

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Сучасні технології
у промисловому виробництві**

**МАТЕРІАЛИ
та програма**

**IV Всеукраїнської міжвузівської
науково-технічної конференції
(Суми, 19–22 квітня 2016 року)**

ЧАСТИНА 1

Конференція присвячена Дню науки в Україні



**Суми
Сумський державний університет
2016**

УДК 001.891(063)
С91

Редакційна колегія:

відповідальний редактор – кандидат технічних наук, доцент
О. Г. Гусак;

заступник відповідального редактора – кандидат технічних наук,
доцент В. Г. Євтухов

Члени редакційної колегії:

кандидат хімічних наук, доцент С. Б. Большаніна; кандидат
технічних наук, доцент С. М. Ванєєв; доктор технічних наук,
професор В. О. Залога; кандидат технічних наук, професор І. Б. Ка-
рінцев; кандидат технічних наук, професор І. О. Ковальов;
кандидат технічних наук, доцент А. В. Загорулько; доктор
технічних наук, професор К. О. Дядюра; доктор технічних наук,
професор Л. Д. Пляцук; доктор технічних наук, професор В. І. Скла-
бінський

Сучасні технології у промисловому виробництві :
С91 матеріали та програма ІV Всеукраїнської міжвузівської
науково-технічної конференції (м. Суми, 19–22 квітня
2016 р.) : у двох частинах / редкол.: О. Г. Гусак,
В. Г. Євтухов. – Суми : Сумський державний університет,
2016. – Ч. 1. – 181 с.

УДК 001.891(063)

До матеріалів увійшли тези та доповіді, в яких наведені результати
наукових досліджень студентів, аспірантів та молодих вчених України.
Збірник може бути корисним викладачам, аспірантам і студентам ВНЗ, а
також інженерам галузей загального та хімічного машинобудування.

Шановні пані та панове!

Деканат і кафедри факультету технічних систем та енергоефективних технологій Сумського державного університету запрошують Вас взяти участь у роботі IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві», присвяченій Дню науки в Україні.

Конференція проходитиме з 19 до 22 квітня 2016 року.

Час та місце роботи секцій, які Вас цікавлять, зазначені у програмі.

Адреса університету: 40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

Телефон для довідок: 33-10-24.

Відкриття конференції

19 квітня 2016 р.

Початок о 9⁰⁰, ауд. ЛА-213.

Програма і завдання конференції. Розповсюдження програми та тез доповідей по секціях.

Голова оргкомітету – проф. Черноус А. М.

СЕКЦІЯ «ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ»

Голова – доц. Д. В. Криворучко
Секретар – асп. Д. О. Шапошніков

20 квітня 2016 р.

Початок о 13²⁵, ауд. ЛА-213.

1. АФГ с тремя торцовыми фрезами.

Докл.: Думенко А. П., студент;
Кушніров П. В., доцент, СумГУ, г. Сумы.

2. Застосування геометричного моделювання для визначення похибки базування заготовки у верстатному пристрої.

Доп.: Кармаза А. І., студент; Чигрин С. О., студент;
Іванов В. О., доцент;
Павленко І. В., ст. викладач, СумДУ, м. Сумы.

3. Ієрархічна система пошуку нормативних документів (стандартів) для ріжучого інструмента «свердло».

Доп.: Голубенко Є. О., студент;
Руденко О. Б., ст. викладач, СумДУ, м. Сумы.

4. 3-D моделювання та скінченно-елементний аналіз машинобудівних конструкцій у професійно-технічних навчальних закладах.

Доп.: Дегтярьов І. М., аспірант, СумДУ; Ханов В. М., учень;
Новік В. О., учень, СХТЦ ПТО, м. Сумы.

5. Особенности отделочной обработки отверстий больших диаметров.

Докл.: Быковченко С. В., студент;
Евтухов В. Г., доцент, СумГУ, г. Сумы.

6. Об испытаниях зубчатых колес из композиционных материалов.
Докл.: Довгополов А. Ю., аспирант;
Некрасов С. С., доцент, СумГУ, г. Сумы.
7. Вспомогательная подводимая опора с винтовым клином.
Докл.: Балла В. С., студент;
Кушниров П. В., доцент, СумГУ, г. Сумы.
8. Оптимізація конструкції верстатного пристрою для механічної обробки деталей типу важелів.
Доп.: Косов І. О., студент; Косов М. О., студент;
Дегтярьов І. М., аспірант; Павленко І. В., ст. викладач;
Іванов В.О., доцент, СумДУ, м. Суми.
9. Кронштейни як об'єкт машинобудівного виробництва.
Доп.: Дегтяр О. А., студент; Іванов В. О., доцент;
Павленко І. В. ст. викладач, СумДУ, м. Суми.
10. Ряди частот та подач металорізальних верстатів.
Доп.: Адамян М. А., інженер;
Руденко О. Б., ст. викладач, СумДУ, м. Сумы.
11. Вибрации при фрезеровании ВПКМ.
Докл.: Лепёшкина Н. В., студентка;
Шапошников Д. О., аспирант, СумГУ, г. Сумы.
12. Качество обработки внутренней резьбы мерным инструментом.
Докл.: Андрусишин В. К., студент;
Нешта А. А., аспирант, СумГУ, г. Сумы.
13. Исследование влияния режимов обработки на температуру резания при сверлении цилиндрических отверстий в пакетах углепластик / титановый сплав.
Докл.: Богатенко Н. В., магистрант;
Колесник В. А., преподаватель-стажер;
Евтухов А. В., доцент, СумГУ, г. Сумы.
14. Алгоритм створення математичної моделі процесу довання.
Доп.: Рибалка П. В., аспірант;
Некрасов С. С., доцент, СумДУ, м. Суми.

СЕКЦІЯ «ОБРОБКА МАТЕРІАЛІВ У МАШИНОБУДУВАННІ»

Голова – проф. В. О. Залога
Секретар – доц. М. М. Коротун

20 квітня 2016 р.

Початок о 13²⁵, ауд. ЛА-213.

1. Влияние поверхностного пластического деформирования на качество деталей.

Докл.: Ахтырцев В. Н., магістрант;
Швец С. В., доцент, СумГУ, г. Сумы.

2. Технологическое обеспечение надежности машин.

Докл.: Замана Е. С., магістрант;
Швец С. В., доцент, СумГУ, г. Сумы.

3. Методы заточки спиральных сверл.

Докл.: Басенко В. Н., магістрант;
Швец С. В., доцент, СумГУ, г. Сумы.

4. WIKI-технологии как интернет-ресурс для обучения.

Докл.: Требухов Д. В., магістрант;
Алексеев А. Н., профессор, СумГУ, г. Сумы.

5. Способ закрепления осевого инструмента и его влияние на работоспособность и точность обработки.

Докл.: Гайда Б. Я., магістрант;
Емельяненко С. С., доцент, СумГУ, г. Сумы.

6. Вопросы термостойчивости металлорежущих станков.

Докл.: Лепёшкина Н. В., магістрант;
Коротун Н. Н., доцент, СумГУ, г. Сумы.

7. Температурные деформации металлорежущих станков и их влияние на точность обработки.

Докл.: Иванченко В. М., магістрант;
Емельяненко С. С., доцент, СумГУ, г. Сумы.

8. Напружено-деформований стан багатопшарової головки у рухомому з'єднанні ендопротеза кульшового суглоба.

Доп.: Холявко С. П., студент; Криворучко Д. В., професор;
Емельяненко С. С., доцент, СумДУ, м. Сумы.

9. Дослідження впливу поперечних коливань валів у процесі точіння.
Доп.: Дорошенко Ю. Є., магістрант;
Швець С. В., доцент, СумДУ, м. Суми.
10. Удосконалення системи автоматизації проектування довбачів.
Доп.: Тертичний В. Н., магістрант;
Швець С. В., доцент, СумДУ, м. Суми.
11. Визначення параметрів точності гравірувально-фрезерного верстата.
Доп.: Медведєв М. О., магістрант;
Коротун М. М., доцент, СумДУ, м. Суми.
12. Вплив стану динамічної системи на шорсткість обробленої поверхні при точінні.
Доп.: Шаповал Ю. В., викладач;
Залога В. О., професор, СумДУ, м. Суми.
13. Застосування WIKI-технології для створення цифрових освітніх ресурсів.
Доп.: Жигаєва Д. В., магістрант;
Алексєєв О. Н., професор, СумДУ, м. Суми.

СЕКЦІЯ «СТАНДАРТИЗАЦІЯ ТА УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ У ПРОМИСЛОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ»

Голова – проф. В. О. Залога
Секретар – докторант О. В. Івченко

21 квітня 2016 р. Початок о 13²⁵, ауд. ЛА-213.

1. Удосконалення методів підтвердження відповідності машин і устаткування згідно з міжнародними та європейськими вимогами.
Доп.: Євстаф'єва Є. О., аспірант, СумДУ, м. Суми.
2. Перехід на нову версію стандартів ISO 9001: 2015.
Доп.: Єфименко Н. А., професор,
ЧНУ ім. Богдана Хмельницького, м. Черкаси.
3. Оцінювання якості процесів машинобудівного підприємства.
Доп.: Молчанов І., студент, КІ СумДУ, м. Конотоп;
Залога В. О., професор, СумДУ, м. Суми;
Динник О. Д., доцент, КІ СумДУ, м. Конотоп.

4. Сертифікація професорсько-викладацького складу при змішаному навчанні.

Доп.: Лозова К. А., аспірант, СумДУ, м. Суми.

5. Експертне оцінювання як інструмент кваліметрії для розроблення класифікатора тестових завдань.

Доп.: Коновалова Н. О., аспірант, СумДУ, м. Суми.

6. Гармонізування науково-технічної термінології ризик-менеджменту у сфері інтегрованих систем управління.

Доп.: Заїка І. Ю., аспірант; Івченко О. В., доцент;
Сущенко Н. В., викладач-стажист, СумДУ, м. Суми.

7. Проведення соціологічного дослідження з метою оцінювання якості системи патріотичного виховання студентської молоді.

Доп.: Оприско О. Б., аспірант;
Дядюра К. О., професор, СумДУ, м. Суми.

8. Международные стандарты управления как инструмент реализации концепции устойчивого развития.

Докл.: Сущенко Н. В., преподаватель-стажер;
Івченко А. В., доцент, СумГУ, г. Суми.

9. Нормативне забезпечення інформаційної системи управління екологічною безпекою підприємства.

Доп.: Ковчун О. М., студент;
Денисенко Ю. О., асистент, СумДУ, м. Суми.

10. Характеристики оцінювання якості електронних засобів навчального призначення для студентів машинобудівних спеціальностей.

Доп.: Маландій Т.Ю., аспірант, СумДУ, м. Суми.

11. Удосконалення оцінювання якості продукції машинобудівного підприємства на основі аналізу вимірювальних систем.

Доп.: Яшина Т. В., аспірант;
Залого В. О., професор, СумДУ, м. Суми;
Динник О. Д., доцент, КІ СумДУ, м. Конотоп.

12. Проблеми реформування законодавства України щодо безпечності та якості харчових продуктів.

Доп.: Савченко О. С., аспірант; Івченко О. В., доцент;
Ігумнов Д. О., студент, СумДУ, м. Суми.

13. К вопросу создания базы технико-экономических показателей качества упаковки.

Доп.: Мищенко М. С., аспирант; Ивченко А. В., доцент;
Вошенко М. О., студент, СумГУ, г. Сумы.

14. Сервисные центры как инструмент удовлетворения ожиданий потребителей энергетического оборудования.

Докл.: Безпальый М. Г., аспирант; Жук П. И., аспирант;
Кривошея С. А., аспирант, СумГУ, г. Сумы.

15. Системы управления качеством сложными изделиями на примере компрессорного оборудования.

Докл.: Кривошея С. А., аспирант;
Дядюра К. А., профессор, СумГУ, г. Сумы.

СЕКЦІЯ «ТЕХНОЛОГІЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ТА МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО»

Голова – проф. К. О. Дядюра
Секретар – доц. О. П. Гапонова

20 квітня 2016 р.

Початок о 9⁵⁰, ауд. Ц-218

1. Применение термомеханической обработки для упрочнения чугуновых изделий.

Докл.: Леоненко А. Н., доцент, ХУПС им. И. Кожедуба;
Савченков Б. В., профессор;
Цыбульский В. А., доцент, ХНАДУ, г. Харьков.

2. Влияние нагрева в процессе нанесения защитных покрытий на механические свойства стержневых крепежных изделий.

Докл.: Ивченко А. В., ст. науч. Сотрудник;
Гуль Ю. П., доцент;
Кондратенко П. В., аспирант, НМетАУ;
Якушев А. С., ген. директор;
Коваленко В.Ф., вед. инженер;
Бурчак С. С., инженер;
ПАО «Днепромметиз», г. Днепропетровск.

3. The fundamental thermodynamic relation on contact surfaces of multicomponent nanocomposite coatings.

Доп.: Voskoboynik M. V., student;
Dyadyura K. O., professor, Sumy State University, Sumy.

4. Удосконалення технології виготовлення рушія БСП очисного комбайну.
Доп.: Голик В. С., студент;
Дядюра К. О., професор, СумДУ, м. Суми.
5. Застосування алюмінієвого сплаву АК5М7 для рудникового вибухобезпечного електрообладнання.
Доп.: Говорун Т. П., доцент;
Мартинів А. І., студент, СумДУ, м. Суми.
6. Рациональний спосіб хіміко-термоциклічної обробки деталей зі сталі 20Х.
Доп.: Говорун Т. П., доцент;
Сметанін Р. С., магістрант, СумДУ, м. Суми.
7. Вплив складу суміші на показники пластичності борованого шару.
Доп.: Охріменко В. О., студент, СумДУ, м. Суми.
8. Влияние предварительной холодной пластической деформации на диффузию углерода стали 20.
Докл.: Панов Б. Ю., магістрант;
Гапонова О. П., доцент, СумГУ, г. Сумы.
9. Комплексный подход в подборе материалов и метода упрочнения основных узлов сальникового уплотнения кислородного компрессора.
Докл.: Устименко М. С., магістрант;
Руденко П. В., ассистент, СумГУ, г. Сумы.
10. Зміцнювальна термічна обробка деталі «фреза циліндрична» зі швидкорізальної сталі.
Доп.: Сьомка Ю. К., студент;
Гапонова О. П., доцент, СумДУ, м. Суми.
11. Підвищення працездатності інструменту, що зазнає значних ударних навантажень.
Доп.: Самсоненко Т. Ю., магістрант;
Гапонова О. П., доцент, СумДУ, м. Суми.
12. Зміцнення робочого колеса зі сталі 12Х18Н12МЗТЛ.
Доп.: Малоштан Г. В., студент;
Харченко Н. А., доцент, СумДУ, м. Суми.
13. Перспективний метод виготовлення деталей із твердого сплаву.
Доп.: Коротич А. С., студент, СумДУ, м. Суми.

14. Перспективи застосування електроіскрового легування.
Доп.: Ківіт М. В., магістрант;
Дегула А. І., доцент, СумДУ, м. Суми.
15. Дослідження впливу механічної активації на структуру та властивості композитів на основі політетрафторетилену.
Доп.: Вишегородцева М. Є., студентка;
Берладір Х. В., мол. наук. співробітник;
Говорун Т. П., доцент СумДУ, м. Суми.
16. Дифузійні покриття на інструментальних матеріалах.
Доп.: Міняйло А. М., магістрант; Чопко А. С., магістрант;
Дегула А. І., доцент, СумДУ, м. Суми.
17. Исследование причин появления трещин в деталях «толкатель» и «плунжер» из стали 40Х13-Ш.
Докл.: Бирик В. И., магістрант;
Руденко Л. Ф., ст. преподаватель, СумГУ, г. Сумы.
18. Шляхи інтенсифікації хіміко-термічної обробки.
Доп.: Ніколаєнко А. С., студент, СумДУ, м. Суми.
19. Особливості застосування зносостійких металів.
Доп.: Дунь В. Я., студент; Хасанов А. Т., доцент,
КрНУ ім. Михайла Остроградського, м. Кременчук.
20. Аналіз перспектив використання вуглецевих нанотрубок в матеріалознавстві.
Доп.: Красільник С. В., студент; Хасанов А. Т., доцент,
КрНУ ім. Михайла Остроградського, м. Кременчук.
21. Особливості отримання литва способом відцентрового лиття.
Доп.: Лазар А. В., студент; Хасанов А. Т., доцент,
КрНУ ім. Михайла Остроградського, м. Кременчук.
22. Особливості та переваги методу лиття пластмас під тиском.
Доп.: Шаповал С. С., студент; Хасанов А. Т., доцент,
КрНУ ім. Михайла Остроградського, м. Кременчук.
23. Дослідження структури пористої металокераміки.
Доп.: Рудь В. Д., професор;
Повстяна Ю. С., асистент; Савюк І. В., аспірант;
Самчук Л. М., ст. викладач, Луцький НТУ, м. Луцьк.

СЕКЦІЯ «ОПР МАТЕРІАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВО»

Голова – проф. І. Б. Карінцев
Секретар – ст. викл. Д. О. Жигилій

21 квітня 2016 р.

Початок о 13⁰⁰, ауд. М-112.

1. Влияние расположения опор на напряжённно-деформированное состояние двухопорной балки при изгибе.

Докл.: Костель А. А., студент, СумГУ, г. Сумы.

2. Влияние дополнительной шарнирно-подвижной опоры на напряженно-деформированное состояние консольной балки при изгибе.

Докл.: Маленко А. А., студент, СумГУ, г. Сумы.

3. О рациональном расположении шарнирно-подвижных опор в трехопорной балке, нагруженной равномерно распределённой нагрузкой.

Докл.: Немыкин Д. В., студент, СумГУ, г. Сумы.

4. Динамические напряжения консольной балки с дополнительной упругой опорой на конце.

Докл.: Слинько Д. Ю., студент, СумГУ, г. Сумы.

5. Экспериментальные исследования напряженного состояния локальных дефектных участков стальных трубопроводов с ремонтным бандажом из стеклопластика.

Докл.: Меша Д. Е., студент; Верещака С. М., профессор;
Жигилій Д. А., ст. преподаватель, СумГУ, г. Сумы.

6. Прочность стальных трубопроводов в зоне локальных дефектных участков, усиленных ремонтным бандажом из стеклопластика.

Докл.: Васильченко Д. Р.; студент, Верещака С. М., профессор;
Дейнека А. А., ассистент, СумГУ, г. Сумы.

7. Конструювання поперечного перерізу струбцини.

Доп.: Андріюк Р. І., студент; Верещака С. М., профессор;
Жигилій Д. О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми.

8. Рознімні з'єднання деталей із вуглепластику.

Доп.: Довгополов А. Ю., аспірант;
Некрасов С. С., доцент, СумДУ, м. Суми.

9. Использование современных технологий при обучении студентов инженерных специальностей.

Докл.: Боровкова Д. А., Приходько Д. С., студенты;
Некрасов С. С., доцент, СумГУ, г. Сумы.

10. Розроблення конструкції двигуна внутрішнього згорання зі змінним об'ємом робочої камери.

Доп.: Кудин С. В., студент;
Некрасов С. С., доцент, СумДУ, м. Суми.

11. Магнитные редукторы с постоянными магнитами.

Докл.: Стрелец В. В., доцент;
Калюжный И. В., студент, СумГУ, г. Сумы.

12. Редукторы с эксцентриково-циклоидальным зацеплением зубчатых колес.

Докл.: Стрелец В. В., доцент;
Таран В. Ю., студент, СумГУ, г. Сумы.

13. Метроном із двома ступенями вільності.

Доп.: Дем'яненко А. В., студент;
Жигилій Д. О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми.

14. Врахування тертя в опорах стрічкового конвеєра.

Доп.: Косенко І. М., студент;
Жигилій Д. О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми.

15. Заспокоєння хитавиці корабля.

Доп.: Левковський О. В., студент;
Жигилій Д. О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми.

16. Варіант механізму трансформації меблів.

Доп.: Павленко Є. В., студент;
Жигилій Д. О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми.

17. Динаміка штабелера.

Доп.: Папета А. О., студент;
Жигилій Д. О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми.

18. Гальмо для витравлювання якоря-ланцюга.

Доп.: Петренко Н. С., студент;
Жигилій Д. О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми.

19. Экспериментальные исследования балок на изгиб.

Докл.: Каринцева А. И., зав. лабораторией, СумГУ, г. Сумы.

20. Определение опасного сечения в бруске при деформации осевого растяжения.

Докл.: Бражник Б. А., ученик, СШ № 6;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

21. Вычисление опорных реакций в рамах и многопролётных балках.

Докл.: Иземенко В. В., Заяц В. В., ученики, ЦВО, г. Лебедин;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

22. Нахождение величин опорных реакций в пространственной системе произвольно расположенных сил.

Докл.: Ляшенко Д. А., ученик, СШ № 6;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

23. Нахождение главных и главных центральных моментов инерции сложных сечений.

Докл.: Филатов В. В., ученик, СШ № 6;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

24. Изучение вида и характера деформации в пространственной системе произвольно расположенных сил.

Докл.: Шокун Я. О., Налимова П. А., ученики,
ЦДЮТ, г. Белополье;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

25. Изучение вариантов приложения внешних силовых факторов при нахождении внутренних силовых факторов.

Докл.: Янченко В. С., Ситало А. А., ученики,
ЦДЮТ, г. Белополье;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

СЕКЦІЯ «ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ, КОМП'ЮТЕРНА МЕХАНІКА»

Голова – проф. В. А. Марцинковський
Секретар – асп. В. В. Пилипенко

20 квітня 2016 р.

Початок о 11²⁵, ауд. Н-112.

1. Анализ напряженно-деформированного состояния рабочего колеса центробежного насоса.

Докл.: Ништа Б. В., аспирант, СумГУ, г. Сумы.

2. Дослідження причин руйнування робочих коліс відцентрового компресора з урахуванням нестационарності потоку.
Доп.: Гребенюк М. О., студентка;
Савченко Є. М., доцент, СумДУ, м. Суми.
3. Комп'ютерне моделювання та дослідження напружено-деформованого стану робочих коліс відцентрового компресора.
Доп.: Кириленко В. В., студент;
Савченко Є. М., доцент, СумДУ, м. Суми.
4. Оцінювання міцності резервуара для зберігання зрідженого газу з поверхневою тріщиною.
Доп.: Тимченко Д. В., студентка;
Гудков С. М., ст. викладач, СумДУ, м. Суми.
5. Метод сплайн-апроксимації в крайових задачах статички багат шарових циліндричних оболонок.
Доп.: Почкун Є. Ю., студент;
Дейнека А. В., асистент, СумДУ, м. Суми.
6. Моделювання напружено-деформованого стану з'єднань склопластикових труб.
Доп.: Литвинов С. О., студент;
Дейнека А. В., асистент СумДУ, м. Суми.
7. Моделювання напружено-деформованого стану сталеві труби, зміцненої склопластиковим бандажем.
Доп.: Леоненко Є. М., студент;
Дейнека А. В., асистент, СумДУ, м. Суми.
8. Віртуальний лабораторний стенд для дослідження сальникових ущільнень.
Доп.: Панченко Б. М., студент;
Гудков С. М., ст. викладач, СумДУ, м. Суми.
9. Дослідження впливу геометрії канавок на гідродинамічні характеристики торцевого ущільнення.
Доп.: Святашова А. В., студентка;
Гудков С. М., ст. викладач, СумДУ, м. Суми.
10. Комп'ютерне моделювання торцевої пари зі спіральними канавками.
Доп.: Лісовенко Д. В., аспірант;
Загорулько А. В., доцент, СумДУ, м. Суми.

11. Газодинамічний та тепловий розрахунок запірного імпульсного ущільнення компресора.

Доп.: Терновський С. А., студент, СумДУ, м. Суми.

12. Аналіз осьових коливань торцевого сальникового ущільнення.

Доп.: Горобець Б. С., студент;
Марцинковський В. А., професор, СумДУ, м. Суми.

13. Застосування методів обчислювальної гідродинаміки, оцінювання та багатопараметричної оптимізації під час аналізу конструкцій лабіринтних і лункових ущільнень.

Доп.: Масалітін І. О., студент;
Пилипенко В. В., аспірант, СумДУ, м. Суми.

14. Розроблення струминно-реактивного пневмоприводу для шарового крану DN 700 PN 100.

Доп.: Микиша Д. О., Горох А. В., студенти;
Бережний О. С., асистент, СумДУ, м. Суми.

15. Оптимізація товщини стінки гнучких відбійних елементів газодинамічних сепараційних пристроїв.

Доп.: Дем'яненко М. М., Старинський О. Є., студенти;
Павленко І. В., ст. викладач;
Ляпощенко О. О., доцент, СумДУ, м. Суми.

16. Комп'ютерне моделювання механізму змащення в упорному колодковому підшипнику.

Доп.: Кайота Д. О., студент; Пилипенко В. В., аспірант;
Загоруйко А. В., доцент, СумДУ, м. Суми.

17. Компьютерное исследование взаимного расположения спектров собственных и критических частот центробежных насосов.

Докл.: Быстрик В. О., студент, СумГУ, г. Сумы.

18. Оптимизация расположения плоскостей коррекции при балансировке гибких роторов турбокомпрессоров.

Докл.: Угничева М. С., студентка, СумГУ, г. Сумы.

19. Исследование нелинейных колебаний ротора центробежного насоса.

Докл.: Санин А. И., студент;
Симоновский В. И., профессор, СумГУ, г. Сумы.

20. Исследование влияния нелинейных реакций подшипников скольжения на динамику ротора турбокомпрессора.
Докл.: Грицун Д. В., студент;
Симоновский В. И., профессор, СумГУ, г. Сумы.
21. Дослідження динаміки ротора турбокомпресора.
Доп.: Немикін Д. В., студент; Павленко І. В., ст. викладач;
Симоновський В. І., професор, СумДУ, м. Суми.
22. Определение потерь энергии на узле осевой разгрузки ротора насоса.
Докл.: Крутась Ю. С., Галанцев Н. Я., студенты;
Калиниченко П. М., доцент, СумГУ, г. Сумы.
23. Расчет гидропята, обеспечивающей минимальные потери энергии.
Докл.: Крутась Ю. С., студентка;
Калиниченко П. М., доцент, СумГУ, г. Сумы.
24. Розрахунок пристрою осьового врівноваження ротора відцентрових насоса з пружно встановленим упорним кільцем.
Доп.: Шклярів В. В., студент;
Совенко Н. В., доцент, СумДУ, м. Суми.
25. Осевая разгрузка ротора насоса на базе гидростатического уплотнения с деформируемой поверхностью диска.
Докл.: Галанцев Н. Я., Балаба М. А., студенты;
Калиниченко П. М., доцент, СумГУ, г. Сумы.
26. Статичний і динамічний аналізи механічної системи «верстатний пристрій – заготовка».
Доп.: Курилов Б. М., студент; Павленко І. В., ст. викладач;
Іванов В. О., доцент, СумДУ, м. Суми.
27. Прогнозування ресурсу металообробних технологічних систем.
Доп.: Мельник О. В., студент; Нагорний В. В., асистент;
Савченко Є. М., доцент, СумДУ, м. Суми.
28. Дослідження механічних властивостей вуглецевих нанотрубок.
Доп.: Тимошенко В. Ю., студентка;
Савченко Є. М., доцент, СумДУ, м. Суми.
29. Нелінійні ефекти під час дослідження стійкості пружних систем.
Доп.: Голохвост О. О., студент, МК СумДУ;
Павленко І. В., ст. викладач, СумДУ, м. Суми.

30. Аналітичне розв'язання позиційних задач нарисної геометрії.
Доп.: Костенко В. В., студент; Павленко І. В., ст. викладач, СумДУ;
Павленко В. В., викладач вищої категорії, МК СумДУ, м. Суми.
31. Оцінювання надійності розбірних конструкцій хобота мультдозавалювальної машини.
Доп.: Шанько О. Ю., аспірант, ЗДІА, м. Запоріжжя.
32. Експериментальні дослідження радіальної сили у шпаринному ущільненні.
Доп.: Жижка А. М., студент;
Беда І. М., доцент, СумДУ, м. Суми.
33. Визначення опорних реакцій та поздовжніх зусиль у стрижнях ферми різними методами.
Доп.: Тесленко О. С., студент;
Смірнов В. О., директор, ЦНТТУМ, СумДУ;
Міщенко С. О., зав. лабораторії, СумДУ, м. Суми.
34. Застосування методу електродинамічних аналогій.
Доп.: Олійник Я. О., студент, МК СумДУ;
Павленко І. В., ст. викладач, СумДУ, м. Суми.
35. Оптимизация величин реакций связей в пространственной системе сходящихся и произвольно-расположенных сил.
Докл.: Безкровная А. В., учащаяся,
Центр внешкольного образования, г. Лебедин;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.
36. Нахождение усилий в плоской системе сходящихся и произвольно расположенных сил.
Докл.: Довбыш А. Л., Дорошенко С. Н., Леокай А. И.,
учащиеся, ЦПТО (ПТУ-2);
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.
37. Оптимизация приложения внешних силовых факторов при определении величин опорных реакций.
Докл.: Кихтенко Д. Е., учащийся, школа № 6;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.
38. Сопоставление усилий в элементах фермы аналитическими и графическими способами.
Докл.: Назаренко Д. С., учащийся, школа № 6;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

39. Нахождение центра тяжести сложных однородных сечений.

Докл.: Пинчук С. М., Петренко И. В., Щербина В. Е., учащиеся,
Центр внешкольного образования, г. Лебедин;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

40. Определение усилий в плоской системе сходящихся сил различными способами.

Докл.: Тарасенко Д. Р., Недобула Р. М., учащиеся,
Центр внешкольного образования, г. Лебедин;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы.

**ТЕХНОЛОГІЇ
МАШИНОБУДУВАННЯ**

АФГ С ТРЕМЯ ТОРЦОВЫМИ ФРЕЗАМИ

Думенко А. П., студент; Кушниров П. В., доцент, СумГУ, г. Сумы

Обработка плоскостей торцовым фрезерованием с помощью агрегатных фрезерных головок (АФГ) выгодно отличается от многопроходного фрезерования одной фрезой тем, что появляется возможность за один проход получить непрерывную плоскую поверхность. Поскольку величина вылета (выступания над корпусом) режущих вставок во всех фрезах АФГ является постоянной величиной (выдерживается при настройке по жесткому упору или с помощью индикатора), то на обработанной поверхности отсутствуют ступеньки-переходы между соседними проходами фрез, чем и обеспечивается непрерывность плоскостной поверхности [1].

В зависимости от решаемых задач АФГ может конструктивно содержать различное количество торцовых фрез. В частности, АФГ может содержать две фрезы, которые в свою очередь имеют возможность осуществлять настроечный поворот вокруг оси, перпендикулярной плоскости обработки [2]. Для обеспечения требуемой ширины фрезерования B при этом необходимо наличие двух фрез диаметром приблизительно $B/2$. Однако ту же самую ширину фрезерования B можно реализовать тремя фрезами меньшего диаметра (равного приблизительно $B/3$), что позволяет применить в шпиндельных узлах АФГ высокоскоростные упорные подшипники меньшего диаметра. В результате при работе можно выходить на рекомендуемые высокие скорости резания для фрез со сверхтвердыми материалами – порядка 1000 - 2000 м/мин.

Если возникает необходимость регулировки ширины фрезерования (например, при обработке заготовок с «закрытыми» поверхностями), то это осуществляется с помощью поворотного механизма, содержащего устройство фиксации требуемого углового положения фрез.

Таким образом, использование в конструкциях АФГ трех торцовых фрез позволяет создать более скоростные шпиндельные узлы, что дает возможность фрезерования с оптимальными режимами резания.

Список литературы

1. Кушниров, П.В. Агрегатные фрезерные головки с пересекающимися траекториями режущих ножей [Текст] / П. В. Кушниров, Ю. Я. Тарасевич, А. А. Нешта // СТИН. – 2013. – №2. – С. 5–9.
2. Гончаренко, И.Ю. Регулируемые агрегатные фрезерные головки [Текст] / И. Ю. Гончаренко, П. В. Кушниров // Прогрессивные технологии и процессы: сборник научных статей 2-й Международной молодежной научно-практической конференции (24-25 сентября 2015 года) / В 3-х т. – Т. 1. – Курск: Юго-Западный государственный ун-т, 2015. – С. 243-245.

ЗАСТОСУВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПОХИБКИ БАЗУВАННЯ ЗАГОТОВКИ У ВЕРСТАТНОМУ ПРИСТРОЇ

*Кармаза А. І., студент; Чигрин С. О., студент;
Іванов В. О., доцент; Павленко І. В., ст. викладач, СумДУ, м. Суми*

Сучасною тенденцією реалізації механічної обробки є висока інтенсифікація технологічних процесів, тобто скорочення витрат штучного часу за рахунок зменшення частки допоміжного часу, що в умовах жорсткої конкуренції на ринку, багатомоделюваності деталей машинобудування та можливостей сучасних металорізальних верстатів може бути досягнута за рахунок використання переналаджуваних верстатних пристроїв (ВП). Розрахунок точнісних параметрів, які є основною характеристикою ефективності ВП, є актуальною задачею.

Метою даної роботи є обґрунтування доцільності застосування методів геометричного моделювання та розмірного аналізу для підвищення ефективності використання ВП. Поставлена мета досягається шляхом обґрунтування вибору конструктивних параметрів та розроблення відповідної конструкторської документації, а також із застосуванням аналітичних методів дослідження точності базування заготовки у ВП.

У роботі на прикладі деталей типу тіл обертання теоретично обґрунтовано вибір конструктивних параметрів ВП із метою забезпечення високої гнучкості, що дозволило оптимізувати конструкцію ВП за критерієм мінімальної похибки базування. Запропоновано методику визначення похибок базування заготовок у ВП залежно від їх конструктивних параметрів. Методами геометричного моделювання та розмірного аналізу теоретично доведено, що застосування запропонованої конструкції базуючої призми забезпечує задану точність базування валів у ВП.

У результаті, на основі аналізу конструкцій ВП, що використовуються для базування та закріплення валів при обробці на свердлильно-фрезерно-розточувальних верстатах, обґрунтовано доцільність застосування базуючої призми в умовах багатомоделюваного виробництва, забезпечуючи більш широкий діапазон діаметрів заготовок. Теоретично обґрунтовано вибір конструктивних параметрів базуючої призми з метою забезпечення високої гнучкості конструкції. Розроблено конструкторську документацію відповідно до діючих стандартів, і виготовлено дослідний зразок базуючої призми, яка може бути впроваджена на підприємствах, що виконують механічну обробку деталей типу тіл обертання.

Основні результати роботи впроваджено у навчальний процес Сумського державного університету для напряму підготовки студентів за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр».

ІЄРАРХІЧНА СИСТЕМА ПОШУКУ НОРМАТИВНИХ ДОКУМЕНТІВ (СТАНДАРТІВ) ДЛЯ РІЖУЧОГО ІНСТРУМЕНТА «СВЕРДЛО»

Голубенко Є. О., студент; Руденко О. Б., ст. викладач, СумДУ, м. Суми

Одним із основних етапів розробки технологічних процесів механічної обробки деталей є пошук та вибір стандартного позначення технологічного оснащення (верстатних пристосувань, ріжучого, допоміжного та вимірювального інструментів).

Зазвичай, ця інформація отримується безпосередньо із стандартів (ГОСТ, ОСТ, ТУ) або з довідників. Але довідники не містять повного набору нормативно-технічної документації та і у кабінетах стандартів обмежена їх номенклатура.

Окрім цього, для знаходження потрібного документа необхідна систематизація процесу його пошуку.

Метою даної роботи є створення ієрархічної системи пошуку нормативних документів (стандартів) для ріжучого інструмента «Свердло».

Основою для створення ієрархічної системи є існуючі класифікатори. Зокрема, для знаходження нормативних документів для технологічного оснащення використовуємо:

- ДК 004:2008 Український класифікатор нормативних документів (УКНД);
- Класифікатор державних стандартів (КДС);
- ДК 016:2010 Державний класифікатор продукції та послуг (ДКПП);
- І 75 044 Класифікатор промислової та сільськогосподарської продукції (ОКП).

Для реалізації поставленої задачі створені ієрархічні системи пошуку інформації по зазначеним класифікаторам [1; 2; 3; 4].

При пошуку свердл на останньому етапі ієрархії наведених класифікаторів зазначені наступні класифікаційні угруповання:

- Класифікатор УКНД – 25.100.30 Свердла, зенкери, розвертки [1];
- Класифікатор КДС – Г23 Інструмент для обробки різанням [2];
- Класифікатор ДКПП [3] – Інструменти для свердління:
 - 1) 25.73.40-27.00 – для обробляння металу, з робочою частиною зі спеченого карбіду металу, крім незакріплених пластин, стрижнів та наконечників і подібних виробів зі спеченого карбіду металу;
 - 2) 25.73.40-31.00 – з робочою частиною з швидкорізальної сталі, для обробляння металів (крім тримачів до механізмів і ручних інструментів, що їх використовують для буріння порід);
 - 3) 25.73.40-33.00 – з робочою частиною іншою, ніж з алмазу чи агломерованого алмазу або зі спеченого карбіду металу, призначені для обробляння металу (крім інструментів для свердління з робочою частиною зі швидкорізальної сталі);

4) 25.73.40-35.00 – інші (крім тримачів до механізмів та ручних інструментів, з робочою частиною з алмазу або агломерованого алмазу, що їх використовують для буріння порід, і шлямбурів для оброблення металу);

- Класифікатор ОКП – розгалужена класифікація свердл [4].

На підставі аналізу класифікаторів прийнято рішення пошукову систему будувати на базі класифікатора ОКП. При цьому на останньому класифікаційному угрупованні решти класифікаторів передбачена гіперпосилка на відповідний етап класифікатора ОКП.

На останньому етапі пошуку різновиду свердла здійснюється вихід на позначення стандартів. Система пошуку ріжучого інструмента «Свердло» містить знаходження 163 стандартів:

- 55 міждержавних стандартів (ГОСТ);
- 25 державних стандартів України (ДСТУ);
- 29 галузевих стандартів (ОСТ);
- 54 технічних умов (ТУ).

Особливістю даної ієрархічної системи пошуку є посилання безпосередньо на електронне видання стандарту бібліотеки СумДУ.

Для цього були знайдені (створені) та завантажені в електронний каталог бібліотеки СумДУ наступні електронні видання стандартів:

- скореговано (для зручності у використанні) 40 електронних видань існуючих в каталозі бібліотеки ГОСТів;
- знайдено та скореговано 15 електронних видань ГОСТів нового перевидання;
- створено 25 електронних видань документів ДСТУ;
- створено 17 (з 29) електронних видань ОСТів;
- створено 20 (з 54) електронних видань ТУ (як витяги з довідкової літератури).

Список літератури

1 ДК 004:2008 Український класифікатор нормативних документів (УКНД): Ієрархічна система пошуку / О. Б. Руденко. - Електронне видання кафедри ТМВІ. - Суми: СумДУ, 2016.- 50 с.

2 Класифікатор державних стандартів (КДС): Ієрархічна система пошуку / О. Б. Руденко.- Електронне видання кафедри ТМВІ.- Суми: СумДУ, 2016. - 34 с.

3 ДК 016:2010 Державний класифікатор продукції та послуг. Розділ 25. Вироби металеві, крім машин і устаткування: Ієрархічна система пошуку / О. Б. Руденко.- Електронне видання кафедри ТМВІ.- Суми: СумДУ, 2016. - 17 с.

4 Класифікатор ОКП (1 75 044). Клас 39. Інструмент, технологічне оснащення, абразивні матеріали: Ієрархічна система пошуку / О. Б. Руденко. - Електронне видання кафедри ТМВІ. - Суми: СумДУ, 2015.- 37 с.

3-D МОДЕЛЮВАННЯ ТА СКІНЧЕННО-ЕЛЕМЕНТНИЙ АНАЛІЗ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ У ПРОФЕСІЙНО-ТЕХНІЧНИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДАХ

*Дегтярьов І. М., аспірант, СумДУ;
Ханов В. М., учень; Новік В. О., учень, СХТЦ ПТО, м. Суми*

У зв'язку з активним поширенням технологій 3D-моделювання у світі комп'ютерні програми стають все більш доступніші для користувачів. Кожна компанія, що випускає конкретний програмний продукт має на меті поширити своє програмне забезпечення серед якомога більшої кількості клієнтів різних категорій та соціальних груп, що передбачає їх заохочення новими програмними продуктами з доступним та зрозумілим інтерфейсом для кожного. Тому для ознайомлення та наглядного представлення простоти програмних продуктів 3D-моделювання та скінчено-елементного аналізу з російськомовним та англomовним інтерфейсом у рамках занять у гуртку технічної творчості учням сумського хіміко-технологічного центру професійно-технічної освіти був прочитаний курс, що включав основи теорії побудови 3D-моделей у програмному середовищі КОМПАС-3D, а також основи моделювання методом скінчених елементів у програмному середовищі ANSYS.

Програмний продукт КОМПАС-3D дозволяє виконувати креслення 3D-моделей, а також на їх основі або самостійно виконувати робочі креслення. Робота у програмі складалась з освоєння основних команд та інтерфейсу, а також виконання спочатку тренувальних креслень 2D типу з переходом до 3D типу з постійним ускладненням геометрії та додаванням нових конструктивних елементів.

Результатом стало виконання учнями стенду по моделюванню конструкції верстатного пристрою для обробки деталей типу важелів у 3D з виконанням робочих креслень деяких деталей на основі їх 3D-моделей.

Програмний продукт ANSYS, що дозволяє виконувати аналіз напружено-деформованого стану (визначення напружень та переміщень), модальний аналіз (визначення власних частот коливань), гармонічний аналіз (визначення амплітуд коливань), термічний та інші типи аналізу був застосований та у достатній мірі засвоєний учнями для виконання перших трьох типів аналізу. Об'єктом аналізу було обрано 3D модель верстатного пристрою для обробки деталей типу важелів. У процесі виконання моделювання учнями були засвоєні основні команди та принципи роботи у програмі, а саме задання граничних умов та порядку обчислення.

Результатом стало виконання учнями стенду, у якому відображені величини напружень та переміщень, що виникають у верстатному пристрої під дією сил різання, а також визначення власних частот коливань.

ОСОБЕННОСТИ ОТДЕЛОЧНОЙ ОБРАБОТКИ ОТВЕРСТИЙ БОЛЬШИХ ДИАМЕТРОВ

Быковченко С. В., студент; Евтухов В. Г., доцент, СумГУ, г. Сумы

Обеспечение требуемой точности и шероховатости обработанных поверхностей деталей в первую очередь зависит от применяемых методов финишной обработки, среди которых наибольшее значение имеют отделочные операции, выполняемые с помощью абразивного и алмазного инструментов.

При обработке поверхностей ответственных деталей, работающих в условиях знакопеременных циклических нагрузок, высоких давлений и температур, в частности, гильз цилиндров двигателей внутреннего сгорания, компрессоров и других машин, в качестве финишной операции наиболее целесообразно использовать процесс хонингования. Хонингование эффективно снимает микро- и макронеровности, увеличивает несущую поверхность, исправляет погрешность геометрической формы, повышает точность размеров, сохраняет микротвердость и структуру поверхностного слоя, увеличивает остаточные сжимающие напряжения, повышая при этом контактную прочность деталей. Процесс хонингования осуществляется с помощью абразивных или алмазных брусков, закрепленных на внешней поверхности хонинговальной головки. Посредством хонингования может быть достигнута высокая точность обработки детали (по IT5 – IT7) и низкая шероховатость ее поверхности (в пределах 0,4 – 0,02 мкм по критерию Ra).

В машиностроении используется огромное многообразие конструкций хонинговальных головок, применяемых для финишной обработки гильз цилиндров в наиболее распространенном диапазоне 50 – 200 мм. Однако применение таких конструкций хонинговальных головок для обработки отверстий больших диаметров в диапазоне 300 – 750 мм, в частности, при обработке гильз цилиндров тяжелых оппозитных компрессоров, практически не осуществимо из-за их огромного веса. В результате, при обработке таких гильз в производственных условиях на финишных операциях используется малопроизводительный ручной труд, что не всегда обеспечивает требуемую размерную точность и точность формы обработанной поверхности, ее шероховатость.

Для устранения вышеперечисленных недостатков для обработки отверстий больших диаметров на кафедре ТМСИ СумДУ была разработана облегченная конструкция хонинговальной головки, обеспечивающая шарнирный разжим абразивных брусков без применения клино-рычажных механизмов. При этом, необходимый радиальный разжим брусков осуществляется предварительной настройкой хонинговальной головки за счет регулировки упругих элементов, расположенных в каждой группе брусков. В результате масса хонинговальной головки уменьшилась более чем в пять раз, что позволяет ее использовать в системах существующих хонинговальных станков.

ОСОБЕННОСТИ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ ИЗ УГЛЕПЛАСТИКА

Довгополов А. Ю., аспирант; Некрасов С. С., доцент, СумГУ, г. Сумы

В современном мире все более актуальным является повышение энергоэффективности используемых машин, механизмов, изделий и т.п. Одним из способов уменьшения потребления энергии механизмом является уменьшение его массы, поэтому использование новых материалов раскрывает новые возможности для изготовления, машин и механизмов с высоким КПД, пониженным энергопотреблением и малой массой. В последнее время, углепластик, начали широко использовать для изготовления корпусных деталей машин. Этот материал, имеет высокую предельную прочность и низкий коэффициент трения, за счет использования в своем составе, углеродных волокон. Именно благодаря данным характеристикам, считается возможным изготовление компонентов разъемных соединений деталей машин.

Изготовление составных частей разъемных соединений из углепластика является сложной инженерной задачей. Для ее успешного решения необходимо, рассчитать оптимальные характеристики материала компонентов соединений, а также разработать правильную концепцию теории формообразования данных поверхностей резанием.

Большой вклад в развитие теории формообразования резанием поверхностей изделий из углепластика сделали известные отечественные и зарубежные ученые: Т. А. Ройк, В. Е. Гайдачук, Я. С. Карпов, Д. В. Криворучко, Г. А. Тетерс, М. Masuda, Dugao L. M. и другие.

Как правило, большинство работ выполнено в рамках приближенных расчетных схем.

Механическая обработка углепластика, сама по себе является весьма трудоемким та дорогостоящим процессом, требующим использования совершенно новых режущих инструмента и оборудования.

В то же время, теория формообразования резанием разъемных соединений деталей из углепластика не достаточно изучена, поэтому более детальное развитие данной теории позволит, расширить использование углепластика в машиностроении.

Основная задача, которая ставится при проведении исследований, заключается в усовершенствованные уже существующих способов формообразования разъемных соединений деталей из углепластика, за счет повышения надежности, прочности и точности соединений, а также разработка новых способов формообразования разъемных соединений деталей из углепластика и использования новых геометрических форм этих поверхностей.

ВСПОМОГАТЕЛЬНАЯ ПОДВОДИМАЯ ОПОРА С ВИНТОВЫМ КЛИНОМ

Балла В. С., студент; Кушников П. В., доцент, СумГУ, г. Сумы

При установке заготовок, имеющих большие размеры и малую жесткость, на производстве часто используют вспомогательные опоры (самоустанавливающиеся или подводимые). Указанные вспомогательные опоры служат для повышения жесткости технологической системы, поскольку они увеличивают количество опорных точек устанавливаемой заготовки с элементами станочного приспособления. Конструкции самоустанавливающихся вспомогательных опор содержат подпружиненный штырь и механизм с плоским клином. В подводимых вспомогательных опорах плоские клинья подводятся вручную до момента касания опорного штыря с поверхностью обрабатываемой заготовки [1].

Одним из недостатков подводимых вспомогательных опор являются значительные габариты конструкции из-за используемых в них плоских клиньев. Это объясняется тем, что указанные клинья должны совершать большие линейные перемещения для обеспечения подъема опорного штыря в перпендикулярном направлении [2].

Предложенная конструкция вспомогательной подводимой опоры лишена данного недостатка, поскольку вместо крупногабаритного плоского клина в ней применен компактный винтовой клин в форме торцового кулачка. В связи с тем, что винтовой клин для воздействия на опорный штырь совершает лишь вращательное движение, происходит экономия рабочего пространства вспомогательной опоры.

Таким образом, применение винтового клина во вспомогательных опорах позволяет существенно снизить габаритные размеры опор при сохранении требуемой жесткости технологической системы и возможности изменения направления подвода опорного штыря к заготовке.

Список литературы

1. Кушніров, П.В. Поворотна допоміжна підвідна опора. Патент 73454 У Україна, МПК В23Q 3/06 (2006.01) / П.В. Кушніров, В.В. Лук'яненко, Я.Ю. Ніколаєв; заявник та патентовласник СумДУ. – К.: Державне підприємство "Український інститут промислової власності" (УКРПАТЕНТ), 2012.
2. Мальцев, А.С. Усовершенствование вспомогательных опор станочных приспособлений [Текст] / А.С. Мальцев, П.В. Кушников // Современные материалы, техника и технология: материалы 3-й Международной научно-практической конференции (27 декабря 2013 года). В 3-х т. – Т.2. – Курск: Юго-Западный государственный ун-т, 2013. – С.316-318.

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ ВЕРСТАТНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ ТИПУ ВАЖЕЛІВ

*Косов І. О., студент; Косов М. О., студент; Дегтярьов І. М., аспірант;
Павленко І. В., ст. викладач; Іванов В. О., доцент, СумДУ, м. Суми*

Сьогодні одним із викликів, що постають перед машинобудівною галуззю, є зниження собівартості готової продукції. При конкурентній боротьбі це стає можливим за рахунок зменшення норми допоміжного часу у складовій штучного часу, що в умовах багатомономенклатурного виробництва може бути досягнуто шляхом використання переналагоджуваних верстатних пристроїв (ВП). Але при цьому ВП повинні забезпечувати задану точність обробки та достатню жорсткість при мінімальній масі. Вирішення комплексу цих завдань із вибору оптимального компонування ВП є актуальною задачею на сьогодні для виробників машинобудівної продукції.

