

Міністерство освіти і науки,
молоді та спорту України
Українська інженерно-педагогічна
академія

Піднімально-транспортні
машини
Динаміка та міцність машин
Верстати та інструменти
Технологія машинобудування
Економіка та управління
машинобудівними
підприємствами

Машинобудування

Машиностроение

Engineering

Lifting-and-shifting machines
Dynamics and strength of
machines
Machine-tools and instruments
Engineering technology
Economics and management of
engineering operations

Збірник наукових праць

Видається 2 рази на рік

Видається з грудня 2007 р.

Піднімально-транспортні машини.....

Ісьєміні І.І., Смоляков С.Л.

Проектування вузлів і механізмів ПТМ в середовищі Autodesk Inventor на прикладі гідравлічного буфера.....

Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.

Оптимізація руху вантажопідйомного крана із траверсною підвіскою вантажу методом динамічного програмування.....

Подольак О.С.

Исследование изнашиваемости двигателя внутреннего сгорания при неустановившихся режимах работы.....

Слободяник В.А.

О практике применения предварительного напряжения при восстановлении работоспособности кранов мостового типа.....

Слободяник В.А.

Исследование причин неустойчивого движения колес козлового крана г/п 2х180 т.....

Смирнов И.П.

Трудоемкость черновой токарной обработки при производстве подъемно-транспортных машин.....

Фидровская Н.Н., Литвин О.Н., Варченко И.С.

Экспериментальная проверка напряжений в стенке канатного барабана.....

Динаміка та міцність машин.....

Зеленська Т.С., Сяєєв А.В.

Динаміка пружних переміщень поздовжніх коливань в канатах та стержнях з рухомими границями.....

Куприянов А.В.

Экспериментальное исследование влияния погрешности геометрии формы деталей на прочность цилиндрического соединения с натягом.....

Резниченко Н.К., Черная Ю.А., Николенко Л.В.

Повышение прочности соединений вал-сварной диск
барабанов ленточных конвейеров.....

Верстати **та**
інструменти.....

Кондратюк О.Л., Скоркин А.О.
Технологическая система для высокопроизводительной
механической обработки лопаток паровых турбин.....

Тарасюк А.П., Назаркин А.А.
Выбор рациональных условий резания полимерных композитов,
обеспечивающих максимальные показатели качества поверхности.....

Тарасюк А.П., Сичов Ю.І., Самчук В.В., Лях Б.Г., Аракелян І.С.
Про напрям проектування механообробного устаткування.....

Технологія
машинобудування.....

Воробьев Ю.А., Воронько В.В., Воронько И.А., Матцнер К.
Подход к созданию ручных пневмоимпульсных устройств для
стапельной сборки летательных аппаратов.....

Дерябкіна Є.С.
Вплив способу рафінування на властивості зварних з'єднань
сталі 03Х19АГЗН10 для трубного пучка випарного апарату.....

Калін М.А.
Застосування чавунного порошку в якості розкислювача
в електродах з кислим покриттям.....

Kravtsov M.K., Obolenskaya T.A., Beletskaya I.V.
Ways to increase the durability of materials in modern mechanical
engineering.....

Лазаренко В.И., Оболенская Т.А., Калинин Н.В.
Жаропрочность металлов и сплавов.....

Ламнауэр Н.Ю.
Показатели безотказности вращающихся изделий.....

Малицкий И.Ф., Чернятина Е.В.

Методика наладки полуавтомата сборки колесной пары
рельсового транспорта.....

Мартинев А.П., Тріш Р.М.

Аналіз сучасного стану нормування точності геометричних
параметрів виробів у машинобудуванні.....

Мовшович А.Я., Ищенко М.Г., Ищенко Г.И.

Надежность системы универсально–сборочных приспособлений.
Критерии надежности.....

Мовшович А.Я., Этингант А.А., Этингант А.И.

Магнит головки наведения НЗК.....

Романов С.В., Коваленко И.В.

Расчет параметров индукционно-нагревательного оборудования,
применяемого для критических технологий.....

Фролов Е.А., Носенко О.Г., Дерябкина Е.С.

Выбор эффективного метода интенсификации процессов
формообразования листовых деталей сложных форм из
высокопрочных конструкционных сталей.....

**Економіка та управління машинобудівними
підприємствами.....**

Юхнов Б.Ю., Яшинов О.Л.

Інноваційний розвиток підприємств машинобудування:
кластерна модель.....

Відомості про авторів.....

До уваги авторів.....

ПРОЕКТУВАННЯ ВУЗЛІВ І МЕХАНІЗМІВ ПТМ В СЕРЕДОВИЩІ AUTODESK INVENTOR НА ПРИКЛАДІ ГІДРАВЛІЧНОГО БУФЕРА

1. Постановка проблеми

Сучасне життя вимагає від машинобудівних підприємств великої конкурентоспроможності. Не є виключенням і підприємства, що проектують і виробляють підйомно-транспортні машини. Проектна документація повинна виконуватись швидко та відповідати всім нормам ЄСКД, а об'єкт проектування – по можливості мати не тільки двовимірне зображення, але й, для більшої наочності, бути представленим в тривимірному вигляді (хоча б загальний вид). Отже, в сучасному машинобудівному виробництві досить широко використовуються різноманітні Системи автоматизованого проектування (САПР). Завдяки цим технологіям скорочуються час і кошти, підвищується якість проектування, з'являються інноваційні рішення. Однією з таких САПР є Autodesk Inventor.

2. Виклад основного матеріалу

Autodesk Inventor – параметрична система тривимірного твердотілого та поверхневого проектування, що призначена для створення цифрових прототипів промислових виробів і їх проектної документації. Також в середовищі Autodesk Inventor можна виконувати інженерний аналіз виробу та перевірку його в дії. Новітній принцип проектування – функціональне проектування, що не обмежується геометричним моделюванням. Етапи функціонального проектування та завдання, які вирішуються при формуванні цифрового прототипу виробу, показані на рис. 1.

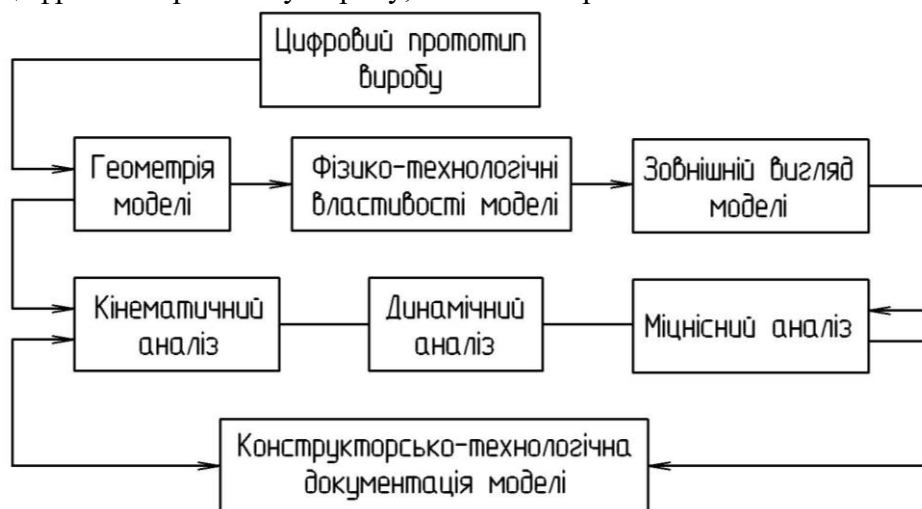


Рис. 1 – Функціональні можливості Autodesk Inventor

Іншими словами, при створенні виробу спочатку створюються окремі деталі; вказується матеріал, з якого вони виготовлені, для надання їм фізичних властивостей; на окремі деталі накладаються залежності тим самим перетворюючи їх в цілісне складання; виконується інженерний аналіз отриманого виробу на міцність, стійкість тощо; створюється проектна документація виробу.

Інструментальні засоби Autodesk Inventor забезпечують повний цикл конструювання та створення конструкторської документації. Autodesk Inventor містить такі показники:

- значно скорочується цикл розробки моделі конструкції;

- реалізована можливість спільної роботи над конструкцією всіх розробників, зокрема груп інженерів, які знаходяться на великому віддаленні один від одного;
- реалізована можливість вводу користувальних примітивів в параметричному вигляді з метою наступного повторного використання;
- забезпечується доступ до тримірної моделі конструкції не тільки розробникам, а й всім групам користувачів, які задіяні в роботі над проектом.

Ці показники підкріплені такими функціями:

- адаптивне конструювання (забезпечуються дуже високі часові й ергономічні характеристики конструювання, а всі конструктивні елементи, які можуть бути використані в процесі роботи над проектом, завжди несуть в собі найостаннішу інформацію про всі операції та оновлення, що відбувалися з ними);
- адаптивне компонування (при завершенні створення загальної конструкції моделі система дозволяє змінити форму деталі, що представлена у вигляді рисунка чи ескізу, та накласти всі взаємні зв'язки для даної деталі в конструкції таким чином, як це передбачено розробником на початковому етапі роботи над конструкцією);
- вбудований конструктор елементів;
- інструментарій, який забезпечує спільну роботу над документацією;
- системи підтримки та супроводження процесу конструювання.

Все вищезгадане обумовило виготовлення проектної документації дослідного зразку гідравлічного буферу захисної системи вантажопідіймальних кранів у кінцевих ділянках шляху [1] в середовищі Autodesk Inventor. На рис. 2 представлена тривимірна твердотільна модель гідравлічного буфера.



Рис. 2 – Тривімірна твердотільна модель гідравлічного буфера

На рис. 3 показаний браузер моделі гідравлічного буфера, в якому послідовно відображуються всі операції, що проводяться з виробом, та складові частини виробу.

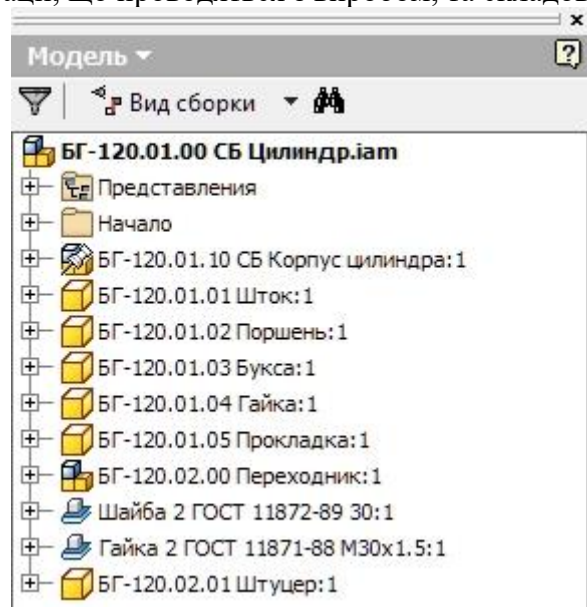


Рис. 3 – Цифрова модель гідравлічного буфера

Проектування деталей гідравлічного буфера та їх з'єднання в складання проводилось з використанням команд проектування та розрахунку (команда проектування осей, команда проектування різбових з'єднань, тощо). Окремі деталі складання мають окремий колір, в залежності від матеріалу, з якого вони виконані (прокладка пофарбована в чорний колір).

Моделі деталей, створені в Autodesk Inventor, складаються з конструктивних елементів, які описують їх об'ємну геометричну форму. Компонування моделі деталі з об'ємних конструктивних елементів можна представити як процес додавання чи видалення матеріалу від базової форми, що практично відповідає реальному процесу виготовлення деталі (відливання, фрезерування, точіння, свердлення отворів та ін.). На рис. 4 зображені компоненти гідравлічного буфера: 1 – циліндр; 2 – шток; 3 – поршень з ущільнювальними кільцями; 4 – букса; 5 – гайка; 6 – прокладка; 7 – шайба; 8 – гайка; 9 – фланець; 10 – бонка; 11 – штуцер; 12, 14 – гайка накидна; 13 – ніпель.

Autodesk Inventor дозволяє виконувати розрахунок напружень методом кінцевих елементів (МКЕ). Це дає можливість проектувальнику оптимізувати геометрію виробу за міцністю чи надійністю, протестувавши декілька варіантів.

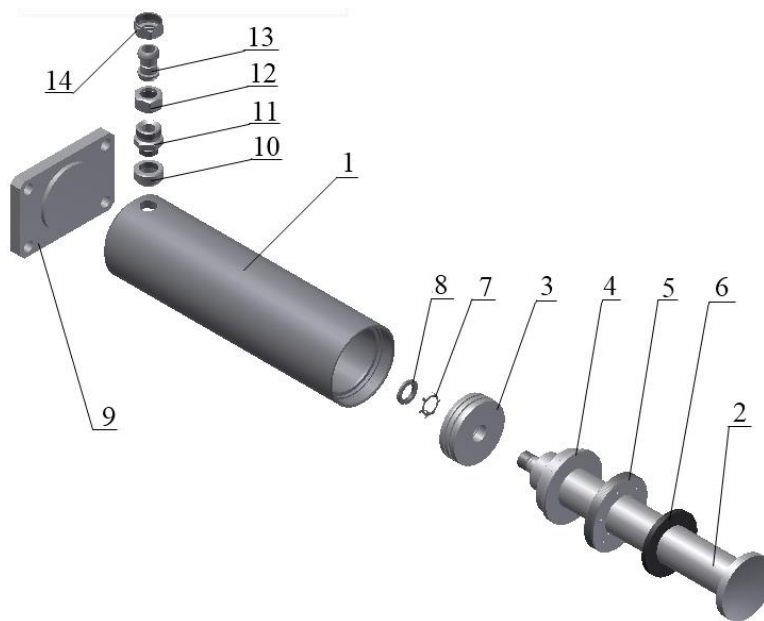


Рис. 4 – Компоненти гідравлічного буфера

Завдяки можливостям Autodesk Inventor, було зроблено інженерний аналіз всіх деталей гідравлічного буфера та обрано їх оптимальні геометричні параметри в залежності від напружень в них, які виникають при роботі даного виробу. На рис. 5 показаний аналіз циліндра на міцність під дією тиску 10 МПа (саме такий тиск створює робоча рідина при ударі буфера вантажопідіймального крана в тупиковий упор).

Як видно з аналізу діаграми напружень (рис. 5), найбільші напруження не перевищують 50 МПа, що для сталі 09Г2С, з якої буде виготовлено циліндр, є цілком прийнятним.

Отримані результати повністю співпадають з результатами розрахунку напружень в середовищі Ansys. Крім того, результати були порівняні з розрахунками тангенціальних напружень в стінці циліндра за формулою для товстостінних циліндрів [2]:

$$\sigma_{\theta} = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_2^2}{r_1^2} \right),$$

де p – тиск на внутрішню поверхню циліндра, що створюється робочою рідиною;

r_1 – внутрішній радіус циліндра;

r_2 – зовнішній радіус циліндра.

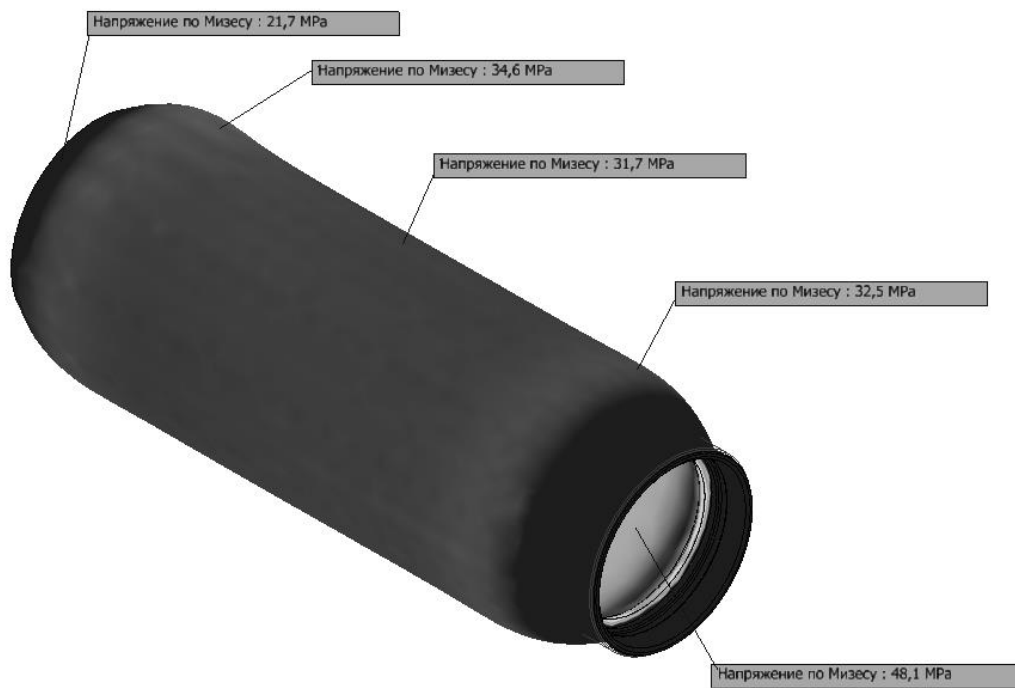


Рис. 5 – Діаграма напружень в циліндрі

Отже, для циліндра з внутрішнім радіусом $r_1 = 120$ мм і зовнішнім радіусом $r_2 = 150$ мм тангенційні напруження становлять $\sigma_\theta = 45,6$ МПа, що також цілком відповідає результатам, отриманим в середовищі Autodesk Inventor.

Autodesk Inventor дозволяє виконувати асоціативні креслення деталей (складань) та реалізує такі принципи їх формування:

- використання шаблону, налаштованого згідно до вимог ЄСКД;
- використання спеціальних макросів, що дозволяють створювати формат креслення, заповнювати основний надпис формату;
- використання властивостей моделі деталі (складання) для заповнення основного надпису;
- створення видів на різних аркушах;
- переміщення видів з одного аркуша на інший;
- внесення структури моделі для формування розрізів.

На рис. 6 показане складальне креслення гідравлічного буфера та його аксонометрія.

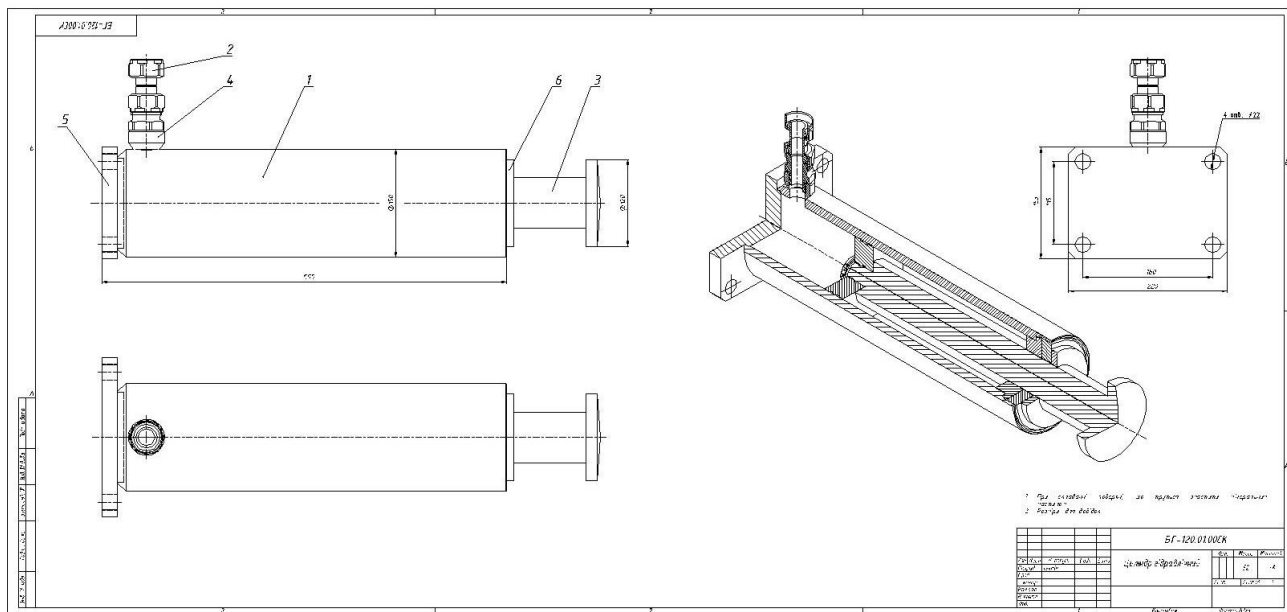


Рис. 6 – Складальне креслення гідравлічного буфера з аксонометрією

Можливості Autodesk Inventor дозволяють з тривимірної моделі робити будь-які двовірні види, розрізи, перерізи тощо.

Висновки

Сучасна САПР Autodesk Inventor дозволяє швидко і на високому технічному рівні виконувати проектну документацію вантажопідіймальної техніки у відповідності до норм ЄСКД. Вбудовані модулі дозволяють виконувати інженерний аналіз виробів та оптимізувати їх оптимальні геометричні розміри.

Аналіз напружень, які виникають в циліндрі гідравлічного буфера при наїзді крана на тупиковий упор, за різноманітними методиками показав, що:

- 1) результати розрахунку МКЕ в середовищі Autodesk Inventor співпадають з результатами розрахунку МКЕ в середовищі Ansys;
- 2) результати розрахунку МКЕ в середовищі Autodesk Inventor відрізняються на 7 % від результатів, отриманих за формулою для товстостінних циліндрів, що є цілком прийнятним.

Список використаних джерел:

1. Пат. 69229 Україна, МПК F16 F 5/00. Захисна система вантажопідіймальних кранів у кінцевих ділянках шляху / С. Л. Смоляков, І. І. Ісьєміні ; Укр. інж.-пед. акад. – № u 2011 11415 ; Заявл. 27.09.2011 ; Опубл. 25.04.2012, Бюл. № 8. – 4 с. : рис.
2. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – 2-е изд., перераб. и доп. – К. : Наук. думка, 1988. – 734 с.

Ісьєміні І.І., Смоляков С.Л. «Проектування вузлів і механізмів ПТМ в середовищі Autodesk Inventor на прикладі гідравлічного буфера».

В статті розглянуті можливості програми Autodesk Inventor для створення проектної документації підйомно-транспортних машин на прикладі гідравлічного буфера захисної системи вантажопідіймальних кранів у кінцевих ділянках шляху. За допомогою Autodesk Inventor методом кінцевих елементів були розраховані напруження, що виникають в циліндрі гідравлічного буфера при наїзді крана на тупиковий упор. Результати розрахунків були порівняні з результатами, отриманими за іншими методиками.

Ключові слова: проектна документація, метод кінцевих елементів, гідравлічний буфер, інженерний аналіз, твердотільна модель.

Исьмени И.И., Смоляков С.Л. «Проектирование узлов и механизмов ПТМ в среде Autodesk Inventor на примере гидравлического буфера».

В статье рассмотрены возможности программы Autodesk Inventor для создания проектной документации подъемно-транспортных машин на примере гидравлического буфера защитной системы грузоподъемных кранов в тупиковых участках пути. С помощью Autodesk Inventor методом конечных элементов были рассчитаны напряжения, возникающие в цилиндре гидравлического буфера при наезде крана на тупиковый упор. Результаты расчетов сравнивались с результатами, полученными по другим методикам.

Ключевые слова: проектная документация, метод конечных элементов, гидравлический буфер, инженерный анализ, твердотельная модель.

Isyemini I.I., Smolyakov S.L. “The design of the assemblies and mechanisms of the lifting-and-shifting machines with software Autodesk Inventor”.

In the article potentials of software Autodesk Inventor for design documentation of the lifting-and-shifting machines creation by example of hydraulic buffer of the hoisting crane protective system in the ends of crane runway is considered. With Autodesk Inventor by the finite-element method the stresses that appear in the cylinder of hydraulic buffer by running of crane into an end stop were rated. The calculation results with outputs received with another methods were compared.

Key words: design documentation, finite-element method, hydraulic buffer, engineering analysis, solid model.

Стаття надійшла до редакції 8 листопада 2012 р.

ОПТИМІЗАЦІЯ РУХУ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА ІЗ ТРАВЕРСНОЮ ПІДВІСКОЮ ВАНТАЖУ МЕТОДОМ ДИНАМІЧНОГО ПРОГРАМУВАННЯ

1. Постановка проблеми

У багатьох вантажопідйомних кранах до гнучкої підвіски закріплена траверса, а безпосередньо до траверси – вантажозахватний орган з вантажем. Оскільки маса траверси може бути у деяких випадках порівняна з масою вантажу, то вона впливає на динаміку руху крана. Оптимізація режимів руху вантажопідйомного крана без врахування маси траверси може мати негативний результат у плані досягнення мети керування, наприклад, усунення коливань вантажу, переміщення крана із вантажем на задану відстань тощо.

Важливою задачею для вантажопідйомних кранів є встановлення керування, при якому будуть усуватися зовнішні впливи, викликані, наприклад, вітровими поривами. Таке керування прийнято називати керуванням у вигляді зворотного зв'язку. Використовуючи оптимальне керування краном у вигляді зворотного зв'язку на практиці ефективність експлуатації крана може значно покращитись. Це викликано рядом причин: зменшенням втомлюваності оператора крана (в ідеалі кранівник лише задає мету керування та слідує за виконанням процесу), збільшенням точності позиціювання вантажу, зменшенням енергетичних витрат на виконання переміщення тощо.

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій

Більшість дослідників динаміки руху вантажопідйомних кранів користуються двомасовою динамічною моделлю [1-5]. Така модель є нескладною і дозволяє достатньо точно оцінити рух реальної конструкції крана із вантажем на гнучкому підвісі. Однак, якщо конструкція крана обладнана траверсною підвіскою вантажу, то неврахування маси траверси може викликати розбіжність теоретичних та практичних результатів. Тому для проведення досліджень крана із траверсною підвіскою вантажу необхідно прийняти тримасову динамічну модель [6]. Така модель дає змогу адекватно відтворити динаміку руху крана із вантажем. У роботі [6], також проведена оптимізація перехідних режимів руху крана із траверсною підвіскою за допомогою прямого варіаційного методу. Даний метод дозволяє встановити оптимальне програмне керування рухом крана.

3. Постановка мети та задач дослідження

Метою приведеного дослідження є синтез оптимального керування вантажопідйомним краном із траверсною підвіскою вантажу методом динамічного програмування. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання: 1) побудувати математичну модель руху крана із траверсною підвіскою вантажу у вигляді системи канонічних диференціальних рівнянь; 2) синтезувати оптимальне керування краном у вигляді зворотного зв'язку для відкритої області керувань; 3) знайти оптимальне керування краном для області керувань обмеженої наперед встановленими границями; 4) проаналізувати отримані результати та вказати шляхи подальших досліджень.

4. Виклад основного матеріалу

Для опису руху крана з траверсною підвіскою вантажу використаємо тримасову динамічну розрахункову модель (рис. 1.) [6], у якій приймаються зосередженими маси візка m_1 , траверси m_2 та вантажу m_3 .

Опис руху представленої схеми за допомогою методу Даламбера [7] записується диференціальними рівняннями руху мас:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \frac{g}{l_1} (x_1 - x_2) = F - W \text{sign}(\dot{x}_1); \\ m_2 \ddot{x}_2 - m_2 \frac{g}{l_1} (x_1 - x_2) + m_3 \frac{g}{l_2} (x_2 - x_3) = 0; \\ \ddot{x}_3 - \frac{g}{l_2} (x_2 - x_3) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де m_1 – маса вантажного візка; m_2 – маса траверси; m_3 – маса вантажу; x_1, x_2, x_3 – координати центрів мас відповідно візка траверси і вантажу під час руху; g – прискорення вільного падіння; l_1 – довжина гнучкого підвісу, яка з'єднує візок та траверсу; l_2 – довжина гнучкого підвісу, яка з'єднує траверсу та вантаж; F – приводне (тягове або гальмівне) зусилля, що діє на візок; W – сила опору переміщенню, що діє на візок. Загалом схема, зображена на рис. 1, представляє собою рухомий подвійний математичний маятник.

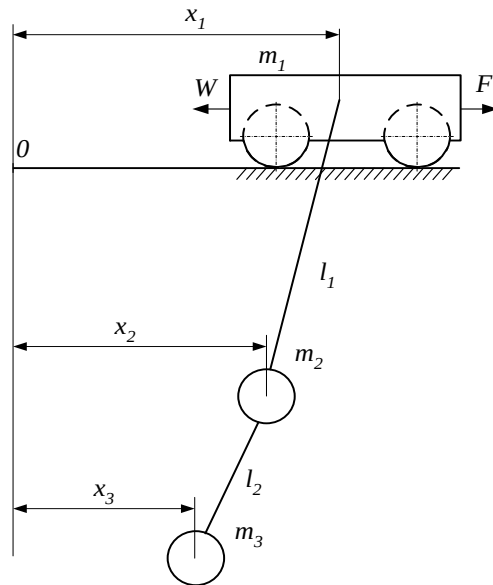


Рис. 1 – Розрахункова динамічна модель руху крана із траверсною підвіскою вантажу

Будемо вважати, що при переміщенні крана протягом гальмування він не змінює свою швидкість, тобто $\text{sign } \dot{x}_1 = 1$. Систему рівнянь (1) подамо у вигляді одного диференціального рівняння шостого порядку:

$${}^{\text{VI}} x_3 + A {}^{\text{IV}} x_3 + B \ddot{x}_3 = \frac{F - W}{m_1} \Omega_{01}^2 \Omega_{02}^2, \quad (2)$$

де A і B – коефіцієнти, які визначаються наступними виразами:

$$A = \Omega_{01}^2 \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) + \Omega_{02}^2 \left(1 + \frac{m_3}{m_2} \right), \quad B = \Omega_{01}^2 \Omega_{02}^2 \left(1 + \frac{m_2}{m_1} + \frac{m_3}{m_2} \right); \quad \Omega_{01} \text{ і } \Omega_{02} - \text{власні}$$

частоти коливань математичних маятників із вантажами m_2 і m_3 відповідно, закріпленими на гнучкому підвісі довжиною l_1 та l_2 , відносно нерухомої точки підвісу ($\Omega_{01} = \sqrt{\frac{g}{l_1}}$,

$\Omega_{02} = \sqrt{\frac{g}{l_2}}$). Ввівши позначення $u = \frac{F - W}{m_1} \Omega_{01}^2 \Omega_{02}^2$ та $y_0 = x_3$ запишемо диференціальне рівняння (2) у канонічному вигляді:

$$\begin{cases} \dot{y}_0 = y_1; \\ \dot{y}_1 = y_2; \\ \dot{y}_2 = y_3; \\ \dot{y}_3 = y_4; \\ \dot{y}_4 = y_5; \\ \dot{y}_5 = u - Ay_4 - By_2. \end{cases} \quad (3)$$

Рух крана із траверсною підвіскою вантажу характеризується початковими умовами, які можна записати у вигляді вектора початкових умов $\mathbf{y}(\mathbf{0}) = \{y_0(0), y_1(0), y_2(0), y_3(0), y_4(0), y_5(0)\}$.

Для усунення коливань вантажу у момент загальмовування крана необхідно, щоб виконувались такі кінцеві умови $\mathbf{y}(\mathbf{T}) = \{y_0(T), y_1(T), y_2(T), y_3(T), y_4(T), y_5(T)\} = 0$.

Для синтезу керування необхідно задати критерій оптимальності, який визначить одне оптимальне керування із усієї множини можливих. Критерієм оптимальності руху крана протягом його гальмування приймемо інтегральний функціонал:

$$I = \int_0^T \left(\sum_{i=0}^{n=5} \delta_i y_i^2 + \delta_6 u^2 \right) dt \rightarrow \min, \quad (4)$$

де $\delta_0, \delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4, \delta_5$ – деякі коефіцієнти. Ці коефіцієнти можна розрахувати за наступною формулою:

$$\delta_j = k_j \tilde{I}_j, \quad j = 0, 1, 2, 3, 4, 5, \quad (5)$$

де k_j – ваговий коефіцієнт, який враховує важливість відповідного j -го показника у структурі критерію; $\tilde{I}_j$ – деякий коефіцієнт, який приводить розмірність j -го показника у структурі критерію (4) до безрозмірного вигляду. Критерій (4) є комплексним лінійно-квадратичним інтегральним критерієм і відображає як фазові координати динамічної системи, так і „витрати” на керування нею.

Керування, яке необхідно знайти, не може бути яким завгодно за величиною. Тому необхідно встановити межі допустимої області, в якій шукається оптимальне керування. Границі такої області визначаються величиною максимальної величини керування, яка у свою чергу визначається перевантажувальною здатністю приводу крана. Перевантажувальну здатність приводу крана необхідно розуміти у „широкому” сенсі – це обмеження по величині електромагнітного моменту двигуна, по величині струму та тривалості його протікання в обмотках двигуна. Крім того, оптимальне керування реалізується за допомогою керованого приводу, тому необхідно також враховувати обмеження накладені на перетворювальні пристрої (частотний перетворювач, пристрій плавного пуску тощо), які живлять двигун. У загальному вигляді обмеження на керування можуть бути записані таким чином:

$$u \in U = \bigcap_k P_q(t, y_i, a_e), \quad q = 1, \dots, Q; \quad i = 0, \dots, I; \quad e = 1, \dots, E, \quad (6)$$

де P_q – деяка q -та множина, яка є складною функцією своїх аргументів; Q - кількість множин, які формують множину U , до якої належить керування u ; I - кількість фазових координат динамічної системи; E - кількість параметрів динамічної системи, які є аргументами q -тої множини P_q . Для даної задачі оптимального керування краном вираз (6) можна подати у такому вигляді:

$$u \in U = u_{M_{\max}} \bigcap u_{I_{\max} \cdot t_{\max}}, \quad (7)$$

де $u_{M_{\max}}$ – максимально допустиме керування, яке виплаває із умови неперевищення максимального моменту двигуна асинхронного електродвигуна приводу крана $M_{\max}$;
 $u_{I_{\max} \cdot t_{\max}}$ – максимально допустиме керування, яке виплаває із умови неперевищення максимально допустимого струму, який протікає в обмотках двигуна і по джерелу живлення двигуна $I_{\max}$ та максимально допустимій тривалості $t_{\max}$ протікання струму $I_{\max} \cdot u_{M_{\max}}$ та $u_{I_{\max} \cdot t_{\max}}$ є складними функціями:

$$u_{I_{\max} \cdot t_{\max}} = f(y_5, \omega_0, U_{\text{живл}}, R_1, R_2', X_1, X_2', r_{\text{кол}}, m_1, u_{\text{пер}}), \quad (8)$$

$$u_{I_{\max} \cdot t_{\max}} = f(y_5, \omega_0, U_{\text{æðæ}}, R_1, R_2', X_1, X_2', r_{\text{æð}}, m_1, u_{\text{æð}}), \quad (9)$$

де ω_0 – швидкість ідеального холостого ходу двигуна приводу крана; $U_{\text{живл}}$ – напруга живлення двигуна; R_1, R_2' – активний опір статора та приведений активний опір ротора відповідно; X_1, X_2' – реактивний опір статора та приведений реактивний опір ротора відповідно; $r_{\text{кол}}$ – радіус колеса крана; $u_{\text{пер}}$ – передаточне число приводу крана. Зазначимо, що обмеження (7) є складними для аналітичного розв'язання задачі, тому спростимо їх. Будемо вважати, що обмеження (7) не залежать від фазових координат динамічної системи, напруга і частота напруги живлення двигуна, а також параметри самого двигуна R_1, R_2' і X_1, X_2' незмінні в часі. Тоді вираз (7) можна замінити таким:

$$|u| \leq u_{\max}. \quad (10)$$

Таким чином, здійснена постановка задачі оптимального керування динамічною системою „кран із траверсною підвіскою – вантаж”. Ця задача полягає у тому, щоб перевести динамічну систему із початкового положення, яке характеризується початковими умовами у кінцеве, яке характеризується кінцевими умовами. При цьому критерій оптимальності (4) повинен бути якнайменшим. Крім того, накладаються обмеження на керування у вигляді нерівності (10), а момент закінчення керування T є нефіксованим.

