	30,38	30,52	-



Таблиця 3

Значення половинних профільних кутів замкової нарізі при різних значеннях статичного переднього кута у вершинній точці (Замок 3-203, відстань від торця – 0 мм, кут підйому нарізі, $\lambda=0,75^\circ$)

	Бік профілю	Значення статичного переднього кута γ° у вершинній точці										
		0	5	8	8*	10	11	-5	-8	-8*	-10	-11
AD	AD	29,95	30,00	30,12	30,13	30,23	30,30	30,09	30,26	30,28	30,41	30,50
AB	AB	29,97	30,09	30,25	30,26	30,39	30,48	30,03	30,16	30,17	30,27	30,34

Таблиця 4

Значення половинних профільних кутів замкової нарізі при різних значеннях статичного переднього кута у вершинній точці (Замок 3-203, відстань від торця – 149,1 мм, кут підйому нарізі, $\lambda=0,51^\circ$)

	Бік профілю	Значення статичного переднього кута γ° у вершинній точці										
		0	5	8	8*	10	11	-5	-8	-8*	-10	-11
AD	AD	29,95	30,01	30,13	30,14	30,25	30,32	30,09	30,25	30,26	30,40	30,49
AB	AB	29,98	30,09	30,25	30,26	30,39	30,48	30,04	30,17	30,17	30,29	30,36

Висновки.

1. Теоретичний розрахунок величин половинних кутів осьового профілю отриманих конічних нарізей ліг в основу програмного алгоритму, що уможливорює здійснити аналіз залежності величин вказаних кутів від величини переднього кута різця та кута підйому нарізі.

2. Величини лівого і правого половинного кута конічної замкової нарізі сильно відрізняються між собою в міру збільшення величини переднього кута різця.

3. Величина половинного кута із коротшого боку (*AD*) в діапазоні додатних значень переднього кута зростає повільніше ніж величина половинного кута з довшого боку (*AB*).



4. Величина половинного кута із довшого боку (AB) в діапазоні від'ємних значень переднього кута зростає повільніше ніж величина половинного кута з довшого боку (AD).

5. Величина половинних кутів досягає максимально допустимих значень при значеннях переднього кута $\pm 11^\circ$, а в окремих випадках при $\pm 10^\circ$.

6. Відмінність між величинами половинних кутів при мінімальній і максимальній величині підйому нарізі є не дуже суттєвою бо становить для всіх замкових нарізей $0,01-0,02^\circ$.

8. Величина відхилу половинного кута профілю не перевищує $0,16^\circ$, якщо величина статичного переднього кута у вершинній точці лежить у межах від -5° до 5° .

Література

1. *Ultra-rigid thread turning for all types of threads – internal and external.* [Electronic resource] //Sandvik Coromant. Site. – Mode of access: www.sandvik.coromant.com/engb/products/corothread_266/Pages/default.aspx. – Last access: 2015. – Title from the screen

2. *Thread turning/thread turning brochure english.pdf.* [Electronic resource]: <http://www.secotools.com/CorpWeb/Products/Turning/>. – Last access: 2017. – Title from the screen

3 Фомин Е. В. *Повышение стойкости и точности резьбовых резцов на основе моделирования процесса резбонарезания* [Текст]: дис. ... канд. техн. наук : 05.03.01 Фомин Евгений Владимирович – М., 2007. – 206 с. – Библиогр.: с. 194–202.

4 ГОСТ 28487-90. *Межгосударственный стандарт. Резьба коническая замковая для элементов бурильных колонн. Профиль. Размеры. Допуски (с Изменением N 1* [Текст]. Утвержден и введен в действие постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 05.06.80 № 2578. М.: «Стандартинформ», 2010. — 75с.

5 Онисько О.Р. *Визначення профілю різальної частини різця з подвійним нахилом передньої поверхні для формування трикутної різби труб нафтогазового сортаменту.* [Текст] / О.Р. Онисько, В.І.Патра, Б.Я.Прибуш // *Нафтогазова енергетика.*— 2015.—2(24).— С. 77–81



ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ЗБІРНИХ РІЗЦІВ В ПРОЦЕСІ ВІДНОВЛЕННЯ КОЛІСНИХ ПАР

**Мироненко Є.В., д.т.н., професор, Міранцов С.Л., к.т.н., доцент,
Полупан І.І., к.т.н., старший викладач**
Донбаська державна машинобудівна академія

Вступ. Продуктивність, якість та собівартість механічної обробки при відновленні профілю колісних пар локомотивів та вагонів на колесо-токарних верстатах багато в чому залежить від якості металорізального інструменту, а також ефективності його використання. Основна частка витрат на механічну обробку пов'язана з вартістю інструмента й витратами на його експлуатацію.

Актуальність досліджень. У зв'язку з цим актуальною науково-технічною задачею є розробка і подальше впровадження ефективних процесів механічної обробки колісних пар на колесо-токарних верстатах.

Процес механічної обробки колісних пар являє собою складну систему механічної й фізико-хімічної взаємодії різального інструменту з матеріалом шару, що зрізується, оброблюваного колеса. Методи колесо-токарної обробки, які найбільш широко поширені серед методів формоутворення профілю поверхні катання колісних пар, мають низьку продуктивність обробки з наступних причин:

- високий ступінь нестационарності процесу різання, який виражається в значних коливаннях величини перетину шару, що зрізується, при формоутворенні профілю нового колеса та динамічних ударних навантаженнях від поверхневих термомеханічних дефектів при відновленні профілю колісної пари, що була в експлуатації;

- загальна динамічна незбалансованість більшості вітчизняних колісних пар не дозволяє при існуючій конструкції верстатного обладнання й міцності твердосплавного різального інструменту підвищувати швидкості різання більш ніж 80 м/хв [1].

Постановка завдання. Метою роботи є аналіз теоретичних та експериментальних досліджень коливань збірних різців для колесо-токарних верстатів, що використовуються при відновленні профілю колісних пар та розробка нових конструкцій інструменту, які дозволять підвищити ефективність процесу відновлення.

Методи й методики досліджень. Для аналітичних досліджень динамічних явищ, що виникають у процесі різання на колесо-токарних верстатах, запропонована розрахункова схема й математична модель технологічної системи.

Розрахункова схема технологічної системи колесо-токарних верстатів розроблена на базі колесо-токарного верстата мод. КЖ1836М.10, який призначений для виконання токарних робіт з відновлення профілів бандажів



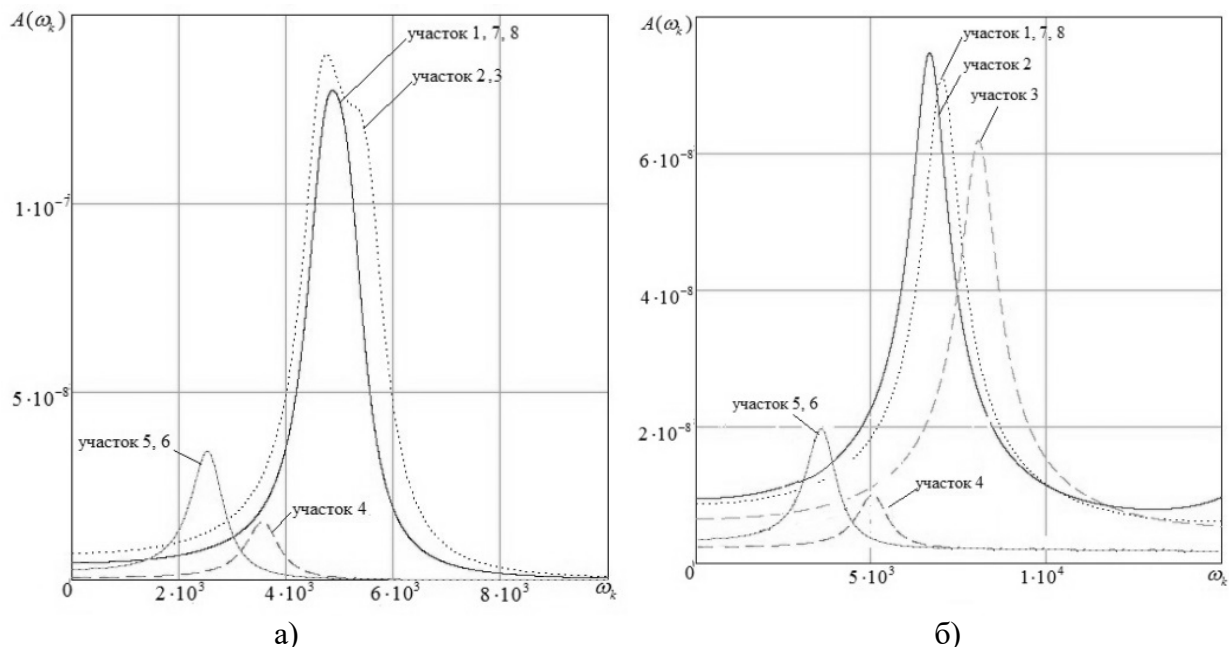
колісних пар вагонів, тепловозів, електровозів і мотор-вагонних секцій із шириною колії (1435 ...1676) мм і діаметром по колу катання (700...1250) мм. При побудові розрахункової схеми й моделі використовувалися методики [2, 3] і припущення запропоновані авторами робіт [4, 5, 6].

Сила різання та її складові розглядалися як величина, що залежить від часу τ , фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу, геометричних параметрів інструменту, а також товщини $a(\tau)$ і ширини шару, що зрізується, $b(\tau)$.

Результати досліджень. З використанням запропонованої розрахункової схеми та математичної моделі у вигляді системи диференціальних рівнянь, було проведено моделювання динамічних властивостей технологічної системи та отримані амплітудно-частотні характеристики коливань інструменту, на підставі яких було розроблено удосконалену конструкцію збірного різця для відновлення колісних пар.

Для перевірки адекватності результатів аналітичних досліджень були проведені експериментальні дослідження в лабораторних умовах.

В якості прикладу, на рисунку 1 наведені амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) збірного чашкового різця для відновлення колісних пар базової конструкції (рисунок 1а) та різця вдосконаленої конструкції (рисунок 1б)



а) – АЧХ збірного різця базової конструкції;
б) – АЧХ збірного різця вдосконаленої конструкції

Рис. 1 – АЧХ збірного чашкового різця для відновлення колісних пар базової конструкції та різця вдосконаленої конструкції



Діапазон амплітуд коливань пружної системи збірної чашкового різця в базовій конструкції знаходиться в межах від $0,15 \cdot 10^{-4}$ до $1,3 \cdot 10^{-4}$ мм, тоді як для вдосконаленої конструкції - $0,1 \cdot 10^{-4}$ до $0,72 \cdot 10^{-4}$ мм, що свідчить про більш стабільний режим роботи вдосконаленими конструкціями різців.

Висновки. Динамічний аналіз удосконаленої конструкції збірної чашкового різця для відновлення профілю колісних пар показав, що амплітуда коливань різальної пластини зменшується у порівнянні з традиційними збірними конструкціями, що свідчить про більш стабільний процес різання при відновленні колісної пари.

Експериментально встановлена залежність амплітуди коливань збірних чашкових різців від елементів режиму різання. Зі збільшенням швидкості різання амплітуда коливань збільшується. При збільшенні подачі амплітуда коливань інструмента монотонно знижується.

Встановлено, що елементи режиму різання впливають на частоту коливань збірних чашкових різців в процесі різання. Частота коливань визначається масами й жорсткістю збірних чашкових різців, жорсткістю деталі, а також жорсткістю вузлів металорізального верстата.

Запропонована математична модель технологічної системи колесо-токарних верстатів для обробки колісних пар адекватно відображає процес коливань збірних різців в процесі відновлення профілю колісних пар. Статистичний аналіз експериментальних показав, що розбіжність між теоретичними й експериментальними даними не перевищує 10%.

Література:

1. Богданов А. Ф. Восстановление профиля поверхности катания колёсных пар : учебное пособие / А. Ф. Богданов., И. А. Иванов. Под ред. д-ра техн. наук И. А. Иванова. – СПб. : ПГУПС, 2000. – 128 с.
2. Жарков И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И. Г. Жарков – Л.: Машиностроение, 1986. – 184 с.
3. Кудинов В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 360 с.
4. Гузенко В. С. Исследование динамических явлений при резании сборным резцом для копировальной обработки / В. С. Гузенко, С. Л. Миранцов, И. И. Полупан // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, 2007. – Вип. 21 – С. 92-97.
5. Гузенко В. С. Исследование динамических характеристик колесотокарного станка КЖ1836 при резании / В. С. Гузенко, О. Ф. Бабин, И. И. Полупан // Машиностроение и техносфера XXI века. Сборник трудов XV Международной научно-технической конференции. – Донецк, 2008. – том 1. – С. 269-273.
6. Гузенко В. С. Исследование динамической устойчивости процесса механообработки колесных пар / В. С. Гузенко, С. Л. Миранцов, И. И. Полупан, А. А. Шульга // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, 2009. – Вип. 25. – С. 22-27.



ВИКОРИСТАННЯ ТЕОРІЇ РЕАЛЬНИХ ГАЗІВ ДЛЯ ОПИСУ ПРОЦЕСУ ЗЙОМУ МЕТАЛУ ПРИ ВІБРООБРОБЦІ

Міцик А.В., к.т.н., доцент, докторант, Федорович В.О., д.т.н., професор
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

У різних галузях металообробної промисловості на оздоблювально-зачищувальних операціях широко використовуються процеси віброобробки і відповідне обладнання. В умовах сучасного проектування нових технологій, створення високоефективних віброверстатів, а також модернізації існуючих, виникає необхідність у використанні математичного опису механізму зйому металу гранулами робочого середовища, яке в силу багатofакторності і складності процесу віброобробки недостатньо і вимагає розвитку [1, 2]. У даному випадку перспективним напрямком математичного моделювання є представлення маси гранул робочого середовища, що коливається, у вигляді звичайної або реологічної рідини або газу. Математичний апарат, розроблений стосовно до цих середовищ, достатній для опису механізму дисипації енергії середовищ при їх русі, а також для опису механізму впливу середовищ на вміщені в них тіла [3 – 5]. Розглянемо порівняльні переваги рідинної і газової моделі.

Основна відмінність між газом і рідиною або твердим тілом є, то, що молекули газу не взаємодіють між собою при своєму русі за винятком короткочасних моментів зіткнень гранул між собою. У рідині або твердому тілі взаємодії між атомами (тяжіння) існує весь час, причому енергія взаємодії багато більше енергії теплового руху атомів.

Відстані між атомами при русі твердого тіла або рідини практично не змінюються в процесі перебігу (в рідині, на відміну від твердого тіла атоми або молекули постійно змінюють своє становище – на зміну одним приходять інші, що пояснює ефект плинності). Саме тому стисливість (розтяжність) рідини або твердого тіла мізерно мала в порівнянні з стисливістю (розтяжністю) газів.

Ця відмінність призводить до принципової різниці у картині взаємодії з поверхнею твердого тіла. Частилки газу бомбардують і обтікають поверхню, частки рідини (ньютонівської або неньютонівської) тільки обтікають її. Таким чином, при використанні моделі звичайної або реологічної рідини процес зйому металу буде описуватися невірно, так як кінетична енергія атома або молекули рідини при її ударі об поверхню оброблюваної (обтічної) деталі значно мала на увазі сильної міжатомної взаємодії.

Процес обробки деталі у рамках рідинної моделі буде враховувати тільки згладжування шорсткостей, в той час як модель реального газу враховує як згладжування, так і ударну обробку. Крім того, численними експериментами доведено, що шар рідини, що безпосередньо прилягає до поверхні обтічного



тіла спочиває як би прилипаючи до неї [6] і таким чином зйом металу згідно рідинної моделі практично зводиться до нуля.

Гранули робочого середовища в процесі віброобробки переміщуються всередині резервуару не відчуваючи тяжіння один до одного. Гранули взаємодіють тільки в момент удару між собою. Цим вони аналогічні часткам газу. Відмінністю є те, що при зіткненні гранул абразиву їх механічна енергія витрачається на тертя. Атоми або молекули газу при невеликих енергіях руху не втрачають енергії при зіткненні, тому в даному випадку розглядається акт зіткнення гранул з урахуванням втрати енергії на тертя.

Втрати енергії при зіткненні призводять до того, що швидкість гранул робочого середовища зменшується і при відсутності зовнішнього підживлення енергії вони швидко зупиняються, так як газ твердне. Однак, під час роботи віброверстата таке підживлення здійснюється постійно і рух гранул протікає аналогічно руху частинок газу.

Середня відстань між гранулами, що коливаються, як і довжина їх вільного пробігу порівняна з розміром гранул середовища. Тому при моделюванні процесів, що відбуваються при віброобробці, допустимо використання теорії реального газу, а саме однієї з моделей, які описують поведінку реального газу, тобто рівняння Ван-дер-Ваальса.

У кінетичної теорії газів, як і в теорії Ван-дер-Ваальса, розглядається рух пружних частинок без будь-яких обмежень на їх масу і швидкість [4]. Тому всі залежності, які описують процеси переносу імпульсу, а також співвідношення між щільністю, тиском і середньої кінетичної енергією частинок, можуть бути без змін використані для опису руху гранул робочого середовища і процесу зйому металу в віброобробці. При цьому необхідно враховувати дисипації кінетичної енергії, яка відбувається на увазі сил тертя, що виникають при взаємних зіткненнях гранул і деталей.

Література:

1. *Бабичев А.П. Основы вибрационной технологии / А.П. Бабичев, И.А. Бабичев. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2008. – 694 с.*
2. *Gillespie, L. K. (LaRoux K.). Mass finishing handbook / LaRoux Gillespie. Finishes and finishing—Handbooks, manuals, etc. Industrial Press Inc. 989 Avenue of the Americas. New York, NY 10018. 2007. – 544 p.*
3. *Седов Л.И. Механика сплошной среды. Т. 1. – 5-е изд., испр. – М.: Наука, 1994. – 528 с.*
4. *Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.*
5. *Реология: Теория и приложения / Под ред. Ф. Эйриха. - М.: Изд-во иностр. лит., 1962. – 824 с.*
6. *Бэтчелор Дж. Введение в динамику жидкости. – М.: Изд-во «Мир», 1973. – 757 с.*



СИСТЕМНИЙ СИНТЕЗ КОНСТРУКЦІЙ ЗБІРНИХ ДИСКОВИХ ФРЕЗ З МЕХАНІЧНИМ КРІПЛЕННЯМ БІЧНИХ БАГАТОГРАННИХ НЕПЕРЕТОЧУВАНИХ ПЛАСТИН©

Настасенко В.О., к.т.н., доцент,
Херсонська державна морська академія

1. Аналіз стану проблеми, постановка мети і задач досліджень

Збірні дискові фрези з механічним кріпленням змінних багатогранних непереточуваних пластин відносяться до прогресивних видів інструментів. Їх перевагами є: можливість багаторазового використання корпусу, повороту пластини для установки нової різальної кромки замість зношеної і швидкої заміни пластин при повному зносі, вилучення необхідності їх переточок. Однак в Україні доля використання таких фрез значно поступається долі його використання у промислово розвинутих країнах світу, що пояснюється відносною складністю і високою ціною їх виготовлення. Розширення можливих варіантів виконання таких фрез і вибір кращих і економічних конструкцій є актуальною проблемою і має велике практичне і теоретичне значення.