У роботі досліджено вплив типорозмірів ВП на точність обробки деталей на прикладі важелів. Спроековано ВП із максимально та мінімально можливими конструктивними параметрами елементів, що входять до компонування. Виконано дослідження напружено-деформованого стану ВП за допомогою програмного комплексу ANSYS, що дозволило перевірити деталі ВП на міцність та виявити концентратори напружень, які перевищують допустимі значення для призначених матеріалів. Проведено модальний аналіз ВП для визначення власних частот коливань і гармонічний аналіз ВП з метою визначення динамічної жорсткості ВП. Кінематичні та силові граничні умови моделі ВП відповідають реальним схемам закріплення з зовнішнім навантаженням і приймалися жорстким закріпленням за нижньою поверхнею основи обох типорозмірів ВП, що еквівалентно установленню ВП на робочому столі верстата.

На основі отриманих результатів розрахунків можна стверджувати, що ВП із максимальними розмірами мають надлишковий запас міцності деяких деталей навіть при обробці деталей із максимальними габаритними розмірами, а ВП із мінімальними типорозмірами – мають недостатній запас міцності. Запропонований і реалізований алгоритм оптимізації забезпечив визначення оптимальних параметрів елементів ВП, при яких переміщення та напруження знаходяться у межах допустимих значень.

Дослідження ВП із оптимальними параметрами елементів підтвердило, що максимальні еквівалентні напруження не перевищують допустимих значень для заданих матеріалів при визначених силових навантаженнях. Виявлено, що переміщення на усіх технологічних переходах є пружними, що задовольняє технологічні вимоги до механічної обробки. Встановлено, що резонанс не виникає, а амплітуди коливань не перевищують задані допуски на механічну обробку деталей типу важелів.

КРОНШТЕЙНИ ЯК ОБ'ЄКТ МАШИНОБУДІВНОГО ВИРОБНИЦТВА

*Дегтяр О. А., студент; Іванов В. О., доцент;
Павленко І. В., ст. викладач, СумДУ, м. Суми*

Деталі типу кронштейни характеризуються наявністю базових поверхонь, які визначають положення деталей, що з ними з'єднуються. Базова поверхня може бути зовнішньою (плоска поверхня), внутрішньою (отвір) або комбінацією площини та отвору, які розташовуються одна відносно іншої у паралельних або непаралельних площинах. За конструктивною особливістю конструкції деталей відрізняються наявністю фіксуючих елементів або площин розімання. Кронштейни застосовуються для встановлення, просторового розташування та фіксації окремих вузлів виробів. Деталі типу кронштейнів характеризуються:

- можливість використання уніфікованих різальних інструментів;
- інструментальною доступністю поверхонь на операціях механічної обробки та контролю;
- можливість обробки поверхонь із максимальною продуктивністю;
- простотою схем базування та надійністю закріплення заготовки у верстатному пристрої.

На основі аналізу різноманітності деталей типу кронштейнів розроблено укрупнену класифікацію деталей за конструктивно-технологічними ознаками та вибрано типові представники для кожної групи. Визначено типові схеми навантаження кронштейнів та співвідношення діапазонів розмірів і навантажень, що до їх прикладаються.

З огляду на те, що кронштейни розраховані на високі статичні та динамічні навантаження, при виготовленні основна увага приділяється їх характеристикам міцності, жорсткості та надійності. Обґрунтовано вибір матеріалів для виготовлення деталей типу кронштейнів, проаналізовано хімічний склад, фізико-механічні, технологічні та інші властивості.

З метою забезпечення надійності роботи кронштейнів та організації високої продуктивності процесу їх обробки подальша робота полягає у наступному:

- розроблення ефективного технологічного процесу виготовлення деталей на основі інтенсифікації процесу механічної обробки;
- забезпечення можливості широкого використання високопродуктивного обладнання, різального інструмента та верстатних пристроїв.

РЯДИ ЧАСТОТ ТА ПОДАЧ МЕТАЛОРИЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Адамян М. А., інженер; Руденко О. Б., ст. викладач, СумДУ, м. Суми

Розрахунок та призначення режимів різання для механічної обробки деталей на металорізальних верстатах потребує корегування частот обертів шпинделя та подач за паспортними даними верстатів. Виконання цієї процедури не потрібно у випадках використання верстатів з ЧПК та верстатів із безступеневою зміною частоти (подачі). Актуальною задачею корегування частоти (подачі) є для інших верстатів.

Якщо паспорт верстата містить конкретний ряд частот (подач), процедура вибору є явною. В іншому випадку в паспорті зазначаються мінімальне і максимальне значення частоти (подачі) та кількість ступенів. В цьому разі (оскільки ряд – це геометрична прогресія) визначається знаменник прогресії φ (стандартні значення якого – 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2,0).

Для кожного знаменника існує стандартний ряд, з якого за заданим мінімальним (максимальним) значенням обирається ряд частот (подач):

для $\varphi=1,06$: **1,00**; 1,06; 1,12; 1,18; 1,25; 1,32; 1,40; 1,50; 1,60; 1,70; 1,80; 1,90; 2,00; 2,12; 2,24; 2,36; 2,50; 2,66; 2,80; 3,00; 3,15; 3,35; 3,55; 3,75; 4,00; 4,25; 4,50; 4,75; 5,00; 5,30; 5,60; 6,00; 6,30; 6,70; 7,10; 7,50; 8,00; 8,50; 9,00; 9,50; **10,0**;

для $\varphi=1,12$: **1,00**; 1,12; 1,25; 1,40; 1,60; 1,80; 2,00; 2,24; 2,50; 2,80; 3,15; 3,55; 4,00; 4,50; 5,00; 5,60; 6,30; 7,10; 8,00; 9,00; **10,0**;

для $\varphi=1,26$: **1,00**; 1,25; 1,60; 2,00; 2,50; 3,15; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; **10,0**;

для $\varphi=1,41$: **1,00**; 1,40; 2,00; 2,80; 4,00; 5,60; 8,00; 11,2; 16,0; 22,4; 31,5; 45,0; 63; 90; 125; 180; 250; 355; 500; 710; **1000**;

для $\varphi=1,58$: **1,0**; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; **10**;

для $\varphi=1,78$: **1,0**; 1,8; 3,15; 5,6; **10**;

для $\varphi=2,0$: **1,0**; 2,0; 4,0; 8,0; 16,0; 31,5; 63,0; 125; 250; 200; **1000**.

Але не завжди необхідний ряд можливо вибрати зі стандартних.

Метою даної роботи є пошук нестандартних рядів частот (подач) металорізальних верстатів зі ступеневими приводами.

Задача виконувалася шляхом проведення аналізу паспортних даних у галузевих каталогах металорізальних верстатів. Результатом роботи є виявлення 96 нестандартних рядів:

а) для частот обертання шпинделя:

- | | |
|--|---|
| 1) з φ від 1,06 до 1,12 – 9 рядів, | 4) з φ від 1,41 до 1,58 – 10 рядів, |
| 2) з φ від 1,12 до 1,26 – 21 ряд, | 5) з φ від 1,58 до 1,78 – 1 ряд, |
| 3) з φ від 1,26 до 1,41 – 8 рядів, | 6) з φ від 1,78 – 2 ряди; |

б) для подач:

- | | |
|---|--|
| 1) з φ від 1,06 до 1,12 – 7 рядів, | 4) з φ від 1,41 до 1,58 – 6 рядів, |
| 2) з φ від 1,12 до 1,26 – 17 рядів, | 5) з φ від 1,58 до 1,78 – 2 ряди, |
| 3) з φ від 1,26 до 1,41 – 7 рядів, | 6) з φ від 1,78 – 6 рядів. |

ВИБРАЦИИ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ВПКМ

Лепёшкина Н. В., студентка; Шапошников Д. О., аспирант, СумГУ, г. Сумы

Вибрации всегда сопровождают любой процесс механической обработки и являются одним из негативных факторов. Результатом вибраций является шум, плохое качество обработки, уменьшение периода стойкости инструмента, а также преждевременный износ узлов станка. Задача специалиста по механообработке состоит в задании параметров резания таким образом, чтобы максимально эффективно осуществить обработку с заданными требованиями к качеству, точности изделия и себестоимостью.

На данный момент предложен метод оптимизации, который основывается на анализе частот вибраций во время процесса фрезерования. За счет него возможно достигнуть наиболее стабильного процесса резания в относительно стабильном регионе (или условно стабильной области). Во-первых, исследованы отношения между частотами вибраций и фазовым углом зуба фрезы в процессе фрезерования. Определяются четыре вида частот вращения шпинделя, связанных с несколькими раздвоениями и колебаниями. Во-вторых, области без вибраций разделены согласно этим частотам вращения шпинделя. Было определено, что в так называемом стабильном регионе, параметры резания могут быть одновременно оптимизированы для существенного более высокого темпа удаления материала заготовки и более высокой точности обрабатываемой поверхностной. В-третьих, данное исследование оптимального управления используется для определения оптимальных параметров резания, которые могут достигнуть самого стабильного процесса фрезерования в относительном стабильном регионе без вибраций.

Были определены диапазоны скоростей, при которых вибрации будут минимальными, что позволяет повысить точность и качество обработки. Была разработана установка для исследования вибраций при фрезеровании.

Еще один метод показывает возможность снижения изнашивания инструмента, которое является одним из трех основных типов повреждений в процессе обработки армированных полимеров (ВПКМ). В данном методе вибрации были использованы для упрощения обработки ВПКМ.

Такие вибрационные характеристики, как форма, частота и амплитуда должны быть проанализированы, чтобы выявить их влияние на изнашивание инструмента в процессе фрезерования для твердых твердосплавных инструментов. В экспериментальных исследованиях были использованы частоты до 300 Гц и амплитудой до 4 мкм. Показано, что эта технология может улучшить процесс обработки материала и уменьшить износ инструмента, что имеет огромное значение и нуждается в дальнейших исследованиях.

Работа выполнена под руководством профессора Криворучко Д. В.

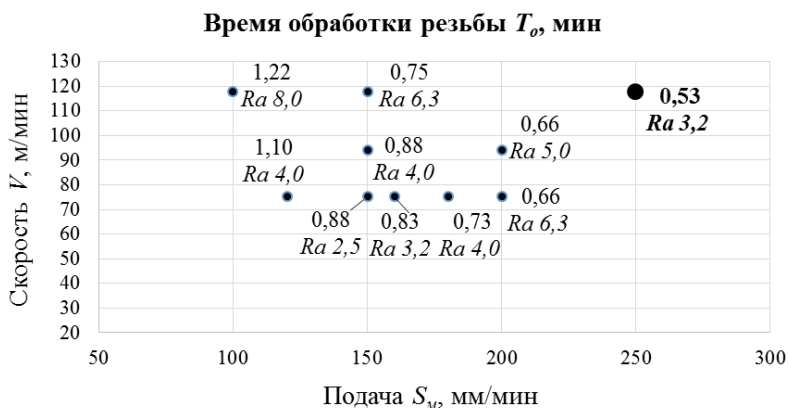
КАЧЕСТВО ОБРАБОТКИ ВНУТРЕННЕЙ РЕЗЬБЫ МЕРНЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

Андрусишин В. К., студент; Нешта А. А., аспирант, СумГУ, г. Сумы

Обработка резьбовых поверхностей является «узким местом» в технологическом процессе из-за большой трудоемкости обработки, которая обусловлена большим количеством проходов. Применение мерного инструмента позволяет уменьшить основное время путем обработки резьбы за один рабочий ход инструмента. Основной задачей, которую решает способ обработки мерным инструментом, является повышение производительности обработки резьбы. При этом важным ограничивающим фактором остается соблюдение качества поверхности резьбы согласно требованиям чертежа.

В качестве экспериментального образца при проведении исследований была выбрана круглая резьба R32 по ISO 10208. Требуемая шероховатость поверхности резьбы согласно требованиям чертежа составляет 3,2 мкм по критерию Ra . Обработка резьбовой поверхности производилась на вертикально-фрезерном станке с ЧПУ модели 6P13Ф3 со скоростями резания $V = 75 \div 118$ м/мин, что при диаметре мерной фрезы 30 мм соответствует частотам вращения шпинделя $n = 800 \div 1250$ об/мин и подачами $S_m = 150 \div 250$ мм/мин.

При этом основное время T_o на резьбовом участке длиной 70 мм составляло от 0,53 до 1,22 мин, как показано на точках графика.



В результате эксперимента шероховатость поверхности резьбы на 10 образцах составила от 2,5 до 8 мкм по критерию шероховатости Ra . При этом было установлено, что уменьшение минутной подачи S_m ниже 180 мм/мин, при частотах вращения $n = 1000$ и 1250 об/мин, приводит к ухудшению качества резьбовой поверхности до $Ra 8,0$ мкм. Это явление может быть объяснено вибрациями, которые возникают в результате совмещения высокой частоты вращения и неблагоприятных условий резания.

Неблагоприятные условия резания возникают вследствие малой площади сечения среза на вершинах витков резьбы, так как имеет место сочетание малой глубины резания и малой величины подачи на зуб, которая для стандартных пластин является меньше нормативной. Во впадинах резьбы при этом условия резания являются удовлетворительными, что подтверждается шероховатостью поверхности впадин $Ra\ 3,2\div 4,0$ мкм.

В диапазонах частот вращения $n = 800$ и 1000 об/мин и величинах минутной подачи $S_m = 100\div 150$ мм/мин площадь сечения среза находится в оптимальных пределах, как на вершинах так и во впадинах резьбы, что позволило избежать вибраций и получить шероховатость поверхности $Ra\ 2,5\div 4,0$ мкм. Но при этом скорость резания составляла $75\div 95$ м/мин, что ниже минимального рекомендованного значения производителя режущих пластин, а значит оптимальные условия также не соблюдались.

Наиболее оптимальным режимом резания, как с точки зрения благоприятности условий резания, так и с точки зрения производительности оказался режим со скоростью $V = 118$ м/мин, что соответствует $n = 1250$ об/мин и величиной минутной подачи $S_m = 250$ мм/мин. Площадь сечения среза при этом находится в оптимальных пределах, как на вершинах так и во впадинах резьбы, что позволило получить требуемую шероховатость поверхности $Ra\ 3,2$ мкм.

Дальнейшее увеличение частоты вращения шпинделя до $n = 1600$ об/мин привело к возникновению вибраций уже при врезании, что объясняется недостаточной жесткостью технологической системы в конкретном случае. Увеличение минутной подачи более $S_m = 250$ мм/мин не производилось, так как при частоте вращения $n = 1250$ об/мин это приведет к повышенной величине подачи на зуб и возможному разрушению режущих пластин. Жесткость технологической системы в данном случае лимитирована жесткостью станка, так как при максимальных частотах вращения зазоры в подвижных соединениях увеличиваются, что приводит к возникновению вибраций.

Исходя из результатов экспериментального исследования были установлены оптимальные режимы резания при обработке круглой резьбы для конкретных производственных условий, при которых обеспечивается требуемая шероховатость поверхности ($Ra\ 3,2$ мкм) и наибольшая производительность, а именно скорость резания $V = 118$ м/мин и подача $S_m = 250$ мм/мин, что соответствует подаче $0,07$ мм/зуб.

Дальнейшие исследования направлены на поиск режимов резания, которые позволят увеличить производительность за счет увеличения скорости резания и минутной подачи, допускаемой современными производителями режущих пластин, в условиях более жесткой технологической системы.

Работа выполнена под руководством профессора Криворучко Д. В.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМОВ ОБРАБОТКИ НА ТЕМПЕРАТУРУ РЕЗАНИЯ ПРИ СВЕРЛЕНИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОТВЕРСТИЙ В ПАКЕТАХ УГЛЕПЛАСТИК / ТИТАНОВЫЙ СПЛАВ

*Богатенко Н. В., магистрант; Колесник В. А., преподаватель-стажер;
Евтухов А. В., доцент, СумГУ, г. Сумы*

В ходе экспериментальных исследований было выполнено сверление цилиндрических отверстий диаметром 10 мм в пакете углепластик / титановый сплав (высота пакета – 10 мм) с использованием режимов обработки, отличающихся значениями скорости резания V (15 – 65 м/мин) и подачи S (0,02 – 0,08 мм/об). Обработка каждого из ряда отверстий выполнялась с использованием новых значений режимов резания и нового сверла (материал режущей части – однокарбидный твердый сплав VHM с износостойким покрытием), что позволило исключить влияние износа инструмента на измеряемые параметры. Измерение температуры резания выполнялось на вращающемся сверле методом искусственной термопары K -типа.

В ходе исследований установлено, что зависимость изменения температуры резания T по глубине обрабатываемого отверстия H в процессе сверления является характерной для всего ряда опытов.

Так, в процессе сверления в зависимости от глубины обрабатываемого отверстия H , были выделены шесть основных этапов. На первом этапе ($H = (0 - 3)$ мм) происходит касание поперечной режущей кромки верхнего слоя пакета и полное врезание главной режущей кромки сверла. Максимальное значение температуры резания $T_{max} = 185^{\circ}C$ на этом участке наблюдается при $V = 65$ м/мин и $S = 0,08$ мм/об, а минимальное $T_{min} = 60^{\circ}C$ – при $V = 15$ м/мин и $S = 0,08$ мм/об. На втором характерном участке ($H = (3 - 5)$ мм) происходит дальнейшее врезание главной режущей кромки в углепластик ($T_{max} = 290^{\circ}C$, $T_{min} = 102^{\circ}C$). Столь высокое повышение температуры резания, по всей видимости, объясняется низкой теплопроводностью углепластика и малым количеством тепла, отводимым в стружку, как следствие, его аккумулялирование в инструменте. Третий этап является переходным и характеризуется резанием одновременно двух материалов пакета. На четвертом этапе сверло врезается в слой титанового сплава ($T_{max} = 660^{\circ}C$, $T_{min} = 420^{\circ}C$). Пятый этап характеризуется сверлением в слое титанового сплава с повышением уровня T . На шестом этапе ($H = (8 - 10)$ мм) происходит выход сверла из пакета.

При сверлении пакета уровень T изменяется в диапазоне от $100^{\circ}C$ (в слое углепластика) до $900^{\circ}C$ (в слое титанового сплава). При достижении глубины $H = 5$ мм при сверлении в слое углепластика уровень T стабилизируется, в то время как при достижении аналогичной глубины в титановом слое уровень T продолжает расти. Также установлено, что уровень температуры резания при сверлении в титановом слое обусловлен соотношением времени контакта сверла и интенсивности теплообразования.

АЛГОРИТМ СТВОРЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ ДОВБАННЯ

Рибалка П. В., аспірант; Некрасов С. С., доцент, СумДУ, м. Суми

Технологічні можливості сучасних багатоцільових токарних верстатів розширюють можливості використання довбальної операції у серійному виробництві деталей зі шпонковими або шліцьовими пазами, зубчатих вінців. Обробка фасонних поверхонь в отворах малого діаметру, а також при високих вимогах до точності актуалізують створення математичних моделей процесу довбання. Аналіз складання шпонкових з'єднань на прикладі ротора багатоступінчатого відцентрового насоса показав наявність проблемних ділянок на бічних поверхнях закритого шпонкового паза в отворі робочого колеса. Утворення спучень при довбанні викликають відхилення від круглості та циліндричності центрального отвору робочого колеса, що призводить до заклинювання і неможливості складання. Відомі випадки підвищення вібрації в наслідок змінання спучень в процесі експлуатації роторної машини.

Тому дуже важливим є розроблення технології виготовлення шпонкових пазів з мінімізацією спучень. Одним із способів вивчення виникання таких спучень може бути моделювання процесу довбання шпонкових пазів. Вихідними даними при моделюванні процесу довбання закритого шпонкового паза є геометрія системи (діаметр отвору, глибина та ширина пазу, початкова відстань між деталлю та інструментом, геометрія різального інструменту), скінчено-елементна сітка (густіша в зоні контакту інструмента з деталлю), кількість кроків інтегрування і перебудови скінчено-елементної сітки, фізико-механічні властивості оброблюваного та інструментального матеріалів.

Для вирішення поставленої задачі пропонується створити тривимірні моделі деталі та інструменту, створені в програмному продукті SolidWorks, з накладеною скінчено-елементною сіткою для подальшого імпортування та розрахунку в пакеті LS-Dуна. Такий підхід дозволить впливати на геометрію системи та режими різання та оцінювати вплив цих параметрів на вихідні показники процесу різання.

Досвід застосування математичних моделей процесів різання показує, що їх перевагою є можливість використання складних рівнянь та залежностей. Крім того, такий підхід дозволяє знизити вартість досліджень на етапі проектування та прискорити отримання більш вигідного результату, але обов'язково потребує підтверджуючого експерименту.

Очікується отримати залежність величини спучення від режимів різання та геометричних параметрів різальної частини інструменту, з метою підбору оптимальних значень.

**ОБРОБКА МАТЕРІАЛІВ
У МАШИНОБУДУВАННІ**

ВЛИЯНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ НА КАЧЕСТВО ДЕТАЛЕЙ

Ахтырцев В. Н., магистрант, СумГУ, г. Сумы

Поверхностное пластическое деформирование (ППД) осуществляется с помощью различных деформирующих инструментов (роликов, шариков, бойков и т.п.), имеющих твердость большую, чем твердость обрабатываемой заготовки. При этом деформируется только поверхностный слой металла, происходит поверхностное упрочнение – повышение сопротивляемости детали разрушению или остаточной деформации из-за изменения свойств поверхностного слоя.

В процессе эксплуатации именно поверхностный слой детали подвергается наиболее сильному воздействию внешних факторов, поэтому процесс разрушения детали обычно начинается с поверхности. В связи с этим к поверхностному слою предъявляют более высокие требования, чем к основной массе детали.

В результате ППД образуется новый микрорельеф, причем в оптимальном диапазоне режимов ППД шероховатость поверхности резко уменьшается. В зависимости от различных факторов шероховатость обрабатываемой поверхности уменьшается на порядок.

В результате пластического деформирования изменяется твердость металла. Между напряжением на участке упрочнения и приобретенной твердостью металла существует функциональная зависимость

$$HB = A + \beta \cdot \sigma.$$

Следовательно, исходная твердость материала может быть рассчитана при $\sigma = \sigma_m$, а максимальная твердость возможна при $\sigma = \sigma_\delta$. При этом $\sigma_\delta = \sigma_\delta(1 + \delta)$ - действительный предел прочности. Тогда наибольшая для данного обрабатываемого материала степень наклепа может быть рассчитана по формуле

$$U_{\max} = \frac{(HB_{\max} - HB_{\text{исх}}) \cdot 100}{HB_{\text{исх}}} = \frac{100 \cdot (\sigma_\delta - \sigma_m)}{\frac{A}{\beta} + \sigma_m}$$

Однако на практике обработанная поверхность не всегда имеет максимальную для данного материала твердость. Это связано с разупрочнением под воздействием образовавшегося тепла. Различные факторы, изменяющие интенсивность теплового потока в обработанную поверхность, взаимодействуя, формируют окончательную степень наклепа

$$u_H = U_{\max} k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6 k_7,$$

где $k_1 - k_7$ - коэффициенты влияния скорости резания, подачи, глубины резания, фаски износа, переднего угла, заднего угла, радиуса округления кромки резца. Коэффициенты изменяются от 1 до 0.

Работа выполнена под руководством доцента Швеца С. В.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ МАШИН

Замана Е. С., магистрант, СумГУ, г. Сумы

Конкурентоспособность изделий машиностроения в значительной мере определяется их надежностью, одной из основных составляющих которой является долговечность. Недостаточная долговечность отдельных деталей приводит к частым аварийным остановкам и незапланированным ремонтам, что существенно увеличивают эксплуатационные расходы. Однако существующие методы механической обработки и упрочнения деталей машин при всем их разнообразии далеко не всегда используются эффективно: сложившаяся практика получения технологических решений в большинстве случаев не предусматривает согласования долговечности деталей со сроком службы машины в целом. Для оптимизации процесса создания поверхностного слоя необходимо располагать адекватной математической моделью. Только на этом основании можно представить механизм его образования и составить целостную теорию, позволяющую прогнозировать и оптимизировать его поведение. Эксплуатационные свойства деталей машин неразрывно связаны с параметрами шероховатости их рабочих поверхностей. Результаты исследований формирования шероховатости показывают, что высоту профиля шероховатости определяют геометрия и кинематика движения лезвия, вибрации, пластическая деформация и разрушение в зоне резания, шероховатость режущей кромки. При резании существуют два основных фактора, связанных с механизмом стружкообразования, которые оказывают влияния на параметры шероховатости обработанной поверхности. Это геометрический (совокупность геометрических элементов и параметров движения лезвия) и пластический (развитие пластической деформации в зоне резания). Как уже отмечалось, на шероховатость влияют зубченность режущей кромки и вибрации, но эти факторы не являются следствием процесса резания, а определяются качеством инструмента, оборудования и приспособлений. Анализ форм микронеровностей с учетом условий стружкообразования позволяет выделить три основные причины создания пластической составляющей шероховатости поверхности. Во-первых, возможен сдвиг соседних слоев в результате разрушения с последующим «залечиванием» в области пластической зоны у вершины лезвия. Эта зона может развиваться и выходить на наружную поверхность заготовки. После прохода лезвия остается на остаточном гребешке в виде нароста. Во-вторых, в результате присутствия пластической области перед вершиной лезвия радиус кривизны линии скольжения, по которой металл отделяется от заготовки, меньше радиуса при вершине лезвия.

Работа выполнена под руководством доцента Швеца С. В.

МЕТОДЫ ЗАТОЧКИ СПИРАЛЬНЫХ СВЕРЛ

Басенко В. Н., магистрант, СумГУ, г. Сумы

Осуществление заточки по тому или иному методу требует специального оборудования. Однако при этом нет рекомендаций и выводов, какой из методов предпочтительнее с точки зрения повышения стойкости инструмента. Для создания заднего угла на главной задней поверхности ее затачивают, придавая ей форму различных поверхностей. Это может быть конус (при схемах заточки Вашбурна или Вейскера), цилиндр, плоскость, сфера, винтовая поверхность. Осуществление заточки по тому или иному методу требует специального оборудования. Однако при этом нет рекомендаций и выводов, какой из методов предпочтительнее с точки зрения повышения стойкости инструмента. Рассекая 3-D модели сверл, заточенных по разной методике, плоскостями, проходящими на различном удалении от оси, определяем влияние положения точки главной режущей кромки на величину заднего угла при различных методах заточки. Сравнение крутящих моментов в процессе моделирования (DEFORM-3D) показало, что они для инструментов заточенных по схемам Вашбурна и Вейскера отличаются всего в пределах (1,5 – 2)%. Это можно объяснить тем, что размеры охваченных износом площадей отличаются незначительно. Преимущества заточки по схеме Вашбурна возле сердцевинки нивелируются за счет винтового движения точек режущей кромки. Кинематический задний угол при малых значениях d резко уменьшается. Кроме того, ближе к оси сверла уменьшается радиус завивания стружки, что вызывает увеличение работы пластической деформации. Для осуществления процесса резания, из-за наличия неизбежных потерь, потребляется больше энергии, чем требуется для разрушения обрабатываемого материала. Чем меньше энергии потребляет система, тем лучше она организована, меньше расходы на осуществление процесса, меньше нагрузки на инструмент. Физические процессы такого рода оцениваются при помощи коэффициента полезного действия. Применительно к системе резания это отношение критической энергии разрушения к величине работы внешних сил. Можно говорить, что при любой организации процесса резания величина потребляемой энергии превосходит энергию разрушения. Поэтому, расходование энергии на преодоление сил трения и повышенная работа пластической деформации возле оси сверла снижают преимущества, которые создает тот или иной метод заточки за счет более благоприятных статических углов. Расчеты крутящих моментов, моделирование износа по главной задней поверхности сверл показывают, что метод заточки сверла не оказывает решающего влияния на его работоспособность. Окончательно метод заточки может быть установлен в зависимости от условий производства.

Работа выполнена под руководством доцента Швеца С. В.

WIKI-ТЕХНОЛОГИИ КАК ИНТЕРНЕТ-РЕСУРС ДЛЯ ОБУЧЕНИЯ

Требухов Д. В., магистрант; Алексеев А. Н., профессор СумГУ, г. Сумы

Возросшее количество работ, опубликованных в последние годы в отечественных и зарубежных изданиях, которые были посвящены проблеме использования Wiki-технологий при обучении студентов ВУЗов, свидетельствует об актуальности проблемы.

В известных нам публикациях отмечаются следующие основные черты Wiki-технологий:

- возможность редактирования Wiki-статей пользователями ресурса;
- хранение всех версий Wiki - статей с момента их создания;
- быстрая и простая генерация гиперссылок между документами, а также поддержка целостности гиперссылок;
- простота языка Wiki-разметки.

Проведенный нами анализ научно-педагогической и учебно-методической литературы позволил установить, что среди организаторов и участников учебного процесса можно выделить значительное количество и сторонников, и противников широкого внедрения технологии Wiki в учебный процесс. Многие авторы, отмечая преимущества применения таких технологий указывают, что создание эффективной образовательной информационной среды на базе технологии Wiki позволяет:

- осуществлять эффективное информационное взаимодействие;
- обеспечивать доступ к информационным ресурсам всем участникам образовательного процесса;
- организовывать эффективное управление и педагогическое наблюдение;
- формировать сетевые сообщества обучающихся, для которых характерно: интенсивный обмен знаниями, высокая мотивация в постижении нового, взаимная поддержка, обмен опытом, самоорганизация.

Одновременно с этим выявлено, что технология Wiki, как среда коммуникации участников образовательного процесса, обладает некоторыми негативными особенностями, включающими в себя:

- необходимость специальной подготовки преподавателей и студентов для использования сервисов. Wiki-движки являются одними из самых простых систем управления, но при работе с ними все равно необходимы специальные навыки;
- проблему доверия к информации – не все участники образовательного процесса являются добросовестными пользователями, поэтому информация нуждается в перепроверке;
- затруднение выражения эмоций посредством текстового канала коммуникации;
- проблемы приватности;
- психологические проблемы Internet-общения;
- интеллектуальная собственность и авторское право.

СПОСОБ ЗАКРЕПЛЕНИЯ ОСЕВОГО ИНСТРУМЕНТА И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ И ТОЧНОСТЬ ОБРАБОТКИ

Емельяненко С. С., доцент; Гайда Б. Я., магистрант, СумДУ, г.Сумы

Современное металлорежущие оборудование обеспечивает требуемую экономическую эффективность при условии использования прогрессивного режущего инструмента. Но в тоже время режущий инструмент невозможно эксплуатировать с заданными режимами резания без применения для его крепления специальной инструментальной оснастки, которая определяет точность обработки, производительность обработки и стойкость инструмента.

В связи с выше сказанным к инструментальной оснастке предъявляют следующие требования:

1. Высокая точность базирования инструмента.
2. Высокое усилие закрепления инструмента.
3. Подвод смазывающе-охлаждающей жидкости.
4. Минимальное значение радиального биения.
5. Малый дисбаланс.
6. Высокая повторяемость позиционирования.
7. Высокая жесткость и виброустойчивость.
8. Обеспечение обработки в труднодоступных местах.

Особенно это важно и сложно в реализации для осевого вращающегося инструмента, который работает в наиболее неблагоприятных условиях. Такой инструмент может быть изготовлен с присоединительной частью в виде цилиндра, цилиндра с лыской или конуса.

На сегодня существует ряд конструкций зажимных патронов для осевого инструмента с цилиндрическим хвостовиком, которые основаны на механическом зажиме, к ним относятся: различные вариации цанговых патронов; роликовые патроны; патроны с односторонним прижимом винтом (Weldon). На гидромеханическом зажиме, к ним относятся: гидравлические патроны; патроны Coro Grip. На деформационном зажиме, к ним относятся: термические патроны, патроны Tribos-R.

Для осевого инструмента с коническим хвостовиком используют различные вариации патронов в сочетании с переходными втулками.

Как видно существует большое количество различных конструкций патронов и выбор того либо другого для решения конкретной технологической задачи является достаточно сложным. Поэтому исследование конструкций различных патронов для осевого инструмента с точки зрения работоспособности и точности обработки есть актуальной задачей и позволит разработать рекомендации по применению той либо другой конструкции патрона в зависимости от решаемой технологической задачи.

ВОПРОСЫ ТЕРМОУСТОЙЧИВОСТИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Лепёшкина Н. В., магистрант; Коротун Н. Н., доцент, СумГУ, г. Сумы

Вопросы теплоустойчивости станков являются актуальными, так как температурные деформации и их компенсации – это важные проблемы в достижении качества станка. При работе металлорежущих станков в начальный период их отдельные узлы нагреваются крайне неравномерно. Тепловой режим технологической системы стабилизируется только через 3...5 часов после пуска оборудования. В этот период разогрева оборудования тепловые деформации наиболее существенно влияют на разброс размеров партии заготовок. Существует много вариантов технических решений по улучшению теплоустойчивости станка, но чаще используют математическое моделирование теплоустойчивости металлорежущих станков. В работах Полякова А. Н. исследовались и прогнозировались температурные смещения исполнительных органов. В качестве измерительной аппаратуры использовался цифровой многоканальный измеритель температуры МИТ-12ТП-11, оснащенный интерфейсом RS – 232. Компьютерное моделирование осуществлялось с использованием CAE – системы ANSYS. Для определения температурных смещений реализовали решение задачи термоупругости с последовательным использованием двух расчетных моделей: тепловой и упруго – деформационной. Для сокращения времени моделирования и повышения удобства выполнения анализа получаемых результатов была разработана методика компьютерного моделирования тепловых характеристик станка. На практике в термдеформационное состояние работающего станка вносятся случайные воздействия, определяющие изменением температуры окружающей среды, случайными процессами во всех системах, оказывающих влияние на его теплоустойчивость, погрешностями измерительной аппаратуры. Для использования полученных пространственных кривых в системе диагностирования предлагается такая методика. На предприятии-изготовителе станка формируют данные температурных перемещений по осям координат и вносятся в графическом, функциональном и числовом виде в паспорт станка. В соответствии с графиком плановых профилактических осмотров станка осуществляют его тепловые испытания и проводят обработку данных с использованием программного модуля системы, по итогам которых формируют новый набор данных по осям координат. Выполняют анализ полученных результатов и устанавливают причины возникновения параметрических отказов. Именно по такой методике предполагается проведение работы по исследованию теплоустойчивости станков. Компьютерное моделирование предполагается осуществлять с использованием CAE-системы ANSYS. Для определения температурных смещений предусматривается разработка двух моделей: тепловой и упругодеформационной.

ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ДЕФОРМАЦИИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ТОЧНОСТЬ ОБРАБОТКИ

Емельяненко С. С., доцент; Иванченко В. М., магистрант, СумГУ, г. Сумы

Тепловые погрешности станка влияют на отклонения размеров, формы и расположения обрабатываемых поверхностей. Доля тепловых погрешностей прецизионных станков может составлять 40-70% общей погрешности обработки, что доказывает необходимость в исследовании тепловых процессов происходящих в металлорежущих станках и вызванных ими деформаций. Тепловыделения в станках связаны с тем, что подводимая к станку энергия, полностью не затрачивается на полезную работу и преобразуется в тепловую энергию. Источниками тепловыделения в станках являются привода, процесс резания и подвижные соединения, в которых теплота образуется за счет процесса трения. Среди механизмов с подвижными соединениями, которые выделяют теплоту есть, подшипники, зубчатые передачи, ременные передачи, муфты, динамические уплотнения, направляющие и другие. Теплота от этих источников передается деталям станка, перераспределяется между ними, частично идет на нагрев самих источников тепловыделения и частично отводится в окружающую среду. Общий процесс переноса теплоты в станках может быть разделен на элементарные процессы:

1. Теплопроводность – молекулярный перенос теплоты в сплошной среде, вызванный разницей температур (распространение теплоты в деталях станка, подвижных и неподвижных соединениях через пятна фактического контакта, в газовых или жидкостных прослойках аэро- и гидростатических или гидродинамических направляющих и др.).

2. Конвекцию – перенос теплоты посредством макроскопических элементов среды при их перемещении, обусловленном неоднородным распределением температуры (теплообмен деталей станка со смазочной или охлаждающей жидкостью, окружающей средой, через жидкостную или газовую прослойку и т. д.). 3. тепловое излучение – перенос теплоты электромагнитными волнами, обусловленный температурой и оптическими свойствами среды (теплообмен между деталями станка и окружающей средой).

Распределение теплоты в станках связано также с переносом самой смазывающе-охлаждающей жидкостью, перемещением формообразующих узлов станка, обрабатываемой заготовки, технологической оснастки, стружки.

Исследование тепловых деформаций позволит выявить закономерности их влияния на точность металлорежущих станков и разработать рекомендации по их уменьшению.

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН БАГАТОШАРОВОЇ ГОЛОВКИ У РУХОМОМУ З'ЄДНАННІ ЕНДОПРОТЕЗА КУЛЬШОВОГО СУГЛОБА

*Смельяненко С. С., доцент; Криворучко Д. В., професор;
Холявка С. П., студент, СумДУ, м. Суми*

Ендопротезування суглобів є ефективним і часто єдиним способом відновлення втраченої функції кінцівки. Статистика різних країн світу свідчить, що в середньому щорічно в протезуванні потребують 500-1000 хворих та травмованих на 1 млн. населення. У світі щороку виконується установка більше одного мільйона тазостегнових ендопротезів, крім того понад 100 тис. ревізійних ендопротезувань. Понад 150 тис. операцій з повної заміни кульшового суглоба щорічно успішно виконується в Північній Америці. Щорічно в США проводиться всього понад 300 тис. операцій тільки по повній або частковій заміні кульшового суглоба. Ще більший відсоток оперованих у розвинених країнах Європи - наприклад, в дев'ятимільйонній Швеції проводиться більше 11000 операцій тотальної заміни суглобів на рік. Зазначена статистика операцій ендопротезування на загальну чисельність населення дає підстави вважати, що щорічно в нашій країні потребують в протезуванні 25-40 тис. хворих. На сьогодні в Україні виконується в 10 разів менше необхідної кількості операцій заміни суглобів, що обумовлено різними причинами, у тому числі і недостатнім розвитком виробництва якісних вітчизняних ендопротезів.

У зв'язку з розширенням показань до таких операцій у все більш складних хворих для тотального ендопротезування кульшового суглоба важливим є вдосконалення конструкцій штучних суглобів.

Так в інституті надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України розроблений кульшовий суглоб нової конструкції з двошаровою головкою, яка має керамічну тонкостінну оболонку і серцевину з титану. Але дана конструкція потребує подальших досліджень з метою оптимізації усіх конструктивних елементів для підвищення її довговічності і міцності. Для вирішення даної задачі ідеально підходить комп'ютерне моделювання методом скінчених елементів.

В зв'язку з вище зазначеним метою даної роботи було визначення напружено-деформованого стану багатошарової головки у рухомому з'єднанні ендопротезу кульшового суглобу. Створення 3-D моделі виконувалося в програмному продукті КОМПАС 3D V14. Моделювання виконувалося в програмному комплексі ANSYS. В роботі розрахований напружено-деформований стан багатошарової головки кульшового суглобу з урахуванням особливостей матеріалів та фізіології людини. Розраховані коефіцієнти запасу міцності всіх складових кульшового суглобу.

За результатами дослідження при максимальному навантаженні 10 000 Н визначені місця титанової серцевини та керамічної головки в яких будуть найменші коефіцієнти запасу міцності 0,76 та 0,55 відповідно.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ ВАЛІВ У ПРОЦЕСІ ТОЧІННЯ

Дорошенко Ю. Є., магістрант, СумДУ, м. Суми

У сучасному машинобудуванні при одиничному або дрібно-серійному виробництві (за відсутності спеціалізованого обладнання «фрезерно-центрувальних верстатів») при точінні валів, довжина яких перевищує певну критичну величину, виникає необхідність використання заднього центру для запобігання отримання конусності валу, що обробляється.

Метою даної магістерської роботи є теоретичне дослідження умов оброблення довгих валів за відсутності заднього центру зі встановленням критичних значень довжини валу та частоти його обертання за яких оброблювальна поверхня буде задовольняти встановленим вимогам. Для досягнення поставленої мети в даній роботі нами побудовано математичну модель точіння валу, що обертається із заданою частотою. Відправною точкою при побудові математичної моделі було те, що механічне навантаження на вал, яке зумовлене як підведення до нього різця, так і врахування неоднорідності розподілу сили тягіння, що діє на вал, один кінець якого закріплений, а інший є вільним, призводить до зміщення центру мас валу відносно осі. Це, в свою чергу, призводить до виникнення відповідної сили, що діє на вал. Як результат при обертанні валу, що точиться, сумісна дія даних двох сил призводить до реалізації поперечних коливань валу при обертанні. Основною задачею даної магістерської роботи було з'ясування умов оброблення валу, коли амплітуда коливань не буде перевищувати критичне значення, коли діаметр вільного кінця оброблювального валу буде задовольняти встановленим вимогам.

Актуальність даної магістерської роботи полягає у визначенні критичних значень довжини оброблювального валу та частоти його обертання, коли оброблювальна поверхня задовольнятиме встановленим вимогам. При проведенні досліджень враховувалося те, що амплітуда таких поперечних коливань валу, що обертається із заданою частотою, визначається власною частотою коливань валу, що обумовлена властивостями самого валу, а саме, його геометричними характеристиками та масою, та частотою його обертання. Збільшення амплітуди поперечних коливань призводить до конусності оброблюваної поверхні, зменшення діаметру вільного кінця оброблювального валу, та як результат, деталь не задовольнятиме встановленим вимогам.

В результаті виконання роботи в рамках побудованої математичної моделі з використанням теорії диференціальних рівнянь, нами досліджено різні режими точіння валу. Що обертається та отримано інтервали значень довжини валу та частоти обертання, за яких оброблювальна деталь буде задовольняти встановленим вимогам.

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЕКТУВАННЯ ДОВБАЧІВ

Тертичний В. Н., магістрант, СумДУ, м. Суми

Головна складність автоматизації проектування полягає у тому, що деякі етапи проектування довбача належать до «евристичних». А усі інтелектуальні, творчі і винахідницькі види діяльності практично не піддаються алгоритмізації і, отже, автоматизації. Через неможливість автоматизувати увесь процес проектування, автоматизовані його частини. Основні параметри конструкції довбача задані дискретно, що обмежує процес автоматизації. Виникла необхідність заміни дискретних функцій $f(x)$ іншими функціями $\varphi(x)$, апроксимуючою. Наслідком науково-технічної революції в кінці минулого століття стало різке збільшення числа різних технічних систем і об'єму інформації; скорочення термінів створення нових машин і різних пристроїв; прискорення морального старіння останніх; різке зростання темпів проектних і конструкторських робіт; зростання об'єму проектних робіт і якості їх виконання. Останніми роками об'єм проектних робіт зростає приблизно вдвідесятеро кожні 10 років. Оскільки число конструкторів такими темпами рости не може, це неминуче повинно призводити до зниження якості проектування. Вихід із такого становища – підвищення продуктивності праці. З початку 1980-х років система автоматизованого проектування (САПР) стає вже розвиненим ринковим продуктом, вирізняється тільки її притаманними складовими. Системи, що реалізують автоматизоване проектування (в англійському написанні CAD System – Computer Aided Design System), САПР належать до числа найбільш складних сучасних програмних систем, заснованих на операційних системах Unix, Windows, мовах програмування C, C++, Java і інших, сучасних CASE технологіях, реляційних і об'єктно-орієнтованих системах керування базами даних (СКБД), стандартах відкритих систем і обміну даними в комп'ютерних середовищах. САПР (або CAD) звичайно використовуються разом із системами автоматизації інженерних розрахунків і аналізу САЕ (Computer-Aided engineering). Дані із CAD-систем передаються в САМ (Computer-Aided manufacturing) – систему автоматизованої розробки програм обробки деталей для верстатів. Розроблені алгоритм і програма розрахунків конструктивних параметрів різальної частини довбача. Створені аналітичні залежності для перевірки його конструкції: залежність товщини зуба довбача на вершині від величини зсуву вихідного контура та кількості зубів довбача; залежність інтерференції профілів зубів нарізаного і парного коліс від кількості зубів, діаметра дільного кола довбача та коефіцієнта корекції.

Робота виконана під керівництвом доцента Швеця С. В.

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТОЧНОСТІ ГРАВІРУВАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА

Медведєв М. О., магістрант; Коротун М. М., доцент, СумДУ, м. Суми

Способи підвищення точності на металорізальних верстатах спрощено можна розділити на конструкторські, технологічні, експлуатаційні та комплексні системи управління точністю. Всі способи мають цільову направленість на усунення одної чи декількох причин створення похибок обробки. Ці причини, переломлюючись через процес обробки, викликають похибку як інтегральний показник відхилення, по якому важко встановити степінь впливу кожної із цих причин на якість обробки. Тому рішення проблеми точності зводиться до рішення одиничних конкретних задач. Система розрахунків точності верстатів дозволяє побудувати баланс точності верстата, визначити похибку схеми формотворення, діагностувати джерело похибки за результатами вимірювання оброблених на верстаті деталей. Система розрахунків базується на перегляданні традиційної математичної моделі основної кількісної характеристики точності – похибці механічного пристрою. Остання відповідно до її фізичного сенсу може бути представлена математичною моделлю як повна варіація функції, яка описує основне службове призначення пристрою. Для металорізального верстата такою функцією є функція формотворення. Систему розрахунків, безпосередньо пов'язану із збудження процесу обробки з набором похибок оброблюваної деталі, називають моделлю вихідної точності верстату. Запропонована модель характерна тим, що в ній на основі використання принципу малості похибок отримані аналітичні вирази, які пов'язують вхідні та вихідні параметри. В якості вхідних параметрів моделі розглядають похибки положення вузлів та елементів верстата, які викликані різноманітними фізичними причинами, в якості вихідних – похибки розмірів, розміщення та форми оброблених на верстаті поверхонь. Це дозволяє зв'язати між собою дві групи оцінок точності верстата: по пробним зразкам та по набору точносних характеристик елементів. Для побудови функції формотворення найбільш зручний математичний апарат перетворення координат, який використовує матриці та вектори четвертого порядку, використання яких для виводу та аналізу рівнянь поверхонь в трьохвимірному просторі широко відомо з теорії зубчастих зачеплень і аналізу механіки роботів. Основна особливість цього апарату полягає в тому, що будь – які перетворення координат можуть бути виражені за допомогою однієї математичної операції перемноження матриць, в той час як при використанні векторів і матриць третього порядку необхідні дві операції, використання яких і прогнозується при визначенні параметрів точності гравіювально – фрезерного верстата. Зменшити шкідливий вплив цих факторів, можливо збільшити продуктивність за рахунок зміни параметрів режиму різання та траєкторії руху інструмента на стадії проектування малогабаритних гравіювально – фрезерних верстатів.

ВПЛИВ СТАНУ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ НА ШОРСТКІСТЬ ОБРОБЛЕНОЇ ПОВЕРХНІ ПРИ ТОЧІННІ

Залога В. О., професор; Шановал Ю. В., викладач, СумДУ, м. Суми

На даний момент машинобудування зробило величезний стрибок в сфері обробки матеріалів з використанням прогресивного ріжучого інструменту з нових інструментальних матеріалів покращеної геометрії і підвищеної стійкості застосуванням різних способів комбінованої обробки з внесенням додаткових потоків енергії і нових кінематичних схем. Однак не можна сказати, що проблеми виготовлення деталей машинобудівного призначення повністю вирішені. Динамічний розвиток економіки і конкурентна боротьба в умовах ринку вимагають постійного вдосконалення технологій виробництва з урахуванням високих характеристик, що пред'являються до якості продукції і швидкості виготовлення. Підвищення швидкості обробки деталей можливе за рахунок підвищення режимів обробки або їх оптимізації при витримуванні вимоги креслення до якості оброблюваної поверхні. Використання сучасних інструментальних матеріалів, здатних обробляти важкооброблювані матеріали та виконувати різання з високою швидкістю дає можливість об'єднувати операції попередньої обробки та фінішні операції. Таким чином можлива повна обробка деталей на одному верстаті. Прикладом може бути обробка деталей обертання на токарному верстаті без додаткового шліфування. Прогресивним напрямком підвищення продуктивності та збереження або підвищення якості обробки є активний контроль стану динамічної системи та зв'язок його з шорсткістю обробленої поверхні. Якість обробленої поверхні деталей машин характеризується шорсткістю та хвилястістю поверхні, а також фізико-механічними властивостями поверхневого шару. Ці дві розглядувані характеристики якості взаємозв'язані з точністю розмірів. Високої точності завжди відповідає мала шорсткість і хвилястість поверхні. Це визначається не тільки експлуатацією виробу, але й необхідністю отримання стійких і надійних результатів вимірювання. При токарній обробці основними складовими шорсткості обробленої поверхні є геометрична, вібраційна, деформаційна та наріст. В умовах, коли дві останні значно менші, і ними можна знехтувати, маємо наступне. При обробці деталей з частотою обертання менше деякої критичної частоти обертання основна складова - це геометрична. При збільшенні частоти обертання деталі понад $n_{кр}$ основна складова вібраційна. При цьому максимальна амплітуда відхилень мікронерівностей спостерігається при частоті рівній сумі і(або) різниці частот коливань шпинделя та інструменту. Шорсткість обробленої поверхні також може дати інформацію про динамічні параметри процесу різання, такі як вібрація шпинделя та інструменту.

ЗАСТОСУВАННЯ WIKI-ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ СТВОРЕННЯ ЦИФРОВИХ ОСВІТНІХ РЕСУРСІВ

Жигаєва Д. В., магістрант; Алексєєв О. Н., професор, СумДУ, м. Суми

У сучасній освіті все більшої популярності набувають електронні ресурси, які дозволяють дистанційно, та, що не менше важливо, самостійно освоювати навчальний матеріал. Створення нових конкурентоспроможних електронних фондів для подальшого впровадження дистанційного навчання не можливе без відповідних досягнень у сфері інформаційних і телекомунікаційних технологій, а створення навчальних Wiki-баз для студентів машинобудівних спеціальностей потребує знань в інструментальному та машинобудівному виробництві

Мета роботи – проаналізувати наявні бази даних електронних освітніх ресурсів, а також виконати аналіз основних властивостей електронних навчальних джерел, що створені на базі Wiki-технологій.

Аналіз, який виконаний в рамках даної роботи, показав, що перелік платних фондів електронних ресурсів, до яких мають доступ бібліотеки вищих навчальних закладів, зростає з кожним роком, але наряду із комерційними ресурсами створюються вільні (відкриті) ресурси. Прикладами є: проєкт Prometheus – безкоштовні онлайн-курси від викладачів КПІ, КНУ та Києво-Могилянської Академії; ELARTU – репозитарій Тернопільського національного технічного університету імені І. Пулюя; eSSUIR – електронний архів Сумського державного університету та багато інших.