Для розв'язування задачі оптимального керування використаємо метод динамічного програмування [8]. Даний метод синтезу оптимального керування дає змогу знати керування у вигляді функції фазових координат динамічної системи. Це керування у вигляді зворотного зв'язку. Основне функціональне рівняння для даної задачі записується таким чином:

$$\min \left(\sum_{i=0}^{n-5} \delta_i y_i^2 + \delta_6 u^2 + \frac{\partial S}{\partial y_0} y_1 + \frac{\partial S}{\partial y_1} y_2 + \frac{\partial S}{\partial y_2} y_3 + \frac{\partial S}{\partial y_3} y_4 + \frac{\partial S}{\partial y_4} y_5 + \frac{\partial S}{\partial y_5} (u - Ay_4 - By_2) \right) = 0, \quad (11)$$

де S – функція Беллмана. Задачу будемо розв'язувати для випадку коли на керування u не накладено обмежень (10). Це дасть змогу знайти аналітичний розв'язок задачі. Однак у подальшому ми врахуємо нерівність (10). Мінімум лівої частини рівняння (11) будемо шукати по функції u , для чого продиференціюємо її за u та прирівняємо отримане до нуля:

$$2\delta_6 u + \frac{\partial S}{\partial y_5} = 0. \quad (12)$$

Знайдемо з рівняння (12) функцію u :

$$u = -\frac{1}{2\delta_6} \frac{\partial S}{\partial y_5}. \quad (13)$$

Пересвідчимося у тому, що функція (13) доставляє виразу (11) мінімум, для чого продиференціюємо вираз (12) ще раз за u :

$$\frac{\partial}{\partial u} \left(2\delta_6 u + \frac{\partial S}{\partial y_5} \right) = 2\delta_6 > 0. \quad (14)$$

Таким чином, вираз (13) буде доставляти лівій частині виразу (11) мінімум. У виразі (14) використано строгу нерівність, оскільки при $\delta_6 = 0$ рівняння (12) перетворюється у тривіальне і оптимальне керування неможливо знайти. Підставимо вираз (13) у рівняння (11), в результаті чого будемо мати:

$$\begin{aligned} & y_2 \left(\frac{\partial S}{\partial y_1} y_2 - B \frac{\partial S}{\partial y_5} \right) + y_0^2 \delta_0 + y_1 \left(\frac{\partial S}{\partial y_0} + y_1 \delta_1 \right) + y_2^2 \delta_2 + y_3 \left(\frac{\partial S}{\partial y_2} + y_3 \delta_3 \right) + \\ & + y_4 \left(\frac{\partial S}{\partial y_3} - A \frac{\partial S}{\partial y_5} + y_4 \delta_4 \right) + y_5 \left(\frac{\partial S}{\partial y_4} + y_5 \delta_5 \right) - \left(\frac{\partial S}{\partial y_5} \right)^2 \frac{1}{4\delta_6} = 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Рівняння (15) є нелінійним диференціальним рівнянням у частинних похідних. Будемо шукати його розв'язок у вигляді квадратичної форми, як це прийнято при розв'язуванні подібних задач [9]:

$$\begin{aligned} S = & A_0 y_0^2 + A_1 y_1^2 + A_2 y_2^2 + A_3 y_3^2 + A_4 y_4^2 + A_5 y_5^2 + A_6 y_0 y_1 + A_7 y_0 y_2 + \\ & + A_8 y_0 y_3 + A_9 y_0 y_4 + A_{10} y_0 y_5 + A_{11} y_1 y_2 + A_{12} y_1 y_3 + A_{13} y_1 y_4 + A_{14} y_1 y_5 + \\ & + A_{15} y_2 y_3 + A_{16} y_2 y_4 + A_{17} y_2 y_5 + A_{18} y_3 y_4 + A_{19} y_3 y_5 + A_{20} y_4 y_5, \end{aligned} \quad (16)$$

де $A_0, A_1, A_2, \dots, A_{20}$ – постійні коефіцієнти, які необхідно визначити. Візьмемо частинні похідні з виразу (16) за фазовими координатами динамічної системи:

$$\frac{\partial S}{\partial y_0} = 2A_0 y_0 + A_6 y_1 + A_7 y_2 + A_8 y_3 + A_9 y_4 + A_{10} y_5, \quad (17)$$

$$\frac{\partial S}{\partial y_1} = A_6 y_0 + 2A_1 y_1 + A_{11} y_2 + A_{12} y_3 + A_{13} y_4 + A_{14} y_5, \quad (18)$$

$$\frac{\partial S}{\partial y_2} = A_7 y_0 + A_{11} y_1 + 2A_2 y_2 + A_{15} y_3 + A_{16} y_4 + A_{17} y_5, \quad (19)$$

$$\frac{\partial S}{\partial y_3} = A_8 y_0 + A_{12} y_1 + A_{15} y_2 + 2A_3 y_3 + A_{18} y_4 + A_{19} y_5, \quad (20)$$

$$\frac{\partial S}{\partial y_4} = A_9 y_0 + A_{13} y_1 + A_{16} y_2 + A_{18} y_3 + 2A_4 y_4 + A_{20} y_5, \quad (21)$$

$$\frac{\partial S}{\partial y_5} = A_{10} y_0 + A_{14} y_1 + A_{17} y_2 + A_{19} y_3 + A_{20} y_4 + 2A_5 y_5. \quad (22)$$

Підставимо вирази (17-22) у рівняння (15) і після винесення спільних множників за дужки отримаємо:

$$\begin{aligned} & y_0^2 \left(\delta_0 - \frac{A_{10}^2}{4\delta_6} \right) + y_1^2 \left(A_6 + \delta_1 - \frac{A_{14}^2}{4\delta_6} \right) + y_2^2 \left(A_{11} - BA_{17} + \delta_2 - \frac{A_{17}^2}{4\delta_6} \right) + y_3^2 \left(A_{15} + \delta_3 - \frac{A_{19}^2}{4\delta_6} \right) + y_4^2 \left(A_{18} - AA_{20} + \right. \\ & + \delta_4 - \frac{A_{20}^2}{4\delta_6} \left. \right) + y_5^2 \left(A_{20} + \delta_5 - \frac{A_5}{\delta_6} \right) + y_0 y_1 \left(A_6 - \frac{A_{10} A_{14}}{2\delta_6} \right) + y_0 y_2 \left(A_6 - BA_{10} - \frac{A_{10} A_{17}}{2\delta_6} \right) + y_0 y_3 \left(A_7 - \frac{A_{10} A_{19}}{2\delta_6} \right) + \\ & + y_0 y_4 \left(AA_{10} + A_8 - \frac{A_{10} A_{20}}{2\delta_6} \right) + y_0 y_5 \left(A_9 - \frac{A_{10} A_5}{\delta_6} \right) + y_1 y_2 \left(2A_1 - BA_{14} + A_7 - \frac{A_{14} A_{17}}{2\delta_6} \right) + y_1 y_3 \left(A_{11} - A_8 - \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{A_{14}A_{19}}{2\delta_6} \Big) + y_1y_4 \Big(A_{12} - BA_{19} + 2A_2 - \frac{A_{17}A_{19}}{2\delta_6} \Big) + y_1y_5 \Big(A_{12} - BA_{19} + 2A_2 - \frac{A_{17}A_{19}}{2\delta_6} \Big) + y_2y_3(A_{14} - A_{16} - 2 \times \\
& \times BA_5 - \frac{A_{17}A_5}{\delta_6} \Big) + y_2y_4 \Big(A_{12} - AA_{14} + A_9 - \frac{A_{14}A_{20}}{2\delta_6} \Big) + y_2y_5 \Big(A_{10} - A_{13} - \frac{A_{14}A_5}{\delta_6} \Big) + y_3y_4(A_{13} + A_{15} - AA_{17} - \\
& - BA_{20} - \frac{A_{17}A_{20}}{2\delta_6} \Big) + y_3y_5 \Big(A_{16} + AA_{19} + 2A_3 - \frac{A_{19}A_{20}}{2\delta_6} \Big) + y_4y_5 \Big(A_{17} + A_{18} - \frac{A_{19}A_5}{\delta_6} \Big) = 0.
\end{aligned} \tag{23}$$

Рівняння (23) буде справедливим у тому випадку, коли вирази у дужках будуть рівні нулю, оскільки фазові координати динамічної системи одночасно не можуть бути рівні нулю. Тому рівняння (23) можна замінити на систему нелінійних алгебраїчних рівнянь, яка отримана шляхом прирівнювання до нуля виразів у дужках із рівняння (23). Не будемо записувати цю систему оскільки вона є досить громіздкою. Отриману систему рівнянь розв'язати у аналітичному вигляді досить важко тому спростимо її. Для цього подамо вираз (13), із врахуванням формули (22), у такому вигляді:

$$u = -\frac{A_{10}y_0 + A_{14}y_1 + A_{17}y_2 + A_{19}y_3 + A_{20}y_4 + 2A_5y_5}{2\delta_6}. \tag{24}$$

Таким чином, для знаходження невідомої функції u необхідно знайти лише шість коефіцієнтів $A_5, A_{10}, A_{14}, A_{17}, A_{19}, A_{20}$. Для визначення цих коефіцієнтів необхідно сформулювати шість рівнянь, які можна отримати із відомої системи рівнянь отриманої із виразу (23). Запишемо систему із шести нелінійних алгебраїчних рівнянь:

$$\left\{ \begin{aligned}
& \delta_0 - \frac{A_{10}^2}{4\delta_6} = 0; \\
& -BA_{10} + \frac{A_{14}^2}{4\delta_6} - \delta_1 - \frac{A_{10}A_{17}}{2\delta_6} = 0; \\
& \frac{A_{14}A_5}{\delta_6} - A_{10} - \delta_3 - \frac{A_{19}^2}{4\delta_6} - AA_{17} - BA_{20} - \frac{A_{17}A_{20}}{2\delta_6} = 0; \\
& A_{20} + \delta_5 - \frac{A_5^2}{\delta_6} = 0; \\
& A_{17} + AA_{20} - \delta_4 + \frac{A_{20}^2}{4\delta_6} - \frac{A_{19}A_5}{\delta_6} = 0; \\
& \frac{A_{14}A_{19}}{2\delta_6} - \frac{A_{10}^2A_{20}}{2\delta_6} - A - BA_{17} + \delta_2 - \frac{A_{17}^2}{4\delta_6} = 0.
\end{aligned} \right. \tag{25}$$

Перше рівняння системи (25) є незалежним від інших і можемо одразу записати:

$$A_{10} = \pm 2\sqrt{\delta_6\delta_0}. \tag{26}$$

Від'ємний корінь відкидаємо, оскільки він може призвести до нестійкості динамічної системи.

Систему рівнянь (25) будемо розв'язувати чисельним методом. Для цього задамо параметри динамічної системи: маса крана $m_1 = 1000 \text{ кг}$, маса траверси $m_2 = 300 \text{ кг}$, маса вантажу $m_3 = 1000 \text{ кг}$, довжина гнучкого підвісу $l_1 = 6 \text{ м}$, довжина гнучкого підвісу $l_2 = 2 \text{ м}$. Крім того, задамо величини вагових коефіцієнтів:

$\delta_0 = \delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = \delta_4 = \delta_5 = 0,1$, $\delta_6 = 0,4$. В результаті розрахунку отримали декілька дійсних та декілька комплексних коренів системи (25). Всі комплексні корені відкидаємо.

Крім того, відкидаємо від'ємні корені, оскільки вони можуть привести до нестійкості динамічної системи. Із врахуванням зроблених зауважень для вказаних вище параметрів системи маємо: $A_{14} = 4,98$, $A_{17} = 1,14$, $A_{19} = 7,11$, $A_{20} = 0,23$, $A_5 = 0,36$. Підставляючи знайдені величини коефіцієнтів у вираз (24), а вираз (24) у диференціальне рівняння (2) отримаємо лінійне диференціальне рівняння

$$x_3^{VI} + \frac{A_5}{\delta_6} x_3^V + \left(A + \frac{A_{20}}{2\delta_6} \right) x_3^{IV} + \frac{A_{19}}{2\delta_6} \ddot{x}_3 + (B + A_{17}) \ddot{x}_3 + \frac{A_{14}}{2\delta_6} \dot{x}_3 + \frac{A_{10}}{2\delta_6} x_3 = 0, \quad (27)$$

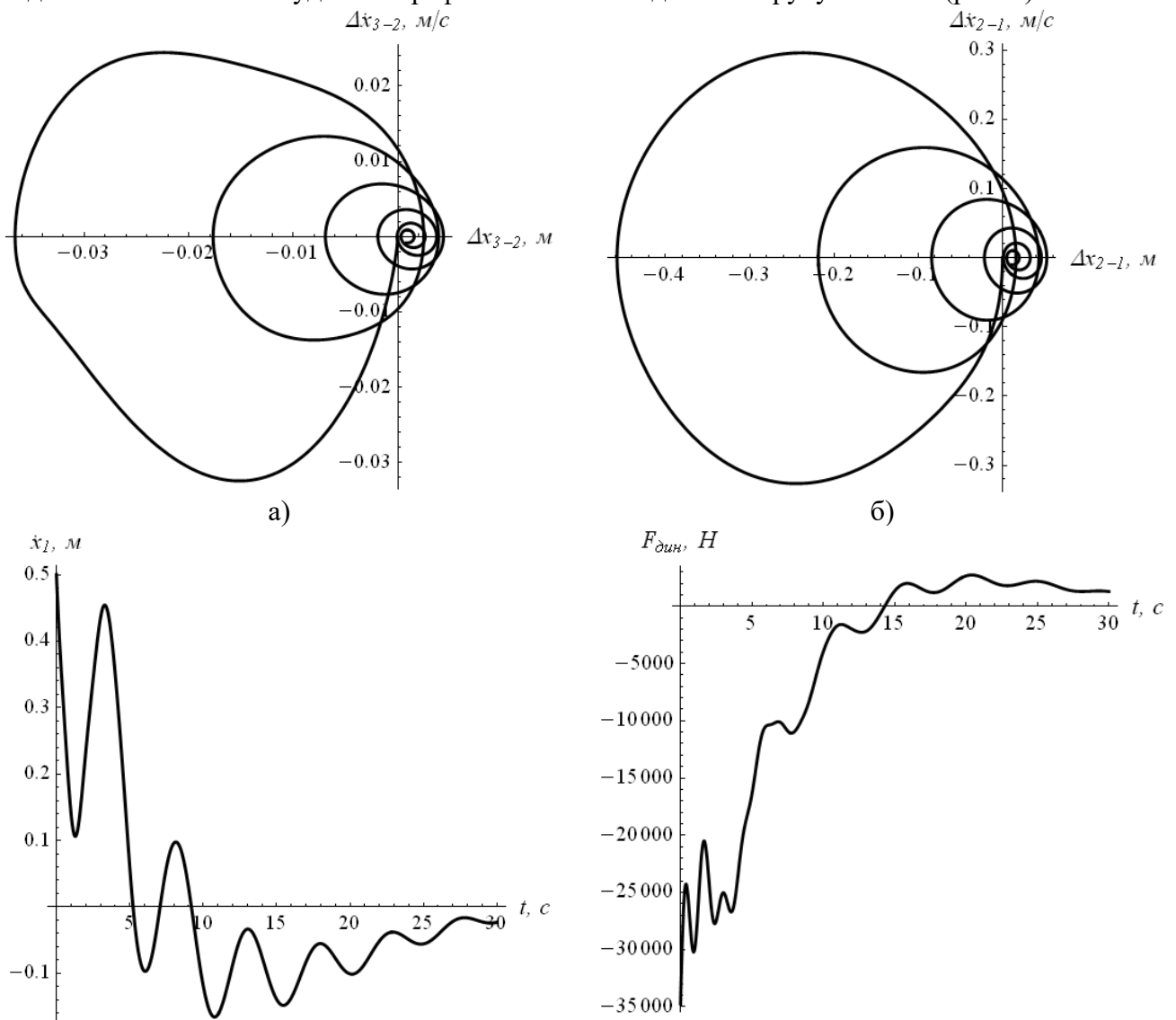
для розв'язання якого необхідно скласти характеристичне рівняння:

$$p^6 + \frac{A_5}{\delta_6} p^5 + \left(A + \frac{A_{20}}{2\delta_6} \right) p^4 + \frac{A_{19}}{2\delta_6} p^3 + (B + A_{17}) p^2 + \frac{A_{14}}{2\delta_6} p + \frac{A_{10}}{2\delta_6} = 0. \quad (28)$$

Алгебраїчне рівняння шостого порядку (28) неможливо розв'язати в радикалах. Тому будемо шукати чисельний розв'язок диференціального рівняння (27) методом Рунге-Кутта [10]. Початкові умови для чисельного інтегрування рівняння (27) такі:

$x_1(0) = x_2(0) = x_3(0) = 0$, $\dot{x}_1(0) = \dot{x}_2(0) = \dot{x}_3(0) = 0,5$ м/с. Такі початкові умови означають процес загальмовування крана з початкової швидкості 0,5 м/с, причому коливання мас на гнучких підвісах відсутні.

У результаті чисельного інтегрування отримано наближений розв'язок рівняння (27) за допомогою якого побудовано графічні залежності динаміки руху системи (рис. 2).



в)

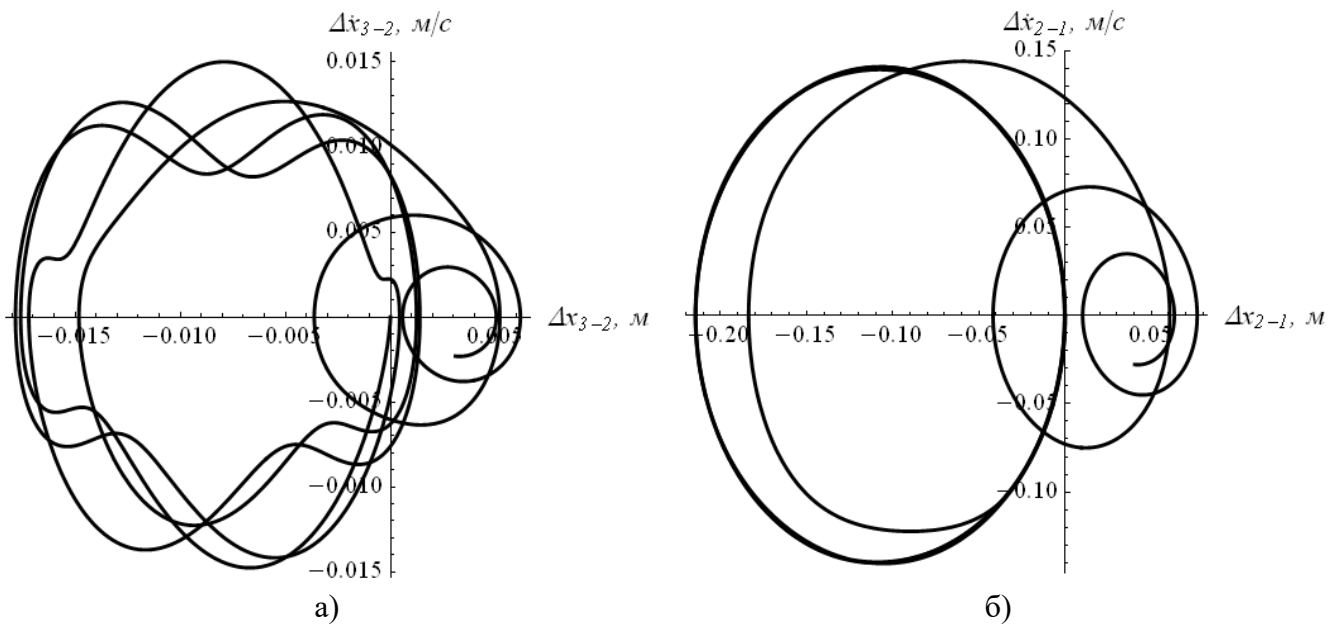
г)

Рис. 2 – Фазовий портрет коливань маси m_3 (а) відносно маси m_2 ; фазовий портрет коливань маси m_2 відносно маси m_1 , графік швидкості крана $\dot{x}_1$ (в), графік динамічної складової приводного зусилля $F_{дин}$ (г)

Аналіз графічних залежностей вказує на те, що коливання з плином часу затухають, що було необхідно за умовами задачі. Однак, інтенсивність затухання коливань є незначною. Крім того, існують принципові небажані властивості отриманого оптимального закону керування, а саме: знакозмінний характер швидкості та динамічної складової приводного зусилля, надзвичайно велика початкова величина динамічної складової приводного зусилля. Ці недоліки ставлять під сумнів практичну реалізацію синтезованого оптимального керування. Однак стверджувати те, що синтезований закон руху крана непридатний для практики не можна. Перш за все потрібно проаналізувати отриманий закон руху крана для виявлення позитивних його властивостей. Задача аналізу ускладнюється тим, що немає готових аналітичних залежностей, які б давали змогу оцінити вплив параметрів динамічної системи, величин вагових коефіцієнтів та початкових умов руху крана на його кінематичні та динамічні характеристики при оптимальному керуванні. Розв'язок задачі оптимізації руху крана із траверсною підвіскою виконаний без врахування обмежень (10). Для врахування цих обмежень використаємо простий прийом: сигнал оптимального керування пропустимо через нелінійний елемент типу „насичення”. У результаті отримаємо таке керування:

$$\tilde{u} = \begin{cases} u_{\max}, & \text{якщо } |u| \geq u_{\max}; \\ u, & \text{якщо } |u| \leq u_{\max}. \end{cases} \quad (29)$$

Покажемо, як таке керування впливає на динаміку руху системи. Для цього чисельно проінтегруємо диференціальне рівняння (2), причому права частина цього рівняння є кусочною функцією фазових координат динамічної системи та величини максимально допустимої величини керування. За отриманим результатом побудуємо графічні залежності (рис. 3). Для побудованих графіків параметри динамічної системи залишаються незмінними, а максимально допустима величина керування прийнята такою $u_{\max} = 1,5 \text{ м/с}^2$.



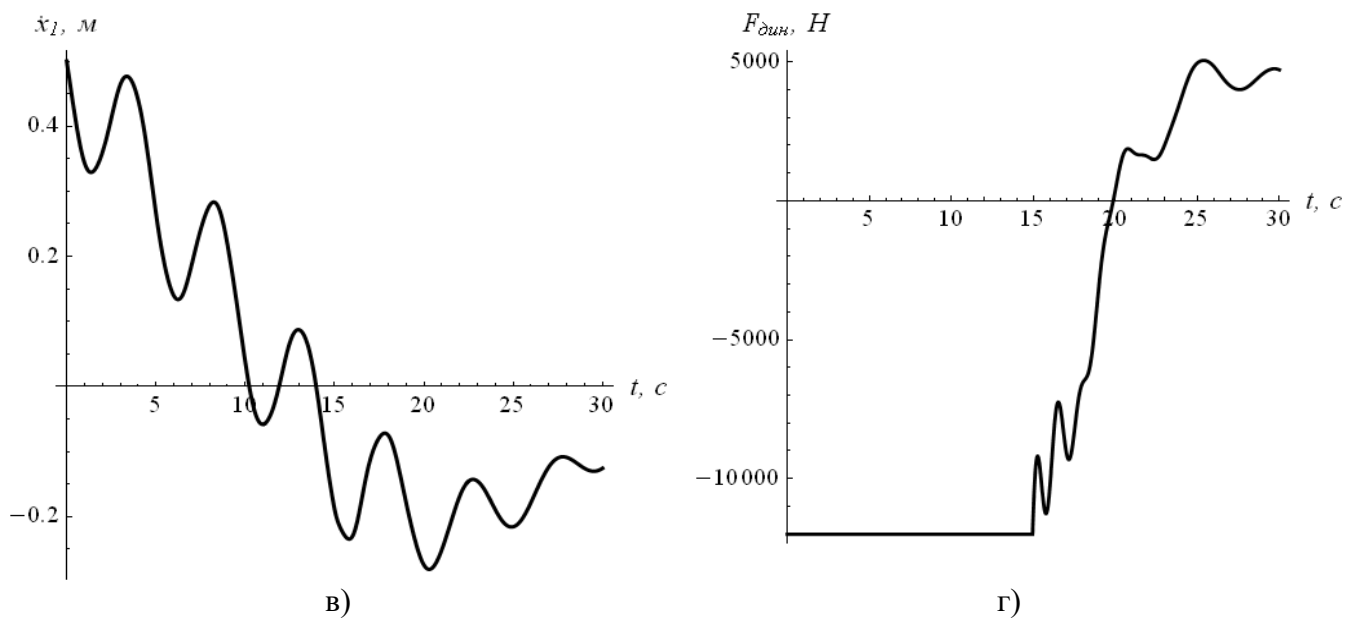


Рис. 3 – Фазовий портрет коливань маси m_3 (а) відносно маси m_2 ; фазовий портрет коливань маси m_2 відносно маси m_1 , графік швидкості крана $\dot{x}_1$ (в), графік динамічної складової приводного зусилля $F_{дин}$ (г)

Аналіз приведених графіків дає змогу встановити, що зменшення величини керування, яке діє на динамічну систему протягом режиму руху „затягує” перехідний процес гальмування. Звідси випливає логічний висновок: оптимальне керування обмежене границею допустимих значень усуває можливість перевантаження приводного двигуна, а також подовжує процес усунення коливань вантажу.

З практичної точки зору небажані властивості оптимального керування доповненого зоною нечутливості залишилися, що видно із графіків на рис. 3. Як вже зазначалось необхідні додаткові дослідження синтезованого керування для того, щоб встановити область його використання.

Тепер дослідимо закон керування (29) із використанням принципу максимуму [11]. Це необхідно для того, щоб з'ясувати, чи можна керування (29) назвати оптимальним. Тобто чи обмежене зоною нечутливості керування u залишається оптимальним чи ні? Для проведення такого дослідження запишемо Гамільтоніан для даної динамічної системи:

$$H = \sum_{v=0}^5 \psi_v y_v + \psi_6 (u - Ay_4 - By_2) - \left(\sum_{i=0}^5 \delta_i y_i^2 + \delta_6 u^2 \right), \quad (30)$$

де ψ_v – v -та спряжена змінна. Згідно принципу максимуму, необхідно таким чином керувати процесом, щоб Гамільтоніан (30) був максимальним. Для відкритої області керування ($u \in (-\infty; \infty)$) таке керування знаходиться з умов стаціонарності функції Гамільтона:

$$\frac{\partial H}{\partial u} = \psi_6 - 2\delta_6 u = 0. \quad (31)$$

З рівняння (31) отримаємо:

$$u = \frac{\psi_6}{2\delta_6}. \quad (32)$$

Для того, щоб пересвідчитись, що отримане керування (32) доставляє максимум Гамільтоніану (30), необхідно проаналізувати знак другої похідної Гамільтоніана по керуванню:

$$\frac{\partial^2 H}{\partial u^2} = -2\delta_3 < 0. \quad (33)$$

Вираз (32) справедливий для відкритої області керування. Однак, на керування накладаються обмеження у вигляді нестрогих нерівностей (10). Враховуючи обмеження (10) оптимальне керування можна подати у такому вигляді:

$$u = \begin{cases} u_{\max}, & \text{якщо } \left| \frac{\psi_6}{2\delta_6} \right| \geq u_{\max}; \\ \frac{\psi_6}{2\delta_6}, & \text{якщо } \left| \frac{\psi_6}{2\delta_6} \right| \leq u_{\max}. \end{cases} \quad (34)$$

Аналіз виразів (13), (29) та (34) показує, що вони співпадають якщо:

$$\psi_6 = -\frac{\partial S}{\partial y_5}. \quad (35)$$

Для доведення цієї рівності перетворимо ліву частину рівняння Беллмана (11) таким чином:

$$\begin{aligned} & \min \left(\sum_{v=0}^5 \frac{\partial S}{\partial y_{v-1}} y_v + \frac{\partial S}{\partial y_5} (u - Ay_4 - By_2) + \left(\sum_{i=0}^5 \delta_i y_i^2 + \delta_6 u^2 \right) \right) = \\ & \min(-1) \left(\sum_{v=0}^5 \left(-\frac{\partial S}{\partial y_{v-1}} \right) y_v + \left(-\frac{\partial S}{\partial y_5} \right) (u - Ay_4 - By_2) - \left(\sum_{i=0}^5 \delta_i y_i^2 + \delta_6 u^2 \right) \right) = \\ & \max \left(\sum_{v=0}^5 \left(-\frac{\partial S}{\partial y_{v-1}} \right) y_v + \left(-\frac{\partial S}{\partial y_5} \right) (u - Ay_4 - By_2) - \left(\sum_{i=0}^5 \delta_i y_i^2 + \delta_6 u^2 \right) \right). \end{aligned} \quad (36)$$

Порівнюючи вираз (30) та (36) можемо записати:

$$-\frac{\partial S}{\partial y_{v-1}} = \psi_v. \quad (37)$$

Зокрема для $v=6$ справджується рівність (35).

Таким чином, доведено, що керування (29) є оптимальним. Очевидно, що оптимальне керування (29) вже не буде задовольняти рівняння Беллмана (11), однак вимогу максимуму Гамільтоніана для допустимої області керувань (10) керування (29) задовольняє.

Висновки

У даній роботі розв'язана задача оптимального керування рухом динамічної системи „кран із траверсною підвіскою – вантаж”. Розв'язок задачі шукався за допомогою методу динамічного програмування. Графічні залежності, побудовані із врахуванням отриманого керування, вказують на певні недоліки у керування в плані практичної реалізації. Однак, це не означає що від отриманого результату необхідно відмовлятися – його необхідно проаналізувати для того, щоб встановити раціональні режими при яких він дає кращі характеристики процесу. Задача аналізу отриманого керування є складною, оскільки немає всіх аналітичних залежностей, які б описували кінематичні та динамічні характеристики процесу та керування. Ситуація ускладнюється тим, що сама границя допустимої області керування є складною функцією багатьох аргументів. Для аналізу отриманого керування необхідно буде використовувати чисельні методи або/і спрощувати задачу.

Одним із небажаних факторів у отриманому керуванні є надзвичайно велике значення керування у початковий момент часу. У роботі запропоновано усунути цей недолік шляхом використання нелінійної функції типу „насичення”, аргументом якої є оптимальне

керування. Доведено, що використання цієї нелінійної функції не вплине на оптимальність процесу, оскільки при цьому функція Гамільтона досягає максимуму.

Список використаних джерел:

1. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / М. С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 206 с.
2. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / С. А. Казак. – М.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
3. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Н. А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
4. Григоров О. В. Совершенствование рабочих характеристик крановых механизмов: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.05 / Отто Владимирович Григоров. – Х., 1995. – 386 с.
5. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Пастушенко С.І.]. – К. ; Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
6. Ловейкін В. С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич. – К.; Ніжин: Лисенко М. М., 2010. – 184 с.
7. Ловейкін В. С. Теорія технічних систем / В. С. Ловейкін, І. І. Назаренко, О. Г. Онищенко. – К. - Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. – 175 с.
8. Беллман Р. Прикладные задачи динамического программирования / Р. Беллман, С. Дрейфус ; [пер. с англ. Н. М. Митрофановой, А. А. Первозванского, А. П. Хусу, О. В. Шалаевского]. – М.: Наука, 1965. – 460 с.
9. Летов А. М. Динамика полета и управление / А. М. Летов. – М.: Наука, 1969. – 360 с.
10. Дьяконов В. П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах / В. П. Дьяконов. – М.: СОЛОН-Пресс, 2004. – 696 с.
11. Математическая теория оптимальных процессов / Л. С. Понтрягин, В. Г. Болтянский, Р. В. Гамкрелидзе, Е. Ф. Мищенко. – М.: Физматгиз, 1961. – 392 с.

Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. «Оптимізація руху вантажопідйомного крана із траверсною підвіскою вантажу методом динамічного програмування».

В статті синтезовано оптимальне керування у вигляді зворотного зв'язку для динамічної системи „кран із траверсною підвіскою - вантаж”. Задача оптимального керування розв’язана за допомогою методу динамічного програмування. Побудовано фазовий портрет руху динамічної системи та проведено аналіз отриманих графічних залежностей.

Ключові слова: траверсна підвіска, вантажопідйомний кран, оптимальне керування, динамічне програмування.

Ловейкин В.С., Човнюк Ю.В. «Оптимизация движения грузоподъемного крана с траверсной подвеской груза методом динамического программирования».

В статье синтезировано оптимальное управление в виде обратной связи для динамической системы «кран с траверсной подвеской – груз». Задача оптимального управления решена с помощью метода динамического программирования. Построен фазовый портрет движения динамической системы и проведен анализ полученных графических зависимостей.

Ключевые слова: траверсная подвеска, грузоподъемный кран, оптимальное управление, динамическое программирование.

Loveykin V.S., Chovnyuk Y.V. “Optimization of hoisting crane motion with traverse load assembly by of dynamic programming method”.

In the article optimal control as a back coupling for dynamical system “crane with traverse assembly – load” is synthesized. The problem of optimal control by dynamic programming method is solved. The phase portrait of dynamic system motion is build and the analysis of received graphic relation is made.

Key words: traverse assembly, hoisting crane, optimal control, dynamic programming.

Стаття надійшла до редакції 10 вересня 2012 р.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНАШИВАЕМОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПРИ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

1. Введение

Режимы работы силового агрегата автомобильного крана в эксплуатационных условиях характеризуются нагрузочными и скоростными параметрами.

Анализ работ [1, 2] показывает, что основными режимами работы силовых агрегатов установленных на грузоподъемных машинах являются неустановившиеся. Имеется в виду, что изменение нагрузочных и скоростных параметров определяется не конструктивными характеристиками, а внешними эксплуатационными воздействиями. Основными показателями неустановившихся режимов являются не только величины параметров, но и интенсивности их изменения. Изучение данной проблемы достаточно сложно, поскольку необходимо учитывать многофакторность процесса изменения ресурса деталей. Наиболее полно исследовать эту проблему можно, создав обобщенную аналитическую модель, которая учитывала бы все факторы: нагрузочные (P), скоростные (ω), а также коэффициента динамичности (k_d).

Износ пар трения с учетом режимов работы можно рассмотреть как функцию следующих параметров [3]:

$$\frac{du}{d\Theta} = f(P_e; W_e; \omega; j; k_d); \quad (1)$$

2. Основное содержание

Для исследования функции (1) зададимся следующими условиями:

1) работа двигателя происходит с постоянной скоростью вращения коленчатого вала и $W_p = 0$, коэффициент динамичности не учитывается. Тогда дифференциальное уравнение изменения ресурса преобразуется в двухмерную функцию, имеющую следующий вид:

$$\frac{du}{d\Theta} = f_1(P_e). \quad (2)$$

Из выражения (2) видно, что на первом этапе исследования следует экспериментально установить закономерности изменения ресурса в зависимости от установившейся нагрузки;

2) двигатель работает с постоянной нагрузкой, причем ускорение коленчатого вала равно нулю, коэффициент динамичности не учитывается. Тогда

$$\frac{du}{d\Theta} = f_2(\omega). \quad (3)$$

Из (3) следует, что необходимо изучить влияние скоростного режима на ресурс;

3) двигатель работает при постоянной скорости и изменяющейся нагрузке, коэффициент динамичности не учитывается. При этом анализируемая функция имеет следующий вид:

$$\frac{du}{d\Theta} = f_3(W_p). \quad (4)$$

Из уравнения (4) видно, что нужно экспериментально изучить влияние интенсивности изменения нагрузки на ресурс;

4) допустим, что двигатель работает при постоянной нагрузке и изменяющейся во времени скорости, коэффициент динамичности не учитывается. Тогда дифференциальное уравнение преобразуется в функцию вида

$$\frac{du}{d\Theta} = f_4(j). \quad (5)$$

5) предполагаем, что двигатель работает при постоянной скорости и нагрузке с учетом влияния коэффициента динамичности. Тогда имеем дифференциальное уравнение

$$\frac{du}{d\Theta} = f_5(k_D). \quad (6)$$

Из выражения (6) видно, что при итерационном методе решения обобщенного дифференциального уравнения следует экспериментально определить влияние коэффициента динамичности на ресурс силового агрегата.

Два первых шага итерации (2), (3) показывают пути изучения ресурса силового агрегата при стационарных изменяющихся параметрах и не представляют значительной трудности для экспериментальной проверки. Для проверки условий (4), (5) и (6) необходимо составить динамическую программу и использовать экспериментальную установку, обеспечивающую ее воспроизведение.

Предложенные алгоритмы позволяют реализовать экспериментальную проверку третьего и четвертого шагов итерации, которые могут быть представлены в общем виде:

$$P_{\vartheta} = const \left\{ \begin{array}{ll} n = n_1 \div n_2; & j = j_1 \\ n = n_1 \div n_2; & j = j_2 \\ n = n_1 \div n_2; & j = j_3 \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ n = n_1 \div n_2; & j = j_i \\ n = n_2 \div n_3; & j = j_1 \\ n = n_2 \div n_3; & j = j_2 \\ n = n_2 \div n_3; & j = j_3 \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ n = n_2 \div n_3; & j = j_i \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ n = n_k \div n_{k+1}; & j = j_1 \\ n = n_k \div n_{k+1}; & j = j_2 \\ n = n_k \div n_{k+1}; & j = j_3 \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ n = n_k \div n_{k+1}; & j = j_i \end{array} \right\} n_{\vartheta} = var,$$

$$n_g = const \left\{ \begin{array}{ll} P_e = P_{e_1} \div P_{e_2}; & W_p = W_{p_1} \\ P_e = P_{e_1} \div P_{e_2}; & W_p = W_{p_2} \\ P_e = P_{e_1} \div P_{e_2}; & W_p = W_{p_3} \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ P_e = P_{e_1} \div P_{e_2}; & W_p = W_{p_j} \\ P_e = P_{e_2} \div P_{e_3}; & W_p = W_{p_1} \\ P_e = P_{e_2} \div P_{e_3}; & W_p = W_{p_2} \\ P_e = P_{e_2} \div P_{e_3}; & W_p = W_{p_3} \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ P_e = P_{e_2} \div P_{e_3}; & W_p = W_{p_j} \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ P_e = P_{e_k} \div P_{e_{k+1}}; & W_p = W_{p_1} \\ P_e = P_{e_k} \div P_{e_{k+1}}; & W_p = W_{p_2} \\ P_e = P_{e_k} \div P_{e_{k+1}}; & W_p = W_{p_3} \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ P_e = P_{e_k} \div P_{e_{k+1}}; & W_p = W_{p_j} \end{array} \right\} P_g = var.$$

Реализация приведенных алгоритмов базируется на критерии идентичности работы двигателя как при установившихся, так и при неустановившихся режимах. Такая аналогия позволяет сопоставить результаты исследований с данными экспериментальных испытаний [4].

Для реализации экспериментальной проверки пятого шага итерации можно варьировать моментом инерции маховика переменной массы экспериментальной установки. Для этого необходимо построить двухмассовую динамическую эквивалентную модель установки, на которой будем производить износные испытания.

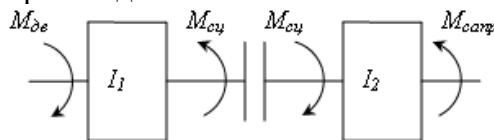


Рис. 1 – Динамическая двухмассовая модель экспериментальной установки: $M_{дв}$ – момент двигателя; $M_{сц}$ – момент сцепления; $M_{сопр}$ – момент сопротивления движению; I_1 , – момент инерции двигателя КАМАЗ – 740, I_2 – момент инерции, маховика переменной массы нагрузителя установки

Воспользовавшись методикой [5] составим дифференциальные уравнения колебательной системы экспериментальной установки:

$$\ddot{M}_{12} + \kappa_{12} \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) \dot{M}_{12} + \beta_{12}^2 M_{12} = \frac{c_{12}}{I_1} M_{дв}(t) + \frac{c_{12}}{I_2} M_{сопр}(t); \quad (7)$$

Решив уравнение (7), можно провести численный эксперимент зависимости коэффициента динамичности от момента инерции I_2 при этом I_1 остается постоянным (рис. 2.).

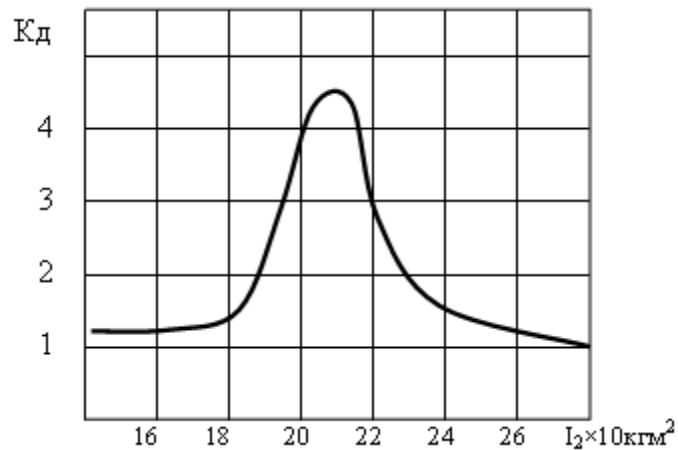


Рис. 2 – Изменение коэффициента динамичности экспериментальной установки от момента инерции I_2 нагружателя.

Конструкция установки позволяет изменять момент инерции маховика переменной массы I_2 и тем самым варьировать коэффициентом динамичности, что позволяет осуществить проверку пятого шага итерации.

Выводы

На основании теории планирования эксперимента построена аналитическая модель, связывающая изменение ресурса силового агрегата с динамически изменяющимися режимами работы автомобильного крана. С помощью итерационного метода построена программа оптимального проведения эксперимента и получения экспериментальных зависимостей.