Найбільш ефективно вирішення цих проблем можливе лише системними методами, що дозволяє сформулювати *головну мету виконуваної роботи* – розробка нових видів дискових фрез і багатогранних непереточуваних пластин (БНП) для їх оснащення, конкурентоспроможних з кращими зразками фрез та пластин провідних закордонних виробників.

Задачами досліджень є:

- 1) аналіз і удосконалення схем різання та БНП, які їх утворюють;
- 2) синтез на науковій основі, з використанням системних методів пошуку технічних рішень, нових видів і конструкцій БНП;
- 3) створення на базі синтезованих БНП нових видів високоефективних, високотехнологічних і високоекономічних конструкцій дискових фрез;
- 4) розвиток теорії, методів і методик проектування запропонованих дискових фрез та БНП для їх оснащення на базі системних принципів розробки нових технічних рішень;
- 5) проведення досліджень і випробувань розроблених конструкцій БНП та дискових фрез;
- 6) розробка нових техніко-економічних рекомендацій з високоефективного синтезу, проектування і експлуатації запропонованих БНП та оснащуваних ними дискових фрез.

Наукову новизну виконуваної роботи складає: обґрунтування основних відмін і ознак, способів установки та кріплення, конструктивних і геометричних параметрів, а також методик проектування запропонованих БНП, як нового виду багатогранних непереточуваних пластин, і розробка та дослідження створених на їх базі нових різновидів дискових фрез, як нового напрямку їх розвитку.



Практичну значимість виконуваної роботи складають:

- 1) виявлення основних недоліків і обмежень використання відомих БНП та оснащуваних ними дискових фрез;
- 2) обґрунтування нового виду – бічних багатогранних непереточуваних пластин (ББНП), їх переваг і розширення можливостей для створення на їх базі нових різновидів дискових фрез;
- 3) створення наукових основ синтезу ББНП на базі системних методів пошуку нових технічних рішень, вибір та розробка на їх базі найбільш ефективних конструкцій, які розширюють діапазони і поліпшують техніко-економічні показники їх виробництва і використання;
- 4) розроблення і дослідження найбільш ефективних способів установки і кріплення пропонованих ББНП в оснащуваних ними дискових фрезах;
- 5) проведення порівняльних досліджень з основних техніко-економічних показників пропонованих ББНП та оснащених ними дискових фрез з кращими світовими аналогами;
- 6) розробка системи комплексного алгоритмічного проектування пропонованих ББНП та дискових фрез, яка враховує всі етапи їх життєвого циклу і розширює загальні основи теорії проектування різальних інструментів.

2. Обґрунтування шляхів досягнення поставленої мети і задач роботи

Серед збірних дискових фрез з БНП найбільш поширеною є їх радіальна установка. Відомі також фрези з тангенціальною установкою БНП, які мають переваги за рахунок збільшення поперечного перетину пластин у напрямку дії сил різання, що дозволяє збільшити глибину різання і подачу та підвищити продуктивність таких фрез. Бічна установка БНП в дискових фрезах теж збільшує перетин пластин в напрямку дії сил різання, о широкого застосування не отримала, що потребує усунення даного недоліку.

В патенті України № 91670 вперше запропоновані нові різновиди БНП для дискових відрізних фрез, які відтворюють бічну установку і схему кріплення. В сукупності нові пластини з відомими складають 3 грані кубу (рис. 1.а), що було вперше показано у роботі [1], а характерні ознаки умов різання ними дозволяє розділити дані БНП на радіальні (РБНП), тангенціальні (ТБНП) та бічні (ББНП) (рис. 1.д).

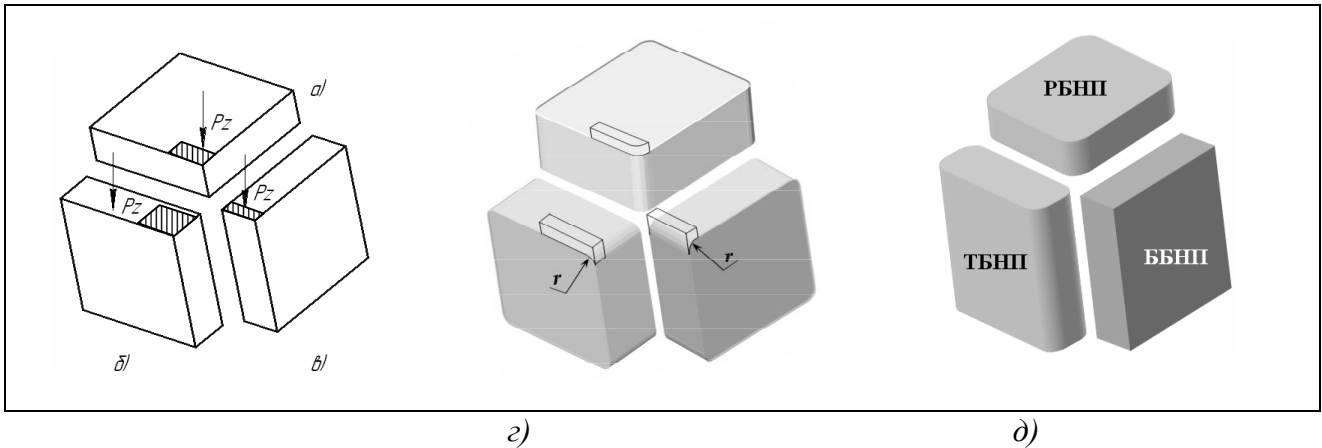


Рис.1 – Взаємозв'язок можливих схем установки різальних пластин по трьом площинам куба:

а) радіальна, б) тангенціальна, в) бічна; г) варіанти установки радіальних БНП по 3-м площинам куба і параметри зрізаного ними шару; д) різновиди БНП – радіальні РБНП, тангенціальні ТБНП, бічні ББНП

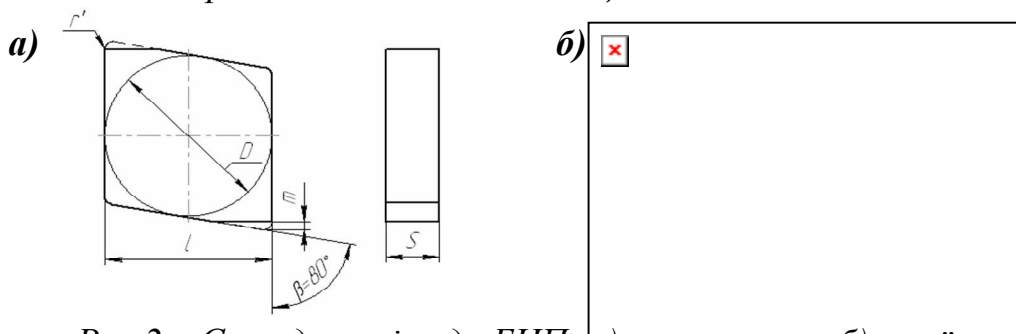


Рис.2 – Стандартні види БНП: а) з лисками t , б) с виїмками r , які видаляють технологічний перехідний радіус r сполучення бічних сторін на вершинах контуру пластини.



Можливості використання пропонуванних ББНП при фрезеруванні показані на рис. 3.

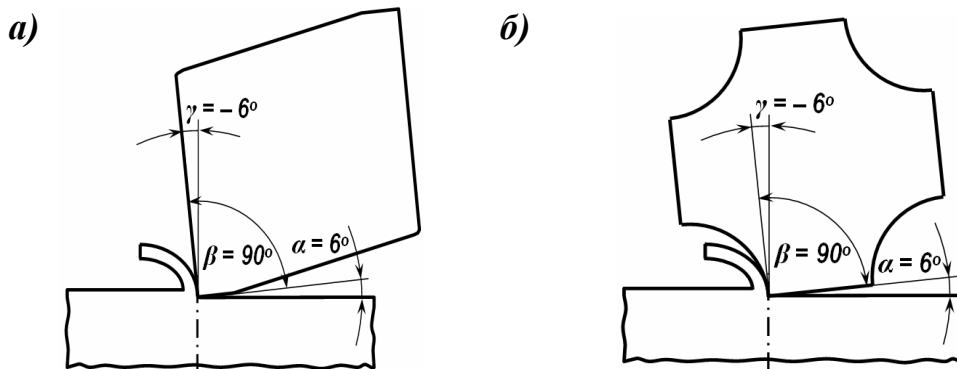


Рис.3 – Схеми зрізання стружки пропонуванними ББНП при фрезеруванні: а) при заточці на вершині БНП лиски б) при заточці на вершині БНП дугової виїмки

Додаткову заточку різальних краєк на вершинах ББНП (рис. 4.а,б,в) також виконують провідні фірми світу: Sandvik Coromant, Iscar, Horn, Taegutec, Mitsubishi та інші, тому собівартість пропонуванних ББНП (рис. 4.г,д) у порівнянні з ними не збільшується.

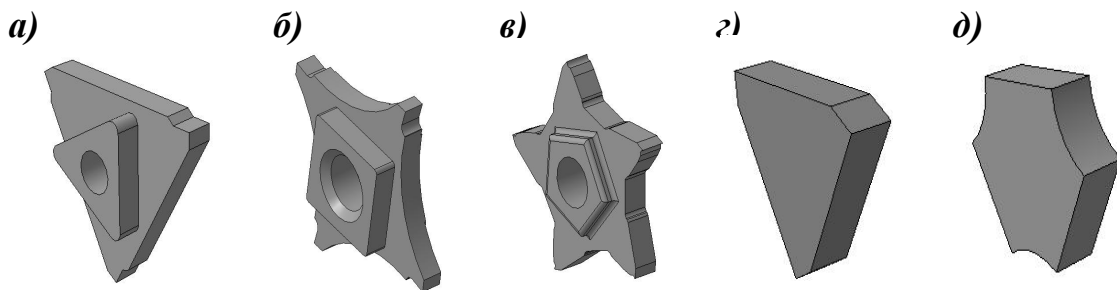


Рис. 4 – Різальні пластини: а) CoroCut 3, б) Multicut 4, в) PentaCut, пропонувані: г) 3-х гранна з лисками, д) 3-х гранна з дуговими виїмками

3. Розробка нових конструктивних виконань збірних дискових фрез системними методами

При конструюванні збірних дискових фрез з механічним кріпленням ББНП основні проблеми пов'язані з їх установкою та кріпленням, оскільки корпус та інші конструктивні елементи принципово не відрізняються від раніше відомих. Тому необхідне вирішення даних проблем.

Найбільш повне її рішення можливе на базі системних основ проектування за методом морфологічного аналізу, який забезпечує перебір усіх можливих варіантів виконань БМНП і варіантів їх кріплення в гніздах корпусу фрези.

Згідно цьому методу, морфологічними ознаками є пластини (А), з яких 19 варіантів (А = 19) приведені в патенті України № 91670, та елементи їх кріплення (Б), які ще треба розробити. Серед них можна виділити 4 групи ознак, які мають



принципово різні варіанти: B_1 – кріплення гвинтом, B_2 – ексцентриковим штифтом, B_3 – притискачем, B_4 – клином. Далі розвиток кожної з цих груп повинен виконуватися у паралельних структурах, що спрощує синтез і аналіз матриці.

Перша група B_1 – кріплення гвинтом через центральний отвір БМНП. Для виключення виходу гвинта за межі ширини фрези, отвір повинен мати фаски для правої і лівої сторін фрези, що зводить їх до двох варіантів: B_{11} , B_{12} .

Друга група B_2 – кріплення штифтом. 1-й варіант – внутрішнім штифтом по центральному отвору БМНП з упором в бічну стінку паза B_{21} , Отвори БМНП повинні бути гладкими, а штифт – бочкоподібний. 2-й варіант – зовнішнім штифтом по бічній стороні БМНП з упором в її центральний отвір B_{22} . 3-й варіант – зовнішнім штифтом по бічній стороні БМНП з упором її в бічну поверхню паза B_{23} , 4-й варіант – зовнішнім штифтом по бічній стороні БМНП без отвору з упором її в бічну поверхню паза B_{24} .

Третя група B_3 – кріплення притискачем. 1-й варіант – збоку передньої поверхні БМНП – B_{31} , 2-й варіант – збоку спинки БМНП – B_{31}

Четверта група B_4 – кріплення клином. 1-й варіант – радіальним з боку передньої поверхні БМНП – B_{41} , 2-й варіант – поперечним з боку передньої поверхні БМНП – B_{42} .

Враховуючи, що виконання комбінацій різних варіантів кріплення і різних видів БМНП на одній фрезі – недоцільно, тому загальна кількість рішень складе:

$$N = \prod_{i=1}^n K_i = A \cdot B_{11} \cdot B_{12} \cdot B_{21} \cdot B_{22} \cdot B_{23} \cdot B_{24} \cdot B_{31} \cdot B_{32} \cdot B_{41} \cdot B_{42} = 19 \times 10 = 190$$

Перебрати всі можливі комбінації цих варіантів і не пропустити жодного з них дозволяють математичні правила розкриття матриць. При цьому можна блокувати обхідні рішення конкурентів, що поліпшує патентний захист робіт.

Висновки

1. Системний аналіз основних видів багатограних непереточуваних пластин (БНП) і схем різання ними показав, що радіальну і тангенціальну схеми слід доповнити бічною, на базі якої можлива розробка нових видів і різновидів пластин, а саме бічних (ББНП) та збірних дискових фрез.

2. Проектування збірних дискових фрез на базі методу морфологічного аналізу дозволяє охопити всі можливі варіанти і не пропустити жодного із них.



ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ РОЗ'ЄМНОГО РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ В ДЕТАЛЯХ З АРМОВАНИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

Некрасов С.С., к.т.н. Довгополов А.Ю., аспірант
Сумський державний університет

На сучасному етапі розвитку машинобудівної галузі, питанням дослідження міцності конструкцій з композиційних матеріалів в Україні та в усьому світі, приділяється досить значна увага. Для з'єднання представлених композитів в основному використовуються не роз'ємні з'єднання, такі як клейові та заклепкові, оскільки досить складно отримати роз'ємне з'єднання яке б задовольняло необхідним показникам міцності для даних матеріалів [1]. У випадку з різьбовими з'єднаннями даних АКМ, все набагато складніше, оскільки, дані композити мають анізотропні властивості, то класичні різьби такі як метрична, дюймова не задовольняють показники міцності для даних з'єднань, адже завдяки наявності гострих концентраторів напруг, вони не витримують необхідного навантаження. Саме тому потрібна зовсім інша геометрія профілю роз'ємного з'єднання, щоб уникнути поганих показників міцності, та не допустити виникнення гострих концентраторів напруг в роз'ємному з'єднанні.

Авторами дана проблема була вирішена, наступним чином, оскільки не допускається гострих концентраторів напруг, була виготовлена кругла різьба з великим кроком. Профіль даної різьби із зазначенням параметрів різьби представлений на рисунку 1.

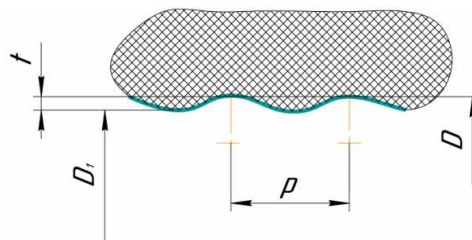


Рис. 1 Профіль різьби із зазначенням параметрів

Практична перевірка міцності запропонованого з'єднання відбувалася виконанням повного факторного експерименту за класичною схемою його виконання. В нашому випадку побудова матриці повного факторного експерименту була реалізована на двох рівнях по двом факторам, оскільки в процесі експерименту змінювалися основні параметри круглої різьби такі як: p – крок різьби, та t – глибина профілю різьби. Таким чином була реалізована матриця типу 2^2 . Зовнішня різьба виготовлялась на металевих вставках, раніше відомим способом [2], а внутрішня в склопластиковій пластині армованій в двох взаємно перпендикулярних напрямках. Технологія обробки круглої внутрішньої різьби в АКМ детально описана в [1]. Різьби із зазначеними параметрами, для кожного випадку виконувалось в кількості по 5 різьб.



В таблиці 1 представлено кодування факторів які в нашому випадку змінювалися.

Табл. 1

Кодування факторів

Фактори що змінюються:	Позначення	Межі варіювання	Кодове позначення	Нижній рівень	Верхній рівень	Нульовий рівень
Глибина профілю різьби	t	0.5 – 1.0	x ₁	0.5	1.0	0.75
Крок різьби	p	1.0 – 4.0	x ₂	1.0	4.0	3.0

Умова яка обов'язково повинна виконуватися в процесі реалізації зазначеного експерименту

$$0.5 \leq x_1 \leq 1.0$$

$$1.0 \leq x_2 \leq 4.0$$

Матриця планування експерименту типу 2², представлена в таблиці 2

Табл.2

Матриця планування експерименту типу 2²

№ експ.	x ₁	x ₂	t	p
1	+	+	1	4
2	+	-	1	1
3	-	+	0.5	4
4	-	-	0.5	1
5	0	0	0.75	2.5

Дослідження міцності запропонованого роз'ємного з'єднання відбувалося на універсальній розривній машині Р20, фото експерименту представлено на рисунку 2. В таблиці 3 представлені значення параметрів що змінювалися та отримане значення сили для кожного із зазначених випадків.