Зазвичай це електронні та гібридні бібліотеки, що містять електронні ресурси та довідково-пошукові системи Інтернет. Проте, останнім часом все частіше для створення освітніх ресурсів використовують Wiki-технології. Як приклади можна навести Інтернет-ресурси Кемеровської державної медичної академії (<http://www.kemsma.ru/mediawiki>), Волгоградського державного соціально-педагогічного університету (<http://wiki.vspu.ru>), Карельської державної педагогічної академії (<http://wiki.kspu.karelia.ru>), що побудовані виключно на основі Wiki-технологій.

На основі вже існуючих досліджень були з'ясовані особливості застосування електронних освітніх фондів в навчальному процесі студентів машинобудівних спеціальностей. Були розглянуті основні структурні компоненти колекції навчальних ресурсів. Простежили характеристику сучасних мультимедійних і електронних продуктів, котрі можливо застосовувати в навчанні.

Знайомилися з особливостями редактору mediawiki при створенні колекції електронних освітніх фондів. З'ясували, що необхідно більш ретельно проводити відбір даних, для точного та якісного функціонування цифрового освітнього ресурсу.

Зроблені висновки по роботі і намічені задачі для проведення подальших експериментальних досліджень.

СТАНДАРТИЗАЦІЯ ТА УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ У ПРОМИСЛОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ПІДТВЕРДЖЕННЯ ВІДПОВІДНОСТІ МАШИН І УСТАТКУВАННЯ ЗГІДНО З МІЖНАРОДНИМИ ТА ЄВРОПЕЙСЬКИМИ ВИМОГАМИ

Євстаф'єва Є. О., аспірант, СумДУ, м. Суми

Сьогодні в умовах жорстокої конкуренції бізнесу у світі багато підприємств прагнуть не лише закріпити свої досягнення на ринку продукції та послуг, а перейти на новий якісний рівень розвитку своєї діяльності. Особливо непросто в цій ситуації малим і середнім підприємствам, де конкуренція найбільш висока.

Інструменти підтвердження відповідності повинні бути відпрацьовані так, щоб вони давали можливість отримати достовірний відповідь на питання про відсутність (наявність) недопустимого ризику в тій чи іншій техніці. Для вдосконалення названих інструментів підтвердження відповідності машин і устаткування, а також методів їх застосування слід розвивати відповідні теорії.

На рисунку представлено взаємозалежне нормативно - методичне забезпечення управління якістю, як порушення симетрії в розглянутій системі, всі її кількісні міри являють собою міри порушених симетрій. Всі об'єкти (європейські директиви, міжнародні стандарти) та системи (зв'язки моделі системи стандартів), що розглядаються, неминуче мають обмеження на їх симетрію, тому вони повинні містити в собі деяку асиметрію, тобто інформацію.

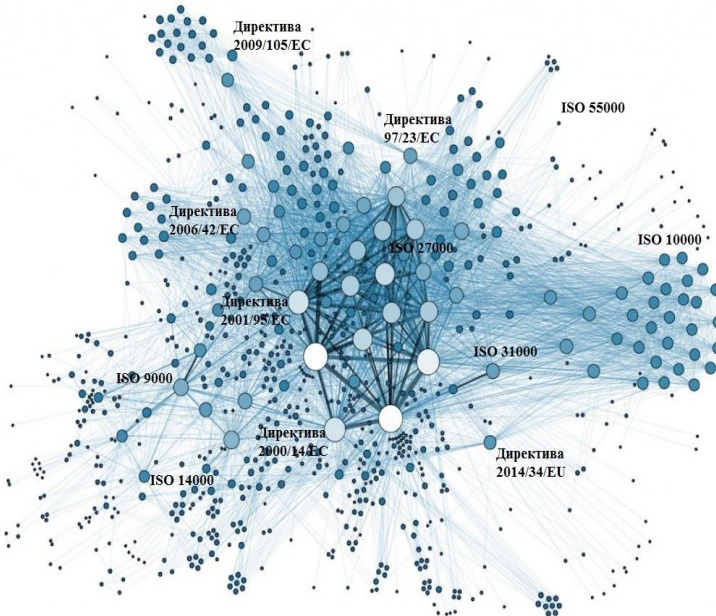


Рисунок – Взаємозалежне нормативно - методичне забезпечення управління якістю

Можна помітити, що як в популярній так і в спеціальній літературі поняття інформації рідко оговорюється без попереднього введення деякої кількісної міри інформації, але навіть якщо й так, то більшість моделей зрештою формулюються в термінах теорії ймовірності або теорії множин в контексті певного класу систем. Тому властивості інформації і сфера її застосувань залежать від математичної форми цієї кількісної міри, і, в основному, вивчаються і використовуються кількісні ние властивості деякої приватної заходи інформації, але не саме якісне поняття інформації [1].

Таким чином, ми маємо протиріччя між фундаментальним характером поняття інформації, різноманітністю її приватних кількісних заходів (які фактично використовуються як різні визначення), і, з іншого боку, відсутністю спроб співвіднести різні "інформації" один з одним.

Список літератури

1. Встовский Г.В. Элементы информационной физики
Г.В. Встовский – М.: МГИУ, 2002. – 260с.

ПЕРЕХІД НА НОВУ ВЕРСІЮ СТАНДАРТІВ ISO 9001:2015

Сфименко Н. А., професор, ЧНУ ім. Богдана Хмельницького, м. Черкаси

Актуальність теми. Запропоновано моніторинг нового Міжнародного Стандарту котрий містить основні положення і терміни, пов'язані з системою менеджменту якості. Він є основою для інших стандартів ISO та систем управління якістю і служить для багатьох з них в якості нормативного документа [1, 3].

Нова версія ISO 9001:2015 містить цілий ряд істотних змін, які переводять цей стандарт на новий рівень в порівнянні з версією ISO 9001:2008. Основна мета змін стандарту полягає в необхідності зосередитися на управлінні процесами. Це повинно дозволити успішно застосовувати стандарт до більш широкого кола підприємств та організацій без розробки додаткових, специфічних вимог.

Передбачається, що зміни, внесені в нову версію стандарту ISO 9001:2015 дозволять створити стабільний набір вимог на найближчі десять і більше років. Цей набір вимог зможе залишатися незмінним в постійно мінливих зовнішніх економічних і бізнес умовах.

Ключові зміни, які внесені в нову версію стандарту в порівнянні з версією ISO 9001:2008, полягають в наступному:

1. Змінено структуру стандарту ISO 9001:2015. Кількість розділів нової версії збільшено до десяти. Таке розширення зроблено для того, щоб забезпечити сумісність різних стандартів на системи менеджменту. Всі стандарти на системи менеджменту матимуть однакову структуру з єдиними назвами розділів. Ця структура задана так званої «моделлю додатку SL»

(Annex SL). Мета створення єдиної структури стандартів на системи менеджменту полягає в спрощенні застосування інтегрованих систем (наприклад, таких як ISO 9001, ISO 14001, ISO 27001 та ISO 22301).

2. Відхід від класичних коригувальні та запобіжні дії. Замість цього, нова версія стандарту ISO 9001:2015 пропонує застосовувати модель управління ризиками. Ця модель є більш загальною, ніж жорсткий набір дій, які вказані в ISO 9001:2008 (в розділах коригувальні та запобіжні дії). Для управління ризиками організації можуть застосовувати стандарт ISO 31000:2009 (Управління ризиками – принципи та керівні вказівки).

3. Застосування поняття «контекст організації». Введення цього поняття має на увазі більш широкі рамки дії системи менеджменту якості. Нова версія стандарту вимагає від організації враховувати безліч факторів, які можуть впливати на систему і її стійкість. Зокрема, практично кожна організація залежить від таких зовнішніх факторів як використання енергії, матеріалів, закупівель, навколишнього середовища та ін. Крім того, значний вплив на роботу системи якості та організації в цілому надають внутрішні чинники (наприклад, корпоративна культура, організаційна дисципліна тощо.). Всі ці фактори повинні бути враховані при плануванні, створенні та роботі системи якості.

4. Перехід від понять «документ» (ISO 9001:2008 п.п. 4.2.3) і «записи» (ISO 9001:2008 п.п. 4.2.4) до поняття «документована інформація». Цей перехід дозволив відмовитися від застосування документованих процедур і керівництва за якістю. У новій версії ISO 9001: 2015 цих документів не вимагається. Замість цього організація може застосовувати різні види документування (наприклад, це можуть бути як паперові та електронні документи, так і відео і звукозапису).

Крім зазначених вище ключових змін в стандарті ISO 9001:2015 зроблено безліч інших (менш глобальних) доробок. Наприклад, термін «продукт» замінений на «товари і послуги», скорочено кількість принципів системи менеджменту якості і безліч інших [2].

Стандарт допоможе користувачеві зрозуміти принципи, системні моделі та термінологію менеджменту якості для того, щоб більш результативно і ефективно впровадити систему менеджменту якості і отримати цінні для себе результати від застосування інших стандартів ISO на системи менеджменту якості.

Список літератури

1. Закон України про стандартизацію / Відомості Верховної Ради (ВВР), – 2014, № 31. – 1058 с.
2. Зенкін А. С. Стандартизація та управління якістю [навчальний посібник] / А.С. Зенкін, Г.І. Хімічева, Н.А. Єфіменко, В.М. Соловйов. – Черкаси, 2008. – 174 с.
3. Схиртладзе А. Г. Метрология, стандартизация и технические измерения / А. Схиртладзе, Я. Радкевич. – Старый Оскол: ТНТ, 2010. – 132 с.

ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ ПРОЦЕСІВ МАШИНОБУДІВНОГО ПІДПРИЄМСТВА

*Молчанов І., студент, КІ СумДУ, м. Конотоп;
Залога В. О., професор, СумДУ, м. Суми;
Динник О. Д., доцент, КІ СумДУ, м. Конотоп*

Одним з основних інструментів удосконалення діяльності машинобудівних підприємств (МП) в сфері управління якістю є не лише оцінювання якості продукції (послуг), але й впровадження процесно – орієнтованих систем управління якістю, які повинні базуватися на оцінюванні внеску кожного з процесів даної системи в досягнення цілей підприємства в цілому.

У відповідності до вимог стандартів ДСТУ ISO серії 9000, при оцінюванні якості як продукції, так і процесів МП, ключова роль належить визначенню ступеню реалізації вимог та потреб замовника. Основою оцінювання ступеня задоволеності замовників продукції МП, відповідно до рекомендацій міжнародного стандарту ISO/TS 10004:2010 є урахування взаємозв'язку між точкою зору виробника і замовника відносно якості продукції, так і виробничих процесів, в результаті процесу порівняння між очікуваннями (рівнем вимог) замовника і сприйняттям їм послуг або поставленої продукції МП.

Дослідження щодо вдосконалення кількісного оцінювання процесів МП з урахуванням аналізу їх впливу на забезпечення вимог та потреб замовників проводились у декілька етапів:

- виділення та ідентифікація груп замовників продукції МП (у відповідності до ідеології сучасного менеджменту якості, що надає замовникам головну роль в оцінюванні якості;
- класифікація вимог замовників як до якості продукції, так і виробничих процесів;
- вибір та розрахунок узагальненого показника якості процесів СУЯ МП. На основі аналізу вимог міжнародного стандарту ISO 9004:2009 пропонується оцінювати якість процесів на основі урахування ступеню задоволеності замовників продукції МП, а в якості показника якості прийняти комплексний показник задоволеності замовників (ПЗЗ).
- визначення ступеня впливу процесів на досягнення відповідності показників якості продукції вимогам замовників у дослідженні пропонується визначати за допомогою коефіцієнтів кореляції процесів і показників якості продукції шляхом розгортання функції якості (QFD).

Таким чином, для реалізації сучасних форм управління в галузі забезпечення випуску високоякісної машинобудівної продукції, в ході проведених досліджень запропоновані аналітичні залежності, які дозволили сформулювати основні принципи вдосконалення методу оцінювання процесів МП, заснованого на врахуванні інтересів замовників.

СЕРТИФІКАЦІЯ ПРОФЕСОРСЬКО-ВИКЛАДАЦЬКОГО СКЛАДУ ПІД ЧАС ЗМІШАНОГО НАВЧАННЯ

Лозова К. А., аспірант, СумДУ, м. Суми

Одним з найбільш популярних і актуальних способів оцінювання рівня знань, вмінь і навичок професорсько-викладацького складу є сертифікація. Питаннями впровадження сертифікації викладачів ВНЗ в Україні почали замислюватися нещодавно. Дистанційна та змішана форми освіти не стали винятком. В зв'язку зі стрімким зростанням інтересу до дистанційного навчання, шукаються шляхи його покращення і одним з аспектів надання високого рівня освітніх послуг є підвищення компетентності професорсько-викладацького складу в сфері інформаційних освітніх послуг.

Проблема оцінки компетентності ПВС в формах освіти з широким використанням ІКТ потребує детального опрацювання і починати слід з вивчення та аналізу більш традиційних форм навчання. В силу специфічних особливостей національної галузі освіти викладач в Україні не має можливості виступати тільки викладачем дистанційної форми навчання. Зазвичай він підпорядкований безпосередньо кафедрі, факультету та університету в якому веде свою діяльність. Цей факт зобов'язує враховувати не тільки критерії компетентності викладача в ДО, а й критерії, необхідні для оцінювання середовища в якому він працює, а саме критерії оцінки навиків та знань викладача в класичній освіті.

Визначення рівня компетентності викладачів дистанційної та змішаної форми освіти в першу чергу треба починати зі встановлення критеріїв оцінки набутих викладачем навиків та знань в даних сферах роботи.

В результаті проведеного аналізу вимог до викладача в класичній та дистанційній формах освіти [1, 2] нами були встановлені критерії компетентності викладачів. Всю сукупність відібраних критеріїв було розбито на шість груп, що відрізняються своєю спрямованістю та роллю в визначенні компетентності ПВС в змішаному навчанні (ЗН):

1. Критерії «ПФ» - виконання викладачем представницьких функцій та його робота на імідж ВНЗ
2. Критерії «НМР» - якість та результативність навчально-методичної роботи ПВС
3. Критерії «НІР» - опис об'єму та ефективності науково-інноваційної роботи ПВС
4. Критерії «ВР» - внесок викладача в виховну роботу ВНЗ
5. Критерії «С» - реальний статус викладача ВНЗ
6. Критерії «ЗН» - приналежність викладача до змішаного навчання.

Всього в шести запропонованих групах було виділено 192 критерії оцінювання сформованості компетентності викладача, 55 з них в сфері дистанційного та змішаного навчання (ЗН). Аналіз проводився саме за шостою групою, що вказує на приналежність викладача до змішаного

навчання. В свою чергу, для зручності проведення подальшої їх експертної оцінки, шосту групу критеріїв розділено на три підгрупи, що більш конкретно розмежовують ролі викладача в змішаному навчанні:

- 1) розроблення дистанційних курсів;
- 2) супроводження дистанційного курсу;
- 3) розроблення та супроводження курсів в змішаній формі освіти (для інженерних спеціальностей).

По кожній з виділених підгруп було створено анкету і проведено експертне оцінювання з використання гугл-форм. Метою анкетування є визначення експертами на їх думку найбільш суттєвих критеріїв компетентності викладача, необхідних для проведення сертифікації ПВС в змішаній освіті. Завданням кожного експерта було провести ранжування від 0 – «найменш бажаний критерій» до 10 – «найважливіший критерій» чим і встановити необхідність включення в оцінку сформованості компетентності ПВС для ЗН тих чи інших критеріїв.

Експертна оцінка щодо важливості кожного критерію при визначенні рівня компетентності ПВС в ЗН проводилася з використанням непараметричного критерію Фрідмана.

Емпіричні значення критерію Фрідмана χ^2 порівнювалися з критеріальним при рівні значущості p . Всі обчислення проводилися за допомогою програми IBM SPSS Statistics.

Після проведення експертного аналізу, перевірки гіпотез за допомогою критерію Фрідмана, нами було створено список критеріїв, необхідних для оцінки компетентності викладача в ЗН. В загальному підсумку на основі рішень експертів нами було встановлено 47 критеріїв компетентності викладача змішаної форми освіти для інженерних спеціальностей.

Перспективним для подальших досліджень є використання розробленої системи критеріїв оцінки навиків та знань ПВС для підвищення рівня компетентності викладачів та освітніх послуг при впровадженні змішаної форми освіти в навчальний процес. В подальших дослідженнях ми ставимо за ціль більш глибоко розкрити питання сертифікації ПВС в сфері дистанційної та змішаної форм освіти

Список літератури

1. Курлянд З. Н. Теорія і методика професійної освіти : навч. посіб. / З. Н. Курлянд, Т. Ю. Осипова, Р. С. Гурін, І. О. Бартенева, І. М. Богданова; ред.: З. Н. Курлянд. – К.: Знання, 2012. – 390 с.
2. Мурасова Г. Є. Специфіка роботи викладача в системі дистанційної освіти. IV Міжнародна науково-практична конференція «Освітній процес: погляд зсередини»: матеріали IV Міжнар. наук.-практ. конф., 29-30 листопада 2010 р.: В 2 т. – Д.: Біла К. О., 2010.

ЕКСПЕРТНЕ ОЦІНЮВАННЯ ЯК ІНСТРУМЕНТ КВАЛІМЕТРІЇ ДЛЯ РОЗРОБЛЕННЯ КЛАСИФІКАТОРА ТЕСТОВИХ ЗАВДАНЬ

Коновалова Н. О., аспірант, СумДУ, м. Суми

Методу експертного оцінювання присвячено багато праць. В основі цього методу експерти виступають в якості «вимірювального приладу». Тому до членів експертної групи висувається ряд вимог, основною з яких є достатній ступінь компетентності.

Для проведення дослідження була сформована експертна група, кількісний склад якої визначався у відповідності з відомою залежністю:

$$m \geq \sigma^2 / \mu^2 + 1 \quad (1)$$

де m – кількість експертів в групі;

μ^2 – дисперсія можливих значень вибіркового середнього експертних оцінок;

σ^2 – генеральна дисперсія експертних оцінок.

Для практичних цілей найбільш допустиме співвідношення $0,05 \leq \mu^2 / \sigma^2 \leq 0,10$. Оскільки в використовуваній методиці відсутнє суворе обґрунтування для використання в умовах проведеного експериментального дослідження граничних значень рекомендованого інтервалу змін μ^2 / σ^2 , то прийнято значення $\mu^2 / \sigma^2 = 0,075$, що відповідає центру інтервалу. Для цього значення, відповідно до залежності (1), кількість експертів $m = 15$.

Експертні методи бувають індивідуальні та колективні. Особливістю індивідуальних методів є те, що експерти під час проведення дослідження не взаємодіють один з одним. Це може бути анкетування, інтерв'ю, експертні записки. Результатом проведення дослідження за допомогою колективних методів є отримання узгодженої думки від групи експертів. Серед колективних методів особливої уваги заслуговує метод Делфі. Він дозволяє відмовитись від колективного обговорення і проходить в кілька етапів.

Для проведення нашого дослідження було вирішено використовувати метод Делфі.

В нашому випадку застосування цього методу досить двох етапів. На першому було проведення анкетування, за допомогою якого необхідно оцінити придатність застосування різних видів тестових завдань для оцінки знань та вмінь студентів інженерних спеціальностей. Потім експертам повернули статистично опрацьовані результати опитування для ознайомлення з думкою інших респондентів та можливістю змінити свої експертні свідчення. Другий етап включає статистичну обробку кінцевих результатів.

Робота виконана під керівництвом професора Алексєєва О. М.

ГАРМОНІЗУВАННЯ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ТЕРМІНОЛОГІЇ РИЗИК-МЕНЕДЖМЕНТУ У СФЕРІ ІНТЕГРОВАНИХ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ

*Заїка І. Ю., аспірант; Івченко О. В., доцент;
Сущенко Н. В., викладач-стажист, СумДУ, м. Суми*

На сучасному етапі розвитку суспільства, науки й техніки спостерігається масове створення нових термінів і терміносистем, тому помітним і важливим є дослідження стану сучасної науково-технічної термінології, оскільки логіко-поняттєвий апарат науки знаходить вираження саме в системі термінів. Терміни, поняття та визначення є невід'ємною частиною нормативної, технічної, проектно-конструкторської і технологічної документації. Тому для успішної діяльності в галузі стандартизації, як і в інших галузях науки, необхідна точна, науково обґрунтована термінологія, адже невпорядкованість термінології перешкоджає взаєморозумінню спеціалістів, створенню єдиних методик, негативно впливає на новітні впровадження.

В Україні існує понад 700 чинних термінологічних стандартів. Але наука постійно рухається вперед, з'являються нові поняття, які потребують нових термінів, створених на національному мовному підґрунті або запозичених з інших мов разом із поняттям. Саме тому невідокремною частиною стандартизування є гармонізування понять, тобто, діяльність щодо зменшення чи усунення незначних розбіжностей між двома чи декількома поняттями, тісно пов'язаними між собою, та гармонізування термінів, тобто, діяльність щодо позначення певного поняття у різних мовах термінами, які відображають однакові чи подібні ознаки або мають ті самі чи трохи відмінні форми.

Вступ України до Світової організації торгівлі, асоціація з ЄС та наміри щодо більш тісної інтеграції з ЄС зобов'язують країну адаптувати свою систему технічного регулювання до міжнародної, у тому числі європейської практики. Європейський досвід у сфері технічного регулювання базується на принципах «нового» і «глобального» підходів, головною метою яких є забезпечення впевненості першої (споживача) і другої (виробника) сторони у захисті їх інтересів, конкурентоспроможності, інноваціях, сприянні розвитку бізнесу і випуску на ринок тільки безпечних продуктів.

Одним з фундаментальних блоків, на яких базується сучасна система технічного регулювання, є методологія оцінки ризику. У той же час існує проблема в самому визначенні поняття ризик, яка пов'язана з його багатогранністю, адже разом з розвитком людства ускладнювалися всі сфери його функціонування, а разом з ними відповідно ускладнилось і трактування терміна «ризик», що вживається у багатьох сферах діяльності. Тому досі недостатньо вивченими залишаються деякі аспекти, пов'язані з термінологічним апаратом в області ризик-менеджменту.

Таким чином, виникає нагальна науково-прикладна проблема розробки універсального термінологічного апарату ризик-менеджменту у сфері інтегрованих системах управління, що відповідають вимогам міжнародних стандартів. При цьому впровадження міжнародних стандартів дає змогу виробникові не лише підвищити якість вітчизняної продукції на підставі виконання міжнародних вимог, але й правильно вибрати шляхи перебудови виробництва, поліпшення його організації, удосконалити технологію, систему управління якістю та ризиками. Крім того, актуальною проблемою є гармонізування науково-технічної термінології ризик-менеджменту у сфері інтегрованих систем управління, адже універсальність структури термінологічного апарату в даній галузі дозволить всім зацікавленим сторонам: споживачеві, постачальнику, акціонерам і суспільству в цілому краще розуміти один одного.

Список літератури

1. ДСТУ ISO 860-99. Термінологічна робота. Гармонізування понять і термінів.
2. ДСТУ 3966:2009. Термінологія. Засади і правила розроблення стандартів на терміни та визначення понять.
3. ДСТУ 1.7:2015. Національна стандартизація. Правила та методи прийняття міжнародних і регіональних нормативних документів.

ПРОВЕДЕННЯ СОЦІОЛОГІЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ З МЕТОЮ ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ СИСТЕМИ ПАТРІОТИЧНОГО ВИХОВАННЯ СТУДЕНТСЬКОЇ МОЛОДІ

Оприско О. Б., аспірант; Дядюра К. О., професор, СумДУ, м. Суми

Завданням описаного у даній роботі дослідження є проведення аналізу якості системи патріотичного виховання студентів на прикладі Сумського державного університету.

Простежуючи динаміку розвитку виховних систем, можна зробити висновок, що їх сучасний стан оцінюється за рівнем виховних технологій, які використовуються при застосуванні уніфікованого способу системної організації виховної діяльності. Сучасні виховні технології спрямовані на створення оптимальних умов, що забезпечують дієвий результат у процесі виховання молодшої людини як фахівця та громадянина. Конкретний результат залежить від вибору методичного та технологічного підходів до процесу національно-патріотичного виховання.

У ході дослідження нами було:

- вивчено світовий досвід у сфері патріотичного виховання:

- проведено порівняння існуючих виховних систем;
- визначено їх переваги та недоліки;
- сформульовано принципи для вибору кількісних та якісних показників для визначення ефективності виховної системи.

На основі проведеного аналізу та узагальнення літературних джерел і власного досвіду було обгрунтовано вибір анкетування у якості методу для визначення громадянської позиції студентської молоді як результату національно-патріотичного виховання.

Опитування проводилося серед студентів денного відділення Сумського державного університету. Генеральна сукупність – 3550 чол., вибірка – 860 чол., похибка вибірки – в межах 8 %. Вибірка квотна, параметри: факультет, курс для студентів усіх факультетів та курсів.

Аналіз результатів, отриманих з анкетування, дозволив визначити фактори, які найбільше впливають на рішення молоді виїхати за кордон та реалізовувати себе у іншій країні (глобалізація, економічна криза, екологічні проблеми, військова загроза тощо). Для досягнення поставленим перед ним завдань національно-патріотичне виховання має набути характеру системної і цілеспрямованої діяльності органів державної влади, органів місцевого самоврядування, навчальних закладів, інститутів громадянського суспільства.

Отримані результати можуть бути застосовані під час розробки рекомендацій для вдосконалення нормативно-правової бази з питань національно-патріотичного виховання.

МЕЖДУНАРОДНЫЕ СТАНДАРТЫ УПРАВЛЕНИЯ КАК ИНСТРУМЕНТ РЕАЛИЗАЦИИ КОНЦЕПЦИИ УСТОЙЧИВОГО РАЗВИТИЯ

Сущенко Н.В., преподаватель-стажер;
Ивченко А.В., доцент, СумГУ, г. Сумы

Социальное, индустриальное и экономическое развитие человечества сопровождалось и продолжает сопровождаться рядом проблем: исчерпание природных ресурсов планеты, парниковый эффект, истощение озонового слоя, усиление степени бедности и нищеты, использование детского труда и т. д. Для решения данных проблем необходимо развитие нового мышления, основанного на новых принципах и концепциях. Примером такой концепции может служить концепция устойчивого развития.

Концепция устойчивого развития была выдвинута на конференции Организации Объединенных Наций по окружающей среде и развитию, состоявшейся в Рио-де-Жанейро в 1992 г. Тогда же был принят документ «Повестка дня на XXI век» [1].

Эта концепция отличается от многочисленных документов, принимавшихся на международном уровне, несколькими принципиальными чертами.

Таблица – Отличительные черты концепции устойчивого развития

Характерные черты концепции устойчивого развития	Характерные черты документов, принимавшихся на международном уровне до конференции ООН в 1992 г.
1	2
Рассмотрение глобальной проблемы с позиции отдельного человека	Рассмотрение глобальной проблемы с позиции мирового сообщества, государства, региона, какой-либо организации
Объединение всех людей. Рассматривает всех, кто живет сейчас и кто придет на нашу планету в будущем, как граждан одной земной цивилизации.	Разделение людей на классы, религии, национальности
Помещение в центр внимания интересов не только нынешнего, но и будущих поколений. Будущим поколениям должны быть обеспечены приемлемые стартовые условия сравнимые с теми, которые имеет поколение, живущее на Земле сейчас.	Помещает в центр внимания интересы нынешнего поколения.
Передача следующим поколениям многих системообразующих смыслов и ценностей	Передача следующим поколениям конструкций, технологий и открытий.

Устойчивое развитие не должно ограничиваться рассмотрением только части процесса, а должно включать оценку полного жизненного цикла продукции: проектирование, производство, использование и утилизацию. В процесс должны быть вовлечены производители, дистрибьюторы, надзорные органы, покупатели и пользователи.

Инструментом реализации данной концепции являются международные стандарты на системы менеджмента. Международной организацией по стандартизации (ISO) было разработано более чем 19000 стандартов, которые могут помочь предприятиям и организациям во всем мире добиться прогресса в трех аспектах устойчивого развития - экономическом, экологическом и социальном [2].

Поэтому внедрение международных стандартов управления на предприятиях и организациях всех сфер деятельности независимо от их размеров, структуры и организации является актуальной задачей, решение которой приобретает практическую ценность.

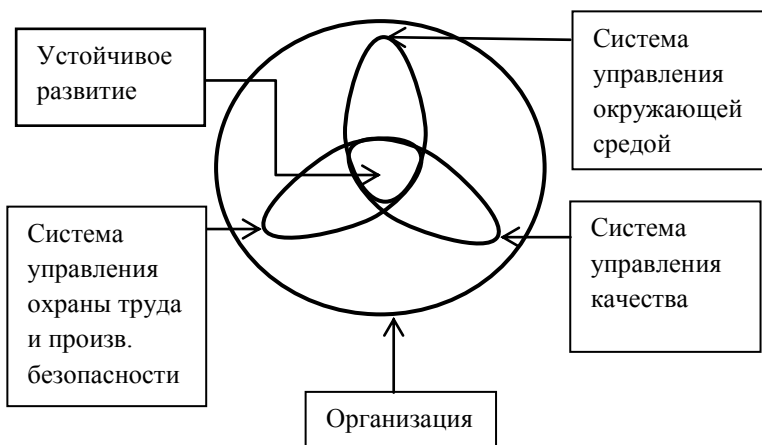


Рисунок – Триединая схема концепции устойчивого развития на предприятии

Однако, несмотря на эффективность и актуальность проблемы внедрения международных стандартов на системы управления в деятельность различных предприятий, в литературе встречается совсем небольшое количество конкретных практических рекомендаций относительно вопроса их внедрения и функционирования как единой интегрированной системы менеджмента.

Список литературы

1. [Электронный ресурс] — Режим доступа. — URL: <http://spkurdyumov.ru/> (дата обращения 11.03.2016).
2. [Электронный ресурс] — Режим доступа. — URL: http://www.iso.org/iso/ru/sustainable_development (дата обращения 16.03.2016).

НОРМАТИВНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ІНФОРМАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ЕКОЛОГІЧНОЮ БЕЗПЕКОЮ ПІДПРИЄМСТВА

Ковчун О. М., студент; Денисенко Ю. О., асистент, СумДУ, м. Суми

Негативні наслідки техногенних аварій, катастрофічне забруднення повітря, води та ґрунту, надмірна концентрація промисловості у певних регіонах, нерациональне природокористування, демографічна криза — навіть і цей, далеко не повний перелік негативних чинників, створили реальну загрозу національній безпеці України в екологічній сфері. Поряд зі значним зниженням рівня захворюваності такими недугами, як поліомієліт, дифтеріт, малярія спостерігається зростання випадків захворювань, спричинених

вживанням неякісної питної води та продуктів харчування, забрудненим повітрям (гепатит, легеневі, онкологічні хвороби). Відтак проблема забезпечення національної безпеки в екологічній сфері набула в нашій державі безпрецедентної гостроти. Для її розв'язання необхідно розробити наукові засади екологічної безпеки, методологію забезпечення її реалізації.

В наш час на підприємствах широко впроваджуються інтегровані системи управління якістю та екологічної безпеки, що відповідають вимогам міжнародних стандартів ДСТУ ISO 14001:2006 та ДСТУ ISO 9001:2009. Також на сучасних підприємствах необхідно відмітити широке впровадження сучасних інформаційних технологій, які дозволяють досягати оптимальної організації й управління процесами життєвого циклу продукції.

Крім того, одним із шляхів в підвищенні ефективності екологічного менеджменту вітчизняних підприємств є оцінювання життєвого циклу (далі - ОЖЦ) продукції на основі стандартів ISO 14040:2013 [1] та ISO 14044:2013 [2]. В ОЖЦ входить чотири етапи: визначення цілей та сфери дослідження; інвентаризаційний аналіз; оцінювання впливу; інтерпретація. Інформація, що отримується під час ОЖЦ може стати відмінною основою для прийняття рішень в управлінні екологічною безпекою.

Аналіз показав, що побудова й впровадження інтегрованих інформаційних систем в поєднанні з вимогами ISO 14040:2013 та ISO 14044:2013 дозволить промисловим підприємствам отримувати оперативну інформацію про стан процесів підприємства, проводити аналіз великих масивів даних, тим самим скоротити час на ОЖЦ, а таким чином підвищити рівень екологічної безпеки підприємства.

Тому в роботі запропоновано вдосконалити нормативне забезпечення підприємства з врахуванням вимог вище зазначених стандартів.

Список літератури

1 ДСТУ ISO 14040:2013 Екологічне управління. Оцінювання життєвого циклу. Принципи та структура (ISO 14040:2006, IDT).

2 ДСТУ ISO 14044:2013 Екологічне управління. Оцінювання життєвого циклу. Вимоги та настанови (ISO 14044:2006, IDT).

ХАРАКТЕРИСТИКИ ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ ЕЛЕКТРОННИХ ЗАСОБІВ НАВЧАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ДЛЯ СТУДЕНТІВ МАШИНОБУДІВНИХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ

Маландій Т. Ю., аспірант, СумДУ, м. Суми

Основним завданням університетської системи освіти є ефективне забезпечення якості навчання. Якість підготовки фахівців у сучасній вищій школі в значній мірі залежить від використання нових технологій в

освітньому процесі. Зараз існує велика кількість електронних засобів навчального призначення та обсяги їх розробки збільшуються. Однак в Україні немає загальноприйнятих нормативних документів, які б могли регламентувати критерії, за якими б можна було визначити чи відповідає якості даний продукт. Тому, завданням дослідження є сформулювати групу характеристик для оцінки електронних засобів навчального призначення для студентів машинобудівних спеціальностей.

На сьогоднішній день одним з найбільш ефективних методів вирішення даної проблеми є розробка і національна адаптація стандартів, що регламентують процес проєктування якісного електронного освітнього ресурсу. Безумовно, що вимоги до якості електронних засобів навчального призначення постійно підвищуються: воно повинно бути функціональним, надійним і зручним для роботи, простим для вивчення та ін.

Існує низка стандартів щодо якості програмних засобів ГОСТ 28195, ГОСТ 28806 та ISO / IEC 25010:2011 [1]. Тому, спираючись на європейський стандарт [1], формуємо характеристики для кожної групи, необхідні для оцінки електронних засобів навчального призначення для студентів машинобудівних спеціальностей (рисунок).

Надійність (Reliability)
Стійкість до відомов
Здатність відновлювати інформацію
Безпека (Security)
Можливість збереження результатів індивідуальної (групової) роботи учнів на сервері
Закритий доступ до матеріалу
Ремонтпридатність (Maintainability)
Здатність швидко виявляти та виправляти помилки
Здатність не впливати на інші компоненти при зміні одного
Портативність (Portability)
Легкість інсталяції та деінсталяції
Взаємозамінність компонентів

Функціональна придатність (Functional suitability)
Максимальне використання сучасних інтерактивних засобів мультимедіа
Відповідність змісту робочій програмі і структурування матеріалу
Відповідність стандартам SCORM, IMS та ін..
Працездатність (Performance efficiency)
Пропускна здатність
Ефективність в часі
Сумісність (Compatibility)
Сумісність з різним ПО
Конвертація файлів згідно набору в ПО/Використання стандартних файлів мультимедіа
Практичність (Usability)
Привабливість та легкість використання
Ергономічність викладеної інформації

Рисунок – Класифікація характеристик оцінки якості електронних засобів навчального призначення для студентів машинобудівних спеціальностей

Поряд з цим, стандарти практично не охоплюють дидактичних, психолого-педагогічних якостей [2]. Відповідно до специфіки електронних засобів навчального призначення для машинобудівних спеціальностей, які включають в себе демонстраційні моделі, програмні тренажери з динамікою мультимедіа, наприклад збору поршневого насосу, є необхідність окремо виділити такі дидактичні показники, як адекватність реальним ситуаціям, адекватність відтворення явища, коректність системи тестів.

Отже, за відсутністю загальноприйнятих нормативних документів за допомогою яких можна б було оцінити якість електронних засобів навчального призначення, ми запропонували власну класифікацію характеристик. На нашу думку така класифікація повністю враховує специфічність матеріалу навчання для машинобудівних спеціальностей та достатня для винесення достовірних об'єктивних висновків.

Список літератури

1. ISO/IEC 25010:2011. Systems and software engineering — Systems and software Quality Requirements and Evaluation (SQuaRE) — System and software quality models [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:35733:en>
2. Кравцов Г.М. Структура системы управления качеством электронных ресурсов обучения / Г.М. Кравцов // Информационные технологии в образовании. – 2011. – № 10. – С. 94–101.

УДОСКОНАЛЕННЯ ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ ПРОДУКЦІЇ МАШИНОБУДІВНОГО ПІДПРИЄМСТВА НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ ВИМІРЮВАЛЬНИХ СИСТЕМ

*Яшина Т. В., аспірант; Залого В. О., професор, СумДУ, м. Суми;
Динник О. Д., доцент, КІ СумДУ, м. Конотоп*

Сьогодні однією з найбільш важливих умов забезпечення випуску конкурентоспроможності вітчизняної машинобудівної продукції є управління її якістю на всіх стадіях виробництва. Рішення про необхідність регулювання виробничого процесу зазвичай ґрунтується на даних вимірювань, отже, якість вимірювань впливає на достовірність прийнятих рішень з управління технологічними процесами або рішень про відповідність продукції.

Згідно рекомендацій міжнародних стандартів ISO серії 9000 та ISO/TS 16949:2002 на машинобудівному підприємстві (МП) необхідно проводити статистичний аналіз вимірювальних систем (ВС) для дослідження варіацій, присутніх в результатах всіх видів цих систем. Аналітичні методи дослідження та критерії оцінювання придатності ВС повинні відповідати вимогам замовника.

Оскільки аналіз ВС використовується для мінімізації ризику того, що невідповідність елементів цієї системи може призвести до помилкових рішень при контролі продукції і до зайвого регулювання процесу, то удосконалення методів аналізу ВС є актуальною задачею, вирішення якої призведе до зниження кількості браку не тільки на виході, але і на всіх етапах виробничого процесу, а своєчасна реакція на відхилення в показниках якості на будь-якій стадії виготовлення – як до зниження виробничих витрат, так і до підвищення якості продукції.

Аналіз ВС необхідно проводити з метою оцінювання параметрів статистичних характеристик виробничого процесу (ВП) на стадії підготовки виробництва; періодичного підтвердження статистичних характеристик ВП; позачергового підтвердження статистичних характеристик ВП у випадках заміни, модернізації, ремонту засобів вимірювань, зміни технологічного процесу, збільшення кількості невідповідностей вимірюваного параметра тощо.

За результатами дослідження на основі визначення факторів, що впливають на якість ВС, аналіз ВС запропоновано проводити за комплексними показниками, а саме: стабільність, зміщення, лінійність, збіжність та відтворюваність.

Таким чином, сьогодні дані вимірювань та контролю використовують не тільки для перевірки відповідності характеристик продукції встановленим вимогам. Зокрема, управлінські рішення про необхідність регулювання виробничих процесів повинні перш за все базуватись на вихідних даних вимірювального процесу. Таким чином, якість вимірювань впливає на достовірність прийнятих рішень щодо управління виробничими процесами або відповідністю продукції.

ПРОБЛЕМИ РЕФОРМУВАННЯ ЗАКОНОДАВСТВА УКРАЇНИ ЩОДО БЕЗПЕЧНОСТІ ТА ЯКОСТІ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ

*Савченко О. С., аспірант; Івченко О. В., доцент;
Ігумнов Д. О., студент, СумДУ, м. Суми*

Зі вступом в 2008 р. до Світової організації торгівлі (СОТ), Україна прийняла правила гри, які діють на світовому ринку і з метою подолання технічних бар'єрів в торгівлі з країнами-членами СОТ, взяла на себе зобов'язання реформувати національну систему технічного регулювання. Початок адаптації національної системи технічного регулювання, по-перше до Європейської, є прийняттям Верховною Радою України Законів:

- «Про стандартизацію»;
- «Про підтвердження відповідності»;
- «Про метрологію та метрологічну діяльність»;
- «Про акредитацію органів з оцінки відповідності»;

– «Про стандарти, технічні регламенти та процедури оцінки відповідності».

Основна увага в цих законах сконцентровано на впровадженні європейських директив «Нового підходу» - Єдиний Акт, за допомогою якого відбувся випуск нової уніфікованої методики, згідно з якою розроблені Європейські Директиви Нового Підходу, основні вимоги яких спрямовані на:

- захист навколишнього середовища;
- охорону здоров'я людини;
- безпека товару в експлуатації.

Досягнення відповідності товару згаданим критеріям стало обов'язком постачальника при просуванні товару на ринок ЄС. Одночасно залишилися в дії і деталізовані Директиви ЄС «старого підходу», наприклад, для хімічної і фармацевтичної продукції, парфюмерно-косметичної продукції, продуктів харчування і сільськогосподарської продукції, автомобілів (більше 1900 документів).

Відмітною ознакою Директив Нового Підходу стало виключення протекціонізму на національному (державному) рівні і будь-яких детальних технічних вказівок. В Директивах Нового підходу не вказується спосіб, за допомогою якого повинні або можуть дотримуватися основні вимоги. Цю функцію стали виконувати гармонізовані стандарти, в яких містяться детальні вказівки щодо практичних методів виконання як основних (директивних) вимог, так і технічних вимоги до продукта.

Для повної реалізації принципу вільного обігу товарів Новий Підхід був доповнений гармонізацією процедур оцінки відповідності, що отримала назву «Глобального підходу».

Глобальний Підхід представив 8 різних процедур (модулів) оцінки відповідності. Кожна Директива Нового Підходу застосовує певні модулі Глобального Підходу в залежності від ступеня можливого ризику.

Н цей час, єдиним європейським правилом вільного обігу товару стало певна в глобальний підхід модульна оцінка відповідності товару основним вимогам, визначеним в Директивах Підходу нового. Новий і Глобальний Підходи покликані подолати протекціонізм на національному законодавчому рівні за допомогою виконання мінімального набору так званих «основних вимог».

Основні Вимоги формулюються з метою:

- сприяння застосуванню гармонізованих стандартів;
- досягнення і оцінки відповідності в разі, якщо гармонізовані стандарти відсутні, або якщо виробник прийняв рішення їх не використовувати.

При цьому, в Директивах Нового Підходу визначаються основні вимоги для конкретних областей і немає вказівок на те, як може або має досягатися відповідність Вимогам Основним. У гармонізованих стандартах даються докладні специфікації з урахуванням конкретних завдань і практичної реалізації Основних Вимог.

Тому одним з головних завдань гармонізованих стандартів є допомога товаровиробникам реалізувати презумпцію відповідності Основним Вимогам, що входять до Директив Нового Підходу. В окремому стандарті не обов'язково враховані всі основні вимоги однієї Директиви. Може виявитися, що гармонізований стандарт має відношення лише до деяких з них. Використання гармонізованих стандартів є добровільним. Поза області гармонізованих стандартів держави-члени ЄС можуть впроваджувати суворіші захисні національні правила, якщо це дійсно необхідно в інтересах здоров'я, охорони навколишнього середовища та безпеки. Через культурних і географічних відмінностей такі вимоги часто виправдані.

Таким чином, національні правила повинні бути достатньо розумними по відношенню до цілей свого використання, тобто вони не повинні представляти приховані торгові бар'єри. ЄС наголошує на необхідності забезпечення прозорості при підготовці національних технічних регламентів і стандартів, так званої негармонізованої області.

Тому проведення досліджень європейського законодавства щодо реалізації продовольчого права може служити зразком для здійснення відповідних реформ на національному рівні. Це дозволить провести уніфікацію вимог в цій галузі, оптимізувати занадто громіздкі елементи, характерних для структури ЄС і дасть можливість створити аналогічну систему в нашій країні в досить короткий період.

З огляду на слабкість українського законодавства щодо безпечності та якості харчових продуктів, обсяги їх експорту з України обмежуватимуться, натомість імпорт поступово зростати. Зайве говорити, що це може призвести до скорочення національного виробництва харчових продуктів, закриття великої кількості підприємств і перепрофілювання аграрного сектору на суто сировинну зону.

К ВОПРОСУ СОЗДАНИЯ БАЗЫ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА УПАКОВКИ

*Мищенко М. С., аспірант; Івченко А. В., доцент;
Вощенко М. О., студент, СумГУ, г. Сумы*

Одним из основных вопросов любого производителя является вопрос, связанный с сохранностью и транспортированием продукции. Этот вопрос всегда волновал «человека разумного». Достойный «ответ» был найден приблизительно 6 тысячелетий назад. Им оказалась упаковка.

Упаковка – это средство или комплекс средств, обеспечивающих защиту товара при его движении от производителя – к потребителю.

Одними из основных функций упаковки являются:

- функции защиты,
- рационализации,

- дозирующая функция,
- транспортная функция,
- функция хранения,
- нормативно-законодательная,
- маркетинговая,
- экологическая функция,
- информационная функция и
- эксплуатационная.

Для того, чтобы выполнять каждую из функций, необходимо, чтобы упаковка отвечала определенному уровню требований, например, см. таблицу.

Такое огромное разнообразие и большое количество требований, предъявляемых к упаковке, выдвигают необходимость проводить их системный анализ. Многие из этих требований оказываются одинаковыми для многих функций, а многие носят сугубо индивидуальный характер для какой-либо определенной функции. Также многие требования являются противоречивыми друг другу.

Таблица – Соответствие основных функций и требований к упаковке

Функции упаковки	Требования к упаковке
Защитная функция	теплостойкость, герметичность, коррозионная стойкость, морозостойкость, химическая стойкость, сохранение массы, защита от пыли, негорючесть
Транспортная функция, функция хранения	долговечность, ударная прочность, стабильность формы, способность к амортизации ударов, прочность тары при её сжатии, прочность при разрыве, устойчивость при скольжении, пригодность к штабелированию, унификация, способность к групповой упаковке
Маркетинговая	экономия площади и пространства, экономичность, информационная, предоставление информации, идентификационная способность, предоставление рекламы, индивидуальные способности
Экологическая	гигиеничность, экологичность, возможность повторного использования, удобство утилизации

Таким образом, разработка базы технико-экономических показателей качества упаковки является одним из инструментов реализации требований Директив ЕС связанных с исследованием изделий и материалов, предназначенных для контакта с пищевыми продуктами.

СЕРВИСНЫЕ ЦЕНТРЫ КАК ИНСТРУМЕНТ УДОВЛЕТВОРЕНИЯ ОЖИДАНИЙ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

*Безпальый М. Г., аспирант; Жук П. И., аспирант;
Кривошея С. А., аспирант, СумГУ, г. Сумы*

Техническое сопровождение поставок энергетического оборудования может быть определено как система производственных услуг, выполняемых для потребителя силами и средствами производителя данного оборудования либо сторонних предприятий техобслуживания. Оно включает в себя:

- выполнение услуг по обеспечению потребителя техникой, оборудованием, запасными частями к ним, материалами;
- предпродажную подготовку, монтаж, пуско-наладку технологических комплексов;
- выполнение технического обслуживания, хранения и ремонта оборудования в гарантийный и послегарантийный периоды эксплуатации, восстановление изношенных и изготовление новых деталей, утилизацию оборудования;
- транспортировку оборудования в ремонт и из ремонта силами исполнителя;
- обеспечение товаропроизводителей и исполнителей техобслуживания нормативно-технической документацией, оборудованием для эксплуатации.

Для надежной организации сопровождения компрессорной и энергетической техники необходима развитая инфраструктура в виде рынка технических средств, рынка услуг, организационно-экономические и правовые гарантии качества услуг и техники. Современный рынок ремонтно-технических услуг в данной сфере можно определить, как систему самостоятельных производителей, потребителей и инфраструктурных подразделений. Ремонт представляет собой комплексную услугу, включающую в себя обнаружение неисправности и ее устранение, как правило, с привлечением дополнительных запасных частей. Поэтому и величину потребительской стоимости отремонтированного изделия, являющегося товаром ремонтного производства, в экономической литературе рассматривают как единство двух составляющих. Причем если на величину первой, составляющей влияют квалификация и дисциплинированность работников, то на величину второй – еще и качество ремонтного фонда, технология восстановления, применяемое оборудование, надежность и гарантия. Увеличение потребительской стоимости всегда предпочтительно, однако зачастую оно сдерживается одновременным ростом издержек производства.

В современных условиях, как выявлено в результате наблюдения и опроса предприятий потребителей компрессорной и энергетической техники, ещё не налажена чёткая организация взаимодействия с поставщиками

комплектующих и запасных частей и, соответственно, отсутствуют механизмы реализации обязательств на гарантийную технику.

На наш взгляд, эффективной работе системы гарантийного обслуживания, поставляемого компрессорного и энергетического оборудования препятствуют такие недостатки, как:

- недостаточное количество гарантийных сервисных центров по обслуживанию данного вида оборудования;

- отсутствие современной материально-технической базы для проведения капитальных ремонтов оборудования;

- недостаточное экономическое стимулирование сервисных центров за качественное поддержание принятой на учет оборудования на протяжении всего срока ее эксплуатации;

- отсутствие в регионах достаточного количества оригинальных запасных частей для гарантийного обслуживания оборудования, а также несвоевременность их поставок в гарантийные сервисные центры;

- отсутствие оперативного реагирования на потребности сервисных центров в запасных частях и различном оборудовании.

Авторами разработана схема организации технического сопровождения процессов приобретения и эксплуатации компрессорного и энергетического оборудования, которая посредством распределения основных задач участников данной схемы позволяет наладить тесное взаимовыгодное сотрудничество между потребителями и заводами-изготовителями данного вида оборудования.

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ СЛОЖНЫМИ ИЗДЕЛИЯМИ НА ПРИМЕРЕ КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Кривошея С. А., аспирант; Дядюра К. А., профессор, СумГУ, г. Сумы

Важным фактором модернизации отечественных машиностроительных предприятий, которые проектируют, производят и обеспечивают сервисное обслуживание энергетического оборудования (такого, например, как компрессорная техника) является внедрение современных систем управления качеством. Задача предприятий объединить теоретические и практические результаты научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ для формирования эмерджентных свойств изделий (различных отраслей промышленности) на стадиях их жизненного цикла с учетом самосогласованного взаимодействия процессов при проектировании, изготовлении и эксплуатации как открытой системы, самоорганизация которой влияет на достигнутые результаты по удовлетворению требований. Управления качеством связано с использованием различных принципов, методов и моделей.