Список использованных источников:

1. Мишин И. А. Долговечность двигателей / И. А. Мишин. – Л. : Машиностроение, 1976. – 288 с.
2. Ждановский Н. С. Экономичность и долговечность тракторных и автомобильных двигателей в зависимости от режимов работы. Ч. 1 / Н. С. Ждановский, А. В. Николаенко. – Л., 1967. – 91 с.
3. Мельниченко А. А. Износ двигателей при динамических режимах работы / А. А. Мельниченко, О. С. Подоляк // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков, 2005 – Вып. 39. – С. 61-65.
4. Канарчук В. Е. Долговечность и износ двигателей при динамических режимах работы / В. Е. Канарчук. – К. : Наукова думка, 1978. – 256 с.
5. Федорова З. М. Подъемники / З. М. Федорова, И. Ф. Лукин, А. П. Нестеров. – К. : Вища школа, 1976. – 296 с.

Подоляк О.С. «Исследование изнашиваемости двигателя внутреннего сгорания при неустановившихся режимах работы».

Исследуется многофакторная модель изменения ресурса двигателя автомобильного крана при переходных процессах методом итерации с учетом скоростных и нагрузочных параметров, а также коэффициента динамичности.

Ключевые слова: двигатель, автомобильный кран, режимы работы, износ, коэффициент динамики.

Подоляк О.С. «Дослідження зношуваності двигуна внутрішнього згорання при неусталених режимах роботи».

Досліджується багатофакторна модель зміни ресурсу двигуна автомобільного крана при перехідних процесах за допомогою метода ітерації з урахуванням швидкісних і навантажувальних параметрів, а також коефіцієнта динаміки.

Ключові слова: двигун, автомобільний кран, режими роботи, знос, коефіцієнт динаміки.

Podolyak O.S. “Research of internal combustion engine wear by transient condition”.

Investigation of the multifactorial model of change engine service truck crane transient iteration method with the speed and load parameters and the dynamic coefficient.

Key words: engine, automobile crane, operating regimes, wear, dynamic factor.

Стаття надійшла до редакції 28 листопада 2012 р.

О ПРАКТИКЕ ПРИМЕНЕНИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КРАНОВ МОСТОВОГО ТИПА

1. Постановка проблемы

Настоящая ситуация в украинской экономике характеризуется стагнациями и кризисами, не позволяющие сосредотачивать свои усилия на производстве кранов мирового уровня качества. Проблемой номер один становится проблема сохранения в рабочем состоянии действующего парка кранов или другими словами – продлении срока службы их безопасной эксплуатации. Как известно, срок службы определяется состоянием металлоконструкции кранов [1–3]. А потому и встает главный вопрос – как усилить металлоконструкцию, прежде всего пролетных балок, самым эффективным методом.

2. Анализ последних достижений

Усиление металлоконструкции требуется в следующих случаях:

- 1) повышение грузоподъемности крана;
- 2) увеличение жесткости пролетных балок (при появлении остаточных прогибов);
- 3) снижение действующих напряжений в элементах конструкции (в связи с усталостью металла в результате превышения расчетного числа циклов эксплуатации).

Традиционный метод усиления – увеличение площади сечения пролетных балок, при единичном применении применяется с успехом ввиду того, что недостатки метода (демонтаж, трудоемкость сварочных работ, последующий монтаж и пусконаладочные работы) составляют незначительный процент затрат в себестоимости продукции предприятия. Другое дело – когда решение проблемы принимает серийный или массовый характер. И дело к этому идёт – так по последним статистическим данным более 95% кранов отработали свой нормативный (по календарным годам) срок службы. Их замена на новые краны по финансовым возможностям преобладающего числа предприятий откладывается «в долгий ящик». Поэтому предпринимаются попытки усиления пролетных балок без их демонтажа. Например, для устранения сверхнормативного остаточного прогиба. Для этого осуществляют вырез сектора балки, затем выжимают балку до устранения прогиба, а затем проводят сварочные работы (рис. 1).

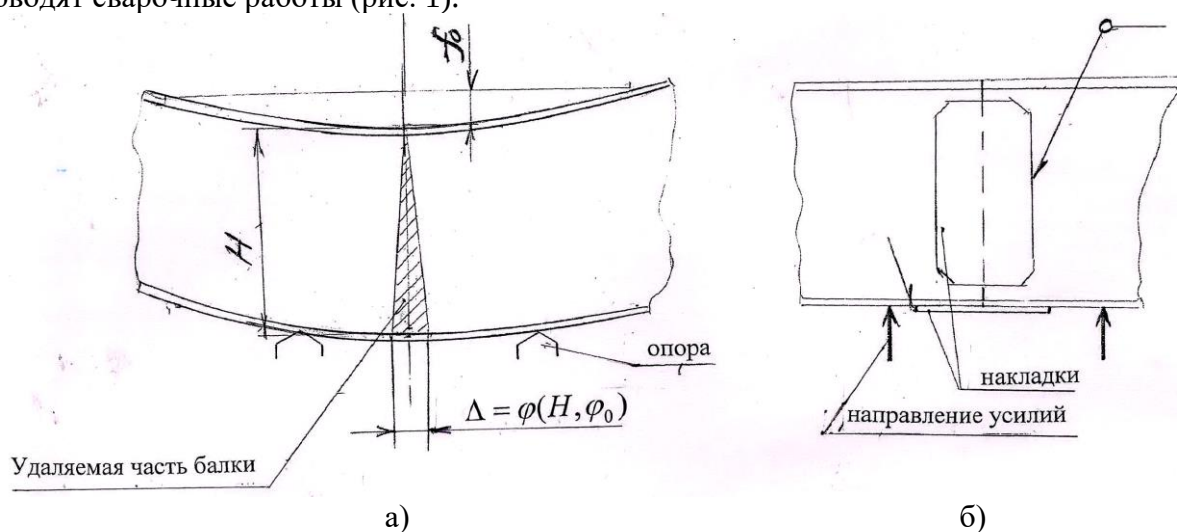


Рис. 1 – Способ усиления пролетных балок

Недостатки метода, за исключением необходимости в демонтаже крана, очевидны: трудоемкость, вызванная необходимостью проведения работ на высоте (сложность

обеспечения качества сварочных работ, имеется в виду то, что они проводятся в зоне максимальных напряжений, которые испытывает металлоконструкция – середина балки, несмотря на наложение накладок в месте разреза).

3. Цель статьи

Показать эффективность метода предварительного напряжения на примере его применения при устранении прогиба подтележечных рельсов мостового крана.

В 1994 году была проведена реконструкция магнитно-грейферного крана грузоподъемностью 5/5 т пролетом 20 м (завод-изготовитель – ПО «Подъемник»). В процессе эксплуатации крана его балки имели следующие прогибы – 100 мм (сторона механизмов) и 96 мм (сторона токоподвода) при расчетных 44 мм и допустимых 70 мм. В результате – грузовая тележка не доезжала до упора 2,5 м. Эксплуатация крана, проработавшего 6 лет, стала невозможной. К такой ситуации привели следующие решения технических служб предприятия-владельца крана:

1) замена грузовой тележки со съёмным грузозахватным органом (грейфер и магнит) на тележку с грейферным и магнитным механизмами. В результате – масса тележки по сравнению с расчетной увеличилась в 2,36 раза;

2) несоблюдение технологии сварочных работ при усилении верхнего пояса (не были установлены опоры под пролетные балки для устранения воздействия собственного веса балки), в результате – значительные прогибы балок. Применение вышеприведенных схем усиления было невозможным ввиду того, что кран находился в шихтовом пролете литейного цеха, один в пролете, т.е. остановка на продолжительное время была невозможной из-за участия крана в технологическом цикле производства.

Решение было найдено – применение метода предварительного напряжения, который на действующих мостовых кранах не использовался ввиду больших сомнений в его эффективности. Однако, предварительные расчеты, а затем и проектные разработки показали, что положительных моментов намного больше, чем сомнительных. К «плюсам» относятся:

- 1) усиление производится без демонтажа крана;
- 2) и без остановки крана в технологическом цикле производства;
- 3) уровень усиления в течение эксплуатации может изменяться в сторону увеличения;
- 4) экономическая эффективность реконструкции.

Схема усиления приведена на рис. 2. У нижних поясов пролетных балок устанавливались с помощью сварки опорные кронштейны таким образом, чтобы длина канатных затяжек приближалась к величине пролета крана, т.е. зона усиления металлоконструкции была как можно большей. Натяжной механизм (пара «болт-гайка» и опорная пластина) находились только на одном из кронштейнов (в случае необходимости была возможность установить и на втором). Затяжки (по две нити на каждую балку) представляли собой стальной канат диаметром 30,0 мм (ГОСТ 7669-80 – со стальным сердечником), концы которого заделывались в конусные муфты и заливались цинком.

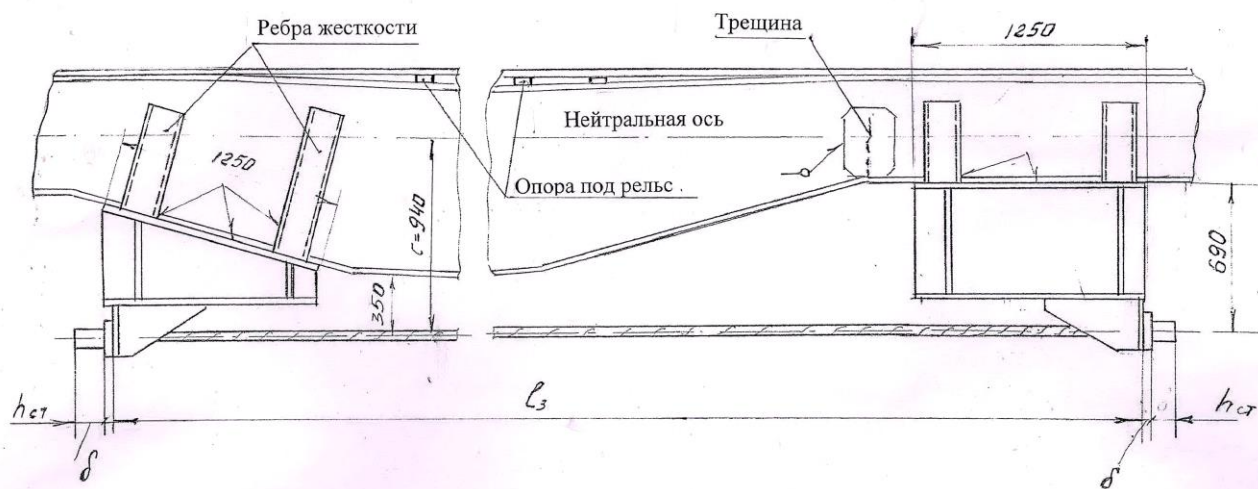


Рис. 2 – Схема усиления балок методом предварительного напряжения

Монтаж и установку четырех опорных кронштейнов проводила бригада из трех человек следующим образом: в настиле площадки крана вырезалось отверстие для пропуска стропов в обхват балки. Затем посредством монтажных петель опорных кронштейнов, последние с помощью монтажных лебедок грузоподъемностью 3 т поднимались к нижнему поясу и прихватывались к нему. Окончательное закрепление проводилось после приведения в требуемый контакт нижнего листа пролетной балки и верхнего – опорного кронштейна. Монтаж канатных затяжек также производился с помощью монтажной лебедки и системы блоков.

Поскольку вопрос релаксации канатных затяжек был одним из основных в перечне вопросов, которые вызывали сомнения в эффективности метода предварительного напряжения решать задачи усиления конструкций, то перед установкой канатов были проведены испытания по определению начального « E_0 » и статического « $E_{ст}$ » модулей упругости. В итоге их значения составили: $0,78 \cdot 10^5$ МПа и $0,95 \cdot 10^5$ МПа соответственно, что в дальнейшем использовалось для корректировки значений усилия самонатяжения канатов, которое составило примерно 10% от создаваемого в процессе монтажа усилия натяжения каната [4]. Также были протарированы приборы, определяющие усилия в канатах (требовалось как при создании усилий в канатах в соответствии с расчетными значениями, так и для последующего контроля их релаксации). В качестве приборов использовались индикаторы часового типа ИЧ10П.

В соответствии с расчетами, в каждой нитке каната были созданы усилия, равные 1800 кг, что позволило на треть разгрузить балки от действующих ранее в них напряжений (рис. 3).



Рис. 3 – Канатные затяжки

Поскольку на момент реконструкции верхний лист коробчатого сечения толщиной 6 мм был усилен по всей длине листом толщиной 10 мм то величина выгиба балки от усилия предварительного напряжения, направленного в сторону, противоположную действию полезной нагрузки, оказалась незначительной – всего 3 мм. Поэтому главный эффект усиления заключался в разгрузке балки, позволившем проводить сварочные работы по выставке подтележечного рельса на опорные детали таким образом, что обеспечило эксплуатацию грузовой тележки в соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» (рис. 4).



Рис. 4 – Выставка подтележечного рельса на опорные детали

Такое решение стало возможным после проведения статических испытаний крана, в результате которых металлоконструкция деформированной балки работала в упругой зоне деформаций. Как показал дальнейший 17-и летний опыт эксплуатации указанного крана проведенное усиление металлоконструкции позволило успешно эксплуатировать мостовой кран вплоть до его списания в связи с ликвидацией цеха (2011 г.). В процессе эксплуатации производились периодические работы по восстановлению расчетных усилий в затяжке в связи с их (канатов) вытягиванием. Восстановление в связи с релаксацией напряжения в канате производилось через 3 дня после ввода в эксплуатацию, затем через неделю, месяц, 3 месяца, дважды во время проведения и по истечении 2-х лет эксплуатации канат вытянулся до своих пределов и дальнейшей релаксации не наблюдалось. Время релаксации на практике меньше расчетного, определенного по формуле [4]:

$$T_p = Z_p / 24 m n_{см},$$

Где $Z_p = \exp 1,8 \ln 8 \cdot 10^{-4} E_{к.в.} [Рел]$ – расчетное число циклов по истечении которого будет достигнута предельная релаксация;

Здесь $[Рел] = 8-12 \%$ – допустимое снижение усилий в канате;

$E_{к.в.} = 1,2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости вытянутого каната;

$m = 1$ – число смен работы крана;

$n_{см} = 150$ – число циклов работы крана за смену.

Подставив значения в формулы получим значение $T_p = 2,5$ года, при эксплуатации (фактически) – 2 года.

Выводы

Затраты на указанную реконструкцию составили 20 % от стоимости приобретения нового крана, демонтажа деформированного, последующего монтажа нового, его пусконаладки и испытаниям. Именно значительная экономия при применении метода предварительного напряжения в теперешней тяжелой экономической ситуации позволяет рекомендовать его применение как альтернативу покупки нового крана, цена которого не по карману большинству предприятий Украины.

Список использованных источников:

1. ГОСТ 27584-88. Краны мостовые и козловые электрические. Общие технические условия. - Введ. 1990-01-01. - М. : Изд-во стандартов, 2003. - 16 с.
2. Справочник по кранам [Текст] : в 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин [и др.] ; под. общ. ред. М. М. Гохберга. - М. : Машиностроение, 1988. - 536 с.
3. Ковальский Б. С. Некоторые проблемы украинского краностроения / Б. С. Ковальский, В. А. Слободяник, В. Н. Иванов. – Х., 1994. – Деп. в УкрНИИТИ 03.10.94, № 1894-Ук-94.

4. Слободяник В. А. Расчет релаксационной стойкости стальных канатов при циклических нагрузках / В. А. Слободяник, Б. С. Ковальский // Проблемы повышения качества и надежности стальных канатов : тез. докл. Укр. респ. науч.-техн. конф. – Днепропетровск, 1991. – С. 29–31.

Слободяник В.А. «О практике применения предварительного напряжения при восстановлении работоспособности кранов мостового типа».

В статье идет речь о методе предварительного напряжения на примере его применения при устранении прогиба подтележечных рельсов мостового крана.

Ключевые слова: предварительное напряжение, мостовой кран, прогиб, деформация, работоспособность.

Слободяник В.О. «Про практику застосування попереднього напруження при відновленні роботоzдатності кранів мостового типу».

В статті йде мова про метод попереднього напруження на прикладі його застосування при усуненні прогину підвізкових рейок мостового крана.

Ключові слова: попереднє напруження, мостовий кран, прогин, деформація, роботоzдатність.

Slobodanyk V.A. “About practice of application of prestress by reworking the operability of overhead type cranes”.

In the article the method of prestress for an example of its application by removing deflection of the trolleyways of overhead crane is considered.

Key words: prestress, overhead crane, deflection, deformation, operability.

Стаття надійшла до редакції 29 листопада 2012 р.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН НЕУСТОЙЧИВОГО ДВИЖЕНИЯ КОЛЕС КОЗЛОВОГО КРАНА Г/П 2Х180 Т

1. Введение

Настоящая работа проведена на основании договора между руководством Днестровской ГАЭС и ООО «Исследовательско-внедренческий центр «Мостокран»» в феврале 2012 г.

2. Цель статьи

Исследование имело целью определить причины возникновения неустойчивого движения ходовых колес крана и периодического трения реборд колес о рельсы.

3. Основной материал

Определение исходных данных для выяснения причин «ненормативного» взаимодействия пары «ходовое колесо – подкрановый рельс».

В кранах мостового типа с отдельным приводом передвижения, к которым относится и эксплуатируемый на верхнем бьефе Днестровской ГАЭС козловой кран г/п (180+180)т, пролетом 8,5м (рис. 1), наблюдается повышенный износ реборд ходовых колес и боковых поверхностей головки рельса. Известно, что на износ колес и рельсов наибольшее влияние оказывают следующие факторы (по мере снижения влияния) [1–3]:

- искривление подкрановых путей;
- взаимный перекося колес;
- несоответствие величины пролета по колесам и по подкрановым рельсам;
- неодинаковость диаметров колес по дорожке качения (погрешность изготовления и износ в процессе эксплуатации);
- различия в фактических характеристиках приводов (электродвигатель и система управления) механизма передвижения;
- разные тормозные моменты механизмов передвижения;
- разность вертикальных нагрузок на концевые балки крана, например, при расположении тележки с грузом у одной из концевых балок.

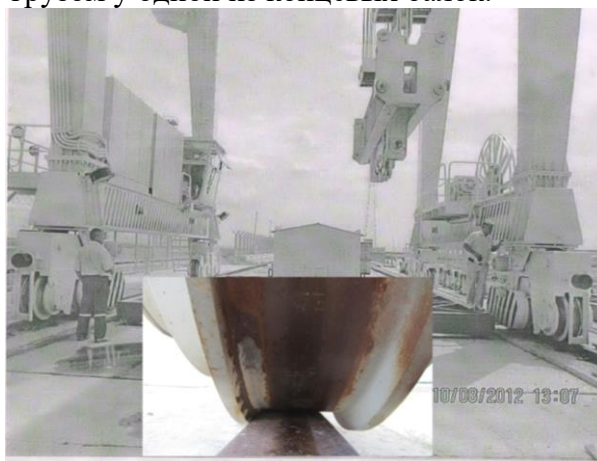


Рис. 1 – Козловой кран грузоподъемностью 2х180 т

При исследовании было рассмотрено влияние каждой из перечисленных факторов как вероятную причину неустойчивого движения колес крана:

1. Определение искривления подкрановых путей, длиной 154 м, заключалось в измерении расстояния между рельсами при помощи ультразвукового дальномера «BOSCH». Результаты замеров (через 2 м) следующие:

1) максимальное отклонение «Р₃» пролета в сторону расширения рельс составляет – 10 мм и 8 мм – три точки (всего 77 точек).

2) максимальное отклонение «Р₃» пролета в сторону сужения рельс составляет – 10 мм (три точки).

Указанные отклонения от значений пролета (в зависимости от его величины) не превышают допустимых ± 15 мм, а с учетом незначительного количества точек, в которых наблюдается максимальные отклонения, следует считать, что установленный по параметру «Р₃» [4] путь не может являться единственной причиной возможного износа реборд крановых колес. С другой стороны – отклонения «Р₃» превышают европейские нормы выставки. Так, согласно требованиям ИСО 8306-1985 (ISO 8306-1985-Granes-Overhead traveling cranes and portal bridge cranes. Краны. Мостовые, козловые и порталные краны. – Допуски для кранов, колеи и подкрановых путей.) отклонение длины пролета подкрановых путей, если он меньше 10 м (наш случай – 8,5 м), составляет ± 3 мм.

2. Взаимный перекося колес определялся по методике измерения перекося колес на принятой в странах ЕС нормативном документе UCO 11630:1993. «Краны грузоподъемные. Точность установки колес и рельсов». Выбиралась базовая сторона будущего геодезического прямоугольника ABCD (рис. 2), по отношению к сторонам которого затем определялись перекося колес и их смещения.

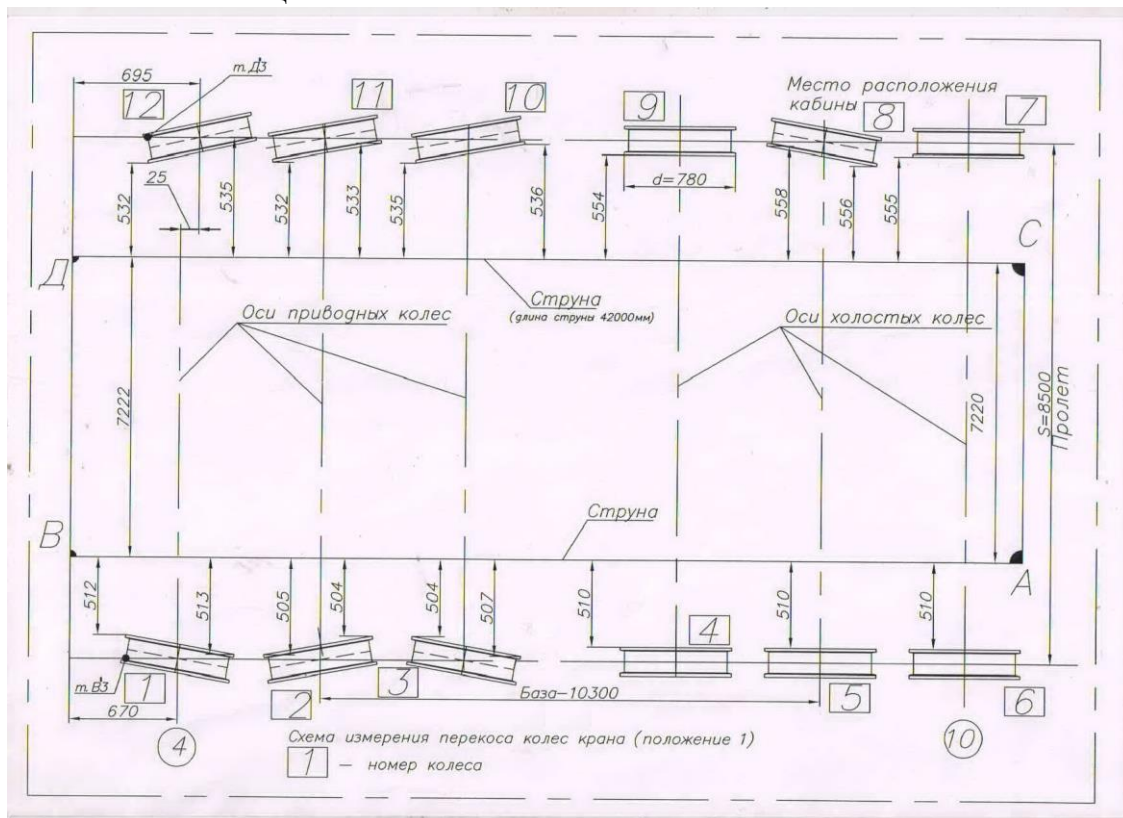


Рис. 2 – Результаты замеров перекося колес

Струна (стальная проволока $\varnothing 1$ мм) закреплялась на специально разработанном устройстве, крепящимся к подкрановым рельсам таким образом, чтобы в натянутом положении нить находилась на уровне осей крановых колес. При измерении использовались специальные отверстия в металлоконструкции концевых балок крана. Указанные отверстия $\varnothing 15$ мм предназначены для доступа к реборду колес с целью замера их (колес) отклонений. Струна АВ устанавливалась параллельно положению одного из рельс (сторона нижнего бьефа).

Аналогичным образом устанавливалась вторая струна СД – она выставлялась параллельно первой струне АВ, при этом ее положение сверялось по параллельности с рельсом «В». Погрешность в параллельности струн составляла 2 мм на 42 м (рис. 2).

Замеры производились для двух случаев: 1-ый – начальное положение крана и 2-ой – положение крана через 14 м. Графически результаты замеров приведены на рис. 2 и 3.

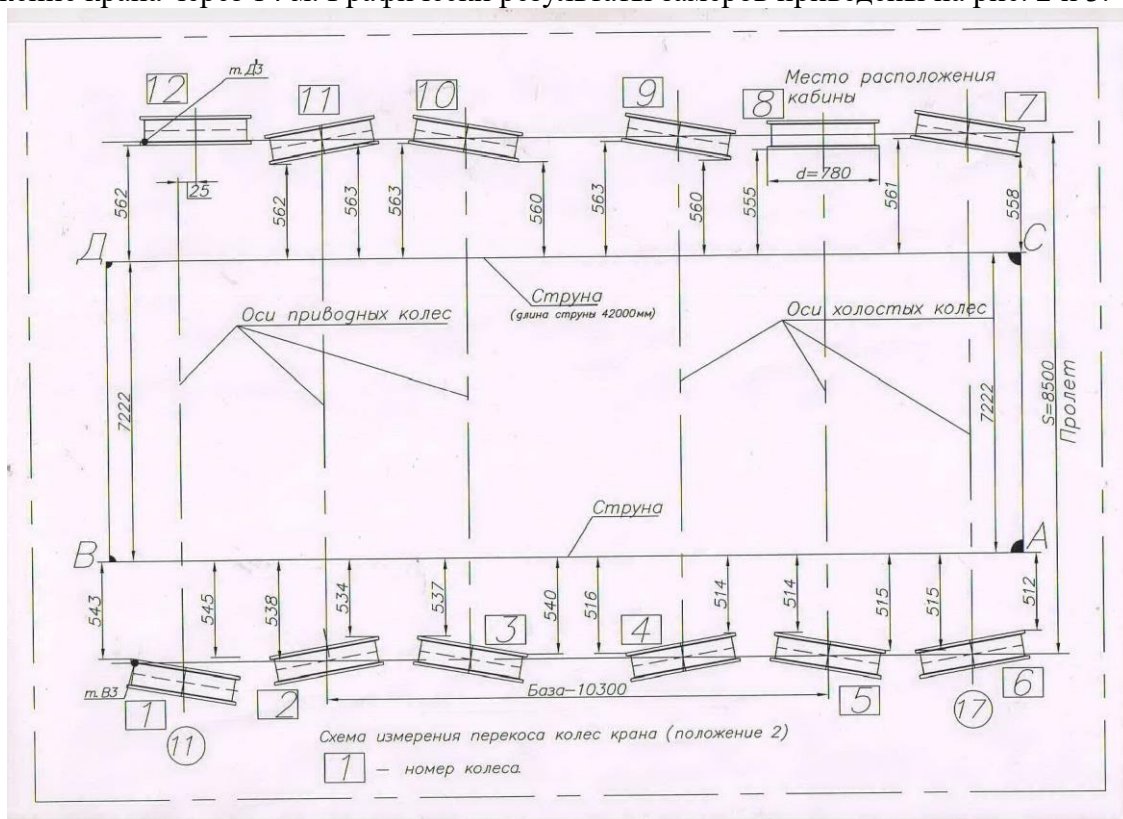


Рис. 3 – Результаты замеров перекоса колес

В исходном положении приводные колеса 1 и 12 касались внешней реборды (рис.2), (т.т. В₃ и D₃ соответственно). Через 14 м передвижения крана точками касания рельса реборд указанных колес стали точки В₃¹ и D₃¹ (рис 3). Эти точки принадлежат внутренним ребордам колес №1 и №12 соответственно. Другими словами произошло смещение колес в плане расширения (увеличения) пролета крана. Первоначальный пролет крана со стороны приводных колес составил 8468 мм, а в конце передвижения – 8528 мм, т.е. имеем разницу в 60 мм, что соответствует свободному смещению колес при а) расстоянии между рельсами, равном 8500 мм, б) ширине рельса 120 мм, в) ширине дорожки катания колеса 150мм. Вышеотмеченное относится и к остальным приводным колесам -№№ 2, 3, 10, 11. Отклонения 32 мм и 28 мм превышают допустимое значение несоосности, составляющее: а) ± 5 мм в соответствии с проектом; б) 10 мм при эксплуатации и в) 12 мм (2 0,6А) – в соответствии с европейскими нормами.

Установка холостых колес также не соответствует как требованию проектной документации (± 5 мм), так и европейским нормам (± 2 мм).

Однако, уровень отклонений (11 мм в начале движения и 9 мм – через 14 м), учитывая невысокое качество монтажных работ (отсутствие протоколов замеров выставки колес в процессе монтажа, несоответствие собранных узлов заводской маркировке и т.п.), позволяет считать их положение удовлетворительным. Но разница холостых и приводных колес в величинах пролетов составляет $\Delta L \sim 25$ мм, тогда как допускаемое $[\Delta L] = 2 + \Delta F = 14$ мм.

3. В дальнейшем замеры показали, что в приводных колесах имеется и смещение вдоль путей. Величина смещения определялась следующим образом. Замерялись расстояния от точек контактов колес № 1 и № 12 (рис. 2) с рельсами до линии ДВ. Полученные значения показывают, что колесо 12 расположено на 25мм далее колеса 1.

Допускаемое значение по проекту составляет ± 5 мм и $\Delta A = \pm 0,001 \cdot 10300 = \pm 10,3$ мм – по европейским нормам. Указанные отклонения суммируются с отклонениями в выставке колес, величины которых приведены на рис. 2 (начало движения).

Отклонения, которые имеют колеса № 1, 2, 3, 8, 10, 11, 12) превышают допустимые значения (1 мм на 1000 мм) [1] и (0,6 мм на 1000 мм). Однако, максимальные значения отклонений (в 4,3 раза – колеса № 3, 12) сами по себе не являются основными причинами дефекта движения колес. Практика эксплуатации показывает, что интенсивные износы реборд характерны при перекосах в 10 – 20 и более разы отличающихся от нормативных значений. Но при суммировании перекосов и отклонений в соосности приводных и холостых колес закладываются причины, по которым и происходит смещение колеса по отношению к рельсу. Анализ полученной картины изменений дает основание предполагать существование дополнительных усилий, приводящих в движение балансирную приводную тележку т. к. контакта реборд и рельс не происходит, а значит горизонтальные реакции отсутствуют. При рассмотрении материалов, отражающих процесс проведения монтажных работ, можно отметить, что устранение имеющегося несоответствия в расположении отверстий в соединительных деталях, очень вероятно, могло повлечь появление дополнительных напряжений в металлоконструкции, которые, в свою очередь, и приводят к появлению усилий, смещающих колеса.

4. Неодинаковость диаметров колес определялось по их дорожке качения.

Метод замера диаметров колес в условиях эксплуатации основывался на замере высоты реборд крановых колес « h_p ». Результаты замеров: только два колеса (№№ 5 и 7) имеют размер 709,0 мм, остальные – 710,0 мм.

При эксплуатации допускается износ не больше 2 % диаметра, т.е. диаметр колеса допустим не менее 695,8 мм.

5. Различия в фактических характеристиках приводов не обнаружено.

6. Незначительные как количество циклов работы крана, так и скорость его передвижения – 0,37 м/с (тогда как краны общего назначения – порядка 1-1,2 м/с) не могут сделать определяющим влияние тормозного момента.

7. Разность вертикальных нагрузок также сказывается только при значительных пролетах кранов мостового типа – 20м и более, когда определяющей является горизонтальная гибкость моста крана/

Заключение: 1. В результате проделанного исследования подтверждена неустойчивая работа колес механизма передвижения крана, а также определены конкретные дефекты указанного механизма.

2. Основными дефектами являются отступления в выставке колес в результате несоответствующего качества изготовления крана или проведения монтажных работ. Документов, подтверждающих качество изготовления или монтажа (в частности протоколов, подтверждающих отсутствия перекосов или их смещения) дирекция ГАЭС не получала. В итоге имеем перекося семи из двенадцати колес (рис. 2 и 3) и смещение приводных колес относительно холостых на 30 мм., а также несоосность приводных колес вдоль рельс, равную 25 мм. Таким образом, имеется разность диагоналей по точкам пересечения осей балансиров и продольной оси ходовой балки, превышающая значения, заложенные в проекте (результат замеров – 12960 и 12975 мм, допуск ± 5 мм). В связи с тем, что, как показывает практика эксплуатации кранов, интенсивное трение реборд колес наступает при перекосах значительных, то фактические значения перекосов колес козлового крана, в 1,5-4,3 раза превышающие норму и при малой интенсивности работы механизма таковы, что возможно допустить эксплуатацию крана без их (перекосов) устранения. В подтверждение этого вывода – наши замеры величины износа реборд, в результате которых установлено, что только три колеса из 12 имеют износ, равный 0,5 мм, что сопоставимо с отклонением при изготовлении колеса. На рис. 1 хорошо видны и дорожка катания колеса, и отсутствие контакта его реборд с рельсами

Поэтому эксплуатацию крана с положением цилиндрических колес, существующим на данный момент, необходимо продолжить. Но при этом вести наблюдения за изменением толщин реборд и в случае начала процесса интенсивного трения (износ 2–3 мм) устранить перекося. К сожалению, в конструкции механизма передвижения (ввиду ограниченной интенсивности работы крана) не предусмотрены как удлиненные отверстия для крепежных болтов в месте соединения балансира и опоры крана, так и конструкции для вывешивания колес от контакта с рельсами (для регулировки и замены). Есть только возможность воспользоваться увеличенным диаметром отверстий под крепежные болты для смещения на несколько миллиметров.

Однако, в связи с отсутствием трения реборд колес о рельсы, а значит и сверхрасчетной горизонтальной составляющей воздействующих на кран сил, возникает вопрос о происхождении сил, раздвигающих и сдвигающих приводные колеса. В конструкции крана предусмотрена возможность смещения колес вдоль оси на 3,5–7 мм, хотя рекомендуемая величина смещения (для козловых кранов с обеими жесткими опорами) составляет 10...20 мм. Но в нашем случае фактическая величина смещения – 25 – 30 мм каждой опоры.

Выводы

1. В результате проведенного исследования установлено, что причиной неустойчивого движения ходовых колес крана, приводящего в дальнейшем к трению их (колес) реборд, в отличие от известных ранее основных дефектов (значительный перекося колес, искривление подкранового пути) стали дефекты изготовления и монтажа крана. Дефекты последнего вызваны либеральными нормами, действующими в отечественном краностроении, по сравнению с аналогичными нормами в странах ЕС.

2. Необходимо провести исследования с целью определения влияния некачественного монтажа крана, например, сборку узлов не в соответствии с заводской маркировкой. Последнее предполагает как уменьшение пролета крана со стороны приводных колес, так и появление дополнительных напряжений $\Delta \sigma$ (типа сварочных). Указанные выше дополнительные напряжения могут быть причиной появления усилий, приводящих к поперечным смещениям приводных колес (в узлах холостых колес смещения, если пренебречь ± 5 мм, не происходят).

Исследования напряженно-деформированного состояния металлоконструкции крана позволят убедиться в надежности конструкции (в случае, если дополнительные напряжения не превысят расчетные).

3. Необходимо рассматривать вопросы внесения изменений в НД, направленных на ужесточение требований к изготовлению и монтажу грузоподъемных кранов, в части выставки крановых колес и подкрановых путей.

Список использованных источников:

1. Ковальский Б. С. Вопросы передвижения мостовых кранов / Б. С. Ковальский ; Восточноукр. нац. ун-т. – Луганск : [б. и], 2000. – 64с.

2. Иванов В. Н. Исследование влияния реального пути и параметров приводных колес на движение мостового крана. автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. Н. Иванов. – Харьков, 1982. – 22с.

3. К вопросу причин сверхнормативного износа реборд колес грейферной тележки мостового крана-перегрузателя / Ю. Б. Гусев [и др.] // Вестник Национального технического университета «ХПИ» : сб. науч. тр. / Нац. техн. ун-т «ХПИ». – Х., 2007. – № 3, темат. вып.: «Машиностроение и САПР». – С. 55–66.

4. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – К. : Основа, 2007. – 312 с.

5. Абрамович И. И. Грузоподъемные краны промышленных предприятий : справочник / И. И. Абрамович, В. Н. Березин, А. Г. Яуре. – М. : Машиностроение, 1989. – 359

с.

Слободяник В.А. «Исследование причин неустойчивого движения колес козлового крана г/п 2х180 т».

В статье рассматривается работа ходовых колес козлового крана грузоподъемностью 2х180 т, эксплуатирующегося на верхнем бьефе Днестровской ГАЭС. По результатам проведенных измерений определены причины их неустойчивого движения. Доказано, что возможна безопасная эксплуатация колес при соблюдении предложенных рекомендаций.

Ключевые слова: ходовое колесо, козловой кран, перекося колес, безопасная эксплуатация.

Слободяник В.О. «Дослідження причин нестійкого руху коліс козлового крана в/п 2х180 т».

У статті розглядається робота ходових коліс козлового крана вантажопідймальністю 2х 180т, що експлуатується на верхньому б'єфі Дністровської ГАЕС. За результатами проведених замірів визначені причини їх неусталеного руху. Доведено, що можлива безпечна експлуатація коліс при дотриманні пропонованих рекомендацій.

Ключові слова: ходове колесо, козловий кран, перекіс коліс, безпечна експлуатація.

Slobodanyk V.A. “The investigation of reasons of unstable motion of wheels of gantry crane with capacity 2x180 t”.

Article describes the work of running wheels of a gantry crane with load capacity of 2x180 tons which is operated at the head race of the Dniester hydropower station. Obtained results show the reason of their unstable movement. It is proved that the wheels can be operated safely in compliance with the proposed recommendations.

Key words: wheel, gantry crane, skewing of wheels, safe operation.

Стаття надійшла до редакції 10 грудня 2012 р.

ТРУДОЕМКОСТЬ ЧЕРНОВОЙ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКИ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

1. Постановка проблемы

Развитие серийного машиностроения, в частности подъемно-транспортного, предполагает разработку и освоение производства новых конструкций деталей и изделий в кратчайшие сроки.

Детальная проработка техпроцесса изготовления отдельных деталей довольно продолжительна по времени и сдерживает связанный с ее результатами остальной комплекс работ по технологической подготовке производства.

Для сокращения сроков освоения выпуска новой продукции, выбора оптимального варианта заготовки и техпроцесса необходимо еще на ранней стадии технологической подготовки знать

2. Цель работы – определение трудоемкости черновой обработки деталей на станках токарной группы без детальной проработки технологического процесса.

3. Анализ существующих решений

В настоящее время предварительная трудоемкость токарной обработки определяется по зависимости [1]

$$T_{шт} = 10^{-3} \cdot D_{об} \cdot L \cdot K_O \cdot K_{BO}, \text{ мин.} \quad (1)$$

где $T_{шт}$ – штучное время, мин;

$D_{об}$ – диаметр обрабатываемой заготовки, мм;

L – длина обрабатываемой заготовки, мм;

K_O – коэффициент основного времени;

K_{BO} – коэффициент, учитывающий вспомогательное время, время на обслуживание рабочего места, отдых и личные надобности.