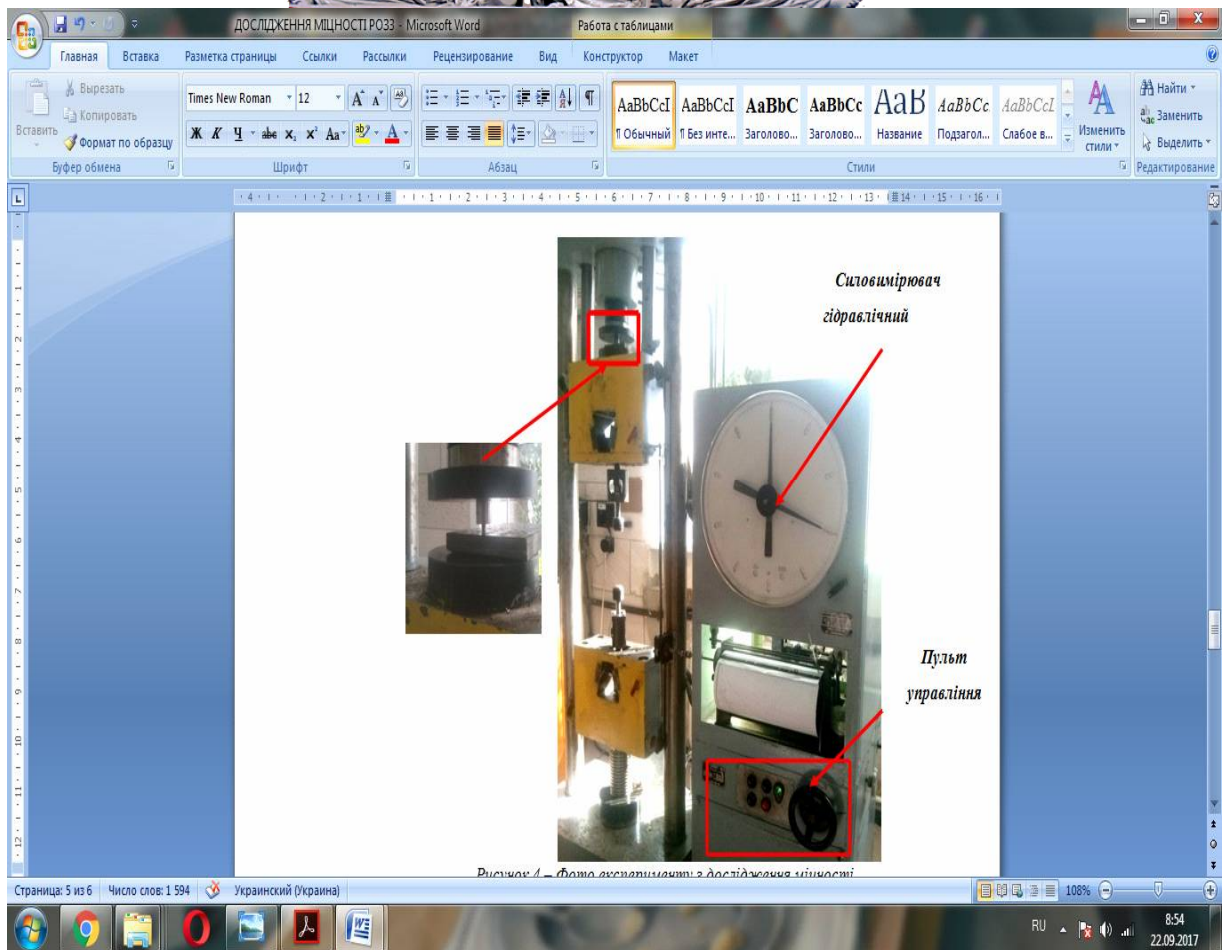


Рис. 2 – Фото експерименту з дослідження міцності різьбового з'єднання

Табл. 3

Параметри та отримані значення сили для кожного випадку

№	t	p	F ₁ ,кН	F ₂ ,кН	F ₃ , кН	F ₄ , кН	F ₅ , кН	F _{ср} , кН
1	1	4	14.4	14	13.5	13.5	13.7	13.82
2	1	1	13	12	11,7	12	13	12.34
3	0.5	4	9.2	9	11	10.4	10.2	9.96
4	0.5	1	12.2	12.5	12.6	12.2	8	11.5
5	0.75	2.5	15	14.6	13	12.4	13.7	13.74

Розрахувавши коефіцієнти рівняння регресії, для нашого випадку отримаємо наступне рівняння для перевірки адекватності моделі. Рівняння регресії матиме наступний вигляд:

$$y = F = -2.49 + 43.68 \cdot t - 1.52 \cdot p + 2.0 \cdot t \cdot p - 29.34 \cdot t^2 \quad (3)$$



На рисунку 3 представлений графік функції який залежить від p кроку різьби та t глибини профілю різьби, а також на цьому графіку показані граничні точки в межах яких змінюється представлена функція.

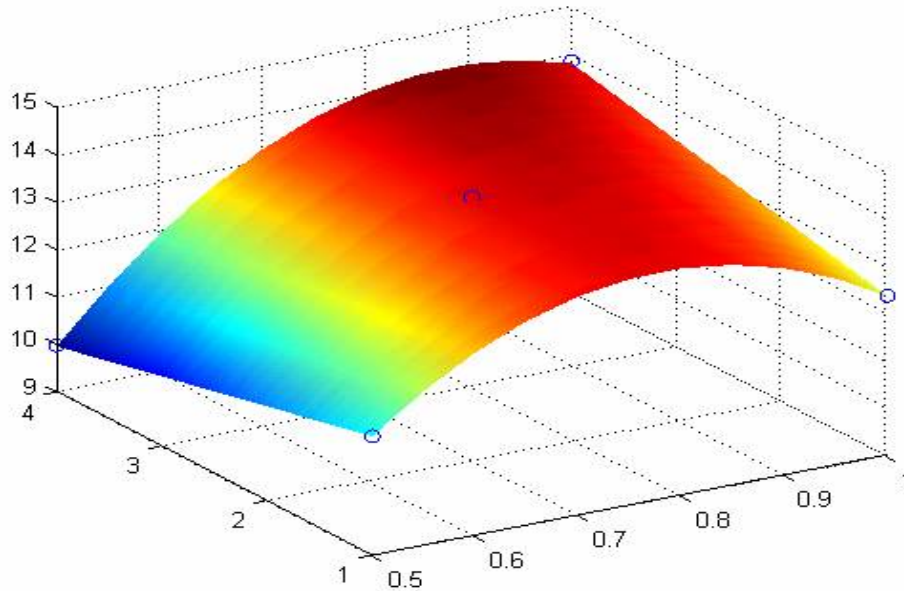


Рис. 3 – Графік представленої функції

Знайшовши екстремуми отриманої нами функції, знаходимо значення наших параметрів при яких показники міцності будуть найвищими. У нашому випадку для нашої функції значення кроку різьби складатиме $p = 4$ мм, а значення глибини профілю різьби $t = 0.9$ мм. Згідно проведеного дослідження встановлено, що данні параметри вважаються найкращими для виготовлення представленого різьбового з'єднання.

Література:

- Довгополов А. Ю. Технологія обробки гвинтової поверхні роз'ємного з'єднання в деталях з армованих композиційних матеріалів /А. Ю. Довгополов, С. С. Некрасов // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Сер. : Нові рішення в сучасних технологіях– Харків : НТУ "ХПІ", 2016. – № 42 (1214). – С. 38-42.
- Пат. UA 115892. Спосіб обробки круглої зовнішньої різьби/ Некрасов С.С., Довгополов А. Ю. МПК В23С 3/32 (2006.01), В23В 1/00. - No u201612668 заявл. 12.12.2016; 25.04.2017, бюл. No 8.



СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ РІЗАННЯМ

Новіцький Ю.Я., к.т.н., асистент

Національний університет "Львівська політехніка"

Існує безліч способів зниження інтенсивності автоколивань, які виникають в процесі різання металів, однак, їх можна умовно розбити на два типи. Перший тип спрямований на збільшення опору системи, другий – на зменшення сил, що збуджують коливання. До першого типу відносять: збільшення жорсткості верстата; демпфування енергії коливань і застосування спеціального інструменту. До другого відносять: стабілізацію сили різання; оптимізацію режимів різання і застосування автоматичних та адаптивних систем.

Одним з практичних способів підвищення вібростійкості системи є збільшення її жорсткості, амплітуда при незмінному зовнішньому впливі зменшується пропорційно збільшенню жорсткості. Ефект досягається за рахунок збільшення внутрішніх сил опору системи та підвищення резонансних частот елементів пружної системи (ПС). На жорсткість ПС істотно впливають жорсткість верстата, жорсткість інструменту та заготовки.

Існує безліч конструкцій інструменту підвищеної жорсткості, наприклад, ті які забезпечують поворот осі максимальної жорсткості в напрямку сили різання [1], або сприяють збільшенню внутрішнього тертя і т.д. Однак суттєвими їх недоліками є складність і висока вартість.

Домогтися підвищення вібростійкості можна і за рахунок збільшення жорсткості заготовки. До найбільш нежорстких відносять пустотілі тонкостінні деталі і довгі тонкі вали. Підвищити жорсткість пустотілої деталі можна за рахунок заливки у внутрішні порожнини розплавленого легкоплавкого металу (наприклад, свинцю), а збільшити жорсткість довгомірних валів шляхом використання люнетів. Дані способи не позбавлені недоліків, наприклад, при погрішності форми заготовки люнет вносить похибку у форму готової деталі, а заливка легкоплавким металом вимагає додаткового устаткування і витрат енергії та матеріалів [3].

Ще одним способом збільшення жорсткості системи є використання демпферів. Відповідно до принципу дії демпферів для отримання високої ефективності їх слід розташовувати в тих місцях, де амплітуда вібрацій найбільша. Існує безліч конструкцій демпферів для різних умов застосування. З усього різноманіття конструкцій можна виділити два основних типи – активні та пасивні. Застосування пасивних демпферів не підвищує стійкості процесу різання, а лише сприяє поглинанню енергії коливань. При точінні, наприклад, для згладжування крутильних коливань демпфер встановлюють на патроні токарного верстата. Одним з варіантів



реалізації такого пристрою є застосування розміщеного на патроні (з торцевого боку) стакану, з'єданого з патроном в'язкопружним клеєм.

Усунення крутильних коливань в системі шпindel – заготовка можливо здійснювати також, встановлюючи демпфувальний пристрій в кінематичний ланцюг приводу головного руху. Як демпфуючий пристрій можна використовувати, наприклад, багатошарові зубчасті колеса, які забезпечують більшу компактність в порівнянні з іншими конструкціями аналогічних демпферів. При цьому демпфування системи визначається не всім кінематичним ланцюгом, а тільки частиною близькою до шпинделя [4], в межах двох – трьох валів. У процесі обробки різанням також відбуваються поздовжні та згинальні коливання заготовки, що викликають осьові, згинальні і обертальні переміщення її кінця (при консольному закріпленні). В якості демпфера таких коливань використовується патрон з кулачками, які оснащені приклеєними накладками.

Використання пасивних демпферів обмежує область їх застосування, в основному, масовим виробництвом у зв'язку з тим, що при виготовленні великої кількості однакових деталей діапазон виникаючих при цьому вібрацій досить вузький і пасивні демпфери досить надійно розсіюють енергію коливань. Але в умовах одиничного виробництва застосування пасивних демпферів стає неефективним, так як зміна типів деталей відбувається часто, і частоти вібрацій у рівних типів деталей можуть сильно відрізнятися.

Активні демпфери більш ефективні. Їх дія заснована на створенні протифазної вібрації сили за допомогою різних джерел коливань. Джерелами коливань можуть служити електричні, гідравлічні та пневматичні перетворювачі. Система управління активно демпфера дозволяє змінювати частоту протифазної сили в досить широких межах, що дозволяє значно розширити область застосування даних пристроїв, але застосування даного виду демпферів обмежується їх надмірною складністю, високою вартістю і збільшенням споживання електроенергії.

Збільшення віброгасіння можна домогтися шляхом застосування методу конструктивного демпфування, заснованого на використанні матеріалів, що мають високий рівень розсіювання коливальної енергії. Застосування спеціального інструменту з підвищеними дисипативними властивостями також дозволяє знизити рівень вібрацій в технологічній системі верстата. Розробці даного виду інструментів присвячено багато робіт [2,5].

Метод конструктивного демпфування стосовно різців найбільш просто реалізується при переході від цільної до багатошарової державки, мають чергуватись в'язкопружні і пружні шари. Однак, дана конструкція забезпечує оптимальне гасіння коливань тільки високої частоти. Для усунення даного недоліку була розроблена державка з складовим в'язкопружним шаром. В якості складового шару використовуються шари клею і матеріалу який має



модуль зсуву в 30-100 разів нижче модуля зсуву клею. Аналогічними демпфуючими можливостями володіють державки, оснащені пружинними розрізними кільцями.

Поряд з конструктивним демпфуванням використовуються інструменти, виготовлені з матеріалу з високим ступенем дисипації. Такими матеріалами можуть бути як дорогі нержавіючі, жароміцні, жаростійкі сталі, що відносяться до аустенітного класу, так і нетрадиційні дешеві матеріали, такі як бетон, бетонополімер і т.д. Однак при всіх своїх перевагах спеціальний інструмент мало поширений, значно коштовний, і не завжди дозволяє знизити коливання до прийняттого рівня, так як поглинає лише частину енергії коливань.

Ще одним можливим способом підвищення вібростійкості є створення умов стабілізації процесу різання. Одним з варіантів є раціональний вибір геометрії інструменту, який дозволяє забезпечити усунення елементності та наростоутворення. Інший спосіб - оптимізація режимів різання. У багатьох випадках на практиці зміна швидкості різання виявляється одним з простих і ефективних способів усунення вібрацій. Вплив подачі залежить від діапазону швидкостей, в якому ведеться обробка, і може виражатися в підвищенні або зниженні вібростійкості при збільшенні подачі. Пояснюється це специфікою сукупного впливу швидкості, властивостей оброблюваного матеріалу і геометрії зрізаного шару на характеристики процесу різання. Цей спосіб підвищення вібростійкості позитивно позначається на стійкості процесу різання.

На сьогодні є багато методів боротьби із вібрацією, що виникає під час обробки металів різанням, але жоден з цих методів неможна назвати оптимальним.

Література

1. *Режимы резания металлов. Справочник. Изд. 3-е, переработанное и дополненное. М., «Машиностроение», 1972.*
2. *Амосов И.С. Осциллографические исследования автоколебаний при резании металлов. Сборник «Точность механической обработки и пути ее повышения», -М., Машгиз, 1951.*
3. *Васин Л. А. Комплексное проектирование безвибрационного процесса токарной обработки на основе динамических характеристик элементов технологической системы. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Тула 1994.*
4. *Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. - Л.:Машиностроение, 1986. 179с.*
5. *Новіцький Я.М., Новіцький Ю. Я. Перспективи використання конструкційного демпфування для зменшення амплітуди автоколивань у процесі різання металів. // Львів. Вісник НУ «Львівська політехніка» «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів» №838. 2016. – С.79-84.*



КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ У ДЕРЕВОПИЛЬНИХ РАМАХ ГОЛОВНОГО МЕХАНІЗМУ З КОРБОЮ ЗМІННОЇ ДОВЖИНИ

Пасіка В.Р., д.т.н., професор, Новіцький Я.М., к.т.н., доцент
Національний університет "Львівська політехніка"

Для зрівноваження важільних механізмів довільної структури необхідно, щоб центр мас механізму під час руху весь час знаходився на стояку (був нерухомим). За рахунок поступального руху повзуна у корбо-поковзневому механізмі (КПМ) такого отримати неможливо. З літературних джерел відомі різноманітні схеми, які дозволяють зрівноважити незрівноважену масу поковзня. Це так звані кососиметричні КПМ, механізми з противагами, з певно-, гідро- чи електро-регулюванням руху поковзня. Недоліком цих механізмів є громіздкість, необхідність додаткового джерела енергії. Оскільки КПМ є головними механізмами багатьох технологічних машин, то питання зрівноваження – це питання підвищення їх продуктивності.

В даній праці на прикладі головного механізму двоповерхової колодопильної рами визначаємо силові навантаження в кінематичних парах і проводимо порівняльний аналіз зрівноважувального моменту і реакції на корінному валу корби для вихідного і удосконаленого механізмів.

Структурна схема комбінованого КПМ з паралельними пружинами наведена на рис. 1.

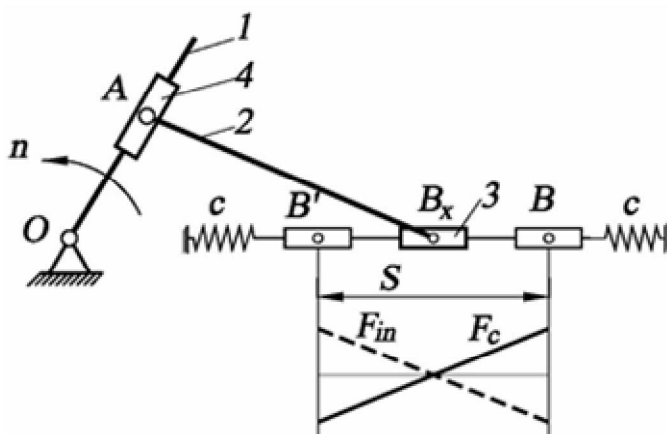


Рис. 1. Структурна схема комбінованого КПМ з паралельними пружинами

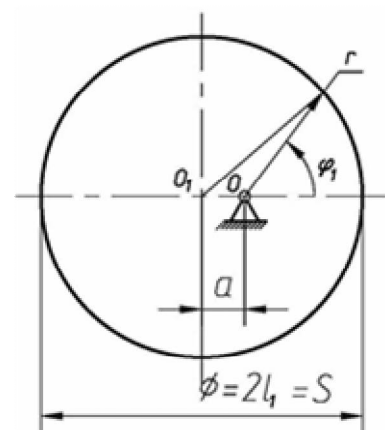


Рис. 2. До визначення радіус-вектора кулачка

В роботі [1] синтезовано такий профіль нерухомого кулачка, при якому рух поковзня 3 відбувається за косинусоїдним законом. У такому разі залежність пришвидшення від переміщення поковзня є лінійною. До того ж сила інерції поковзня і сила пружності пружин завжди знаходяться у протифазі, що і забезпечує повне зрівноваження маси поковзня. Синтезований в роботі [3]



профіль кулачка з великою ймовірністю є колом, центр O якого зміщений від осі обертання корби вліво на величину $a=0,0365 \cdot S$ а діаметр дорівнює ходу S (рис. 2).

Спочатку вивчимо на скільки синтезований профіль кулачка забезпечує косинусоїдний закон руху поковзця 3. Для цього визначаємо з рис. 2 радіус-вектор кулачка

$$r = -a \cos(\varphi_1) + \sqrt{l_1^2 - [a \sin(\varphi_1)]^2}, \quad (1)$$

де l_1 – початкова довжина корби.

За результатами робіт [2, 3] визначаємо кінематичні характеристики поковзця 3.

На рис. 3 наведено відносну похибку між синтезованим пришвидженням поковзця a_B і вихідним косинусоїдним законом. Як бачимо, похибка не перевищує одного відсотка, що вказує на коректність проведеного синтезу та аналізу.

Отже, радіус-вектор нерухомого кулачка, який обчислюємо за (1), забезпечує косинусоїдний ЗПР поковзця 3.

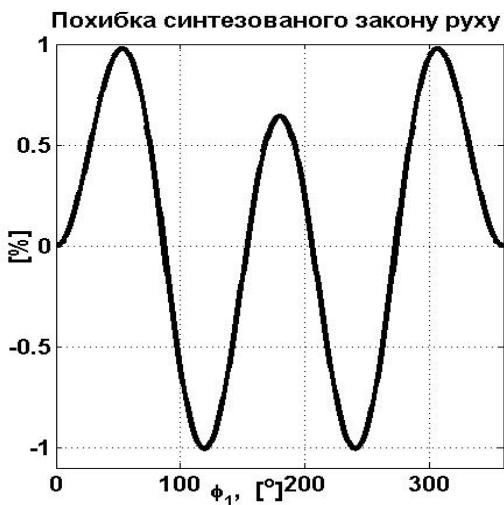


Рис. 3. Відносна похибка між синтезованим законом руху поковзця і вихідним косинусоїдним

Тепер визначимо зусилля, які виникають в кінематичних парах методом кінетостатики. При цьому використовуємо аналітичні залежності з [4].