Компрессорное оборудование это сложные машиностроительных изделий. Характерными свойствами сложных изделий являются иерархические структурные и функциональные связи между элементами. Сложность изделий влияет на согласованность процессов при их проектировании, изготовлении и эксплуатации. Возникает проблема оптимального соотношения между качеством продукции и затратами на соответствующие ресурсы.

Целью данной работы является разработка рекомендаций (нормативно-методического обеспечения) по управлению качеством для удовлетворения потребностей и ожиданий потребителей и других заинтересованных сторон в сложной и постоянно меняющейся среде на предприятиях, которые взаимодействуют на этапах жизненного цикла (проектирование, производство, реализация, послепродажное сервисное обслуживание) компрессорного оборудования.

На основе принципов и рекомендаций стандартов серий ISO 9000, ISO 55000 и ISO 50001, методов и моделей бережливого производства которая заключается в сокращении действий, не приносящих ценности предложен подход эффективного использования ресурсов, включая использование и потребление энергии при производстве компрессорного оборудования с учетом процессов проектирования, логистики и сервисного обслуживания.

В работе теоретически обоснованы информационные взаимосвязи процессов, которые сопровождают сложные изделия на стадиях их жизненного цикла.

**ТЕХНОЛОГІЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ
ТА МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО**

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ДЛЯ УПРОЧНЕНИЯ ЧУГУННЫХ ИЗДЕЛИЙ

*Леоненко А. Н., доцент, ХУПС им. И. Кожедуба;
Савченков Б. В., профессор; Цыбульский В. А., доцент, ХНАДУ, г. Харьков*

В настоящее время широкое распространение на практике получили, так называемые, комбинированные методы упрочняющей обработки сталей и сплавов на их основе, совмещающие термическое воздействие на металл с его пластической деформацией. Такая обработка получила название термомеханической обработки (ТМО). В работах отечественных и зарубежных ученых [1] отражен обширный теоретический и экспериментальный материал, касающийся применения ТМО для деформируемых сплавов. Однако до сих пор не получен ответ на вопрос о возможности и целесообразности применения ТМО для элементов машин, выполненных из железоуглеродистых сплавов с содержанием углерода более 2,0 %. В единичных работах, например, [2] отмечается, что ТМО положительно влияет на внешний вид поверхности чугунной детали; изучение макро- и микроструктуры образцов показало, что они претерпели определенные изменения соответственно изменениям режимов наплавки и термомеханической обработки. Констатируется, что упрочнение при ТМО позволяют значительно измельчить и выровнять структуру наплавленного металла и повысить микротвердость поверхности. В отношении пластичности высказано предположение, что она, видимо, тоже повышается. Однако совершенно ничего не сказано на предмет того, как влияет данная обработка на такое важное эксплуатационное свойство материала как износостойкость.

Поэтому целью нашей работы было исследование возможности и целесообразности применения ТМО для изделий из чугуна, работающих в условиях трения и изнашивания. В качестве исследуемых материалов были взяты специальный легированный чугун (используется для изготовления гильз цилиндров двигателей ЯМЗ и КамАЗ) и, параллельно, металл, наплавленный самозащитной порошковой проволокой марки ПП-АН125 на образцы из стали Ст. 5. Их химический состав приведен в таблицах 1 и 2.

Таблица 1 – Химический состав специального чугуна, %

C	Si	Mn	Cr	Cu	Ni	Ti	S	P
3,2	2,1	0,9	0,3	0,4	0,4	≤0,8	≤0,12	≤0,20

Таблица 2 – Химический состав наплавленного металла, %

C	Cr	Mn	Si	Ti	B	S	P
2,1	16	0,92	1,50	0,34	0,70	0,005	0,008

Пластическая деформация поверхностей чугунных образцов осуществлялась после их предварительного нагрева до оптимальной температуры. Усилия прокатки при этом менялись от 5,0 до 6,0 кН.

Упрочнение ТМО поверхности, наплавленной порошковой проволокой ПП-АН125, выполнялось при совмещении в одной технологической схеме с процессом нанесения расплавленного металла.

После исследования износостойкости образцов на машине трения типа МИ-1М (по схеме «ролик – колодочка»), строились математические модели, позволившие установить оптимальные значения режимных параметров ТМО.

Для чугуна оптимальным оказался режим: температура деформирования $T_d = 870$ °С, степень деформации $\lambda = 17$ %, температура отпуска $T_{отп} = 200$ °С.

Для наплавленного металла (режим наплавки: сила тока $I_{св} = 270$ А, напряжение дуги $U_d = 27$ В) оптимальный режим: температура деформирования $T_d = 960$ °С, степень деформации $\lambda = 10$ %.

Основные значения характеристик механических свойств материалов после ТМО следующие:

– для чугуна: твердость 44-47 HRC, пластичность $\delta_{5B} = 9,73$ % (определялась косвенным методом по методике, изложенной в РД 50-460-84);

– для наплавленного металла: твердость 55-57 HRC, пластичность $\delta_{5B} = 5,72$ %.

При этом нами отмечалось значительное повышение стабильности механических свойств. Так для чугуна коэффициент вариации для твердости снизился в 1,6-1,7 раза, для пластичности в 1,8-2,3 раза в сравнении с закалкой материала ТВЧ; для наплавленного металла – для твердости в 1,8-2,0 раза, для пластичности в 1,7-1,9 раза в сравнении с исходным металлом, наплавленным на тех же режимах наплавки.

Изменения механических свойств материалов привели к заметному увеличению износостойкости: для чугунных образцов на 18-22 %, для наплавленных образцов на 25-35 % по сравнению с исходным состоянием без ТМО.

Таким образом, можно утверждать, что чугун, как и сталь, является материалом чувствительным к ТМО, которую целесообразно применять для упрочнения чугунных изделий и наплавленного металла.

Список литературы

1. Берштейн М. Л. Термомеханическая обработка металлов и сплавов / М. Л. Берштейн – М.: Металлургия, 1968. – 1170 с.

2. Татаринцев М. И. К вопросу исследования восстановления чугунных деталей наплавкой с термомеханическим упрочнением / М. И. Татаринцев, А. И. Сидашенко // Ремонт машин и технология металлов: Сб. науч. трудов. – Т. XII. – Выпуск 4. – Ч. II. – М., 1975. – С. 44-49.

ВЛИЯНИЕ НАГРЕВА В ПРОЦЕССЕ НАНЕСЕНИЯ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СТЕРЖНЕВЫХ КРЕПЕЖНЫХ ИЗДЕЛИЙ

Ивченко А. В., ст. науч. Сотрудник; Гуль Ю. П., доцент;

Кондратенко П. В., аспирант, НМетАУ;

Якушев А. С., ген. директор; Коваленко В. Ф., вед. инженер;

Бурчак С. С., инженер, ПАО «Днепрометиз», г. Днепропетровск

Известно, что нанесение защитных покрытий на крепежные изделия производится по технологиям, в большинстве из которых сам процесс осуществляется при повышенных температурах. Тем самым готовый крепеж после изготовления холодной объемной штамповкой (ХОШ) подвергают дополнительному нагреву. Температурный интервал нагрева изделий при нанесении покрытий довольно широкий, составляет от 130 до 480°C и регламентируется непосредственно видом наносимого покрытия: - оксидированное покрытие (сине-черного цвета) выполняется в интервале температур 130... 200°C; - фосфатное покрытие (светло-серо-черного цвета) выполняется в интервале температур 200...380°C; - цинковое покрытие (матово-серого цвета - термодиффузионное оцинкование) выполняется в интервале температур 290... 450°C; - цинковое покрытие (светло-блестящего цвета - горячее оцинкование) выполняется в интервале температур 450... 480°C.

Очевидно, что механические свойства крепежных изделий (болтов, винтов, шпилек и гайки), изготовленных методом ХОШ в результате нагрева в процессе нанесения защитных покрытий будут претерпевать изменения в результате процессов искусственного старения. Поэтому необходимо знать характер этого изменения для прогнозирования конечных потребительских свойств готовой продукции.

Целью работы являлась оценка изменения механических свойств крепежа (на примере болтов) после нагревов до температур 300... 500°C в процессе нанесения защитных покрытий.

Для исследований были отобраны болты размером М10х1,5 мм длиной 50 мм из стали марок 20 (класс 6.8) и 20Г2 (класс 8.8), изготовленные методом ХОШ. Высокопрочные болты из стали 20Г2 получены при использовании ТМТО-технологии без закалки готовой продукции [1]. Далее болты подвергали нагреву до температур 300, 400, 450 и 500 °С и выдержке в течение 1 часа. Испытания болтов на растяжение при комнатной температуре проводили на машине FP 100/1 по специально разработанной методике [2]. Параметры испытания: шкала 100 кН, скорость нагружения – 1, 0 мм/мин. В процессе испытания осуществляли запись диаграммы, регистрацию величин нагрузки и деформации, по которым вычисляли значения характеристик прочности и пластичности. Полученные результаты (среднее значение по трем образцам) представлены в таблице.

Таблица – Механические свойства болтов после нагрева до различных температур в процессе нанесения защитного покрытия

Марка стали	Состояние	$\sigma_{0,2}$, Н/мм ²	$\sigma_{в}$, Н/мм ²	δ_p , %	Класс прочности
20	ХОШ	531	622	3,8	6.8
20Г2		659	830	5,1	8.8
20	ХОШ + 300°C	560	651	4,1	6.8
20Г2		769	888	5,2	8.8
20	ХОШ + 400°C	569	634	6,8	6.8
20Г2		763	840	6,4	8.8
20	ХОШ + 450°C	551	618	6,1	6.8
20Г2		722	821	5,7	8.8
20	ХОШ + 500°C	486	554	8,0	6.8
20Г2		688	782	7,5	8.8

Результаты показали, что нагрев крепежных изделий в процессе нанесения защитных покрытий в исследованном интервале температур изменяет механические свойства готовой продукции. При этом нагрев до 300...400°C приводит к одновременному повышению как прочности, так и пластичности болтов, что благоприятно отражается на их эксплуатационной надежности. Дальнейшее повышение температуры нагрева до 500°C приводит к снижению прочностных характеристик при более значительном повышении пластических характеристик.

Установлено, что нагрев крепежных изделий в процессе нанесения различных видов защитных (декоративных) покрытий не приводит к снижению прочностных свойств ниже уровня заявленного класса прочности готовой продукции.

Список литературы

1. Гуль Ю. П., Колпак В. П., Ивченко А. В. Изготовление высокопрочных крепежных изделий по технологии термомеханикотермической обработки (ТМТО) – альтернатива использованию легированных и борсодержащих сталей // Метизы, 2007. – №2(15). – С. 56-58.

2. Ивченко А. В. Новые подходы к определению пластических свойств стержневых резьбовых крепежных изделий / Ивченко А. В., Гуль Ю. П., Кондратенко П. В., Семенов А. А. // Крепёж, клей, инструмент. – 2016. – №1. – С. 38-40.

THE FUNDAMENTAL THERMODYNAMIC RELATION ON CONTACT SURFACES OF MULTICOMPONENT NANOCOMPOSITE COATINGS

*Voskoboynik M. V., student; Dyadyura K. O., professor,
Sumy State University, Sumy*

The increasing demands of modern engineering have spawned the development of new advanced materials for use. The development of advanced materials can be considered to be a typical problem of engineering optimization. In this process, an integrated engineering–physical approach is used to develop novel wear-resistant materials. Until now only a limited amount of investigations have been performed on the progression of the self-organization process during friction. Moreover studies made so far focused mostly on the characteristics of tribo-films. Information in the scientific literature on the interdependence of the characteristics of both tribo-films and underlying surface engineered layer during self-organization is even more limited. The key concept of this is associated with the tribological compatibility of two surfaces interacting during friction. The aim of this paper is to reveal the mechanism of adaptation of hard coating under extreme tribological conditions. The chief theme of this project is the application of concepts of irreversible thermodynamics and self-organization to tribology and the role played by physicochemical interactions in modifying and controlling friction and wear. The driving force of the self-organization process is the open system aimed to decrease entropy production during nonstationary processes. Spontaneous formation of dissipative structures is a result of symmetry perturbations that can be realized only in open systems, which exchange energy, matter, and entropy with their environments. This phenomenon is a focus of attention for many researchers in different fields of science. It has been found that different structure states (amorphous, metastable and stable crystalline phases) may be systematized and described using the common condensation mechanism with different non-equilibrium degree of the process. The non-equilibrium is caused by super-high cooling due to condensed atom thermalization that limits surface diffusion mobility. It is argued that the fractal dimension and multifractality of the polydisperse system are determined by thermodynamic conditions and material properties and can be regarded as the thermodynamic characteristics of the dispersed system.

All these problems are chosen to bridge the gap between fundamental interest in understanding the conditions leading to self-organization and practical motivation. We study the relationship between friction-induced instabilities and friction-induced self-organization. Friction is usually thought of as a stabilizing factor; however, sometimes it leads to the instability of sliding, in particular when friction is coupled with another process. The self-organization is usually beneficial for friction and wear reduction because the tribological systems tend to enter a state with the lowest energy dissipation.

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ВИГОТОВЛЕННЯ РУШІЯ БСП ОЧИСНОГО КОМБАЙНУ

Голик В. С., студент; Дядюра К. О., професор, СумДУ, м. Суми

Особливістю залягання вугільних пластів у басейнах України є їх трудомісткість, тобто глибина залягання, потужність, характер порід. Тому, для успішного використання природного багатства необхідно застосування високопродуктивних і надійних автоматизованих комплексів. Одним з важливих елементів автоматизованого комплексу є очисний комбайн.

Пересування очисного комбайна вздовж лави в даний час здійснюється за допомогою безцепних систем подач (БСП), в основному колісно-рейкового типу, які складаються з рейки та привідного колеса (зірочки). Однак, оскільки БСП очисних комбайнів експлуатуються у важких шахтних умовах, то важливою вимогою до зубчастих колесам рушіїв БСП є не тільки підвищення твердості і зносостійкості зубів, але і можливість роботи в умовах значної зміни міжосьової відстані, у зв'язку з появою знакозмінних радіальних зусиль і зміною кроку зубців рейки (до 3%), через похибки виготовлення елементів рейки та подолання стиків рейкового ставу. Зубчасті колеса рушіїв БСП – конструктивно і технологічно складні вироби. Зубчасте колесо виготовляють з конструкційної легованої сталі 20X2H4A. Механічні властивості: $\sigma_b=1000$ МПа, $\sigma_T=600$ МПа, $\delta=9\%$. Дана сталь відноситься до класу високолегованих сталей й досить важко оброблюється різанням, легована дефіцитним і дорогим нікелем. базовий технологічний процес містить 9 операцій. Кількість токарних операцій базового технологічного процесу – 4, що веде до збільшення часу обробки, а, отже, і собівартості. Вертикально-фрезерна операція, на якій обробляються зуби колеса, є трудомісткою і не забезпечує точності. Основним завданням при проектуванні операції зубообробки зубчастого колеса є досягнення більш високих показників точності і продуктивності в порівнянні з застосовуваними на сьогоднішній день технологічними процесами. Термічна обробка складається з повного відпалу, газової цементації, гартування серцевини, гартування поверхні і низького відпуску.

В даній роботі досліджуються особливості виготовлення приводного зубчастого колеса рушіїв БСП. Запропонована марка сталі 20XHP. Механічні властивості: $\sigma_b=1300$ МПа, $\sigma_T=1100$ МПа, $\delta=12\%$. Термічна обробка цієї сталі складається з нормалізації, цементації і гартування з цементаційного нагріву, низького відпуску. Приведено наукове обґрунтування режимів термічної обробки для підвищення твердості і зносостійкості зубів.

Результати проведених досліджень показують, що з економічної точки зору більше вигідною маркою для виготовлення деталі буде сталь 20XHP, при цьому повністю задовольняються вимоги до механічних властивостей, витрачається менше часу на виготовлення, економиться більше електроенергії, і потрібно менше робітників.

ЗАСТОСУВАННЯ АЛЮМІНІЄВОГО СПЛАВУ АК5М7 ДЛЯ РУДНИКОВОГО ВИБУХОБЕЗПЕЧНОГО ЕЛЕКТРООБЛАДНАННЯ

Говорун Т. П., доцент; Мартинов А. І., студент, СумДУ, м. Суми

На вугільних, сланцевих і рудних шахтах застосовується рудникове електрообладнання: електричні машини та апарати для перетворення, розподілу і споживання електричної енергії; електричні прилади і пристрої (магнітні пускачі, фідерні автомати), що використовуються для управління, захисту та вимірювання в електричних мережах шахт. Таке електрообладнання відноситься до вибухозахищеного, у якому вибухозахист забезпечується як при нормальному режимі роботи, так і при ймовірних пошкодженнях чи у разі аварії. Це виключає небезпеку вибуху при появі електричних іскор і дуг, здатних запалити повітряну суміш або вугільний пил.

Деталь кришка працює під дією корозійного і хімічно-агресивного середовища у поєднанні з корпусом, всередині якого встановлений електричний перемикач і дрти живлення; середовище вакуумне, для забезпечення можливого утворення іскри при з'єднанні дротів, бо у шахтах може бути присутній метан, тому у разі виникнення іскри може статися вибух. Для забезпечення необхідних вимог, вказаних вище, застосовують ливарний алюмінієвий сплав АК5М7. Ливарні сплави на основі системи Al—Si—Cu мають відмінні антикорозійні, ливарні (гарна плинність, мала усадка), герметичні, жароміцні властивості, добре протидіють кислотам, відрізняються підвищеною твердістю і практично не деформуються при ударах, легкі і дешеві. Відливку кришки отримують методом лиття в разову піщано-глиняну форму, що є основним способом одержання виливків із сплавів чорних та кольорових металів. Литтям можна отримати виливки практично будь-якої складності, маси та розмірів. Найбільшу кількість виливків одержують у разових піщано-глиняних формах з формувальної суміші, яка складається з кварцового піску, вогнетривкої глини та спеціальних добавок. Спосіб виготовлення виливків у разових піщано-глиняних формах є найпростішим і найдешевшим. Продуктивність, надійність роботи, якість відливок залежать від технологічних властивостей формувальної суміші і їх стабільності, що досягаються застосуванням високоякісних вихідних матеріалів, дотриманням технологічних режимів роботи сумішоприготувального обладнання, систематичним контролем властивостей суміші при її приготуванні і використанні, введенням необхідної кількості освіжаючих добавок.

Після отримання відливки піддають гартуванню при 490 ± 10 °C (час витримки 5-7 год., охолоджуюче середовище - вода) та штучному старінню при температурі нагрівання 185 ± 5 °C (час витримки 1-2 год.). Використаний режим термічної обробки забезпечує необхідні властивості деталі.

РАЦІОНАЛЬНИЙ СПОСІБ ХІМІКО-ТЕРМОЦИКЛІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ ЗІ СТАЛІ 20X

Говорун Т. П., доцент; Сметанін Р. С., магістрант, СумДУ, м. Суми

Міцність, надійність і довговічність деталей машин, призначених для роботи в складних умовах експлуатації, що піддаються впливу циклічних навантажень, контактним напруженням, інтенсивному зносу, впливу агресивних середовищ і т.п., в значній мірі визначаються фізико-механічними властивостями робочих поверхонь. Тому важливу роль в технології машинобудування відіграють процеси поверхневого зміцнення деталей, серед яких найбільш перспективним є метод хіміко-термічної обробки (ХТО).

Застосування способів ХТО матеріалів дозволяє отримати на поверхні виробу шар практично будь-якого складу і, отже, забезпечити комплекс необхідних фізичних, хімічних, механічних і експлуатаційних властивостей [1]. Незважаючи на такі можливості, технологія процесів ХТО має ряд істотних недоліків - велику тривалість процесів дифузійного насичення, необхідність додаткових операцій термічної обробки для усунення небажаних результатів попередньої обробки. Крім того, значна різниця між технологічним часом ХТО і інших операцій обробки не дозволяє ввести її в єдиний технологічний потік виготовлення виробів. Одним з перспективних напрямків вирішення поставленої проблеми є використання при ХТО режимів термоциклічної обробки (ХТЦО) [2].

На підставі теоретичних даних і аналізу літературних джерел розроблена технологія раціональної ХТЦО конструкційної сталі 20X, що має широке застосування в різних галузях машинобудування: втулки, шестерні, обойми, гільзи, диски, плунжери, важелі та інші цементовані деталі, до яких ставиться вимога високої поверхневої твердості при невисокій міцності серцевини, тобто деталі, що працюють в умовах зносу при терті. Досліджувана сталь 20X є низьковуглецевою і низьколегованою конструкційною сталлю з низько зміцненою серцевиною у виробках.

Раціональний спосіб термообробки деталей зі сталі 20X включає відпал, цементацію з ТЦО, що складається з 5-ти циклів, гартування і відпуск. Дослідження проводили на зразках, які піддавали: відпалу при 960 °С (отримали грубозернисту структуру, що складається з фериту і перліту), твердінній цементації з ТЦО за наступним режимом: 5-кратний нагрів до 850° С (витримка 30 хв.), охолодження на повітрі до 550° С зі швидкістю 1,5-2,0 град/с (рис. 1), з останнього нагріву - охолодження в маслі (гартування) і низькому відпуску при 180 °С. Мікроструктура досліджуваного зразка зі сталі 20X наведена на рисунку 2.

На поверхні отримали максимальну величину твердості, яка дорівнює 824 НV, далі по глибині зразка вона зменшується, але, падає не значно, і на глибині 1500 мкм вона зберігає значення 322 Нц. Для заевтектоїдної зони

вміст вуглецю склав 1,4 %, для вихідної структури - 0,176 %. При цьому режимі ХТЦО цементитна сітка зникає повністю.

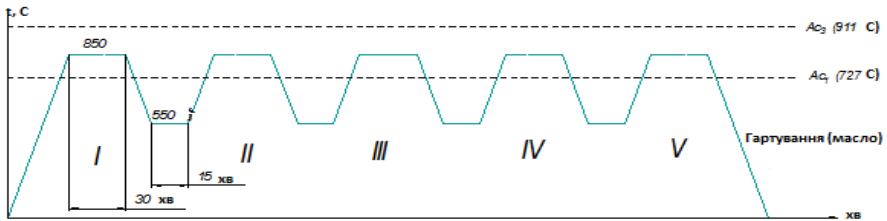


Рисунок 1 – Графік режиму 5-ти циклів ХТЦО 850↔550 °С

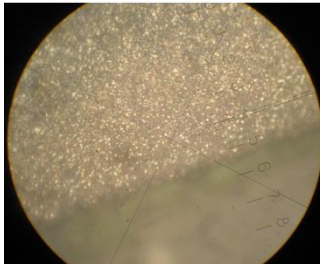


Рисунок 2 – Мікроструктура сталі 20Х біля поверхні після 5-ти циклів термоциклювання і гартування при $t = 850\text{ }^{\circ}\text{C}$

Застосування ТЦО при цементації дозволяє зменшити жолоблення виробів, підвищити ударну в'язкість і втомну міцність сталі, істотно скоротити тривалість термічної обробки і т. д. У разі використання цементації з ТЦО можливо без шкоди для остаточних властивостей збільшити температуру дифузійного насичення сталі вуглецем. Підвищення температури ХТО дозволяє скоротити тривалість обробки в 1,2-1,7 рази, і при цьому поліпшити якість цементованого шару і перехідної зони.

Таким чином, запропонований метод обробки ХТЦО деталей зі сталі 20Х дозволяє отримати високі фізико-механічні та експлуатаційні властивості деталі.

Список літератури

1. Лахтин Ю. М. Химико-термическая обработка металлов / Ю. М. Лахтин, Б. Н. Арзамасов. – М.: Металлургия, 1985. – 424 с.
2. Семенова Л. М., Семенов С. В., Крайнева С. Н. Химико-термическая обработка стали 20Х в условиях циклического изменения температуры // МиТОМ. – 2003, № 1. – С. 3-7.

ВПЛИВ СКЛАДУ СУМІШІ НА ПОКАЗНИКИ ПЛАСТИЧНОСТІ БОРОВАНОГО ШАРУ

Охріменко В. О., студент, СумДУ, м. Суми

Борування – це процес дифузійного насичення поверхні сталі бором при температурах 900...950⁰С. Цей спосіб насичення поверхні використовують для покращення: твердості, зносостійкості та корозійної стійкості поверхні виробів. Під час борування у поверхневому шарі утворюються бориди, які володіють високою твердістю 1800...2000 HV.

Порошкові суміші для борування зазвичай складаються із таких компонентів: порошок на основі бору, активатору та окису алюмінію. Компоненти перемішують між собою та засипають до контейнеру з товщиною між виробами не менше 20 міліметрів, контейнер герметизують.

Цей процес дозволяє насичення поверхні деталей складних конфігурацій. Якщо обрати правильний вміст компонентів у шихті, то можна отримати якісне покриття. У деяких випадках швидкість насичення в порошках нічим не поступається рідкому насиченню.

Перевагами борування у твердому карбюризаторі є простота технології, не має потреби у складному або спеціалізованому обладнанні. Недоліком борування є висока крихкість покриття через високу твердість. Тому дослідниками запропонована велика кількість заходів щодо зниження крихкості дифузійного шару. Одним із найпоширеніших та найефективнішим способом є вибір складу суміші для борування, що містить компоненти, які сприяють забезпеченню високої твердості, зносостійкості, отримання якісного бездефектного шару при збереженні достатньої пластичності шару.

Для зниження крихкості та збільшення пластичності до суміші для борування можна додати порошок олов'яної бронзи (патент РФ №1349326), або порошки нікелю та молібдену і нікелю (патент України №102394). При додаванні порошку олов'яної бронзи до суміші покращуються пластичність, а твердість дещо знижується.

Для зменшення крихкого руйнування та покращення зносостійкості при різних температурах, до суміші додають молібден та нікель. При цьому знижується крихкість та інтенсивність лінійного зносу. Шар володіє високою мікротвердістю 13-15 ГПа, а опір до крихкого руйнування збільшується.

Отже, борування забезпечує отримання високої твердості та зносостійкості поверхневого шару. Для зниження крихкості шару до порошкової суміші для борування додають інші елементи, які знижують крихкість покриття та збільшують його пластичність за рахунок введення елементів які збільшують в'язкість матеріалу, наприклад: нікель, олов'яна бронза.

Робота виконана під керівництвом доцента Гапонової О. П.

ВЛИЯНИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ХОЛОДНОЙ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ НА ДИФФУЗИЮ УГЛЕРОДА СТАЛИ 20

Панов Б. Ю., магистрант; Гапонова О. П., доцент, СумГУ, г. Сумы

Химико-термическая обработка (ХТО) является одним из эффективных и широко применяемых в промышленности методов повышения надежности и долговечности ответственных деталей машин, инструмента и технологической оснастки. В настоящее время существует несколько способов интенсификации диффузионных процессов при ХТО: введение специальных активаторов в насыщающую среду, применение предшествующей ХТО пластической деформации, радиационное облучение, магнитное поле и т.д.

Целью работы является интенсификация процессов диффузионного насыщения углеродом за счет предшествующей пластической деформации в сплавах на основе железа; изучение закономерностей структурных изменений, механических свойств, износостойкости диффузионных покрытий после химико-термической обработки.

Исследования проводили на образцах из стали 20. Степень предшествующей холодной пластической деформации (ХПД) составляла 10, 25 и 50 %. Образцы подвергали науглероживанию в твердом карбюризаторе при температуре 900-950 °С в течение 8 часов. Металлографические исследования проводили на оптическом микроскопе МИМ-7.

Результаты исследования показали, что с увеличением степени деформации происходит интенсификация диффузионных процессов при цементации, что приводит к росту глубины цементованного слоя. Зависимость толщины слоя от степени деформации описывается кривой с максимумом, положение которого соответствует деформации 25% без деформации толщина слоя 1,5 мм, а после предварительной деформации 25% - 1,67 мм (цементация при 900 °С, 8 ч).

Металлографические исследования показали, что в заэвтектидной зоне под влиянием предварительной деформации, наряду с тонкой сеткой избыточного цементита, обнаружено множество карбидных частиц глобулярной формы, которые располагаются как по границам исходных аустенитных зерен, так и внутри них. Количество карбидных частиц и их «плотность» растет с приближением к поверхности и увеличением степени деформации.

Таким образом, предварительная ХПД ускоряет процесс цементации. Максимальный эффект наблюдается при степени деформации 25%. Предварительная ХПД способствует увеличению глубины цементованного слоя, росту концентрации углерода в поверхностном слое. Применение пластической деформации позволяет уменьшить температуру цементации, сохранить мелкое зерно стали, предотвратить образование цементитной сетки и получить качественный диффузный слой толщиной 1,7-1,9 мм.

КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД В ПОДБОРЕ МАТЕРИАЛОВ И МЕТОДА УПРОЧНЕНИЯ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ КИСЛОРОДНОГО КОМПРЕССОРА

*Устименко М. С., магистрант;
Руденко П. В., ассистент, СумГУ, г. Сумы*

Одним из важнейших узлов поршневого компрессора является штоковое уплотнение, обеспечивающее его герметичность.

Только в газовой отрасли США используется более 29 000 поршневых компрессоров, в каждом из которых, в среднем, находится четыре цилиндра, что означает использование около 160 000 систем уплотнения поршневых штоков. Через эти системы ежегодно в атмосферу выбрасывается 43,8 млрд. фут.³ (1 226 млрд. м³) метана, что позволяет рассматривать их как один из основных источников эмиссии на компрессорных установках при добыче природного газа.

Износ рабочей поверхности штока зависит от ряда факторов:

1. Материала штока, твердости и морфологии поверхности.
2. Рабочей среды, давления, температуры и линейной скорости штока данной ступени компрессора.
3. Конструкции уплотнения и материала сальников.
4. Точности изготовления деталей уплотнения и ряда других факторов.

Правильный выбор материалов пары трения штокового уплотнения является сложной комплексной инженерной задачей, учитывающей большое количество факторов.

В настоящее время наиболее перспективным материалом для изготовления сальниковых уплотнений являются полимерные композитные материалы с матрицей политетрафторэтилена и различными наполнителями.

Электроэрозионное легирование (ЭЭЛ) рабочей поверхности штока является одним из актуальных направлений упрочнения поверхности и улучшения триботехнических свойств.

В ходе проведения эксперимента было исследовано влияние процесса трения штока из стали 40Х с упрочняющим покрытием на основе хрома, двухкомпонентных твердых сплавов, керамики и композитных сальниковых уплотнений.

ЗМІЦНЮВАЛЬНА ТЕРМІЧНА ОБРОБКА ДЕТАЛІ «ФРЕЗА ЦИЛІНДРИЧНА» ЗІ ШВИДКОРІЗАЛЬНОЇ СТАЛІ

*Сьомка Ю. К., студент;
Гапонова О. П., доцент, СумДУ, м. Суми*

Металообробка та деревообробка займає досить важливе місце в промисловості, тому для поліпшення якості виготовлення продукції з'являються нові верстати та комплекси, які здатні здійснювати її, починаючи з чорнового етапу і закінчуючи чистовим. У всьому технологічному процесі для досягнення необхідних показників шорсткості і класу точності оброблюваних поверхонь активно застосовується така операція, як фрезерування, яка доповнюється шліфуванням. Фреза – це інструмент, до якого ставляться вимоги високої теплостійкості, здатність зберігати твердість і різальні властивості при тривалому нагріванні в процесі роботи, технологічні властивості тощо.

Для виготовлення циліндричної фрези потрібно включати і вартість матеріалу з якого буде виготовлятися деталь, його хімічні, технологічні та експлуатаційні властивості, адже не правильно підібраний матеріал може призвести до передчасного руйнування виробу. Цим вимогам в більшій мірі задовольняють швидкорізальні сталі. Серед швидкорізальних сталей нормальної продуктивності домінує положення займає сталь Р6М5. Інструменти зі сталі Р6М5 мають стійкість до 20 % вищу, ніж стійкість інструментів зі сталі Р18, меншу карбідну неоднорідність, є дешевшими та більш вживаними в даній сфері. Правильний вибір режиму термічної обробки забезпечить виконання всіх вимог до технологічних і механічних властивостей деталі та підвищення її працездатності.

Метою даної роботи є розробка зміцнювальної термічної обробки деталі «фреза циліндрична» зі швидкорізальної сталі.

У процесі роботи було проведено аналіз умов роботи деталі, розробка маршрутної технології, проведено аналіз матеріалів заводського варіанту і запропонованого для виготовлення деталі, запропоноване обладнання для проведення термічної обробки. Для інструменту обрано економічно леговану сталь Р6М5 замість Р18. Зміцнювальна термічна обробка включає операції: гартування з температури 1210°...1230°С у маслі, відпускання при 550°...570°С, низькотемпературна нітроцементация 550-560°С.

Застосування економічно легованої швидкорізальної сталі Р6М5 після зміцнювальної термічної обробки та нітроцементация дозволить підвищити зносостійкість інструменту у 1,8...2 рази.

ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ІНСТРУМЕНТУ, ЩО ЗАЗНАЄ ЗНАЧНИХ УДАРНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Самсоненко Т. Ю., магістрант; Гапонова О. П., доцент, СумДУ, м. Суми

За останні роки проведено достатньо досліджень щодо впливу високотемпературної і низькотемпературної термомеханічної обробки на механічні властивості різних сталей, а також були зроблені спроби з'ясувати причини зміцнення сталі в результаті термомеханічної обробки.

При термомеханічній обробці сталі підвищення міцності пояснюється тим, що в результаті деформації аустеніту відбувається подрібнення його зерен. Крім того, при високотемпературній пластичній деформації збільшується щільність структурних недосконалостей у вихідній фазі, що зберігаються у мартенситі.

Термомеханічна обробка – один з прогресивних методів зміцнення сталі, при якому зберігається достатня пластичність, це дуже важливо для ножів для рубки, що зазнають великих ударних навантажень. Це досягається шляхом поєднання пластичної деформації і зміцнювальної термічної обробки (гартування і відпуску).

Метою дослідження є підвищення працездатності ножів для рубки, виготовлених зі сталей У8А, ХВГ, шляхом термомеханічної обробки.

Для оцінки впливу ТМО на властивості сталей проводили класичну термічну обробку і ТМО за режимами:

- сталь У8А: нагрівання 780-800 ° С, витримка 5-8 хв, деформація 20-30%, охолодження у воді, відпускання 220 ° С, 150 хв;
- сталь ХВГ: нагрівання 820-850 ° С, витримка 5-8 хв, деформація 20-30%, охолодження у воді, відпускання 220 ° С, 150 хв.

Механічні властивості (твердість, ударна в'язкість) визначали за стандартними методиками. Металографічні дослідження проводили на металографічному мікроскопі МІМ-7.

Результати досліджень показали, що ударна в'язкість сталей після ВТМО підвищується у 0,7...2,0 рази, причому твердість при цьому зберігається або знижується на 1-3 одиниці НРС порівняно із зразками після класичної термічної обробки. Причиною підвищення в'язкості, очевидно, є подрібнення аустенітного зерна в результаті динамічної рекристалізації і утворення більш дрібних голок мартенситу при охолодженні. Крім того, термомеханічне зміцнення створює розвинену субструктуру мартенситу і впливає на розмір зерна, морфологію карбідної фази і кінетику перетворень на різних стадіях ТМО. Металографічний аналіз показав, що при ВТМО утворюється дрібнозерниста, однорідна структура, порівняно з класичною термічною обробкою. На мікроструктурі простежується подрібнення зміцнювальних фаз – карбідів, з підвищеною дисперсністю розподілу.

Таким чином, ВТМО порівняно із класичною термічною обробкою дозволяє підвищити ударну в'язкість, твердість і міцність інструментальних сталей, що важливо для інструменту, що працює при ударних навантаженнях.

ЗМІЦНЕННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА ЗІ СТАЛІ 12X18H12M3TL

Малоштан Г. В., студент; Харченко Н. А., доцент, СумДУ, м. Суми

Робоче колесо – основна деталь будь-якого насоса. Робоче колесо складається з двох дисків, між якими розташовуються лопатки. Функція робочого колеса полягає у створенні потоку рідини, що проходить через насос [1].

Для виготовлення робочого колеса, що працює в умовах агресивного середовища або з рідинами, які містять механічні домішки, використовують аустенітні хромонікелеві сталі типу 12X18H12M3TL.

Хромонікелеві сталі звичайно містять 18% хрому та 9-12% нікелю. Сплави цієї групи характеризуються високою корозійну стійкістю. Хромонікелеві сталі схильні до міжкристалітної корозії (МКК). Найбільш обґрунтованою причиною виникнення МКК корозійностійких сталей в більшості випадків вважають збіднення хромом границь зерен внаслідок виділення з них фаз, багатих хромом: при цьому межа зерна стає анодом по відношенню до зерна, що знаходиться в пасивному стані [2].

Пропонуємо замінити високолеговану сталь 12X18H12M3TL на менш дорогу – 12X18H9TL. Режим термічної обробки робочого колеса зі сталі 12X18H9TL складається з послідовних операцій:

1) відпал при температурі 740–760 °С, вид термічної обробки метою якої є виправлення структури металу.

2) аустенізація при температурі 1100–1150 °С. Після гартування сталь набуває оптимального поєднання характеристик корозійної стійкості та механічних властивостей: σ_r –220 МПа, ϵ –25 %, γ –30 %. Структура сталі 12X18H9TL після гартування – дрібнозернистий аустеніт, карбіди, інтерметаліди.

Отже, призначення аустенітної сталі 12X18H9TL для виготовлення робочого колеса відцентрового насоса з подальшою термічною обробкою – аустенізацією, дозволить збільшити строк служби виробу. Крім того, заміна матеріалу має неабиякий економічний ефект: зменшення кількості нікелю в складі сталі з 12% до 10% призведе до суттєвого зменшення вартості деталі та вузла в цілому.

Список літератури

1. Кириллов, Д. В. Работа центробежного насоса в трубопроводной сети / Д. В. Кириллов // Параметры насоса. Подача. – 2015.
2. Солнцев Ю. П., Пряхин Е. И., Войткун Ф. Материаловедение: Учебник для вузов. – М.: МИСИС, 1999. – 600 с.

ПЕРСПЕКТИВНИЙ МЕТОД ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ІЗ ТВЕРДОГО СПЛАВУ

Коротич А. С., студент, СумДУ, м. Суми

Використання твердих сплавів типу ВК, набуло широкого розповсюдження в наш час. Прикладом може служити дорожня фреза по асфальту, чий різці виготовленні саме з твердого сплаву. Але в умовах інтенсивного зносу під час роботи такі різці швидко потребують заміни. В цьому і полягає головна проблема використання твердих сплавів.

Стандартний метод виготовлення деталей з твердого сплаву включає в себе наступні операції: отримання карбїду вольфраму безпосереднім насиченням частинок вольфраму вуглецем. Цей процес відбувається при високих температурах 1000-2000 °С та потребує наступного подрібнення та просїювання спечених блоків; перемелювання в кульових млинах; змішування з порошком зв'язуючого елемента; сушка порошку; формоутворення пресуванням з наступним спіканням. Такий метод дає можливість отримати твердий сплав, але він трудомісткий, потребує великої кількості різноманітного устаткування та являється занадто тривалим. Тому вельми актуальними стають більш прогресивні методи виготовлення деталей з твердого сплаву.

Одним з таких методів є процес саморозповсюджуючогося високотемпературного синтезу (СВС). Суть процесу полягає в наступному: в системі, яка складається з суміші порошків хімічних елементів, локально ініціюється екзотермічна реакція синтезу. Тепло, що виділилося в результаті реакції нагріває сусідні шари речовини, збуджує в них реакцію і призводить до виникнення саморозповсюджуючогося процесу. У такому процесі хімічна реакція протікає у вузькій зоні, мимовільно переміщуючись по речовині з певною лінійною швидкістю. Необхідна висока температура створюється в результаті звільнення хімічної енергії, що була запасена в системі спочатку. Таким способом можна виготовляти різноманітні деталі з твердих сплавів, дуже високої якості матеріалу (чистота, пористість та ін.). А якщо поєднати процес отримання карбїдів тугоплавких елементів, за допомогою СВС процесу, з технологією їх перерозподілу в в'язкій сполучаючій матриці, за допомогою електродугового процесу (наплавки, переплаву, та ін.), то можна отримувати деталі з більш високими механічними властивостями, ніж деталі виготовлені стандартним методом.

При всіх своїх перевагах, такий метод не має недоліків, притаманних стандартному методу, що робить його використання економічно ефективним.

Робота виконана під керівництвом доцента Марченко С. В.

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОІСКРОВОГО ЛЕГУВАННЯ

Ківит М. В., магістрант; Дегула А. І., доцент, СумДУ, м. Суми

Одним з основних показників якості машин є їх надійність, яка в значній мірі визначається експлуатаційними властивостями деталей і з'єднань: зносостійкістю, втомною міцністю, корозійною стійкістю, герметичністю з'єднань, міцністю і ін. Всі ці експлуатаційні властивості залежать від матеріалу деталей, точності розмірів і якості їх робочих поверхонь. Як правило, всі руйнування деталей починаються з поверхні. Таким чином, технічне рішення проблеми підвищення якості машин в значній мірі обумовлено можливістю технологічного забезпечення якості поверхневого шару деталей, яке включає в себе як геометричні характеристики, так і фізико-хімічні властивості.

Для зміцнення поверхні та нанесення захисних покриттів досить перспективними є електрофізичні методи обробки матеріалів, засновані на використанні концентрованих потоків енергії, таких, як електронні та лазерні промені, низькотемпературна плазма, імпульсні розряди і т. п. Електроіскрове легування (ЕІЛ) металевих поверхонь є одним з порівняно простих та ефективних методів відновлення або зміцнення поверхонь виробів.

Актуальним на сьогоднішній день є питання підвищення рівня автоматизації електроіскрового легування. Тому для вирішення даної задачі дослідниками виділено чотири основні напрямки:

- 1) розробка систем джерел живлення для електроіскрового легування;
- 2) розробка комплексу системної просторової орієнтації електродів відносно складно-профільної оброблюваної поверхні;
- 3) розробка програмного забезпечення для коректування технологічного процесу електроіскрового легування матеріалів з наперед заданими властивостями;
- 4) розробка і впровадження зовнішніх чинників: легуючих газів і газів-носіїв для супроводження процесу легування електродними матеріалами основи сталей та напівпровідникових матеріалів.

При електроіскровому механізованому легуванні металічних поверхонь надійний результат залежить від ряду взаємозв'язаних умов, таких як інтенсивність процесу (кількості матеріалу, перенесеного на поверхню за одиницю часу), величини енергії, що виділяється в між електродному проміжку, частоти слідування імпульсів, від легуючого і легуваного матеріалу, легуючого газу і газу-носія, що використовується при введенні їх у міжелектродний простір ззовні.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МЕХАНІЧНОЇ АКТИВАЦІЇ НА СТРУКТУРУ ТА ВЛАСТИВОСТІ КОМПОЗИТІВ НА ОСНОВІ ПОЛІТЕТРАФТОРЕТИЛЕНУ

*Вишегородцева М. Є., студентка; Берладір Х. В., мол. наук. співробітник;
Говорун Т. П., доцент, СумДУ, м. Суми*

Сучасна промисловість потребує виробництва нових полімерних і композиційних матеріалів (ПКМ) з високим рівнем експлуатаційних характеристик [1].

Широке застосування політетрафторетиленових композитів у вузлах тертя та ущільнення різного роду машин та обладнання зумовлене особливостями молекулярної будови і надмолекулярної структури політетрафторетилену (ПТФЕ), що забезпечують реалізацію унікального поєднання деформаційно-міцнісних, триботехнічних, антикорозійних, теплофізичних показників і інших службових характеристик. Це визначає галузі ефективного використання виробів з політетрафторетиленових композитів [1-3].

Перспективним напрямом створення таких матеріалів є застосування різних способів модифікації відомих матеріалів [4]. Дуже важливою проблемою, що визначає техніко-економічну ефективність застосування нових композиційних матеріалів, є прогнозування експлуатаційних властивостей і пов'язане з цією проблемою моделювання ПКМ. Тому подальший розвиток виробництва полімерних і композиційних матеріалів на основі ПТФЕ має базуватися на наукових засадах технології полімерів і композитів на їх основі, прикладного матеріалознавства та фізико-хімічної механіки композитних структур.

Огляд літературних джерел [1-6] дозволяє констатувати низький потенціал традиційних технологічних підходів при отриманні ПКМ на основі ПТФЕ. Однак можуть бути застосовані різні прогресивні технологічні прийоми, що дозволяють забезпечити отримання композитних матеріалів і виробів із них з необхідними споживчими властивостями. Найбільш прийнятною в разі полімерних і композиційних матеріалів з матрицею з ПТФЕ представляється технологія енергетичного впливу на його структуру і властивості проведенням механічної активації (механічного впливу) [7].

Об'єкт дослідження – модифікуючий вплив механо-хімічної активації політетрафторетилену (ПТФЕ) та волокнистого наповнювачу на структуру та фізико-хімічні властивості матриці ПТФЕ композиту.

Мета дослідження – створення полімерних композитів триботехнічного призначення з поліпшеним комплексом властивостей на основі політетрафторетилену з наповнювачем з вуглецевого волокна (ВВ), розробка фізико-хімічних основ структурної модифікації ПТФЕ і

обґрунтованих рекомендацій щодо технології отримання антифрикційних матеріалів з необхідними властивостями.

Методи дослідження – стандартні методи визначення фізико-механічних і триботехнічних властивостей композиту, оптично-електронна мікроскопія для дослідження структури ПТФЕ та композитів на його основі.

Проведено дослідження впливу технологічних методів формування композиції з метою підвищення конструкційної стійкості майбутнього композиту. В якості показників конструкційної стійкості для вуглекомполімерів на основі ПТФЕ з наповнювачем у вигляді вуглецевого волокна (ВВ), прийняті міцність при розриві, відносне подовження при розриві та інтенсивність зношування. Ці показники властивостей займають провідне місце в забезпеченні працездатності вузлів тертя насосів і компресорів.

У результаті проведених досліджень визначені режими роботи технологічного обладнання, після обробки на яких активований ПТФЕ має підвищені, порівняно з базовим, експлуатаційні властивості і може бути використаний для отримання композитів на його основі з найбільшою ефективністю.

Використання такого композиту в якості вузлів тертя компресора 4ГМ 2,5 У-2/3-250 (сальникових ущільнень та поршневих кілець) дало змогу підвищити його працездатність в 2,3-3,0 рази.

Список літератури

1. Sabu, Thomas. Polymer Composites. Volume 1: Macro – and Microcomposites [Текст] / Thomas Sabu, Joseph Kuruvilla, S.K. Malhotra, Koichi Goda, M.S. Sreekala (eds.). – NY : Wiley-VCH, 2012. – 829 p.
2. Handbook of engineering polymeric materials [Текст] / edited by Nicholas P. Cheremisinoff. – NY : Marcel Dekker, Inc., 1997. – 894 p.
3. Логинов, Б.А. Удивительный мир фторполимеров [Текст] / Б. А. Логинов. – 2-е изд., доп. – М. : 2009. – 168 с.
4. Drobny, Jiri George. Technology of fluoropolymers [Текст] / Jiri G. Drobny. - 2nd ed. – NY : CRC Press, 2009. – 250 p.
5. Сиренко, Г. А. Антифрикционные карбопластики [Текст] / Г. А. Сиренко. - Киев : Техника, 1985. – 195 с.
6. Охлопкова, А. А. Полимерные композиционные материалы триботехнического назначения на основе политетрафторэтилена [Текст] / А. А. Охлопкова, П. Н. Петрова, С. Н. Попов, С. А. Слепцова // Рос. хим. ж. (Ж. Рос. хим. об-ва Д.И. Менделеева). – 2008. – № 3. – С. 147-152.
7. Influence of mechanical activation polytetrafluoroethylene matrix of tribotechnical composites at its structural and phase transformations and properties [Текст] / О. А. Budnik, А. F. Budnik, P. V. Rudenko, V. A. Sviderskiy, K. V. Berladir // Functional Materials. – 2015. – 22, No.4. – p. 499-506.

ДИFUЗІЙНІ ПОКРИТТЯ НА ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ МАТЕРІАЛАХ

*Міняйло А. М., магістрант; Чопко А. С., магістрант;
Дезула А. І., доцент, СумДУ, м. Суми*

У зв'язку з широким використанням у сучасному виробництві високих швидкостей оброблення, тисків, температур, агресивних середовищ проблема підвищення надійності і довговічності різального інструменту, набула сьогодні особливої актуальності. Вирішення цих проблем значною мірою пов'язане зі зміцненням поверхневих шарів виробів.

На сьогоднішній день, одним з перспективних методів удосконалення ріжучого інструменту, є нанесення на їх поверхню зносостійких одно- та багат шарових композиційних покриттів, на основі карбідів і нітридів перехідних металів IV-VI груп періодичної системи.

Доцільність використання захисних покриттів, підтверджено практичними результатами останніх років. В багатьох роботах показано, що інструмент з покриттями служить в кілька разів довше, ніж без покриттів. Це свідчить про суттєву економію витрат на інструменти. Крім того, нанесення покриттів дозволяє підвищити продуктивність праці, при металообробці за рахунок більш високих параметрів різання, при яких термін експлуатації різців в порівнянні з вихідними навіть збільшується.

Потрібно враховувати, що до виробів з захисними покриттями, висувають додаткові вимоги. Це стосується в першу чергу механічної стабільності композиції «покриття-основа». При цьому покриття крім необхідних структури і механічних властивостей, повинні мати певний рівень напружень першого роду та адгезійної взаємодії з основою.

З поміж багатьох типів дифузійних покриттів, які надають матеріалу високу твердість, міцність, зносостійкість та жаростійкість, перспективними є покриття на основі карбіду титану TiC. Але в процесі експлуатації, внаслідок слабкої адгезії, можливе відшарування карбідного шару від основи. Метод послідовного насичення, поверхні металу хромом та титаном в одному технологічному циклі, дозволяє істотно підвищити адгезію дифузійного шару.