Фактическое штучное время $T_{шт.ф.}$ (рассчитано аналитически согласно [2] при глубине резания $t = 5$ мм) отличается от полученного по формуле (1) в 1,5 – 1,98 раза (рис. 1).

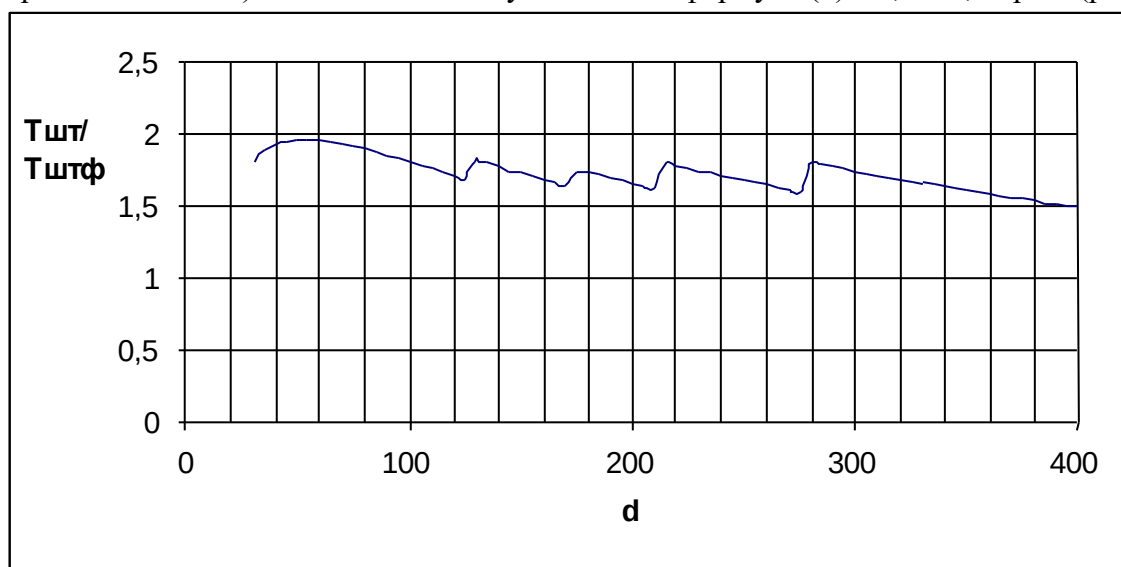


Рис. 1 – Зависимости отношения $T_{шт}/T_{шт.ф.}$ от диаметра d при глубине резания $t = 5$ мм

Данная ошибка (до 200 %) вызвана, на наш взгляд, тем, что формула (1) учитывает только диаметр и длину обработки. По (1) увеличение диаметра в два раза приводит к увеличению штучного времени также в два раза, но общий путь резания возрастает в $2\pi = 2 \cdot 3,14 = 6,28$ раз, соответственно, также должно возрасти и время обработки.

На наш взгляд, учет массы снимаемого в единицу времени материала (стружки) даст более точную характеристику продолжительности технологического процесса, тем более, что масса детали и масса заготовки часто заранее известна.

Зависимость штучного времени токарной обработки деталей от массы стружки, мощности станка, а также других факторов рассмотрена в этой статье.

4. Основной материал

Основной задачей черновой обработки является снятие максимального количества материала за минимальное время.

Аналитическое определение режимов резания производилось по [2] при вариации:

- глубины резания от $t = 0,5$ мм до $t = 7,5$ мм с шагом 0,5 мм;
- диаметра обработки от $d = 5$ мм до $d = 400$ мм с шагом 5 мм;
- отношений длины детали к диаметру от $l/d = 1$ до $l/d = 8$ с шагом 1;
- мощности станка от $N_c = 1$ кВт до $N_c = 30$ кВт с шагом 1 кВт.

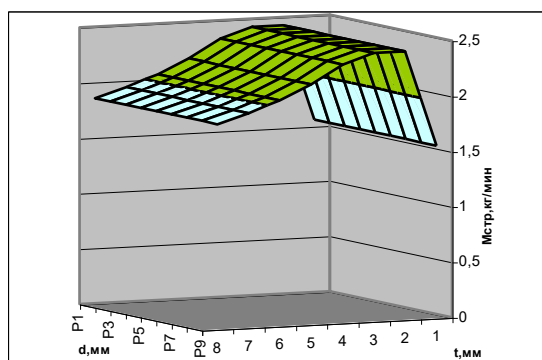
Остальные исходные данные принимались следующие:

- максимальная скорость резания ограничивалась $V_{max} = 200$ м/мин.
- максимальная подача ограничивалась величиной $S_{max} = 1,2$ мм/об.
- предел прочности $\sigma = 500$ МПа.
- период стойкости инструмента $T = 60$ мин.
- радиус при вершине резца $r = 1$ мм.
- коэффициенты для расчета режимов резания принимались следующие: $C_v = 350$, $C_n = 0.008$, $x = 0.15$, $y = 0.35$, $K_v = 1.54$, $m = 0.2$, $K_o = 0.17$, $K_{eo} = 2$.

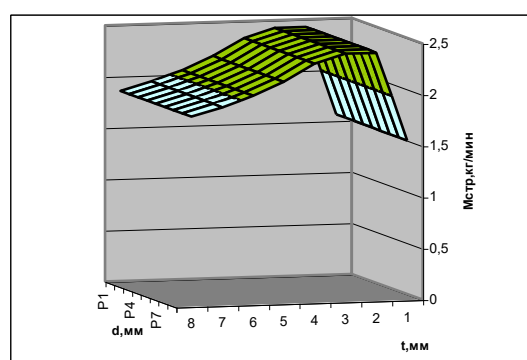
Расчет вариантов режимов резания проводился на ПК. Для каждого варианта определялась подача, скорость резания, частота вращения шпинделя, основное время, вспомогательное время, фактическое штучное время, объем и масса снимаемого за единицу времени материала.

Масса снимаемой в единицу времени стружки $M_{стр}$ (кг/мин.) в зависимости от диаметра d (мм) и глубины резания t (мм) при мощности двигателя станка $N_c = 10$ кВт и различных отношениях длины детали к её диаметру L/D представлены на рис. 2.

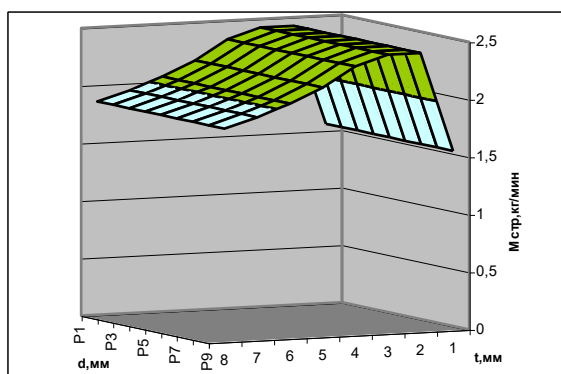
Масса снимаемой в единицу времени стружки в зависимости от диаметра обработки и глубины резания при различной мощности резания представлены на рис. 3. Отношение длины детали к её диаметру $L/D = 5$.



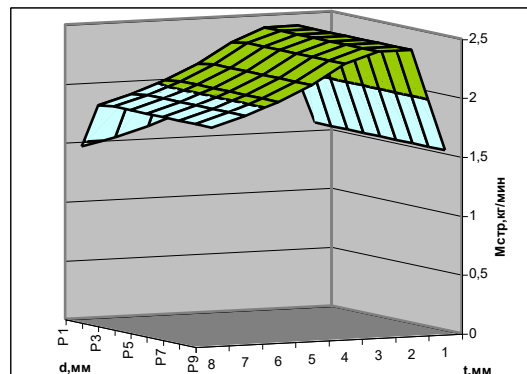
а)



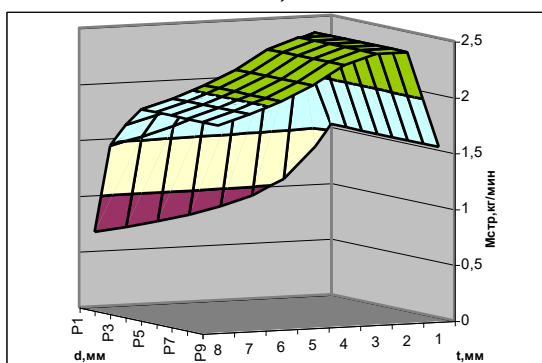
б)



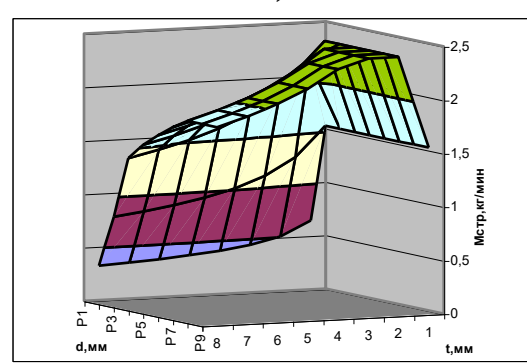
в)



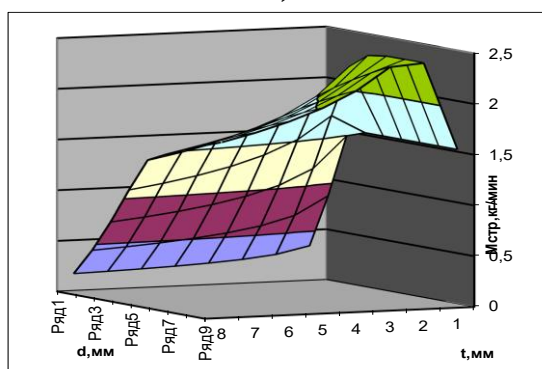
г)



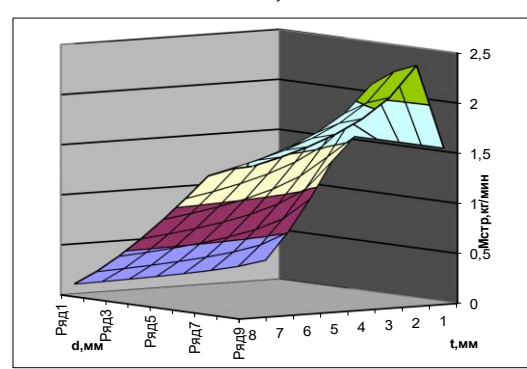
д)



е)

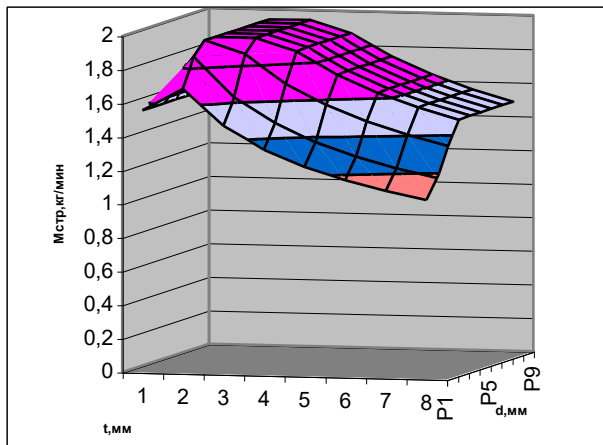


ж)

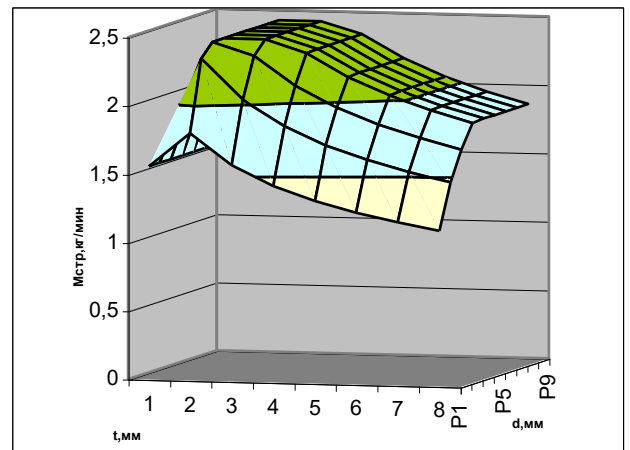


з)

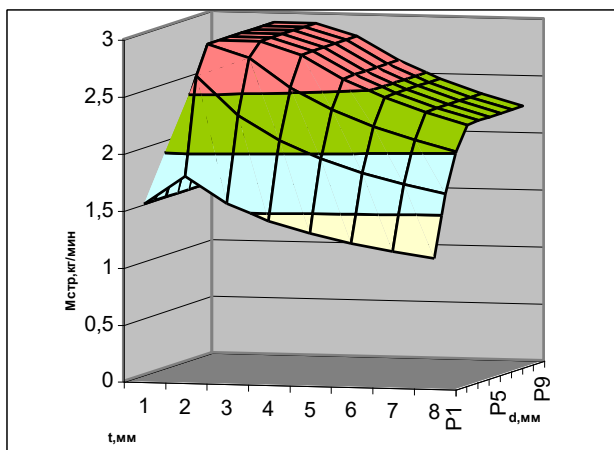
Рис. 2 – Зависимость минутной массы стружки от диаметра и глубины резания при отношении длины детали к её диаметру: а) $L/D = 1$, б) $L/D = 2$, в) $L/D = 3$, г) $L/D = 4$, д) $L/D = 5$, е) $L/D = 6$, ж) $L/D = 7$, з) $L/D = 8$



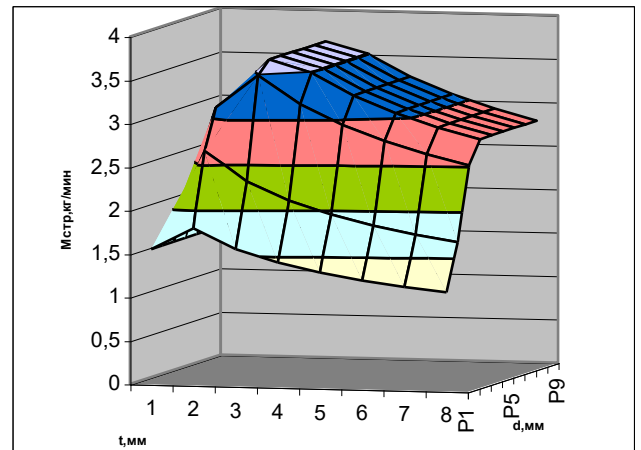
а)



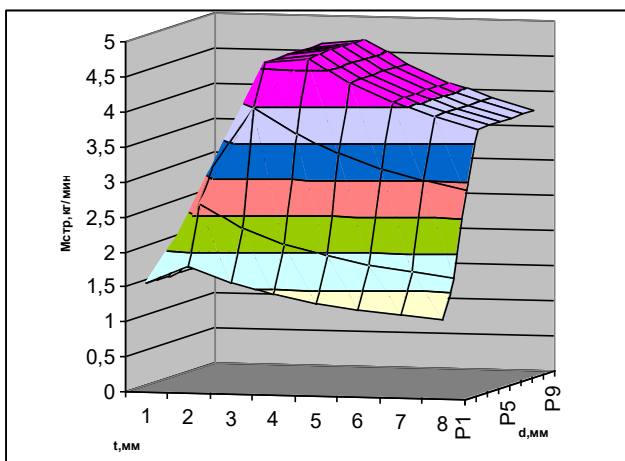
б)



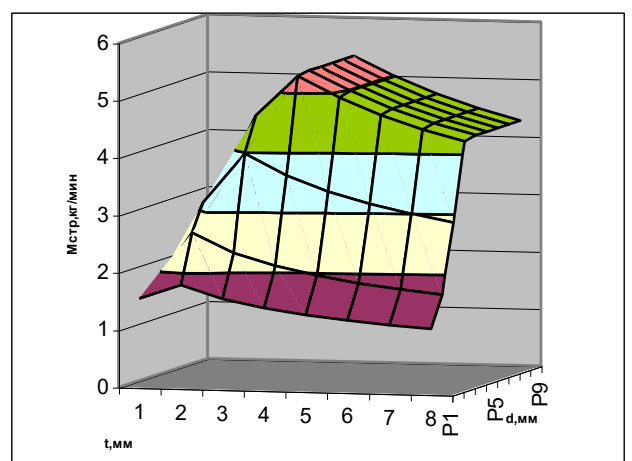
в)



г)



д)



е)

Рис. 3 – Масса снимаемой в минуту стружки в зависимости от диаметра обработки и глубины резания при мощности резания: а) $N = 8$ кВт, б) $N = 10$ кВт, в) $N = 12$ кВт, г) $N = 15$ кВт, д) $N = 20$ кВт, е) $N = 25$ кВт

Анализируя представленные выше графики, можно сделать следующие выводы:

- основное время обработки прямо пропорционально массе снимаемой стружки;
- наиболее производительным на всем диапазоне отношения L/D

является обработка при площади поперечного сечения стружки $tS=3 \text{ мм}^2=\text{const}$;

- масса снимаемой в единицу времени стружки напрямую зависит от мощности станка. Увеличение мощности на 1 кВт увеличивает массу стружки на 0,2 кг за минуту;

- увеличение мощности станка эффективно только до величины 20 кВт на инструмент. Дальнейшее увеличение мощности применять неэффективно.

Таким образом, можно записать

$$T_O = \frac{M_3 - M_D}{M_{стр}}, \text{ мин.}, \quad (2)$$

где $M_3 - M_D$, кг – разница в массе между заготовкой и деталью (масса стружки);

$M_{стр}$, кг/мин. – масса стружки в единицу времени.

Масса заготовки и масса детали принимается из чертежных данных.

Под массой стружки в единицу времени понимаем

$$M_{стр} = N_c \cdot M_{уд}, \quad (3)$$

где $M_{уд}$ – удельная масса снимаемого материала за 1 минуту на 1 кВт мощности станка, кг/мин·кВт.

N_c – мощность станка, кВт.

С учетом (3) формула (2) приобретает вид

$$T_O = \frac{M_3 - M_D}{N_c \cdot M_{уд}}, \text{ мин.} \quad (4)$$

Штучное время определяется аналогично расчетам чистовой обработки [3]

$$T_{шт} = 1,1 \left[T_O + \left(1 + \frac{M_3}{K} \right) \right], \quad (5)$$

где T_O – основное время на операцию, мин.;

T_e – вспомогательное время на операцию, мин.

где K – коэффициент, который определялся в зависимости от массы заготовки, кг/мин. ([3], таблица 3.2).

Подставляя (4) в формулу (5), получим окончательное выражение зависимости штучного времени

$$T_{шт} = 1,1 \left[\frac{M_3 - M_D}{N_c \cdot M_{уд}} + \left(1 + \frac{M_3}{K} \right) \right], \text{ мин.} \quad (6)$$

где M_3 – масса заготовки, кг;

M_D – масса детали, кг;

$M_{уд}$ – удельная масса снимаемого материала за 1 минуту на 1 кВт мощности станка.

По нашим расчетам $M_{уд} \approx 0,2 \text{ кг/мин} \cdot \text{кВт}$;

N_c – мощность станка, кВт.

Сравнение результатов расчетов штучного времени по формуле (6) с реальными данными (получены ранее аналитически) дает удовлетворительный результат. Разница не превышает 10% за исключением редких случаев обработки диаметров менее 30 мм при глубине резания свыше 5 мм, когда отклонение возрастает до 40%. Определенное расчетом по формуле (6) штучное время несколько превышает фактическое, то есть отклонения направлены в запас (рис. 4).

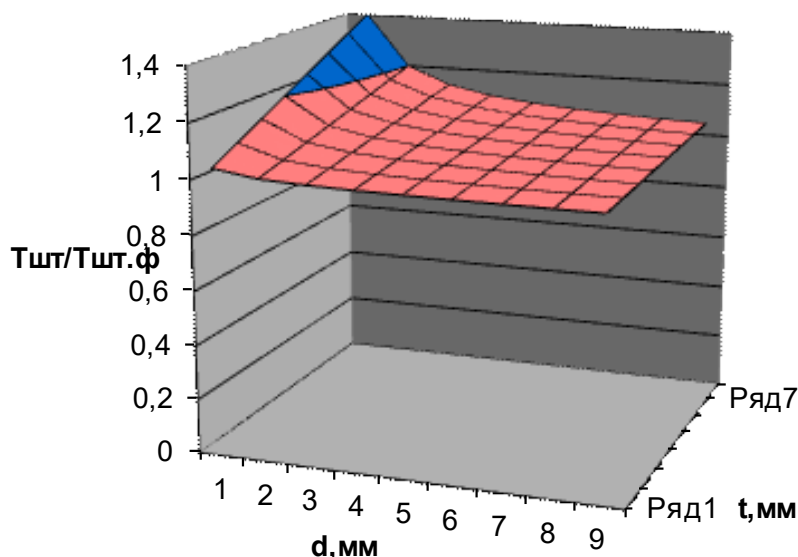


Рис. 4 – Отношение штучного времени $T_{шт}$ по (6) к фактическому штучному времени $T_{шт.ф}$ при вариации глубины резания от $t = 0,5$ мм до $t = 7,5$ мм и диаметра обработки от $d = 5$ мм до $d = 400$ мм.

Выводы

Взаимосвязь трудоемкости механической обработки поверхностей вращения от массы снимаемого материала позволит более точно определить штучное время на начальной стадии разработки технологического процесса.

Список использованных источников:

1. Горбачев А. Г. Курсовое проектирование по технологии машиностроения / А. Г. Горбачев, В. А. Шкред. – М.: Высшая школа, 1983. – 256 с.
2. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 1 / под ред. А. Г. Косилово, Р. К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 656 с.
3. Смирнов И. П. Предварительное определение трудоемкости чистовой токарной обработки при серийном производстве / И. П. Смирнов // Машинобудування : зб. наук. пр / Укр. інж.-пед. акад. – Х., 2012. – № 9. – С. 191–199.

Смирнов И.П. «Трудоемкость черновой токарной обработки при производстве подъемно-транспортных машин».

В статье рассмотрена зависимость штучного времени при черновой обработке заготовок на токарных станках от массы заготовки и детали и мощности станка. Предложенная методика расчета трудоемкости механической обработки позволяет сократить сроки технологической подготовки производства и снизить вероятность ошибок при проектировании.

Ключевые слова: трудоемкость, черновая токарная обработка, штучное время, масса стружки.

Смирнов І.П. «Трудомісткість чорнкової токарної обробки при виробництві підйомно-транспортних машин».

У статті розглянуто залежність штучного часу при чорновій обробці заготовок на токарних верстатах від маси заготовки і деталі і потужності верстата. Запропонована методика розрахунку трудомісткості механічної обробки дозволяє скоротити терміни технологічної підготовки виробництва і знизити ймовірність помилок при проектуванні.

Ключові слова: трудомісткість, чорнова токарна обробка, штучний час, маса стружки.

Smirnov I.P. “The laboriousness of rough turning processing in the production of industrial machines”.

In this article the relationship of time rough machining on lathes from the mass of the work piece and the parts and power machine. The proposed method of calculating the laboriousness of machining reducing time technological preparation of production and reduce the possibility of errors in the designing.

Key words: laboriousness, rough processing, handling time, the mass of shavings.

Стаття надійшла до редакції 19 жовтня 2012 р.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА НАПРЯЖЕНИЙ В СТЕНКЕ КАНАТНОГО БАРАБАНА

1. Анализ исследований

Теоретические исследования, которые имеют целью получения расчетных формул, как правило, проверяются экспериментами, которые проводятся на лабораторных образцах или действующих машинах.

2. Цель работы

С целью проверки методики расчета напряженного состояния обечайки канатного барабана (1) нами был разработан экспериментальный стенд (рис. 1, 2).

3. Основной материал

На гладкий барабан, который имеет следующие размеры: диаметр 150 мм, длина 200 мм, толщина стенки 1,8 мм наматывался стальной канат диаметром 7 мм, к которому подвешен груз. С внутренней стороны стенки барабана наклеены датчики, которые измеряют деформацию с помощью устройства ZET 210.

Модуль ZET 210 предназначен для измерения параметров сигналов в широком частотном диапазоне (с частотой дискретизации до 400 кГц), которые поступают от разных преобразователей. Цифровой (разъем ДВ-15) и аналоговый выходы (разъем ДВ-25) могут быть использованы в цепях управления разных исполнительных механизмах. В комплект ZET 210 входит базовое программное обеспечение ZET Lab.

Сценарий записи (каналы, частота дискретизации, режим записи и т.д.) задается с компьютера программный регистратор. С помощью ручного привода канат навивается на барабан. Высота подъема составляла 2,5м, нагрузка 1962Н.

В общем виде экспериментальная установка имеет вид

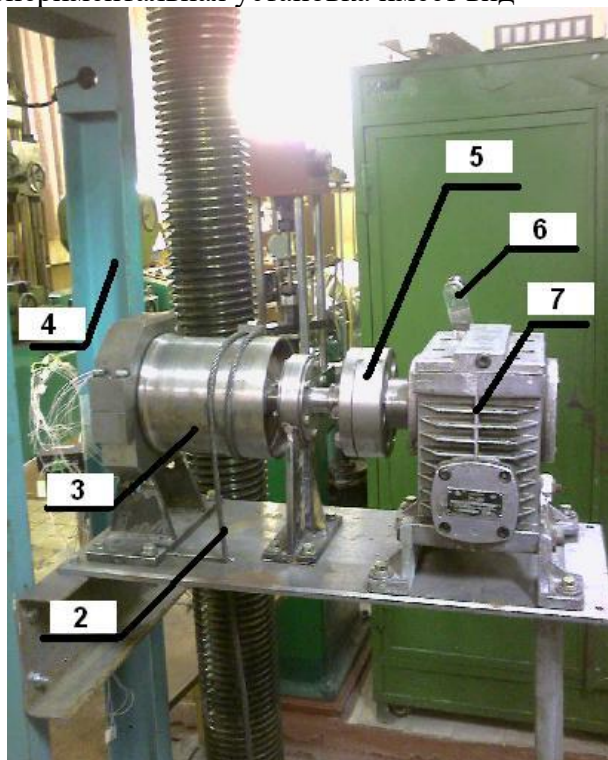


Рис. 1 – Общий вид экспериментальной установки:

1 – Измерительные тензорезисторы; 2 – стальной канат диаметром 7 мм;

3 – канатный барабан; 4 – опорная рама; 5 – муфта; 6 – приводная ручка;
7 – редуктор; 8 – ZET 210; 9 – базовое программное обеспечение ZET Lab



Рис. 2 – Канатный барабан (расположение измерительных тензорезисторов)

Схема подключения тензорезисторов

Сигналы 1 и 3 Подключены два активных тензорезистора (рис. 3, а) (ортогональное расположение). Термокомпенсирована. Температурная погрешность кабеля исключена.

Выходные напряжения определяются по формуле

$$e_0 = ((1 + \nu)E_v / 4) \cdot Ks \cdot \varepsilon_0, \quad (1)$$

где ν – коэффициент Пуассона;
 Ks – К-фактор;
 ε_0 – деформация;
 E – питание моста;
 Rg – сопротивление тензорезистора;
 R – постоянное сопротивление;

Сигнал 5

Подключены два активных тензорезистора (рис. 3, б). Оппозитная схема. Без термокомпенсации. Деформация изгиба исключена подключением в противоположных направлениях.

$$e_0 = (E_y / 2) Ks \cdot \varepsilon_0 \quad (2)$$

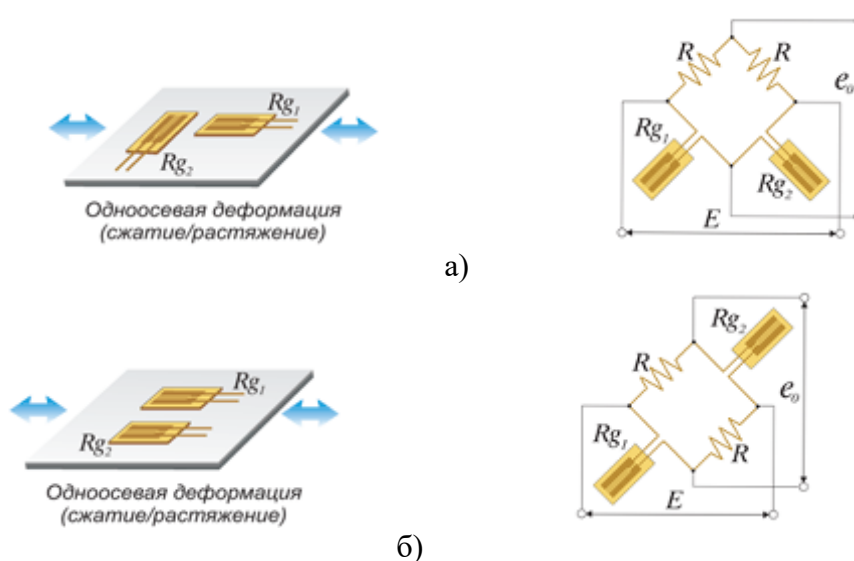


Рис. 3 – Схема подключения тензорезисторов: а) – для сигналов 1 и 3;
б) – для сигналов 5

Из формулы (1) и зафиксированных результатов для сигналов 1 и 3 найдем абсолютную и относительную деформацию, что позволит определить напряжения, возникающие в цилиндрической поверхности барабана.

Разобьем показание сигналов 1 и 3 на части, где отобразим точку отчета, начало подъема, подъем, стабилизация груза, начало спуска, конец спуска, нормализация.



Рис. 4 – Показания датчиков

Местные деформации цилиндрической оболочки барабана (точка отсчета)

$$\varepsilon_0 = \frac{4e}{(1+\nu)E_v \cdot k_s} = \frac{4 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{(1+0,3) \cdot 1,5 \cdot 2} = 0,00051 \text{ мм}$$

Абсолютная деформация

$$\varepsilon_a = \frac{dl}{l} = \frac{\varepsilon_0}{l_0} = \frac{0,00051}{15} = 0,000034 \text{ мм}$$

Напряжение в месте датчика

$$\delta = E \cdot \varepsilon = 1,9 \cdot 10^5 \cdot 0,00051 = 97 \text{ Н/мм}^2$$

Используя программу расчетов Mathcad, определим остальные деформации и напряжения и занесем их в таблицу 1.

Таблица 1 – Данные эксперимента

Точка графика	Сигнал 1 (мВ)			Сигнал 3 (мВ)		
	деформ. местная (мм)	деформ. абсолютная (мм)	напряжения (Н/мм ²)	деформ. местная (мм)	деформ. абсолютная (мм)	напряжения (Н/мм ²)
точка отчета	0,00051	0,000034	6,5	0,00051	0,000034	6,5
начало подъема	0,0015	0,0001	19,1	0,00082	0,000055	10,4
подъем	0,0046	0,0003	58,5	0,003	0,0002	39

стабили- зация груза	0,0041	0,00027	52	0,0028	0,00019	36
начало спуска	0,0036	0,00024	45,5	0,0025	0,00017	32,5
конец спуска	0,00051	0,000034	6,5	0,00061	0,000041	7,8
нормали- зация	0,00082	0,000055	10,4	0,00082	0,000055	10,4



Рис. 5 – Напряжения в оболочке

Определяем напряжения в обечайке барабана по известной расчетной формуле (1) [1]:

$$\sigma = \frac{T}{\alpha} = \frac{1962}{1,8 \cdot 7} = 155,7 \text{ МПа}$$

Определяем напряжения в стенке барабана по разработанной нами методике [2]:

$$k = \frac{12 \cdot 10^4 \cdot 7}{2,1 \cdot 10^5 \sqrt{72,5 \cdot 1,8}} = 0,35$$

$$f(x) = 0,9998(-0,002098 \cdot 1,2042 - 0,00252 \cdot 0,8304) + 0,0267 = 0,02218 \text{ мм}$$

$$\sigma_{\phi} = \frac{0,02218}{72,5} \cdot 2,1 \cdot 10^4 = 64,25 \text{ МПа}$$

Выводы

Как видим, действительные напряжения в обечайке барабана гораздо ниже (почти на 40 %), чем рассчитанные по имеющимся методикам.

Список использованных источников:

1. Александров М. П. Грузоподъемные машины / М. П. Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана : Высшая школа, 2000. – 552 с.
2. Фидровская Н. Н. Влияние краевых шпангоутов на прогиб стенки цилиндрической оболочки // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства : зб. наук. пр. – Х., 2009. – Вип. 76 : Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні. – С. 169–172.

Фидровская Н.Н., Литвин О.Н., Варченко И.С. «Экспериментальная проверка напряжений в стенке канатного барабана».

В статье приведены результаты эксперимента, проведенного в лабораторных условиях и сделано сравнение с данными расчетов.

Ключевые слова: барабан, напряжения, эксперимент, расчет.

Фідровська Н.М., Литвин О.М., Варченко І.С. «Експериментальна перевірка напружень в стінці канатного барабана».

В статті приведені результати експерименту, який проведений в лабораторних умовах та виконане порівняння з даними розрахунків.

Ключові слова: барабан, напруження, експеримент, розрахунок.

Fidrovskaya N.M., Lytvyn O.O., Varschenko I.S. “Experimental exploration in the side of ropes drum”.

The article provides one with the data of experiment performed in laboratorion conditions and actnowledges the comparison with expected data.

Key words: drum, stresses, experiment, calculating.

Стаття надійшла до редакції 6 грудня 2012 р.

ДИНАМІКА ПРУЖНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ ПОЗДОВЖНІХ КОЛИВАНЬ В КАНАТАХ ТА СТЕРЖНЯХ З РУХОМИМИ ГРАНИЦЯМИ

1. Вступ

Розглянуто основні варіанти постановки крайових задач про рух пружних хвиль в канатах змінної довжини, що застосовуються до динамічних процесів в механізмах шахтних установок. Проблема поздовжніх пружних коливань канатів присвячено велику кількість досліджень. Однак загальною характерною рисою цих досліджень є той факт, що в них розглядались переважно канати постійної довжини, а фактична зміна довжини канату враховувалась тільки опосередковано. Ці обставини суттєво змінюють характер відображень хвиль від рухомого кінця, з'являються не тільки відображені хвилі, а й залишкові, і таким чином змінюється розподіл динамічної напруги в досліджуваному середовищі. Щоб усунути подібну неточність у вихідній постановці задачі ми проводили розрахунки за допомогою модифікованого методу продовження та відображення для областей зі мінною границею. Зміна границі області інтегрування здійснюється з дозвуковою швидкістю. Застосування цього методу показало, що характер руху хвиль у середовищах змінної довжини має специфічні особливості і суттєво відрізняється від характеру руху хвиль у середовищах з нерухомими границями. Постановка та розв'язок крайових задач, що враховують математично точно зміну границь області інтегрування рівняння динамічного стану канатів, дозволить отримати більш близьку до реальної картини розповсюдження хвиль, а також поширення динамічного поля напруг в канатах, і відповідно зробити точний розрахунок параметрів міцності канатів. В результаті чого, ми знайшли розв'язки першої крайової задачі для

інтервалу, одна границя якого змінювалась по заданому закону, а інша знаходилась в стані нерухомості.

2. Постановка задачі

Схема на рис. 1 відповідає підніманню вантажу, коли до початку руху ($t = 0$) вантаж вже був закріплений на канаті, та висить на ньому.

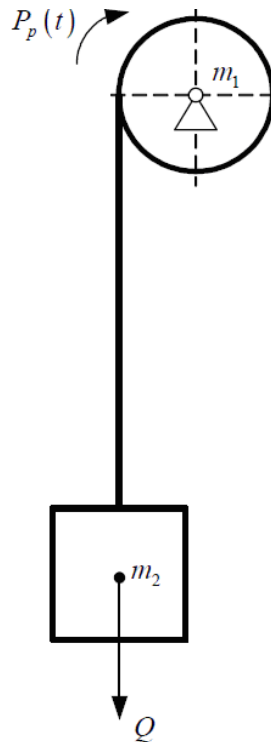


Рис. 1 – Схема піднімання вантажу

Будемо вважати, що жорсткість канату є достатньо великою, і тому його будемо вважати пружним. Слідуючи прийнятим умовам підйому вантажу його рух підпорядковується законам рівномірно-змінного переміщення. Тобто, помноживши прискорення вантажу на його масу та додавши отриману величину до статичного опору Q , знайдемо динамічне зусилля F , яке діє на канат, виражене таким чином

$$F = \frac{m_2 P_{над}}{(m_1 + m_2)} + Q,$$

де $P_{над}$ – надлишкове зусилля приводу.

Розглянемо закон руху каната в точці дотику його з барабаном $v(t)$, при якому виконується критерій мінімуму квадрата $(F-Q)$ в процесі підйому вантажу, а саме

$$\int_0^{t_p} (F - Q)^2 dt \Rightarrow \min ,$$

де t_p – час піднімання вантажу, по завершенню якого, швидкість підйому вантажу стабілізується і стає рівною V_0 . Очевидно, що F при цьому буде мінімальною.

Розглядається модель шахтної вертикальної установки: канат намотується на барабан; до нижнього кінця прикріплений вантаж масою m_2 , який відповідно переміщується вертикально. Середній радіус намотки каната на барабан дорівнює R . Вважаємо, що тертя канату на барабані однакове в кожній точці, і не має опору канату в точці контакту канату з барабаном. До початку намотки канату на барабан, вантаж вже був підвішений до канату і в канаті встановилось певне статичне переміщення та напруга. Приймаємо, що пружні переміщення точки контакту канату з барабаном рівні нулеві. На цьому вигині ці переміщення будуть зменшуватись по абсолютній величині до нуля. Внаслідок того, напруга на вигині не враховується, канат можна вважати прямолінійним. Довжина цього вигину залежить від коефіцієнту тертя, і відповідно становиться достатньо малою для великих значень коефіцієнтів тертя. Обираємо обмежений варіант фізичної моделі, в якій довжина вигину прирівнюється до нуля.

Додатній напрям пружних переміщень в канаті, які позначаються як $u(x,t)$, будемо вважати співпадаючими з додатнім напрямом вісі ξ . Канат має площу поперечного перерізу S , модуль пружності першого роду E , кутове прискорення каната – $\beta(t)$, кутова швидкість – $\omega(t)$.

Тоді лінійне переміщення каната в точці дотику його з барабаном буде дорівнювати

$$v(t) = R \int_0^t \int_0^s \beta(\tau) d\tau ds + R\omega(0)t + v(0).$$

При $t < 0$, вантаж вже був підвішений до канату і в канаті встановились статичне переміщення $u(\xi)$ та напруга $\sigma(\xi)$. Тоді сума функцій лінійного переміщення каната в точці дотику його з барабаном $v(t)$ та статичного переміщення $u(\xi)$ буде розв'язком хвильового рівняння

$$\frac{\partial^2 u(\xi, t)}{\partial \xi^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 u(\xi, t)}{\partial t^2} = 0,$$

де a – швидкість звуку в канаті.