Коректність проведених досліджень перевіримо, обчисливши зрівноважений момент методом балансу потужностей.

Порівняльний аналіз проведемо для головного механізму двоповерхової колодопильчої рами типу 2Р63-1(2) з такими характеристиками:

$$n_K = 320 \text{ хв}^{-1}, \quad l_1 = 0,3 \text{ м}, \quad l_2 = 2 \text{ м}, \quad m_{III} = 150 \text{ кг},$$

$$m_{II} = 600 \text{ кг}, \quad I_{S_2} = 0,5 \text{ кгм}^2.$$

За результатами проведеного синтезу отримано синтезовану довжину гонка $l_{2s} = 2,0219$ м. Ця довжина гонка і круг, як профіль нерухомого кулачка, забезпечують косинусоїдний закон руху поковзця 3, з яким жорстко з'єднана пилкова рамка.

На рис. 6а наведено зміну зрівноважуючого моменту на валу корби для двох механізмів протягом одного циклу. Як бачимо, амплітуда коливань суттєво зменшилась і для чотирьох екстремумів зрівноважуючого моменту коефіцієнт динамічності становить $n_D = [6,2 \ 7,55 \ 8,13 \ 6,42]$. Якщо взяти



відношення за модулем середніх значень, то "середній" коефіцієнт динамічності $k_D = 6,77$. Можна стверджувати, що нерівномірність руху головного вала в удосконаленому механізмі буде значно менша. Зменшиться в рази і потужність приводу. Однак про величину зменшення можна буде з впевненістю говорити лише після проведення динамічного синтезу і визначення закону руху корби з приводом від електродвигуна.

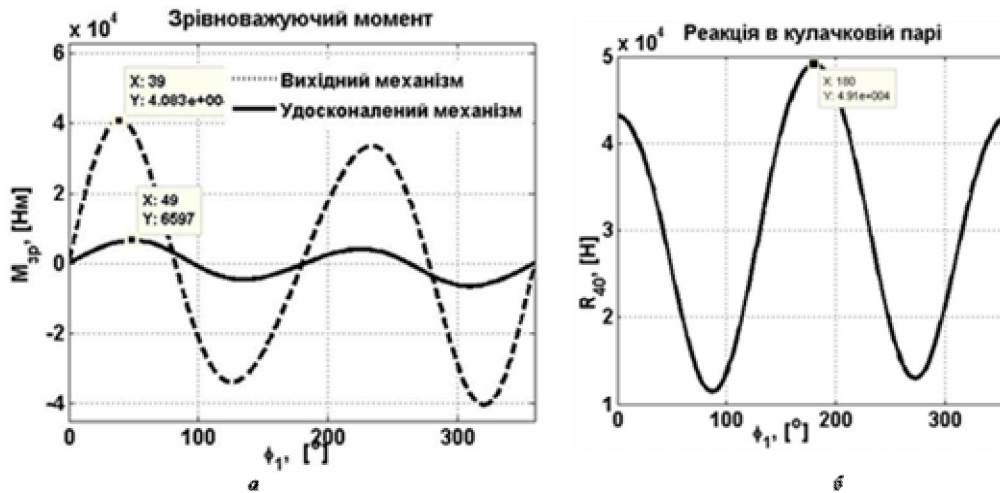


Рис. 6.
а – порівняння зрівноважуючих моментів
б – реакція в кулачковій парі

Реакція, яка передається на кулачок від ролика наведена на рис. 6б. Ця сила діє як в опорі O , так і в пальці A . На перший погляд це значна сила (досягає майже 50 кН). Проте, як показали попередні конструкторсько-технологічні опрацювання конструктивної схеми КМП із наведеними вище робочими параметрами, існує цілком реальна можливість сконструювати працездатну кулачкову пару із отриманим навантаженням.

Висновки. Уведення в корбо-поковзневий механізм механічної зрівноважувальної системи уможливило:

- зменшити середній коефіцієнт динамічності у 6,77 рази, що призведе до суттєвого зменшення потужності приводу;
- зменшити силу тиску корби на фундамент і тим самим зменшити масо-габаритні розміри як фундаменту так і корби;
- зменшити вібраційно-акустичний вплив на довкілля.

Література

1. Пасіка В.Р. Динамічне зрівноваження маси поковзня у корбо-поковзневому механізмі / В.Р. Пасіка, Є.В. Харченко, Н.О. Гембара // Матеріали Всеукраїнської н/т конференції "Механіка машин – основна складова прикладної механіки". –Дніпро-2017, 11-13 квітня, частина 1. –С.142-144.
2. Пасіка В.Р. Кінематика кривошипів змінної довжини / В.Р. Пасіка // Наукові записки УАД. –2002. – Вип. 5. –С.22-25.
3. Пасіка В.Р. Кінематика важільних механізмів з групами Ассура I і II видів / В.Р. Пасіка // Наукові записки. -2001. -Вип. 3. -С.12-16.
4. Пасіка В.Р. Аналітичний метод планів у кінестатичному аналізі важільних механізмів II класу / В.Р. Пасіка // Поліграфія і видавнича справа. -2002. -№38. -С.43-62.



НЕЗАЛЕЖНА АКРЕДИТАЦІЯ ІНЖЕНЕРНИХ ПРОГРАМ ЯК ПРОЦЕС ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Пасічник В.А., д.т.н., професор

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Проведення діяльності вищих навчальних закладів в Україні та у багатьох країнах світу регламентується та контролюється державою. Дві основні процедури, які супроводжують цей процес, – ліцензування та акредитація. Результатом ліцензування є право ВНЗ реалізовувати освітню діяльність у сфері вищої освіти, претендувати на державне фінансування. Результатом акредитації є підтвердження заявлених при акредитації зобов'язань на базі оцінки результатів навчання за певним освітнім рівнем. Процедури ліцензування та акредитації є обов'язковими для ВНЗ всіх форм власності. Акредитація є періодичною і має чітку спрямованість на кінцевий позитивний результат. Негативний результат з акредитації означає припинення освітньої діяльності за спеціальністю, яка не відповідає встановленим державою вимогам. Зазначимо, що оцінка з акредитації ґрунтується на низці формальних показників з визначенням їх рівня для кожного освітнього рівня.

В той же час в Європі досить поширеною є практика незалежної акредитації, яка не підмінює собою державну акредитацію, а є її доволі органічним доповненням. Однією із найвідоміших європейських структур з незалежної акредитації інженерних програм є ENAEE (European Network for Accreditation of Engineering Education, <http://www.enaee.eu/>). Основна місія ENAEE полягає у сприянні розвитку інженерних програм, тобто заохоченню та підтримувannya вдосконалення і навчання через акредитацію та сприяння впровадженню нових методів навчання. Для розробників програм реальною перевагою є сам процес акредитації: процес самооцінювання та звіт є інструментом ефективного аналізу сильних та слабких сторін програми. Підтвердженням акредитації відповідної інженерної програми є видача сертифікату EUR-ACE® label одним із авторизованих центрів. Перелік акредитованих освітніх програм можна переглянути на сайті - <http://eurace.enaee.eu/node/163>).

Стратегія ENAEE визначає, що зміни у національних нормативних актах роблять акредитацію програми скоріше необов'язковою, ніж обов'язковою. Тому система акредитації EUR-ACE вступає в нову еру, вона повинна продемонструвати, що переваги для кінцевих користувачів та всього інженерного співтовариства перевищують витрати у часі та людські ресурси. ENAEE має бути ефективною платформою, в якій агентства та університети обмінюються найкращими практиками та досвідом забезпечення якості інженерної освіти.



ЕНАЕЕ це структура, яка охоплює значну кількість незалежних національних агенцій забезпечення якості вищої інженерної освіти. Повноправними членами ЕНАЕЕ є Європейська асоціація професійних інженерів FEANI (<https://www.feani.org/>) та низка національних агенцій з Великої Британії – Engineering Council (<http://www.engc.org.uk>); з ФРН – СТИ (<http://www.cti-commission.fr>); з Німеччини – ASIIN (<https://www.asiin.de/de/>); з Португалії – Ordem Dos Engenheiros (<http://www.ordemosengenheiros.pt>); з Італії – CoPI (<http://www.confresing.it>), UNIFI (<http://www.unifi.it>) та QUACING (<http://www.quacing.it>), з Ірландії – Engineers Ireland (<http://www.engineersireland.ie>); з Росії – АЕЕР (<http://aeer.ru>); з Данії – IDA (<http://www.ida.dk>); з Туреччини – MÜDEK (<http://www.mudek.org.tr>); з Іспанії – ІЕ (<http://www.iies.es>) та ANECA (www.aneca.es); з Румунії – ARACIS (<http://www.aracis.ro>); з Фінляндії – ТЕК (<http://www.tek.fi>) та FINEEC (<http://karvi.fi/en/>); зі Швейцарії – ААQ (<http://aaq.ch>); з Польщі – КАУТ (<http://www.kaut.agh.edu.pl>); зі Словаччини – ZSVTS (<http://www.zsvts.sk>); з Казахстану – KazSEE (<http://kazsee.kz/>). Крім того, асоційованими членами є: з Бельгії – SEFI (<http://www.sefi.be>); з Австрії – IGIP (<http://www.igip.org>). З 2017 року асоційованим членом ЕНАЕЕ став український Центр незалежної акредитації інженерних програм (СІАЕР). Таким чином і Україна приєднується до європейської практики незалежної акредитації інженерних програм задля забезпечення їх якості, відповідності вимогам ринку інженерної праці та підвищенню конкурентоспроможності випускників інженерних освітніх програм.



ОБРОБЛЕННЯ ОТВОРУ СТУПІНЧАСТИМ ІНСТРУМЕНТОМ ЗІ ЗМІННОЮ НАПРЯМКУ ПОДАЧІ

Пасічник В.А. д.т.н., професор, Степаненко С.О. аспірант

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Полімерні композиційні матеріали (ПКМ) завдяки комплексу високих механічних властивостей широко застосовуються в багатьох галузях виробництва, зокрема авіабудуванні, автомобілебудуванні, виробництві спортивного знаряддя тощо. Не дивлячись на те, що на етапі формування форма заготовки наближається до форми готового виробу, уникнути повністю механічної обробки ПКМ неможливо. Найбільш поширеною операцією механічної обробки ПКМ є свердління отворів під болтові, клепальні та інші з'єднання [1].

Під час оброблення отворів у деталях з ПКМ виникає ряд дефектів, зокрема ворсистість та викришування кромки отвору, розшарування матеріалу на вході та на виході інструменту з отвору, висока шорсткість, деструкція поверхневого шару та ін. [2].

Позитивні результати щодо якості оброблення були отримані з використанням комбінованих свердел, у яких різальна частина є ступінчастою. При використанні комбінованих інструментів фактично відбувається свердління та розсвердлювання отвору [3].

Таким чином для подальшого покращення якості обробленої поверхні ПКМ будемо розглядати комбінований інструмент.

Метою даної роботи є підвищення якості механічного оброблення отворів у полімерних композиційних матеріалах (ПКМ) за рахунок удосконалення конструкції комбінованого різального інструмента.

Як встановлено у багатьох роботах, причиною розшарування під час свердління ПКМ є осьова сила, що визначається геометрією інструменту, подачею та ступенем зношення різальних кромки. Для зниження осьової сили було запропоновано низку конструктивних удосконалень свердел [2].

Розглянемо можливі схеми обробки отворів за допомогою ступінчастого інструмента (рис.1).

Недоліком схеми (рис.1, а) є складність отримання якісної поверхні на виході інструменту з оброблюваної заготовки

Схема обробки (рис.1, б) описана в статті [2, с. 98]. Недоліком такої схеми є певна складність та необхідність застосування різальної втулки.

Два варіанта застосування схеми (рис.1, в) оброблення отвору ступінчастим інструментом зі змінною напрямку подачі:



- Остаточний отвір діаметром D_2 з початку обробляється від верхнього торця до середини заготовки а потім від нижнього торця назустріч до середини заготовки до повного формування отвору.

- Остаточний отвір діаметром D_2 обробляється одночасно двома групами зубів, одна група працює від верхнього торця заготовки донизу, а друга від нижнього торця вгору [4].

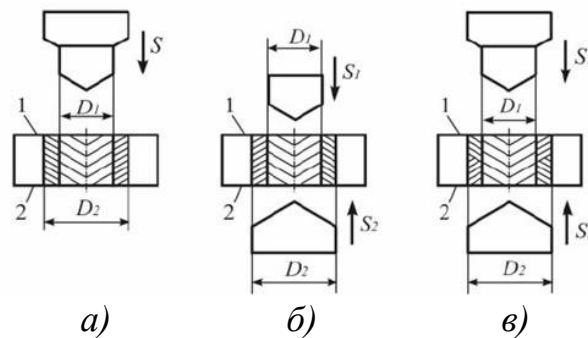


Рис. 1 - Схема обробки отворів: 1 – вхідна поверхня заготовки; 2 – вихідна поверхня заготовки; а) – схема оброблення отвору ступінчастим інструментом при постійній подачі; б) – схема оброблення отвору зі змінною напрямком подачі; в) – схема оброблення отвору ступінчастим інструментом зі змінною напрямку подачі [2].

У ході вивчення даних проблем при обробленні отворів у деталях з ПКМ було розглянуто два варіанта застосовування схеми оброблення отвору ступінчастим інструментом зі змінною напрямку подачі.

Переваги схеми. Відсутній вихід інструмента з заготовки на робочій подачі. Оскільки завершення обробки відбувається в середині заготовки.

Недолік першого варіанту схеми. Більший виліт інструмента за границі заготовки.

Недолік другого варіанту схеми. Інструмент має складну конструкцію.

Література:

1. Тези доповідей загальноуніверситетської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки. Секція "Машинобудування", підсекція "Інтегровані технології машинобудування" / Укладач Вовк В.В., Воробійов С.П. – К: НТУУ "КПІ", 2015. – 117 с.
2. Буланов И.М., Воробей В.В. Технология ракетных и аэрокосмических конструкций из композиционных материалов: Учеб. Для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. 516 с. ISBN 5-7038-1319-0.
3. Патент на корисну модель UA 77455 МПК В23В 51/08 (2006.01), Опубл. 11.02.2013, Бюл. 3. Пристрій для обробки отворів у композитах. Адаменко Ю.І., Бесарабець Ю.І., Корбут Є.В., Грабівський О.В.
4. Патент на винахід UA 115299 С2 МПК В23В 51/08 (2006.01), Опубл. 10.10.2017, Бюл. №19. Комбіноване свердло з обгінною муфтою осьового ходу. Адаменко Ю.І., Бесарабець Ю.Й., Пасічник В.А., Степаненко С.О.



КОМПОНОВКА МОБИЛЬНЫХ СТАНКОВ ДЛЯ РЕМОНТА НЕДЕМОНТИРУЕМЫХ УЗЛОВ ТУРБОАГРЕГАТОВ

¹Пермяков О.А., *д.т.н., профессор*, ²Ищенко М.Г., *главный технолог*,
¹Шепелев Д.К., *магистрант*

¹Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

²ПАО «Турбоатом», г.Харьков

Актуальной производственной задачей завода «Турбоатом» является ремонт деталей и узлов эксплуатируемых в Украине и за рубежом турбоагрегатов. Нецелесообразность, а иногда и техническая невозможность демонтажа крупногабаритных деталей делает невозможным их текущий ремонт в условиях завода. В этом случае эффективным и единственно возможным является использование мобильного портативного технологического оборудования для механической обработки восстановленных и присоединительных поверхностей недемонтируемых крупногабаритных деталей и узлов турбоагрегатов

Значительным вкладом в развитие теории компоновок металлорежущих станков является работа Ю.Д.Врагова [1]. Он предложил представлять компоновку станка как структуру блоков: одного стационарного и нескольких подвижных, разделенных линейными или круговыми направляющими. Понятие о блочной структуре станка и способах сопряжения блоков позволяет обозначать любую компоновку с помощью структурных формул. Для описания пространственной компоновки и возможности использования математического аппарата в структурных формулах используют систему обозначений осей координат, отвечающую рекомендациям ИСО. Структурная формула компоновки – это определенная последовательность символов, обозначающих блоки компоновки, раскрывающая координатную принадлежность и способ сопряжения блоков. Примеры структурных формул компоновок станков [1] приведены в таблице 1.

Таблица 1

Примеры структурных формул компоновок станков

Станок	Структурная формула	Пояснения
Вертикальный косолюбно-фрезерный	$XYZO\hat{C}_v$	X – стол, Y – салазки, Z – консоль, O – станина, \hat{C}_v – вертикальный шпиндель
Токарный	$COZXbWd$	C – шпиндель, O – станина, Z – продольный суппорт, X – поперечные салазки, b – поворотные салазки, W – задняя бабка, d – поворотная резцедержавка



Структурные формулы могут иметь различные ступени уточнения. Предложенный способ обозначения компоновок станков структурными формулами и предложенный на их основе метод структурного анализа позволил Ю.Д.Врагову досконально рассмотреть особенности и принципы построения компоновок многооперационных станков. Очевидно данный подход возможно применить для структурного анализа и синтеза компоновок металлорежущего оборудования для ремонта недемонтируемых крупногабаритных деталей и узлов турбоагрегатов. Особенностью таких станков является мобильность или возможность их использования по месту службы ремонтируемой машины, а также то, что роль стационарного блока (станины) станка может выполнить сама ремонтируемая деталь.

Ниже приведен пример реализованной компоновки мобильного портативного станка для фрезерования паза под уплотнительный шнур в нижнем кольце направляющего аппарата гидротурбины Кременчугской ГЭС. Станок опорой поз. 1 устанавливается центрирующими выступами в отверстия $\text{Ø}280\text{A}$, центрируется относительно оси фрезеруемого паза, размеченной на нижнем кольце направляющего аппарата и закрепляется.