Рентгеноструктурний аналіз даних композицій показує, що на сталях та твердих сплавах утворюються багат шарові покриття на основі карбідів Cr₂₃C₆ та TiC. При чому карбід титану розташований на зовнішній стороні карбідної зони.

ДюрOMETричним методом встановлено, що мікротвердість карбідних шарів, практично не відрізняється від однокомпонентних покриттів. Для карбіду хрому вона становить 16-17 ГПа, а для карбіду титану 30-31 ГПа.

Аналіз отриманих результатів дає можливість стверджувати, що розробка та оптимізація параметрів отримання комплексних багат шарових покриттів є актуальною задачею.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН ПОЯВЛЕНИЯ ТРЕЩИН В ДЕТАЛЯХ «ГОЛКАТЕЛЬ» И «ПЛУНЖЕР» ИЗ СТАЛИ 40X13-Ш

Бибик В. И., магистрант; Руденко Л. Ф., ст. преподаватель, СумГУ, г. Сумы

В процессе изучения детали были повергнуты макро- и микроанализу.

Визуальный осмотр и изучение изломов при увеличении в 3 раза показали бархатистый излом серого цвета с тусклым металлическим отливом, напоминающим бархат. Трещина образовалась на базе дефекта «волосовина», что также подтверждается металлографическим анализом на неметаллические включения по ГОСТу 1778.

По одиночным силикатам максимальный балл до 4-5, которые в процессе механической обработки провоцируют появление трещин.

Анализ режима термической обработки деталей свидетельствует также о нарушении технологического режима:

- 1) завышение скорости нагрева деталей, что не допустимо для сталей, с низкой теплопроводностью (мартенситного класса);
- 2) завышение времени выдержки при температуре закалки;
- 3) недопустимый временной разрыв между операциями закалки и отпуска (6 часов);
- 4) вероятное нарушение скорости охлаждения проката, приводящие к закалке поверхности.

Нарушение технологического режима термической обработки приводит к появлению > 10 % карбидов, выделяющихся по границам зерна, что снижает коррозионную стойкость и вязкостные показатели деталей.

В процессе проведения анализа и исследований сделаны выводы и выработаны рекомендации по термической обработке сталей марок 30X13, 40X13 (мартенситного класса).

Выводы и рекомендации.

1. Отсутствие отжига перед механической обработкой приводит к значительным суммарным напряжениям, что может провоцировать трещинообразование.

2. Необходимо проверять твердость проката перед термообработкой, т.к. поставщик может нарушить режим охлаждения и произойдет «закалка» поверхности, приводящая к увеличению напряжений.

3. Неметаллические включения провоцируют образование волосовин, особенно при ускоренном охлаждении заготовок после прокатки.

4. Нарушение режима закалки и отпуска, описанные ранее, также способствуют увеличению структурно-фазовых напряжений и приводят к трещинообразованию.

5. Совокупность всех указанных факторов неизбежно приводит к трещинообразованию проката стали 40X13.

ШЛЯХИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ХІМІКО-ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ

Ніколаєнко А. С., студент, СумДУ, м. Суми

Хіміко-термічна обробка (ХТО) – це процес зміни хімічного складу, мікроструктури і властивостей поверхневого шару деталі в певному напрямку. Її мета – зміцнення поверхневих шарів сталі (підвищення твердості, втомної міцності, зносостійкості і т. п.), зміна фізико-хімічних та інших властивостей (корозійної стійкості, жаростійкості і т.д.).

При ХТО поверхню насичують металами (алітування, хромування) та неметалами (азотування, цементація).

ХТО є одним із ефективних і широко застосовуваних методів покращення надійності та довговічності деталей. Під ХТО розуміють нагрів та витримку металічних матеріалів при високій температурі в хімічно активних середовищах (газових, твердих рідких), в результаті цього змінюється хімічний склад, структура і властивості поверхневого шару.

В деяких випадках ХТО проводять для надання поверхневого шару таких властивостей, які легуванням надати неможливо (азотування, борування), або економічно не вигідно (хромування, борохромування та інші).

Недоліками технологічного процесу ХТО є значна тривалість насичення, підвищені температури, що призводять до зростання зерна сталі, а отже, ускладнення режимів подальшої термічної обробки, в деяких випадках (при боруванні) отримання підвищеної крихкості шару тощо. Тому дослідники продовжують вишукувати шляхи прискорення процесу ХТО, покращення якості і економічної ефективності застосування дифузійного процесу насичення поверхні виробів.

Для зменшення часу проведення ХТО дослідники застосовують попередню пластичну деформацію (гарячу, холодну, теплу), опромінення, магнітне поле, ультразвук, термоцикліювання тощо. Перспективним на сьогодні є спосіб хіміко-термоциклічної обробки (ХТЦО). При ХТЦО структурні і фазові перетворення відбуваються багато разів при зміні температури, нагріванні та охолодженні, тому цей процес забезпечує підвищення якості шару, формування однорідної мікроструктури шару, надає можливість зниження температури насичення при скороченні часу витримки.

Як висновок можна стверджувати, що питання інтенсифікації ХТО є досить важливим, оскільки застосування засобів прискорення дифузійного насичення поверхні виробу не завжди потребує додаткових витрат або обладнання. Завдяки процесу інтенсифікації ХТО можна скоротити час проведення обробки і витрати.

Робота виконана під керівництвом доцента Гапонової О. П.

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ЗНОСОСТІЙКИХ МЕТАЛІВ

*Дунь В. Я., студент; Хасанов А. Т., доцент,
КрНУ ім. Михайла Остроградського, м. Кременчук*

Різновидом втомного руйнування є зношування – руйнування і відділення матеріалу з поверхні твердого тіла або накопичення залишкової деформації при терті, що виявляються в поступовій зміні розмірів і (або) форми тіла. Знос – результат зношування, визначуваний у встановлених одиницях [1].

Зношування має різні види. Величина і механізм зносу залежать від різних чинників, які умовно можна представити у три групи:

- 1) зовнішні механічні дії, характер руху контактуючих тіл (ковзання, кочення, удари, течія, тертя), швидкість переміщення, величина зовнішнього навантаження і похідна від них температура;
- 2) фізико-хімічна дія середовища;
- 3) властивості матеріалів пар тертя.

Найбільш поширеним різновидом зношування є нормальне окислювальне зношування, що йде за наявності захисних плівок на поверхні тертя, що утворюються при взаємодії контактуючих матеріалів з киснем. Ці плівки можуть мати і не кисневе походження, якщо проміжна речовина містить інші агресивні компоненти, наприклад азот.

Для всіх різновидів нормального зношування характерні інтенсивна пластична деформація тонких поверхневих шарів, їх взаємодія з хімічно активними компонентами проміжної речовини і руйнування цих поверхневих шарів за відсутності руйнування усередині основного металу.

При абразивних пошкодженнях, на відміну від окислювальної форми нормального абразивного зношування, абразивні частки упродовжуються і руйнують поверхневі об'єми основного металу, інколи із зняттям мікростружки. Абразивне пошкодження може виникати в широкому діапазоні зовнішніх механічних дій, часто вона супроводить іншим видам зношування. Контактна втома - це накопичення пошкоджень і руйнування поверхневих шарів під дією циклічних контактних навантажень. Зазвичай вона виявляється при терті кочення (у підшипниках кочення, зубчастих зачепленнях). Для контактної втоми, окрім утворення тріщин, характерна наявність на поверхні ямок вифарбовування (питтингов) [2; 3].

Окрім пошкоджень, обумовлених тертям, часто виникають пошкодження, пов'язані з тертям побічно: кавітація, корозія, ерозія, зім'яло і ін.

Незалежно від вигляду зношування, кожен з них можна розглядати як результат втоми. Таке уявлення про природу зношування базується на наступних положеннях: 1) контакт двох тіл із-за шорсткості і хвилястості їх поверхні завжди дискретний; 2) зношування відбувається в результаті дії локальної напруги н деформації в зонах фактичного контакту; 3) руйнування металу в окремих ділянках поверхні тертя обумовлене багатократним вантаженням зон контакту.

Застосування зносостійких металів і захисних покриттів, поліпшення обслуговування і експлуатації обладнання та інші заходи, що ведуть до підвищення надійності обладнання, дозволяють збільшити міжремонтний пробіг обладнання. Таким чином, технічний прогрес вимагає вдосконалення структури міжремонтних циклів з метою забезпечення мінімальних витрат. Удосконалення структури міжремонтного циклу можливо в основному за рахунок скорочення планових (поточних і середніх) ремонтів і збільшення тривалості міжремонтних періодів.

Список літератури

1. Мала гірнича енциклопедія : у 3 т. / за ред. В. С. Білецького. – Донецьк : Донбас, 2004. – ISBN 966-7804-14-3.
2. Зносостійкість сплавів, відновлення та зміцнення деталей машин: Навчальний посібник. За ред. Попова В. С. – Запоріжжя: Мотор Січ, 2006 – 420 с.
3. Структура и свойства подшипниковых сталей / Спектор А. Г., Зельбет Б. П., Киселёва С. А. – М.: Металлургия, 1980. – 264 с.

АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВ ВИКОРИСТАННЯ ВУГЛЕЦЕВИХ НАНОТРУБОК В МАТЕРІАЛОЗНАВСТВІ

*Красільнік С. В., студент; Хасанов А. Т., доцент,
КрНУ ім. Михайла Остроградського, м. Кременчук*

Вуглецеві наноматеріали, до числа яких належать фуллерени, фуллерити і нанотрубки, активно досліджуються як унікальні об'єкти нанотехнології. Властивості даного виду молекул незвичайні і багато в чому унікальні [1; 2].

Вуглецеві нанотрубки (ВНТ) — це протяжні циліндричні структури діаметром від одного до декількох десятків нанометрів і завдовжки до декількох сантиметрів. Найбільш просто вуглецеву нанотрубку можна описати за допомогою вектора, що з'єднує два атома на графітовому аркуші. Циліндр виходить при згортанні даного листа таким чином, щоб поєднувалися початок і кінець такого вектора. ВНТ поділяються:

- за кількістю стінок (одно- та багатостінні);
- за структурою («російська матрешка», шестигранна призма, сувій).

Вуглецеві нанотрубки володіють важливою властивістю - здатністю змінювати свою провідність при адсорбції чужорідного атома або молекули. Величина зміни провідності залежить від числа адсорбованих атомів.

Зміну провідності нанотрубки можна використовувати для визначення концентрації хімічних речовин в просторі, що оточує нанотрубку. Приєднанні функціональні групи (радикали) утворюють шар навколо нанотрубки, який реагує на приєднання певного чужого атома або молекули. Підбираючи склад шару, можна вимірювати концентрацію досить складних молекул, в тому числі ДНК.

Вельми перспективним видається використання нанотрубок в хімічній технології, що пов'язано, з одного боку, з їх високою питомою поверхнею і хімічною стабільністю, а з іншого боку, з можливістю приєднання до поверхні нанотрубок різноманітних радикалів, які можуть служити в подальшому або каталітичними центрами, або зародками для здійснення різноманітних хімічних перетворень. Ця властивість вкрай важлива, якщо розглядати вуглецеві нанотрубки як елементи армуючої фази полімерних композиційних матеріалів.

З технологічної точки зору ВНТ хороші тим, що мають стабільні параметри і високі щільності струму емісії. Рекордсменами емісійних властивостей є одностінні трубки. Це пов'язано з тим, що діаметр їх істотно менше багатостінних, а напруженість поля зростає обернено пропорційно радіусу вістря [3; 4].

Розглянуті приклади застосування електронних нанотрубок далеко не вичерпують їх потенціалу. Інтенсивно досліджується створення на основі ВНТ суперконденсаторів, літєвих батарей та інших приладів, матриці з вуглецевих трубок сприяють загоєнню травм головного мозку. Таким чином, вуглецеві структури відкривають широке поле діяльності для майбутніх досліджень.

Список літератури

- 1 Ландау Л. Д. Механика / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. Издание 5-е, стереотипное. – М.: Физматлит, 2001. – 222 с.
- 2 Вуглицеві нанотрубки: Матеріали для комп'ютерів XXI століття / П. Н. Дьячков: Природа № 11, 2000.
- 3 Carbon nanotube arrays on silicon substrates and their possible application, Shoushan Fan et al.: Physica E 8, 2000. – 179-183.
- 4 Novoselov, K. S. et al. «Two-dimensional atomic crystals»: PNAS 102, 10451, 2005. – 197-200.

ОСОБЛИВОСТІ ОТРИМАННЯ ЛИТВА СПОСОБОМ ВІДЦЕНТРОВОГО ЛИТТЯ

*Лазар А. В., студент; Хасанов А. Т., доцент,
КрНУ ім. Михайла Остроградського, м. Кременчук*

Відцентровим литтям називається процес отримання виливків шляхом вільного заливання металу в форми, що обертаються, при цьому виливок формується під дією відцентрових сил.

Переваги відцентрового лиття в порівнянні з литтям в стаціонарні форми полягає в тому, що відцентрові виливки мають менше міжкристалітних порожнин усадкового і газового походження, а отже, мають вищу щільність; зменшується або повністю усувається витрата металу на

ливникові системи тобто суттєво підвищується вихід придатного литва; відсутні витрати на виготовлення стрижнів для отримання порожнини в циліндричних виливках; поліпшується заповнювання форми металом тощо.

Недоліки способу – утрудненість виготовлення якісних виливків із сплавів, схильних до ліквіації, і забруднення вільної поверхні виливків лікватами і неметалевими вкрапленнями [1; 2].

Цей спосіб широко використовують під час виробництва порожнистих циліндричних виливків, що є тілами обертання (труби, вінці черв'ячних коліс, гільзи двигунів внутрішнього згорання, маслоти для поршневих кілець та ін.), а також для виготовлення фасонних виливків.

Лиття порожнистих циліндричних заготовок при відцентровому способі засноване на тому, що рідкий метал, залитий у форму, яка обертається, під дією відцентрових сил притискається до стінок форми, за рахунок сил тертя він захоплюється в обертання і в цих умовах охолоджується до повного тверднення. В металі, що обертається, виникають відцентрові сили, які притискають метал до стінок виливниці, і в цих умовах він охолоджується, поки не затвердне. При цьому у виливках утворюється порожнина, розмір якої залежить від кількості залитого в форму металу.

Лиття фасонних заготовок відцентровим способом, або литво центрифугуванням, засноване на використанні відцентрових сил для покращання заповнення форми металом і підвищення його щільності. При цьому вісь обертання форми переважно не співпадає з віссю виливка і навіть знаходиться за його межами.

При відцентровому литті внаслідок різної частоти обертання окремих шарів металу відбувається інтенсивне руйнування дендритів, що призводить до появи додаткових центрів кристалізації, і це обумовлює отримання дрібнішого зерна у виливках, ніж при литті в статичні металеві форми. Подрібненню зерна сприяє також підвищена теплопередача від розплаву до виливниці, оскільки відцентрові сили забезпечують кращий і триваліший контакт виливка з формою [3; 4].

Переваги:

- при литті порожніх циліндрів не вимагаються стрижні для утворення отвору тому що розплав під дією відцентрової сили розподіляється в стінок форми;

- мінімальна витрата металу на ливники;

- поліпшення заповнюваності форм сплавами зі зниженої рідкотекучості (титан);

- затвердіння металу під дією відцентрових сил сприяє одержанню щільних відливок без газових, усадочних раковин.

Недоліки:

- підсилюється ліквіація компонентів сплаву;

- підвищений припуск на механічну обробку внутрішніх поверхонь;

- неточність діаметра вільної поверхні відливок.

Завдяки застосуванню відцентрового литва під тиском досягається

підвищена економія металу, спрощення виготовлення трубчатих виливок, зниження шансу утворення усадочних та газових раковин.

Список літератури

- 1 Юдин С. Б., Розенфельд С. Е., Левин М. М. Центробежное литье. – М.: Машгиз, 1972. – 360 с
- 2 Константинов Л. С. Центробежное литье чугуновых отливок. – М.: Профиздат, 1979. – 80 с.
- 3 Разумов В. Н. Технология литейного производства: Учеб. пособие. Иваново, 1974. – 171 с.
- 4 Титов Н. Д. Технология литейного производства. 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1978. – 388 с.

ОСОБЛИВОСТІ ТА ПЕРЕВАГИ МЕТОДУ ЛИТТЯ ПЛАСТМАС ПІД ТИСКОМ

*Шаповал С. С., студент; Хасанов А. Т., доцент,
КрНУ ім. Михайла Остроградського, м. Кременчук*

Застосування пластмас у таких галузях, як автомобільна промисловість, побутові прилади, упаковки і фармацевтика, стимулює швидке зростання індустрії лиття під тиском, яка стає найбільшою галуззю обробки пластмас [1].

Лиття під тиском – найпоширеніший і найпрогресивніший метод переробки пластмас, оскільки дозволяє отримувати вироби порівняно складної конфігурації при невеликих затратах праці та енергії.

Процес лиття пластмас під тиском полягає в тому, що термопластичний матеріал, попередньо нагрітий до в'язко-текучого стану, видавлюється плунжером або шнеком при дуже високому тиску (500-1500 кг/см²) в холодну закриту форму, в якій при охолодженні перетворюється у відповідний виріб.

Лиття пластмас під тиском здійснюється на спеціальних інжекційно-ливарних машинах, які бувають двох типів:

- вертикальні, у яких впорскування матеріалу здійснюється вертикально вниз, а основна площину розняття прес-форми розташована горизонтально. Вертикальні машини зазвичай використовуються для виготовлення виробів з закладними елементами.

- горизонтальні – з горизонтальним уприскуванням матеріалу і вертикально розташованою площиною розняття форми.

Лиття під тиском – періодичний процес, у якому технологічні операції виконуються в певній послідовності по замкнутому циклу. Тому процес лиття під тиском порівняно легко автоматизується як з використанням

найпростіших серійних приладів, таких, як реле часу, регулятори тиску та електронні потенціометри, так і з використанням давачів, що перетворюють технологічні параметри в електричні сигнали з керуванням від програмованих контролерів. Це дозволяє істотно підвищити ефективність виробництва [2; 3].

Автоматизоване обладнання для лиття пластмас під тиском має назву термопластавтомат. Литтям пластмас під тиском переробляють: полістирол, полівінілхлорид, поліметилметакрилат, поліетилен, поліпропілен, поліаміди, полікарбонат, поліформальдегід, етроли на основі ефірів целюлози та ін. У зв'язку з високою продуктивністю і високої вартості оснастки в основному застосовується при великосерійному і масовому виробництві виробів.

До основних переваг лиття під тиском відносяться:

- універсальність за видами переробляємих пластиків,
- висока продуктивність,
- висока якість одержуваних виробів,
- можливість виготовлення деталей досить складної конфігурації або тонкостінних виробів,
 - відсутність додаткової обробки кінцевого продукту (за винятком операції видалення литників),
 - повна автоматизація процесу.

Недоліки методу:

- ливарні машини є складними і недешевими пристроями, насиченими сучасними технічними рішеннями;
 - застосування термопластавтоматів для реалізації конкретного технологічного процесу вимагає кваліфікованого техніко-економічного обґрунтування.

Методом лиття під тиском виробляється більше третини від загального обсягу виробів з полімерних матеріалів.

Отже, до особливостей методу відносять – точність розмірів і чистота одержуваних виробів, можливість виготовлення тонкостінних виробів складної конфігурації.

Цей метод перспективний, високопродуктивний, економічний і дозволяє повністю автоматизувати виготовлення виробів з пластичних мас, тому він швидко набирає обертів виробництва у всьому світі.

Список літератури

1 Суберляк О. В. Технологія переробки полімерних та композиційних матеріалів : підруч. для студ. вищ. навч. закл. / О. В. Суберляк, П. І. Баштанник. – Львів : Растр-7, 2007. –375 с.

2 https://uk.wikipedia.org/wiki/Лиття_пластмас_під_тиском

3 Бортников В. Г. Основы технологии переработки пластических масс. – Л.: Химия. – 1983.

ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ПОРИСТОЇ МЕТАЛОКЕРАМІКИ

*Рудь В. Д., професор; Повстяна Ю. С., асистент; Савюк І. В., аспірант;
Самчук Л. М., ст. викладач, Луцький НТУ, м. Луцьк*

Пористі металокерамічні матеріали, як правило, отримують методами порошкової металургії. Металокерамічні матеріали мають ряд переваг, які дозволяють розширити область їх застосування. До переваг металокерамічних матеріалів слід віднести перш за все широкий діапазон пористості і проникливості, досить високу міцність, нечутливість до ударних навантажень. Металокерамічні пористі матеріали отримують пресуванням та спіканням металевих порошоків і неорганічних сполук. В якості вихідних матеріалів були взяті наступні матеріали: окалина сталі 18Х2Н4МА, порошок оксиду алюмінію ТУ (48-5-22-87), природний мінерал – сапоніт Ташківського родовища та пороутворювач. Велике значення для отримання якісних виробів має підбір шихтових матеріалів. Вибрано оптимальний склад шихти: сапоніт 30%; Al_2O_3 30%; окалина 30%; пороутворювач 10%. Змішування порошоків вихідних реагентів проводили в кульовому млині, який представляє собою горизонтально розміщений обертаючий циліндр з набором сталевих кульок діаметром 20 мм в середині. Змішування триває протягом 24 годин до утворення однорідної маси. Пресування вихідної шихти відбувається за допомогою гідравлічного преса моделі ПСУ 500 в діапазоні тисків 10 – 25 МПа. Зразки мали циліндричну форму \varnothing 30 та висотою 60 мм. Синтез здійснювався в лабораторному реакторі, який був виготовлений в Луцькому національному технічному університеті. На рис. 1 показані фотознімки отриманих зразків.



Рисунок 1 – Фотознімки отриманих зразків з додаванням різних пороутворювачів

Зразки для металографічних досліджень готувалися за стандартною методикою. Растрова електронна мікроскопія проводилась за допомогою ESEM Philips XL30-FEG. З метою отримання чіткого зображення границь зерен шліфи протравлювали 4% H_2SO_4 . На рис. 2 наведені фотознімки структур отриманого матеріалу.

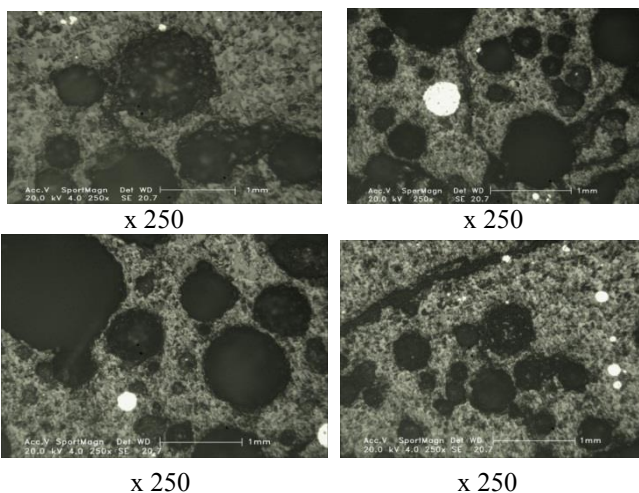


Рисунок 2 – Фотознімки структури отриманих зразків

Аналіз електронних мікрофотографій при спостереженні показав світлі включення в структурі, це оксиди заліза. Розподіл ділянок відновленого заліза дозволяє припустити, відбувається подальшому зростанні металевих фрагментів, одночасно із зростанням областей відновленого заліза відбувається фазорозділення - переміщення заліза в напрямку оксиду алюмінію. Основною фазою продукції є також оксид алюмінію з рівноважними параметрами решітки. У структурі кінцевого продукту алюміній присутній у вигляді полів розміром від 10 до 300 мкм, структура яких подібна із структурою областей відновлення заліза в продуктах реакцій відновлення оксиду заліза (IV). Механізм утворення феритних полів, як можна зробити висновок з дослідження структур матеріалу, включає стадії розплавлення вихідного фериту окалини, утворення первинних зародків в результаті відновної реакції, їх зростання і злиття в протяжні області в процесі фазорозділення. У структурі продукції представлена також оксидна матриця, основу якої складає оксид алюмінію Al_2O_3 з включенням залишків оксидів заліза Fe_2O_3 . Металевий компонент продукту представлений твердим розчином на основі заліза, які мають змінний склад по площі шліфа. Компонентом є також і алюміній в кількостях, менших граничної розчинності зазначених елементів в залізі, що пояснює відсутність інтерметалідних сполук у складі металевого компонента. Характерною складовою продукту взаємодії в складній системі є матриця на основі оксидів заліза, склад яких змінюється від Fe_2O_3 до FeO . Відновлення оксидів протікає, найімовірніше, в ході метало-відновлюваної реакції в послідовності Fe_2O_3 , Fe_3O_4 - FeO . При цьому зростання пластин FeO відбувається за рахунок реакційного відновлення дисперсних частинок магнетиту Fe_3O_4 , що є складовою фазою вихідної окалини.

**ОПІР МАТЕРІАЛІВ
ТА МАШИНОЗНАВСТВО**

ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ОПОР НА НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ДВУХОПОРНОЙ БАЛКИ ПРИ ИЗГИБЕ

Костель А. А., студент, СумГУ, г. Сумы

При изгибе балок важное значение приобретает рациональное расположение опор, если к этому нет препятствий по производственным или другим соображениям. От их правильного расположения зависит не только прочность, но и жёсткость балки.

В настоящей работе рассматривается двухопорная балка, нагруженная равномерно распределённой нагрузкой, с различными расположениями опор, которые выбираются из условий прочности и жёсткости. Для сравнения рассматривается однопролётная балка, для которой известны максимальные значения изгибающего момента и прогиба:

$$M_{max} = -\frac{1}{8}ql^2 = -0,125ql^2; \quad \vartheta_{max} = \frac{5}{384} \frac{ql^3}{EI}.$$

Чтобы удовлетворить условиям прочности, необходимо приравнять по модулю изгибающий момент навесной консоли с соответствующим моментом посередине балки, т.е.

$$\frac{qx^2}{2} = \frac{ql}{2} \frac{l-2x}{2} - \frac{ql}{2} \frac{l}{4},$$

откуда $x^2 + lx - \frac{l^2}{4} = 0; \quad x = 0,207l.$

Таким образом рациональное расположение подвижных опор с точки зрения прочности будет при нависающих консолях длиной $x = 0,207l$. В этом случае

$$M_{max} = 0,0214ql^2; \quad \vartheta_{max} = 0,0036 \frac{ql^3}{EI},$$

т.е. максимальный изгибающий момент уменьшается в 6 раз, а значит и напряжённое состояние этой балки при изгибе уменьшается в 6 раз. Максимальный прогиб также уменьшается в 3,6 раза.

Кроме того, был проведен подробный анализ влияния расположения подвижных опор на величины изгибающих моментов и прогибов в зависимости от смещения х.

Таким образом, рациональное расположение опор двухопорной балки в конечном счете приводит к существенной экономии материала при выполнении условий прочности и жёсткости.

Работа выполнена под руководством профессора Каринцева И. Б.

ВЛИЯНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ШАРНИРНО-ПОДВИЖНОЙ ОПОРЫ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ КОНСОЛЬНОЙ БАЛКИ ПРИ ИЗГИБЕ

Маленко А. А., студент, СумГУ, г. Сумы

Рассматривается нагруженная равномерно распределённой нагрузкой консольная балка с дополнительной опорой, которая может перемещаться по её длине. Задача заключается в определении оптимального расположения подвижной точки опоры с точки зрения уменьшения напряжённо-деформированного состояния.

Наличие дополнительной опоры приводит, как известно, к статически неопределимой задаче. То есть в этом случае необходимо решать каноническое уравнение, которое с учетом метода сил имеет вид

$$X_I \delta_{II} + \Delta_{IP} = 0,$$

где X_I – неизвестное усилие на подвижной опоре,

δ_{II} – перемещение, вызванное единичной силой, приложенной в точке опоры,

Δ_{IP} – перемещение, вызванное распределённой нагрузкой без учета опоры.

Примем за x расстояние подвижной опоры от конца консольной балки. Найдём такое значение x , при котором величины изгибающих моментов будут минимальными.

Для сравнения рассмотрим случай расположения подвижной опоры на конце консольной балки. В этом случае $X_I = \frac{3}{8}ql = 0,375ql$;

$$M_A = -\frac{1}{8}ql^2 = -0,125ql^2 \text{ (в точке защемления); } M_B = -\frac{9}{128}ql^2 = -0,0703ql^2$$

(в точке $x = 0,625l$ от защемления). В общем случае

$$X_I = \frac{q(x^2 + 2lx + 3l^2)}{8(l-x)}; \quad M_A = -\frac{q}{8}(l^2 - x^2 - 2lx); \quad M_B = -\frac{qx^2}{2}.$$

Из условия $|M_A| = |M_B|$ находим оптимальное расположение подвижной опоры $x = 0,29l$. В этом случае $M_A = -0,042ql^2$; $M_C = -0,042ql^2$.

Экстремум между точками А и С будет $M = 0,021ql^2$ (в точке $x = 0,355l$ от защемления), что меньше, чем значения M_A и M_C .

Были также определены оптимальные значения прогибов, которые тоже значительно уменьшились. Рациональное расположение опор приводит к существенному уменьшению напряжённо-деформированного состояния консольной балки, а значит и к существенной экономии материала.

Работа выполнена под руководством профессора Каринцева И. Б.

О РАЦИОНАЛЬНОМ РАСПОЛОЖЕНИИ ШАРНИРНО-ПОДВИЖНЫХ ОПОР В ТРЕХОПОРНОЙ БАЛКЕ, НАГРУЖЕННОЙ РАВНОМЕРНО РАСПРЕДЕЛЁННОЙ НАГРУЗКОЙ

Немыкин Д. В., студент, СумГУ, г. Сумы

С точки зрения экономии материала при изгибе балки имеет существенное значение рациональное размещение шарнирно подвижных опор. Это относится как к статически определимым, так и к статически неопределимым балкам.

В настоящей работе рассматривается трёхопорная балка с равномерно распределённой нагрузкой. Задача является один раз статически неопределимой. Средняя опора в т. С принимается неподвижной, а две других в т. А и т. В могут смещаться к центру. Это смещение обозначим через x . Неизвестные усилия будем определять из канонического уравнения метода сил в зависимости от смещения x , считая эти смещения симметричными.

Если смещение положить равным нулю, то опорные реакции после решения канонического уравнения будут равны

$$R_A = R_B = \frac{3}{16}ql = 0,1875ql; \quad R_C = \frac{5}{8}ql = 0,625ql,$$

где l – общая длина балки.

Максимальный изгибающий момент будет в центре

$$M_C = -\frac{5}{8}ql^2 = -0,03125ql^2.$$

При произвольном смещении крайних опор произойдут изменения опорных реакций и изгибающих моментов

$$R_A = R_B = \frac{q(3l^2 + 4lx + x^2)}{16(l - 2x)}; \quad M_A = M_B = -\frac{qx^2}{2}; \quad M_C = -\frac{q}{32}(l^2 - 4lx - 4x^2),$$

т.е. при $x=0$ получим предыдущее решение.

Чтобы получить оптимальное расположение шарнирно подвижных опор, необходимо положить $|M_A| = |M_C|$. После несложных вычислений получим $x = 0,145l$, при котором $R_A = R_B = 0,3225ql$; $R_C = 0,355ql$; $M_A = -M_C = -0,0105ql^2$.

Были также определены максимальные значения прогибов, которые также значительно уменьшились.

Для определения рационального расположения шарнирно подвижных опор были построены графические зависимости моментов M_A и M_C от x , а также соответствующие зависимости прогибов. Это даёт возможность рационального подхода к проектированию трёхопорной балки на основании условий прочности и жёсткости.

Работа выполнена под руководством профессора Каринцева И. Б.

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАПРЯЖЕНИЯ КОНСОЛЬНОЙ БАЛКИ С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ УПРУГОЙ ОПОРОЙ НА КОНЦЕ

Слинько Д. Ю., студент, СумГУ, г. Сумы

На консольную балку с дополнительной упругой опорой на конце падает груз Q с высоты h . Как известно, динамический коэффициент для такой балки определяется формулой

$$k_{\delta} = 1 + \sqrt{1 + 2h/\Delta_{cm}},$$

где Δ_{cm} – прогиб от статической силы Q в месте падения груза.

Задача эта является статически неопределимой. Для раскрытия статической неопределимости использовался метод сил, для которого каноническое уравнение имеет вид

$$X_1 \delta_{11} + \Delta_{1P} = \lambda_{np},$$

где X_1 – реакция на упругой опоре, δ_{11} – перемещение под действием единичной силы, Δ_{1P} – перемещение конца консольной балки от внешней силы в направлении неизвестной силы X_1 , λ_{np} – осадка пружины, вызванная опорной реакцией X_1 , которую примем в виде $\lambda_{np} = X_1/c$.

Жёсткость пружины определяется формулой $c = Gd^4/(8D^3n)$, где G – модуль сдвига, D – средний диаметр пружины, имеющей n витков и диаметр d поперечного сечения проволоки.

$$\text{Решение канонического уравнения получим в виде } X_1 = \frac{5Ql^3}{16(3Elc + l^3)}.$$

Изгибающий момент в защемлении $M_A = -Ql/2 + X_1l$, а в месте падения груза $M_C = X_1l/2$.

Статический прогиб в месте удара равен алгебраической сумме перемещений среднего сечения вследствие осадки пружины λ_{np} , а также прогибов от груза Q и реактивного момента M_A . Приняв во внимание перемещение $\lambda_{np}/2 = X_1/(2c)$ от осадки пружины, получим

$$\Delta_{cm} = -\frac{X_1}{2c} - \frac{Ql^3}{48EI} + \frac{M_A l^2}{16EI}.$$

Динамическое напряжение определяется как $\sigma_{\delta} = \sigma_{cm} k_{\delta} = k_{\delta} M_{max}/W$.

Анализ полученных результатов показал, что дополнительный учет жёсткости пружины приведёт к увеличению статического прогиба и уменьшению динамического коэффициента.

Работа выполнена под руководством профессора Каринцева И. Б.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЛОКАЛЬНЫХ ДЕФЕКТНЫХ УЧАСТКОВ СТАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ С РЕМОНТНЫМ БАНДАЖОМ ИЗ СТЕКЛОПЛАСТИКА

*Меша Д. Е., студент; Верещака С. М., профессор;
Жигилий Д. О., ст. преподаватель, СумГУ, г. Сумы*

Объектом конкуренции на рынке энергоносителей между отечественными и зарубежными компаниями становятся как их запасы, так и способы транспортировки. Транспортировка нефти и газа в современном мире осуществляется при помощи магистральных трубопроводов. Надежность трубопроводных систем становится одним из важнейших конкурентных преимуществ и основной составляющих энергетической безопасности государства.

Ремонт коррозионных участков трубопроводов с применением разного рода сварочных технологий регулярно приводит к длительной остановке процесса транспортировки энергоносителей и влечет за собой значительные финансовые и материальные убытки. Поэтому разработка эффективных ремонтных конструкций в виде многослойных бандажей из высокопрочных неметаллических материалов представляется актуальной задачей.

Существенное различие физико-механических характеристик материалов трубы и композита, требует глубокого изучения их совместной работы в упругой и пластической области деформирования. Актуальные нормы на размеры допустимых дефектов объектов энергетического машиностроения предъявляют достаточно жесткие ограничения к их размерам.

Следовательно, особое внимание следует уделить экспериментальному изучению напряженного состояния в точках сопряженной поверхности стальной трубы и бандажа, а также определению наиболее эффективных критериев прочности, которые с достаточной точностью дадут оценку предельного состояния ремонтных конструкций в процессе их эксплуатации.

Объект исследований представлял собой фрагмент стальной бесшовной горячедеформированной трубы – ГОСТ 8731-74, ГОСТ 8732-78, из стали марки 09Г2С. На внешней поверхности трубы выфрезерованы искусственные дефекты. Считается, что внутреннее рабочее давление трубы равно 20 МПа.

Напряженно-деформированное состояние трубы исследовали с целью установления совместной работы трубы и бандажа на всех этапах нагружения, соответствующих работе трубопровода. Для измерения относительных деформаций использовали проволочные тензорезисторы типа КФ4П1-3-200 с базой 3мм, 5мм и 10мм. Деформации в точках стенки трубы и на поверхности ремонтного бандажа измеряли в продольном и кольцевом направлениях.

Анализ результатов показал, что максимальные напряжения в композитном бандаже возникают в точках поверхности контакта стеклопластик – металл (клеевая прослойка) на границе сквозного дефекта.

ПРОЧНОСТЬ СТАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ В ЗОНЕ ЛОКАЛЬНЫХ ДЕФЕКТНЫХ УЧАСТКОВ, УСИЛЕННЫХ РЕМОНТНЫМ БАНДАЖОМ ИЗ СТЕКЛОПЛАСТИКА

Васильченко Д. Р., студент,

Верещака С. М., профессор; Дейнека А. А., ассистент, СумГУ, г. Сумы

В процессе эксплуатации на поверхности локальных участков трубопроводов вследствие коррозии или адгезионного износа могут появляться дефекты, снижающие их прочность, а иногда и приводящие к аварии всего трубопровода. Из отчета Ростехнадзора следует, что в период с 1991 по 1996 год доля аварий по причине коррозии в общем балансе аварийности по ОАО «Газпром» составляла около четверти, с 1998 по 2003 год аварии по этой причине составили треть от общего количества, то в 2006-2007 годах они составляли уже более 50 %.

Применение стандартных технических решений для устранения дефектов на действующих трубопроводах требует значительных усилий, включая: получение разрешения на огневые работы, изменение графика поставок продукции, а также решения многих других вопросов техники безопасности и охраны окружающей среды. Альтернативой выступает усиление тела трубопровода с помощью композитных материалов. Применение методики ремонта с установкой композитного бандажа даёт возможность устранения нецелостности материала трубопровода без вывода его из эксплуатации, то есть при давлении внутри трубы на уровне рабочего. Поэтому разработка эффективных ремонтных конструкций в виде многослойных бандажей из высокопрочных неметаллических материалов для ремонта дефектов трубопроводов, не приводящие к остановке процесса транспортировки энергоносителей, представляется актуальной задачей.

Для гидростатического давления 3 МПа помощи программного комплекса ANSYS исследовано напряженное состояние системы «трубопровод - композитный бандаж». Для оценки несущей способности рассматриваемой стеклопластиковой оболочки использовался модифицированный критерий прочности, который включает трансверсальные напряжения и учитывает влияния ослабленного межфазного контакта слоев.

Проведенные теоретические исследования по определению разрушающего гидростатического давления ремонтных композитных бандажей, созданных путем многослойного наматывания стеклопластиковой ткани на трубу в месте дефекта, показали, что увеличение разрушающего давления возможно, если создать условия надежного сцепления композитного бандажа с металлом трубы и обеспечить их совместное деформирование за счет повышения адгезионных свойств клеевой прослойки. Эти условия можно выполнить, принимая конструктивные решения при подготовке поверхности участков трубы с дефектами и выполнении композитных бандажей с более эффективными физико-механическими характеристиками.

КОНСТРУЮВАННЯ ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ СТРУБЦІНИ

*Андріюк Р. І., студент; Верещака С. М., професор;
Жигилій Д. О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми*

Струбцина (нім. Schraubzwinde, від Schraube – гвинт та Zwinde – лещата) – один з видів допоміжних інструментів, у вигляді П-подібної скоби, який використовується для фіксації будь-яких деталей в момент обробки або для щільного притиснення їх один до одного, наприклад, при склеюванні.

В роботі розглянуто конструкцію струбцини з чавуну, що є крихким матеріалом.

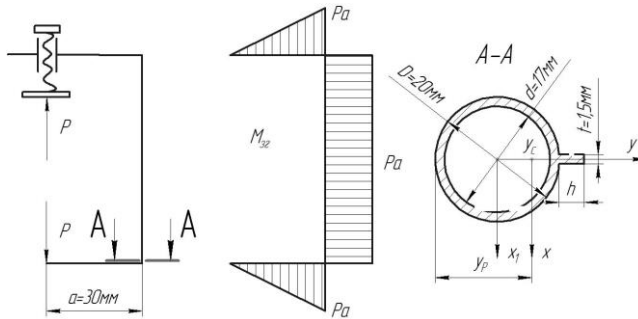


Рисунок – Розрахункова схема струбцини з крихкого матеріалу

Визначено розрахункову силу P_{max} за умови роботи кільцевого поперечного перерізу без ребра жорсткості за граничним навантаженням

$$P_{max} = \frac{\sigma_p^B \cdot \pi \cdot D^3}{32 \cdot a} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right].$$

За умови $n=2,5$ кратного запасу міцності визначена висота ребра жорсткості. Для цього знайдений осьовий момент опору розтягнутої частини перерізу $W_{px} = \frac{I_x}{y_p}$, де $y_c = \frac{4 \cdot t \cdot h}{\pi(D^2 - d^2)}$ – координата у центра мас та

$$I_x = \left[\frac{\pi D^3}{32} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right) + \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot y_p^2 \right] + \left[\frac{t \cdot h^3}{12} + \left(\frac{D+h}{2} - y_c \right)^2 \cdot t \cdot h \right] -$$

головний центральний осьовий момент інерції перерізу.

h знайдено за умови міцності для розтягнутої зони небезпечного перерізу A-A

$$\frac{\sigma_p^B}{n} \geq \frac{P_{max} \cdot a}{W_{px}}.$$

РОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ ІЗ ВУГЛЕПЛАСТИКУ

Некрасов С. С., доцент; Довгополов А. Ю., аспірант, СумДУ, м. Суми

В даний час в різних конструкціях, вузлах механізмів машин, будівництві, машинобудуванні, та інших галузях широко застосовуються конструкції з металів, пластмас і наповнених пластиків, що містять роз'ємні з'єднання деталей. Але основною метою вдосконалення застосовуваних конструкцій апаратів і машин є зниження їх маси і розмірів з одночасним поліпшенням характеристик міцності, підвищенням надійності і довговічності. Для вирішення поставленого завдання, в деяких галузях машинобудування проводять заміну традиційно застосовуваних металів та їх сплавів на вуглепластики, які за своїми фізико-механічними характеристиками, нічим не поступаються певним конструкційним матеріалам.

Вуглепластики – це композити, що містять в якості наповнювача вуглецеві волокна. Це порівняно новий клас композиційних матеріалів який отримав в останні роки найбільш інтенсивний розвиток. Виготовлення роз'ємних з'єднань з вуглепластику є складним інженерним завданням. Це пов'язано з різними механічними властивостями композитів в залежності від напрямку дії сили. Тому для успішного вирішення цієї задачі, необхідно розрахувати оптимальні характеристики матеріалу компонентів з'єднання, які будуть залежати від числа шарів композиту, напрямків і послідовності укладання волокон.

Міцність найбільш поширених металевих з'єднань (заклепкових, болтових, різьбових) значно перевищує міцність аналогічних з'єднань конструкцій з вуглепластику.

Вагомий внесок у розвиток теорії формоутворення різанням поверхонь вуглепластикових виробів зробили відомі вітчизняні й зарубіжні вчені: Т. А. Роїк, В. Є. Гайдачук, Я. С Карпов, Д. В. Криворучко, Г. А. Тетерс, М. Masuda, G. Spur, Е. Рейсснер та ін.

Більшість робіт виконано, як правило, у рамках наближених розрахункових схем.

В той же час, теорія формоутворення різанням роз'ємних з'єднань деталей з вуглепластику є не досить досконало розглянутою, саме тому більш детальний розвиток даної теорії дозволить, розширити використання вуглепластику в машинобудуванні.

Основне завдання, що ставиться при проведенні досліджень, полягає у вдосконаленні вже існуючих способів формоутворення роз'ємних з'єднань деталей з вуглепластику, за рахунок підвищення надійності, міцності та точності з'єднань, а також розробка нових способів формоутворення роз'ємних з'єднань деталей з вуглепластику та використання нових геометричних форм цих поверхонь.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ ОБУЧЕНИИ СТУДЕНТОВ ИНЖЕНЕРНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ

*Боровкова Д. А., Приходько Д. С., студенты;
Некрасов С. С., доцент, СумГУ, г. Сумы*

Современные методы обучения студентов инженерных специальностей требуют изложения материала в более сжатые сроки и предусматривают большую часть изучения на самостоятельную работу студента. В таких условиях преподаватель вынужден экономить время с целью предоставления большей информации на любых типах занятий. Поставленная задача требует перехода к новой системно-деятельной образовательной парадигме, которая, в свою очередь связана с принципиальными изменениями деятельности преподавателя. Но зачастую невозможно сократить время на контроль знаний студентов, в этом преподавателю могут помочь современные средства. Также и изменяются и технологии обучения, внедрение информационно-коммуникационных технологий открывает значительные возможности расширения образовательных рамок по каждому предмету.

Уход от традиционного занятия через использование в процессе обучения новых технологий позволяет устранить однообразие образовательной среды и монотонность учебного процесса, создаст условия для смены видов деятельности обучающихся.

Например, для проведения тестирования студентов можно использовать технологию, которая позволяет с помощью QR-кодов проводить опрос всего класса за очень короткое время. Для реализации такого способа необходимо использовать планшет или телефон преподавателя для того, чтобы считывать QR-коды с карточек учеников. Карточка у каждого ученика своя, её можно поворачивать, что даёт четыре разных варианта ответа. В приложении создается список класса, и с его помощью можно узнать, как именно каждый ученик отвечал на вопросы.

Подобные приложения можно использовать для получения мгновенной реакции. Спросите студентов «Вам всё понятно?», они поднимают в ответ карточки, говорящие «да» или «нет». Приложение мгновенно отобразит статистику класса, и, исходя из этого, вы сможете или двинуться дальше, или остановиться на непонятой теме.

При помощи такой технологии можно проводить небольшие обзорные тесты в конце темы. Для этого нужно занести в приложение список класса и список вопросов. Студенты поднимают свои карточки одновременно, а планшет выдает информацию о том, как справился каждый из них.

Более того, подобные приложения можно использовать для скучной, но обязательной задачи – чтобы узнать, кто сегодня пришёл на занятие. Что быстрее – опросить весь класс по списку или сфотографировать тот же класс, держащий поднятые таблички? Приложение сэкономит пару минут от занятия – немного, но их можно потратить на что-нибудь полезное.

РОЗРОБЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ЗІ ЗМІННИМ ОБ'ЄМОМ РОБОЧОЇ КАМЕРИ

Кудин С. В., студент; Некрасов С. С., доцент, СумДУ, м. Суми

Відомо, що в наш час дуже поширені автомобілі. Навіть куди не поглянь навкруги одні авто, а як відомо саме головне в автомобілі це його двигун. Тому в наш час виготовляють тягові агрегати з різним об'ємом і різної потужності для задоволення потреб споживача і його вимог до експлуатаційних характеристик. Але при роботі двигуна на різних режимах він розвиває різну потужність, що не завжди є необхідним. З метою економії палива потрібно розробити двигун зі змінною величиною робочого об'єму.

Як відомо велику потужність може розвивати двигун лише значних розмірів, але це має деякі наслідки: вага двигуна, його габаритні розміри, споживання пального, ціна на комплектуючі частини. Це все може вирішити значно новий двигун з новою конструкцією та можливостями: двигун з безступінчастою зміною об'єму який був запропонований Стівом Арнольдом у 2014 році – це двигун внутрішнього згорання з плавною зміною робочого об'єму камери згорання.

Відомо що двигуни в легкових автомобілях можуть виробляти високу потужність для задоволення потреб водія в керованості і продуктивності. На жаль, такі двигуни працюють ефективно лише на високих потужностях, і дуже не ефективно при малих навантаженнях в яких вони найчастіше працюють пересуваючись по місту. Це призводить до високого споживання палива та до більшої кількості викидів CO_2 . Відомо що двигуни в легкових автомобілях можуть виробляти високу потужність для задоволення потреб водія в керованості і продуктивності. На жаль, такі двигуни працюють ефективно лише на високих потужностях, і дуже не ефективно при малих навантаженнях в яких вони найчастіше працюють пересуваючись по місту. Це призводить до високого споживання палива та до більшої кількості викидів CO_2 .

Розглянутий механізм двигуна з безступінчастою зміною робочого об'єму принципово змінює докорінну будову двигуна, яка практично не змінилася з моменту винаходу двигуна внутрішнього згорання.

Даний агрегат працює як і будь-який двигун від згорання палива в робочій камері поршня. Тим самим передаючи енергію на шатун, та далі на колінчастий вал який в свою чергу вже з'єднаний з якоюсь коробкою швидкостей чи насосом.

Дане рішення в декілька разів поліпшує характеристики і можливості даного двигуна. За рахунок цього тепер існує можливість регулювати об'єм двигуна що дозволяє йому працювати в оптимальних умовах співвідносячи навантаження та обороти двигуна.

МАГНИТНЫЕ РЕДУКТОРЫ С ПОСТОЯННЫМИ МАГНИТАМИ

Стрелец В. В., доцент; Калужный И. В., студент, СумГУ, г. Сумы

Использование современных постоянных магнитов и их свойств силового взаимодействия между собою позволяет создать совершенно новый тип бесконтактного редуктора – магнитный редуктор, который отличается от обычного тем, что передача движения производится без контакта между его основными вращающимися частями, а лишь благодаря магнетизму.

В данной работе рассмотрены конструкции и принципы работы следующих магнитных редукторов: дискового, цилиндрического и планетарного. Например, более эффективный дисковый магнитный редуктор, предназначенный для передачи вращающего момента с ведущего вала на ведомый вал, состоит из двух параллельных дисков, выполненных из любого немагнитного материала, рабочих сильных постоянных магнитов, размещенных на этих дисках – разноименными полюсами навстречу друг другу. Передаточное число или коэффициент редукции устанавливается соотношением числа магнитов на дисках.

Благодаря минимальным рабочим зазорам между постоянными магнитами, когда силы взаимного притяжения или отталкивания магнитов на расстоянии долей миллиметров достигают тысяч Ньютонов, возможно создание бесконтактных редукторов с мощностью до 50 кВт и более.

Отсутствие зацепляющихся и трущихся элементов позволяет магнитным редукторам по сравнению с механическими редукторами иметь следующие достоинства:

- КПД близок к единице, что характеризует этот тип механизмов как энергосберегающий;
- полностью отсутствует износ рабочих частей, следовательно, существенно увеличивается ресурса работы передачи;
- нет масла и нагрева, поэтому упрощается конструкция корпуса;
- расположение магнитного редуктора в пространстве может быть любым, а не только горизонтальным или вертикальным;
- нет шума, тряски и минимальны вибрации;
- нагрузки на валы и подшипники малы, что обеспечивает компактность конструкции;
- существует возможность самопредохранения от перегрузок.