3. Розв'язок задачі

Нехай $u(x, t)$; $u_1(x)$ – розв'язки початково-крайової задачі пружних переміщень точок каната. В області $v(t) < x < l$, $t > 0$ будемо шукати розв'язок рівняння (1), яке задовольняє таким початковим та крайовим умовам:

$$\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

$$u(x, t) = \varphi(x); \quad u_t(x, 0) = \psi(x), \quad 0 < x < l, \quad (2)$$

$$u(v(t), t) = -u_1(v(t)); \quad u_x(l, t) = \gamma[u_{tt}(l, t) - R\beta(t)H(t)], \quad t > 0, \quad (3)$$

де $\gamma = \frac{m}{ES}$; H – функція Хевісайда.

$\varphi(x) = -u_1(x)$; $\psi(x) = 0$, оскільки $u_1(x)$ не залежить від t .

Далі розглянемо спрощену модель канату, як пружний горизонтальний стержень, де лівий кінець буде закріплений, а правий рухатись за певним законом, по заданій функції

$$x = l + v(t).$$

Функція $v(t)$ буде враховувати вплив умов (2) та (3). Тоді для даної крайової підзадачі початково-граничні умови будуть такими:

$$u(x, 0) = \varphi(x), \quad u_t(x, 0) = \psi(x) \quad D = \{0 < x < l; 0 < t < T\}, \quad (2')$$

$$u(l, t) = 0; \quad u(l + v(t), t) = \mu(t), \quad t > 0. \quad (3')$$

Розв'язок цієї задачі будемо шукати у вигляді

$$u(x, t) = \chi(x - at) + \chi(x + at).$$

Так, як лівий кінець стержня закріплений, то функція $u(x, t)$ запишеться у вигляді

$$u(x, t) = \chi(x + at), \quad (4)$$

а продовження функції $\mu(t)$ на всю вісь t у вигляді

$$\tilde{\mu}(t) = \begin{cases} \mu(t), & t \geq 0 \\ 0, & t < 0. \end{cases} \quad (5)$$

Тоді враховуючи граничну умову (3'), підставимо продовження (5) у форму розв'язку (4)

$$\chi(l + v(t) + at) = \tilde{\mu}(t). \quad (6)$$

Очевидно, що функція:

$$u(x, t) = \tilde{\mu}(t_0(x + at)) \quad (7)$$

є розв'язком рівняння (1), але за певних умов.

При $t < \frac{l}{a}$, функція (7) задовольняє умовам (2') та (3').

При $t < \frac{2l + v(t)}{a}$, функція (8) задовольняє умовам (2') та (3'), отже

$$u(x, t) = \tilde{\mu}(t_0(x + at)) - \tilde{\mu}(t_0(at - x)), \quad (8)$$

і є розв'язком рівняння (1).

При $t < \frac{4l + v(t) + 2v(\tau_1)}{a}$ функція $u(x, t)$ дорівнює:

$$\begin{aligned} u(x, t) = & \tilde{\mu}(t_0(x + at)) - \tilde{\mu}(t_0(at - x)) + \\ & + \tilde{\mu}(t_0(at_0(x + at) - l - v(t_0(x + at)))) - \\ & - \tilde{\mu}(t_0(at_0(at - x) - l - v(t_0(at - x)))), \end{aligned}$$

де τ_1 – найменший додатній корінь рівняння хвилі, що компенсує функцію (8):

$$at = 2l + v(t).$$

Відмітимо, що величина $a\tau_1 = 2l + v(\tau_1)$ є шлях, пройдений переднім фронтом хвилі, випроміненим правим кінцем стержня, до першої зустрічі цього переднього фронту знов з правим кінцем.

Продовжуючи цей процес відображення хвиль від закріпленого та незакріпленого кінців пружного стержня будемо мати, що для довільного моменту часу $t > 0$ розв'язок рівняння (1), який задовольняє гранично-крайові умови (2') та (3'), буде

$$u(x, t) = \sum_{k=2}^{\infty} \tilde{\mu}(t_0(w(w(\dots(w_{k-2}(x + at)))))) - \\ - \sum_{k=2}^{\infty} \tilde{\mu}(t_0(w(w(\dots(w_{k-2}(at - x)))))),$$

де $w(y) = at_0(y) - l - v(t_0(y))$.

Але даний розв'язок задачі про переміщення поздовжніх хвиль в канаті змінної довжини буде мати місце, якщо у рівнянні (6) функція

$$z = l + v(t) + at \tag{9}$$

буде мати обернену до себе функцію. Тобто функція (9) має бути монотонною або кусково-монотонною.

Отже функція $g(t) = v(t) + at$ має бути неперервною та диференційованою, а також повинна виконуватись умова: $l + v(t) > 0, \quad t > 0$.

Будемо шукати обернену функцію $t_0(z)$ до (9), яка в свою чергу теж повинна бути монотонною або кусково-монотонною.

4. Чисельна реалізація результатів

За допомогою методу продовження для побудови відображень хвиль від нерухомого та рухомого кінців каната, ми встановили час появи кожної відображеної хвилі від незакріпленого кінця:

Запишемо алгоритм програми в середовищі sage, яка за допомогою поліноміальної апроксимації буде за функцією $z = l + v(t) + at$ знаходити обернену до неї функцію $t_0(z)$.

Для певної визначеності розглянемо конкретну функцію $v(t) = 0,05 \cdot t^2 + 2t - 4$, яка є кусково-монотонною, і знайдемо для неї обернену функцію. Виберемо область, на якій функція $v(t)$ буде монотонно зростати, та представимо її дискретно, тобто в точковій формі: $N=100$, $\text{step}=(t_{\max}-t_{\min})/N$.

Потім функцію $z(t) = l + v(t) + at$ запишемо у вигляді полінома четвертого степеня, та знаходимо обернену матрицю до коефіцієнтів цього полінома. До транспонованої матриці застосовуємо обернену апроксимацію та знаходимо власне, обернену функцію.

Отже програмний код запишемо таким чином:

```
#alpha.sagenb.org
N=100
t=[]
tmin=0
tmax=90.0
step=(tmax-tmin)/N
for i in range(N):
    t.append(tmin+i*step)
v=[]
#зімітувати монотонну функцію
for i in range(N):
    v.append(0.05*t[i]^2+t[i]*2-4)
p=[]
for i in range(N):
    p.append((t[i],v[i]))
show(points(p))
#виконаємо поліноміальну апроксимацію
n=4 #ступінь багаточлена
T=matrix(RR,N,n+1)
V=matrix(N,1,v)
for i in range(N):
```

```

    for j in range(n+1):
        T[i,j]=t[i]^(n-j)
A=((T.transpose()*T)^-1)*T.transpose()*V
t1=t
var('t')
mas2=[]
for i in range(n+1):
    mas2.append(t^(n-i))
M2=matrix(n+1,1,mas2)
v(t)=(A.transpose()*M2)[0,0]
#наприклад, зафіксуємо l, a
l=10
a=2.2
z(t)=l+v(t)+a*t
#виконаємо обернену апроксимацію
n=4 #ступінь багаточлена
T=matrix(RR,N,n+1)
V=matrix(RR,N,1)
for i in range(N):
    V[i,0]=tmin+i*step
for i in range(N):
    for j in range(n+1):
        T[i,j]=z(V[i,0])^(n-j)
A=((T.transpose()*T)^-1)*T.transpose()*V
t1=V.list()
var('z')
mas2=[]
for i in range(n+1):
    mas2.append(z^(n-i))
M2=matrix(n+1,1,mas2)

```

```

t(z)=(A.transpose()*M2)[0,0]
show((points(p)+plot(t,(z,0,800))+plot(x,0,600)),aspect_ratio=1)
plot(t,(z,0,300))

```

В результаті ми маємо строго монотонно спадаючу функцію $t(z)$, яка є оберненою до строго монотонно зростаючої функції $z(t)$ на відрізку $t \in [0, 90]$. Отриманий результат дає можливість змодельовати процес відображення хвиль в канаті зі змінною границею на протязі певного відрізка часу.

На рис. 2 показана математична модель переміщення та відображення хвиль від рухомого верхнього та нерухомого нижнього кінця, до якого закріплений вантаж. Також вказано точки, по яким був здійснений розрахунок зміни переміщення канату та напруги в перерізах позначених точок. У таблиці 1 наведено розрахунок кількості та час появи відображених хвиль від рухомого верхнього кінця канату.

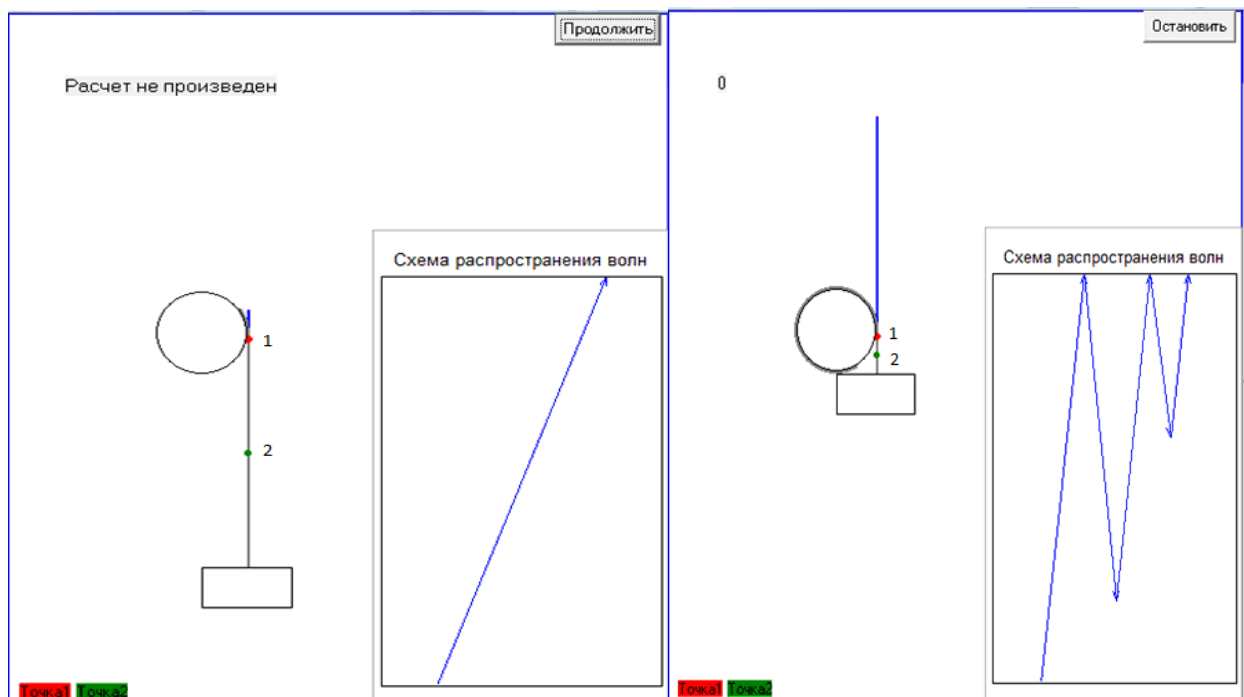


Рис. 2 – Спрощена модель підйомної канатної установки

Таблиця 1 – Показники переміщення та напруги в точках 1 і 2 в момент відображення хвиль

№	Время (с)	Перемещение т.1 (м)	Перемещение т.2 (м)	Напряжение в т.1 (Па)	Напряжение в т.2 (Па)
0	0	0,001	1	-10	-9,9999999999989
1	0,001	0,00301635732817557	1,0010149925	-9,99993073168724	-10,0000000000211
2	0,002	0,00503272109565032	1,002029985	-9,99993075643332	-9,9999999999989
3	0,003	0,00704908437312507	1,0030449775	-9,99993078118084	-10,0000000000211

Висновки

Розв’язок поставленої крайової задачі дозволяє побудувати більш коректну концепцію поширення пружних хвиль та розподілу динамічного поля напруг в канатах змінної довжини. Виявляється, що характер відображення від рухомого та нерухомого кінців суттєво відрізняються один від одного. В результаті чого, стрибки напруг, які виникають вздовж канату з рухомим кінцем через присутність в крайових умовах функції Хевісайда, розповсюджуються інакше, ніж в канаті з незмінною довжиною. Розв’язок крайової задачі залежить від заданої функції переміщення рухомої границі канату або пружного стержня. Чисельне знаходження оберненої функції до продовження переміщення на всю область зміни часу було представлено у вигляді поліноміальної апроксимації.

Список використаних джерел:

1. Воеводин В. В. Численные методы в прикладном пакете sage / В.В. Воеводин. – Спб.: БХВ-Петербург, 2011. – 257 с.
2. Ильин С. Р. Математическая модель продольных колебаний струны и отвеса каната мобильной подъемной установки / С. Р. Ильин // Научные труды ДонНТУ. – Донецк, 2011. – Вып. 16(143). – С. 122–138.
3. Ильин В. А. Граничное управление процессом колебаний на двух концах в терминах обобщенного решения волнового уравнения / В. А. Ильин // Дифференциальные уравнения. – 2009. – Т. 36, № 11. – С. 153–158.

4. Ильин В. А. Аналитический вид оптимального граничного условия смещения на одном конце струны с модельным нелокальным граничным условием одного из четырех типов / В. А. Ильин // Доклады РАН. – 2010. – Т. 420, № 3. – С. 309–313.

5. Коряшкіна Л. С. Чисельні методи / Л. С. Коряшкіна, М. М. Одновол. – Дніпропетровськ: Вид-во ДГУ. – 2007. – 219 с.

Зеленська Т.С., Сясєв А.В. «Динаміка пружних переміщень поздовжніх коливань в канатах та стержнях з рухомими границями».

Розглядається крайова задача для канатів та стержнів, які змінюють свою довжину на протязі певного часу роботи механізму. Досліджується характер відображення поздовжніх хвиль від рухомого кінця.

Ключові слова: поздовжні коливання, відображення, переміщення.

Зеленская Т.С., Сясєв А.В. «Динамика упругих перемещений продольных колебаний в канатах и стержнях с подвижными границами».

Рассматривается краевая задача для канатов и стержней, которые меняют свою длину на протяжении некоторого промежутка работы механизма. Исследуется характер отражений продольных волн от подвижного конца.

Ключевые слова: продольные колебания, отражение, перемещение.

Zelenskaya T.S., Syasev A.V. “Dynamics of elastic displacements of longitudinal oscillations in ropes and cores with mobile borders”.

Initial boundary value problems are considered for ropes and cores that change length throughout some interval of operation of the mechanism. Character of reflections of longitudinal waves from the mobile end are investigated.

Key words: longitudinal oscillations, reflection, displacement.

Стаття надійшла до редакції 26 листопада 2012 р.

©Куприянов А.В.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОГРЕШНОСТИ ГЕОМЕТРИИ ФОРМЫ ДЕТАЛЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

1. Постановка проблемы

В промышленности широко используются соединения с натягом, которые обеспечивают высокую прочность на осевой сдвиг и проворачивание. Такие авторы, как Андреев Г.Я., Бобровников Г.Я., Арпентьев Б.М., Зенкин А.С., Святуха А.А. исследовали влияние различных геометрических и технологических параметров на прочность соединения с натягом. Известно, что наибольшее влияние на прочность такого соединения оказывает величина натяга. К другим параметрам, оказывающим существенное влияние, относятся:

- материал и характеристики поверхностного слоя сопрягаемых деталей;
- микрогеометрия посадочных поверхностей – шероховатость и ее направление;
- наличие промежуточных сред – смазок, клеевых прослоек.

Целенаправленных экспериментальных исследований влияния на прочность макрогеометрических показателей сопрягаемых поверхностей, таких как погрешность геометрии формы, автору не известно. Это можно объяснить тем, что специальное проведение таких исследований требует механической обработки деталей с прецизионной точностью. Не найдено также теоретических расчетов в данном направлении.

Наличие погрешности геометрии формы может существенно сказываться на прочности соединения с натягом. При этом экспериментальные исследования имеют большую достоверность, чем теоретические.

2. Цель исследований

Целью исследований является определение величины влияния погрешности геометрии формы на прочность цилиндрического соединения с натягом.

3. Основное содержание и результаты работы

3.1. Выбор экспериментальных соединений

В работе исследуются цилиндрические соединения с натягом. ГОСТ 24642-81 нормирует совокупность отклонений всей поверхности (допуск цилиндричности), отдельных ее сечений либо отдельных геометрических элементов, независимо от формы реальной поверхности. С целью исследования влияния формы реальной поверхности в работе исследовалось влияние на прочность соединения применявшихся ранее частных видов отклонений формы. К ним относятся отклонения профиля поперечного сечения: конусообразность, бочкообразность, седлообразность и отклонения от круглости: овальность.

Относительная геометрическая точность формы может составлять от 60 % поля допуска для нормальной (А) до менее 25 % для особо высокой геометрической точности [1]. Если при сборке с натягом погрешность геометрии формы деталей не нормируется, то ее величина может соответствовать нормальной геометрической точности.

Номинальный посадочный диаметр у соединений был принят Ø60. Выбор посадочного диаметра соединения обусловлен тем, что при меньших значениях требуемая температура нагрева при тепловой сборке значительно увеличивается. Большие значения увеличивают металлоемкость экспериментальных образцов и, соответственно, их стоимость.

Для экспериментов была выбрана посадка Ø60 Н8/у8. Для 8-го качества нормальная (А) относительная геометрическая точность соответствует 7-й степени точности. Для Ø60 допуск погрешности геометрии формы 16 мм на сторону, 32 мм на диаметр. С целью усилить влияние погрешностей геометрии

формы при моделировании принимался минимальный натяг в соединении – 0,04 мм.

Достаточно грубая из применяемых для соединений с натягом посадка была выбрана по причине ограничений по точности имеющегося обрабатывающего оборудования. Дело в том, что изготовление погрешности формы на экспериментальных образцах необходимо было выполнять в пределах поля допуска посадки, при повышении точности затруднительно специально получить требуемую погрешность геометрии формы.

Для искусственного получения погрешности геометрии формы на поверхности экспериментальных валиков использовались токарные станки с программным управлением. Посадочные поверхности втулок шлифовались.

При выборе материалов образцов исходили из требования, что они по своим физико-механическим свойствам должны соответствовать материалам, которые применяются для соединений с натягом. Поэтому для экспериментальных образцов принята сталь 45, так как ее магнитные свойства и теплопроводность соответствуют свойствам материала реальных деталей и она хорошо обрабатывается.

Экспериментальные образцы показаны на рис. 1, погрешности геометрии формы графически увеличены для наглядности. Втулки были приняты цилиндрическими (рис. 1 а), а погрешность геометрии формы изготавливалась на валах. Цилиндрический вал (рис. 1 б) сравнивался с имеющими конусообразность, седлообразность, бочкообразность и овальность (рис. 1 в – 1 е). Для валов предусматривались хвостовики, которые при проведении практической экспериментальной проверки упростят выпрессовывание.

3.2. Проведение экспериментов

В процессе эксперимента были изготовлены, измерены, скомплектованы, собраны тепловой сборкой, а затем распрессованы 15 соединений, по три каждого вида: без погрешности геометрии, с конусообразностью, седлообразностью, бочкообразностью и овальностью.

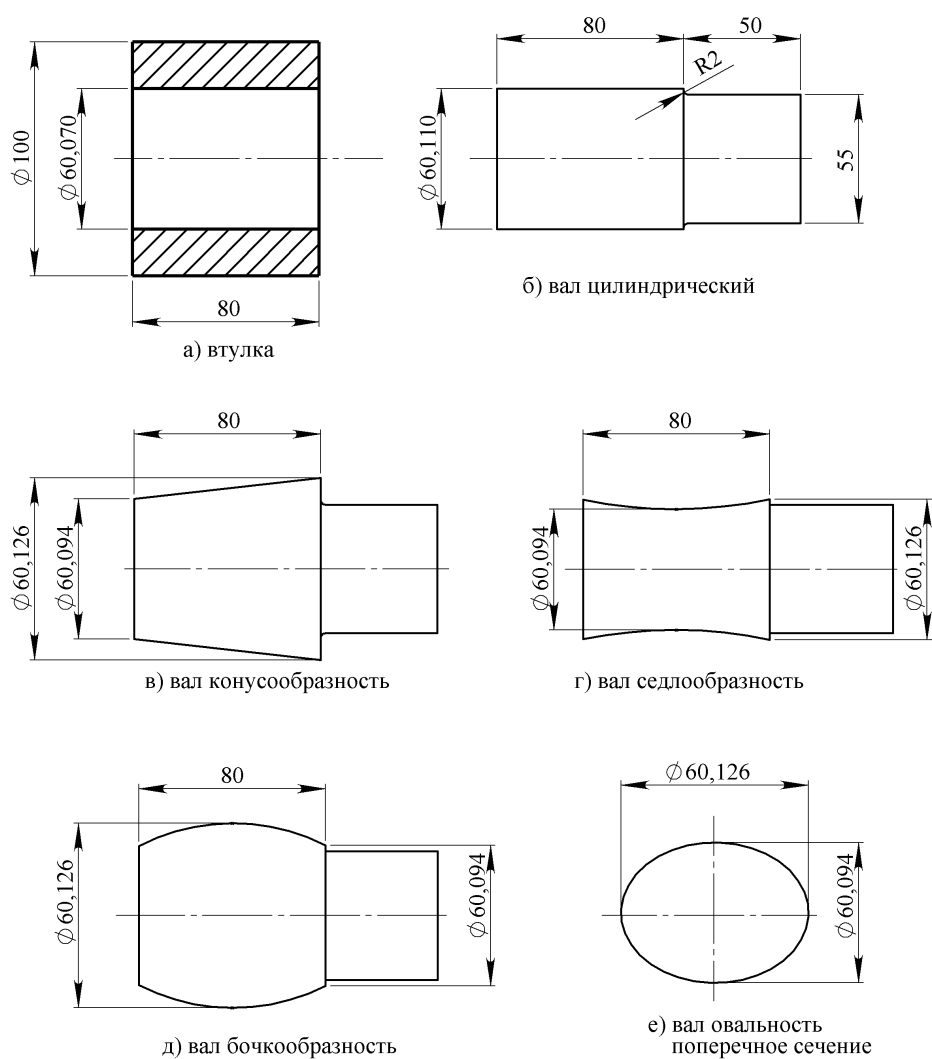


Рис. 1 – Экспериментальные образцы

Для измерение наружного диаметра использовался оптиметр ИК6, с ценой деления 0,001 мм. Для измерение внутреннего диаметра использовался нутромер с индикаторной головкой с ценой деления 0,001 м. Измерение величины шероховатости проводилось на двойном микроскопе МИС-11. Для разборки экспериментальных соединений использовался пресс Р50. Запись диаграммы распрессовки проводить через входящую в состав пресса систему, на миллиметровую бумагу.

Поскольку задачей эксперимента было установить влияние погрешностей геометрии формы на прочность, то все другие параметры экспериментальных образцов, как то: материал, шероховатость, окончательная обработка, были идентичны. Однако при изготовлении экспериментальных образцов стало

понятно, что при помощи доступных методов механической обработки невозможно совершенно уравнивать натяг. В то же время величина натяга оказывает на прочность соединения гораздо большее влияние, чем прочие факторы.

Поэтому воспользовались предложенными в [2] методами комплектования на основе ранжирования для выравнивания натяга. Были рассмотрены два варианта комплектования деталей:

1. Комплектовать все 15 комплектов, имея размах натяга $N_{\min} = 0,025$; $N_{\max} = 0,041$.

2. Разделить на две группы, и комплектовать отдельно «лучшие» 11 комплектов, получив $N_{\min} = 0,03$; $N_{\max} = 0,043$, и отдельно «оставшиеся» 4 комплекта.

Было принято решение поступить по второму варианту, при этом для «лучших» образцов среднее отклонение натяга от номинального меньше 0,01 мм. В «оставшиеся» были выведены те, у которых точность полученной на валах погрешности геометрии несколько ниже.

3.3. Результаты экспериментов

Фотография соединений после тепловой сборки изображена на рис. 2а), после распрессовки на рис. 2б). Характеристики и полученная в результате экспериментов прочность экспериментальных соединений приведена в таблице, а также в относительных цифрах в виде диаграммы на рис. 3.

Если принять прочность соединения без погрешности геометрии формы за 1, то наибольшее снижение прочности, до 0,59, показали соединения с седлообразностью. Конусообразность показала прочность 0,87. Бочкообразность и овальность показали приблизительно равную, прочность, 0,8 и 0,79 соответственно.



а)



б)

Рис. 2 – Экспериментальные соединения перед и после распрессовки

Таблица 1 – Результаты комплектования и прочность при распрессовке экспериментальных образцов

Вал	Втулка	Средн. диам. вала, мм	Средн. диам. втулки, мм	Натяг, мм	Отклоне- ние от 0,04	Проч- ность, кН	Средняя проч- ность, кН	Проч-ность к цилиндрич- ности
1.1	9	60,112	60,070	0,0427	0,0027	157	166,5	1
1.3	7	60,113	60,074	0,0392	-0,0008	176		
2.1	14	60,110	60,067	0,0432	0,0032	137	144,5	0,87
2.2	3	60,111	60,069	0,0423	0,0023	152		
3.1	4	60,112	60,069	0,0432	0,0032	107	99	0,59
3.2	10	60,118	60,078	0,0393	-0,0007	103		
3.3	5	60,117	60,076	0,0408	0,0008	87		
4.1	12	60,104	60,067	0,0372	-0,0028	136	134	0,80
4.2	2	60,097	60,067	0,0303	-0,0097	132		
5.1	1	60,114	60,074	0,0393	-0,0007	115	131	0,79
5.2	6	60,111	60,067	0,0433	0,0033	147		
			Среднее	0,0401	7,6E-05			
Оставшиеся								
2.3	15	60,091	60,053	0,0375	-0,0025	244		
1.2	11	60,092	60,072	0,0198	-0,0202	129		
4.3	8	60,094	60,075	0,0193	-0,0207	106		
5.3	13	60,101	60,080	0,0210	-0,0190	95		
			По всем	0,0359	-0,0041			

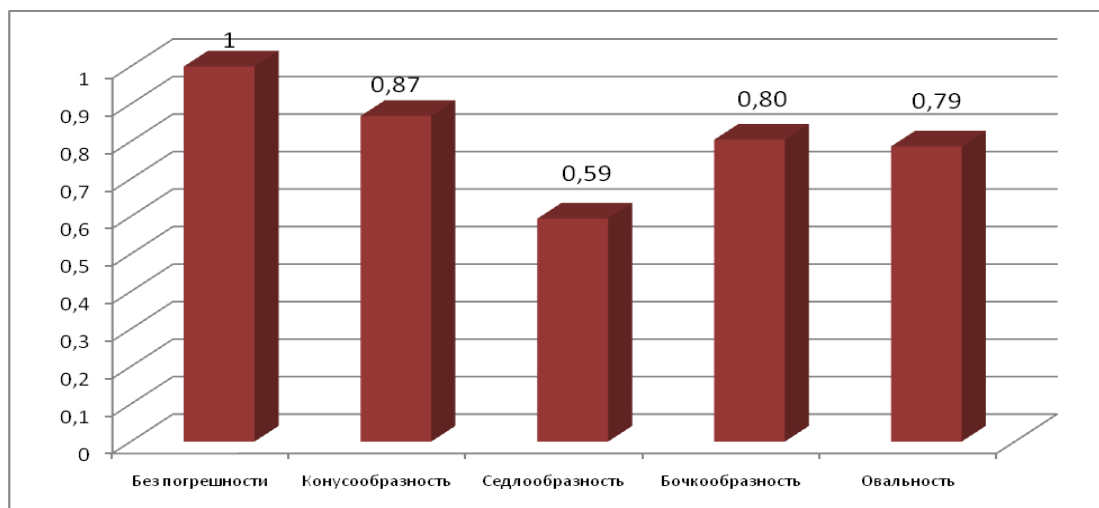


Рис. 3 – Сравнительные результаты прочности на осевой сдвиг соединений с погрешностью геометрии

Выводы

1. Проведенные эксперименты показали, что погрешность геометрии оказывает существенное влияние на прочность цилиндрического соединения с натягом.

2. Наибольшее снижение прочности, до 40 %, оказывает седлообразность. Конусообразность снижает прочность на 13 %, бочкообразность и овальность показали приблизительно равное влияние, около 20 % снижения.

3. Целесообразно ввести более жесткое нормирование погрешности геометрии формы при изготовлении деталей ответственных соединений с натягом.

Список использованных источников:

1. Допуски и посадки : Справочник. В 2-х ч. Ч. 1. / В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. – 6-е изд, перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1982. – 543 с.

2. Куприянов А.В. Методы комплектования деталей на основе ранжирования для уменьшения допуска замыкающего звена размерной цепи / А. В. Куприянов, Н. Ю. Ламнауэр // Системи обробки інформації : зб. наук. пр. / Харк. ун-т Повітряних Сил ім. І. Кожедуба. – Х., 2010. – Вип. 8 (89). – С. 58-61.

Куприянов А.В. «Экспериментальное исследование влияния погрешности геометрии формы деталей на прочность цилиндрического соединения с натягом».

В работе экспериментально исследовано влияние погрешности геометрии формы на прочность цилиндрического соединения с натягом. Погрешность геометрии оказывает существенное влияние на прочность цилиндрического соединения с натягом. Наибольшее снижение прочности, до 40 %, оказывает седлообразность. Конусообразность снижает прочность на 13 %, бочкообразность и овальность показали около 20 % снижения. Целесообразно ввести более жесткое нормирование погрешности геометрии формы при изготовлении деталей ответственных соединений с натягом.

Ключевые слова: натяг, прочность соединения, погрешности геометрии формы, эксперимент.

Купріянов О.В. «Експериментальне дослідження впливу похибки геометрії форми деталей на міцність циліндричного з'єднання з натягом».

У роботі експериментально досліджений вплив похибки геометрії форми на міцність циліндричного з'єднання з натягом. Похибка геометрії істотно впливає на міцність циліндричного з'єднання з натягом. Найбільше зниження міцності, до 40 %, дає сідлоподібність. Конусоподібність знижує міцність на 13 %, бочкоподібність і овальність показали близько 20 % зниження. Доцільно ввести більш жорстке нормування похибки геометрії форми при виготовленні деталей відповідальних з'єднань з натягом.

Ключові слова: натяг, міцність з'єднання, похибки геометрії форми, експеримент.

Kupriyanov A.V. «Experimental research of influencing of inaccuracy of form geometry of details on cylindrical joint efficiency with interference fit».

Influence of inaccuracy of form geometry on cylindrical joint efficiency with interference fit is experimentally investigated in research. The inaccuracy of

geometry has substantial influence on cylindrical joint efficiency with interference fit. Bow is most decline of efficiency, to 40 %. Taper reduces efficiency on 13 %, crowning and oval showed of about 20 % reduces. It is expedient to enter more hard setting of norms of inaccuracy of form geometry at making of details of major connections with interference fit.

Key words: interference, joint efficiency, inaccuracy of geometry of form, experiment.

Стаття надійшла до редакції 14 листопада 2012 р.

©Резниченко Н.К., Черная Ю.А., Николенко Л.В.

ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛ–СВАРНОЙ ДИСК БАРАБАНОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

1. Актуальность работы

В ленточных конвейерах передача крутящего момента от приводного вала к барабану обычно осуществляется посредством шпоночного соединения; ступицы дисков барабана сопрягаются с валом по скользящей посадке. Посадочный диаметр соединения вала со ступицей изменяется в пределах $50 \div 190$ мм.

Диск барабана сварной. В качестве заготовок для ступиц используют горячекатаные трубы из стали 10 или 20; валы изготавливают из стали 40 или 40Х. Масса и жесткость ступиц определяются отношениями $k = \frac{d_2}{d}$ и $\frac{l}{d}$, где d и d_2 – посадочный и наружный диаметры ступицы; l – длина сопряжения. В существующих конструкциях применяются соотношения $k = 1,7 \div 1,8$; $Ud = 1,57 \div 1,60$.

2. Постановка проблемы

Замена шпоночных соединений барабанов, соединениями с гарантированным натягом, собираемых тепловым способом с помощью универсального индукционно-нагревательного оборудования позволит повысить прочность соединений при одновременном уменьшении металлоемкости.

3. Основной материал

При сохранении размеров ступиц для соединений с посадочным диаметром $d \leq 120$ мм принята посадка $\frac{H8}{h8}$ с $d > 120$ мм – $\frac{H8}{x8}$. Выбор посадок обусловлен необходимостью обеспечить передачу заданных крутящих моментов с учетом точности применяемого на заводе металлорежущего оборудования. Испытания показали, что за время эксплуатации выхода из строя барабанов по причине ослабления или потери прочности исследуемых соединений не наблюдалось.

Для выяснения возможности уменьшения размера ступиц были выполнены теоретические и экспериментальные исследования напряженного состояния соединений и запасов прочности при передаче крутящего момента, на основании которых разработана облегченная конструкция (рис. 1).

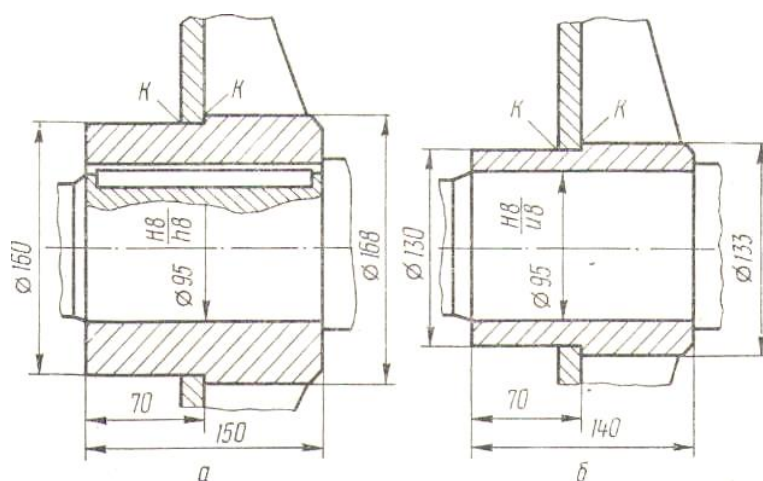


Рис. 1 – Конструкция соединения вал-сварной диск: *a* – существующая (масса ступицы 16,5 кг); *б* – предложенная облегченная (масса ступицы 7,1 кг)

Для определения наиболее часто встречающихся натягов указанных посадок был произведен вероятностный расчет.

Расчет зависимости контактного давления от натяга при упругом деформировании осуществляли по формуле Ляме–Гадолина:

$$p = \frac{NE\Delta d_2^2 - d^2}{2d_2^2}, \quad (1)$$

где E – модуль упругости: $N = \frac{Na}{d}$ (Na абсолютная величина натяга).

Контактное давление, превышение которого вызывает появление в ступице зоны пластической деформации, приближенно определяли по формуле:

$$p = \frac{G_T}{13} \left(1 - \frac{d^2}{d_2^2}\right), \quad (2)$$

где G_T – предел текучести материала ступицы.

Несмотря на наличие экспериментальных данных, подтверждающих работоспособность соединений при деформировании за пределом упругости [1], и широкое применение методов пластического деформирования (поверхностное пластическое деформирование, обкатка роликами и др. [2], с целью повышения несущей способности и выносливости деталей), в общетехнической практике к соединениям, детали которых деформированы за пределом упругости, относятся с некоторым недоверием. Объясняется это, видимо, тем, что в справочной и общетехнической литературе редко приводятся инженерные методы расчета упруго – пластически деформированных деталей, почти полностью отсутствуют сведения о диаграммах деформирования материалов на участке упрочнения и, что особенно важно при расчете тепловых соединений, мало исследованы свойства сплавов в интервале температур формирования соединений в процессе тепловой сборки.

Для выполнения нижеприведенных расчетов проведены испытания на растяжение стальных образцов при температурах, соответствующих нагреву соединяемых деталей во время тепловой сборки.

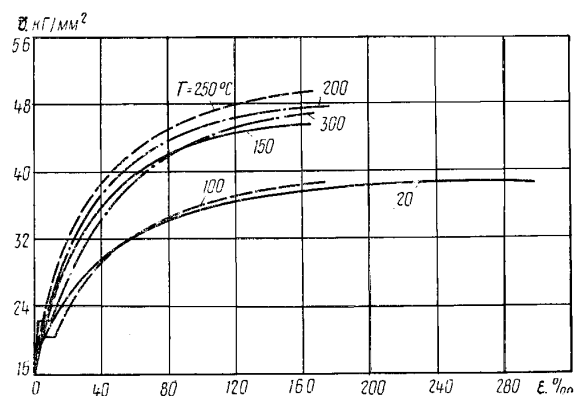


Рис. 2 – Диаграммы растяжения стали 10 при различных температурах

Как видно из рис. 2, при нагреве до 250 °С происходит повышение прочности и снижение пластичности стали; с увеличением температуры свыше 300-350 °С прочность снова понижается. Подобное изменение физико-механических свойств углеродистых сталей в интервале температур синеломкости объясняют быстро протекающими процессами старения при одновременном воздействии температуры и пластической деформации [3], при этом с повышением температуры тем же значениям деформаций соответствуют большие напряжения. Вероятно, наблюдаемое явление – одна из причин большей прочности тепловых соединений по сравнению с прочностью прессовых, сформированных с одинаковыми натягами.

Для определения температуры деформирования при сборке тепловым методом в соединяемые детали были зачеканены гибкие термопары, включенные в схему самопишущего потенциометра. По записи температуры определяли размеры деталей и строили кривую изменения зазора – натяга во времени. Сопоставление кривой зазора – натяга с записью потенциометра (рис. 3) показало, что наибольшее деформирование ступицы происходит при температуре 200-250 °С. При дальнейшем совместном остывании деталей напряженное состояние узла не изменяется вследствие равенства коэффициентов линейного расширения.

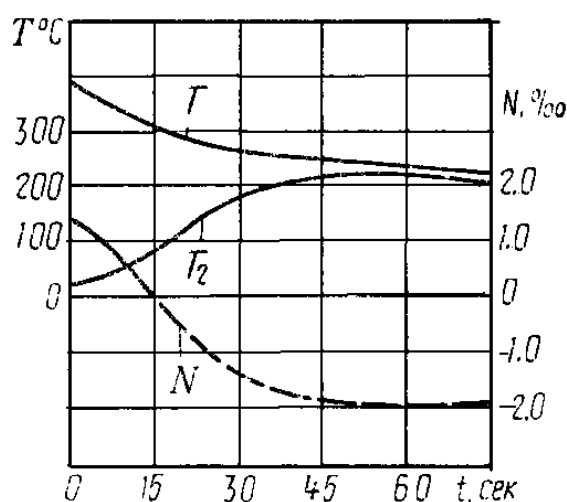


Рис. 3 – Формирование теплового соединения с расчетным натягом 1,95 % (T_1 – температура ступицы; T_2 – температура вала; N – кривая изменения зазора–натяга)

Расчеты прочности соединений ленточных конвейеров при наличии в ступице зоны пластической деформации выполняли по приближенной методике, учитывающей свойства материала на участке упрочнения, которая получена при аппроксимации диаграммы деформирования единой в упругой и пластической областях степенной функцией [4]:

$$\sigma = A \varepsilon_i^m, \quad (3)$$

где σ_i и ε_i – интенсивности напряжений и деформаций; A , m – механические характеристики материала. В расчетах использовали значения A и m , характеризующие диаграмму растяжения материала при температуре 250 °С.