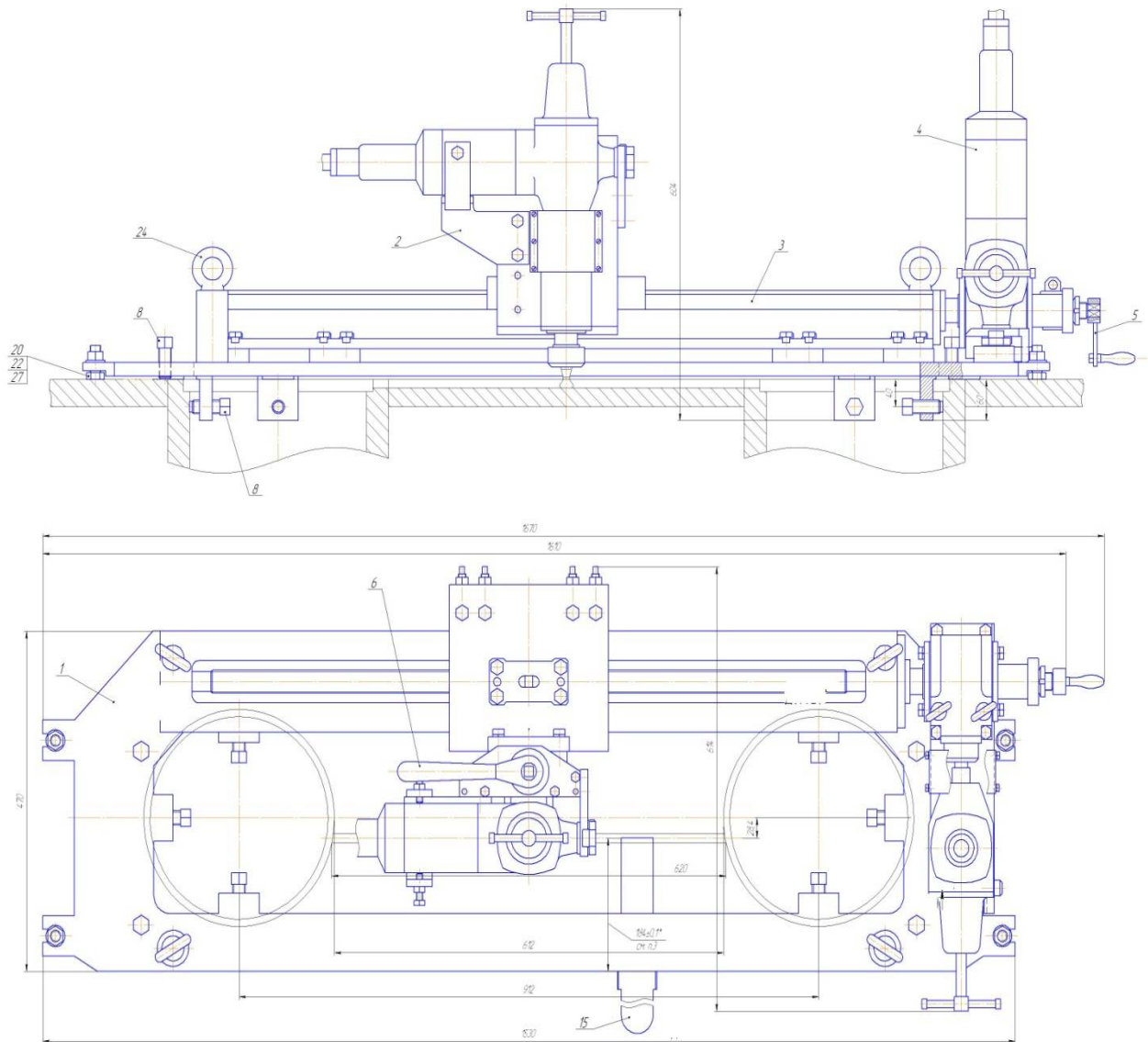


Рис. 1 – Компонівка OXZCу портативного станка для обработки паза

Література:

1. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков: (Основы компонентики) – М.:Машиностроение, 1978. – 208 с.



АКТУАЛЬНОСТЬ ДИФФЕРЕНЦИРОВАННОГО И КОМПЛЕКСНОГО ПРОГНОЗИРОВАНИЯ В УСЛОВИЯХ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ КРУПНОМОДУЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

¹Пермяков А.А., *д.т.н., профессор*, ¹Шелковой А.Н., *д.т.н., профессор*,
¹Клочко А.А., *д.т.н., профессор*, ²Охрименко А.А., *д.т.н., доцент*,
¹Гасанов М.И. *к.т.н., доцент*

¹*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»*

²*Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»*

Повышение технического уровня тяжелых машин и его сохранение в течение заданного периода эксплуатации и послеремонтного цикла являются актуальнейшими задачами современного машиностроения. Решение такой задачи в значительной степени определяется уровнем технологического оснащения при интенсивной и высококачественной обработке ответственных крупногабаритных зубчатых колес и зубчатых венцов диаметром до 15000мм, модулем от 16мм до 65мм рудоразмельных мельниц типа ММС 70 23, роторных дробилок СМД 75а, поворотных платформ экскаваторов, шагающих экскаваторов, подъемных шахтных машин, прокатных станов, сталелитейных разливочных машин, тяжелонагруженных редукторов,.

В тяжело нагруженных машин в качестве приводов используются передаточные механизмы, содержащие зубчатые передачи, степень совершенства которых в значительной мере определяет стоимость и эксплуатационные характеристики промышленного оборудования.

Оценка долговечности крупногабаритных зубчатых передач по исходным параметрам эвольвентных профилей зубьев без учета технологического обеспечения параметров состояния поверхностного слоя зубчатых колес и восстановленных крупногабаритных зубчатых венцов является весьма приближенной не отражает того факта, что из-за износа зубьев форма профиля становится отличной от исходной эвольвентной поверхности, в результате чего изменяются нагрузочно-кинематические параметры контакта, которые, в свою очередь, интенсивно изменяют процесс изнашивания и форму профилей зубьев по линии контакта и в поперечном сечении.

Общая имитационная модель формирования и прогнозирования интермиттенции в результате износа формы рабочей поверхности зубьев направлена на разработку средств дифференцированного и комплексного технологического обеспечения эксплуатационных свойств поверхностей крупномодульных зубчатых колес при помощи системной оптимизации и



позволяет научно обосновать изменения качественных характеристик крупногабаритных зубчатых передач в зависимости от времени их эксплуатации, являются актуальными и соответствуют требованиям научно-технического прогресса современного машиностроения [Ошибка! Источник ссылки не найден.].

Новый подход прогнозирования погрешностей механической обработки зубчатых колес, базирующийся на принципах суперпозиции, векторном характере составляющих погрешности и методе статистического математического моделирования основывается на методе Монте – Карло.

Отличием реального формообразования от номинального (идеального) является наличие отклонений параметров состояния поверхностного слоя крупногабаритных зубчатых колес реальных профилей от номинальных. Основными конечными задачами, которые должны быть решены при исследовании закономерностей реального формообразования, являются задачи прогнозирования с заданной достоверностью возникающих погрешностей, а также задачи управления, в том числе оптимального этими погрешностями.

Отклонение параметров состояния поверхностного слоя крупногабаритных зубчатых колес, рассматриваются как геометрические погрешности изготовления зубчатых колес [Ошибка! Источник ссылки не найден.], так и качественное состояние поверхностного слоя с уровнем обеспечения точности и качества не ниже, чем требуемая.

Анализ механизмов формирования погрешностей крупногабаритных зубчатых колес свидетельствует о том, что элементарные погрешности технологических систем операций зубообработки характеризуются случайными числовыми характеристиками, определяющими величину и характер вхождения в соответствующие комплексные составляющие, которые, в свою очередь, взаимодействуя между собой, определяют исследуемые погрешности крупногабаритных зубчатых колес.

Так как исследуемые погрешности обработки возникают в результате воздействия ряда случайных факторов, характеристики которых, в зависимости от уровня сложности структурного строения погрешностей, являются величинами или функциями, носящими случайный характер проявления, их определение возможно с использованием методов теории вероятностей [4].

В соответствии с этим, для решения данной задачи, с целью повышения объективности получаемой информации, экономии временных и материальных затрат, наиболее целесообразным представляется применение методики статистического моделирования (метода Монте – Карло). Разработана общая модель формирования крупногабаритных зубчатых колес при механической обработке.

Пространственные же множества образуются по принципу суперпозиции в результате имитационного суммирования векторов элементарных составляющих технологических погрешностей и состояния поверхностного



слоя контактируемых эвольвентных поверхностей.

Расчетная схема статистического моделирования стохастической модели формирования профиля зуба колеса при изготовлении и восстановлении разбивается на три вида: погрешности, сдвигающие профиль зуба крупномодульного зубчатого колеса в плоскости обработки и тем самым создающие геометрический перекося плоскости обработки и отклонение параметров поверхностного слоя, проворачивающие плоскость обработки и создающие комплексный параметр состояния поверхностного слоя зубчатого колеса.

Выполненные исследования позволяют прогнозировать формы профиля зуба и, соответственно, характеристик (качества работы зубчатых передач тяжело-нагруженных машин на основе расширенной теории изнашивания зубьев крупногабаритных зубчатых колес, базирующейся на учете контактного и меняющегося равновесия с учетом технологического обеспечения параметров состояния поверхностного слоя зубьев, интермиттенции в результате износа формы рабочей поверхности зубьев, нагрузочно-кинематическими параметрами контакта (усилие контактного взаимодействия, скорость скольжения, скорость трения-качения), определяющих износ, от времени эксплуатации передачи с обеспечением контакта каждого зуба ведущей шестерни с каждым зубом ведомого колеса в определенной последовательности, что дополнительно стабилизирует и значительно уменьшает отклонение формы зуба в поперечном и продольном сечениях.

Литература.

1. *Имитационное моделирование в задачах машиностроительного производства в 2-х томах, Т. 2: учеб. пособие / А.В. Беловол, А.А. Клочко, Е.В. Набока, А.О. Скоркин, А.Н. Шелковой. под редакцией А.Н. Шелкового //* Х.: НТУ «ХПИ», 2016. □ 323 с. □ На русском языке. ISBN 978-966-593-749-4.
2. *Сулов А.Г. Общие принципы моделирования оптимального управления параметрами точности, качества и производительности зубообработки закаленных крупномодульных зубчатых колес / А.Г. Сулов, А.А. Клочко // Проблемы проектирования и автоматизации в машиностроении – 2016: сборник научных трудов [Текст] / Научно-производственный кооператив «ОНИКС». – Ирбит: НПК «ОНИКС», 2016. – С. 105–119. ISBN 978-5-906703-10-1, УДК 621, ББК 39.3, П 68.*
3. *Функциональные аспекты имитационного математического моделирования геометрических параметров процесса зубофрезерования / О.М. Шелковий, О.О. Клочко, М.І. Гасанов, Д.О. Кравченко, О.О. Анциферова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Технології машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 26 (1248). – С. 66–74. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-004X.*
4. *Клочко А.А. Исследование процесса скоростного зубофрезерования закаленных цилиндрических зубчатых колес абразивным инструментом / А.А. Клочко, О.А. Анциферова, В.В. Герасим // Всеукраїнська наукова конференція «Розвиток прикладної науки, освіти та студентського самоврядування на Буковині» (26-27 травня 2017 р., м. Чернівці) : матеріали конф. - Харків: НТУ «ХПІ», 2017. –С. 36–38. – ISBN 978-617-05-0241.*



ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПОХИБОК ВИГОТОВЛЕННЯ БУРОВОГО ДОЛОТА І БУРИЛЬНОЇ ТРУБИ НА РОБОТУ ДОЛОТА

Пригоровська Т.О., асистент, Роп'як Л. Я., к.т.н., с.н.с., доц.

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Безопорні долота з полікристалічними алмазно-твердосплавними різцями (PDC), останнім часом, широко використовуються для буріння нафтових і газових свердловин. Долота оснащені PDC-різцями є більш зносостійкими; не мають вузла підшипникової опори та рухомих елементів у конструкції, що підвищує надійність роботи інструменту та зменшує кількість спуско-підйомних операцій при будівництві свердловин. Вказані долота забезпечують вищу механічну швидкість, що зменшує собівартість 1 м проходки, час до відкриття пласта і забезпечення збереження колекторних властивостей продуктивного горизонту; ремонтпридатності конструкції доліт. Крім цього PDC-долота є динамічно нестабільними. Ця нестабільність, яка отримала назву "вихрового спотворення" траєкторії руху долота при його роботі, є основною причиною нерівномірного зношування та передчасного виходу з ладу, погіршення робочих параметрів алмазних доліт, яка виникає за рахунок похибок виготовлення долота і колони бурових труб.

Показниками, що характеризують вихровий рух інструменту, є величина відхилення осі долота від осі свердловини ρ , мм та кут між осями долота і свердловини α , град.

Показники роботи інструменту в значній мірі визначаються точністю виготовлення та складання з'єднання «долото – бурильна труба». Так, при складанні такого з'єднання можливі перекошування та відхилення осей колони бурильних труб і долота. Проаналізуємо вплив величини неспіввісності осей долота і колони бурильних труб ρ_0 та початкового кута закручування перерізу долота θ_0 , (що чисельно рівний початковому куту перекошу між осями долота і свердловини α) на величину відхилення осі долота від осі свердловини $\rho(z)$ та кут між осями долота і свердловини α відповідно.

Розрахункова схема показана на рисунку 1. Для моделювання відхилення осі долота від осі свердловини $\rho(z)$ під дією прикладених сил і моментів використаємо рівняння пружної лінії:

$$\frac{\rho''(z)}{[1 + \rho'(z)^{3/2}]} = \pm \frac{\sum M_{ij}}{EJ} \quad (1)$$

або у спрощеному вигляді:

$$\rho(z) = \rho_0 + \theta_0 z + \frac{1}{EJ_z} \left(M_0 \cdot \frac{(z-a)^2}{2} + Q_0 \cdot \frac{(z-b)^3}{3!} + \sum_0^l R_{ij} \cdot \frac{(z-c)^4}{4!} \right), \quad (2)$$



де $\rho(z)$ – величина відхилення осі долота від осі свердловини (биття) для заданого перерізу; ρ_0, θ_0 – початкове значення відхилення та початкове значення кута закручування в перерізі відповідно; E – модуль пружності матеріалу інструменту; J_z – момент інерції для аналізованого перерізу; R_{ij} – сили різання з боку вибою, що прикладені до i -того різця, розміщеного на j -ій лопаті; M_0 і Q_0 – величини моменту та реакції, які діють в з’єднанні «долото – труба» відповідно; a, b, c – координати точок прикладання моменту, зосереджених та розподілених сил відповідно відносно приєднаного торця долота.

Відповідно, величина кута закручування бурового інструменту визначається за формулою:

$$\theta = \frac{d\rho(z)}{dz} = \theta_0 + \frac{1}{EJ_z} \left(M_0 \cdot (z-a) + Q_0 \cdot \frac{(z-b)^2}{2} + \sum_0^l q_i \cdot \frac{(z-c)^3}{3!} \right) =$$

$$= \alpha + \frac{1}{EJ_z} \left(M_0 \cdot (z-a) + Q_0 \cdot \frac{(z-b)^2}{2} + \sum_0^l q_i \cdot \frac{(z-c)^3}{3!} \right) \quad (3)$$

Таким чином, початковий кут перекосу між осями долота і свердловини α в точці контакту «вибій – долото» визначається за формулою:

$$\alpha = \arccos \left(\frac{\rho(z)}{l} \right) \quad (4)$$

де l – довжина бурового долота, мм; z – повздовжня координата.

Із формули (2) видно, що похибки виготовлення долота, а саме величина неспіввісності долота і колони бурильних труб ρ_0 в початковий момент часу спричиняє викривлення інструменту і впливає на величину відхилення осі долота від осі свердловини. Кут закручування долота θ_0 відносно вертикальної осі впливає на величину відхилення осі долота від осі свердловини $\rho(z)$.

Так, згідно з ГОСТ 28487–90 передбачена величина допуску для ніпеля і муфти у конічному нарізевому з’єднанні не більше +0,025 мм. За умов максимального допуску на ніпель і муфту нарізевого конічного з’єднання «долото – колона бурильних труб» без врахування сил і моментів, величина відхилення осі долота від осі свердловини $\rho(z)$ для долота діаметром $\varnothing 292,9$ мм і довжиною 550 мм (наприклад, долото ИСМ-АП.292,9-МС) становитиме 6,85 мм на сторону або 2,33 % від величини радіуса долота. В процесі буріння внаслідок прикладеного навантаження та сил руйнування породи, які при цьому виникають, величина відхилення осі долота від осі свердловини зростатиме, тим самим збільшуючи діаметр свердловини відносно діаметра долота і викривлюючи траєкторію свердловини.

Таким чином, для підвищення надійності роботи інструменту та зменшення кількості спускально-піднімальних операцій буріння свердловин та умов роботи бурового інструменту необхідно забезпечувати достатньо високу



точність виготовлення елементів конічної нарізі як колони бурильних труб, так і доліт для забезпечення рівномірного зносу долота.

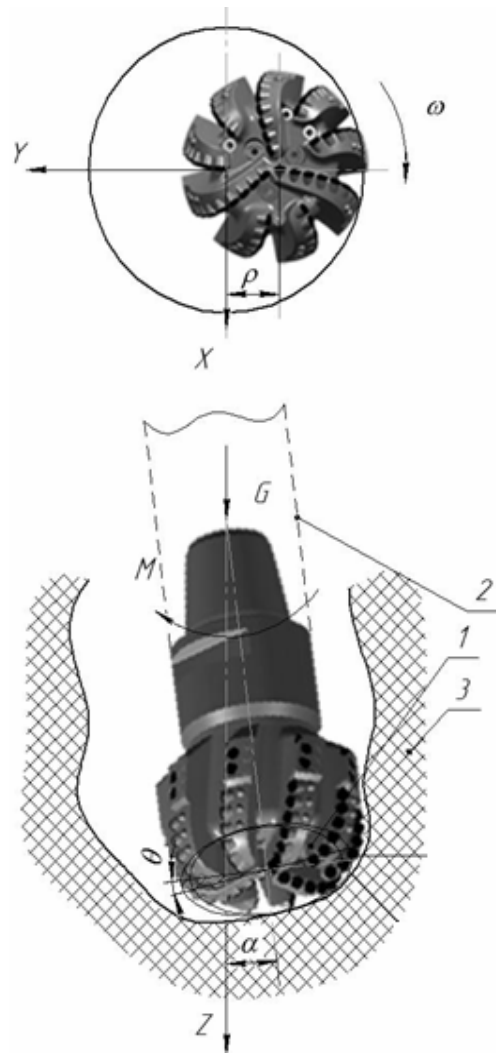


Рис. – Схема взаємодії долота із вибоєм свердловини:
1 – долото, 2 – колона бурильних труб, 3 – вибій свердловини.

Література

1. Песляк Ю.А. Расчет напряжений в колоннах труб нефтяных скважин / Ю.А. Песляк – М.: Недра, 1973. – 217 с.
2. Керимов З. Г. Динамические расчёты бурильной колонны / З.Г.Керимов – М.: Недра, 1970. – 155 с.
3. Гулизаде М.Н. Определение угла скручивания труб в пространственно-искривленной скважине / М.Н. Гулизаде, Л.Я. Сушон, Г.М. Зельманович // Известия вузов. Нефть и газ. – 1968. – № 4. – С. 19-23.
4. ГОСТ 28487–90 Резьба коническая замковая для элементов бурильных колонн. [Текст] - Введ. 1996–03–05. – М. : Изд-во стандартов, 1996. - 27 с. : ил.