Кроме того, магнитные редукторы могут работать в криогенных (-200°С) температурах и в вакууме, а благодаря отсутствию смазки и масел, могут быть полезными в фармацевтической, биомедицинской и пищевой промышленности, где требования к чистоте являются очень строгими.

Расчет и проектирование магнитных редукторов сводится к выбору габаритов редуктора и подвижных частей, а также типа, количества и расположения постоянных магнитов, которые обеспечивают при минимально возможном зазоре между ними передачу требуемого момента вращения.

РЕДУКТОРЫ С ЭКСЦЕНТРИКОВО-ЦИКЛОИДАЛЬНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Стрелец В. В., доцент; Таран В. Ю., студент, СумГУ, г. Сумы

С развитием и усовершенствованием широко применяемого в механических передачах эвольвентного зацепления, постоянно идет поиск новых видов зацепления, обладающих теми или иными преимуществами перед эвольвентным. Среди них можно выделить эксцентриково-циклоидальное (ЭЦ), которое получило название по форме кривых, образующих профили зубьев. Меньшее ведущее колесо имеет один зуб в форме винтового эксцентрика и профиль зуба в торцовом сечении представляет собой окружность, эксцентрично смещенную относительно оси колеса. Профиль зуба большего ведомого колеса в торцовом сечении представляет собой циклоидальную кривую (см. рис.).

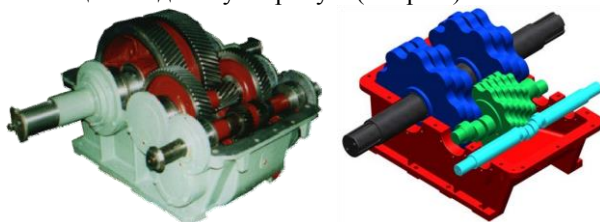


Рисунок – Редукторы с эксцентриково-циклоидальным зацеплением зубчатых колес

Преимущества ЭЦ-зацепления по сравнению с эвольвентным зацеплением следующие: больший передаваемый момент с диапазоном передаточных чисел 4...50; высокий КПД (0,99); меньшие габариты, масса и шум; больший ресурс (поломка зубьев исключена из-за малой высоты зуба); большие допустимые перекосы валов и отклонение межосевого расстояния.

Основной критерий работоспособности передач с ЭЦ-зацеплением – контактная прочность. КПД и контактные напряжения, главным образом, зависят от эксцентриситета и диаметра окружности профиля меньшего колеса. Оптимальные значения этих параметров определяют расчетным путем.

Редукторы с ЭЦ-зацеплением (цилиндрические, конические, планетарные) востребованы в следующих областях: наземные и сельскохозяйственные машины (автомобили, гусеничная техника, ж/д-локомотивы); авиакосмический и водный транспорт; подъемно-транспортные машины и механизмы (лебедки, лифты, конвейеры); ветро- и гидро-электростанции (мультипликаторы); трубопроводный транспорт (приводы запорной и регулирующей арматуры); газонефтедобывающая отрасль (редукторы станков нефтекачалок, бурильное оборудование); горнорудное оборудование (угольные комбайны) и другие, где ценятся пониженная металлоемкость и высокий КПД.

МЕТРОНОМ ІЗ ДВОМА СТУПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ

Дем'яненко А. В., студент; Жигилій Д. О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми

Метрономом називається механічний прилад, що відзначає ударами короткі проміжки часу. Він застосовується у визначенні розміру та темпу в музиці.

В роботі запронована альтернативна конструкція метронома, яка дозволяє відокремити сильну та слабкі долі метра у музиці. Метр в музиці – міра, яка визначає величину ритмічних побудов аж до малих композиційних форм. У елементарній теорії музики метром називають малюнок рівномірного чергування сильних і слабких долей.

Розрахункова модель метронома складається з невагомих стержнів, з'єднаних шарніром в т. А. Перший стержень шарнірно обпертий в т. О. Уздовж цих стержнів встановлюються дві точечні маси m на кожному стержні, які і визначають дві власні частоти коливань системи для сильних та слабких долей в метрі.

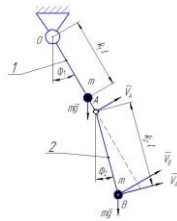


Рисунок – Розрахункова схема подвійного фізичного маятника

Власні частоти власних малих коливань подвійного фізичного маятника визначені за допомогою системи рівнянь Лагранжа 2-го роду

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} = \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i}, \quad i = 1, 2; \quad \text{де } T = \frac{I_{O1}\dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{mV_B^2}{2}.$$

Швидкості визначені за умови малих коливань маятника, тобто вважається $\overline{V_A} | \overline{V_{BA}} : \overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}}$, де $V_B = \dot{\varphi}_1 l + \dot{\varphi}_2 k_2 l$, а $I_{O1} = m(k_1 l)^2$.

$$T = \frac{ml^2}{2} \left((k_1^2 + 1) \dot{\varphi}_1^2 + 2\dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 k_2 + k_2^2 \dot{\varphi}_2^2 \right) = \frac{1}{2} \left(a_{11} \dot{\varphi}_1^2 + a_{12} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 + a_{22} \dot{\varphi}_2^2 \right);$$

$$\Pi = \Pi_0 + \frac{1}{2} \left((k_1 + 1) mgl \varphi_1^2 + k_2 mgl \varphi_2^2 \right) = \Pi_0 + \frac{1}{2} \left(c_{11} \varphi_1^2 + c_{22} \varphi_2^2 \right)$$

Розв'язок рівняння $\begin{vmatrix} c_{11} - a_{11} \cdot v & c_{12} - a_{12} \cdot v \\ c_{12} - a_{12} \cdot v & c_{22} - a_{22} \cdot v \end{vmatrix} = 0$ дає залежність між

коефіцієнтами плечей k_1 і k_2 для будь-яких наперед заданих власних частот коливання подвійного фізичного маятника.

ВРАХУВАННЯ ТЕРТЯ В ОПОРАХ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

Косенко І. М., студент; Жигилій Д. О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми

Стрічковий конвеєр є транспортним пристроєм безперервної дії з об'єднаним вантажонесучим і тяговим органом у вигляді замкнутої гнучкої стрічки. Стрічка рухається силою тертя між нею і приводним барабаном і спирається всією довжиною на стаціонарні роликкоопори. У шахтах і кар'єрах стрічкові конвеєри служать для транспортування корисних копалин і породи з прохідницьких, розкривних і видобувних вибоїв горизонтальними і похилими виробками всередині гірських підприємств, підйому їх на поверхню і подальшого переміщення до збагачувальної фабрики або навантажувального пункту зовнішнього транспорту, а породи – в відвал.

В роботі розкрито вплив тертя ковзання в опорах стрічкового конвеєра на динаміку пересування вантажів. Розглянуто математичну модель стрічкового конвеєра у вигляді однорідного диску масою m_1 і радіусом r , що обертається навколо нерухомої вісі O . Під дією моменту M , за допомогою нерозтяжної стрічки приводить у рух вантаж масою m_2 . Коефіцієнт тертя ковзання для вантажу по стрічці f , діаметр цапфи шарніра $d_{ц}$, $f_{ц}$ – коефіцієнт тертя вісі по маточині диска.

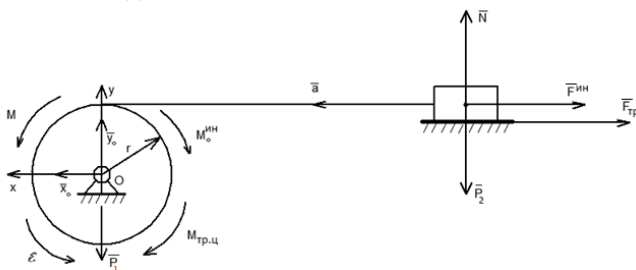


Рисунок – Розрахункова схема стрічкового конвеєра

Задачу розв'язано в квазістатичній постановці на основі принципу Д'аламбера

$$\begin{cases} \sum m_i (\bar{F}_i) = 0; & \begin{cases} M - M_O^{in} - F^{in} \cdot r - F_{mp} \cdot r - M_{mpу} = 0; \\ -X_0 + F^{in} + F_{mp} = 0; \\ Y_0 - P_1 = 0. \end{cases} \\ \sum F_x = 0; \\ \sum F_y = 0. \end{cases}$$

Перетворивши систему отримаємо рівняння

$$X_0 = \frac{2 \cdot M - 2 \cdot P_2 \cdot f \cdot r - \sqrt{X_0^2 + P_1 \cdot f_u \cdot d_u}}{m_1 \cdot r + 2 \cdot m_2 \cdot r} + P_2 \cdot f.$$

Проаналізовано виникнення динамічної складової реакції опор стрічкового конвеєра.

ЗАСПОКОЄННЯ ХИТАВИЦІ КОРАБЛЯ

Левковський О. В., студент; Жигилій Д. О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми

Актуальним питанням морських плаваючих засобів тепер, як і в давнину, лишається попередження хитавиці корабля в неспокійному морі за допомогою спеціальних засобів встановлених на борту корабля.

В роботі розглянуто бічну хитавицю самого корабля, забезпеченого амортизуючим пристроєм. Розрахункову модель корабля подано у вигляді однорідного прямокутного паралелепіпеду, зануреного у воду на певну глибину. Надводна частина його має квадратний перетин зі стороною $2b$. Центр ваги знаходиться на вертикальній осі симетрії на висоті x над дном корабля. Для рівноваги метацентр M повинен бути розміщений вище центру тяжіння G . Відстань MG це метацентрична висота h .

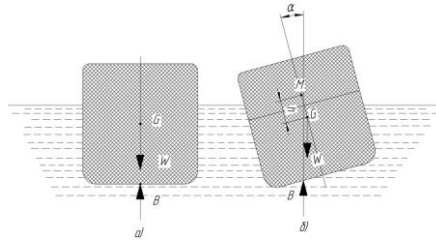


Рисунок – Підйомна сила та сила ваги, що діють на корабель

Розглянемо занурену частину корабля величиною $2b \cdot 2b \cdot 1$. Взявши таку пластину одиничної товщини, отримаємо ту зручність, що занурені об'єми стають чисельно рівними площам відповідних поперечних перерізів. При нахилі на кут α форма поперечного перерізу зануреної частини перетворюється, переходячи з повного квадрата в квадрат, з якого справа віднімається малий трикутник, але такий самий трикутник прикладається зліва. Площа цього трикутника дорівнює $b/2 \cdot b\alpha = b^2\alpha/2$. Оскільки центр ваги кожного зі згаданих трикутників розташований на одній третині висоти, якщо рахувати від основи, то переміщення трикутника з правої частини в ліву викликає переміщення центру ваги площі $b^2\alpha/2$ на відстань $2/3 \cdot 2b$. Добуток цих величин повинний дорівнювати площі квадрата $4b^2$, помноженій на горизонтальне зміщення y центра ваги всієї фігури. Таким чином: $4b^2 y = 2/3 b^3 \alpha$ або $y = b\alpha/6$. Центр ваги зануреної фігури зміщується на цю відстань вліво від початкової вертикальної осі симетрії. Вертикальна лінія, що проходить через цей новий центр ваги, перетинає вісь симетрії в точці, що знаходиться на відстані $b/6$ над початковим положенням центру ваги. Оскільки точка i є метацентр M , то виходить, що метацентр M лежить на відстані $7 \cdot b/6$ над дном корабля. Це є бажаним положенням центра ваги всього корабля за умови його байдужої рівноваги.

ВАРІАНТ МЕХАНІЗМУ ТРАНСФОРМАЦІЇ МЕБЛІВ

Павленко Є. В., студент; Жигилій Д. О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми

Механізми трансформації диванів і крісел дуже різноманітні. Для вибору найбільш зручного для себе дивану, потрібно знати, що з себе уособлюють механізми трансформації м'яких меблів. Часто при виборі м'яких меблів більша увага приділяється вартості, дизайну та іншим зовнішнім факторам, забуваючи, що основним критерієм вибору повинні бути механізми трансформації, на основі яких виготовляються м'які меблі. Термін служби розкладних механізмів трансформації залежить від простоти конструкції, матеріалів з яких виготовлений сам механізм, а також від тривалості використання і дотримання правил експлуатації.

В роботі представлений аналіз елементів механізму трансформації меблів, що змодельовано у вигляді стержневої системи. Вона складається з шістьох стержнів однакової довжини b , двох муфт А і В і пружини АВ жорсткістю c і довжиною $\frac{b}{3}$. Муфти надіті без тертя на стержні OD і OC. До шарніра Р прикладена вертикальна сила P , в точці О система закріплена на нерухомому шарнірі.

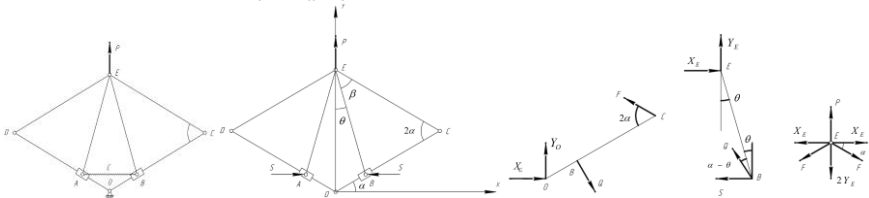


Рисунок – Розрахункова схема механізму трансформації м'яких меблів

З геометричних міркувань показано, що $\beta = \pi - 4\alpha$, $\theta = \pi/2 - \alpha - \beta = 3\alpha - \pi/2$.

На основі принципу звільнення від в'язей записана система рівнянь рівноваги стержнів OC, NE та вузла E відповідно:

$$\sum M_O = Fb \sin(2\alpha) - Q \cdot OB = 0, \text{ де } OB = b - 2b \cos(2\alpha);$$

$$\sum M_E = bS \cos(\theta) + Qb \sin(\alpha - \theta) = 0;$$

$$\sum Y_k = Y_E + Q \cos(\alpha) = 0,$$

де S – зусилля у пружині АВ, Q – сила тиску муфти на стержень OC та OD, F – зусилля в стержнях CE та DE.

Розраховано кут α , при якому система знаходиться в рівновазі за

$$\text{умови, якщо } c = \frac{P}{10b}.$$

ДИНАМІКА ШТАБЕЛЕРА

Панета А. О., студент; Жигилій Д. О., ст. викладач, СумДУ, м. Суми

Серед складського устаткування певне місце посідає штабелер (англ. stacker) – транспортний засіб, обладнаний механізмом підйому, штабелювання або переміщення інтермодальних транспортних одиниць. Він призначений для укладання вантажів у штабелі або стелажі в кілька ярусів. Безпека експлуатації та зберігання вантажу вимагає досліджень поведінки таких механізмів в неінерціальних системах відліку за відмови гальм, наприклад, при прискореному русі в ліфті чи автотранспорті.

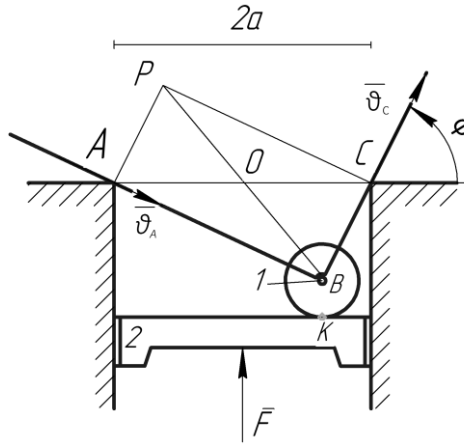


Рисунок – Розрахункова схема стрічкового штабелеру

Математична модель штабелеру розглядається у вигляді невагомий кутника, складеного з двох жорстко з'єднаних взаємно перпендикулярних стержнів, що спирається на гладкі опори однієї висоти. Відстань між опорами дорівнює $2a$. Однорідний диск, закріплений на шарнірі в кутовій точці, котиться по поверхні поршня, ковзаючого без опору в вертикальному напрямку. Маса диска m_1 в 3 рази більша за масу поршня m_2 . До поршня прикладена вертикальна сила $F = 10 m_2 g$. При $\phi = \phi_0$ система була в стані спокою.

Задача досліджена за допомогою рівняння Лагранжа 2-го роду.

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} - \frac{\partial T}{\partial \phi} = Q;$$

$$T = \frac{m_1 v_B^2}{2} + \frac{I w_1^2}{2} + \frac{m_2 v_K^2}{2}.$$

К–точка дотику диска і поршня; $I = \frac{m_1 R^2}{2}$.

Кутові швидкості визначені, використовуючи миттєвий центр швидкостей

$$\begin{aligned} v_A &= 2a\dot{\varphi} \cos \varphi, \quad v_C = 2a\dot{\varphi} \sin \varphi \\ v_{B_x} &= v_{A_x} - AB\dot{\varphi} \sin(\varphi - \pi/2) = a\dot{\varphi} \sin 2\varphi + a\dot{\varphi} \sin 2\varphi = 2a\dot{\varphi} \sin 2\varphi, \\ v_{B_y} &= v_{A_y} - AB\dot{\varphi} \cos(\varphi - \pi/2) = -2a\dot{\varphi} \cos^2 \varphi + 2a\dot{\varphi} \sin^2 \varphi = \\ &= -2a\dot{\varphi} \cos 2\varphi; \end{aligned}$$

$$v_B = \sqrt{v_{B_x}^2 + v_{B_y}^2} = 2a|\dot{\varphi}|.$$

Кінетична енергія системи ($v_K = |v_{B_y}| = 2a|\dot{\varphi} \cos 2\varphi|$) має вигляд:

$$\begin{aligned} T &= \frac{m_1 v_B^2}{2} + \frac{I \omega_1^2}{2} + \frac{m_2 v_K^2}{2} = \\ &= \frac{m_1 4a^2 \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m_1 4a^2 \dot{\varphi}^2 \sin^2 2\varphi}{4} + \frac{m_2 4a^2 \dot{\varphi}^2 \sin^2 2\varphi}{4}. \end{aligned}$$

За умовою $m_1 = 3m_2$, звідси

$$\begin{aligned} T &= 2m_1 a^2 \dot{\varphi}^2 + m_1 a^2 \dot{\varphi}^2 \sin^2 2\varphi + 2m_2 a^2 \dot{\varphi}^2 \sin^2 2\varphi = \\ &= 8m_2 a^2 \dot{\varphi}^2 + m_2 a^2 \dot{\varphi}^2 \sin^2 2\varphi. \end{aligned}$$

Узагальнена сила

$$\begin{aligned} Q &= \frac{(m_1 g - m_2 g + F) v_{B_y}}{\dot{\varphi}} = \frac{2a\dot{\varphi} \cdot \cos 2\varphi \cdot (3m_2 g + m_2 g - 10m_2 g)}{\dot{\varphi}} = \\ &= -12a \cdot \cos 2\varphi \cdot m_2 g. \end{aligned}$$

З рівняння Лагранжа:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} (16m_2 a^2 \dot{\varphi} + m_2 a^2 \sin^2 2\varphi) - 2m_2 a^2 \dot{\varphi} 2 \sin 2\varphi \cos 2\varphi &= \\ = -12a \dot{\varphi} \cos 2\varphi m_2 g & \end{aligned}$$

або

$$a\ddot{\varphi} = -\frac{3}{4} g \cos 2\varphi$$

Це диференціальне рівняння дало розв'язок зворотної задачі динаміки.

За теоремою про зміну кінетичної енергії механічної системи:

$$T_k - T_o = \sum_{i=1}^k A_i^e + \sum_{i=1}^k A_i^i.$$

За умовою задачі у початковий момент часу ланцюг знаходиться у стані спокою, тому $T_o = 0$. В момент часу t , зовнішня координатою x , кінетична енергія системи буде

$$T_x = (G + P) \frac{V_x^2}{2g},$$

де V_x – швидкість якоря і ланцюга в момент часу t .

Робота зовнішніх сил дорівнює:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^k A_i^e &= A(\vec{G}) + A(\vec{P} \frac{x}{l}) + A(\overrightarrow{F_{mp}}) + A(\overrightarrow{F_{mp\,pez}}), \\ \sum_{i=1}^k A_i^e &= Gx + \int_0^x P \frac{x}{l} dx - \int_0^x Pf \left(\frac{l-x}{l} \right) dx - F_{pez} fx = \\ &= Gx + Px \left[\frac{x}{2 \cdot l} (1+f) - f \right] - F_{pez} fx. \end{aligned}$$

$$(G + P) \frac{V_x^2}{2g} = Gx + Px \left[\frac{x}{2 \cdot l} (1+f) - f \right] - F_{pez} fx;$$

$$V_x = \sqrt{\frac{2g}{G+P} \cdot \left[Gx + Px \left(\frac{x}{2 \cdot l} (1+f) - f \right) - F_{pez} fx \right]}.$$

В момент, коли $x = l$

$$V_x = \sqrt{\frac{2gl}{G+P} \cdot \left[G + P \frac{1-f}{2} - F_{pez} f \right]} = 0; \quad F_{pez} = \frac{G+P \frac{1-f}{2}}{f}.$$

Як видно з формули, тертя зменшує швидкість. Якщо знехтувати тертям ланцюга, що утворюється від власної ваги

$$V_x = \sqrt{\frac{2gl}{G+P} \cdot \left[G + P \frac{1}{2} - F_{pez} f \right]} = 0; \quad F_{pez} = \frac{G+P}{2f}.$$

Якщо знехтувати і вагою ланцюга ($G \gg P$), тоді отримуємо формулу для вільного падіння.

$$V_x = \sqrt{\frac{2gl}{G+P} \cdot \left[G - F_{pez} f \right]} = 0; \quad F_{pez} = \frac{G}{f}.$$

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ БАЛОК НА ИЗГИБ

Каринцева А. И., зав. лабораторией, СумГУ, г. Сумы

Испытания балок на изгиб проводятся, как правило, на образцах круглого или прямоугольного поперечного сечения, положенных на две опоры и нагружаемых медленно возрастающей нагрузкой. Последняя прикладывается в виде сосредоточенной силы на середине пролета балки, либо в двух точках на одинаковых расстояниях от опор двумя равными силами. В первом случае эпюра изгибающих моментов имеет вид треугольника с максимальным моментом $M_{\max} = Pl/4$, где P – сосредоточенная сила, l – расстояние между двумя опорами. Во втором случае эпюра представляет собой трапецию с максимальным моментом $M_{\max} = Pa/2$, где a – расстояние от опоры к точке приложения силы P . Наибольшие изгибающие напряжения определяются по формуле $\sigma_{\max} = M_{\max}/W$, где W – момент сопротивления поперечного сечения образца.

Деформация при изгибе проявляется в виде прогиба образца, мерой которого служит стрела прогиба f . Последняя может быть определена по диаграмме, получаемой на регистрирующих аппаратах испытательной машины, либо замерена индикатором часового типа. Диаграмма изгиба в координатах «нагрузка» (изгибающий момент) – стрела прогиба» получается автоматически при нагружении сосредоточенной силой. На второй схеме кривая изгиба строится по точкам.

Наши экспериментальные исследования показали, что только для мягких углеродистых сталей кривые изгибы имеют площадку текучести. В этом случае предел текучести определяется по координате M_T : $\sigma_T = M_T/W$.

Закаленная и высокоуглеродистая стали, а также чугун такой площадки не имеют. В этом случае обычно задаются точки с допуском δ на величину остаточной стрелы прогиба f_T , при котором деформация внешних волокон при изгибе соответствует таковой при растяжении (обычно 0,2%).

Стрелу прогиба, соответствующую пределу текучести при изгибе по первой схеме, определяется по формуле $f_T = l^2\delta/(6h)$, а для второй схемы нагружения по формуле $f_T = l^2\delta/(4h)$, где δ – допуск на величину остаточной относительной деформации растяжения внешних волокон, l – расстояние между опорами по первой схеме и длина участка образца с постоянным моментом по второй схеме нагружения, h – высота образца.

Чтобы исключить погрешность измерения, к образцу прикладывается начальная нагрузка в пределах 30-40 кГс и устанавливается нулевое положение на приспособление для измерения деформации. Как показывают результаты испытаний величины пределов текучести при изгибе получаются всегда большими, чем при растяжении. Для серого литейного чугуна испытания на изгиб являются основными.

Испытания на статический изгиб также проводится на образцах со сварными соединениями. В этой точке определяется угол загиба.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПАСНОГО СЕЧЕНИЯ В БРУСЕ ПРИ ДЕФОРМАЦИИ ОСЕВОГО РАСТЯЖЕНИЯ

*Бражник Б. А., ученик, СШ № 6;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы*

Все четыре бруса загружены сосредоточенными силами F . Ослабления сечений симметричные: внутренние и наружные, различной формы: квадратные, прямоугольные, круглые и трапециевидальные. Внешние силовые факторы приложены исключительно в центре тяжести поперечного сечения брусьев. Род материала брусьев однороден.

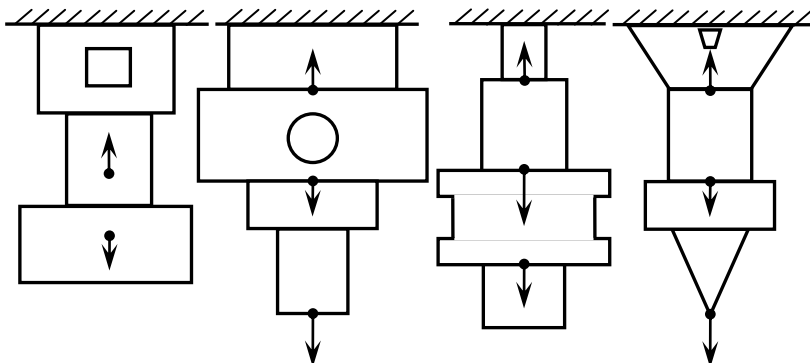


Рисунок – Расчётная схема брусков при растяжении

При построении эпюр внутренних силовых факторов использовался универсальный метод сечений. Рассматривались 3 задачи: статическая – построение эпюры N (продольных или осевых усилий), физическая – построение эпюры σ (нормальных напряжений) и геометрическая – эпюра Δl (абсолютных линейных деформаций).

Построение эпюр N и σ начиналось со свободной части бруса, а эпюры Δl – со стороны жёсткого закрепления, где $\Delta l = 0$. Находилось опасное сечение, где σ и Δl принимали максимальные значения. Далее вычислялись N , σ и Δl для собственного веса бруса. Полученные значения суммировались со значениями N , σ и Δl от внешних силовых факторов. Использовались следующие формулы $\sigma = \frac{N}{A}$, $\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A}$. Рассматривались возможности

перехода задач от статически определимых к статически неопределимым, а также нахождение опорных реакций в жёстком закреплении с помощью эпюр внутренних силовых факторов. Анализировались значения абсолютных деформаций в случае неоднородного материала брусьев. Площадка, по которым определялись нормальные напряжения проводились перпендикулярно линии действия внешних сил.

ВЫЧИСЛЕНИЕ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ В РАМАХ И МНОГОПРОЛЁТНЫХ БАЛКАХ

*Иземенко В. В., Заяц В. В., ученики, ЦВО, г. Лебедин;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы*

Вначале рассматривались плоская, статически определимая рама, степень статической неопределимости определялось по формуле $S = C_{оп} - 3$, где шарнир в теле рамы позволил составить одно дополнительное, независимое уравнение статики. Задача решалась способом «расчленения». Необходимо отметить, что рама состоит из горизонтального элемента – ригеля и вертикального – стойки. При решении использовался принцип освобождения от связей и принцип независимости действия сил. Проверка выполнялась составлением уравнения $\sum M_i = 0$, относительно любой точки на теле рамы. Изучался вид и характер деформации элементов рамы.

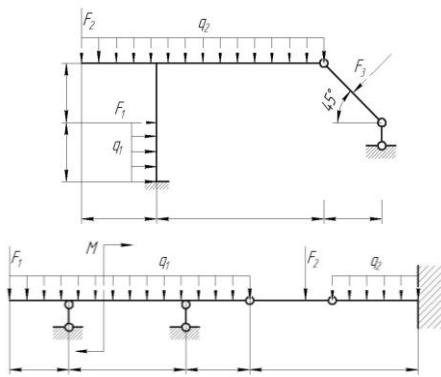


Рисунок – Расчётные схемы рамы и балки

При расчёте многопролётной балки применялся способ построения «позтажной» схемы. Учитывались основные, подвесные и передаточные балки. Определение опорных реакций начиналось с подвесных и передаточных. Найденные опорные реакции в них, при расчёте основных, изменялись на противоположное направление. Выполнялась проверка вычисленных опорных реакций составлением уравнения $\sum Y = 0$, либо $\sum M_i = 0$ относительно любой точки данной балки.

Рассмотрены правила расположения промежуточных шарниров, их количество в пролётах и одном пролёте балки с целью создания геометрически неизменяемой системы. Для примерно равных величин опорных реакций необходима оптимизация длин пролётов, схемы загрузки балки для получения, так называемой, «равномоментной» балки.

НАХОЖДЕНИЕ ВЕЛИЧИН ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ В ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СИСТЕМЕ ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ

Ляшенко Д. А., ученик, СШ № 6; Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы

Предложено к рассмотрению три задачи, представляющих 2, 3 и 4 плоскости, жёстко соединённых между собой. Загружение плоскостей происходит внешними силовыми факторами: F , q , m . По крайним гроям плоскостей приложены связи: цилиндрические и сферические шарниры.

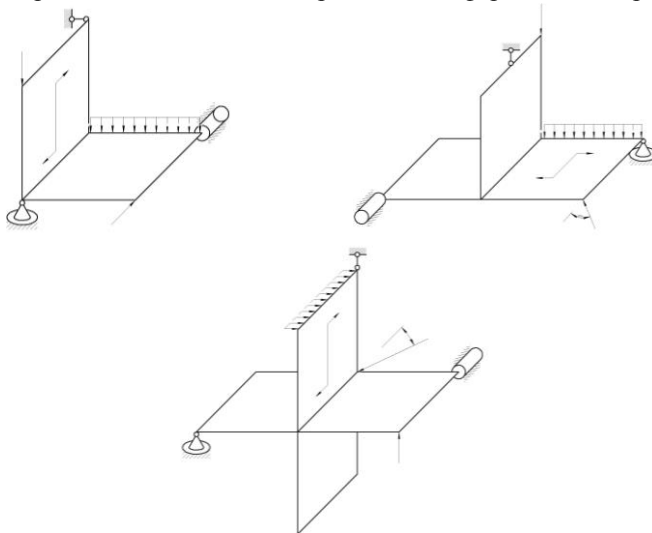


Рисунок – Расчётные схемы нагруженных плоскостей

Для большей наглядности все задачи выполнены в аксонометрических проекциях. Выполнялись вспомогательные построения – ортогональные оси в крайних точках плоскостей. Использовался принцип освобождаемости от связей и принцип независимости действия сил. Составлялось шесть независимых уравнений статики:

$$\sum X = 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum Z = 0; \quad \sum M_x = 0; \quad \sum M_y = 0; \quad \sum M_z = 0.$$

Решалась система данных уравнений с целью определения величин и направлений опорных реакций. Строился график значений реакций V_z , H_x , H_y в двухмерной системе отсчёта. Далее предлагались различные схемы приложения внешних силовых факторов с целью получения примерно одинаковых величин опорных реакций.

Выполнялась проверка решения: алгебраическая сумма моментов внешних силовых факторов и найденных величин реакций относительно выбранной оси.

НАХОЖДЕНИЕ ГЛАВНЫХ И ГЛАВНЫХ ЦЕНТРАЛЬНЫХ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ СЛОЖНЫХ СЕЧЕНИЙ

Филатов В. В., ученик, СШ № 6; Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы

Предложено определить величины моментов инерции двух сложных фигур, имеющих общие габаритные размеры: 200 мм × 160 мм.

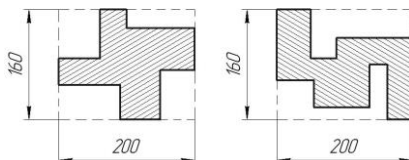


Рисунок – Геометрия сложных сечений

Вначале проводилось разбиение сложной фигуры на простые, затем находились центр тяжести простых фигур и их площади. Далее выбиралась система отчёта: по нижней горизонтальной грани сечения и вертикальной левой грани. Вычислялся центр тяжести сложного сечения с учётом статического момента площади каждой простой фигуры.

Через центр тяжести сложного сечения проводилось главные центральные оси. Затем определялись моменты инерции каждой простой фигуры по формулам $I_x = bh^3/12$ и $I_y = hb^3/12$. С учетом $I_{x_c} = I_x + a^2A$ и $I_{y_c} = I_y + b^2A$ вычислялись величины главных центральных моментов инерции сложной фигуры. Поскольку фигура не симметричная, находились значения главных моментов инерции I_v и I_u , один из которых принимает максимальное значение, другой – минимальное:

$$I_{\min} = \frac{I_x + I_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{I_x + I_y}{2}\right)^2 + I_{xy}^2}.$$

Предварительно вычислялось значение центробежного момента инерции и величина $tg(2\alpha) = \frac{2I_{xy}}{I_y - I_x}$, по найденному значению угла проводились главные оси V и U.

Выполнялась проверка решения по формуле $I_{x_c} + I_{y_c} = I_v + I_u$. Сопоставлялись результаты величин моментов инерции двух задач. Аналогичный порядок решения для данных задач выполнен способом «отрицательных» площадей (нахождение центров тяжести сложных фигур) с дальнейшим сопоставлением результатов расчёта всех рассмотренных задач. Проверка нахождения центров тяжести была выполнена способом «подвешивания».

ИЗУЧЕНИЕ ВИДА И ХАРАКТЕРА ДЕФОРМАЦИИ В ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СИСТЕМЕ ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ

*Шокун Я. О., Налимова П. А., ученики, ЦДЮТ, г. Белополье;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы*

Цель работы – исследование величин и направления опорных реакций в связях пространственных фигур в зависимости от направления и приложения внешних сил. Для более наглядного изучения вида и характера деформаций отдельных элементов фигур использовался принцип независимости действия сил. Загружение пространственного ломаного бруса и стержневого куба производилось поочередно F , q и m . Поскольку представленные элементы относятся к пространственной системе произвольно расположенных сил составлялись шесть независимых уравнений статики

$$\sum X = 0; \sum Y = 0; \sum Z = 0; \sum M_x = 0; \sum M_y = 0; \sum M_z = 0.$$

Для облегчения нахождения проекций внешних и внутренних сил проводились пространственные ортогональные оси X , Y и Z в каждом узле элементов (т.е. при переходе горизонтального элемента в вертикальный и наоборот). Использовался принцип освобождаемости от связей.

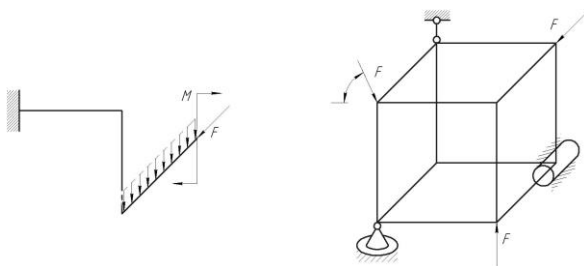


Рисунок – Расчётные схемы пространственного ломаного бруса и стержневого куба

При изучении вида деформаций рассматривалось понятие абсолютных и относительных её величин, а также линейных и угловых. Давалась классификация простых и сложных видов деформаций. Характер деформаций предполагал предварительное нахождение линейных и угловых перемещений.

При изменении местонахождения связей (сферического и цилиндрического шарниров и шарнирно подвижной опоры) изучался вопрос создания геометрически неизменяемой системы и её статической определимости. Вычерчивалось два листа формата А1. Построение эпюр внутренних силовых факторов не проводилось.

ИЗУЧЕНИЕ ВАРИАНТОВ ПРИЛОЖЕНИЯ ВНЕШНИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ ПРИ НАХОЖДЕНИИ ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ

*Янченко В. С., Ситало А. А., ученики, ЦДЮТ, г. Белополье;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы*

Определение усилий в элементах фермы производилось аналитическим способом (методами «вырезанных» узлов и «моментной» точки) в зависимости от изменения направления внешнего силового фактора F . Предварительно находились величины и направления реакций в шарнирно подвижной и неподвижной опорах. Исследовались преимущества и недостатки каждого из аналитических способов расчёта. Изучались виды деформаций в элементах фермы и их значения. Рассматривалось приложение сосредоточенных не в узлах сил с учетом использования шпренгельной фермы. Строились графики значений усилий N в плоской ортогональной системе координат.

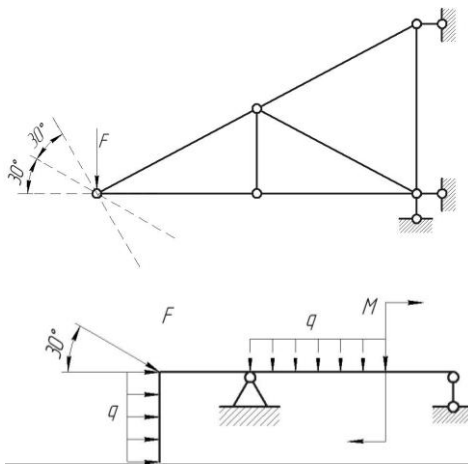


Рисунок – Расчётные схемы плоских фермы и балки

Находились реакции связей в статически определимых балках при изменении величин и направлений внешних силовых факторов и геометрических параметров балок. Рассматривались различные виды балочных закреплений с учётом постоянства геометрической неизменяемости системы. Создание статически неопределимых балок не изучалось. Для определения степени статической неопределимости использовалась формула $S = C_{\text{оп}} - 3$. С целью построения эпюр предварительно рассматривался вид и характер деформаций балок. Вычерчивался лист формата А1.

**ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ,
КОМП'ЮТЕРНА МЕХАНІКА**

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Ништа Б. В., аспирант, СумГУ, г. Сумы

Повышение надежности машин является одной из важнейших задач машиностроения. В основных направлениях экономического развития европейских стран предполагается постепенное увеличение надежности и долговечности современной техники, в том числе - насосного и компрессорного оборудования. Надежная работа центробежных машин (ЦМ) способствует снижению затрат на ремонт и убытков от простоев, обеспечению безопасности людей.

Современные центробежные насосы и компрессоры, рабочие параметры которых постоянно растут и могут исчисляться десятками тысяч оборотов в минуту и давлением до 50 МПа, подвергаются целому ряду существенных нагрузок.

Одной из самых нагруженных и ответственных деталей центробежного насоса является рабочее колесо (РК), которое подвергается значительным статическим и динамическим нагрузкам. К статическим нагрузкам относят центробежные силы, силы предварительного натяга и силы давления. К динамическим относят нагрузки, возникающие из-за нестационарности течения перекачиваемой среды.

В ряде работ описаны методы и приведены результаты расчетов открытых и закрытых колес ЦМ в упругой и упругопластической областях под действием центробежных сил и с учетом предварительного натяга РК на ступицу (вал). Однако в связи с ростом рабочих параметров ЦМ появляется необходимость учитывать связь прочностного и гидродинамического расчетов.

Смоделировано трехмерную модель РК, проточную часть и щелевые каналы в программном продукте SolidWorks.

Следует подчеркнуть, что течение в проточной части как ступени, так и отдельно РК имеет сложный характер. Поэтому для изучения подобных течений все более широкое применение получают методы численного моделирования. При расчете течения использовался программный комплекс ANSYS CFX основанный на численном решении уравнений Навье-Стокса. Была принята к-ε модель турбулентности.

Напряженно-деформированное состояние РК было рассчитано методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS Mechanical. Расчет напряженно-деформированного состояния РК центробежного насоса как упругого тела показал о существенном влиянии давления жидкости, которое действует на лопажки и диски РК. Результаты также свидетельствуют о потенциальной опасности разрушения и о необходимости более детального дальнейшего теоретического и экспериментального изучения распределения напряжений и запасов прочности в РК.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИН РУЙНУВАННЯ РОБОЧИХ КОЛІС ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА З УРАХУВАННЯМ НЕСТАЦІОНАРНОСТІ ПОТОКУ

Гребенюк М. О., студентка; Савченко Є. М., доцент, СумДУ, м. Суми

Відцентрові компресори – найважливіше технологічне та енергетичне обладнання для підвищення тиску і транспортування газів. Відомо, що робоче колесо є найбільш відповідальним вузлом машини. Поломка колеса під час роботи машини призводить до повної зупинки усієї машини.

Метою даної роботи є аналіз причин руйнування робочих коліс у відцентровому компресорі. Актуальність теми полягає у забезпеченні експлуатаційної надійності відцентрових компресорів за рахунок підвищення ресурсу їх робочих коліс.

Зазвичай розглядаються дві основні концепції, що пояснюють причини руйнування робочих коліс. Перша концепція припускає, що руйнування відбувається на резонансних чи близьких до них режимах роботи робочого колеса. Друга виходить з того, що руйнування відбувається через циклічний характер напружень та високу їх концентрацією у місцях зародження та розвитку втомних тріщин.

За допомогою програмного комплексу ANSYS можна аналізувати тривимірну картину течії, отримувати корисну інформацію практично в будь-якій точці проточної частини, у тому числі і в робочих колесах. Таким чином, можна створити віртуальний стенд для дослідження процесів, що відбуваються у компресорі. Це, зокрема, дозволяє проводити аналіз можливих причин руйнування робочих коліс з урахуванням нестационарності потоку. У роботі показано, що у відцентрових компресорах переважно спостерігаються аеродинамічні нестационарні процеси, для яких несуттєвий зв'язок між аеродинамічними та пружними характеристиками системи. Виникнення ж аеропружних нестационарних процесів, для яких основну роль відіграє зв'язок між аеродинамічними характеристиками елементів проточної частини та характеристиками пружності елементів конструкції компресора, можна чекати в компресорах високого і надвисокого тисків. Побудована кінцево-елементна модель робочого колеса, проведено розрахунки, наведено результати чисельного аналізу статичного та динамічного стану робочого колеса, а також аналіз взаємодій між роторними та статорними елементами компресора, які дозволяють проаналізувати процеси, що відбуваються в змінній проточній частині в результаті вихроутворення та пульсації тиску.

Проведені дослідження дозволили краще зрозуміти процеси, що відбуваються у проточній частині відцентрового компресора, провести розрахунки тривимірного нестационарного турбулентного потоку в відцентровому компресорі на основі розв'язання нестационарного рівняння Нав'є-Стокса та зробити попередні висновки про можливу причину руйнування робочих коліс.

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РОБОЧИХ КОЛІС ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

Кириленко В. В., студент; Савченко Є. М., доцент, СумДУ, м. Суми

Відцентрові компресори (ВК) різних типів широко використовуються в хімічній, нафтовій, газовій та інших галузях промисловості. Характерними конструктивними особливостями робочих коліс (РК) компресора є просторовість форми всіх його елементів і наявність зон різкої зміни форми в місцях переходу від лопатки до диска, тобто конструктивних концентраторів напружень. Поломка РК під час роботи машини призводить до повного виходу з ладу всієї машини. До поломки робочих коліс можуть призводити вимушені коливання в проточних частинах ВК.

Є дві основних концепції, що пояснюють причини руйнування РК. Перша припускає, що руйнування відбувається на резонансних або близьких до них режимах роботи РК. Друга концепція виходить з того, що руйнування відбувається через циклічного характеру напруження та високі їх концентрації в місцях утворення та розвитку втомних тріщин.

В наш час перевірити обидві концепції можна, використовуючи можливості такого потужного обчислювального комплексу як ANSYS. Зокрема, розв'язання задачі моделювання динамічних процесів в колесах можливе за умови успішного вирішення ряду самостійних задач: визначення спектру власних коливань колеса; визначення спектру збуджуючих аеродинамічних напружень на колесо; розрахунок вимушених коливань (розрахунок динамічних напружень), визначення збудженості власних форм коливань та виділення небезпечних режимів експлуатації;

Друга концепція вимагає дослідження інших аспектів проблеми: аналіз напружено-деформованого стану робочого колеса з урахуванням відцентрових сил і розподілу тиску в робочому ступені машини; дослідження концентрації напружень в зонах утворення втомних тріщин.

Таким чином, для пояснення причин пошкодження робочих коліс необхідно провести комплекс чисельних досліджень характеристик міцності коліс, аналіз коливань робочих коліс та аналіз взаємодії між ротором і статором, а також за відомими залежностями визначити значення акустичних частот, що виникають у пазухах робочих коліс. Проведення таких досліджень дозволяє побудувати діаграми взаємодії та діаграми для аналізу гармонійних збуджуючих впливів на робочі колеса ВК від внутрішніх елементів компресора та від аероакустичного впливу. За побудованими діаграмами можна буде провести оцінку причин пошкодження РК компресора.

У представленій роботі даний підхід реалізований на прикладі аналізу причин руйнування РК змінної проточної частини компресора газоперекачувального агрегату виробництва ПАТ «Сумське машинобудівне НВО». За отриманими результатами зроблені відповідні висновки.

ОЦІНЮВАННЯ МІЦНОСТІ РЕЗЕРВУАРА ДЛЯ ЗБЕРІГАННЯ ЗРІДЖЕНОГО ГАЗУ З ПОВЕРХНЕВОЮ ТРІЩИНОЮ

*Тимченко Д. В., студентка;
Гудков С. М., ст. викладач, СумДУ, м. Суми*

Головним елементом будь якого резервуара є його корпус. Корпус резервуара ізолює робоче середовище, піддаючись його хімічному впливу, сприймає механічне та теплове навантаження. Тому надійність роботи резервуара залежить від надійності його корпусу [1]. Головною характеристикою надійності корпусу резервуара є його міцність. Втрата міцності резервуара призводить до його руйнування, наслідком чого можуть бути великі економічні втрати, забруднення навколишнього середовища, а також нанесення шкоди життю людини.

Розрахунок на міцність резервуара необхідно проводити для всіх станів, що виникають під час експлуатації резервуара, враховуючи всі зовнішні фактори та навантаження. Втрата міцності найчастіше пов'язана з руйнуванням елементів конструкцій або їх деформацією, першопричиною яких є виникнення і розвиток в тілі конструкцій тріщин і повзучості матеріалу [2]. Причиною виникнення тріщин є втома металу, яка визначається багатьма чинниками.

Для оцінки впливу тріщин на міцність резервуарів в даній роботі виконано розрахунок наземного резервуара для зберігання зрідженого газу без та з напівеліптичною поверхневою тріщиною. Розрахунок виконувався за допомогою програмного комплексу ANSYS Student. Згідно норм і методів розрахунку на міцність резервуарів та апаратів під тиском розрахунок виконувався для трьох тисків: робочого – 1,6 МПа; розрахункового – 1,8 МПа; тиску гідровипробувань – 2,3 МПа.

В результаті розрахунку виконано порівняльний аналіз отриманих результатів напружено-деформованого стану резервуара з тріщиною та без. Були отриманні розподіли еквівалентних напружень, коефіцієнти інтенсивності напружень у вершинах тріщини, переміщення, а також коефіцієнти міцності. Побудовані залежності коефіцієнтів інтенсивності напружень по фронту тріщини.

Список літератури

1. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: примеры и задачи : учеб. пос. / Под общ. ред. М. Ф. Михалева. – Л. : Машиностроение, 1984. – 301 с.
2. Нагорний, В. М. Введення в технічну діагностику машин : навч. посіб. / В. М. Нагорний. – Суми : СумДУ, 2011. – 483 с.

МЕТОД СПЛАЙН-АПРОКСИМАЦІЇ В КРАЙОВИХ ЗАДАЧАХ СТАТИКИ БАГАТОШАРОВИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБОЛОНОК

*Почкун Є. Ю., студент;
Дейнека А. В., асистент, СумДУ, м. Суми*

На основі класичної теорії пружності анізотропного тіла досліджується напружено-деформований стан багатошарових циліндричних оболонок кінцевої довжини при дії внутрішнього і зовнішнього тиску і температурних навантажень. Для цього розв'язується двовимірна термопружна задача. Вважається, що температурне навантаження і заданій по лицьовим поверхням тиск вісесиметричний відносно поздовжньої осі циліндра. При цьому інтенсивність тиску змінюється вздовж меридіану і залежить від координати z .

Для розв'язання поставленої задачі були складені рівняння рівноваги, фізичні та геометричні співвідношення, а також рівняння теплопровідності. За допомогою добре відомого підходу, побудованого на основі сплайн-апроксимації розв'язків у напрямі утворюючої, розглянута задача зводиться до одновимірної. Розв'язання отриманої системи звичайних диференціальних рівнянь знаходиться за допомогою розкладання наведених розв'язків у ряди Тейлора у радіальному напрямку відповідно для кожного шару циліндричної оболонки. Доповнюючи отриману систему алгебраїчних рівнянь механічними та температурними граничними умовами ідеального та неідеального контакту у точках сполучених поверхонь сусідніх шарів, неважко отримати остаточний розв'язок задачі.

Слід зазначити, що між різницею переміщень точок сполучених поверхонь сусідніх шарів і дотичними напруженнями у поздовжньому напрямку існує залежність $u^{i-1}(r_i, z) - u^i(r_i, z) = k^i \tau_{rz}^i$ У загальному випадку k^i – заданий параметр, який визначається шляхом чисельних та експериментальних досліджень. Як граничні значення з цього рівняння постають два варіанти: $1/k^i = 0$ – спостерігається ідеальне прослизання суміжних шарів, $k^i = 0$ – ідеальний контакт. Вважається, що радіальні напруження й переміщення при переході через поверхню розділу шарів стрибка не мають.

Для оцінки адекватності запропонованої моделі створено експериментальну установку, яка була розроблена і виготовлена для проведення випробувань, об'єктом яких є сталеві труби діаметром 160мм, товщиною стінки 6мм і довжиною – 1000мм зміцнена склопластиковим бандажем товщиною 10мм. Труба навантажувалась внутрішнім тиском величиною до 20МПа. Для вимірювання деформацій використовувалися тензорезистори КФ4П1-3-200 з базою 3мм, 5мм і 10мм. Порівняння теоретичних та експериментальних результатів доводять адекватність обраної моделі вирішення термопружної крайової задачі.

МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ З'ЄДНАНЬ СКЛОПЛАСТИКОВИХ ТРУБ

*Литвинов С. О., студент;
Дейнека А. В., асистент, СумДУ, м. Суми*

Високі показники питомої міцності і жорсткості волокнистих композиційних матеріалів разом з хімічною стійкістю, порівняно малою вагою та іншими властивостями, зробили ці матеріали привабливими для виготовлення трубопроводів різного призначення. Застосування склопластикових труб замість металевих збільшує термін служби трубопроводів майже в 4 рази, приблизно в 3 рази знижує вагу трубопроводу, а також виключає застосування антикорозійних захисних властивостей та зварювальних робіт. Значним недоліком таких трубопроводів є місця з'єднання склопластикових труб, тому розробка їх ефективних конструкцій та моделювання напружено-деформованого стану є актуальною задачею.

На основі методу скінченних елементів досліджується напружено-деформований стан різних варіантів конструкцій склопластикової муфти, один з яких зображений на рисунку. Запропонована конструкція навантажується внутрішнім тиском і температурою.

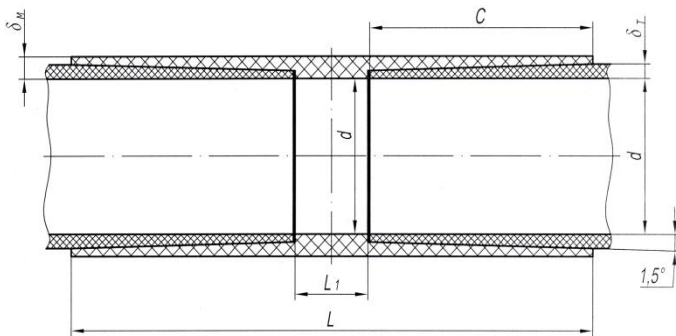


Рисунок – Склопластикова муфта

В ході дослідження було виявлено небезпечні точки такого з'єднання. На основі модифікованого критерію міцності, який включає трансверсальні напруження і враховує вплив ослабленого міжфазного контакту шарів, визначені максимально допустимі тиск та температурні навантаження для кожного варіанту конструкцій муфти. Дано оцінку ефективності використання варіантів конструкцій склопластикової муфти та рекомендації по застосуванню цих конструкцій при різних умовах експлуатації трубопроводів.

МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ СТАЛЕВОЇ ТРУБИ, ЗМІЦНЕНОЇ СКЛОПЛАСТИКОВИМ БАНДАЖЕМ

*Леоненко Є. М., студент;
Дейнека А. В., асистент, СумДУ, м. Суми*

У процесі експлуатації на поверхні локальних ділянок трубопроводів внаслідок корозії або адгезійного зносу з'являються дефекти, які знижують їх міцність і призводять до аварії всього трубопроводу. Розробка ефективних ремонтних конструкцій у вигляді багатошарових бандажів з високоміцних неметалевих матеріалів, які будуть використані для ремонту дефектів трубопроводів і при цьому не призводять до зупинки процесу транспортування енергоносіїв, представляється актуальним завданням. Використання композитних матеріалів на основі склопластиків і поліефірних смол має добре відпрацьованої і стабільної технології. Широка гамма композитів і технологічних прийомів, висока чутливість механічних властивостей до зміни технологічних параметрів вимагає при проектуванні композитних бандажів брати до уваги технологічні особливості матеріалів і особливості виконання ремонтних робіт.

Метою роботи являється розробка уточненої методики оцінювання впливу виявлених дефектів на міцність системи трубопровід-композитний бандаж, яка надасть можливість прогнозування доцільності ремонту корозійних ділянок трубопроводів.

Для досягнення поставленої мети досліджень за допомогою програмного комплексу ANSYS було досліджено напружено-деформований стан системи «трубопровід-композитний бандаж», що дозволяє визначити конструктивні параметри композитного бандажа в залежності від матеріалу труби і геометричних параметрів дефектів. Отримані теоретичні результати і проведені експериментальні дослідження дозволили обрати критерій міцності і визначити величини граничних напружень в точках спряження композитного бандажа і сталевोї труби.

Проведені експериментальні і теоретичні дослідження, розроблена методика визначення руйнівного гідростатичного тиску ремонтних композитних бандажів, що створені шляхом багатошарового намотування склопластикової нитки на трубу в місці дефекту. Для забезпечення можливості перерозподілу навантаження між трубою і композитним бандажем при подальшому навантаженні трубопроводу внутрішнім тиском потрібно створити надійне зчеплення композитного бандажа з металом труби і забезпечити їх сумісне деформування за рахунок підвищення адгезійних властивостей клейового прошарку. Ці умови можливо виконати, якщо прийняти конструктивні рішення при підготовці поверхні ділянок труби з дефектами структури і використати композитні бандажі з більш ефективними фізико-механічними характеристиками.

ВІРТУАЛЬНИЙ ЛАБОРАТОРНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ САЛЬНИКОВИХ УЩІЛЬНЕНЬ

*Панченко Б. М., студент;
Гудков С. М., ст. викладач, СумДУ, м. Суми*

Останнім часом віртуальні лабораторні роботи стають все більш поширеними в системі інженерної освіти. Це пов'язано зі зменшенням фінансових затрат, скороченням часу на проведення фізичного експерименту, а також вони дають можливість більш якісно підготувати фахівців відповідної галузі. Головною метою створення віртуальних лабораторних робіт є збереження враження виконання їх в реальних умовах. Тому розробка віртуальних робіт є досить актуальною. Віртуальні лабораторні роботи повинні бути логічними, простими в керуванні, в них повинні бути закладені математичні моделі досліджуваних об'єктів або явищ. При розробці віртуальних лабораторних робіт використовуються сучасні мови програмування, комп'ютерні програми для 3D-моделювання та дизайну.

Дана робота присвячена розробці віртуального лабораторного стенду для дослідження сальникових ущільнень відцентрових насосів. Сальникові ущільнення є найбільш розповсюдженим типом ущільнень валів відцентрових насосів загальнопромислового призначення. Це обумовлено їх відносною простотою і дешевизною конструкції.

Розроблений віртуальний лабораторний стенд імітує реальний, який використовується в проблемній лабораторії «Гермомеханіки та вібродіагностики» кафедри загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету для дослідження різних типів сальникових ущільнень. Схема віртуального експериментального стенду максимально наближена до реальної та складається з баку, насоса, який подає ущільнювальну рідину в корпус експериментальної установки виконаної на базі відцентрового консольного насоса, асинхронного двигуна змінного струму, частота обертання якого регулюється за допомогою перетворювача частоти, манометра, який контролює тиск перед ущільненням, а також мірної ємності, яка вимірює витіки через ущільнення. Послідовність проведення віртуального дослідження аналогічна реальній. Під час проведення віртуального експерименту дозволяється змінювати тип сальникової набивки та її розміри, ущільнювальний тиск, частоту обертання валу установки. Є можливість запису результатів в протокол досліджень для подальшої їх обробки та аналізу.

Для реалізації даного сценарію проведення віртуального дослідження використовувалися можливості програми Autodesk 3ds Max, яка призначена для 3D-моделювання, анімації та візуалізації, а також платформа для розробки інтерактивного контенту Unity, яка дозволяє створювати віртуальну реальність. Математична модель експерименту була запрограмована за допомогою мови програмування C#.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРІЇ КАНАВОК НА ГІДРОДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОРЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ

*Святашова А. В., студентка;
Гудков С. М., ст. викладач, СумДУ, м. Суми*

У більшості сучасних відцентрових насосів в якості кінцевих ущільнень часто використовуються торцеві механічні ущільнення. В останній час область застосування торцевих ущільнень значно розширилася, тому необхідно застосовувати відповідні конструктивні заходи щодо поліпшення якості їх роботи. Одним із способів збільшення ресурсу торцевого ущільнення є робота ущільнення в режимі рідинного тертя. Це можливо за рахунок створення гідродинамічного клину мікронерівностями в ущільнюючому стику. Працездатність та надійність гідродинамічних ущільнень у великій мірі залежить від геометричних характеристик канавок на поверхні одного з кілець ущільнення та якості їх виготовлення.

На сьогоднішній день для розрахунку гідродинамічних ущільнень застосовують тільки наближені методики, які не дають можливості точно проаналізувати вплив геометрії канавок на гідродинамічні характеристики ущільнення. Тому необхідно застосовувати сучасні програмні комплекси, в яких закладено методи обчислювальної гідродинаміки. Тому, метою даної роботи є числовий розрахунок течії рідини в зазорі торцевого гідродинамічного ущільнення за допомогою програмного комплексу ANSYS Student.

Числовий розрахунок в програмному комплексі ANSYS Student виконувався для торцевого гідродинамічного ущільнення зі спіральними канавками. Для визначення впливу на гідродинамічні характеристики ущільнення оптимальні геометричні розміри спіральних канавок задавалися за умови максимуму гідродинамічної сили.

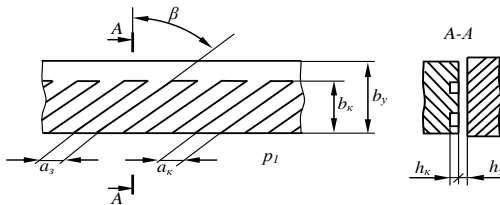


Рисунок – Розрахункова схема торцевого гідродинамічного ущільнення зі спіральними канавками

Для різних значень вихідних даних (частоти обертання, ущільнювального тиску та зазору в ущільненні) отримано розподіл гідродинамічного тиску та лінії току в спіральній канавці. Побудовано залежності повної сили від різних параметрів ущільнення. Аналіз результатів розрахунку показав, що повна сила в зазорі значно збільшується зі зменшенням зазору в ущільненні та при збільшенні частоти обертання.

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТОРЦЕВОЇ ПАРИ ЗІ СПІРАЛЬНИМИ КАНАВКАМИ

Лісовенко Д. В., аспірант; Загорулько А. В., доцент, СумДУ, м. Суми

Проблеми герметизації особливо актуальні в техніці видобування нафти та газу на шельфах морів. Відповідне насосне і компресорне обладнання працює у складних умовах, які пов'язані з перекачуванням вологого газу (газо - рідинних сумішей). Тим більше, що проведення налагоджувальних і ремонтних робіт потребує значних фінансових витрат.

Геометрія спіральних канавок, які виконуються на торцевій поверхні газодинамічних ущільнень, може описуватись за допомогою різних функціональних залежностей, таких як спіраль Архімеда, гіперболічна спіраль і логарифмічна спіраль. Муйдерман запропонував використовувати логарифмічну спіральну форму, тому що кут α між дотичною і радіальною лініями у кожній точці на кривій є постійною величиною. Ця форма також зручна для оптимізації, так як вона залежить тільки від одного параметра. У цьому дослідженні, використовувалася логарифмічна спіраль, форма якої може бути описана за допомогою наступного рівняння:

$$r = r_1 e^{\theta \tan(\alpha)}.$$

В результаті використання сіткового генератора ANSYS Meshing було отримано структуровану гекса сітку з 1,5 млн. комірок для сектору зазора з однією спіральною канавкою (область течії), який образований поверхнями нерухомого і обертового кільця. В програмі ANSYS CFX задавались граничні умови окружної симетрії, величина надлишкового тиску мастила на внутрішньому і зовнішньому радіусах області течії, яка дорівнювала 0 Па, умова прилипання на стінках та швидкість ковзання обертового кільця.

В результаті серії розрахунків отримані поля тиску для двох кутів нахилу спіральної канавки 40 і 20 градусів. Виконано порівняння полів тиску, що отримані за результатами розв'язання рівнянь Рейнольдса і Нав'є-Стокса, що дало задовільне співпадіння.

За допомогою методів планування експерименту (DOE) у програмі ANSYS Workbench отримані поверхні відклику – залежності сили гідродинамічного розвантаження P_h і коефіцієнта тертя f від глибини спіральної канавки H , величини зазору h та частоти обертання n .

Аналіз результатів розрахунку показує, що сила гідродинамічного розвантаження значно збільшується зі зменшенням зазору та мало змінюється при збільшенні глибини канавки і частоти обертання. Коефіцієнт тертя збільшується зі збільшенням зазору та глибини канавки.

ГАЗОДИНАМІЧНИЙ ТА ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЗАПІРНОГО ІМПУЛЬСНОГО УЩІЛЬНЕННЯ КОМПРЕСОРА

Терновський С. А., студент, СумДУ, м. Суми

Ущільнення валу є одним з основних вузлів насосного та компресорного обладнання, що обертається, оскільки від роботи ущільнення в цілому залежать ресурс та надійність машини.

А проблеми герметизації особливо актуальні в техніці видобування нафти та газу на шельфах морів. Відповідне насосне і компресорне обладнання працює у складних умовах, які пов'язані з перекачуванням вологого газу (газо- рідинних сумішей).

Процес вдосконалення існуючих ущільнень валів відцентрових машин може бути покращений за рахунок використання сучасних інноваційних технологій інженерного аналізу, які пов'язані з комп'ютерним моделюванням та базуються на чисельних методах обчислювальної механіки рідини і газу та твердого деформованого тіла. Це дозволить забезпечити економію енергії та перекачувальних продуктів, а також екологічну безпеку насосного і компресорного обладнання.

Тому актуальною задачею є підвищення ефективності роботи відцентрових насосів та компресорів за рахунок використання конструкцій ущільнень з покращеними характеристиками, їх чисельного аналізу та експериментальних досліджень, безперервно зростає.

Таким чином, метою даної роботи є чисельний газодинамічний розрахунок та експериментальна перевірка працездатності безконтактного запірного імпульсного ущільнення компресора.

Для досягнення даної мети в роботі вирішуються наступні задачі:

- покращення гідро- газодинамічних характеристик, герметичності та зменшення витрат на тертя;
- розв'язання нестационарної задачі течії газу в запірному торцевому імпульсному ущільненні з безперервним підводом і з внутрішніми живильниками за допомогою нестационарного ротор-статор інтерфейсу в програмі ANSYS CFX.
- тепловий розрахунок запірного імпульсного ущільнення компресора.

Список літератури

1. Марцинковский В.А. Безконтактные уплотнения роторных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 200с.

Робота виконана під керівництвом доцента Загорулько А. В.

АНАЛІЗ ОСЬОВИХ КОЛИВАНЬ ТОРЦЕВОГО САЛЬНИКОВОГО УЩІЛЬНЕННЯ

Горобець Б. С., студент; Марцинковський В. А., професор, СумДУ, м. Суми

Аксіально-рухома втулка ущільнення разом з кільцем сальникової набивки і пружними елементами є коливальною ланкою і може здійснювати малі осьові коливання щодо положення статичної рівноваги. Тому при певних умовах можуть виникнути коливання аксіально-рухомої втулки ущільнення, які можуть вплинути на вібраційний стан насоса в цілому. Тож метою даної роботи є динамічний розрахунок торцевого сальникового ущільнення, який зводиться до визначення амплітудних і фазових частотних характеристик аксіально-рухомої втулки ущільнення.

Дослідження динаміки торцевого сальникового ущільнення виконувалися для двох типів конструкції, в яких аксіально-рухома втулка обертається та не обертається. Розрахункові моделі цих конструкцій відрізняються лише місцем підведенням кінематичних збурень. Вимушені осьові коливання аксіально-рухомої втулки торцевого сальникового ущільнення головним чином визначаються осьовими коливаннями вала, так як вплив пульсацій ущільнюючого тиску дуже малий.

Розрахунки виконувалися для конструкцій торцевого сальникового ущільнення конденсатного насоса. У результаті розрахунків побудовані амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) в залежності від коефіцієнта згасання (рисунок). Аналіз отриманих результатів показує, що власна частота осьових коливань аксіально-рухомої втулки, як правило, набагато більше робочої частоти обертання вала, тому резонансні режими - явище рідкісне. Для ущільнення з обертовою аксіально-рухомою втулкою кінематичне збудження передається через порівняно податливі пружні елементи, тому амплітуда резонансних коливань на порядок менша, ніж для необертової втулки.

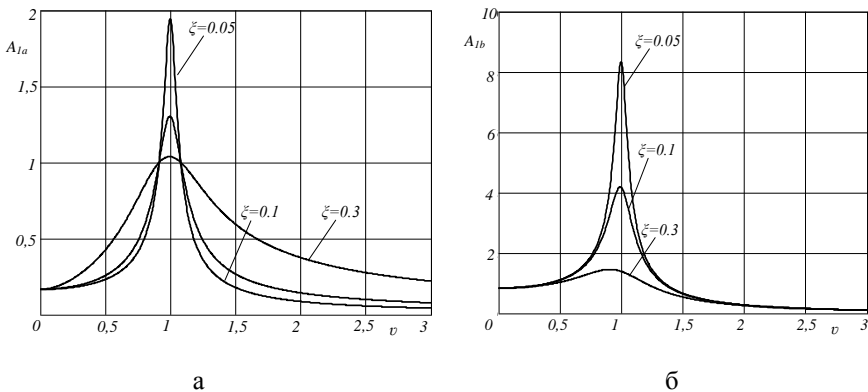


Рисунок – АЧХ торцевого сальникового ущільнення з аксіально-рухомою втулкою, що обертається (а) та не обертається (б)

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ ОБЧИСЛЮВАЛЬНОЇ ГІДРОДИНАМІКИ, ОЦІНЮВАННЯ ТА БАГАТОПАРАМЕТРИЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ПІД ЧАС АНАЛІЗУ КОНСТРУКЦІЙ ЛАБІРИНТНИХ І ЛУНКОВИХ УЩІЛЬНЕНЬ

*Масалітін І. О., студент;
Пилипенко В. В., аспірант, СумДУ, м. Суми*

У герметизуючих пристроях турбонасосних агрегатів шпаринні ущільнення знаходять саме широке застосування в міжступінчатих ущільненнях і в автоматах розвантаження осевих сил, що діють на ротор.

Підвищення ефективності турбомашин шляхом вдосконалення елементів проточної частини досягло своєї розумної межі. Одним з істотних факторів є внутрішні витоки в зазорах між ротором і статором, де зазвичай використовують лабиринтні, лункові ущільнення. При обертовому роторі в гладких кільцевих щілинах ущільнень насосів виникають значні гідродинамічні сили, зумовлені порушенням симетрії поля тисків. Ці сили зростають зі збільшенням перепаду тиску в ущільненні, частоти обертання ротора і відношення довжини ущільнення до радіального зазору. Вони відіграють значну роль в загальній системі сил, що діють на роторогазогідродинамічні сили і безконтактні ущільнення не тільки визначають межі стійкості, але і амплітуди вимушених коливань роторів.

Не припиняються пошуки оптимальних форм і конструкцій ущільнень. Складність дослідження лабиринтних ущільнень полягає в малих розмірах кільцевих каналів, в яких відбувається процес дроселювання, що супроводжується складним вихроформуючим плином потоку. Відомо вкрай обмежене число робіт, присвячених дослідженню гідродинаміки потоку в лабиринтних ущільненнях, вони в основному носять емпіричний характер, результати яких не завжди узгоджуються між собою.

Для лункових і лабиринтних ущільнень найбільш важливими є жорсткостні та демпфіруючі властивості, та їх вплив на вібраційний стан ротора. Виникає необхідність розроблення уточнених методів чисельного розрахунку і оптимізації динамічних характеристик ущільнень турбомашин за допомогою сучасних методів обчислювальної гідродинаміки для більш надійного прогнозування вібраційного стану турбомашин.

У роботі проведений обчислювальний експеримент для декількох конструкцій лабиринтних, сотових, лункових і демпферних ущільнень. Виконано порівняння їх гідродинамічних і ротородинамічних характеристик та видані рекомендації щодо оптимізації їх робочих параметрів.

Робота виконана під керівництвом доцента Загорулько А. В.

РОЗРОБЛЕННЯ СТРУМИННО-РЕАКТИВНОГО ПНЕВМОПРИВОДУ ДЛЯ ШАРОВОГО КРАНУ DN 700 PN 100

*Микуша Д. О., студентка; Горох А. В. студентка;
Бережний О. С., асистент, СумДУ, м. Суми*

В наш час для управління шаровими кранами, установленими на магістральних газопроводах, газорозподільних і компресорних станціях, наряду з ручними і електричними приводами широко застосовуються поршневі приводи об'ємної дії: пневматичні, гідравлічні, пневмогідравлічні та електрогідравлічні. Конструкція класичного пневмогідравлічного привода шарових кранів давно відома, детально відпрацьована, випускається багатьма підприємствами й отримала найбільш широке розповсюдження. Проте він має декілька основних недоліків, серед яких:

- необхідність другого робочого тіла – масла чи спеціальної рідини;
- наявність рухомих ущільнень, що знижує надійність і ресурс привода;
- удари поворотного механізму об опори, руйнування силових вузлів і деталей привода і втрата працездатності через витік гідравлічної рідини;
- можливість замерзання пневмо- і гідроциліндрів при потраплянні в них вологи.

Вищезазначені недоліки пневмогідроприводів можуть бути частково або повністю усунені при використанні в якості привода шарового крану принципово нового пневмоагрегату на базі струминно-реактивного силового модуля. Основним елементом цього модуля є струминно-реактивна турбіна, принцип дії якої відомий з давніх часів і детально описаний [1]. Розрахунок геометрії турбіни проводився по пакету прикладних програм, що реалізують термогазодинамічну модель течії робочого тіла на пусковому режимі. Розрахунок проводився з метою визначення мінімальних втрат повного тиску в газовому тракту турбіни, що дасть максимум сили тяги. Струминно-реактивна турбіна має достатньо широкий діапазон частоти обертання, але найбільшої ефективності вона досягає при частотах обертання близьких до 20000 об/хв. За такої швидкості обертання ротора необхідний механізм редукції зі значним передаточним відношенням (до 10^5) та низькими масогабаритними показниками. В якості такого механізму редукції може бути використана зубчасто-роликівна прецесійна передача [2]. Окрім вищезазначених переваг, передача даного типу дозволяє реалізувати:

- багатопарність зачеплення (до 100% по кількості зубців колеса);
- передаточне відношення в одному ступені до 60, а для передач з двома прецесійними колесами та проміжними роликами до 3600;

- виключення мертвого ходу, а також наявність зачеплення з натягом за рахунок клинового ефекту зубців у зачепленні;
- високий ККД до 0,95 (пояснюється наявністю тертя кочення);
- герметичність при спеціальному виконанні передач;
- зниження питомої матеріалоемності до 0,05 кг/Н·м;
- широкі кінематичні можливості (передача може працювати як редуктор, мультиплікатор, диференціал та варіатор швидкості).

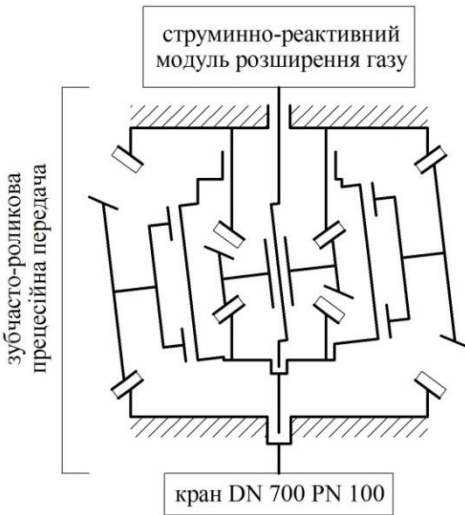


Рисунок – Схема приводу

Обрана схема струмінно-реактивного приводу шарового крана DN700 PN100 показана на рисунку. За вимогами для приводів шарових кранів на заданий обертальний момент та час спрацювання був підібраний двухступінчастий прецесійний редуктор із загальним передаточним відношенням 56000 та обраховані його основні конструктивні параметри. Застосування такої схеми дозволяє створити компактний, надійний, виключно газовий привод, який в якості робочого тіла бере природний газ

безпосередньо з газопроводу.

Порівняно з пневмогідроприводом економічність запропонованої схеми збільшилася до 2 разів по витраті робочого середовища при зменшенні маси на 30%.

Список літератури

1. Ванеев С. М. Струйно-реактивный двигатель и возможности его использования / С. М. Ванеев, С. К. Королев, Ю. Л. Рухлов, Ю. Т. Федотов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1990. – № 6. – С. 16-17.
2. Бостан И. А. Планетарные прецессионные передачи. Под ред. к.т.н. Г. М. Поповича, монография / И. А. Бостан, К.Б. Глушко, А. Г. Опря, В. Е. Дулгеру // – Кишинев «Штиинца», 1987. – 156 с.

ОПТИМІЗАЦІЯ ТОВЩИНИ СТІНКИ ГНУЧКИХ ВІДБІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГАЗОДИНАМІЧНИХ СЕПАРАЦІЙНИХ ПРИСТРОЇВ

*Дем'яненко М. М., студентка; Старинський О. Є., студент;
Павленко І. В., ст. викладач; Ляпоценко О. О., доцент, СумДУ, м. Суми*

Сира нафта у своєму складі завжди містить попутний газ, механічні домішки та пластову воду у вигляді дисперсних краплин з розчиненими в ній солями. Для розділення продукції нафтових свердловин на фракції її піддають первинній переробці з використанням комплексу обладнання або блочних установок, які останнім часом набули широкого розповсюдження.

Блочні установки в одному технологічному апараті поєднують процеси підігріву, дегазації, зневоднення та знесолення нафти, очистку води. Такими апаратами є нафтогазорозділювачі з прямим підігрівом, або апарати типу «Heater-Treater» (підігрівачі-деемультатори). З метою енергозбереження та підвищення енергоефективності апарату запропоновано можливість використання у якості палива для спалювання в жарових трубах підігрівача-деемультатора попутного нафтового газу, що виділяється з нафти в нафтогазорозділювачі, але у цьому випадку необхідно забезпечити високий ступінь його сепарації. Інерційні сепараційні пристрої, що зазвичай використовуються, ефективно працюють лише на розрахункових режимах, у вузькому діапазоні витрат газорідного потоку. Враховуючи, що на газоносність нафтового пласту впливає велика кількість випадкових факторів, точне визначення цього параметру практично неможливе. Тому для сепарації газу пропонується використовувати газодинамічні бризковловлювачі (рис. 1), які є системою автоматичного регулювання. Об'єктом регулювання обрано гідравлічний опір, регулюючи дію – пружні сили. Потік, що спрямований в канал, діє на пружні елементи динамічного бризковловлювача, що мають форму похилого параболічного напівциліндра, в яких виникають внутрішні напруження, що змінюють конфігурацію каналу (зменшують відстань точок зрізаного напівциліндру від директриси), а отже і гідравлічний опір.

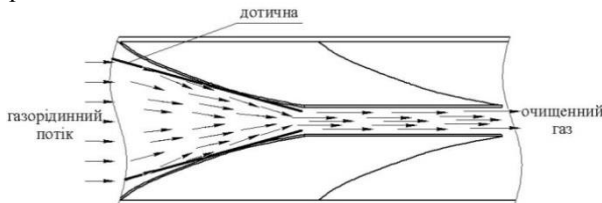


Рисунок 1 – Динамічний сепараційний елемент

Актуальною задачею являється визначення оптимального значення гідравлічного опору для кожного з можливих значень витрат газорідної

суміші. Для вирішення цієї задачі у першому наближенні застосовується вбудований модуль FLUENT Flow програмного комплексу ANSYS Workbench. Канал представлений у вигляді конфузору, стінки якого є дотичними до відбійних елементів динамічного бризковловлювача (рис. 1). У розрахункову модель введено вхідний параметр – кут розкриття конфузору, виражений через відстань між кінцями конфузору та стінками каналу Δ ; цільовою функцією є об'ємна частка рідини на виході з газодинамічного сепараційного елемента. Розрахунок проводиться для значень вхідної швидкості 2–35 м/с, об'ємної частки рідини $2 \cdot 10^{-4}$, розміру рідких крапель 10 мкм.

Для визначення необхідного оптимального зазору при кожній швидкості необхідно враховувати не лише умову мінімуму об'ємної доли рідини на виході з елемента, а й стабільність процесу сепарації в залежності від зазору в обраній точці.

З чисельних розрахунків отримані оптимальні кути розкриття конфузору для кожної із вхідних швидкостей. З огляду на отримані результати можна зробити висновок, що при певних значеннях кута розкриття конфузору можливе виникнення різкого падіння ефективності сепарації. Для аналізу цього явища на рис. 3 наведені ізолінії об'ємної частки рідини та поле швидкостей рідких частинок у серединному перерізі для вхідної швидкості 6 м/с. Як видно з рис. 3, відбувається руйнування плівки вловленої рідини та її винесення із сепараційного елемента.

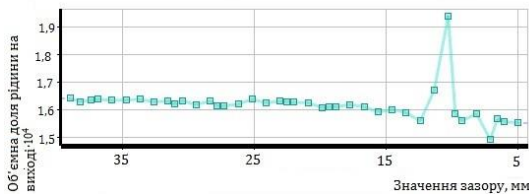


Рисунок 2 – Залежність об'ємної частки рідини на виході від зазору

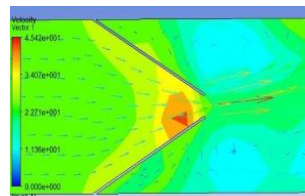


Рисунок 3 – Результати розрахунку

Для знаходження точного значення оптимальної товщини пластин необхідно розв'язувати зв'язану задачу аерогідропружної взаємодії відбійних елементів газодинамічних бризковловлювачів. Цей розрахунок реалізується із застосуванням вбудованих модулів FLUENT Flow і Transient Structural програмного комплексу ANSYS Workbench, поєднаних засобами System Coupling. Враховуючи, що система знаходиться у попередньо напруженому стані, розв'язання цієї задачі становить суттєву проблему. Така технічна система є прикладом системи з післядією. Її поведінка з часом визначається завданням стану в початковий момент і вектором зовнішніх дій. Крім того, треба знати передісторію поведінки, тобто стан системи в моменти, передуючи початковому моменту часу.

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЗМУ ЗМАЩЕННЯ В УПОРНОМУ КОЛОДКОВОМУ ПІДШИПНИКУ

*Кайота Д. О., студент; Пилипенко В. В., аспірант;
Загорюлько А. В., доцент, СумДУ, м. Суми*

Одним з найбільш відповідальних вузлів турбокомпресорного агрегату є упорний підшипник, задача якого утримувати неврівноважені осьові сили роторної машини. Проблеми підвищення несучої здатності упорних підшипників присвячені численні науково-технічні дослідження, проте запропонованих заходів і рекомендацій з удосконалення виявляється недостатньо для того, щоб повною мірою компенсувати зростання навантажень на упорні підшипники і забезпечити надійну і економічну роботу цих вузлів у всьому діапазоні режимів експлуатації.

Проблеми підвищення несучої здатності упорних підшипників присвячені чисельні науково-технічні дослідження. Однак вже відомих рекомендацій по вдосконаленню виявляється недостатньо для того, щоб в повній мірі компенсувати збільшення навантажень на упорні підшипники і забезпечити надійну і економічну роботу вузлів в усьому діапазоні режимів експлуатації. Разом з тим розвивається напрямок розробок, пов'язаних з використанням в підшипниках ковзання антифрикційних матеріалів з різноманітними фізико-механічними і триботехнічними властивостями. Як правило, вихід з ладу підшипника ковзання являється причиною зупинки компресора, турбіни, тобто високопродуктивного та дорогого обладнання.

Відомо, що несуча здатність вузла суттєво залежить від температурного режиму змащувальної рідини в процесі роботи, тобто термонавантаження на колодки підшипника. Для зменшення температур робочого середовища застосовують спеціальний маслоз'ємний шкребок, що відводить гарячу рідину до маслорозвідних каналів. Ще більш ефективне охолодження досягають додатковими каналами в колодці, по яким подається рідина для охолодження термонавантаженої зони колодок. Наведені конструктивні модернізації дають змогу зменшити зазор в підшипнику без ризику перегріву колодок.

Метою роботи було створення комп'ютерної (геометричної і сіткової) моделей, моделювання механізму змащення та отримання полів тисків і температур мастила в зазорі в програмному комплексі ANSYS CFX, аналіз величини несучої здатності і теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання. Досліджувався вплив різних конструктивних модифікацій: спеціальних шкребок, які відводять нагріте мастило з термонавантаженої зони колодки підшипника та охолоджуючих каналів.

КОМПЬЮТЕРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ СПЕКТРОВ СОБСТВЕННЫХ И КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Быстрик В. О., студент, СумГУ, г. Сумы

Одним из условий обеспечения вибронадёжности центробежных насосов является их отстройка от резонансных режимов. Определение собственных частот роторов (когда жёсткости подшипников и уплотнений полагаются постоянными и подсчитанными при рабочей частоте), дают пессимистические результаты, поскольку учёт влияния на жёсткости частоты вращения (что определяет величины критических скоростей) даёт увеличение каждой критической частоты по сравнению с соответственной собственной для всех частот, лежащих выше рабочей, и уменьшение соответственно для частот, ниже рабочей [1]. Поэтому отстройки, определяемые по критическим частотам, оказываются большими, нежели по собственным. В работе проведено компьютерное исследование для двух типов центробежных насосов, дающее представление, какие реально получаются отстройки, если учитывать зависимость от частоты вращения не только жёсткостей щелевых уплотнений, но и жесткостей подшипников скольжения. Влияние на критические частоты вращения жёсткости уплотнений оценивалось по методике, предложенной в работе [1]. При оценке влияния частоты вращения на жёсткости подшипников были использованы экспериментальные данные, полученные в СНПО им. Фрунзе [2]. Расчёты собственных и критических частот проводились по программе, защищённой свидетельством [3]. Программа реализует расчёт собственных частот МКЭ-модели роторной системы и параллельно расчёт критических частот, когда в условия расчёта закладываются линейные зависимости жесткостей подшипников от частоты вращения.

Список литературы

1. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин / В. И. Симоновский. – Х. : Вища школа, 1986. – 128 с.
2. Математическая модель ротора турбокомпрессора для исследования несинхронных составляющих вибраций / В. Г. Гадяка, Д. В. Лейких, В. И. Симоновский // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2010. – № 2 (20). – С. 48–50.
3. Павленко І. В., Симоновський В. І. Комп'ютерна програма «Critical frequencies of the rotor». Свідотство про реєстрацію авторського права на твір №59855 від 27.05.2015.

Работа выполнена под руководством профессора Симоновского В. И.

ОПТИМИЗАЦИЯ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПЛОСКОСТЕЙ КОРРЕКЦИИ ПРИ БАЛАНСИРОВКЕ ГИБКИХ РОТОРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Угничева М. С., студентка, СумГУ, г. Сумы

Балансировка гибкого ротора при заданном количестве корректирующих плоскостей оказывается максимально эффективной при наиболее удачном выборе мест этих плоскостей. Такая задача может быть сформулирована как задача оптимизации. Если известны частотные характеристики динамических коэффициентов влияния для опорных точек ротора (которые можно получить либо экспериментально, либо расчётным путём по программе расчёта вынужденных колебаний МКЭ-модели ротора), то можно найти точки максимально эффективного влияния уравнивающих дисбалансов на уровень вибраций на обеих опорах. На основе этих соображений был разработан способ определения мест плоскостей коррекции, использующий симплекс-метод [1].

На примере двух конструкций гибких роторов турбокомпрессоров были проведены компьютерные исследования эффективности предложенного метода. При этом использовались программы и алгоритмы, рассмотренные в работах [2-4].

Сопоставление результатов балансировки при различных, произвольно выбранных плоскостях коррекции, и при оптимальном их расположении показало эффективность предложенного метода. Максимальные прогибы синхронной прецессии ротора в оптимальном случае получаются меньшими в шесть-десять раз, причём этот эффект достигается при значительном уменьшении масс корректирующих грузов.

Список литературы

1. Карманов В. Г. Математическое программирование. — 3-е издание. — М.: Наука, 1986. — 288 с.
2. Оптимизация балансировки гибких роторов с помощью симплекс-метода / В. И. Симоновский, А. С. Угничев // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2010. – № 2. – С. 35–38.
3. Гадяка В. Г. Метод оптимизации расположения плоскостей коррекции при балансировке роторов турбокомпрессоров./В.Г. Гадяка, В.С. Симоновский, А. С. Угничев//Компрессорное и энергетическое машиностроение.—2011.-№1(23).—С.33-35.
4. Динамика роторов центробежных машин : учеб. пос. / В. И. Симоновский. – Сумы : Сумский государственный университет, 2006. – 126 с.

Работа выполнена под руководством профессора Симоновского В. И.

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

*Санин А. И., студент;
Симоновский В. И., профессор, СумГУ, г. Сумы*

Для оценки виброндёжности ротора центробежного насоса наряду с расчётом критических частот практический интерес представляет анализ полигармонических колебаний ротора, связанных с нелинейностью гидродинамических реакций в зазорах уплотнений и подшипников. Такая оценка может быть выполнена на основе использования дискретных нелинейных моделей, описывающих динамику роторной системы.

Рассмотрим способ построения дискретной модели, основанный на оценивании сосредоточенных масс таким образом, чтобы отличие данных расчёта собственных частот и форм МКЭ-модели ротора и дискретной были минимальными. Представим ротор как упругую балку, на которой расположены n сосредоточенных масс m_i ($i=1, n$). Рассматривая статические прогибы такой балки под действием сил F_i , приложенных в точках расположения масс, можем записать

$$x_i = \sum_{j=1}^n \delta_{ij} \cdot F_j, i = 1, n, \quad (1)$$

где δ_{ij} – коэффициенты податливости, величины которых могут быть получены по программе расчёта вынужденных колебаний МКЭ-модели ротора как прогибы ротора в точках $i=1, n$, если в ней положить частоту вращения ротора ω и дисбаланс D_j , приложенный в j -ой точке, равными единице. При рассмотрении свободных колебаний консервативной линейной модели роторной системы в (1), согласно принципу Даламбера, надо подставить

$$F_j = -m_j \cdot \ddot{x}_j. \quad (2)$$

Сосредоточенные массы оцениваются по данным расчёта собственных частот и форм МКЭ-модели ротора на основе формулы линейной регрессии, как это описано в [1,2].

Для исследования нелинейных колебаний ротора центробежного насоса были рассчитаны параметры трех массовой модели с расположениями

сосредоточенных масс в точках максимумов первой и второй собственных форм. Уравнения этой модели записываются в виде:

$$x_i = \sum_{j=1}^n \delta_{ij} \cdot F_{xj}, i = 1,3, \tag{3}$$

$$y_i = \sum_{j=1}^n \delta_{ij} \cdot F_{yj}, i = 1,3.$$

В модели принято расположение уплотнений в сечении второй массы, и выражения для сил в уравнениях (3) записывались в виде:

$$F_{x1} = -m_1 \cdot \ddot{x}_1, \quad F_{y1} = -m_1 \cdot \ddot{y}_1,$$

$$F_{x2} = -m_2 \cdot \ddot{x}_2 - d \cdot \dot{x}_2 - q \cdot y_2 - \alpha \cdot r_2^2 \cdot x_2 + m_2 \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t,$$

$$F_{y2} = -m_2 \cdot \ddot{y}_2 - d \cdot \dot{y}_2 + q \cdot x_2 - \alpha \cdot r_2^2 \cdot y_2 + m_2 \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t, \ddot{y}_3$$

$$F_{x3} = -m_3 \cdot \ddot{x}_3, \quad F_{y3} = -m_3.$$
(4)

В (4) обозначено: d , q – коэффициенты соответственно сил сопротивления и циркуляционной силы, α – коэффициент нелинейной части квазиупругих реакций щелевых уплотнений, e – относительный эксцентриситет дисбаланса, $r_2^2 = x_2^2 + y_2^2$, ω – частота вращения ротора.

В результате численного интегрирования уравнений системы (3), (4) и спектрального анализа полученных решений были исследованы особенности динамики ротора до и после потери устойчивости. Проанализировано влияние коэффициента нелинейной упругости α и сопротивления d на амплитуды субгармонической автоколебательной составляющей, а также циркуляционной силы на устойчивость вращения.

Список литературы

1. Симоновский В. И. Оценка коэффициентов математических моделей колебательных систем. Учебное пособие.- Изд-во LAP LAMBERT Academic Publishing, Saarbruecken, 2015. 100 с.
2. Оцінювання коефіцієнтів математичних моделей за експериментальними даними. Теорія і практика.: Навч. Посіб./ В. І. Симоновський. – Суми: Сумський державний університет, 2015. – 122 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕЛИНЕЙНЫХ РЕАКЦИЙ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ НА ДИНАМИКУ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА

Грицун Д. В., студент;

Симоновский В. И., профессор, СумГУ, г. Сумы

В работе разработана трех массовая нелинейная модель ротора турбокомпрессора, с помощью которой было проведено исследование нелинейных колебаний в неустойчивой области частот вращения. Уравнения модели записывались в виде:

$$\begin{aligned}x_i &= \sum_{j=1}^n \delta_{ij} \cdot F_{xj}, i = 1,3, \\y_i &= \sum_{j=1}^n \delta_{ij} \cdot F_{yj}, i = 1,3,\end{aligned}\tag{1}$$

где коэффициент податливости δ_{ij} подсчитывались по программе МКЭ-модели ротора как прогиб в i -ой точке под действием единичной силы в j -ой точке.

В случае рассмотрения вынужденных колебаний ротора при наличии дисбаланса в уравнения (1) надо подставить

$$\begin{aligned}F_{x1} &= -m_1 \cdot \ddot{x}_1 - d \cdot \dot{x}_1 - q \cdot y_1 - \alpha \cdot r_1^2 \cdot x_1, \\F_{y1} &= -m_1 \cdot \ddot{y}_1 - d \cdot \dot{y}_1 + q \cdot x_1 - \alpha \cdot r_1^2 \cdot y_1, \\F_{x2} &= -m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_2 \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t, \\F_{y2} &= -m_2 \cdot \ddot{y}_2 + m_2 \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t, \\F_{x3} &= -m_3 \cdot \ddot{x}_3 - d \cdot \dot{x}_3 - q \cdot y_3 - \alpha \cdot r_3^2 \cdot x_3, \\F_{y3} &= -m_3 \cdot \ddot{y}_3 - d \cdot \dot{y}_3 + q \cdot x_3 - \alpha \cdot r_3^2 \cdot y_3,\end{aligned}\tag{2}$$

где d , q – коэффициенты соответственно сил сопротивления и циркуляционной силы,

α – коэффициент нелинейной части квазиупругих реакций подшипников скольжения,

e – относительный эксцентриситет дисбаланса,

$$r_1^2 = x_1^2 + y_1^2, r_3^2 = x_3^2 + y_3^2,$$

ω – частота вращения ротора.

Динамические коэффициенты подшипников взяты из работы [1], где они были получены по экспериментальным данным на основе методов оценивания, изложенных в [2]. Эквивалентные сосредоточенные массы найдены методом оценивания по данным расчёта собственных частот и форм МКЭ-модели рассмотренного ротора, описанным в [3].

В результате численного интегрирования системы (1), (2) при варьировании динамических коэффициентов подшипников d , q и α в пределах их возможных изменений и дальнейшем спектральном анализе полученных колебаний показано, что потеря устойчивости происходит при частотах вращения, превышающих утроенную первую критическую частоту. При этом изменение коэффициента сопротивления d в реально возможных пределах на граничную по устойчивости частоту вращения влияет незначительно. При весьма незначительном превышении частоты вращения ротора граничной по устойчивости амплитуда автоколебательной субгармонической составляющей достигает недопустимых величин.

Список литературы

1. Phenomena of Stability Loss of Rotor Rotation at Tilting Pad Bearings/ V.Gadyaka, D.Leikykh, V.Simonovskiy// XIIIth International Scientific and Engineering Conference “Hermetic Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery” – “HERVICON” – 2011. Vol.39, P.1 - 414 (2012).
2. Уточнення математичних моделей коливальних систем за експериментальними даними: монографія / В. І. Симоновський. – Суми : Сумський державний університет, 2010. – 91 с.
3. Симоновский В. И. Оценивание коэффициентов математических моделей колебательных систем. Учебное пособие.- Изд-во LAP LAMBERT Academic Publishing, Saarbruecken, 2015. 100 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕСОРА

*Немикін Д. В., студент; Павленко І. В., ст. викладач;
Симоновський В. І., професор, СумДУ, м. Суми*

Розроблення сучасних методик розрахунку вібраційної надійності турбокомпресорів є одним із найважливіших етапів їх проектування. Відповідні розрахунки базуються на достовірних математичних моделях вільних і вимушених коливань роторів. При цьому визначення фізичних параметрів системи «ротор – опори і ущільнення» є надскладною задачею, що вирішується, зокрема, шляхом ідентифікації коефіцієнтів математичної моделі за результатами фізичного або числового експерименту [1].

У даній роботі розглядаються математичні моделі вільних і вимушених коливань роторів турбокомпресорів, реалізовані в інженерних методиках проектного розрахунку власних і критичних частот згинальних коливань, а також вимушених коливань від дії системи дисбалансів з урахуванням залежності коефіцієнтів жорсткості підшипників від частоти обертання ротора. Методика ґрунтується на дискретизації континуальної моделі шляхом використання методу скінченних елементів, реалізованого у комп'ютерному середовищі розрахункової алгебри MathCAD [2–3].

Також створена комп'ютерна програма динамічного балансування роторів [4], призначена для проведення віртуального балансування, оцінювання необхідної кількості розташування площин корекції, моделювання розрахунково-експериментального балансування та стендового балансування з урахуванням математичної моделі ротора, а також за експериментальними даними.

Вищезазначені методики розрахунку вільних і вимушених коливань роторів турбокомпресорів, а також розрахунково-експериментального балансування гнучких роторів успішно застосовується студентами спеціальності «Комп'ютерна механіка» у рамках викладання навчальних дисциплін «Динаміка роторних машин» і «Задачі ідентифікації математичних моделей динамічних систем».

Список літератури

1. Симоновський В. І. Оцінювання коефіцієнтів математичних моделей за експериментальними даними. Теорія і практика : навчальний посібник / В. І. Симоновський. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 121 с.
2. Комп'ютерна програма “Critical frequencies of the rotor” : авторське свідоцтво № 59855 / І. В. Павленко, В. І. Симоновський.
3. Комп'ютерна програма “Forced oscillations of the rotor” : авторське свідоцтво № 61788 / І. В. Павленко, В. І. Симоновський.
4. Комп'ютерна програма “Dynamic balancing of the rotor” : авторське свідоцтво № 63950 / І. В. Павленко, В. І. Симоновський.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ НА УЗЛЕ ОСЕВОЙ РАЗГРУЗКИ РОТОРА НАСОСА

*Крутась Ю. С., Галанцев Н. Я., студенты;
Калиниченко П. М., доцент, СумГУ, г. Сумы*

Геометрия узла осевой разгрузки ротора центробежного насоса находится из уравнения равновесия ротора. Уравнение незамкнуто, поэтому бесконечное множество решений по геометрии узла разгрузки удовлетворяют условие равновесия ротора. Узлы осевой разгрузки являются энергонасыщенными. На них теряется до 10% мощности насоса. Следуя балансу энергии, к обоим потерям относятся механические и объемные. Объемные потери определяются по общепринятому подходу, согласно которому мощность объемных потерь на узле разгрузки равна: $N_{об} = \rho * g * q_n * (H_1 * i - H_1^{дinh})$, где q_n - протечки.

Мощность механических потерь находится как сумма потерь мощности на цилиндрических и торцовых подвижных поверхностях узла разгрузки. Величина потерь мощности на цилиндрических поверхностях, согласно литературным источникам, примерно одинаковы. Потери мощности на торцовых поверхностях по разным литературным источникам отличаются на порядок. Поэтому в данной работе, используя аналогию с определением потерь энергии в цилиндрической трубе круглого сечения, получены расчетные формулы для нахождения механических потерь энергии цилиндрического и торцового дросселей, дающее хорошую сходимость для цилиндрического дроселя и торцового дроселя при сравнении с величиной потерь, полученными по формулам, приведенным в основных литературных источниках. Согласно результатам работы мощность механических потерь в цилиндрическом дроселе

$$N_{мех}^{цил} = \frac{\lambda}{16} * \rho * \pi * \omega^3 * R_0^4 * l, \quad (1)$$

где $\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{D_r} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$; $Re = \frac{\omega * R_0 * D_r}{\nu}$.

Мощность механических потерь в торцовом дроселе

$$N_{мех}^{торц} = \frac{\lambda}{30} * \rho * \pi * \omega^3 * (R_2^5 - R_1^5), \quad (2)$$

где $\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{D_r} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$; $Re = \frac{\omega * R_2 * D_r}{\nu}$.

Суммарные потери энергии на узле осевой разгрузки по цилиндрическим и торцовым поверхностям с учетом мощности объемных потерь равны:

$$N = N_{мех} + N_{об} = \sum_{j=1}^n N_{мех}^{цил} * i + \sum_{j=1}^m N_{мех}^{торц} * j + N_{об}. \quad (3)$$

Полученные формулы для определения механических потерь энергии позволяют замкнуть задачу по нахождению оптимальной геометрии узла осевой разгрузки ротора насоса из условия минимума потерь при принятой жесткости статической характеристики.

РАСЧЕТ ГИДРОПЯТЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕЙ МИНИМАЛЬНЫЕ ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ

*Крутась Ю. С., студентка;
Калиниченко П. М., доцент, СумГУ, г. Сумы*

Гидропятя – автоматическое устройство уравнивающее осевую силу, действующую на ротор центробежного насоса. Существующие методики расчета, как и предлагаемая, основаны на определении размеров цилиндрического и торцового дросселей узла разгрузки из условия надежной работы, обеспечивающей отсутствие контакта рабочих поверхностей торцовой пары, при минимальных протечках. Протечки на гидропяте обуславливают объемные потери, величина которых оценивается объемным КПД. Следуя балансу энергии потери в лопастном насосе подразделяются на гидравлические, объемные и механические. Гидравлические потери, потери в проточной части насоса, сведены к минимуму. Объемные и механические потери на узле разгрузки, в общем балансе потерь, имеют существенное значение. Их потеря иногда доходит до 10% мощности насоса. Поэтому разработка методики расчета гидропяти, из условия минимума потерь энергии при принятой жесткости статической характеристики узла разгрузки, представляет актуальную задачу, решение которой приведено в данной работе.

Полагая зазоры цилиндрического и торцового дросселей, из условия технологичности, известными, геометрия гидропяти определяется тремя геометрическими параметрами, радиусом втулки, внутренним и наружным радиусами диска гидропяти.