Значение контактного давления определяли из рекуррентного соотношения:

$$P_{i+1} = \frac{A}{\Psi} \left[\frac{N - (1 - \mu) \frac{P_i}{E}}{1 + 3k^2} \right]^m. \quad (4)$$

Здесь μ – коэффициент Пуассона;

Ψ – вспомогательная функция.

$$\Psi = \frac{1+3k^2}{2^{m-1} \int_i^k \left(1+3\frac{k^4}{x^4}\right)^{\frac{m+1}{2}} x dx},$$

где $x = \frac{r}{r_x}$;

r и r_x – переменный радиус и радиус поверхности контакта.

Для удобства проведения расчетов значения функции Ψ табулированы с помощью ЭВМ (табл. 1) и в виде графиков представлены на рис. 4.

Зависимость вспомогательной функции Ψ для охватываемой детали от характеристики материала m при различной жесткости $k = \frac{d_2}{d}$.

Крутящий момент, который может быть передан соединением, определяли по формуле:

$$M = \frac{\pi}{2} p d^2 l f, \quad (5)$$

где f – коэффициент трения при проворачивании, в случае сборки тепловым методом $f \approx 0,354 \div 0,40$ [5]. Учитывая отсутствие точных сведений о коэффициенте трения при упругопластическом деформировании соединенных деталей, в выполненных расчетах принимали $f = 0,2$.

Таблица 1 – Значение вспомогательной функции Ψ

k	Значение Ψ при разной величине										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
1,1	10,26	8,86	7,66	6,62	5,70	4,94	4,27	3,69	3,19	2,76	2,38
1,2	5,26	4,52	3,88	3,33	2,85	2,45	2,10	1,80	1,55	1,33	1,14
1,3	3,56	3,07	2,62	2,23	1,90	1,62	1,38	1,17	1,0	0,85	0,73
1,4	2,77	2,35	1,99	1,68	1,42	1,21	1,02	0,86	0,73	0,62	0,52
1,5	2,27	1,91	1,61	1,36	1,14	0,96	0,81	0,68	0,57	0,48	0,40
1,6	1,95	1,63	1,36	1,14	0,95	0,80	0,66	0,55	0,46	0,39	0,32
1,7	1,71	1,42	1,18	0,98	0,82	0,68	0,56	0,47	0,39	0,32	0,27
1,8	1,53	1,27	1,05	0,87	0,72	0,59	0,49	0,40	0,33	0,27	0,22

1,9	1,39	1,15	0,95	0,78	0,64	0,52	0,43	0,35	0,29	0,24	0,19
2,0	1,28	1,05	0,86	0,71	0,58	0,47	0,38	0,31	0,25	0,21	0,17
2,5	0,96	0,77	0,61	0,49	0,39	0,31	0,25	0,20	0,15	0,12	0,10
3,0	0,79	0,62	0,48	0,38	0,30	0,23	0,18	0,14	0,11	0,08	0,06
3,5	0,69	0,54	0,41	0,32	0,24	0,19	0,14	0,11	0,08	0,06	0,04
4,0	0,62	0,48	0,36	0,27	0,21	0,15	0,12	0,09	0,06	0,05	0,03

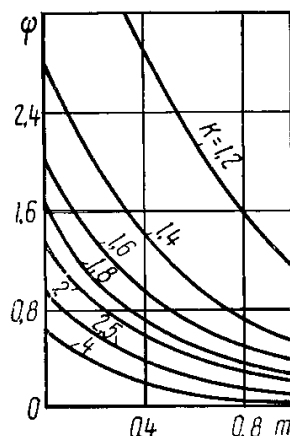


Рис. 4 – Зависимость вспомогательной функции Ψ для охватываемой детали от характеристики материала m при различной жесткости $k = \frac{d_1}{d}$

Запас прочности соединения по несущей способности определяли как отношение расчетного крутящего момента к заданному номинальному:

$$n = \frac{M}{M_n} \quad (6)$$

В расчетах не учтена неравномерность распределения контактного давления по длине посадки, обусловленная конструкцией сопряженных деталей. Принятые допущения приводят к погрешности: расчетная прочность соединений меньше фактической. Несмотря на это, расчеты показали, что при сохранении размеров ступиц, принятых при передаче крутящего момента шпоночными соединениями, запасы прочности в зависимости от типоразмера барабана и значений натягов принятых посадок изменяются в пределах n $n=4,9 \div 18,5$. Требуемый при эксплуатации запас прочности n должен быть не менее 2,5.

Проведенный анализ позволил значительно уменьшить толщину стенки ступицы, что, в свою очередь, снижает концентрацию напряжений у ее торцов и, следовательно, должно способствовать повышению выносливости вала.

Кроме того, проведена экспериментальная проверка прочности соединений на проворачивание. При определении расчетного натяга вводилась поправка на смятие микронеровностей. Кроме соединений с предложенными облегченными ступицами ($k = 1,38 \div 1,52$) испытывали соединения со ступицами малой жесткости ($k = 1,15; 1,18; 1,36$). Наибольшие значения натягов указанных соединений заведомо завышены и соответствовали полному пластическому деформированию охватывающей детали.

На рис. 5 сопоставлены зависимости контактного давления p и запаса прочности n от относительного натяга N , рассчитанные по формулам (4), (5) и (6) для существующей конструкции (p и n) и предложенной облегченной (p_0 и n_0). Штрихпунктирными линиями показаны зависимости, вычисленные для значений p , определенных по формуле (1), справедливой в пределах упругих деформаций.

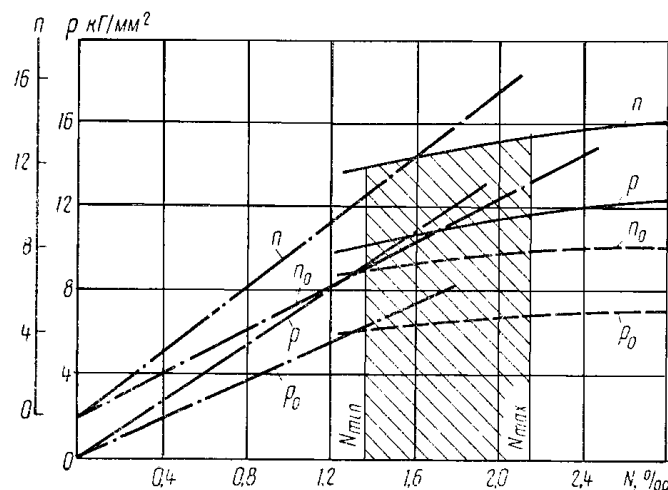


Рис. 5 – Расчетные зависимости контактного давления p и запаса прочности n от относительного натяга N для существующего соединения барабана (p и n – сплошные линии, $k = 1,75$, $\frac{l}{d} = 1,56$) и разработанного соединения с облегченной ступицей (p_0 и n_0 штриховые линии $k = 1,75$,

$\frac{l}{d}=1,56$). (Предлагаемый номинальный момент $M_n=176 \cdot 10^3$ кгсм; посадка $\varnothing 160$ – для стали 10 при 250°C $A=79,6$ кг/мм², $m=0,222$, $f=0,2$).

На рис. 6 представлены зависимости p и n от N для опытного соединения малой жесткости и экспериментально определенные значения n_3 . При установлении последних принимали: $M_n = 24 \cdot 10^3$ кгсм, что соответствует моменту на ведущем валу барабана с номинальным диаметром $d = 95$ мм; в соединении с натягом $N = 2,26\%$ при $M_3 = 160 \cdot 10^3$ кгсм ($n_3^* = 6,7$) смялся квадрат, передающий крутящий момент валу, сдвига в соединении не произошло. Области значений натягов, соответствующих выбранной посадке, на рис. 5, 6 заштрихованы.

Как видно из рисунков, появление в ступице зоны пластической деформации приводит к более стабильным значениям контактного давления и запаса прочности, чем в случае упругого деформирования при одном и том же неизбежном технологическом разбросе натягов.

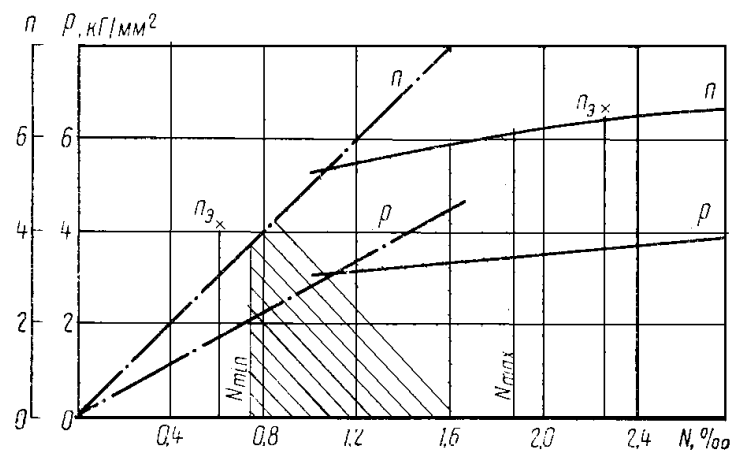


Рис. 6 – Расчетные зависимости p и n от N и экспериментальные значения n_3 для опытного соединения ($d = 95$ мм; $d_2 = 112$ мм; $k = 1,18$; $l/d = 1,56$; $A = 79,6$ кг/мм²; $m = 0,222$; $f = 0,2$; обозначенные натяги соответствуют посадке $\varnothing 95 \frac{H8}{u8}$; х – экспериментально полученные значения

Проведенные исследования показали, что для всех испытанных соединений экспериментально определенные значения крутящего момента M , как при упругом, так и при пластическом деформировании превышают расчетные.

Выводы

Применение соединений с гарантированным натягом, собираемых с помощью предварительного индукционного нагрева охватывающей детали, исключает изготовление шпонок, шпоночных пазов, необходимость их взаимной подгонки и ориентации при сборке, что, в свою очередь, облегчает автоматизацию сборочного процесса. Разборка напряженного соединения вал-ступица диска в условиях завода или ремонтных мастерских может быть осуществлена индукционно – тепловым методом без повреждения поверхностей сопряжения. Экономия металла при изготовлении облегченных ступиц составит 45-55 %.

Список использованных источников:

1. Андреев А. Г. Напряженное деформированное состояние составных осесимметричных конструкций, собираемых с натягом при использовании нагрева / А. Г. Андреев, Н. К. Резниченко // Вісник НТУ «ХПІ». – Х., 2005. – № 47. – С. 3–8.
2. Вопросы прочности крупных деталей машин / под ред. И. В. Кудрявцева. – М.: Машиностроение, 1976. – 307 с.
3. Арпентьев Б. М. Применение технологий сборки соединений с натягом в машиностроительном производстве / Б. М. Арпентьев, Н. К. Резниченко // Вісник НТУ «ХПІ» : зб. наук. пр. – Х., 2005. – № 43. – С. 52–55.
4. Резниченко Н. К. Качество сборки соединений с натягом при использовании нагрева / Н. К. Резниченко, А. К. Дука // Сборка в

машиностроении приспособлений. – М.: Машиностроение, 2005. – № 8. – С. 34–38.

5. Андреев Г. Я. Тепловая сборка колесных пар / Г. Я. Андреев. – Харьков: Изд-во Харьк. ун-та, 1965. – 227 с.

Резниченко Н.К., Черная Ю.А., Николенко Л.В. «Повышение прочности соединений вал-сварной диск барабанов ленточных конвейеров».

В статье предложены методы расчета на прочность бесшпоночных соединений вал-сварной диск ленточных конвейеров.

На основании расчетов, выполненных по предложенной методике может быть повышена прочность соединений при одновременном уменьшении металлоемкости, а технологический процесс сборки автоматизирован.

Ключевые слова: посадка с натягом, тепловая сборка, прочность, ступица диска, вал, сварной диск.

Резніченко М.К., Чорна Ю.А., Ніколенко Л.В. «Підвищення міцності з'єднань вал-зварний диск барабанів стрічкових конвеєрів».

У статті запропоновано методи розрахунку на міцність безшпонкових з'єднань вал-зварний диск стрічкових конвеєрів.

На підставі розрахунків, виконаних за запропонованою методикою може бути підвищена міцність з'єднань при одночасному зменшенні металоємності, а технологічний процес складання автоматизований.

Ключові слова: посадка з натягом, теплове складання, міцність, маточина диска, вал, зварний диск.

Reznichenko N.K., Chorna Yu.A., Nikolenko L.V. “Hardening joinings shaft- welded wheel of conveyor drums”.

A method for the calculation of the strength of the shaft besshponochnyh - welded drive belt conveyors.

On the basis of calculations made by the proposed method can be improved joint efficiency while reducing metal, and assembly process is automated.

Key words: interference fit, heat the assembly, the strength, the hub drive shaft, welded disc.

Стаття надійшла до редакції 22 жовтня 2012 р.

©Кондратюк О.Л., Скоркин А.О.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН

1. Актуальность

Лопаточный аппарат является самой ответственной и наиболее дорогой частью турбины. Совершенствование технологии изготовления лопаток, изыскание новых более совершенных методов их обработки, обеспечение норм точности изготовления частей лопаток, а также снижение шероховатости поверхностей являются весьма актуальными задачами как с точки зрения повышения надежности и экономичности турбин, так и с точки зрения снижения их себестоимости.

Обработка лопаток, производимая по четырем сторонам заготовки, обязательно сопровождается сменой баз, т. е. необходимостью устанавливать заготовки для обработки на различные базовые поверхности. Базовые поверхности лопаток, создаются в начале обработки заготовки и используются в качестве установочных баз при выполнении большинства последующих операций.

Для достижения высокого качества лопаток следует стремиться к тому, чтобы основные элементы лопаток (хвосты, рабочие части, головки) были обработаны без смены баз.

2. Цель работы: создание технологического комплекса, реализующего сложные циклы многокоординатной высокоэффективной механической обработки крупногабаритных лопаток турбин за счет адаптивного управления процессом.

3. Задачи, решаемые в работе:

1. Сократить время шлифования (полирования) труднообрабатываемых сложнопрофильных материалов, поддерживая постоянную нагрузку на инструмент и используя плавные, непрерывные перемещения, которые так важны для осуществления такой обработки.
2. Полностью реализовать обработку рабочей поверхности лопатки за один «установ».

4. Основной материал

Разработанный станок для финишной обработки рабочей поверхности пера лопатки (рис. 1) создан на основе гибридных каркасных компоновок, имеющих механизмы параллельной структуры (МПС)

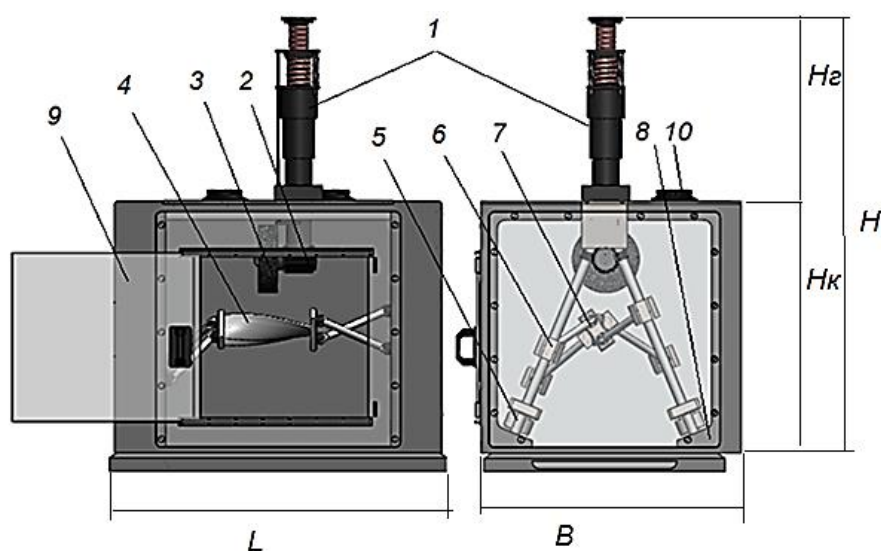


Рис. 1 – Предлагаемая компоновка станка для финишной обработки рабочей поверхности пера лопатки: 1 – силовая головка шлифовальная с электромагнитным приводом подачи; 2 – электродвигатель вращения абразивного круга; 3 – абразивный круг; 4 – заготовка (лопатка); 5 – шаговый двигатель, обеспечивающий перемещение каретки 6; 7 – станочное приспособление для крепления заготовки; 8 – корпус станка; 9 – прозрачная дверца; 10 – вытяжка.

Станки с параллельной кинематикой являются перспективной альтернативой традиционному металлообрабатывающему оборудованию. Пространственные МПС на штангах переменной или постоянной длины дают возможность обеспечить исполнительному органу (ИО) до 6-и степеней свободы при неизменной структуре механизма, выполнять ускоренные линейные перемещения с одновременной ориентацией относительно объекта обработки, позволяют ИО станка выполнять точные манипуляции с объектом обработки, например, такие, как измерение, переустановка или перебазирование. Станки, построенные на основе пространственных винтовых стержневых систем с МПС способны заменить громоздкие обрабатывающие комплексы для крупногабаритных деталей, а в некоторых случаях вытеснить станки традиционной компоновки за счет своей многофункциональности, меньшей массы, повышенной жесткости.

Концепция гибридного каркасного станка с МПС (рис. 1) реализована с использованием современных унифицированных модулей (рис. 2).

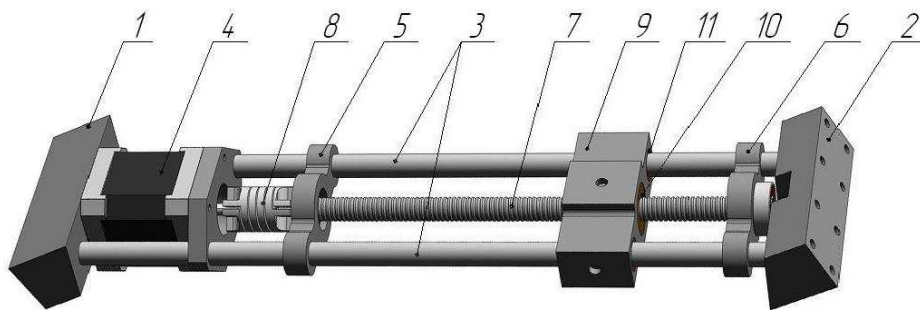


Рис. 2 – Универсальный модуль линейного перемещения для станков каркасных компоновок с МПС

Универсальный линейный модуль перемещения (рис. 2) является и несущей системой и состоит из нижнего 1 и верхнего 2 оснований, которые могут быть изготовлены как наклонными та и прямоугольными (в зависимости от желаемой компоновки станка); в верхнее и нижнее основание вставлены цилиндрические направляющие 3, на которых крепится шаговый двигатель 4 и два подшипниковых узла 5 и 6. Двигатель соединен с ходовым винтом 7 при

помощи упругой муфты 8. Ходовой винт 7 приводит в движение каретку 9, в которой размещена ходовая гайка 10 и втулки скольжения 11. Пара винт-гайка может быть как скольжения, так и качения (шарики-винтовая передача), аналогично и втулки могут быть как скольжения, так и качения, в зависимости от поставленных задач и возможностей. Каретка предусматривает возможность установки на ней (с любой стороны) необходимого типа шарниров (рис. 3) с требуемым количеством степеней свободы, предусмотренных конструкцией и возможностями станка. Кроме того, конструкция модуля предусматривает установку концевых датчиков для контроля положения каретки.

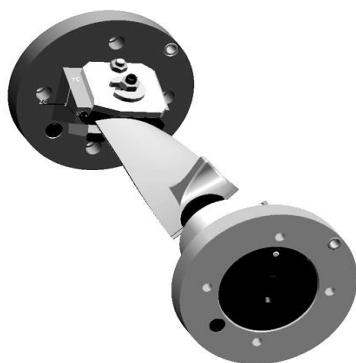


Рис. 3 – Шарнирное станочное приспособление для крепления лопатки

При помощи данного модуля можно в короткие сроки собрать требуемую каркасную конструкцию станка необходимых размеров, обладающую высокой точностью и жесткостью.

В качестве привода подачи силовой головки (поз. 1 рис. 1) используем электромагнит постоянного тока с неподвижным корпусом-сердечником (рис. 4).

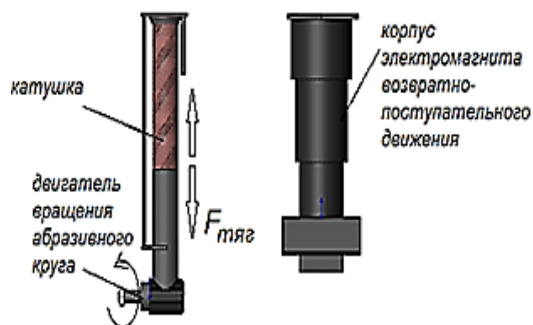


Рис. 4 – Силовая головка с электромагнитным приводом подачи, обеспечивающая постоянную силу прижима круга к обрабатываемой поверхности лопатки

Особенность данного привода в том, что полезная работа совершается за счет выталкивания катушки, намотанной на диэлектрический каркас, скользящий по направляющим и несущий на себе двигатель вращения шлифовального круга и это обеспечивает регулируемое врезание круга в поверхность заготовки с управляемым усилием подачи не зависимо от изменения диаметра шлифовального круга. Такой принцип обеспечивает упругую схему резания.

Электромагнитный привод может иметь различную конфигурацию магнитной системы, что позволяет придать ему форму, удобную для выполнения требуемой технологической операции, работать с различными величинами ходов, менять амплитуду хода и т.д. Схема питания и управления линейным электромагнитным двигателем (ЛЭМД) позволяет обеспечить сложные режимы преобразования подведенной электроэнергии в механическую работу.

Учитывая требования, предъявляемые к процессу шлифования труднообрабатываемых материалов наиболее полное использование режущих свойств инструмента (шлифовального круга), его стойкости, а также обеспечения технологических требований надо вести обработку с максимально допустимой подачей, которая прямо пропорциональна радиальной составляющей P_y (рис. 5), и соответственно силе тяги $F_{тяг}$, развиваемой электромагнитным приводом подачи.

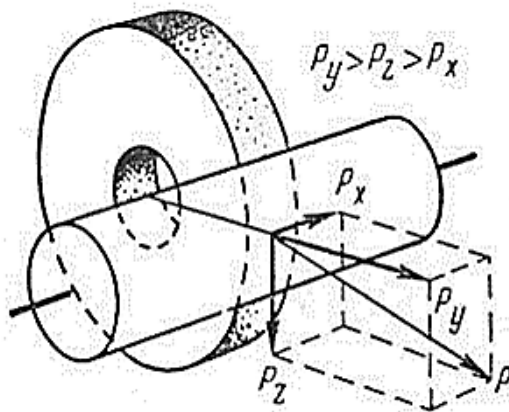


Рис. 5 – Схема сил резания при круглом шлифовании

Наиболее важным фактором, ограничивающим $F_{тяг}$, при шлифовании, является появление «прижогов» на поверхности заготовки.

Указанные обстоятельства приводят к необходимости управления процессом обработки путем варьирования величиной $F_{тяг}$ путем отвода шлифовального (полировального) круга из зоны резания при достижении значений силовых параметров, близких к критическим.

Система согласования силовых параметров

Схема динамической системы шлифовальной головки показана на рис. 6.

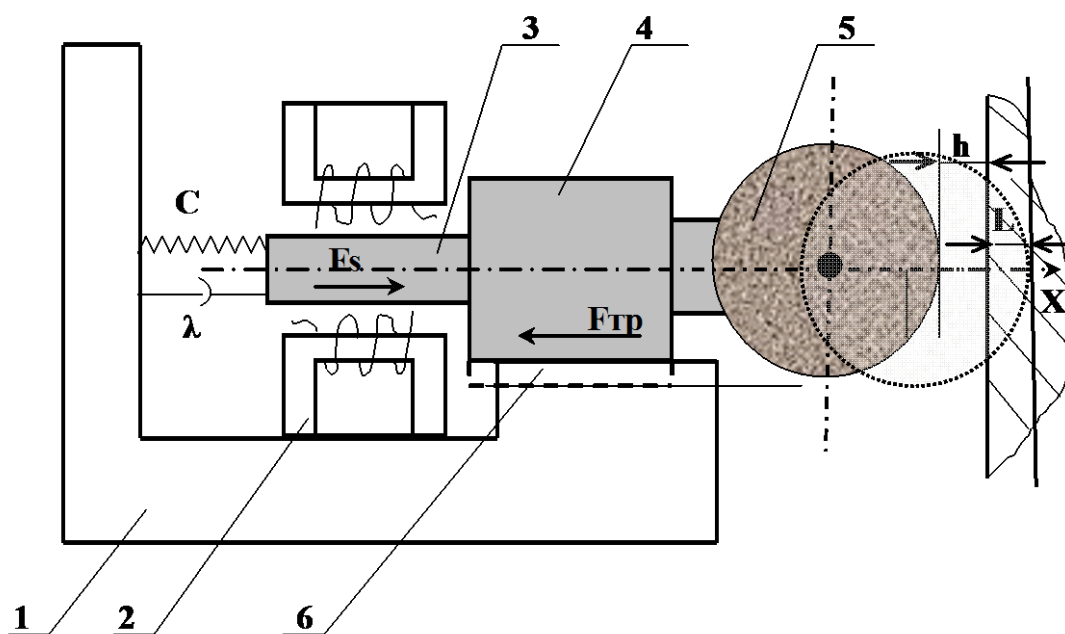


Рис. 6 – Схема динамической системы силовой головки

На станине 1 неподвижно установлен электромагнитный линейный двигатель 2, якорь 3 которого жестко соединен с двигателем 4, сообщаемым главное (вращательное) движение шлифовальному кругу 5. Электродвигатель 4 с якорем 3 линейного двигателя установлены на каретке 6, которая под действием электромагнитной силы линейного двигателя перемещается по направляющим станины в направлении оси X . Каретка 6 присоединена к станине через пружину с жесткостью C и демпфером с коэффициентом демпфирования λ . Пружина необходима для удержания силовой головки в отведенном положении при выключенной подаче.

Необходимость применения демпфера обусловлена тем, что при подводе круга к детали происходит значительный разгон каретки, а это при врезании приведет к поломке инструмента из-за превышения условия прочности. Сила сопротивления демпфера пропорциональна скорости перемещения головки, что позволяет, выбрав значения λ и, как следствие, конструктивные параметры демпфера, уменьшить скорость врезания.

Линейный электромагнитный двигатель и двигатель вращательного движения являются двигателями постоянного тока с бесступенчатым регулированием за счет изменения напряжения, подведенного на их якоря.

Поскольку обработка предполагает последовательное выполнение нескольких циклов врезания и отвода круга («ослабление $F_{тяг}$ ») из зоны резания, то управление таким движением в функции координаты (X) осуществить очень трудно. Нами предложен следующий алгоритм управления силовой головкой (рис. 7).

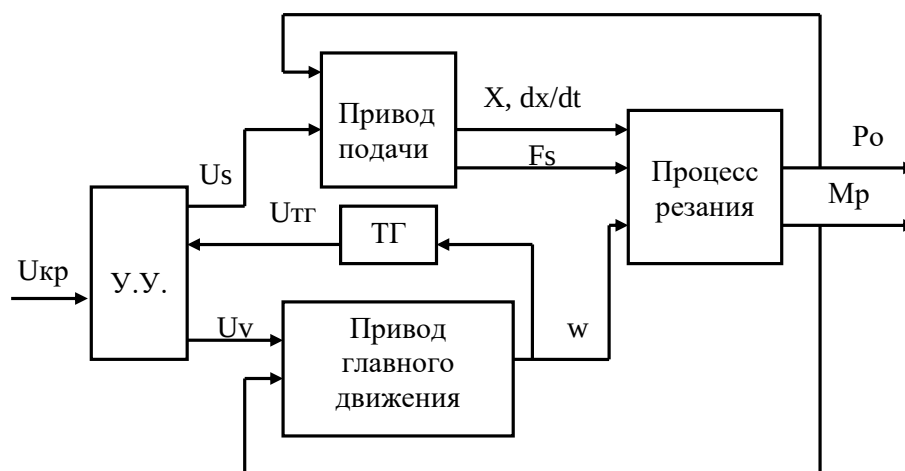


Рис. 7 – Функциональная схема управления динамической системой силовой головки

В исходном положении головка отведена от детали на расстояние h . Оба электродвигателя выключены. После установки заготовки и её закрепления включается двигатель вращательного движения и с небольшой задержкой – линейный двигатель. Шлифовальный круг проходит путь h и начинает врезаться в заготовку. С увеличением глубины врезания крутящий момент $M_{кр}$

и радиальная составляющая P_y увеличиваются в результате сопротивления сил трения. Таким образом, как $M_{кр}$, так и P_y являются функциями глубины шлифования X .

Управление процессом следует вести по предельно допустимому значению $M_{кр}$. Однако измерение его также является сложной задачей. В то же время известно, что рост момента сопротивления ведет к падению угловой скорости двигателя, которая измеряется достаточно просто. Тем более что двигатели постоянного тока могут поставляться со встроенными тахогенераторами (ТГ), напряжение на выходе которого ($U_{тг}$) пропорционально угловой скорости ротора двигателя. Таким образом, можно ограничить крутящий момент $M_{кр}$ соответствующим напряжением на выходе тахогенератора $U_{тг}$.

«Входом» в привод подачи является напряжение U_s , подведенное на якорь линейного двигателя, которое преобразуется в F_s – силу подачи. Выходными координатами привода подачи являются перемещения круга X , скорость этого перемещения dx/dt с силой подачи F_s . Входной координатой привода главного движения является напряжение U_v , подаваемое на якорь двигателя. Выходной координатой является угловая скорость ω ротора двигателя. Выходные координаты приводов преобразуются процессом сверления в радиальную силу резания P_y и крутящий момент $M_{кр}$. Эти выходные координаты процесса резания осуществляют обратные воздействия на приводы. Изменение момента резания ведет к изменению угловой скорости ротора, а изменение осевой силы резания ведет к изменению скорости dx/dt подачи.

Напряжение U_s и U_v задается в устройстве управления УУ, там же происходит сравнение напряжения на выходе тахогенератора $U_{тг}$ с $U_{кр}$, которое также задано в УУ. При $U_{тг} > U_{кр}$ привод подачи продолжает работать перемещая каретку в положительном направлении оси X : обработка продолжается. При падении $U_{тг}$ ниже $U_{кр}$ переключается полярность обмотки якоря линейного двигателя и происходит отвод головки.

Ориентирование лопатки в пространстве обеспечивается с помощью приспособления, показанного на рис. 7 и универсального модуля рис. 8.

Двигатели (шаговые) универсального модуля, в зависимости от конфигурации рабочей части лопатки ориентируют обрабатываемый объект таким образом чтобы обеспечит его постоянный контакт с шлифовальным кругом.

Выводы

Отсутствие жестких кинематических связей, совмещение параметров функционирования двигательного и исполнительного органа без промежуточных преобразователей, возможность регулирования в широких пределах выходных характеристик при наличии обратной связи позволило создать технологический комплекс с высокими технико-технологическими показателями в виде динамической системы, состоящей из двигателей постоянного тока, задающего ориентированное вращение лопатке турбины по заданной траектории, линейного электромагнитного двигателя, исполняющего роль привода подач, и адаптивной системы управления, которая согласует работу всей динамической системы.

Список использованных источников:

1. Кузнецов Ю. Н. Компоновка станков с механизмами параллельной структуры / Ю. Н. Кузнецов, Д. А. Дмитриев, Г. Е. Диневич ; под. ред. Ю. Н. Кузнецова. – Херсон: ЧП Вышнемирский В. С., 2010. – 471с.
2. Кондратюк О. Л. Розробка математичної моделі руху робочого органу пристрою / О. Л. Кондратюк, А. О. Скоркин, О. О. Литвинова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012.– 1/7(55). – С. 7–10.
3. Обзор методов финишной обработки рабочих поверхностей лопаток / Н. В. Вerezуб, О. Л. Кондратюк, А. О. Скоркин, Е. Г. Руденко// Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2011. – №6 (160). – С. 114-120.

Кондратюк О.Л., Скоркин А.О. «Технологическая система для высокопроизводительной механической обработки лопаток паровых турбин».

В статье рассматриваются вопросы создания технологического комплекса, реализующего сложные циклы высокоэффективной финишной обработки лопаток турбин за счет адаптивного управления процессом.

Ключевые слова: лопатка, финишная обработка, технологический комплекс, процесс.

Кондратюк О.Л., Скоркін А.О. «Технологічна система для високопродуктивної механічної обробки лопаток парових турбін».

У статті розглядаються питання створення технологічного комплексу, що реалізує складні цикли вискоефективної фінішної обробки лопаток турбін за рахунок адаптивного управління процесом.

Ключові слова: лопатка, фінішна обробка, технологічний комплекс, процес.

Kondratyuk O.L., Skorkin A.O. “Technological system for high-performance machining of steam turbine blades”.

The questions of a complex process that implements a highly complex loops finishing turbine blades through an adaptive management process.

Key words: blade, finishing, processing complex, process.

Стаття надійшла до редакції 27 листопада 2012 р.

©Тарасюк А.П., Назаркин А.А.

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ РЕЗАНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ МАКСИМАЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТИ

1. Введение

Исходя из того, что основной проблемой при механической обработке волокнистых полимерных композитов является сложность обеспечения требуемого качества поверхностного слоя, которое и есть основным лимитирующим фактором, определяющим выбор рациональных условий резания [1] в качестве исходных предпосылок для их выбора нами использовались физические условия обеспечения требуемого качества поверхностного слоя при резании.

2. Постановка задачи

Поскольку исследователям удалось установить физические условия обеспечения требуемого качества поверхностного слоя при резании полимерных композитов [2], возникли предпосылки выбора рациональных режимов резания и оптимальных геометрических параметров режущей части инструмента обеспечивающих вышеуказанные физические условия. Это и определило цель данной статьи

3. Результаты исследования

В качестве условий механической обработки волокнистых полимерных композитов определялись:

режим резания – скорость резания, подача, глубина резания;

геометрические параметры режущей части инструмента – передний угол, задний угол, угол наклона главной режущей кромки, главный угол в плане, величина износа инструментов на задней поверхности, радиус округления режущей кромки.

В качестве обрабатываемых использовались 3 группы материалов: полимеры армированные минеральными волокнами, полимеры армированные органическими волокнами и гибридные композиционные материалы.

Скорость резания. Поскольку основной причиной трудности обеспечения требуемого качества поверхностного слоя волокнистого композита при резании являются его разрушения на поверхности раздела структурных компонентов и деструкция полимерных составляющих, необходимо при выборе скорости резания стараться обеспечить следующие физические условия:

- повышение хрупкости разрушения, снижение работы пластической деформации и следовательно снижение энергозатрат на резание;
- повышение удельной энергии резания;
- достижение предельной скорости закритического роста трещин при разрушении;
- уменьшение нормальных напряжений в плоскости перпендикулярной обработанной поверхности;
- снижение температуры резания.

Поскольку физико-механические свойства полимерных материалов изменяются с изменением скорости их деформирования, становится возможным управлять этими свойствами за счет изменения скорости резания.

Повышение хрупкости разрушения можно достичь за счет увеличения отношения работы упругой деформации к работе распространения трещин. Обеспечить это можно увеличением скорости деформирования композита за счет увеличении скорости резания. При этом снижается ударная вязкость композита и энергия разрушения (следовательно, температура резания) [3].

Кроме того, при повышении хрупкости разрушения уменьшается фактическая площадь контакта по задней поверхности, а следовательно и температура резания [1].

Увеличение скорости резания приводит к увеличению скорости распространения трещин в композите (скорости деформации и разрушения) и снижению работы пластической деформации. Предельная скорость закритического роста трещин является максимально-возможной для каждого конкретного композита и не зависит от уровня внешних нагрузок, а определяется только структурой материала. Таким образом, для достижения этой скорости для каждого конкретного композита необходимо определить соответствующую скорость.

Как показали теоретические и экспериментальные исследования увеличения скорости резания (при прочих рациональных условиях резания), можно существенно уменьшить глубину дефектного поверхностного слоя до уровня < 50 мкм, при этом глубина трещин вдоль поверхностей раздела распространяется на более чем на $10\div 20$ мкм.

При увеличении скорости резания необходимо обеспечивать такую минутную подачу, при которой в случае нагрева инструмента, через который отводиться $\sim 90\%$ тепла при резании, выше теплостойкости композита, скорость относительного движения инструмента как теплового источника минутная подача была достаточной, чтобы избежать термодеструкции полимера (уменьшать время контактирования теплового источника с микрообъёмами композита).

Диапазоны рациональных скоростей резания для различных обрабатываемых материалов и видов обработки приведены в таблице 1.

Приведенные скорости резания при прочих оптимальных условиях резания обеспечивают достижения интегрального показателя качества D на уровне $0,8 \div 0,9$.

При снижении требований к качеству, скорость резания может снижаться для повышения стойкости инструментов.

Таблица 1 – Рациональные скорости резания полимерных композитов, м/с

Вид обработки Обрабатываемый материал	Фрезерование	Точение	Сверление
Стеклопластик	25 ÷ 30	1,2 ÷ 1,4	1,0 ÷ 1,2
Стеклоорганопластик	20 ÷ 25	1,0 ÷ 1,2	0,8 ÷ 1,0
Углеорганопластик	17 ÷ 22	1,0 ÷ 1,2	0,7 ÷ 0,9
Органопластик	15 ÷ 20	0,8 ÷ 1,0	0,6 ÷ 0,8

Существенное различие в величинах рациональных скоростей резания для фрезерования с одной стороны и сверления, точения с другой стороны определяется более высокой теплонапряженностью последних из-за непрерывного контактирования инструмента с обрабатываемым материалом. Очевидно, необходим поиск альтернативных видов обработки цилиндрических поверхностей и отверстий.

Подача. Выбор значений подачи при механической обработке композитов определяется в первую очередь обеспечением оптимальных силовых и энергетических характеристик процесса резания.

Подача из всех составляющих режима резания оказывает наибольшее влияние на напряжённое состояние в окрестностях зоны резания. С увеличением подачи растет толщина среза и соответственно сила резания, особенно ее тангенциальная составляющая – P_z , что приводит к росту напряжений σ_z , вплоть до достижения предела прочности композита на сжатие и предела адгезионной прочности на разрыв. Это приводит к сложному разрушению, сочетанию разрушения сдвига с отрывом. Адгезионная связь в композите нарушается и под действием σ_y и под действием σ_z , при этом наблюдается вытаскивание волокон из матрицы. При этом существенно снижается качество обработанной поверхности и поверхностного слоя в целом.