ДО ПИТАННЯ РОЗРАХУНКІВ ВІРОГІДНОСТІ ВИНИКНЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ НА ФІНІШНОМУ ФОРМОУТВОРЕННІ ПОВЕРХОНЬ ПРИ ВИКОНАННІ ПРОЦЕСІВ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ

¹Проц Л.А., к.т.н., доцент, ²Лаврінченко В.І., д.т.н., професор,
³Молчанов В.Ф., к.т.н., доцент, Солод В.Ю., к.т.н., доцент,
Хаванський В.М., магістр

¹Інститут електронної фізики НАН України, Ужгород

²Інститут надтвердих матеріалів ім.В.М. Бакуля НАН України, Київ

³Дніпровський державний технічний університет МОН України

Одним з важливих питань розвитку сучасного машинобудування є питання підвищення якості та зниження собівартості продукції. Вдосконалення технологій механічної обробки дає змогу одержувати продукцію з високими вимогами до поверхневого шару деталей. Одним з необхідних складових для виготовлення якісних поверхонь є мастильно-охолоджуючі рідини (МОР), які приймають активну участь в процесах різання. Проте, потрапляння у зону різання твердих продуктів механічної обробки призводить до забруднення МОР, що в свою чергу викликає утворення пошкоджень оброблюваних поверхонь [1]. Таке явище взагалі негативно впливає на формоутворення оброблюваної поверхні, особливо коли мова іде про високі параметри шорсткості та оптичної чистоти для неметалевих монокристалічних деталей [2, 3]. Отже, питання одержання поверхонь деталей високої якості з максимальним зменшенням пошкоджень є достатньо актуальним. А розрахунки вірогідності виникнення пошкоджень поверхонь деталей на фінішних операціях механічної обробки дозволило би покращити якість та зменшити собівартість виготовлення продукції.

Метою досліджень було питання можливості здійснення розрахунків вірогідності виникнення пошкоджень на фінішному формоутворенні поверхонь при виконанні технологічних процесів механічної обробки.

Дане питання розглядалось на базі зв'язку між двома основними висотними параметрами Ra і $Rmax$ і на особливостях формування останнього при абразивній обробці [4, 5].

Для визначення ймовірності потрапляння в зону контакту між інструментом та оброблюваною поверхнею твердих частинок, які заклинюють, пошкоджуючи таким чином поверхневий шар деталей, користувалися методами теорії ймовірності [6, 7].

В результаті виконання роботи було виведено формулу вірогідності потрапляння твердих часток заклинювання у зону фінішної обробки:



$$P_3 = \frac{1}{\sqrt{8\pi^3} \cdot \sigma \cdot \sigma_d} \int_0^{d_{\max}} \left\{ \int_h^{h+\sigma} \frac{1}{d} \exp \left[-\frac{(\ln d - m)^2}{2\sigma^2} \right] dd \cdot \int_{h-d}^h \left[\int_{\frac{d_3}{\sigma_d} t + \frac{d_0}{\sigma_d}}^{\infty} \frac{1}{t} \exp \left(-\frac{t^2}{2} \right) dt \cdot \int_{\frac{\sigma_c}{d_0} \left(1 + \frac{\sigma_d}{d_0} \frac{x}{d_0} \right)}^{\frac{x}{\sigma_c}} \exp \left(-\frac{U^2}{2} \right) dU \right] dx \right\} dh$$

де d - максимальний розмір перетину твердої частинки; m і σ - параметри логарифмічно нормального розподілу, h - розмір твердої частинки заклинювання, 2σ - довжина інтервалу розмірів твердих частинок, на якому відбувається заклинювання.

Аналіз формули показує, що тверда частинка, яка потрапила разом з рідиною в зону контакту, залишає слід-подряпину на поверхні в тому випадку, коли розміри частки рівні або дещо перевищують відстань від поверхні деталі до виступів на поверхні інструменту. Заклинювання твердої частинки розміром h відбудеться в тому випадку, якщо діаметр частинки наближається до розміру h зверху, а відстань між виступаючими вершинами абразивних зерен інструменту і поверхнею деталі буде близьким розміром h , наближаючись до нього знизу.

Також аналіз формули показує, що при шліфуванні на параметр R_{\max} впливають розміри частинок абразивного шламу, їх кількість в МОР та ймовірність заклинювання частинок в зоні контакту. Зі збільшенням цих факторів параметр шорсткості R_{\max} зростає, чим погіршує показники шорсткості оброблюваних поверхонь і оптичної чистоти для неметалевих монокристалічних деталей.

Література:

1. Степанов М., Шумакова Н. Влияние механических примесей, содержащихся в СОЖ, на структуру и микротвердость поверхностного слоя шлифованных деталей // Смазочно-охлаждающие технологические средства в процессе абразивной обработки. – Ульяновск, 1988. – С. 78–84.
2. Лаврінченко В.І., Проць Л.А. Особливості тонкого шліфування монокристалів силініту та евлітіну // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века. - Донецк: ДонГТУ. – 2001. - Т.1. - С. 252 - 256.
3. Лаврінченко В.І., Проць Л.А. Розробка мастильно-охолоджувальних рідин для прецизійної обробки монокристалів парателуриту та тетраборату літію // Сб. докладов Межд. науч.-техн. семинара „Новые материалы и инструменты”. – Киев: АТМ України. – 2005. – С. 60 - 65.
4. Лаврінченко В.І. Шероховатость обработанной поверхности: закономерности формирования и взаимосвязь ее параметров при обработке инструментом из СТМ // Сверхтвердые материалы. – 2003. – № 2. – С. 58–67.
5. Лаврінченко В.І., Проць Л.А. Соотношение между высотными параметрами шероховатости как показатель затратности процесса обработки / В.І. Лаврінченко, Л.А. Проць // Тезисы докладов Научн-практ.конф. [«Размерная стабильность материалов и конструкций оптических и оптико - электронных приборов»] – Красногорск.: – 2014. – 16-17 января С. 95 – 96.
6. Румшинский Л.З. Элементы теории вероятностей. – М.: Наука, 1976. – 240 с.
7. Молчанов В.Ф. Вероятностный подход к образованию шероховатости поверхностей при окончательной обработке. / В.Ф.Молчанов // Системные технологии. – 2001 - № 2 – С.101-110.



ЗАСТОСУВАННЯ CAD СИСТЕМ ПРИ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗРІЗАЄМОГО ШАРУ ПРИ ЗУБОФРЕЗЕРУВАННІ ЧЕРВ'ЯЧНИМИ ФРЕЗАМИ

¹Равська Н.С., *д.т.н., професор*, ²Клочко О.О., *д.т.н., професор*,

¹Охріменко О.А., *д.т.н., доцент*

¹*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»*

²*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»*

Аналіз можливої працездатності черв'ячної фрези на етапі проектування включає в себе не тільки визначення геометрії різальної частини, але й визначення завантаження різальної частини черв'ячних фрез – параметрів зрізуваного шару зубом фрези [1, 2, 4, 5]. Це питання актуально для таких інструментів, які працюють за методом обкочування, так як кінематична схема різання останніх має складний характер: складний рух, одночасно працюють декілька зубів різального інструменту. Визначення параметрів зрізуваного шару зубом фрези дозволяє розрахувати зусилля різання в процесі роботи такого інструменту.

При визначенні параметрів зрізуваного шару при зубофрезеруванні будемо використовувати можливості сучасних систем автоматизованого проектування (CAD). Це потрібно для візуалізації шарів матеріалу, що знімаються зубами фрези. Основна ідея методу визначення параметрів шару, що зрізається зубом фрези полягає у наступному, що необхідно у просторі побудувати поверхні різання кожного зуба фрези, які приведені у часі до їх роботи в одній і тій же западині зубчастого колеса (рис.1.а). Далі використовуючи можливості сучасних CAD систем, а саме алгоритми бульових операцій – вирізання та перетин поверхонь послідовно вирізаємо з твердого тіла заготовки колеса відповідні сліди від поверхні різання кожного зуба, ця операція відповідає зрізуванню шару матеріалу зубом фрези за один цикл його роботи. Об'єм зрізуваного шару матеріалу зубом фрези буде визначатись, як перетин поверхні заготовки з результатами дії зубів у часі, які працювали до зуба, що розглядається (вирізання із заготовки об'ємів поверхонь різання цих зубів) і поверхні різання зуба який розглядаємо (є активним).

Для вирішення поставленої задачі необхідно розрахувати координати точок поверхні різання кожного зуба для цього використаємо модель зубофрезерування запропоновану в [3] для випадку прямозубих зубчастих коліс. За допомогою системи автоматизації математичних розрахунків MATLAB, були автоматично сформовані окремі файли координат точок поверхні різання кожного зуба. Далі використовуючи можливості сучасних систем проектування (CAD) в даному випадку використовувалась система КОМПАС-3D і за її допомогою побудували ці поверхні різання нумеруючи їх в



порядку зростання від вхідних зубів до вихідних. Наступний крок, при визначенні параметрів зрізуваного шару необхідно врахувати те, що форма поверхні заготовки була вже оброблена цими зубами на попередньому циклі подачі і відповідно це потрібно врахувати при розрахунках. Для цього послідовно необхідно вирізати з об'єму заготовки всі об'єми які відсікаються поверхнею різання кожного зуба. В якості вхідних параметрів вказати побудовану поверхнею різання кожного зуба, в результаті отримаємо об'єм заготовки з якого вирізано шар матеріалу, що знімається окремим зубом (рис.1.б), а при вирізанні всіх поверхонь різання зубів отримуємо поверхню заготовки, з якої потім будуть вирізатись поверхні різання зубів, параметри завантаження яких будуть досліджуватись (рис.1.в). Потім з заготовки вирізаємо поверхню різання зуба, який розглядається, але результатом операції вибираємо перетин поверхні різання та заготовки і в результаті отримуємо об'єм – твердо тільну фігуру, який вирізається зубом з заготовки за цикл (рис.1.г).

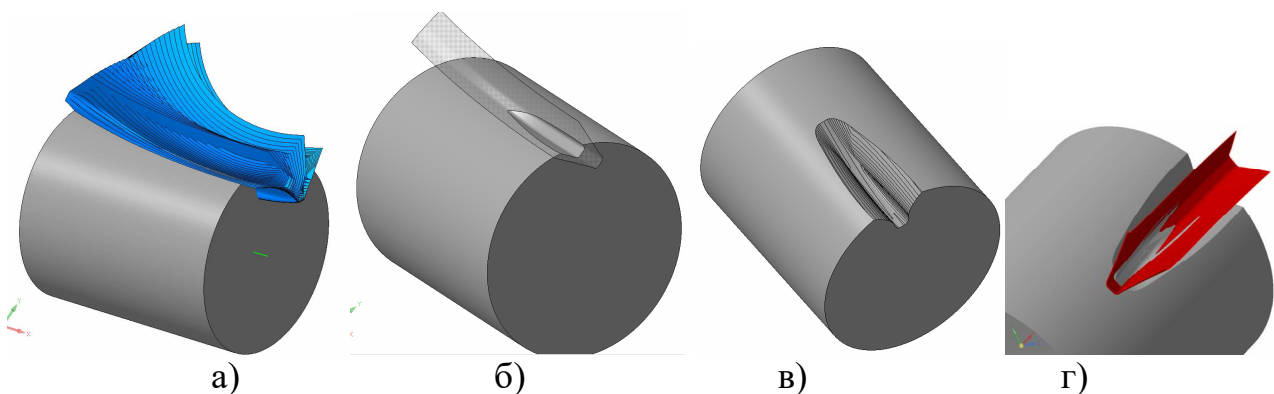


Рис.1.Етапи визначення параметрів зрізаємого шару: а) заготовка з поверхнями різання зубів, б) зрізання шару 1мм зубом фрези, в)результат роботи всіх зубів в западині колеса, г) результат перетину поверхні різання активного зуба з западиною колеса з якої вирізано об'єми шару від роботи попередніхзубів

Так як форма знімаємого припуску зуба є складна фігура то узагальнюючий параметр, що характеризує завантаження зуба можна розглядати, як об'єм тіла цієї фігури, що розраховується вбудованими засобами САD програми (рис. 2.а). Для визначення параметрів зрізаємого шару – товщина зрізу, необхідно розсікти отриману фігуру (рис2.б) поверхнею, що проходить через різальну кромку зуба фрези (рис2.в).

Для прикладу (рис.3) наведено порівняльні розрахунки параметрів зрізаємого шару матеріалу різними фрезами: параметри фрези: $m=3$, $d_a=80$, $\omega=2^{\circ}20'$, кількість зубів фрези $Z_f=10$ а) – стандартний профіль, б) – профіль запропонований в [3], параметри колеса, що нарізалось: колесо прямозубе, кількість зубів $Z_k=10$, $x=0,3458$, діаметр вершин зубів колеса $d_{al} = 38.1$, параметри різання були наступні: подача попутна - 1 мм/об.

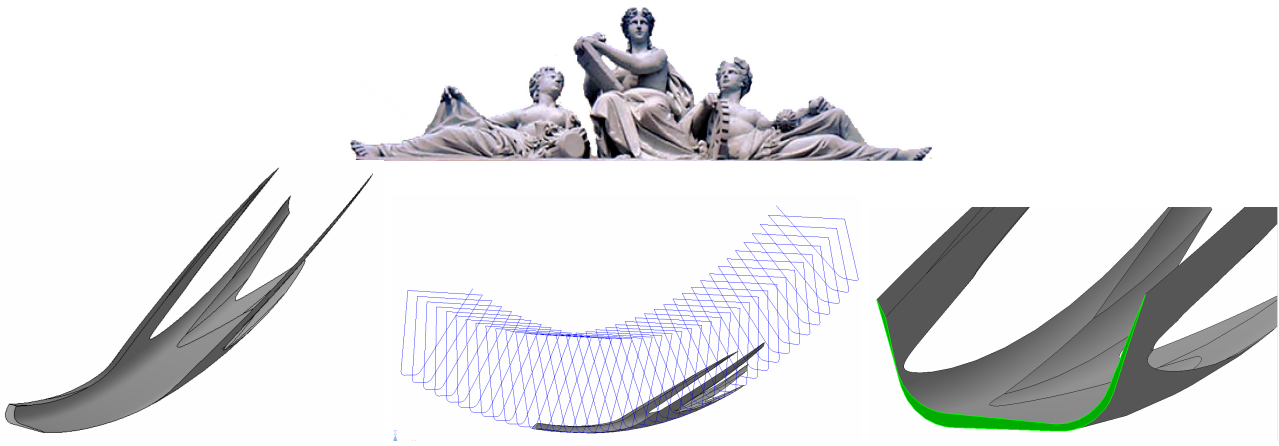


Рис. 2. Параметри знімаємого шару матеріалу зубами черв'ячної фрези: а) об'ємна фігура знімаємого шару матеріалу, б) положення у просторі різальної кромки фрези при роботі відносно знімаємого матеріалу, в) визначення параметрів товщини зрізу.

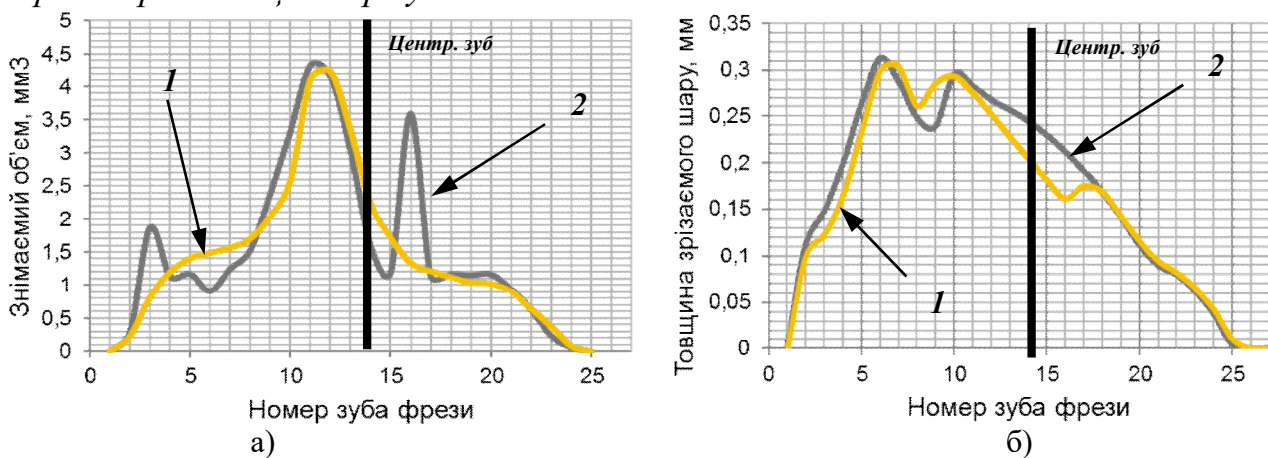


Рис.3. Параметри зрізаного шару матеріалу зубами черв'ячної фрези: а) об'єм матеріалу за цикл, б) максимальна товщина зрізу за цикл. 1- станд. фреза, 2 – фреза [3].

В роботі запропоновано методику визначення параметрів зрізаного шару при зубофрезеруванні черв'ячними фрезами за допомогою систем сучасних систем автоматизованого проектування (CAD), показано візуалізацію цих форми цих припусків і визначення їх параметрів. Проведено моделювання зрізаємих шарів матеріалу фрези стандартної конструкції та фрези [3].

Література:

1. Грицай І. Є. Теоретико - прикладні основи комплексних наукових досліджень процесу нарізання зубчастих коліс/ І. Є. Грицай. – Львів «СПОЛОМ», 2009. – 254с.
2. Клочко О.О. Технологічні основи забезпечення продуктивності, точності та якості зубофрезерування крупномодульних коліс, що загартовані: дис д.т.н.: 05.02.08 / Клочко О.О. – Харків, 2014 - 382 с.
3. Охріменко О.А. Загальні основи теорії проектування черв'ячних фрез: дис. д.т.н. : 05.03.01 / Охріменко О.А. – Київ, 2015 - 323 с.
4. Ali M. Abood. Dynamic analysis of the cutting forces in gear hobbing. This thesis is submitted in fulfilment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy. School of Mechanical and Systems Engineering University of Newcastle upon Tyne, UK 2002- 182p.
5. Tapoglou Nikolaos. CAD-Based Calculation of Cutting Force Components in Gear Hobbing. Transactions of the ASME/ Nikolaos Tapoglou. - 031009-8 / Vol. 134. - JUNE 2012.



ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ В ДВОШАРОВОМУ ПОКРИТТІ АЛЮМІНІЙ – ОКСИД АЛЮМІНІЮ

Роп'як Л. Я., к.т.н., с.н.с, доцент

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Прогресивним напрямком у сучасному машинобудуванні є зміцнення поверхневих шарів деталей, що дозволяє економити дороговартісні леговані сталі, забезпечує підвищення надійності та ресурсу роботи машин і механізмів. В останній час широко застосовують технологічні методи поверхневого зміцнення. Великі можливості в цьому напрямку відкривають двошарові покриття, які формуються шляхом нанесення на сталь шару алюмінію з подальшим плазмово-електролітичним оксидуванням його на певну глибину.

В роботах [1, 2] показана ефективність захисної дії двошарових покриттів від корозії та зношування. У праці [3] досліджено вплив товщини оксидного шару на величину допустимого довільно орієнтованого навантаження і встановлено оптимальну товщину цього оксидного шару, яка забезпечує найбільший спротив покриття індентуванню. Однак у літературі практично відсутні відомості про обґрунтування товщин шарів покриття з точки зору забезпечення підвищення міцності зчеплення покриття з сталеву основою.

Мета роботи – визначення товщини непрооксидованого шару алюмінію, при якій починає відбуватися дифузія алюмінію в сталеву основу.

Оскільки міцність зчеплення покриття з основою істотно залежить від інтенсивності протікання дифузійних процесів на межі між шаром покриття і основою в процесі формування покриттів, то дослідили температурне поле сталевого циліндра при мікродуговому оксидуванні напиленого шару алюмінію в електроліті. Для спрощення температурних розрахунків прийняли, що в процесі оксидування сумарна товщина шару оксиду алюмінію та непрооксидованого шару алюмінію залишається незмінною, а іскрові розряди, які діють на межі окисел алюмінію – алюміній, є точковими.

Встановлено товщину непрооксидованого шару алюмінію, при якій алюміній дифундує в сталеву основу. Отримані результати доцільно використовувати при конструюванні двошарових покриттів.

Література:

1. Саакян Л. С. *Применение поверхностного упрочнения алюминиевых сплавов и покрытий для повышения коррозионно-механической стойкости деталей нефтегазопромыслового оборудования* / Л. С. Саакян, А. П. Ефремов, Л. Я. Ропяк, А. В. Эпельфельд. – М.: ВНИИОЭНГ, 1986. – 61 с.
2. Суминов И. В. *Микродуговое оксидирование (теория, технология оборудование)* / И. В. Суминов, А. В. Эпельфельд, В. Б. Крит, А. М. Борисов. – М.: ЭКОМЕД, 2005. – 368 с.
3. Роп'як Л. Я. *Вплив товщини оксидного шару на опір кераміко-алюмінійового покриття індентуванню* / Л. Я. Роп'як, І. П. Шацький, М. В. Маковійчук // *Металлофизика и новейшие технологии*. – 2017. – Т. 39. – № 4. – С. 517–524.



ПОКРАЩЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ У З'ЄДНАННЯХ «КОМБІНОВАНИЙ ЗУБОК – ШАРОШКА» БУРОВИХ ДОЛІТ

¹Сліпчук А. М. *к.т.н., доцент*, ²Яким Р. С., *д.т.н., проф.*

¹Національний Університет “Львівська політехніка”

²Дрогобицький державний педагогічний університет ім. І.Франка

Постановка проблеми. Тришарошкові бурові долота з твердосплавним вставним породоруйнівним оснащенням знайшли широке застосування при спорудженні свердловин різного призначення [1]. Виготовлення таких доліт ставить перед долотобудуванням комплекс вимог щодо вибору сталей для шарошок доліт, параметрів насичення вуглецем й термообробки, технологічних операцій формоутворення отворів та складання з'єднання „зубок-шарошка”. Вставне породоруйнівне оснащення експлуатується в складних умовах і часто виходить з ладу через недосконалість конструкції й технології виготовлення доліт. Тому дослідження шляхів підвищення якості вставного породоруйнівного оснащення на етапах створення доліт є актуальним і актуальним завданням долото будування [2].

Якість закріплення вставних твердосплавних зубків в тілі шарошки є одним з головних чинників, що визначає надійність бурового інструменту в цілому. У свою чергу, конструкція хвостовика твердосплавного зубка визначає можливості з'єднання та впливає на надійність і жорсткість з'єднання з тілом породоруйнівного інструменту. Тому вдосконалення конструкції вставного твердосплавного оснащення тришарошкових бурових доліт є актуальною проблемою і має важливе практичне значення для долотобудування.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. За останні роки вирішення даної проблеми значний вклад внесено в роботах [1 – 5] та ін. Встановлено [1, 2], що руйнування в ділянці спряження з'єднання „зубок-шарошка” пов'язані не тільки з показниками міцності сталі шарошки, а й конструкцією спряжених поверхонь отвору й хвостовика твердо сплавної вставки. Важливою є також величина натягу в з'єднанні. Низькі показники міцності сталі шарошки обмежують значення величини допустимого натягу небезпекою утворення тріщин та зрізом шару матеріалу в отворі, а високі – небезпекою утворення тріщин чи випадання твердосплавних вставок. Коли зубок виступає за межі отвору, то за умов високих значень границі плинності сталі шарошки, виникає крайовий ефект і концентрація напружень в цій зоні спричинює небезпеку утворення тріщин по краю отвору.

Виклад основного матеріалу. Аналіз поверхонь отворів під твердосплавне вставне оснащення виявив сліди пластичної деформації та фретингового зносу. У всіх випадках в ділянці виходу зубка з отвору тіла шарошки було зафіксовано помітні ділянки притертості з ідеально чистою поверхнею і слідами наклепу, також можуть траплятися тріщини. Найбільш виражена площа контакту в посадці „зубок – шарошка” зафіксована в верхній і



нижній частинах поверхні отвору. Тут найбільш помітна пластична деформація у формі вм'ятини від краю основи дна хвостовика (рис. 1), що може бути пояснене значною жорсткістю системи „зубок – шарошка – вибій”. Відтак, відбувається прогресуюче у міру відробки долота розхитування твёрдосплавного зубка в отворі шарошки.

У відповідності до існуючого технологічного процесу складання бурових шарошкових доліт в з'єднанні „зубок-шарошка” натяг змінюється від $N_{\min}=0,081$ до $N_{\max}=0,144$ мм.

Випробування долота проводилось на металевому вибої зі сталі 20 при осьовому навантаженні 220-250 кН та частоті обертання долота 60 – 75 об/хв, що дозволяє в необхідній мірі імітувати реальні умови роботи долота.

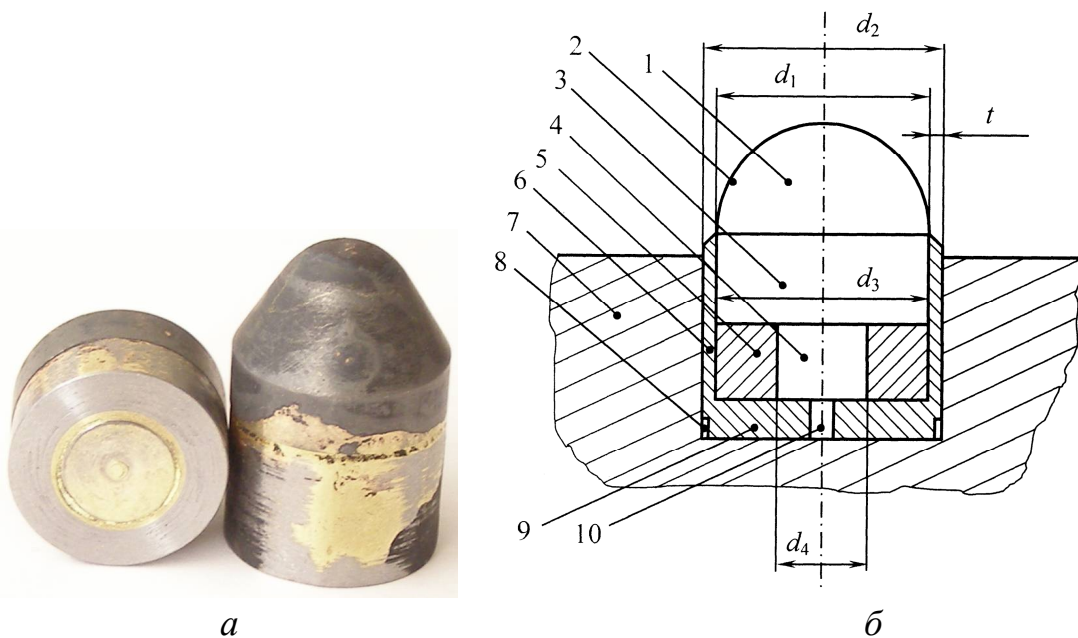


Рис. 3. Загальний вигляд (а) та конструкція (б) породоруйнівної вставки згідно [6]:

- 1 – твёрдосплавний елемент (зубок), 2 – робоча головка,
- 3 – ступінь хвостовика із більшим діаметром, 4 – ступінь хвостовика із меншим діаметром,
- 5 – кільце, 6 – проміжна втулка, 7 – гніздо корпусу інструменту,
- 8 – циліндрична виточка, 9 – дно проміжної втулки, 10 – центральний отвір

Оскільки контактний зв'язок зубка з тілом шарошки є єдиним чинником, що забезпечує міцність з'єднання, розглянемо вплив механічних властивостей матеріалів тіла шарошки і зубка на величину сил контактного зв'язку і натяги в з'єднанні.

Отримані дані засвідчили, що при однакових значеннях посадки для ділянок спряжених матеріалів „твёрдий сплав – сталь” забезпечується



приблизно в 1,7 разів більша міцність і жорсткість контакту у порівнянні з ділянками „сталь – сталь”. Необхідно зауважити, що виконання в ділянці спряження сталь – сталь натягу $N_d = 0,26$ мм забезпечує силу випресовування $p_B = 43$ кН, що відповідає такому самому значенню сили випресовування для ділянки „твердий сплав – сталь”, яка відповідає запасу міцності порядку $k_T = 1,655$. Отже, при виконанні комбінованого хвостовика відкриваються можливості здійснювати ранжування значень натягів по всій довжині спряженої поверхні і встановлювати необхідну міцність з’єднання „зубок-шарошка”.

Література:

1. Яким Р. С. Науково-прикладні засади підвищення довговічності тришарошкових бурових доліт: дис. ... доктора техн. наук: 05.05.12 / Яким Роман Степанович. – Івано-Франківськ, 2012. – 293 с.
2. Кремлев В. И. Повышение долговечности буровых шарошечных долот на основе совершенствования технологии сборки и упрочнения шарошек с твердосплавными зубками: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.08 „Технология машиностроения” / В. И. Кремлев. – Самара, 2009. – 20с.
3. Яким Р. С. Підвищення якісних показників вставного породоруйнівного оснащення шарошок тришарошкових бурових доліт / Р. С. Яким, Ю. Д. Петрина, І. С. Яким // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2013. – № 3 (48). – С. 127 – 138.
4. Сліпчук А.М., Яким Р. С. Покращення якості технології процесу запресовування зубків у шарошки бурових доліт Високі технології в машинобудуванні: зб. наук. праць. – Харків, НТУ “ХПІ”, 2017. – Вип. 1 (27). – 186 с. 134-143с.
5. Сліпчук А.М., Яким Р. С. Покращення якості технології процесу запресовування зубців у шарошки бурових доліт • Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. Вісник Національного університету “Львівська політехніка”. Львів. – 2017. № 867 С.69-77
6. Пат. 38856 Україна, МПК E21B 10/46. Породоруйнівна вставка / Ю.Д.Петрина, Р.С.Яким, Т. Б. Пасинович (Україна).; заявник і патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – № 2008 09040; заявл. 10.10.08; опубл. 26.01.2009, Бюл. № 2.



КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ОПТИМАЛЬНИХ УМОВ РОБОТИ ПАСАЖИРСЬКОЇ КАНАТНОЇ ДОРОГИ

**Сологуб Б. В., к.т.н., доцент, Данило Я. Я., старший викладач,
Предко Р. Я., к.т.н., асистент**
Національний університет «Львівська політехніка»

Питання які виникають при проектуванні експлуатації пасажирських канатних доріг та оцінки їх надійності в Україні обумовлюються проблемою недостатнього забезпечення гірськолижних схилів відповідним обладнанням, активним застосуванням канатних доріг, що були в експлуатації, відсутністю нормативної бази, що регулювали б питання проектування, обстеження, повторного встановлення та експлуатації даних доріг.

Дослідженню та проектуванню складних канатних систем завжди приділялася значна увага. Розв'язок таких задач можливий лише при наявності сучасних методів інженерних розрахунків, що базуються на детальному аналізі динаміки всього робочого циклу канатних систем, які відповідають реальним умовам їх навантаження.

Пасажирські крісла підвісних канатних систем рухаються з швидкістю до 7 м/с. Крім того при посадці і висадці пасажирів спостерігаються значні коливання канатів, що викликає виникнення додаткових динамічних зусиль, які необхідно враховувати при розрахунках на міцність та довговічність.

Вдосконалення існуючих пасажирських канатних доріг та проектування нових можна здійснювати на основі їх комп'ютерного моделювання. В залежності від того, проектується принципово нова чи вдосконалюється існуюча конструкція установки по різному ставляться та розв'язуються задачі синтезу. Вдосконалення установки розпочинають уже з існуючого прототипу, параметри і характеристики якого відомі. У випадку, коли проектують нову канатну систему, її синтез розпочинають з побудови структурної схеми. Аналіз роботи канатних установок показав, що основним резервом підвищення їх надійності та ефективності є забезпечення оптимальних умов роботи при проходженні тягово-несного канату через опорні ролики проміжної опори, а також зменшення швидкості при посадці і висадці пасажирів. При проходженні вітки тягово-несного канату з зажимами, на яких підвішені крісла через опорні ролики на проміжній опорі в контактуючій парі виникають значні динамічні навантаження і контактні напруження, які приводять до зношування як канатів так і напрямних роликів.

Розрахунок, проектування і моделювання підвісних канатних систем – складні і багатоваріантні задачі. Для розробки нових механізмів чи устаткувань необхідно вибрати оптимальні схеми запропонованих варіантів, встановити зв'язки між окремими елементами системи, визначити зовнішні сили, що діють



на установку, а також закономірності взаємодії окремих елементів між собою. Найбільш небезпечними, з точки зору надійності та довговічності основних елементів канатних установок є проміжні опори та тягово-вантажопідіймальні пристрої. Для визначення внутрішніх зусиль, що виникають в рухомому тягово-несному канаті і елементах проміжної опори розглянуто розрахункову схему, на основі якої розроблено математичну модель у вигляді системи диференціальних рівнянь руху. При цьому прийнято, що кривою провисання канату є ланцюгова лінія, а при визначенні величини пружного ковзання канату на проміжній опорі враховано фактор співпадання чи не співпадання напрямку ковзання з напрямком збільшення кута підходу крісла до проміжної опори. Отримані залежності для визначення величини тиску канату на проміжну опору, а відповідно і проміжні напруження. Це дає можливість, з умови міцності, визначити основні параметри опори, які забезпечать оптимальні умови роботи канатної системи.

Вибір оптимальних параметрів пасажирських канатних доріг та використання удосконалених тягово-вантажопідіймальних пристроїв дозволить підвищити надійність їх роботи, а також забезпечить зменшення витрат на експлуатацію, модернізацію та виконання монтажно-демонтажних робіт.

Література:

1. Беркман М. Б. Подвесные канатные дороги / М. Б. Беркман, Г. Н. Бовский, Г. Г. Куйбида, Ю. С. Леонтьев. – М.: Машиностроение, 1984. – 264 с.
2. Мартинців М. П. Особливості розрахунку систем із замкнутим рухомим тягово-несним канатом / М. П. Мартинців, М. Г. Адамовський, Б. В. Сологуб // Науковий вісник НЛТУ України. Збірник науково-технічних праць. Вип. 19.8. – Львів: НЛТУ України. 2009. – С. 146 – 152.
3. Мартинців М. П. Динаміка та міцність підвісних канатних систем: монографія / М. П. Мартинців, Б. В. Сологуб, М. В. Матійшин – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2011. – 188 с.
4. Пат. 97581 Україна, МПК(2006.01) В61В 7/04. Підвісна канатна крісельна дорога / Б. В. Сологуб, Я. Я. Данило; заявник і патентовласник – Національний університет „Львівська політехніка”. – и 2014 10069, заявл. 15.09.2014; опубл. 25.03.2015, Бюл. № 6. – 5 с.



ДИНАМІКА РУХУ ЗАВАНТАЖЕННЯ КОНТЕЙНЕРА ПРИ ВІБРАЦІЙНОМУ ОБРОБЛЕННІ ПОВЕРХНІ ВИРОБІВ

Стоцько З.А. *д.т.н., проф.*, Ребот Д.П. *к.т.н., асист.*,
Топільницький В.Г. *к.т.н., доц.*
Національний університет “Львівська політехніка”

Пов’язані із вібраційними процесами фізичні явища є доволі різними. До них відносяться абразивне зношування, удар, багаторазова взаємодія оброблюваних предметів, адгезійні явища та інше. Характеристики процесів вібраційного оброблення, зокрема амплітудо-частотні, залежать від параметрів вібраційної установки та властивостей поверхні, яка обробляється. На їх кінцевий результат також впливають температурні режими обробки, електромагнітне поле, хімічні явища та ін.

В дослідженнях розглянуто спосіб вібраційного оброблення поверхні деталей. Для оптимізації та підвищення його ефективності пропонується шляхом математичного моделювання дослідити динаміку руху завантаження у робочому контейнері вібростанини із пружинною підвіскою та дебалансним приводом. Такий тип машини вибрано за рахунок того, що він має ряд основних переваг перед іншими типами вібростанин: а) простота конструкції і обслуговування та висока надійність вузлів; б) мала чутливість до інерційних, пружних і дисипативних властивостей робочого середовища. Дебалансний вібростанин може ефективно працювати в дуже широкому діапазоні зміни цих параметрів, в той час як машини інших типів (гідрравлічні, пневматичні, електродинамічні) доволі чутливі до перевантажень. Також при наданні дебалансом руху контейнеру в останньому відбувається збурення, величину якого можна змінювати як по величині, так і по напрямку, а отже змінювати інтенсивність оброблення.

Для збільшення щільності завантаження в робочому контейнері необхідно забезпечити лише вертикальний зворотно-поступальний рух робочого органу вібраційної машини. В цьому випадку коливання, які будуть проходити в горизонтальному напрямку будуть мати значно меншу інтенсивність ніж у вертикальному напрямку. Це досягається за рахунок встановлення дебалансу та підвісок із двох взаємно перпендикулярних пружин, причому жорсткість горизонтально встановлених пружин є значно більшою за жорсткість вертикально встановлених.