В основе методики расчета положены уравнение равновесия ротора $T_{z1} * i + F_{z1} = 0$, при $F_{z1} = F_z \Big|_{\delta=\delta_n}$; из уравнения равновесия ротора $m * T_{z1} * i + F_{z2} = 0$, при $F_{z2} = F_z \Big|_{\delta \approx 0}$, где $m = \frac{T_{z0}}{T_{z1}}$ - коэффициент, устанавливающий требуемую величину жесткости статической характеристики гидропяти.

Закрывающим принимается уравнение потерь энергии (мощности) на гидропяте $N_{\text{пяте}} = N_{\text{мех}} + N_{\text{об}}$, представляющее $\Phi(N_{\text{пяте}}, r_0, r_1, r_2) = 0$, при условии $N_{\text{пяте}} = N_{\text{пяте min}}$.

Результаты апробации по балансу мощности на гидропяте для насоса ПЭ 600-300-4 приведены на рисунке.

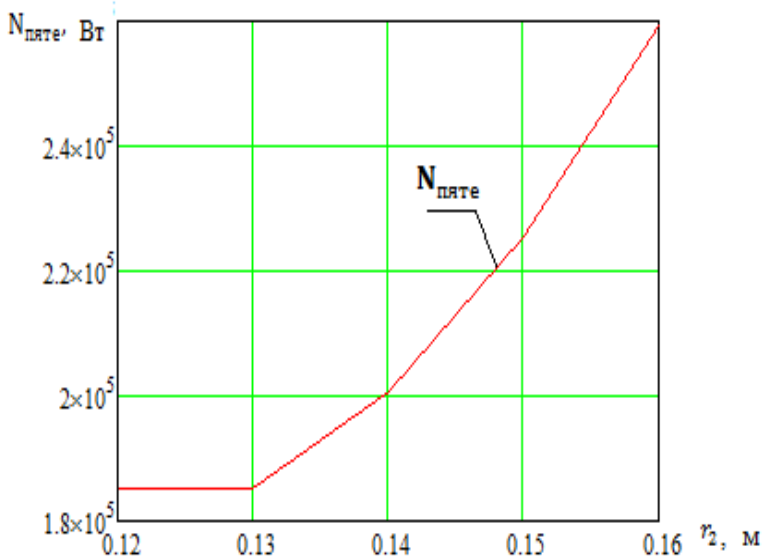


Рисунок – Зависимости изменения потерь мощности при изменении радиуса диска гидропаты

В результате проведенных исследований третье уравнение, замыкающее систему уравнений предлагаемой методики расчета гидропаты из условия минимума потерь энергии при принятой жесткости m статической характеристики узла разгрузки, следуя рисунку, удобно представить в виде:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial r_2} = 0.$$

Прикидочные расчеты по гидропате насоса ПЭ 600 – 300 – 4, по предложенной методике расчета для $m = 3$, показывают, что длина цилиндрического дросселя должна быть увеличена, а наружный радиус диска гидропаты уменьшен примерно на 20%, для выполнения условия минимума потерь энергии на узле разгрузки, при принятых значениях зазоров радиального и торцового дросселей.

РОЗРАХУНОК ПРИСТРОЮ ОСЬОВОГО ВРІВНОВАЖЕННЯ РОТОРА ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСА З ПРУЖНО ВСТАНОВЛЕНИМ УПОРНИМ КІЛЬЦЕМ

Шклярів В. В., студент; Совенко Н. В., доцент, СумДУ, м. Суми

У багатоступеневих відцентрових насосах для урівноваження осьової сили, що діє на ротор, використовують автоматичні опорно-ущільнюючі системи, або так звані гідроп'яти, які разом з функцією розвантаження, виконують функцію ущільнення. Основними елементами гідроп'яти є циліндрична щілина з постійним гідравлічним опором і торцева щілина, опір якої змінюється як результат зміни зазора при осьових зсувах ротора, що і забезпечує механізм регулювання. В той же час від величини торцевого зазора в основному залежать витoki через систему осьового розвантаження ротора, величина яких може складати від 5 до 10 % подачі насоса.

Проблемі дослідження і конструювання гідроп'ят приділяється велика увага, проте і на сьогоднішній день нерідкі випадки, коли ці вузли за надійністю і герметичністю не задовольняють умовам експлуатації. Задача підвищення надійності і герметичності цих пристроїв приводить до створення різноманітних модифікованих конструкцій, одними з яких є конструкції врівноважувачих пристроїв з податливими або з гідравлічно розвантаженими пружно встановленими упорними кільцями (вкладишами), які дозволяють відстежувати можливі перекоси опорної подушки і зберігати площинну торцевого зазора. Існуючі модифікації пружно-встановлених кілець, а саме застосування гідравлічно розвантажених кілець, призводять до того, що осьова сила, діюча з боку рідини на диск гідроп'яти, створюється майже повністю за рахунок тиску рідини в камері гідроп'яти, і силові деформації диска стають менш значущими в регулюванні осьової сили.

У роботі показані особливості розрахунку автоматичного розвантажувального пристрою з пружно встановленими кільцями.

При статичному розрахунку досліджується залежність величини торцевого зазора гідроп'яти від зовнішньої дії, зокрема від осьової сили, яка в процесі експлуатації машини може істотно відхилитися від розрахункової у бік збільшення. Для знаходження осьової сили необхідно визначити розподіл тиску рідини на торцевій поверхні диска гідроп'яти. При цьому через силові деформації диска, а для модифікованої конструкції - пружно-встановленого кільця, сила, що виникає в торцевому зазорі, буде функцією цих деформацій, а отже функцією тиску в камері гідроп'яти. Для більш точного вирішення цієї задачі необхідно, перш за все, розглянути течію рідини в торцевому дроселі з урахуванням перекосів і деформацій врівноважувачого диска.

ОСЕВАЯ РАЗГРУЗКА РОТОРА НАСОСА НА БАЗЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ С ДЕФОРМИРУЕМОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ДИСКА

*Галанцев Н. Я., Балаба М. А., студенты;
Калиниченко П. М., доцент, СумГУ, г. Сумы*

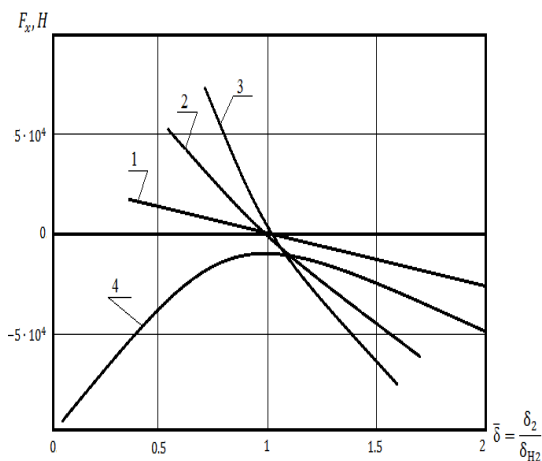
Осевая сила, действующая на ротор центробежного насоса, уравнивается гидропятой или разгрузочным барабаном. Эти устройства работают при больших потерях энергии, которые относятся к объемным из-за протечек жидкости и механическим из-за трения вращающихся поверхностей узла разгрузки о жидкость. Механические и объемные потери примерно одного порядка. Применение в системе осевой разгрузки ротора насоса гидростатического уплотнения позволяет свести к минимуму объемные потери. В общем балансе потерь энергии в насосе это составляет порядка 1-3% КПД насоса.

Гидростатическое уплотнение в системе осевой разгрузки работает в тяжелых условиях при дросселируемом давлении 150/200 атм, торцовом зазоре 5/10мкм и больших окружных скоростях. При пропуске уплотнения необходимо обеспечение стартовых условий, заключающихся в раскрытии стыка торцевой пары. Раскрытие стыка обеспечивается либо выполнением ступеньки, либо наклоном части торцевой поверхности уплотнения, по величине равных торцевому зазору.

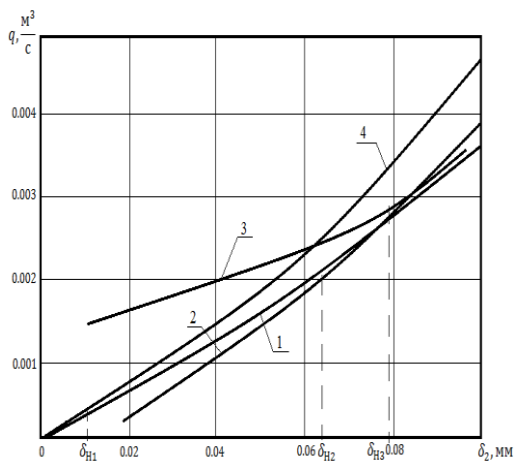
По данным эксплуатации центробежных насосов типа ЦНС, за ресурс работы износ торцевой поверхности гидропяты составляют порядка 3мм. Применение ступеньки или скоса торцевой пары. С целью упрощения, при примененным в системе осевой разгрузки гидростатического уплотнения, из условия применения обычных материалов, предложено обеспечивать стартовые условия уплотнения плоским торцевым зазором, применяя упругую деформацию диска торцевой поверхности. Результаты гидродинамики торцевой пары при наклоне торцевой поверхности диска приведены на рисунке.

По результатам исследований максимальная допустимая деформация наружной поверхности диска должна находиться в рамках торцевого зазора. Требуемая величина деформации диска обеспечивается выбором толщины и формы диска из численного решения задачи упругости.

Геометрия узла разгрузки находится из решения системы уравнений, состоящей из уравнения равновесия подвижного кольца. Т.е. плоский зазор торцевой пары гидростатического уплотнения обеспечит надежную работу при износе поверхностей торцевой пары и обеспечит стартовые условия при пуске насоса.



а



б

Рисунок – Гидродинамика клиновидной торцевой пары
(1- $\Delta l = 0$; 2- $\Delta l = 0.00608\text{мм}$; 3- $\Delta l = 0.012\text{мм}$; 4- $\Delta l = -0.004\text{мм}$)

В работе приводится методика расчета узла осевой разгрузки ротора насоса на базе гидростатического уплотнения, при плоском торцевом зазоре торцевой пары, в основе которой положены уравнения равновесия ротора и подвижного кольца. Реализация методики расчета выполнена на базе насоса ПЭ 600-300 и представлена в работе.

СТАТИЧНИЙ І ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗИ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ «ВЕРСТАТНИЙ ПРИСТРІЙ – ЗАГОТОВКА»

*Курилов Б. М., студент; Павленко І. В., ст. викладач;
Іванов В. О., доцент, СумДУ, м. Суми*

При виготовленні деталей у машинобудуванні суттєве значення має технологічна підготовка виробництва та засоби оснащення технологічних процесів виготовлення виробів. Верстатні пристрої (ВП) призначені для точного базування та надійного закріплення заготовок при механічній обробці на металорізальних верстатах та є невід’ємною частиною замкненої технологічної системи «верстат – ВП – різальний інструмент – заготовка». Саме верстатні пристрої значно впливають на випуск конкурентоспроможної продукції, забезпечуючи задану точність та якість оброблюваних поверхонь, достатню жорсткість технологічної системи, гнучкість виробничого процесу та собівартість кінцевого виробу.

Більшість існуючих методик розрахунку не враховують динамічний характер процесу різання і взаємодії заготовки з елементами ВП. Таким чином, проблема проектування ВП є актуальною, пов’язаною з важливими міждисциплінарним науково-практичним завданням забезпечення стійкого положення заготовки у ВП у процесі формоутворення поверхонь деталей.

У більшості виробів машинобудування корпусні деталі займають основне положення [1], а їх установлення у ВП здійснюється за трьома основними схемами базування: за трьома площинами (рис. 1 а), за двома площинами та отвором (рис. 1 б), а також за площиною та двома отворами (рис. 1 в), які складають 76 % від усіх схем базування корпусних деталей.

Деталі типу тіла обертання (рис. 2) є найбільш поширеним класом деталей у машинобудуванні. Їх широко використовуються у механізмах машин для передачі обертового руху [1, 2].

Мета даної роботи полягає у підвищенні ефективності застосування ВП для базування заготовок за типовими схемами з урахуванням динамічних складових сил різання.

У ході розв’язання поставлених задач отримані аналітичні вирази, які описують динамічний стан механічної системи «ВП – заготовка» з урахуванням податливості функціональних елементів і жорсткості різального інструменту [3]. У роботі теоретично обґрунтовано вибір місць контакту функціональних елементів ВП із заготовкою з умов забезпечення стійкого рівноважного положення механічної системи. Результати дослідження динамічного стану системи дозволяють встановлювати робочі області частот різання для забезпечення ефективного застосування ВП при базуванні заготовок за типовими схемами.

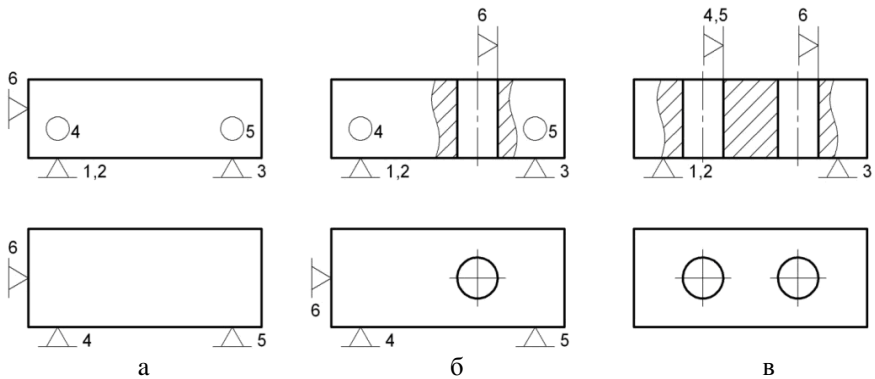


Рисунок 1 – Схеми базування корпусних деталей у ВП
 а – за трьома площинами; б – за двома площинами та отвором;
 в – за площиною та двома отворами

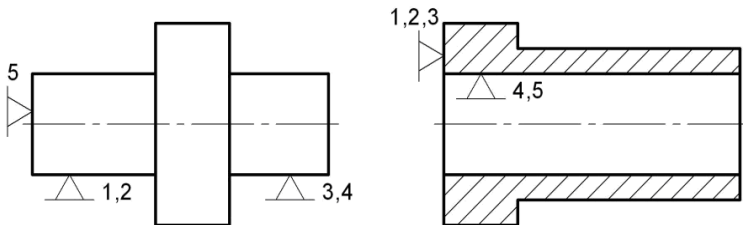


Рисунок 2 – Схеми базування деталей типу тіл обертання:
 а – вали; б – втулки

Таким чином, створена методика статичного і динамічного розрахунку механічної системи «ВП – заготовка». Запропонований підхід дозволяє здійснювати комплексний аналіз технологічної системи «верстат – ВП – різальний інструмент – заготовка».

Список літератури

1. Іванов В. О. Вибір оптимальних компоновок верстатних пристроїв для верстатів з ЧПК : дис. канд. техн. наук : 05.02.08 / Іванов Віталій Олександрович. – Харків, 2010. – 239 с.
2. Оптимізація механічної обробки тіл обертання : монографія / В. Є. Карпусь, О. В. Котляр, В. О. Іванов; за ред. В. Є. Карпуся. – Харків : НТМТ, 2012. – 296 с.
3. Павленко І. В. Забезпечення умов стійкості заготовки у верстатному пристрої зі схемою базування за трьома площинами / І. В. Павленко, В. О. Іванов // Вісник СНАУ : науковий журнал. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». – 2015. – № 11 (27). – С. 23–26.

ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ МЕТАЛООБРОБНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ

*Мельник О. В., студент; Нагорний В. В., асистент;
Савченко Є. М., доцент, СумДУ, м. Суми*

Визначення ресурсу є важливою і до кінця не вирішеною проблемою експлуатації різноманітного промислового обладнання, серед якого значне місце займають металообробні технологічні системи. Щодо останніх, то проблема ускладнюється ще й тим, що ресурс цих технічних систем змінюється в широких межах: від декількох хвилин і годин для різального інструменту до місяців і років – для вузлів верстата. Подібне варіювання ресурсу пояснюється різною швидкістю зміни визначального параметра обробних систем – зношення їх основних елементів, що призводить до різночасності досягнення ними свого граничного стану.

Оперативний контроль величини цих визначальних параметрів у процесі роботи обробних систем на даний час не уявляється можливим. Із цієї причини застосовують непрямі методи контролю, що за критерії розмежування ступеня критичності динамічної поведінки обробних систем використовують параметри різних інформаційних сигналів, які супроводжують їх роботу. Найчастіше з цією метою розглядають амплітуду коливань об'єкта спостереження. Але в даному випадку, на відміну, наприклад, від роторних машин, для яких існують норми віброактивності, для обробних систем вони відсутні, що істотно ускладнює проблему, так як не дозволяє виконати екстраполяцію контрольованого інформаційного сигналу до зазначеної в нормах його гранично допустимої величини.

Однак, практика засвідчує, що амплітуда коливань обробних систем у процесі їх роботи поступово змінюється, узгоджуючись із певною тенденцією, яку називають трендом. Якщо описати тренд аналітичною залежністю, до коефіцієнтів якої у вигляді числового значення входить і ресурс, то оперативне обчислення цих коефіцієнтів за результатами безперервного контролю тренду дозволить визначати фактичне напруження обробної системи до відмови, що реалізується в дійсності.

У даній роботі вирішується задача прогнозування ресурсу обробної системи безпосередньо в процесі її роботи в умовах, коли норми, які регламентують ступінь критичності динамічної поведінки для даних систем, відсутні. Завдання вирішується за рахунок того, що прогнозна модель відрізняється від відомих тим, що ресурс, який шукається, включено до її математичної структури і визначається в процесі ідентифікації моделі за результатами моніторингу тренда звуку, що супроводжує роботу обробних систем. Це дозволяє визначати індивідуальний ресурс обробної системи, який відповідає даним технологічним умовам її експлуатації. Для здійснення оперативного контролю динамічної поведінки обробної системи та прогнозування її ресурсу розроблено відповідний алгоритм.

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВУГЛЕЦЕВИХ НАНОТРУБОК

Тимошенко В. Ю., студентка; Савченко Є. М., доцент, СумДУ, м. Суми

У різноманітті нових матеріалів особливе місце займають ті, що мають наномасштабну структуру (наноматеріали) і матеріали, наповнені наноструктурними частками нано- та мікромасштабах (нанокомпозити). Серед поширених наноматеріалів виділяються вуглецеві нанотрубки. Вони можуть виступати як у формі окремих нанооб'єктів, так і у вигляді сукупностей або набору частинок, занурених у матрицю іншого матеріалу.

З моменту свого першого отримання, вуглецеві нанотрубки залишаються об'єктом постійних наукових досліджень. Нанотрубкам властиве рідкісне поєднання лінійних розмірів, питомої ваги, деформаційних і міцнісних характеристик, тому вони знайшли застосування в техніці та медицині та мають перспективу застосування у ряді інших галузей науки і техніки, наприклад у електроніці, приладобудуванні та ін.

Теоретичні розробки стосовно опису і методів моделювання механічних властивостей наноматеріалів і наноккомпозитів різноманітні і активно ведуться вітчизняними та зарубіжними вченими. Мета зазначених робіт – створити базу для проведення чисельного моделювання процесів деформування і руйнування наноматеріалів і наноккомпозитів, що дозволить встановлювати взаємозв'язки між ефективними характеристиками деформування, міцності і тріщиностійкості на мікро- і макрорівні та параметрами нано- та мікроструктури.

Для реальних експериментів на наноструктурних нано- та мікромасштабних об'єктах потрібна складна і дорога апаратура. Схеми проведення експериментів часто унікальні та інноваційні в кожному конкретному випадку. Тому, хоча кількість виконаних лабораторних експериментів і велика, вони ще не відрізняються різноманіттям. Відсутні стандартизовані схеми механічних випробувань наноструктурних нано- та мікромасштабних об'єктів та метрологічне забезпечення таких випробувань.

У цих умовах особливу роль набуває комп'ютерне моделювання механічної поведінки нанооб'єктів. Воно є потужним інструментом при проектуванні наноматеріалів і наноккомпозитів, що дозволяє в ряді випадків заповнити недоліки та відсутність експериментальних даних.

Метою даної роботи є розробка математичної моделі механічних властивостей одношарових вуглецевих нанотрубок різних конфігурацій та її програма реалізація у вигляді веб-додатку для проведення моделювання і дослідження залежності механічних властивостей нанотрубок від їх структурних параметрів. Результати роботи можуть бути використані для проектування, аналізу та оцінки властивостей нанотрубок, створення нових матеріалів на їх основі, а також для проведення подальших фундаментальних досліджень.

НЕЛІНІЙНІ ЕФЕКТИ ПІД ЧАС ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ ПРУЖНИХ СИСТЕМ

Голохвост О. О., студент, МК СумДУ;
Павленко І. В., ст. викладач, СумДУ, м. Суми

Поліпшення характеристик міцності традиційних конструкційних матеріалів і використання нових надміцних композиційних матеріалів обумовило використання у сучасному машинобудуванні надлегких тонкостінних конструкцій. Для таких конструкцій вагомість розрахунків на стійкість суттєво зростає, оскільки руйнування елементів у формі відносно тонких стержнів і оболонок найчастіше пов'язане із втратою стійкості початкової форми пружної рівноваги та набуття суміжних, стійких форм рівноважного положення [1–2].

У роботі розглядаються декілька підходів до здійснення розрахунків стійкості рівноважного положення конструкцій: статичний, енергетичний та динамічний. Традиційний статичний розрахунок базується на визначенні лише значення критичного навантаження, при якому початкова форма рівноваги стає нестійкою, з огляду на елементарні переміщення.

Найбільш загальним підходом при дослідженні стійкості конструкцій є енергетичний підхід, який ґрунтується на теоремі Лагранжа про стійку рівновагу. Лише у нелінійній постановці, для скінченних переміщень цей метод дозволяє визначати залежність зовнішнього навантаження від переміщень елементів системи за межами початкової форми рівноваги. При цьому, перехід від початкової форми рівноваги до суміжної для конструкцій без дефектів визначається точками біфуркації (рисунок).

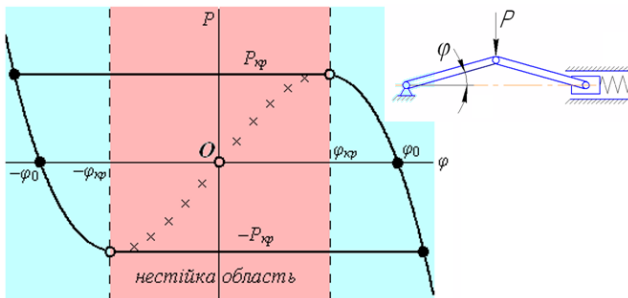


Рисунок – Діаграма навантаження пружної системи

Список літератури

1. Алфутов Н. А. Основы расчёта на устойчивость упругих систем / Н. А. Алфутов. – М. : Машиностроение, 1978. – 312 с.
2. Вольмир А. С. Устойчивость деформируемых систем / А. С. Вольмир. – М. : Наука, 1967. – 984 с.

АНАЛІТИЧНЕ РОЗВ'ЯЗАННЯ ПОЗИЦІЙНИХ ЗАДАЧ НАРИСНОЇ ГЕОМЕТРІЇ

Костенко В. В., студент;

Павленко І. В., ст. викладач, СумДУ;

Павленко В. В., викладач вищої категорії МК СумДУ, м. Суми

Найскладнішими елементами конструкцій з точки зору способів їх геометричної побудови є лінії перетину криволінійних поверхонь. Визначення цих кривих зводиться до розв'язання позиційних задач нарисної геометрії, у тому числі із застосуванням сучасних САД-систем. Зокрема, задачі про визначення кривих Вівіані – біквadratних просторових кривих перетину тіл обертання другого порядку, – широко застосовуються в машинобудуванні. Вони розв'язуються із використанням 3D-моделювання, теореми Монжа, методів допоміжних січних площин, циліндричних, конічних і сферичних поверхонь, а також альтернативного методу послідовних наближень (рисунок) [1, 2]. Недоліком цих методів є неможливість встановлення типу і властивостей кривої за її ортогональними проєкціями.

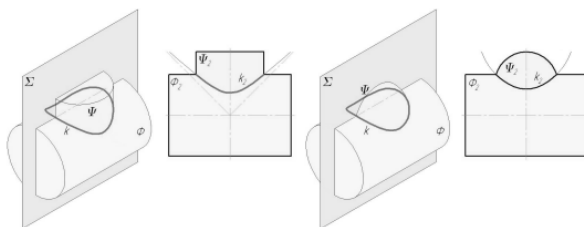


Рисунок – Криві Вівіані

У даній роботі на прикладі взаємного перетину поверхонь 2–4 порядків запропоновано підхід, який базується на застосуванні аналітичної геометрії. Зокрема, для визначення рівняння просторової лінії перетину застосовується система параметричних рівнянь. Визначення ортогональних проєкцій лінії перетину проводиться шляхом виключення відповідної координати із системи рівнянь. Цей підхід дозволяє визначити просторову лінію перетину та дослідити її властивості.

Список літератури

1. Павленко І. В. Застосування методу послідовних наближень для визначення точок перетину просторової лінії з поверхнею тіла обертання / І. В. Павленко, В. В. Павленко, В. М. Петрівний // Вісник СНАУ. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». – 2011. – № 8. – С.85–89.
2. Альтернативні способи розв'язання задач нарисної геометрії / І. В. Павленко, В. В. Павленко // Сучасні технології в промисловому виробництві. – 2011. – Суми : СумДУ. – Ч. 2. – С. 26–27.

ОЦІНЮВАННЯ НАДІЙНОСТІ РОЗБІРНИХ КОНСТРУКЦІЙ ХОБОТА МУЛЬДОЗАВАЛЮВАЛЬНОЇ МАШИНИ

Шанько О. Ю., аспірант, ЗДІА, м. Запоріжжя

Основним способом завантаження холодних шихтових матеріалів у мартенівські печі великої ємності є мульдове завантаження. На комбінаті «Запоріжсталь» мульдове завантаження здійснюється завалювальними машинами напідлогового типу вантажопідйомністю 10 тонн.

Крім основної операції - завантаження шихти, завалочну машину використовують також для пересування (штовхання) потяга мульдових візків уздовж фронту печей, для розрівнювання (планування) шихти в пічному просторі, збирання шлаків і скрапу біля печі, а також для ремонтних робіт.

Зараз рекомендується застосовувати різноманітні конструкції хобота: збірний, та суцільнолитий. На комбінаті «Запоріжсталь» в експлуатації хобот суцільної конструкції. Дослідження показали, що найбільш ефективним є використання збірної конструкції хобота яка складається із двох частин, що дає можливість замінити при відмові тільки найменш довговічну передню частину хобота. Проте існуючі конструкції не забезпечують необхідну надійність з'єднувальних елементів.

В зв'язку з цим виникає необхідність розробки такої конструкції хобота, яка б в повній мірі відповідала сучасним як технологічним, так і експлуатаційним вимогам.

З метою удосконалення конструкції виконавчого органу – хобота, в роботі поставлена задача розробити математичну модель збірної конструкції хобота та провести співставлення надійності існуючої суцільної конструкції зі збірною конструкцією на підставі визначення ймовірності безвідмовної роботи.

Оцінка надійності конструкції проводилась шляхом складання функціональної схеми конструкції з подальшим визначенням ймовірності безвідмовної роботи кожного блоку та системи в цілому.

За результатами проведених розрахунків та досліджень збірної конструкції хоботу можливо зробити наступні висновки:

Проведено співставлення надійності розбірних конструкцій та суцільної конструкції хобота.

Отримані, в ході розрахунків, показники надійності забезпечують безвідмовну роботу хоботу в регламентний міжремонтний період.

Обґрунтовано доцільність застосування збірних конструкцій хоботу мульдозавалювальної машини.

Список літератури

1. **Гребенник В. М.** Надёжность металлургического оборудования : учеб. для металлургических вузов / В. М. Гребенник. – М. : Металлургия, 1989. – 590 с.

2. **Гребенник В. М.** Расчёт металлургических машин и механизмов : учеб. для металлургических вузов / В. М. Гребенник. – К. : Выща шк. Головное изд-во, 1988. – 448 с.

3. **Седуш В. Я.** Надійність, ремонт і монтаж металургійних машин : підручник / В. Я. Седуш. – Донецьк: ТОВ «Юго-Восток, Лтд», 2008. 379 с.

4. **Виниоли И. И.** Механическое и транспортное оборудование сталеплавильных цехов : учеб. пособие для металлургических техникумов / И.И. Виниоли. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Металлургия, 1972. - 368 с.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РАДІАЛЬНОЇ СИЛИ У ШПАРИННОМУ УЩІЛЬНЕННІ

Жижка А. М., студент; Беда І. М., доцент, СумДУ, м. Суми

У проточній частині відцентрового насоса для усунення значних перетоків рідини із зон високого тиску в зони пониженого тиску використовують шпаринні ущільнення. Питанню дослідження радіальної сили, яка виникає в них, присвячено багато робіт. Разом з тим, дана задача вивчена недостатньо.

В даній роботі приведені результати експериментальних досліджень впливу геометрії шпаринного ущільнення та перепаду тиску на ньому на величину складових гідростатичної радіальної сили у шпарині. Слід відмітити, що при проведенні експериментальних досліджень були виявлені наступні особливості.

1. При $l_r \leq 1$ вал «спливає» у шпаринному ущільненні, що свідчить про появу у шпаринному ущільненні центруючої гідростатичної сили.

2. При $l_r \geq 1,5$ вал перестає «спливати» в ущільненні, а лежить на ущільнюючій манжеті. Це, на думку авторів, пояснюється впливом складової радіальної сили, обумовленої перекосом між валом та втулкою, величина якої, як показують теоретичні дослідження з ростом параметра l_r стрімко зростає. Але при подальшому навантаженні вала, зміщуючи його вгору, спостерігається лінійна залежність між прикладеною силою та обумовленим нею переміщенням при всіх розглянутих перепадах тиску на шпарині.

3. При $l_r = 2,5$ спостерігається втрата стійкості положення рівноваги вала поблизу стінки втулки: зміщуючи вал вниз із положення рівноваги при перепадах тиску рідина на шпарині $\Delta p < 0,4 \text{ МПа}$ вал стрімко повертається у початкове положення рівноваги і на наступне збільшення навантаження майже не реагує. З ростом перепаду тиску спостерігається явище самозбудження коливальності вала, причому з ростом перепаду тиску їх інтенсивність зростає.

ВИЗНАЧЕННЯ ОПОРНИХ РЕАКЦІЙ ТА ПОЗДОВЖНІХ ЗУСИЛЬ У СТРИЖНЯХ ФЕРМИ РІЗНИМИ МЕТОДАМИ

*Тесленко О. С., студент;
Смірнов В. О., директор, ЦНТТУМ, СумДУ;
Мищенко С. О., зав. лабораторії, СумДУ, м. Суми*

В будівельній механіці для розрахунку ферм застосовуються наступні методи: метод вирізання вузлів, метод моментної точки, графічний метод та інші. Всі ці методи є наближеними - це пов'язано з тим, що в цих методах прийнята велика кількість допущень. До основних допущень можна віднести те, що не враховується тертя в шарнірах, які з'єднують стрижні між собою, розглядається плоска задача, сили, що діють на ферми, вважаються прикладеними тільки в вузлах ферми. Тому результати розрахунків є дуже наближені. Ще одним недоліком цих методів є те, що вони є досить трудомісткі.

В теперішній час для вирішення інженерних задач розрахунку будівельних конструкцій використовуються спеціалізовані комп'ютерні програми. В цих програмах реалізовані числові методи. Використання комп'ютерних програм дозволяє виконувати розрахунки з урахуванням всіх особливостей задачі. Тому результати розрахунків будуть точнішими, ніж результати отримані аналітичними методами. Для вирішення задач будівельної механіки використовується метод скінченних елементів.

У даній роботі для порівняння виконаний розрахунок ферми різними способами: методом моментної точки, методом силових багатокутників та з використанням числового метода. Отримані реакції опор та поздовжні зусилля в стрижнях в залежності від кута дії сили. Побудовані залежності отриманих результатів та виконаний їх аналіз.

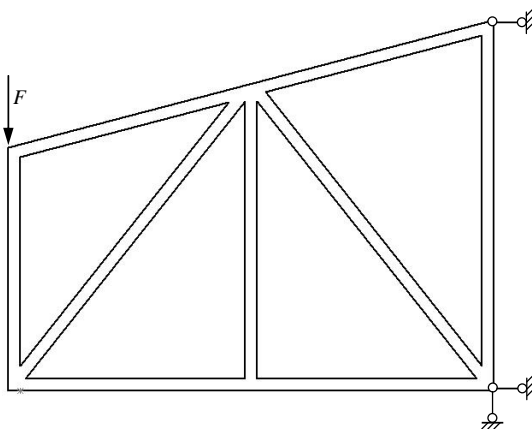


Рисунок – Розрахункова схема ферми

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ЕЛЕКТРОДИНАМІЧНИХ АНАЛОГІЙ

*Олійник Я. О., студент, МК СумДУ;
Павленко І. В., ст. викладач, СумДУ, м. Суми*

В історії розвитку науки розрізняють три основні картини світу: механічну, електродинамічну і квантову, відповідно до яких виникли класична механіка Ньютона, електродинаміка Максвелла і квантова механіка Шредінгера та теорія відносності Ейнштейна [1]. Різні закони фізики мають спільні принципи (наприклад закон збереження енергії) та схожу структуру (таблиця), що дозволяє застосовувати однаковий математичний апарат для дослідження явищ різної природи.

Таблиця – Порівняння основних законів фізики

II закон Ньютона:	$m\vec{a} = \vec{F}$;	закон гравітації:	$F = \gamma \frac{m_1 m_2}{r^2}$;
закон Гука:	$cx = F_{np}$;	закон Кулона:	$F = \varepsilon \frac{q_1 q_2}{r^2}$;
закон Ома:	$RI = U$;	закон магнітної взаємодії:	$F = \mu \frac{B_1 B_2}{r^2}$.

Можна показати, що методи механіки можна застосовувати при розв'язанні задач електротехніки. Наприклад, рівняння Максвелла подібні до рівнянь Лагранжа II роду. Реалізація теорії електродинамічних аналогій для систем з одним ступенем вільності показана на рисунку.

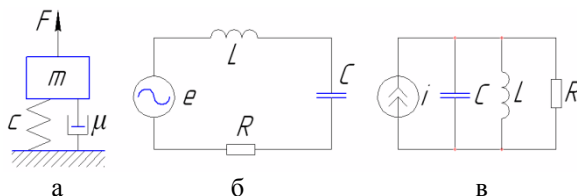


Рисунок – Приклад реалізації електродинамічних аналогій:

а – механічна система з одним ступенем вільності; б, в – електричні контури за аналогіями «сила – напруга» і «сила – струм»

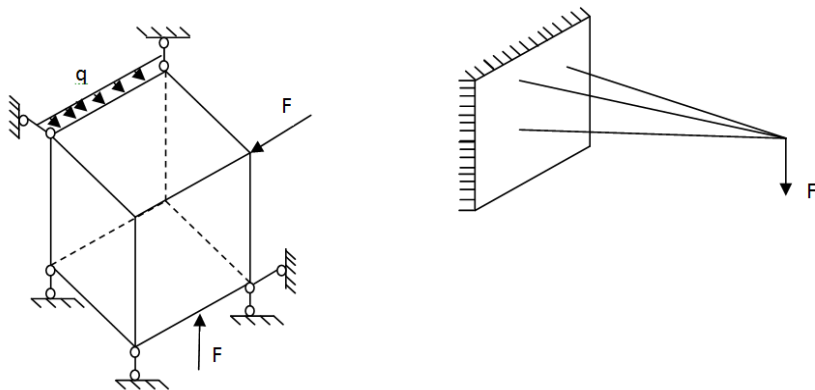
Метод електродинамічних аналогій дозволяє розв'язувати як пряму, так і обернену задачу про перехід від електричних контурів до механічних систем.

Список літератури

1. Павловський М. А. Теоретична механіка : підручник / М. А. Павловський. – К. : Техніка, 2002. – 512 с.

ОПТИМИЗАЦИЯ ВЕЛИЧИН РЕАКЦИЙ СВЯЗЕЙ В ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СИСТЕМЕ СХОДЯЩИХСЯ И ПРОИЗВОЛЬНО- РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ

*Безкровная А. В., учащаяся, Центр внешкольного образования, г. Лебедин;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы*

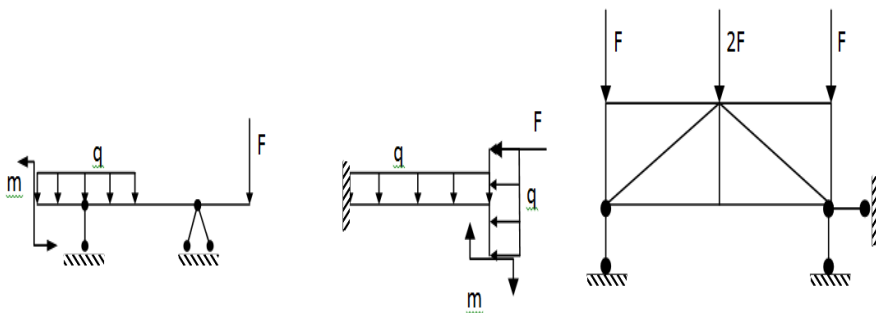


При рассмотрении пространственной системы сходящихся сил, нахождении реакций жестких связей, использовались три независимых уравнений статики $\Sigma x=0$, $\Sigma y=0$, $\Sigma z=0$. Меняя угол между горизонтальными и вертикальными связями можно достичь примерного равенства усиленных величин реакций связей. В случае изменения угла приложения силы F можно получить оптимизацию величин реакций.

В случае рассмотрения пространственной системы произвольно расположенных сил использовалось шесть независимых уравнений статики. $\Sigma x=0$, $\Sigma y=0$, $\Sigma z=0$, $\Sigma M_x=0$, $\Sigma M_y=0$, $\Sigma M_z=0$. Рассматривался куб со связями – шарнирно-подвижными опорами и шарнирно неподвижной опорой. Задача являлась статически определимой. изменялось положение связей при неизменном приложении внешних силовых факторов и наоборот. Сопоставлялись величины и направления опорных реакций. В пространственном ломаном брус для облегчения нахождения внутренних силовых факторов в жестком закреплении выполнялись построения вспомогательных ортогональных осей x, y, z в каждом изменении направлении бруса. Изучались различные аксонометрические проекции, для облегчения нахождения величин проекций и моментов ВнСФ.

НАХОЖДЕНИЕ УСИЛИЙ В ПЛОСКОЙ СИСТЕМЕ СХОДЯЩИХСЯ И ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ

*Довбыш А. Л., Дорошенко С. Н., Леокай А. И., учащиеся,
Центр профессионально-технического образования (ПТУ-2);
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы*



Рассматривалось решение четырех задач, относящихся к плоской системе произвольно расположенных сил. Особое внимание обращалось на методику определения величин моментов внешних силовых факторов (F, q, M) и внутренних (V_A, V_B, H_B) относительно опор А к В соответственно.

Использовался принцип независимости действия сил, с указанием траектории поворота балки вокруг неподвижной опоры. Изучались виды внешних загрузжений балок с точки зрения конструктивных схем.

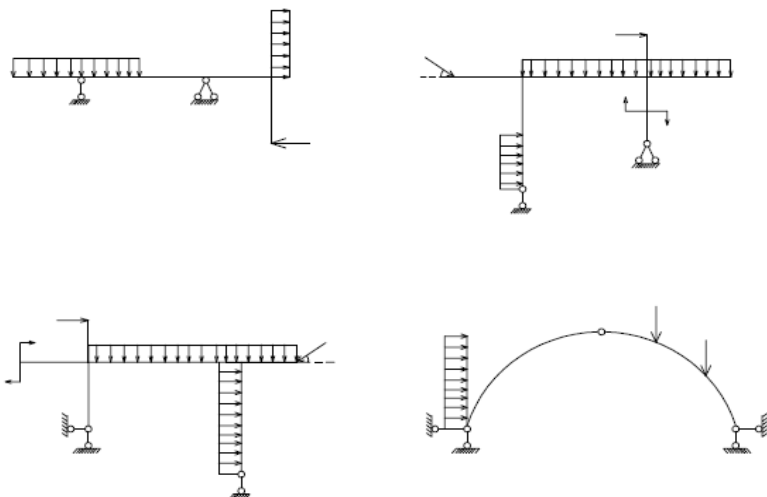
Прорабатывались вопросы изменения расположения связей: как в горизонтальных так и в вертикальном направлениях. Изучались примерные виды деформаций проектной и консольной части балок. Рассматриваемые балки относятся к статически определимым. Выполнялась проверка решений; вычерчивался лист ватмана формата А1.

При расчете плоской стропильной фермы; вначале намечался порядок вырезания узлов. Усилия в элементах фермы определялись способом вырезания узлов, составлялись два независимых уравнения статики.

Рассматривалась возможность приложения внешних усилий не в узлах, с применением шпренгельных ферм. Изучались правила создания геометрически неизменяемых систем. Для облегчения расчета в узлы фермы вводились шарниры. Изучались вопросы применения различных конструктивных схем с точки зрения приложения сил F .

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРИЛОЖЕНИЯ ВНЕШНИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ВЕЛИЧИН ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ

*Кихтенко Д. Е., учащийся, школа № 6;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы*



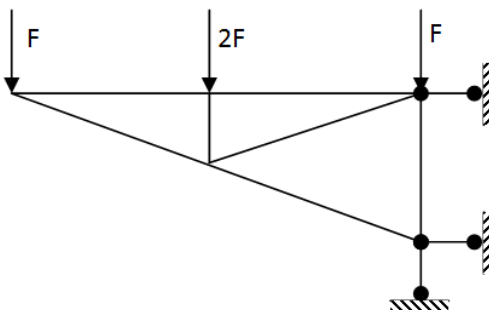
Рассматривались четыре типа задач, при изучении плоской системы произвольно расположенных сил. К ним отнесли: статически определимые балки: одно-консольные, двух-консольные; рамы к арки. Вначале выполнялась проверка степени статической неопределимости по формуле $L = \Sigma \text{Соп} - 3$. Применялся принцип независимости действия сил, а также принцип освобождения от связей. составлялось 3 независимых уравнений статики $\Sigma X = 0$, $\Sigma M_k = 0$, $\Sigma M_b = 0$. после нахождения величины опорных реакций выполнялась проверка решений $\Sigma Y = 0$, $\Sigma M_c = 0$, предварительно выбирая любую точку на ригеле или стойке рамы.

Для нахождения опорных реакций в арке составлялось одно дополнительное уравнение статики, относительно «ключа» арки, для левой, или правой части арки. Затем изучались найденные величины опорных реакций: по величине и направлению. предлагались различные варианты загрузки элементов с целью примерного равенства как вертикальных V_a , V_b реакций так и горизонтальных H_a , H_b . Далее рассматривались виды деформаций, отдельно, элементов горизонтальных и вертикальных. С обозначением величин внутренних силовых факторов: Q , M , N .

Изучался примерный характер деформаций, показаны штрих-пунктирной линией. Где указаны линейные и угловые их направления.

СОПОСТАВЛЕНИЕ УСИЛИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ ФЕРМЫ АНАЛИТИЧЕСКИМИ И ГРАФИЧЕСКИМИ СПОСОБАМИ

*Назаренко Д. С., учащийся, школа № 6;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы*



Рассмотрена консольная ферма, нагруженная в узлах сосредоточенной силой F и $2F$. Усилия в элементах определялись аналитическим и графическим способами. Для определения опорных реакций составлялось 3 независимых уравнений статики: поскольку в этом случае имеем дело с плоской системой произвольно расположенных сил. Усилия в элементах; верхнем и нижнем поясе, решетки требовали составления 2 независимых уравнений статики т.к. рассматривалась плоская система сходящихся сил.

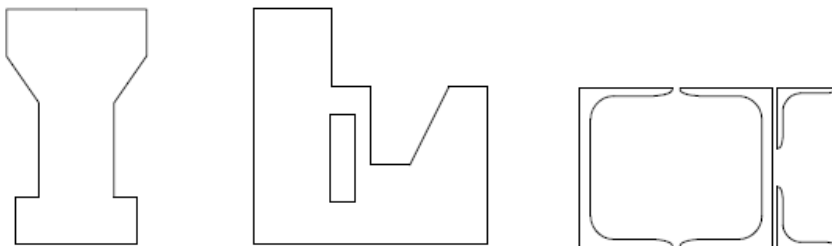
Способ вырезания узлов, вначале требовал определение порядка их расчета, с учетом метода сечений (РОЗУ), предварительно направляя ВСФ от узла, обозначая его N . В результате расчетов на схеме фермы предлагались виды деформаций (растяжение, сжатие). В одном из опорных узлов выполнялась проверка решения $\Sigma x=0$, $\Sigma y=0$. Необходимо отметить аккуратность вычисления, т.к. ошибка в первом узле влекла за собой ошибки в последующих при нахождении N_i .

Предложен второй аналитический способ расчета; способ моментной точки которой позволял вычислять усилия в любом стержне. Для этого способа необходимо составлять 3 независимых уравнения статики, предварительно находя «моментные» точки.

Переходя к графическому способу; возникает необходимость в применении линейного и силового масштаба. Применялось правило построения силового многоугольника (... начало вектора, конец...начало вектора, конец...). С учетом силового масштаба определялось значение ВСФ т.е. N_i . Этот способ требует большой графической аккуратности. Далее сопоставлялись результаты найденных усилий аналитическим и графическим путем.

НАХОЖДЕНИЕ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ СЛОЖНЫХ ОДНОРОДНЫХ СЕЧЕНИЙ

*Пинчук С. М., Петренко И. В., Щербина В. Е., учащиеся,
Центр внешкольного образования, г. Лебедин;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы*



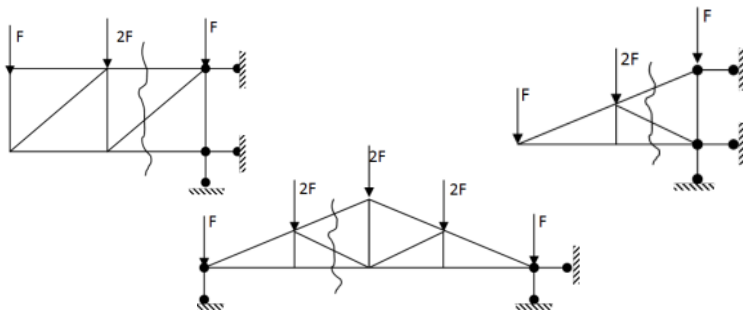
Рассматривалось четыре задачи. Две из которых сложные фигуры составленные из простых, остальные составленные из прокатных профилей. Вначале сложные фигуры мысленно разбивались на простые: квадрат, прямоугольник, треугольник. Определялись площади простых фигур, через центр тяжести которых проводились центральные оси x , y .

Внимательно изучалось симметрия фигуры (с целью упрощения расчета). выбиралась вспомогательная система координат, в которой определялись центры тяжести простых фигур $C_1(x_1, y_1)$ $C_2(x_2, y_2)$ и т.д. Используя формулы находился центр тяжести сложной фигуры, через который проводили ортогональные главные оси. Соединяя центр тяжести простых фигур прямолинейными отрезками получали «ядро сечения» т.е. некоторое геометрическое место точек куда предпочтительнее прикладывать внешний силовой фактор, для «работы» элемента на один вид деформации (осевое сжатие. растяжение). Задачи возможно решать с помощью способа «отрицательных» площадей, что и рассмотрено в данной работе.

Определяя центр тяжести сечения составленных из прокатных профилей использовался сорнамент прокатных профилей, где определялся центр тяжести и площадь элемента. С целью контроля правильности нахождения центра тяжести использовался экспериментальный метод «способ подвешивания».

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В ПЛОСКОЙ СИСТЕМЕ СХОДЯЩИХСЯ СИЛ РАЗЛИЧНЫМИ СПОСОБАМИ

*Тарасенко Д. Р., Недобула Р. М., учащиеся,
Центр внешкольного образования, г. Лебедин;
Смирнов В. А., директор, ЦНТТУМ, СумГУ, г. Сумы*



К плоской системе сходящихся сил можно отнести стропильную ферму.

Вначале рассматривались ее элементы: нижний, верхний пояс, стойка, раскос, узлы. Для определения усилий в элементах использовался универсальный метод сечений. К аналитическому методу относят способ вырезания узлов, способ «моментной точки»; к графическому - способу силовых многоугольников.

Далее определялся порядок вырезания узлов; первый узел подлежал расчету, когда к нему приложено не более двух стержней, в которых требуется найти усилия. На схеме фермы показывают эти найденные усилия (растяжение или сжатие). Проверка расчета выполнялась в одном из опорных узлов, где $\Sigma x=0$, $\Sigma y=0$. Рассматривались преимущества и недостатки данного способа.

При определении усилий способом «моментной» точки составлялось 3 неизвестных уравнения статики $\Sigma M_1=0$, $\Sigma M_2=0$, $\Sigma M_3=0$. Стержни, которые может пересекать секущая плоскость не должно превышать три. Для случаев, когда рассматривается ферма с параллельными поясами данный способ полностью применять нельзя т.к. «моментная» точка находится в бесконечности.

Способ силовых многоугольников требует применения масштабов: линейного и силового. Здесь должно выполняться условие замкнутости силового многоугольника, с учетом правила его построения: начало вектора, конец, начало вектора, конец и т.д. В этом способе большая погрешность вычисления, нежели в первых двух, но налицо наглядность при увеличении либо уменьшении внешнего силового фактора.

Приложение сил вне узла приведет к изменению вида и характера элементов фермы, а также необходимости рассмотрения «шпренгельных» ферм.

Наукове видання

Сучасні технології у промисловому виробництві

Матеріали
та програма

IV Всеукраїнської міжвузівської
науково-технічної конференції
(Суми, 19–22 квітня 2016 року)

ЧАСТИНА 1

Конференція присвячена Дню науки в Україні

Відповідальний за випуск В. Г. Євтухов
Комп'ютерне верстання В. Г. Євтухова

Стиль та орфографія авторів збережені.

Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 10,70 . Обл.-вид. арк. 14,63. Тираж 100 пр. Зам. № .

Видавець і виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.