Уменьшение подачи (толщины среза) при постоянной ширине способствует уменьшению энергозатрат и увеличению удельной энергии резания. Малые толщины среза обеспечивают эффект взаимодействия

отражённых волн и увеличение числа микротрещин в зоне нагружения, при этом зона разрушения материала находится в плоско-напряжённом состоянии. Это способствует уменьшению значения динамического коэффициента интенсивности напряжений старта трещин и снижению работы резания. Увеличение удельной энергии резания с уменьшением подачи происходит за счёт уменьшения сечения среза.

Увеличение удельной энергии резания, изменяя реологические свойства композитов, способствует изменению условий релаксации напряжений, минимизируя влияния механического фактора на процесс разрушения композита по поверхности раздела, что сопровождается уменьшением глубины дефектного слоя, ворсистости и шероховатости обработанной поверхности. Увеличение удельной энергии способствует так же повышению хрупкости разрушения, снижению работы пластической деформации и температуры резания, что снижает влияние теплового и химического фактора на процесс разрушения по поверхности раздела, таким образом, уменьшая степень деструкции полимерных составляющих композита.

Снижение энергозатрат при резании обеспечивает уменьшение механической и тепловой напряжённости процесса резания, создавая предпосылки для обеспечения требуемого качества поверхностного слоя.

Таким образом, с целью обеспечения максимального качества поверхностного слоя необходимо стремиться к минимально-возможным значениям подачи. Однако существует нижнее ограничение величины подачи, определяемое, как уже было сказано выше временем контактирования инструмента, как теплоисточника с микрообъемами композита. Поскольку при резании композитов, как уже было сказано, отводиться до 90 % теплоты через инструмент [4], он может нагреваться до значительных температур, превышающих теплостойкость композита. При этом происходит теплообмен между инструментом и обрабатываемым материалом. При этом из-за низкой теплопроводности композита и высокого градиента перепада температур теплонапряженная зона локализуется вблизи зоны контакта. При этом

температура нагрева обрабатываемого материала от инструмента будет прямо пропорциональна плотности теплового потока, обратно пропорциональна коэффициенту аккумуляции тепла и будет повышаться с течением времени пропорционально корню квадратному от времени нагрева [5].

$$\Theta(o, \tau) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{q_e}{\varepsilon} \sqrt{\tau}, \quad (1)$$

где q_e – плотность теплового потока, ε – коэффициент аккумуляции тепла, $\varepsilon = \sqrt{\lambda C_v}$ (где λ – коэффициент теплопроводности, C_v – удельная объемная теплоемкость) τ – время нагрева, $\tau = h_z/S_m$.

Таким образом, при неизменной величине плотности теплового потока, зная величину износа инструмента можно определить минимально допустимую величину минутной подачи при которой не достигается превышение теплостойкости обрабатываемого материала.

Характер зависимости температуры от времени нагрева приведен на рис. 1.

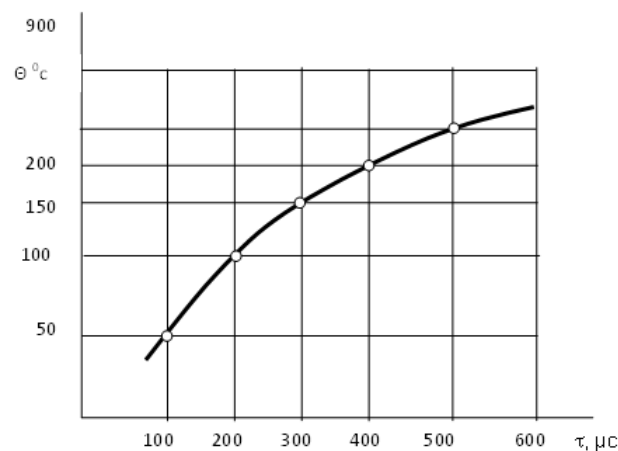


Рис. 1 – Характер зависимости температуры нагрева обрабатываемого материала от времени нагрева

Рекомендуемые диапазоны подач, обеспечивающие максимальное качество поверхностного слоя приведены в таблице 2.

Глубина резания. Глубина резания влияет на составляющие силы резания почти прямо пропорционально (так как удельная работа деформации и удельная работа трения не изменяются), что определяет в качестве лимитирующего фактора при ее выборе предельные значения напряжений на

поверхностях структурных компонентов и соответствующих составляющих сил резания.

Таблица 2 – Рациональные значения подач при резании композитов

Вид обработки Обрабатываемый материал	Фрезерование, мм/зуб	Точение, мм/об.	Сверление, мм/об.
Стеклопластик	0,1 ÷ 0,15	0,1 ÷ 0,5	0,1 ÷ 0,3
Стеклоорганопластик	0,05 ÷ 0,1	0,1 ÷ 0,3	0,1 ÷ 0,3
Углеорганопластик	0,15 ÷ 0,1	0,1 ÷ 0,3	0,1 ÷ 0,3
Органопластик	0,03 ÷ 0,05	0,1 ÷ 0,3	0,1 ÷ 0,2

Для полимеров, армированных минеральными волокнами (стеклянными, углеродными) предельные значения силы трения по задней поверхности – F_{α} не должна превышать $70 \div 120$ Н при нормальной силе на задней поверхности – не более 150 Н. При этом сила трения по передней поверхности должна находиться в пределах $25 \div 50$ Н. Удерживание физических составляющих силы резания в указанных диапазонах позволяет минимизировать разрушение композита по поверхности раздела и уменьшить степень термодеструкции. Для полимеров, армированных органическими волокнами физические составляющие силы резания на задней поверхности не должны превышать 100 Н, при этом сила трения по передней поверхности должны находиться в диапазоне $15 \div 30$ Н.

Глубина резания для точения и фрезерования, исходя из припуска на обработку и требуемого качества обработки, как правило, находится в диапазоне $1 \div 5$ мм.

Режимы резания различных волокнистых композитов и приведенные рекомендуемые глубины резания в сочетании со скоростью резания подачи и геометрическими параметрами режущей части лимитируются предельными разрушающими напряжениями вдоль поверхностей раздела структурных компонентов композита.

Передний угол γ° . Проведенные исследования подтвердили, что передний угол в области положительных значений не оказывает существенного влияния не на один из исследуемых выходных параметров качества обработки, поэтому при выборе его значения необходимо руководствоваться, прежде всего, необходимостью обеспечения максимального угла заострения для обеспечения лучших условий теплоотвода и сохранения прочности режущего клина. Для резцов и фрез значение этого угла необходимо выбрать в диапазоне $0 \div 5^\circ$. Уменьшение переднего угла до области отрицательных значений приводит к росту радиальной составляющей силы резания с соответствующим улучшением качественных характеристик обработки.

В большинстве случаев, особенно для малоразмерных инструментов, рекомендуется принимать передний угол равным 0° , что кроме прочих достоинств повышает технологичность изготовления.

Задний угол – α° . Лимитирующим фактором определяющим величину заднего угла являются величины напряжений и температуры резания возникающих под действием сил на задней поверхности инструмента. Влияние заднего угла определяется прежде всего упругим последствием (восстановлением) обрабатываемого материала [4], причем с изменением величины заднего угла более интенсивно меняются радиальная составляющая за счет изменения нормальной силы на задней поверхности (увеличение фактической площади контакта по задней поверхности). Это приводит к росту напряжений σ_y и увеличению глубины трещин расслоения вдоль волокна.

Увеличение заднего угла обеспечивает снижение энергозатрат при резании за счет уменьшения сил на задней поверхности, однако одновременно с этим ухудшаются условия теплоотвода из-за уменьшения угла заострения. Оптимальные значения задних углов, в зависимости от обрабатываемого материала и вида обработки находится в диапазоне $18 \div 30$ см. табл. 3.

Угол наклона главной режущей кромки. Улучшение качественных характеристик процесса резания при увеличении угла наклона главной режущей кромки достигается за счет снижения энергозатрат резания,

уменьшения макро и микровыкрашиваний режущей кромки, обеспечения оптимальных кинематических условий среза минимизирующих разрушение по поверхности раздела структурных компонентов композита. Эффективность увеличения угла наклона главной режущей кромки увеличивается с уменьшением толщины среза и увеличения объемной доли органических волокон в композите.

Таблица 3 – Рекомендуемые значения задних углов для резцов и фрез

Вид обработки \ Режущий инструмент	Резцы	Фрезы
Стеклопластик	$(18 \div 20)^\circ$	$(18 \div 20)^\circ$
Стеклоорганопластик	$(20 \div 22)^\circ$	$(20 \div 25)^\circ$
Углеорганопластик	$(22 \div 25)^\circ$	$(25 \div 27)^\circ$
Органопластик	$(25 \div 27)^\circ$	$(27 \div 30)^\circ$

*Рекомендованные углы приведены для инструментов с материалом режущей части ВК 8.

Таблица 4 – Рекомендованные углы наклона главной режущей кромки для резцов и фрез

Обрабатываемый материал \ Инструмент	Резцы λ°	Фрезы ω°
Стеклопластик	$(35 \div 55)^\circ$	$(45 \div 55)^\circ$
Стеклоорганопластик	$(55 \div 65)^\circ$	$(55 \div 60)^\circ$
Углеорганопластик	$(45 \div 60)^\circ$	$(55 \div 60)^\circ$
Органопластик	$(60 \div 70)^\circ$	$(60 \div 65)^\circ$

Главный угол в плане. Выбор главного угла в плане предопределяется видом напряженно-деформированного состояния композита. С увеличением главного угла в плане уменьшается отношение ширины к толщине среза, что приводит к уменьшению составляющей – P_z . Влияние φ на составляющую P_y определяется действием двух конкурирующих явлений уменьшением отношения v/a при увеличении φ , и увеличением отношения длины

криволинейного переходного лезвия к рабочей длине главного лезвия (в условиях упругого восстановления это приобретает определяющее действие). Таким образом, это влияние имеет экстремальный характер, что и определяет величину главного угла в плане.

Величина износа инструмента и радиус округления режущей кромки.

Лимитирующим фактором, определяющим критерий затупления режущих инструментов при обработке волокнистых полимерных композитов, является состояние поверхностного слоя после механической обработки.

Увеличение площади износа по задней поверхности приводит к росту фактической площади контакта с обрабатываемым материалом, росту сил на задней поверхности и соответственно работы трения на задней поверхности и энергозатрат резания.

С увеличением радиуса округления режущей кромки уменьшается удельная энергия резания за счет увеличения площади контакта режущей кромки и прикромочного участка передней поверхности с обрабатываемым материалом при неизменной величине работы деформирования.

Таким образом, увеличение износа инструментов ухудшает энергетические характеристики процесса резания, что приводит к ухудшению качественных показателей механической обработки.

Лимитирующим фактором для полимеров, армированных минеральными волокнами является величина площадки износа на задней поверхности, которая определяет предельно допустимые силу и работу трения по задней поверхности при которых степень деформации полимерного связующего и глубины распространения трещин по поверхности раздела достигают предельных значений; для композитов в состав армирующих элементов, которых входят органические волокна, лимитирующим фактором является предельная величина радиуса округления режущей кромки, которая определяет минимально-допустимую удельную энергию резания, ниже которой не происходит перерезание органических волокон в плоскости резания.

Поскольку величина радиуса округления режущей кромки и величина износа на задней поверхности связано между собой простой зависимостью [4].

$$\rho = \rho_0 + kh_3, \quad (2)$$

где ρ_0 – начальный радиус округления режущей кромки после заточки.

k – коэффициент зависящий от инструментального материала и вида обработки и колеблется в диапазоне $0,15 \div 0,35$

Удобно предельно-допустимый радиус округления режущей кромки выражать через предельно-допустимую величину площадки износа по задней поверхности. Рекомендации по их выбору приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Рекомендуемые критерии затупления инструментов для различных видов обработки и обрабатываемых материалов (мм)

Вид обработки Обрабатываемый материал	Цилиндрическое фрезерование	Сверление
Стеклопластик	0,25	0,2
Стеклоорганопластик	0,15	0,12
Углеорганопластик	0,12	0,12
Органопластик	0,1	0,1

*Рекомендации приведены для инструментов приготовленных из сплава ВК8.

Выводы

Установлено, что наибольшее влияние на качество поверхностного слоя, обработанного резанием композита оказывают те условия резания, которые оказывают наибольшее влияние на энергетические характеристики процесса резания: скорость резания и радиус округления режущей кромки за счет влияния на удельную энергию резания, параметры среза и износ за счет влияния на энергозатраты процесса резания, а их совместные действия определяет условие и степень разрушения по поверхностям раздела структурных компонентов.

Список использованных источников:

1. Тарасюк А. П. Проблемы исследования поверхностного слоя детали из волокнистых полимерных композитов, обработанных резанием / А. П. Тарасюк // Високі технології в машинобудуванні : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «ХПІ». – Х., 2001. – №1 – С. 259–262.
2. Тарасюк А. П. Расширение функциональных возможностей волокнистых полимерных композитов за счет разработки эффективных процессов механической обработки / А. П. Тарасюк : дис. ... доктора техн. наук. – Харьков, 2011. – 567 с.
3. Вerezub Н. В. Энергетические аспекты разрушения полимерных композитов при резании / Н. В. Вerezub, Г. Л. Хавин, А. П. Тарасюк // Резание и инструмент в технологических системах: междунар. науч.-техн. сб. / Нац. техн. ун-т «ХПИ». – Харьков, 2001. – Вып. 59. – С. 28–34.
4. Дрожжин В. И. Физические особенности и закономерности процесса резания слоистых пластмасс / В. И. Дрожжин: дис. ... доктора техн. наук. – Харьков, 1982. – 388 с.
5. Механическая обработка волокнистых полимерных композитов / Н. В. Вerezub, А. П. Хавин, А. А. Гетманов, А. П. Тарасюк. – Харьков: ХНАДУ (ХАДИ), 2001. – 180 с.

Тарасюк А.П., Назаркин А.А. «Выбор рациональных условий резания полимерных композитов, обеспечивающих максимальные показатели качества поверхности».

Приведены рекомендации по выбору условий резания волокнистых полимерных композитов, при которых обеспечиваются максимальные значения показателей качества поверхностного слоя. Показаны физические особенности влияния режимов резания и геометрических параметров режущей части инструментов на состояние поверхностного слоя полимерных анизотропных материалов.

Ключевые слова: полимерные композиты, резание, качество поверхности, полимерные анизотропные материалы.

Тарасюк А.П., Назаркін О.А. «Вибір раціональних умов різання полімерних композитів, які забезпечують максимальні показники якості поверхні».

Наведені рекомендації по вибору умов різання волокнистих полімерних композитів, при яких забезпечуються максимальні значення показників якості поверхневого шару. Показані фізичні особливості впливу режимів різання та геометричних параметрів різальної частини інструментів на стан поверхневого шару полімерних анізотропних матеріалів.

Ключові слова: полімерні композити, різання, якість поверхні, полімерні анізотропні матеріали.

Tarasyuk A.P., Nazarkin A.A. “Choice of optimal cutting conditions of composites, provides maximum quality surface”.

Recommendations for the choice of cutting conditions of fibrous composites, which will ensure maximum quality of the surface layer. Shows the physical features of the influence of the cutting blade and the geometric parameters of the instruments on the state of the surface layer of polymer anisotropic materials.

Key words: polymeric composites, cutting, surface condition, polymeric, anisotropic materials.

Стаття надійшла до редакції 18 грудня 2012 р.

©Тарасюк А.П., Сичов Ю.І., Самчук В.В., Лях Б.Г., Аракелян І.С.

ПРО НАПРЯМ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНООБРОБНОГО УСТАТКУВАННЯ

1. Вступ

Машинобудування є фундаментом економічного потенціалу країни та відіграє важливу роль у реалізації досягнень науково-технічного прогресу у всіх галузях народного господарства країни. Удосконалення машинобудівної галузі тісно пов'язане з розвитком механообробного верстатобудування, оскільки ці верстати разом з деякими іншими видами технологічних машин забезпечують виготовлення будь-яких нових видів устаткування.

Постійний пошук нових рішень для досягнення прецизійності, високої продуктивності, надійності роботи, економічності та інших вимог сучасного ринку, призводить до постійної зміни моделей верстатів, до безупинної появи конкуруючих конструкцій.

2. Постановка проблеми

Основні напрямки по модернізації морально застарілого вітчизняного верстатного парку або створення абсолютно нового верстата зведені до:

- збільшення продуктивності, що є головною задачею при створенні будь-яких обробних верстатів або цілих верстатних систем. Нині головний засіб при досягненні високих показників виробництва застосовують автоматизацію процесів верстатного устаткування з концентрацією операцій, альтернативи якої на сьогоднішній день поки нема;

- одержання високої точності виготовлених деталей, що є одним з основних показників верстата, який виражається в їх здатності забезпечити у готовому виробі задані точності розмірів, форми і взаємного положення

оброблених поверхонь, їх хвилястість і шорсткість, а також стабільність їхніх показників у заданих межах. Традиційно точність механообробних верстатів забезпечувалася відповідною точністю виготовлення його основних деталей, точністю зборки і регулювання, а також жорсткістю елементів, зносостійкістю опор і направляючих, стабільністю форми і розмірів базових і корпусних деталей. Крім того для підвищення точності верстатів цілеспрямовано використовують спеціальні пристрої і системи для компенсації систематичних погрешностей у конкретному екземплярі механообробного верстата або для керування точністю обробки. У цих системах використовують пристрої мікропроцесорного керування і високоточні датчики лінійних і кутових переміщень;

- переналагоджуваності верстатів, що є одна з головних споживчих властивостей устаткування і полягає в можливості їхнього переналагодження на виготовлення різних виробів або для виконання різних операцій стосовно до конкретних вимог постійно мінливої виробничої ситуації в споживачів при серійному виробництві;

- надійності роботи, що для сучасних верстатів є, необхідною умовою їхнього використання. Насамперед це досягається шляхом підвищення надійності функціонування механічних елементів верстатів на першу сходинку виходять підшипникові вузли, напрямні, передачі. Широке використання нових матеріалів та покриттів. Зниження динамічних навантажень за рахунок зменшення мас, що переміщаються і тому подібне.

Аналіз сучасного механообробного устаткування показав, що досягнення усіх цих важливих критеріїв в одній робочій одиниці та при подальшому збереженні їх високих початкових параметрів дуже складно, так як у процесі експлуатації механообробного устаткування, протікаючи в ньому статичні та динамічні процеси, викликані збурюючими факторами у ролі яких виступають сили та крутні моменти, суттєво впливають на його найважливіші якості.

3. Аналіз останніх досліджень і публікацій

У роботах [2–4] автори розглядають один з напрямків зменшення вимушених коливань та пружних деформацій технологічної системи ВПД (верстат – пристосування – інструмент – деталь) обробного устаткування, які в більшості викликані статичним та динамічним навантаженням результуючою силою різання.

Також було запатентовано ряд корисних моделей [5–9], конструкції яких спрямовані на зрівноважування збурюючих джерел у ролі яких виступають складові сили різання.

4. Постановка задачі

Сили та крутні моменти, які виникають в процесі роботи механообробного верстата, поділяють на наступні групи:

- сили і моменти, викликані роботою двигуна. Сили і моменти прикладені до ведучих ланок приводів верстата.

- сили і моменти корисного опору – сили різання та інші сили і моменти робочих процесів. Прикладені в зоні різання або в робочій зоні до інструмента і заготовки, а через них – до ланок верстата, які називають ведучими (шпиндель, супорт, стіл тощо).

- сили і моменти шкідливого опору – сили тертя, опір середовища тощо. Прикладені в місцях контакту ланок верстата зі середовищем або з іншими ланками і направлені проти сил, що рухаються.

- сили взаємодії між ланками верстата або механізмами (у кінетичних парах).

- динамічні сили, у тому числі сили інерції і моменти інерційних сил, роль цих сил зростає з ростом прискорення.

Усі ці групи сил та крутних моментів, які викликані робочими процесами, деформують пружну систему верстата та в тій чи іншій мірі стають основними причинами типових погрешностей форми деталей оброблюваних на верстатах: ексцентричність тіл обертання; некруглість; конусність; не прямолінійність

утворюючих; не площинність; не перпендикулярність або непаралельність осей отворів базовим поверхням; помилки кроку оброблюваних гвинтів; помилки зубчастих коліс; хвилястість; шорсткість поверхні та виникнення вібрацій, шуму тощо.

Наприклад, визначимо (в момент часу $t=1$ с.) вертикальний тиск та горизонтальні зусилля, які виникають у болтових з'єднаннях коробки швидкостей 1, вага якої становить P_1 з передньою тумбою 2 токарного верстата при обробці циліндричної поверхні (рис. 1).

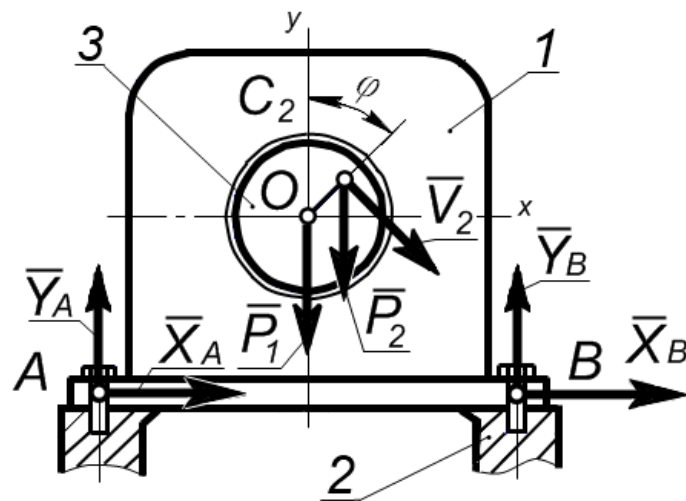


Рис. 1 – Розрахункова схема для визначення вертикального тиску та горизонтальних зусиль у болтових з'єднаннях коробки швидкостей з передньою тумбою

Вага шпинделя 3, який проходить по всій довжині коробки 2 дорівнює P_2 , а його центр ваги C_2 змістився під дією сили різання щодо вісі обертання на відстань $OC_2 = e$. Шпиндель 3 обертається за законом $\varphi = \frac{\pi^2}{2}$.

Отже, маємо систему, що складається з двох тіл: корпуса коробки швидкостей 2 і шпинделя 3. Зовнішніми силами, прикладеними до цієї системи (не враховуючи силу різання), являються вага коробки P_1 , вага шпинделя P_2 , реакції в болтах (вертикальні реакції Y_A , Y_B і горизонтальні реакції X_A і X_B).

Якщо кількість руху корпусу коробки і шпинделі позначимо $\bar{K}_1$, і $\bar{K}_2$, то кількість руху даної системи становить $\bar{K} = \bar{K}_1 + \bar{K}_2$. Так як коробка швидкостей нерухома, то $\bar{K}_1 = 0$ і, тоді $\bar{K} = \bar{K}_2$.

Кількість руху шпинделя визначаємо за формулою

$$\bar{K}_2 = \frac{P_2 \bar{V}_2}{g},$$

де $\bar{V}_2$ – швидкість точки C_2 .

Отже, $\bar{K} = \frac{P_2 \bar{V}_2}{g}$. Звідки знаходимо проекції кількості руху даної системи на координатній вісі:

$$\bar{K}_x = \frac{P_2 \bar{V}_{2x}}{g}, \quad \bar{K}_y = \frac{P_2 \bar{V}_{2y}}{g}.$$

Застосовуючи теорему о кількості руху системи одержимо

$$\frac{dK_x}{dt} = \sum X^{(e)}, \quad \frac{dK_y}{dt} = \sum Y^{(e)},$$

або

$$\frac{P_2}{g} \frac{dV_{2x}}{dt} = X_A + X_B, \quad \frac{P_2}{g} \frac{dV_{2y}}{dt} = Y_A + Y_B - (P_1 + P_2). \quad (1)$$

Швидкість центра ваги C_2 шпинделя перпендикулярна до радіуса OC_2 і по модулю дорівнює

$$V_2 = OC_2 \omega = e \omega,$$

де $\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \pi$ – кутова швидкість шпинделя.

Отже, $V_{2x} = V_2 \cos \varphi = e \omega \cos \varphi$; $V_{2y} = -V_2 \sin \varphi = -e \omega \sin \varphi$.

Тому рівняння (1) приймають вигляд:

$$X_A + X_B = \frac{eP_2}{g} \frac{d}{dt} (\omega \cos \varphi) = \frac{eP_2}{g} \left(\frac{d\omega}{dt} \cos \varphi - \omega \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} \right) = \frac{eP_2}{g} \left(\frac{d\omega}{dt} \cos \varphi - \omega^2 \sin \varphi \right).$$

$$Y_A + Y_B = P_1 + P_2 - \frac{eP_2}{g} \frac{d(\omega \sin \varphi)}{dt} = P_1 + P_2 - \frac{eP_2}{g} \left(\frac{d\omega}{dt} \sin \varphi + \omega \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} \right) =$$

$$= P_1 + P_2 - \frac{eP_2}{g} \left(\frac{d\omega}{dt} \sin \varphi - \omega^2 \cos \varphi \right).$$

В момент $t = 1$ с. маємо: $\varphi = \frac{\pi^2}{2} = \frac{\pi}{2}$, $\sin \varphi = 1$, $\cos \varphi = 0$, $\omega = \pi = \pi$;

$$\frac{d\omega}{dt} = \pi. \quad \text{Тому в цей момент} \quad X_A + X_B = -\frac{eP_2}{g} \pi^2,$$

$$Y_A + Y_B = P_1 + P_2 - \frac{eP_2}{g} \frac{d\omega}{dt} = P_1 + P_2 - e\pi \frac{P_2}{g}.$$

Таким чином, повний вертикальний тиск на тумбу в момент часу $t = 1$ с. становить $P_1 + P_2 - e\pi \frac{P_2}{g}$, а загальне горизонтальне зусилля, приходить на всі болти і дорівнює $\frac{eP_2}{g} \pi^2$, яке намагаються з сунути коробку швидкостей 1 по напрямку дії.

5. Основний матеріал

Для зменшення пружних переміщень необхідно при конструюванні обробного устаткування дотримуватись:

1. Закону збереження руху центра мас. З теореми про рух центра мас механічної системи ($m\bar{a}_c = \sum \bar{F}_k^e$) можна одержати наступне:

– якщо сума зовнішніх сил, що діють на систему, дорівнює нулю ($\sum \bar{F}_{ke} = 0$), тоді прискорення центра мас дорівнює нулю ($\bar{a}_c = 0$) або $\bar{V}_c = \text{const}$.

Отже, якщо сума всіх зовнішніх сил, що діють на систему, дорівнює нулю, то центр мас цієї системи рухається з постійної по модулі і напрямку швидкістю, тобто рівномірно і прямолінійно. Зокрема, якщо спочатку центр мас був у спокої, то він і залишиться в спокої. Дія внутрішніх сил, як ми бачимо, рух центра мас системи змінити не може.

– якщо сума зовнішніх сил, що діють на систему, не дорівнює нулю, але ці сили такі, що сума їхніх проекцій на яку-небудь вісь (наприклад, вісь Ox) дорівнює нулю ($\sum F_{kx}^e = 0$), тоді з рівняння

$$m\ddot{x}_c = \sum F_{kx}^e = 0,$$

впливає, що $\ddot{x}_c = 0$ або $V_{cx} = \text{const}$.

Отже, якщо сума проекцій усіх діючих зовнішніх сил на яку-небудь вісь дорівнює нулю, то проекція швидкості центра мас системи на цю вісь є величина постійна. Зокрема, якщо в початковий момент $V_{cx} = 0$, то й у будь-який наступний момент $V_{cx} = 0$, тобто центр мас системи в цьому випадку уздовж вісі переміщатися не буде ($x_c = \text{const}$).

Усі ці результати виражають собою закон збереження руху центра мас системи.

2. Закон збереження кількості руху. Нехай сума всіх зовнішніх сил, що діють на систему, дорівнює нулю $\sum \bar{F}_k^e = 0$. Тоді з рівняння $\frac{d\bar{Q}}{dt} = \sum \bar{F}_k^e$ випливає, що при цьому $Q = \text{const}$.

Таким чином, якщо сума всіх зовнішніх сил, що діють на систему, дорівнює нулю, то вектор кількості руху системи буде постійний по модулі і напрямку.

Нехай зовнішні сили, що діють на систему, такі, що сума їх проекцій на яку-небудь вісь (наприклад $\hat{i}_x$) дорівнює нулю $\sum F_{kx}^e = 0$. Тоді з рівняння $\frac{dQ_x}{dt} = \sum F_{kx}^e$, випливає, що при цьому $Q_x = \text{const}$.

Таким чином, якщо сума проекцій усіх діючих зовнішніх сил на яку-небудь вісь дорівнює нулю, то проекція кількості руху системи на цю вісь є величина постійна.

3. Закон збереження кінетичного моменту системи. Якщо головний момент зовнішніх сил системи щодо деякого нерухомого центра O дорівнює

нулю, тобто $\overline{M}_O^e = 0$, то кінетичний момент системи $\overline{K}_O$, щодо цього центра залишається постійним по модулі і напрямку, тобто $\overline{K}_O = \overline{const}$.

Якщо сума моментів усіх зовнішніх сил системи щодо деякої нерухомої вісі Ox дорівнює нулю ($\sum M_x(F_x^e) = 0$), то $K_x = const$.

Отже, кінетичний момент системи щодо будь-якої координатної вісі постійний, якщо сума моментів зовнішніх сил щодо цієї вісі дорівнює нулю, що, зокрема, спостерігається, коли зовнішні сили рівнобіжні, чи вісі перетинають її. В окремому випадку для тіла чи системи тіл, що усі разом можуть обертається навколо нерухомої вісі, і якщо при цьому $\sum M_z(F_z^e) = 0$, то $K_z = J_z \omega = const$ або $J_z \omega = J_{z0} \omega_0$.

Вище зазначені закони, на прикладі можна застосувати при виготовленні різьбової шпильки (рис. 2). Необхідно щоб виріб був не рухомим, а кутова швидкість і відповідно моменти інерції ріжучих елементів повинні бути постійними і однакової величини ($I_1 = I_2 = const$, $\omega_1 = \omega_2 = const$); маса ріжучих елементів однакової величини ($m_1 = m_2 = const$); подача ріжучих елементів спрямовуватись одна до одної і мати однакоку величину ($S_1 = S_2 = const$) та рівна швидкість різання ($V_1 = V_2 = const$).

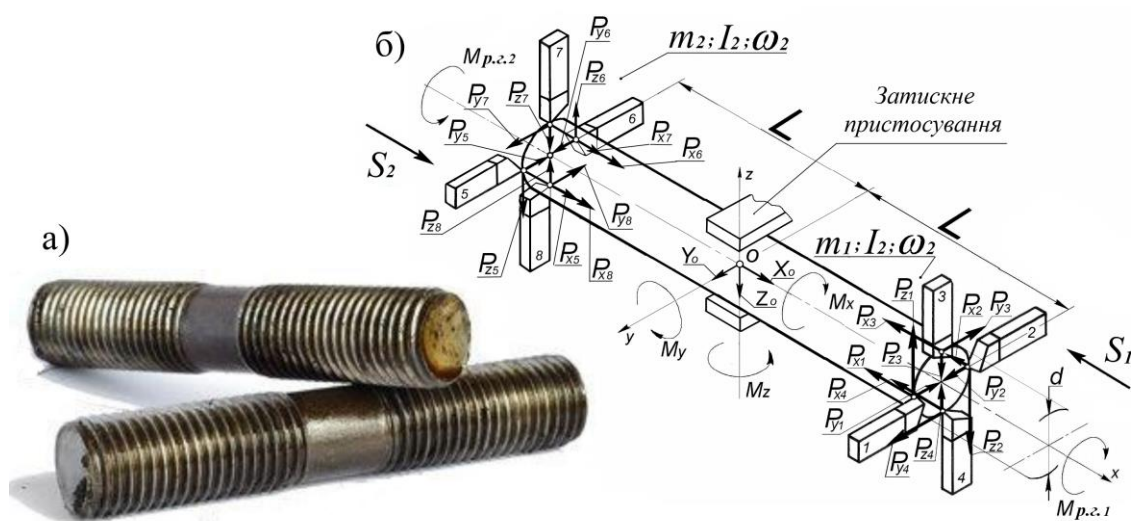


Рис. 2: а) Загальний вигляд різьбової шпильки; б) Розрахункова схема нарізання різьби на нерухомій заготовці різьбовими головками з вісьмома ріжучими елементами.

Для розуміння дії зрівноважування сил і моментів, які діють на виріб (різьбову шпильку) (рис. 2, б) з боку ріжучих елементів (різьбових головок), складемо шість рівнянь рівноваги $\sum F_x = 0: X_A = 0; \sum F_y = 0: Y_A = 0; \sum F_z = 0: Z_A = 0; \sum M_x = 0: M_x = 0; \sum M_y = 0: M_y = 0; \sum M_z = 0: M_z = 0$.

Як ми бачимо, що усі зусилля прирівнюються до нуля, що підвищує ефективність і якість механічної обробки.

Також можна застосувати деякі з цих законів, як один з варіантів, при механічній обробці кінців труб, адже це є дуже відповідальна операція, тому що від обраного методу та технології обробки залежить якість подальшого монтажу цього виробу та майбутньої експлуатації.

Пристрій для комплексної обробки кінців труб (рис. 3) працює наступним чином. З обертанням приводного конічного колеса 19 (рис. 3, а) воно передає обертання внутрішній 4 та зовнішній 4 ріжучим головкам, а вони у свою чергу надають рух ріжучим елементам 7, 8, 21, 22, мітчику 20 та плашці 6.

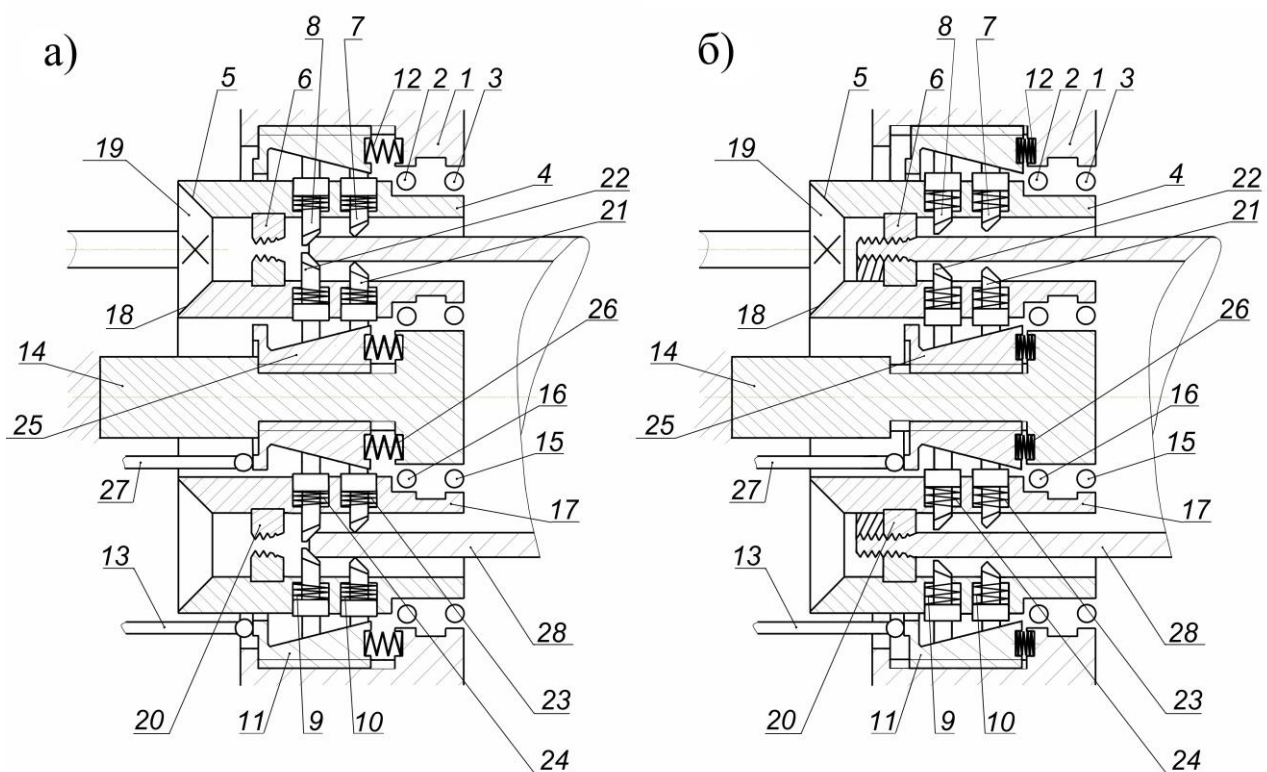


Рис. 3 – Пристрій для механічної обробки кінців труб: а) Повздовжній розріз пристрою у момент розточки і зрізу фасок; б) Повздовжній розріз пристрою у момент нарізання різьби.

При подачі труби 28 у робочу зону її одночасно починають обробляти розточувальні ріжучі елементи 21 та зовнішні прохідні ріжучі елементи 7, після того, як труба 28 підійде до підрізних ріжучих елементів 8, 22 і вони знімуть внутрішню та зовнішні фаски, то в цей час кулачки 13 та 27 пересувають конічні втулки 11 і 25 стискаючи пружини 12, 26. Так як усі ріжучі елементи 7, 8, 21, 22 притиснені пружинами 9, 10, 23, 24 до конічної поверхні втулок 11, 25, то при їх пересуванні ріжучі елементи 7, 8, 21, 22 відходять від поверхонь труби 28, яка при подальшому русі потрапляє на мітчик 20, який нарізає внутрішню різьбу та на плашку 6, яка нарізає зовнішню різьбу.

Після на різання різьби, приводному конічному колесу 19 надається обертання в протилежну сторону, для вигвинчування труби 28 з мітчика 20 та плашки 6 (рис. 3, б).

Після того як труба вийде з робочої зони, кулачки 13, 27 відходять від конусних втулок 11, 25, які під тиском пружин 12, 26 стають у своє початкове положення і завдяки цьому ріжучі елементи 7, 8, 21, 22 стають у своє початкове положення.

Використання запропонованого пристрою для обробки кінців труб дозволяє завдяки виконанню трьох операцій з однієї установки підвищити якість подальшого виробу та підвищити продуктивність праці; можливість обробляти тонкостінні труби та зменшити зусилля її затиску за рахунок компенсування сили різання [11].

Висновки

Отже, пропонується напрям проектування механообробного устаткування з дотриманням закону збереження руху центра мас, закону збереження кількості руху та закону збереження кінетичного моменту системи, можна одержати більш ефективну механічну обробку деталі (збільшить продуктивність, забезпечить високий рівень надійності роботи механічних систем устаткування, знизить рівень вібрації механічних систем та шуму тощо).

Також було запропоновано пристрій для механічної обробки кінців труб, робота, якого передбачена з дотриманням деяких вищевказаних законів механіки.