Для моделювання руху завантаження контейнера пропонується вважати, як нашарування плоских балок, які певним чином взаємодіють зі стінками контейнера [1,2]. Диференціальне рівняння умовно виділеного шару завантаження за умови його вертикальних коливань матиме вигляд:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \alpha^2 \frac{\partial^4 u}{\partial z^4} = \mathcal{E}f(u, u_t, u_z, \dots, u_{zzz}, \mu t) \quad (1)$$



Приймаючи до уваги вид контакту завантаження зі стінками контейнера вважатимемо, що для диференціального рівняння (1) виконуються наступні крайові умови:

$$u(z, t)|_{z=0} = u(z, t)|_{z=l} = 0, \quad (2)$$

Сили опору та інші дисипативні сили спричиняють швидке згасання коливань високої частоти та, відповідно, виникнення процесу із певною частотою. Тому доцільно розглядати режим з однією коливною частотою рівною початковій частоті. Це дає змогу спростити рівняння та отримати розв'язки крайової задачі у нерезонансному та резонансному випадках відповідно:

$$u(t, z) = a \cos(\psi) \cdot \sin \frac{\pi z}{l} \quad (3)$$

$$i \quad u(z, t) = a \sin \frac{\pi z}{l} \cos \left(\frac{\pi^2}{l^2} \alpha t + \varphi \right) \quad (4)$$

Розв'язками поданих залежностей є системи двох диференціальних рівнянь, які описують закони зміни частоти та амплітуди коливань завантаження у нерезонансному та резонансному випадках, та залежать від внутрішніх та зовнішніх чинників при взаємовпливі вібростанини та кульок завантаження.

Побудована математична модель дозволяє дослідити вплив амплітудо-частотних характеристик руху кульок на інтенсивність та якість оброблення поверхні виробів шляхом визначення їх зміни в процесі роботи.

Література.

1. Стоцько З.А., Топільницький В.Г., Кусий Я.М., Велика О.Т., «Математична модель опису динаміки технологічних середовищ нелінійних механічних систем оброблення та транспортування», Автоматизація виробничих процесів в машинобудуванні та приладобудуванні. Міжгалузевий збірник наукових праць.-2011, вип. 45, с.122-128.
2. V.G. Topilnytskyu, Z.A. Stotsko, J. M. Kusyj, D.P.Rebot. Investigation of the dynamics of vibratory separator with unbalanced drive. Вісник Національного університету "Львівська політехніка" «Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні». –Львів 2014. – № 786. – С. 53-61.
3. V.G. Topilnytskiy Research of dynamics of the vibrational system by design modeling tools./ V.G. Topilnytskiy, Z.A. Stotsko, Y.M. Kusyj, (D.P. Rebot.) // Науковий Вісник НУ "Львівська політехніка": Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2015. – Вип. 820. – с.116-121.



ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО ТА ТЕРМОДИНАМІЧНОГО СТАНУ ЗАГОТОВОК В ПРОЦЕСІ ЗУСТРІЧНОГО І ПОПУТНОГО ФРЕЗЕРУВАННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ РЕОЛОГІЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ В СИСТЕМІ AdvantEdge

Ступницький В.В., *д.т.н., професор*, Ступницька Н.В., *к.т.н., доцент*
Національний університет «Львівська політехніка»

На сучасному етапі розвитку науки про різання матеріалів, реологічне моделювання методом кінцевих елементів є важливим інструментом дослідження процесів різання. Найбільш складними задачами моделювання є нестационарні процеси різання (зубооброблення, профільне фрезерування, тангенціальне точіння і т.п.), а також перехідні етапи квазістационарних процесів - врізання і виходу інструменту. Тому актуальною науковою задачею є розробка рекомендацій щодо вибору параметрів задачі, що працюють методом явного інтегрування рівнянь руху, які при інших рівних умовах забезпечують моделювання нестационарних процесів різання з найбільшою продуктивністю і прийнятною помилкою прогнозування силових, напружено-деформаційних та термодинамічних параметрів формоутворення.

Зустрічне фрезерування, реалізується в тому випадку, коли швидкості різання і рух подачі заготовки спрямовані в протилежні сторони. Переваги даного методу оброблення полягає в тому, що навантаження на верстат є більш плавним; в процесі різання відбувається зміцнення обробленої поверхні за рахунок деформації металу. Недоліки зустрічного фрезерування проявляються в тому, що сили різання спрямовані на те, щоб відірвати заготовку від пристосування; відбувається швидке зношення різального інструменту; для даного виду фрезерування є характерним погане видалення стружки.

Попутним фрезеруванням є метод оброблення, при якому напрямку руху заготовки і вектора швидкості різання співпадають. При цьому перевагами попутного фрезерування є те, що немає необхідності застосовувати складні затискні пристрої; стійкість фрези в даному випадку набагато вища, ніж при зустрічному фрезеруванні, оброблена поверхня має низьку шорсткість; зручний напрямок сходу стружки. Попри переваги слід відзначити найважливіші недоліки попутного фрезерування, а саме: неможливість використання даного способу при обробці заготовок з необробленими поверхнями (поковки, лиття, штампування); у механізмах переміщення столу мають бути відсутні зазори для виключення появи вібрацій.

При різанні, коли зуб фрези знаходиться в зачепленні з припуском, частота пружної системи деталі може ставати вище частоти вимушених коливань. Також частота автоколивань є параметром, який визначає швидкість різання, на якій відбудеться виродження автоколивань. При зменшенні часу різання рано чи пізно настане таке його значення, коли системі буде недостатньо часу для



здійснення автоколивань, іншими словами, період різання стане менше періоду коливань. Однак, як показують дослідження [1], частота автоколивань зменшується при збільшенні частоти обертання шпинделя, тобто система підлаштовується під зміну умов різання. Також варто відзначити, що частота автоколивань при попутному фрезеруванні вище (в середньому на 30%), ніж при зустрічному. Саме тому, при зустрічному фрезеруванні виродження автоколивань відбувається на більш низькій швидкості різання [1].

В будь-якому випадку, ці методи оброблення є альтернативними і вибір оптимального варіанту слід здійснювати на основі аналізу силових та напружено-деформаційних параметрів процесу фрезерування, які, в свою чергу, формують показники якості та продуктивності технологічних операцій та переходів. Напружено-деформований стан лезового інструменту має пружний характер і при відомих полях напружень в плямі контакту інструменту і заготовки може бути достатньо точно розрахований з необхідною точністю [2]. Натомість для визначення контактних напружень заготовки необхідно знати напружено-деформований стан в умовах її пластичної деформації та руйнування через вичерпання запасу пластичності. Тобто, в заготовці під час механічного оброблення виникає локальне джерело напруження, що значно перевищує межу текучості. Зона пластичності при різанні є складної форми з високоградієнтним нерівномірним розподілом напруження, деформацій, швидкостей деформацій і температури. У програмному комплексі AdvantEdge реалізовані ефективні методи розв'язання задач реологічного моделювання, у тому числі явний (explicit) і неявний (implicit) методи скінченних елементів, багатоконпонентна гідродинаміка (Multimaterial Eulerian Hydrodynamics), обчислювальна гідродинаміка нестискуваних потоків, безсітковий метод згладжених ґраток (SPH -Smoothed Particle Hydrodynamics), безсітковий метод, заснований на методі Галеркіна (EFG - Element Free Galerkin method) тощо [3].

Процес побудови моделі для імітаційного моделювання в системі AdvantEdge включає в себе такі етапи:

1. Вибір типу задачі (зустрічне чи попутне)
2. Створення геометрії інструменту і заготовки
3. Задання режимів різання (подачі, швидкості, часто обертів шпинделя)
4. Побудова моделі різання.

Досліджувались процеси зустрічного та попутного фрезерування заготовок з конструкційної сталі (аналог AISI 1040), гартованої сталі (аналог AISI 8617-H (Hrc 46)), чавуну (аналог ASTM A-48), легованої (нержавіючої) сталі (аналог 316h)

Аналіз результатів реологічного моделювання дозволив зробити наступні висновки.

1. Результати реологічних досліджень є адекватними, виходячи з якісного аналізу графіків напружено-деформованого стану оброблення різних матеріалів



2. Для всіх випадків моделювання характерним є зростання сил різання у випадку попутного фрезерування у порівнянні з зустрічним. Так для обробки деталі з конструкційної сталі (аналог AISI 1040) поперечна сила різання зростає на 13%, поздовжна – на 47%; для, гартованої сталі (аналог AISI 8617-Н (HRC 46)) – на 16% і 68% відповідно; для чавуну (аналог ASTM A-48) – на 34% і 66% відповідно, а для легованої (нержавіючої) сталі (аналог 316h) на 17% і 29%. Тобто, зустрічне фрезерування є менш навантаженим при тих же режимах різання, що і попутне.

3. Для всіх випадків моделювання характерним є зменшення температури в зоні різання у випадку попутного фрезерування у порівнянні з зустрічним. Так для обробки деталі з конструкційної сталі (аналог AISI 1040) температура зменшується на 12%; для, гартованої сталі (аналог AISI 8617-Н (HRC 46)) – на 7%; для чавуну (аналог ASTM A-48) – на 9%, а для легованої (нержавіючої) сталі (аналог 316h) лише на 2%. Тобто, зустрічне фрезерування є більш тепломістким при тих же режимах різання, що і попутне.

4. Для всіх випадків моделювання характерним є зменшення потужності різання у випадку попутного фрезерування у порівнянні з зустрічним. Так для обробки деталі з конструкційної сталі (аналог AISI 1040) потужність зменшується на 16%; для, гартованої сталі (аналог AISI 8617-Н (HRC 46)) – на 15%; для чавуну (аналог ASTM A-48) – на 23%, а для легованої (нержавіючої) сталі (аналог 316h) на 13%. Тобто, зустрічне фрезерування є більш ефективним з енергетичної точки зору, ніж попутне.

5. Для всіх випадків моделювання коливання інструменту у поперечному напрямку є в 8-10 разів більше, ніж у поздовжньому напрямку, що підтверджує результати аналітичного моделювання, наведені в роботі [4]

Література:

1. Систематизация колебаний при концевом фрезеровании тонкостенных элементов деталей / С. И. Дядя, Е. Б. Козлова, Э. В. Кондратюк, В.А. Кришталь, А. Е. Зубарев / Вестник двигателестроения, №1, 2016. - С. 68-71.

2. Ступницький В.В. Моделювання процесу різання в автоматизованій системі інженерного аналізу DEFORM 2D //Український міжвідомчий науково-технічний збірник "Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні"- Львів.- 2012, №46.– С. 141-144.

3. Stupnytskyy Vadym. Computer Aided Machine-Building Technological Process Planning by the Methods of Concurrent Engineering// Europäische Fachhochschule: Wissenschaftliche Zeitschrift, ORT Publishing. Stuttgart, Germany. № 3.- 2013 (Maart). Section 1. Volume 2. P.50-53

4. Внуков Ю.Н. Определение условий фрезерования сферическими и тороидальными фрезами / Ю.Н. Внуков, С.И. Дядя, В.А. Кришталь, Н.Н. Черновол // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. - 2015. - № 2. - С. 28-34. -



ОСОБЛИВОСТІ МЕХАНІКИ КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛЕМ З ІНДИВІДУАЛЬНИМ ПРИВОДОМ ДВОХ ПЕРЕДНІХ КОЛІС

Щур І. З. д.т.н., професор

Національний університет «Львівська політехніка»

Електромобілебудування – пріоритетний напрям розвитку сучасної прикладної науки і технології, в яких інтегровані такі основні галузі як механіка, електротехніка, електроніка, фізико-хімія, теорія керування. З перелічених галузей науки усі, крім фізико-хімії, яка застосовується для побудови бортових джерел електричного живлення, націлені на забезпечення ефективної і безпечної динаміки руху електромобіля (ЕМ). Це завдання покладено на основну підсистему ЕМ – підсистему керованої електричної тяги. На відміну від автомобіля, в ЕМ підсистема тяги може будуватися за різними конфігураціями, які надають нові можливості щодо якості керування транспортним засобом, підвищення надійності його конструкції, спрощення конструювання. Зокрема перспективною щодо вказаного є конфігурація ЕМ з індивідуальним приводом двох передніх коліс. Проте така конфігурація є непростю щодо складності автоматичного керування, про що свідчить практична відсутність такого рішення в серійних ЕМ різних фірм, більшість із яких йдуть простим шляхом створення однодвигунного електропривода.

Наявність двох окремо керованих передніх ведучих коліс дає можливість максимально спростити механічну частину ЕМ і тим самим підвищити його надійність та знизити вартість. Крім коробки передач та зчеплення, за такої конфігурації не потрібно також і механічного диференціала. Його функцію виконує електричний диференціал – відповідне керування моментами та швидкостями кожного з передніх коліс. Тут можливі такі концептуально різні вирішення [1-3]:

- 1) *drive-by-wire control* – керування лише обертовими моментами коліс без ручного керування їх кутом повороту відносно осі транспортного засобу;
- 2) *steer-by-wire control* – керування лише кутом повороту коліс за допомогою спеціального електропривідного актуатора;
- 3) *power steering control* – спеціальне керування обертовими моментами коліс таким чином, щоб автоматично забезпечувалося підсилення керування кермом, яким задається кут повороту коліс.

В усіх трьох випадках ЕМ обладнано рульовою колонкою, як і в автомобілі, проте її функції відмінні. У першому випадку кут повороту руля задає лише значення диференціального моменту обох коліс, а ручний вплив на кут повороту коліс відсутній. Це істотно знижує безпеку руху. У другому випадку рулем задається кут повороту коліс, проте відсутній зворотний вплив коліс на рульову колонку, що обмежує можливості водія у формуванні курсової



стабільності ЕМ. У третьому випадку можна досягнути повної аналогії з уже звичним керуванням автомобілем, коли водій безпосередньо впливає на кут повороту та відчуває віддачу транспортного засобу на рульову колонку. При її відпусканні колеса вирівнюють своє положення відносно осі транспортного засобу. Проте, на відміну від автомобіля, для підсилення керування кермом тут не потрібно додаткової спеціальної системи. Підсилення забезпечується відповідним керуванням електроприводами окремих ведучих коліс. Крім того, системою керування можна також забезпечити демпфування механічних коливань, що виникають через пружність елементів рульової системи. Створення такої системи керування базується на математичній моделі керованого ЕМ.

Диференціальне тягове зусилля, яке забезпечує поворот ведучих коліс, рівне

$$F_{\text{п}} - F_{\text{л}} = \frac{1}{r_{\text{к}}} (M_{\text{п}} - M_{\text{л}}) - \frac{J_{\text{к}}}{r_{\text{к}}} (\dot{\omega}_{\text{п}} - \dot{\omega}_{\text{л}}) \quad (1)$$

де $F_{\text{п}}$ та $F_{\text{л}}$ – тягові зусилля, що створюються правим та лівим колесами; $M_{\text{п}}$ та $M_{\text{л}}$ – крутні моменти правого та лівого коліс; $J_{\text{к}}$ та $r_{\text{к}}$ – відповідно момент інерції та радіус колеса; $\omega_{\text{п}}$ та $\omega_{\text{л}}$ – кутові швидкості правого та лівого коліс.

Диференціальне тягове зусилля (1) прикладається до рульового механізму та зумовлює його обертання. Динаміку цього процесу можна описати таким рівнянням:

$$J_{\text{р}} \ddot{\delta} + B_{\text{р}} \dot{\delta} + K_{\text{р}} \delta = \frac{1}{r_{\text{к}}} (F_{\text{п}} - F_{\text{л}}) d + M_{\text{в}} - M_{\text{с}} \quad (2)$$

де $J_{\text{р}}$, $B_{\text{р}}$ та $K_{\text{р}}$ – відповідно момент інерції, коефіцієнт в'язкого тертя та коефіцієнт пружності рульової системи, приведені до її валу; δ – кут повороту рульової колонки; $d_{\text{сер}}$ – середня віддаль від колеса до рульової колонки; $M_{\text{в}}$ – обертовий момент, який прикладає водій до рульової колонки; $M_{\text{с}}$ – момент сухого тертя, зумовлений тертям коліс із дорогою при повороті руля, приведений до валу рульової колонки.

Підставляючи (1) в (2), отримуємо рівняння динаміки рульового механізму у вигляді

$$J_{\text{р}} \ddot{\delta} + B_{\text{р}} \dot{\delta} + K_{\text{р}} \delta = (M_{\text{п}} - M_{\text{л}}) \frac{d_{\text{сер}}}{r_{\text{к}}} + M_{\text{в}} - M_{\text{с}} - \frac{J_{\text{к}}}{r_{\text{к}}} (\dot{\omega}_{\text{п}} - \dot{\omega}_{\text{л}}) \quad (3)$$

Враховуючи незначну різницю між кутовими прискореннями коліс та нехтуючи сухим тертям при повороті коліс, з рівняння (3) можна визначити закон керування диференціальним моментом коліс ЕМ у вигляді

$$M_{\text{п}} - M_{\text{л}} = \frac{r_{\text{к}}}{d_{\text{сер}}} (\gamma M_{\text{в}} - K_{\text{ск}} \delta - B_{\text{ск}} \dot{\delta}) \quad (4)$$

де γ – задане значення коефіцієнта підсилення керма; $K_{\text{ск}}$ та $B_{\text{ск}}$ – параметри системи керування, які забезпечують демпфування пружних коливань рульової системи.



Для реалізації закону керування (4) необхідні такі давачі: моменту M_B , який можна реалізувати, використовуючи тензометричний давач; кута повороту рульової колонки δ , яким може служити потенціометричний давач чи спеціальний безконтактний абсолютний магнітний давач з цифровим виходом, який застосовується в рульовій системі автомобіля.

Підставляючи закон керування (4) в (3), отримуємо рівняння динаміки замкненої керованої динамічної рульової системи ЕМ:

$$J_p \ddot{\delta} + (B_p + B_{ск}) \dot{\delta} + (K_p + K_{ск}) \delta = (1 + \gamma) M_B - M_c - \frac{J_k}{r_k} (\dot{\omega}_n - \dot{\omega}_л) \quad (5)$$

За рівнянням (5) можна дослідити динаміку роботи рульової системи ЕМ та вибрати відповідні параметри системи керування γ , $K_{ск}$ та $B_{ск}$. Параметри об'єкта керування J_p , B_p , K_p , J_k та M_c отримуються експериментально.

Таким чином, система керування із законом (4) дає змогу застосувати диференціальний момент коліс ЕМ не тільки для підсилення керма, а й для демпфування пружних коливань рульової системи.

Усю систему керування рухом ЕМ доцільно будувати дворівневою. На нижньому рівні працюють замкнені підсистеми автоматичного керування моментами коліс. На верхньому рівні формуються завдання на обертіві моменти кожного колеса на підставі такої інформації: сумарний момент коліс $M_n + M_l$ визначається заданим положенням педаль акселерації чи гальмування, диференціальний момент коліс $M_n - M_l$ визначається кутом положення рульової колонки δ та законом керування (4). На верхньому рівні можуть також вирішуватися додаткові завдання керування з антизаносною чи антибуксувальною метою.