Список використаних джерел:

1. Проников А. С. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник. В 3-х т. Т. 1: Проектирование станков / А. С. Проников, О.И. Аверьянов, Ю.С. Аполлонов [и др.], под общ. ред. А. С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э Баумана: Машиностроение, 1994. – 444с.
2. Один з напрямків розробки безвібраційних обробних комплексів / Ю. І. Сичов, Б. Г. Лях, В. І. Неко, В. В. Самчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 2/5 (44) – С. 38–41.
3. Розробка безвібраційних обробних комплексів / Ю.І. Сичов, А. П. Тарасюк, Б. Г. Лях, В. В. Самчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 3/7 (51) – С. 46–49.
4. Пристрій для обробки кінців труб / Ю. І. Сичов, А. П. Тарасюк, Б. Г. Лях, В. І. Неко, В. В. Самчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 5/5 (47). – С. 24-29.
5. Пат. на корисну модель 49739 Україна. МПК В 23 В 5/08. Пристрій для обробки кінців труб / Ю.І. Сичов, Б.Г. Лях, В.В. Самчук. – № u 2009 11652 ; Заявл. 16.11.2009; Опубл. 11.05.2010, Бюл. № 9. – 3 с.
6. Пат. на корисну модель 57132 Україна. МПК В 23 В 5/08. Пристрій для обробки кінців труб / Ю. І. Сичов, Б. Г. Лях, В. В. Самчук. – № u 2010 09381 ; Заявл. 26.07.2010; Опубл. 10.02.2011, Бюл. № 3. – 4 с.
7. Пат. на корисну модель 61435 Україна. МПК В 23 В 5/12. Пристрій для безцентрової обробки циліндричних деталей / Ю. І. Сичов, А. П. Тарасюк, Б.Г. Лях, В.В. Самчук. – № u 2010 13326 ; Заявл. 09.11.2010; Опубл. 25.07.2011, Бюл. № 14. – 4 с.

8. Пат. на корисну модель 61430 Україна. МПК В 23 В 29/00. Пристрій для розточування отворів / Ю. І. Сичов, А. П. Тарасюк, Б. Г. Лях, В. В. Самчук. – № у 2010 13318 ; Заявл. 09.11.2010; Опубл. 25.07.2011, Бюл. № 14. – 4 с.

9. Пат. на корисну модель 63270 Україна. МПК В 23 В 5/08. Пристрій для обробки кінців труб / Ю. І. Сичов, А. П. Тарасюк, М. К. Кравцов, Б. Г. Лях, В. В. Самчук. – № у 2011 00687 ; Заявл. 21.01.2011; Опубл. 10.10.2011, Бюл. № 19. – 4 с.

10. Пат. на корисну модель 61433 Україна. МПК В 23 D 45/00. Пристрій для розпилювання матеріалу / Ю.І. Сичов, А.П. Тарасюк, Б.Г. Лях, В. В. Самчук. – № у 2010 13332 ; Заявл. 09.11.2010; Опубл. 25.07.2011, Бюл. № 14. – 4 с.

11. Пат. на корисну модель 71147 Україна. МПК В23В 5/08. Пристрій для обробки кінців труб / Ю. І. Сичов, М. К. Кравцов, А. П. Тарасюк, Б. Г. Лях, В. В. Самчук. – Заявл. 09.11.2011; Опубл. 10.07.2012, Бюл. № 13. – 6 с.

Тарасюк А.П., Сичов Ю.І., Самчук В.В., Лях Б.Г., Аракелян І.С. «Про напрям проектування механообробного устаткування».

У статті автори пропонують створювати механообробне устаткування з урахуванням деяких законів механіки, що виключають збурюючі фактори, завдяки чому можна одержати більш ефективну обробку деталі, збільшити продуктивність, забезпечити високий рівень надійності роботи механічних систем устаткування.

Ключові слова: механообробне устаткування, закони механіки.

Тарасюк А.П., Сычев Ю.И., Самчук В.В., Лях Б.Г., Аракелян И.С. «О направлении проектирования механообрабатывающего оборудования».

В статье авторы предлагают создавать механообрабатывающее оборудование с учётом некоторых законов механики, исключаящие возмущающие факторы, благодаря чему можно получить более эффективную

обработку детали, увеличить производительность, обеспечить высокий уровень надежности работы механических систем оборудование.

Ключевые слова: механообрабатывающее оборудование, законы механики.

Tarasyuk A.P., Sychev Y.I., Samchuk V.V., Lyakh B.G., Arakelyan I.S.

«About the direction of design of the equipment which is intended for machining».

In this article the authors propose to create for mechanical machining equipment in compliance with certain laws of mechanics, eliminating revolting factors, so you can get a more efficient processing of parts, increase productivity, provide high reliability of mechanical systems equipment.

Key words: mechanical machining equipment, laws of mechanics.

Стаття надійшла до редакції 15 жовтня 2012 р.

©Воробьев Ю.А., Воронько В.В., Воронько И.А., Матцнер К.

ПОДХОД К СОЗДАНИЮ РУЧНЫХ ПНЕВМОИМПУЛЬСНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ СТАПЕЛЬНОЙ СБОРКИ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

1. Введение

Одним из ключевых требований, предъявляемых к новейшим самолетам, является повышение эффективности и срока их эксплуатации. Так, для пассажирских и транспортных самолетов величина проектного ресурса за последние десятилетия выросла с 15-20 тысяч летных часов (самолеты Ан-22, Ту-134, Ил-86, Ил-96) до 50-70 тысяч летных часов (самолеты RRJ-95, Ан-140, Ан-148 и др.). В общем случае эффективность использования летательного аппарата (ЛА) предопределяет его многоцелевой характер. Этот рост эффективности в решающей степени обеспечивается повышением долговечности планера ЛА, которую в свою очередь определяет в основном выносливость болтовых и заклепочных соединений. Количество таких соединений в планерах самолетов с увеличением их габаритных размеров резко увеличивается. Так, например, если в планере самолета Ту-204 устанавливают свыше 46.960 болтов (в крыле – 38.550 шт., фюзеляже – 7.590 шт., на пилонах двигателей – более 820 шт.), то на пассажирском лайнере Ил-86 общее количество болтов достигает уже 152.800 шт.

Использование методов поверхностного пластического деформирования (ППД) является эффективным способом увеличения циклической долговечности свободных незаполненных отверстий (например, отверстий для перетекания топлива в баке-кессоне) и отверстий под крепежные элементы. Однако методы ППД не используются в производстве в полной мере, что объясняется, прежде всего, высокой стоимостью, низкой производительностью

и ограниченными технологическими возможностями, как процесса, так и устройств для их осуществления.

В Национальном аэрокосмическом университете им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» на кафедре технологии производства летательных аппаратов с 80-х годов прошлого столетия ведутся исследования и разработки схем и конструкций ручных пневмоимпульсных устройств для стапельной сборки ЛА. За эти годы сотрудниками кафедры Кушнаренко С.Г., Лепетухой В.С., Кривцовым В.С., Чистяком В.Г., Воробьевым Ю.А., Воронько В.В. и др. разработаны и изготовлены десятки различных схем и конструкций пневмоимпульсных устройств для клепки, постановки болтов и болт-заклепок, прошивки, пробивки и дорнования отверстий.

Преимущества сборки ЛА в стапеле с использованием ручных пневмоимпульсных устройств (РПИУ) были обоснованы во многих работах [1-6 и др.].

К сожалению, из-за распада СССР данные технологии не были в полном объеме внедрены в серийное производство ЛА. Однако в последние годы из-за большого интереса таких фирм как Boeing, Airbus, Volkswagen и др., эти работы в ХАИ были возобновлены. Подтверждением данного факта являются выполненные и выполняемые проекты и гранды.

2. Формулирование проблемы

Для создания методологии разработки ручных пневмоимпульсных устройств, используемых в условиях стапельной сборки ЛА, необходимо выполнить следующие работы:

- синтезировать технологическую систему сборки с использованием импульсного устройства (для определения граничных условий для создания пневмоимпульсных устройств);

- проанализировать существующие схемы и конструкции пневмоимпульсных устройств (для определения возможности их использования или необходимости совершенствования);

- разработать обобщенную численную модель технологической системы (ТС) (для определения ее рациональных параметров);
- создать функционально-элементную блок-схему РПИУ (для их унификации).

3. Технологическая система сборки ЛА с использованием пневмоимпульсного ручного инструмента

ТС сборки ЛА с использованием РПИУ подразделяется на три этапа (рис. 1):

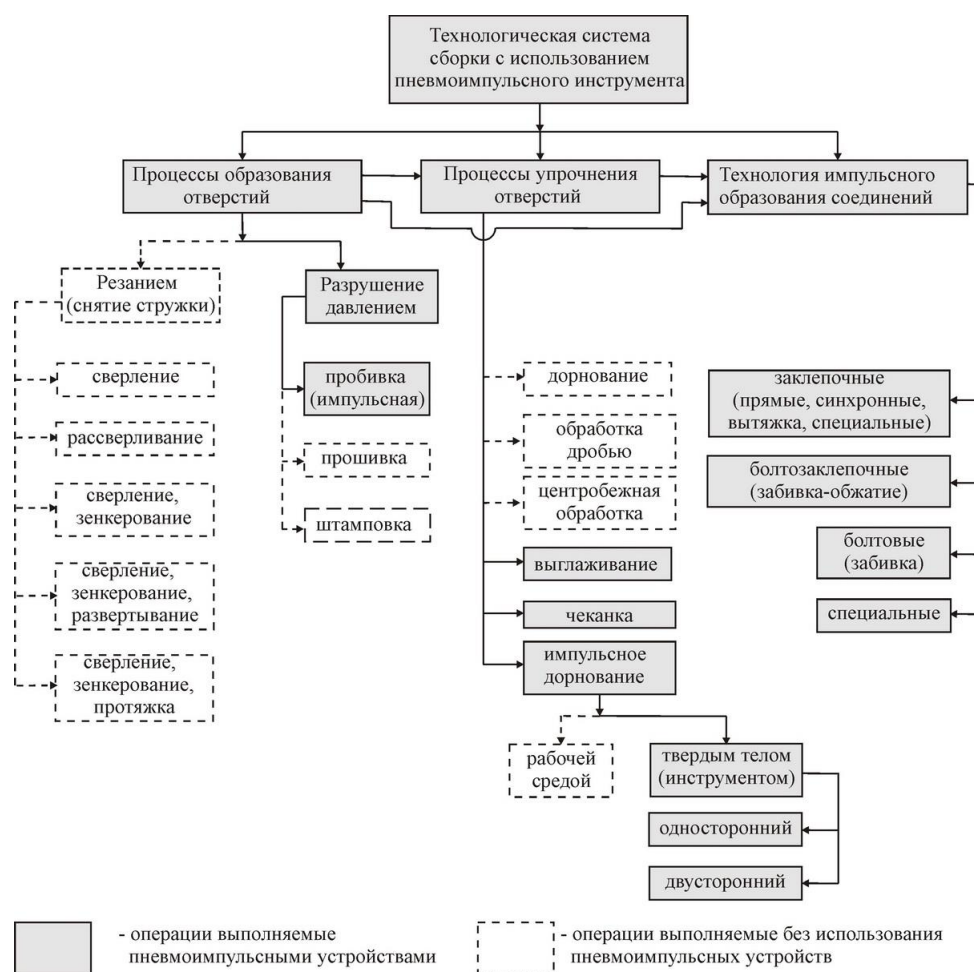


Рис. 1 – Технологическая система сборки ЛА с использованием пневмоимпульсного инструмента

1) образование отверстий, выполняемое:

- обработкой резанием (сверление, рассверливание, развертывание, зенкерование, протяжка);
- разрушением давлением (пробивка импульсная, прошивка, штамповка);

2) упрочнение отверстий: дорнование, обработка дробью, центробежная обработка, выглаживание чеканка, импульсное дорнование (рабочей средой, твердым телом);

3) образование соединений: заклепочных, болтозаклепочных, болтовых, специальных.

Выбор элементов технологической системы зависит от следующих факторов: ресурс изделия, качество соединения (в том числе аэродинамическое), экономичность, условия сборки (подходы к соединению), производительность, улучшения условий труда и др.

В результате анализа ТС сборки ЛА с использованием РПИУ была создана обобщенная схема импульсных технологий для осуществления сборочно-монтажных работ в авиастроении, которая состоит из (рис. 2):

1) рабочей части инструмента:

- обжимка (клепка стержневых заклепок, забивка болта);
- обжимка-поддержка (синхронная клепка стержней);
- поддержка (обжатие кольца);
- дорн (прямое и реверсное дорнование);

2) подкрепляющего элемента:

- поддержка (клепка стержневых заклепок, забивка болта, обжатие кольца);

- обжимка-поддержка (синхронная клепка);
- подкрепляющий элемент конструкции (прямое дорнование);
- упорная втулка устройства (реверсное дорнование);

3) упорной втулки устройства:

- полиуретановый прижим (клепка стержневых заклепок, синхронная клепка, забивка болта);

- упорная втулка устройства (обжатие кольца, прямое дорнование);
- упорная втулка-поддержкой (реверсное дорнование);

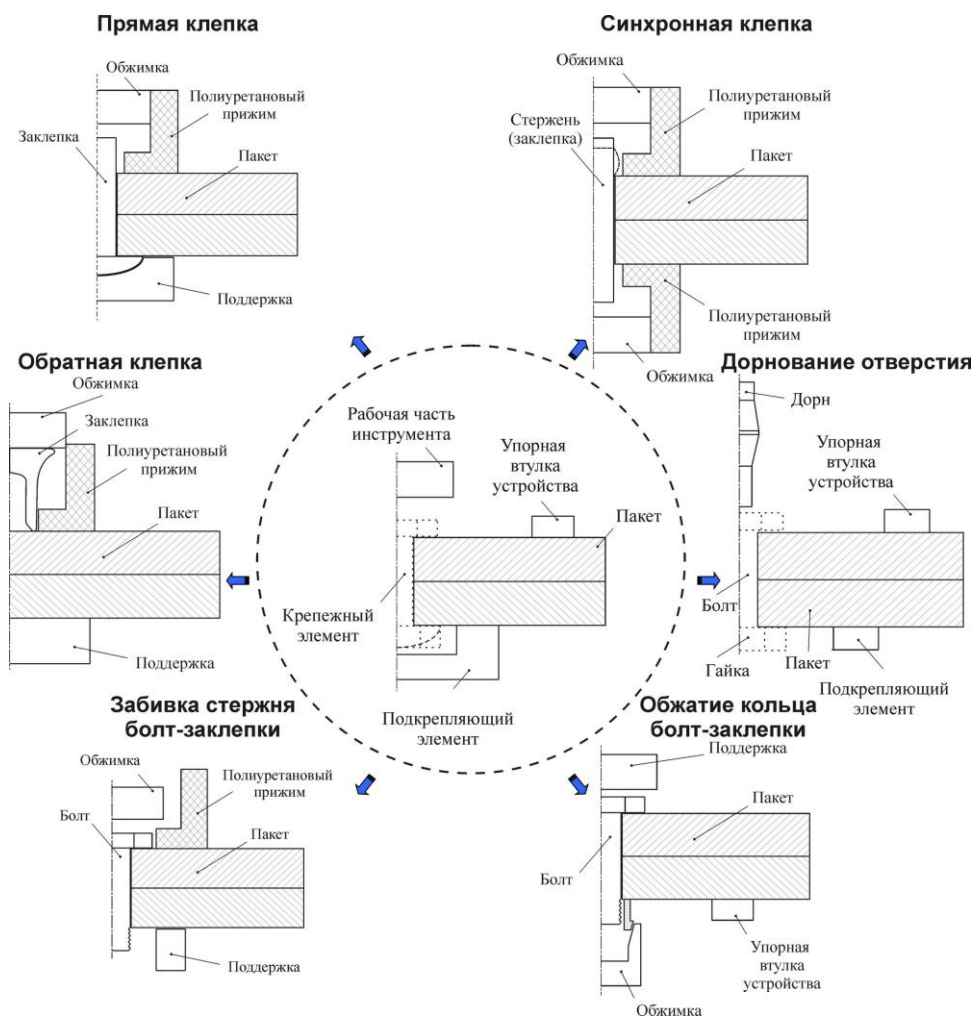


Рис. 2 – Обобщенная схема импульсных технологий (основные процессы

4) крепежного элемента:

- заклепка (клепка стержневых заклепок);
- стержень (синхронная клепка);
- болт (забивка болта);
- кольцо (обжатие кольца);

5) пакета.

Обобщенная схема импульсных технологий позволяет разработать единый подход к численному моделированию импульсных процессов.

4. Численное моделирование технологической системы

Экспериментальные методы выбора рациональных технологических параметров импульсных процессов сборки авиационных конструкций требует

значительных материальных и временных затрат. Современный уровень развития программного обеспечения и вычислительной техники обеспечивает возможность численного моделирования этих процессов методом конечных элементов (МКЭ).

На основе обобщенной схемы процесса импульсных технологий созданы конечно-элементные модели (КЭМ) для расчетов в программных пакетах Ls-Dyna и Abaqus.

При численном моделировании процессов ТС выполняются следующие работы:

1) геометрическое моделирование ТС, состоящей из пакета, крепежного элемента, рабочей части инструмента, подкрепляющего элемента и упорной втулки (рис. 2);

2) моделирование физических свойств материалов дорна, пакета, подкрепляющего элемента и упорной втулки;

3) задание контактных условий взаимодействия элементов ТС;

4) задание начальных условий состояния элементов ТС.

При этом принимаются следующие допущения:

1) материалы элементов ТС задаются стандартными функциями;

2) задачи решаются в осесимметричной постановке;

3) трение на контактной поверхности описывается законом Амонта-Кулона;

4) тепловые эффекты, вызванные пластическим деформированием, не учитываются.

Наиболее оптимальными стандартными функциями для описания свойств материалов элементов ТС являются [7–15]:

– пакет: "MAT_POWER_LAW_PLASTICITY" (E , μ ; B , m – коэффициенты степенного закона $\sigma = B\varepsilon^m$);

– крепежный элемент и рабочая часть инструмента (обжимка, дорн):

1) "MAT_POWER_LAW_PLASTICITY" μ ; B , m – коэффициенты

степенного закона $\sigma = B\varepsilon^m$) – для деформируемых крепежных элементов и рабочей части инструмента;

2) "MAT_RIGID" (E , μ) – для недеформируемых крепежных элементов и рабочей части инструмента;

– рабочая часть инструмента (обжимка, дорн) и подкрепляющий элемент (поддержка): "MAT_RIGID" (E , μ);

– упорная втулка устройства (полиуретановый прижим): "MAT_HYPERELASTIC_-RUBBER" (μ , константы материала C01(Па) и C10 (Па)).

Использование вышеперечисленных стандартных функций при численном моделировании ТС дает до 15 % погрешности по сравнению с натурным экспериментом [7–15].

При решении импульсных процессов пластического деформирования используется явный метод интегрирования дифференциальных уравнений.

На основании результатов численного моделирования (рис. 3) импульсных процессов (геометрические параметры и напряженно-деформированные состояние (НДС) элементов системы) определяются рациональные технологические параметры, которые учитываются при разработке конструкции пневмоимпульсных устройств.

5. Анализ существующих схем и конструкций пневмоимпульсных устройств

Для реализации факторов влияющих на ТС сборки был проведен анализ существующих схем и конструкций пневмоимпульсных устройств [1–6], который позволил классифицировать устройства на следующие виды:

1) устройства прямого действия (рис. 4), применяемые для клепки, забивки болта, обжатия шайбы, пробивки, прямого дорнования, выглаживания, чеканки;

2) устройства прямого и обратного действия (рис. 5), применяемые для

прямого и реверсного дорнования и выглаживания;

3) устройства синхронного действия (рис. 6), применяемые для синхронной клепки.

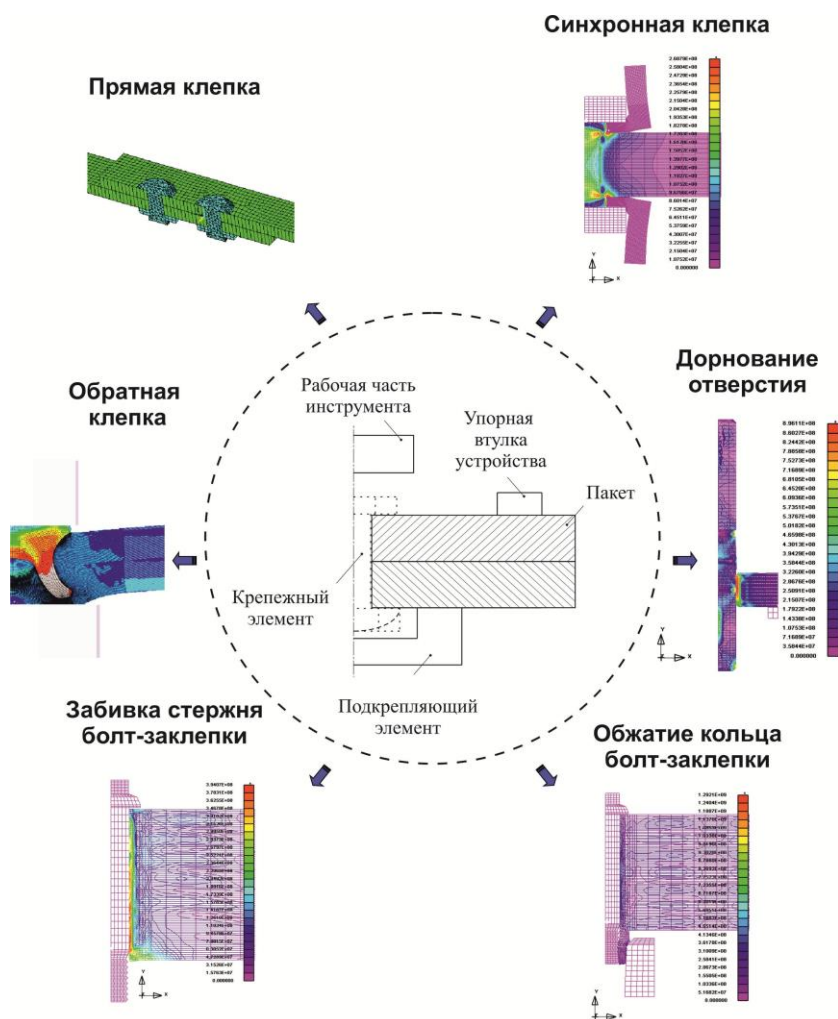


Рис. 3 – Результаты численного моделирования обобщенной схемы импульсных технологических процессов в программных пакетах Ls-Dyna и Abaqus

6. Функционально-элементная блок-схема ручного пневмоимпульсного инструмента

Разработана функционально-элементная блок-схема РПИУ (рис. 7), которая позволяет учитывать все факторы, определяющие ТС сборки ЛА в стапеле.

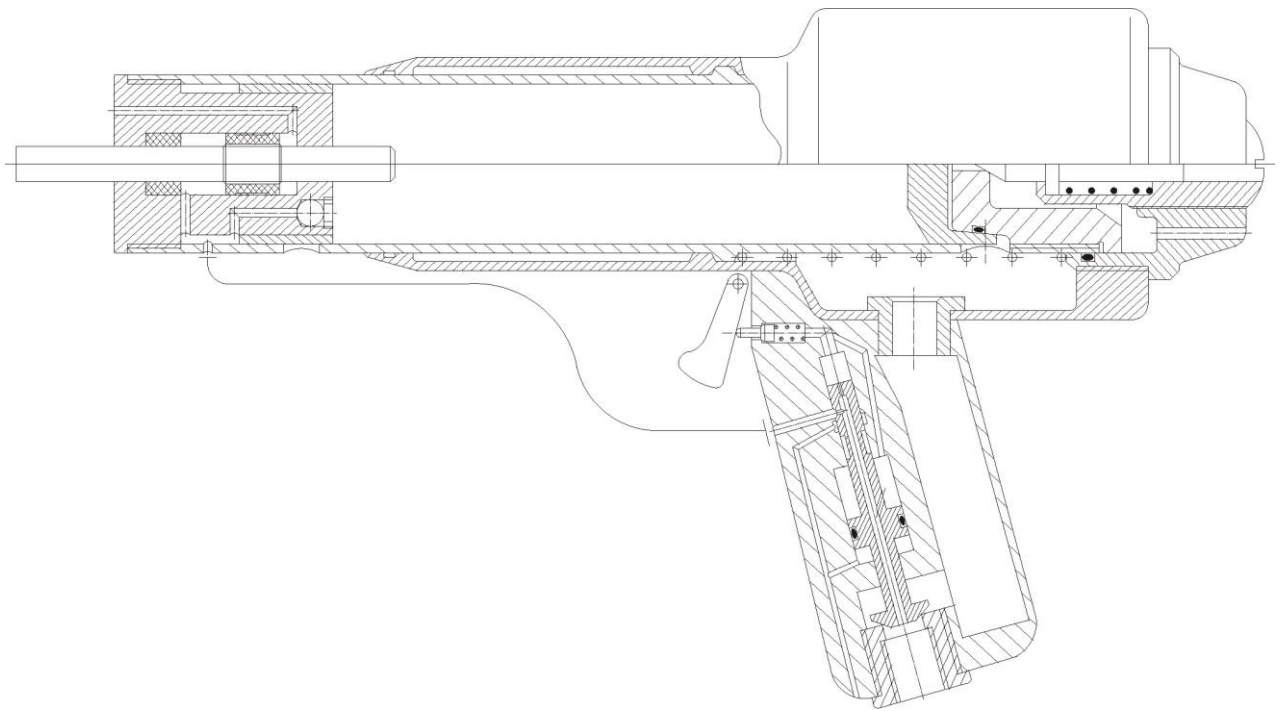


Рис. 4 – Пневмомпульсное устройство прямого действия (клепальный молоток мод. МПО-4)

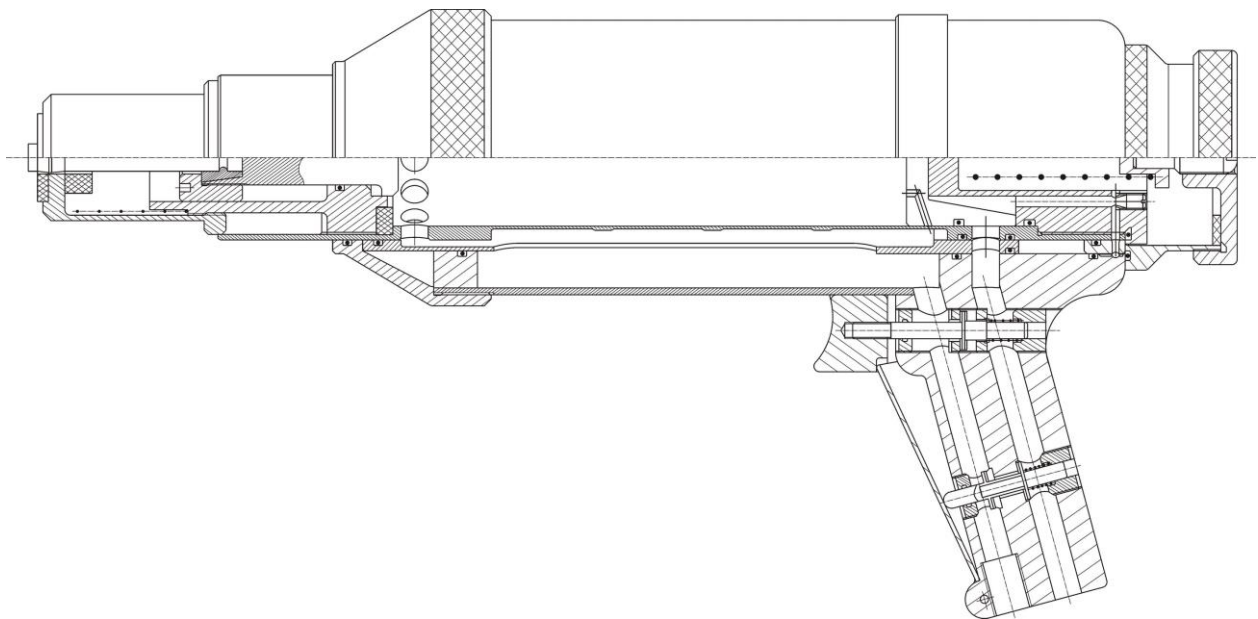


Рис. 5 – Пневмомпульсное устройство прямого и обратного действия (Патент України на винахід №81550 від 10.01. 2008 р.)

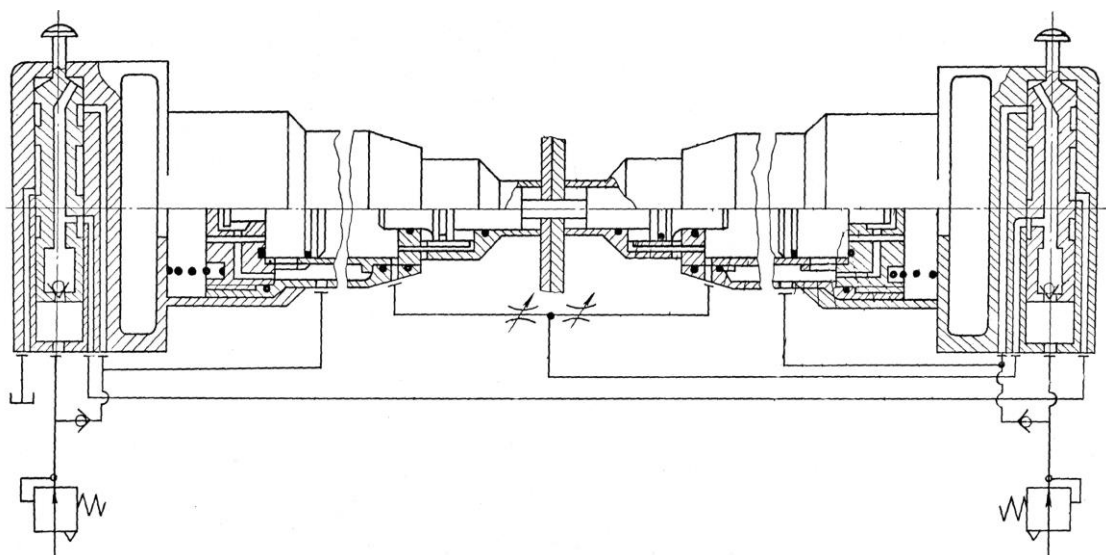


Рис. 6 – Устройства синхронного действия (А.с. СССР №839138 от 13.02. 1981 г.)

Блок-схема показывает связь энергоносителя с рабочим элементом через систему функций: систему самоуправления, систему дифференциации управления, дренажно-демпферную полость, которые связаны энергоузлом, состоящим:

- из механизма управления возвратом в исходное состояние;
- накопителя потенциальной энергии (ресивер);
- цепи возврата бойка;
- цепи мгновенного опорожнения;
- предбойковой полости;
- забойковой полости;
- бойка (дорна, обжимки).

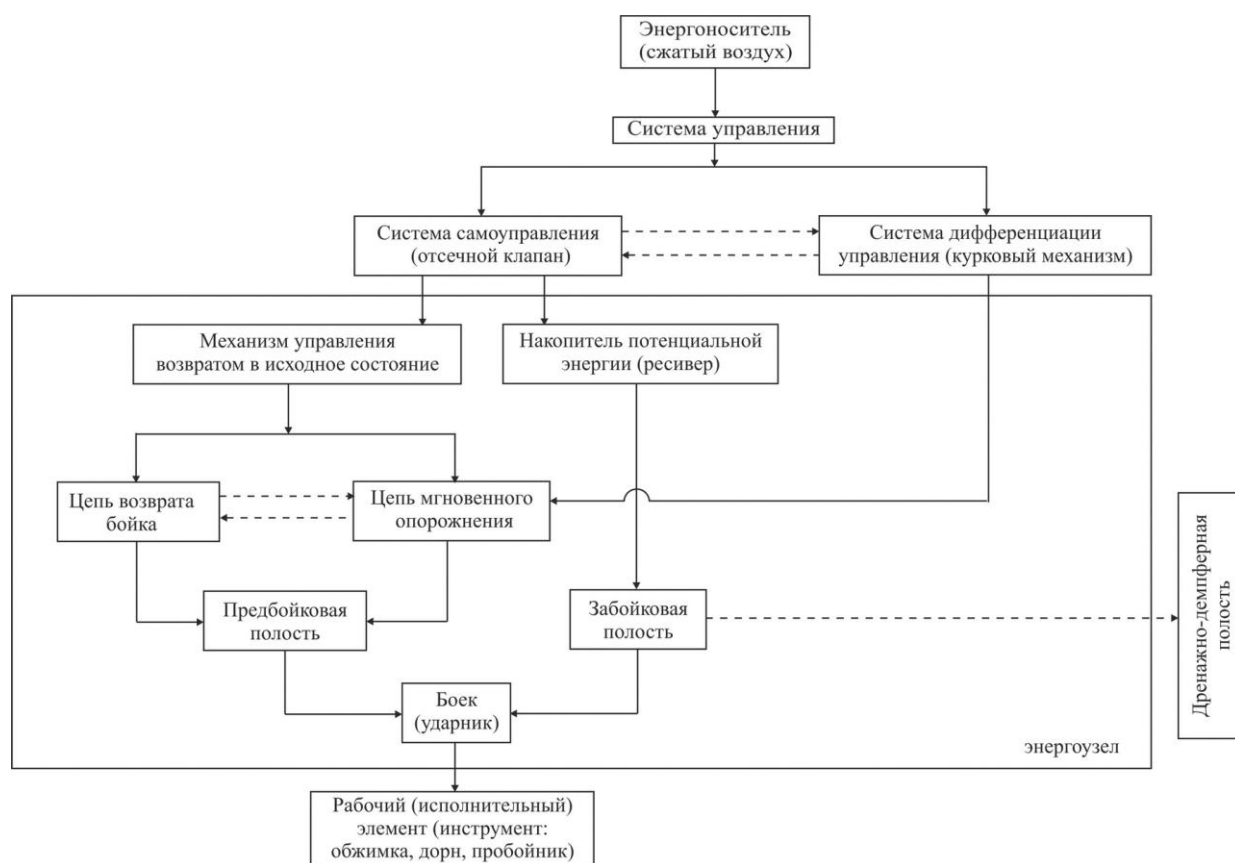


Рис. 7 – Функционально-элементная блок-схема РПИУ

Выводы

1. Сформулирован подход к разработке ручных пневмоимпульсных устройств для стапельной сборки ЛА.
2. Описана технологическая система сборки с использованием импульсного устройств, позволяющая определить граничные условия для создания пневмоимпульсных устройств.
3. Создана обобщенная схема для выполнения численного моделирования ТС импульсных технологий сборки авиационных конструкций.
4. Выполнен выбор оптимальных стандартных функций для описания свойств материалов элементов ТС при численном моделировании с использованием программных пакетов Ls-Dyna и Abaqus.
5. Разработана функционально-элементная блок-схема пневмоимпульсного устройства, которая позволяет учитывать факторы, определяющие ТС сборки ЛА в стапеле.

Список использованных источников:

1. Воробьев, Ю. А. Разработка технологического процесса и инструмента импульсной клепки авиационных конструкций из углепластика [Текст] : дис. ... канд. техн. наук: 05.07.04; защищена 19.03.04; утв. 12.05.04 / Воробьев Юрий Анатольевич. – Х., 2004. – 166 с.
2. Кривцов, В. С. Перспективные устройства для реализации процесса дорнования отверстий [Текст] / В. С. Кривцов, Ю. А. Воробьев, В. В. Воронько // Кузнечно-штамповочное производство – Обработка металлов давлением. – М., 2004. – Вып. 12. – С. 18–30.
3. Воронько, В. В. Разработка технологического процесса и инструмента скоростного дорнования отверстий авиационных конструкций из алюминиевых сплавов [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.07.02; защищена 25.01.08; утв. 9.04.08 / Воронько Виталий Владимирович. – Х., 2007. – 133 с.
4. Кривцов, В. С. Скоростное дорнование отверстий авиационных конструкций из алюминиевых сплавов пневмоимпульсными устройствами [Текст]: моногр. / В. С. Кривцов, Ю. А. Воробьев, В. В. Воронько; Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «ХАИ». – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2010. – 99 с.
5. Воронько, В. В. Разработка пневмоимпульсного устройства для скоростного дорнования отверстий в авиационных конструкциях [Текст] / В. В. Воронько // Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр. / Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Х., 2009. – Вып. 2/59. – С. 41–48.
6. Пат. №81550. Україна. МПК (2006) B21 J 15/00 B25 D 9/00. Пнемоімпульсний пристрій дорнування отворів [Текст] / Кривцов В. С., Воробйов Ю. А., Чистяк В. Г., Воронько В. В.; Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є. Жуковського «ХАІ». – Заявл. 03.05.06; опубл. 10.01.08, Бюл. № 1. – 8 с.
7. Воробьев, Ю. А. Моделирование процесса дорнования отверстий под высокоресурсные болтовые соединения в системе LS-DYNA [Текст] / Ю. А. Воробьев, В. В. Воронько, А. В. Зеленцов // Авіаційно-космічна техніка і технологія: тез. доп. міжнар. наук.-техн. конф. 25–27 травня 2005 р. – Х., 2005.

– С. 49.

8. Воробьев, Ю. А. Сравнительный анализ способов дорнования отверстий [Текст] / Ю. А. Воробьев, В. В. Воронько, В. Н. Степаненко // Системы обработки информации: сб. науч. пр. / Харк. ун-т Повітряних Сил ім. І. Кожедуба. – Х., 2007. – Вип. 34. – С. 71–79.

9. Воробьев, Ю. А. Определение рациональных параметров процесса скоростного дорнования отверстий с помощью LS-DYNA [Текст] / Ю. А. Воробьев, В. В. Воронько, Ю. В. Дьяченко // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. науч. тр. / Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Х., 2008. – Вып. 39. – С. 134–140.

10. Воронько, В. В. Проектирование много-переходной штамповки крышки гидроцилиндра с использованием численного моделирования [Текст] / В. В. Воронько, О. В. Шипуль // Зб. наукових праць Харківського ун-та Повітряних Сил ім. І. Кожедуба. – Х., 2008. – Вип. 3 (18). – С. 14–19.

11. Моделирование процесса синхронной импульсной клепки стержнями с помощью LS-Dyna [Текст] / Ю. А. Воробьев, В. В. Воронько, Ю. В. Дьяченко, С. И. Носа // Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр. / Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «ХАИ». – Х., 2010. – Вып. 1 (68). – С. 5–10.

12. Воробьев, Ю. А. Верификация результатов численного моделирования импульсной постановки болтозаклепочных соединений в авиационных конструкциях [Текст] / Ю. А. Воробьев, В. М. Степаненко, А. Ю. Воробьев // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. науч. тр. / Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Х., 2010. – Вып. 39. – С. 134–140.

13. Воробьев, Ю. А. Моделирование технологического процесса импульсной постановки саморезующих заклепок (self-pierce rivets) в конструкциях самолетов легкой авиации [Текст] / Ю. А. Воробьев, Б. В. Яцун // Проблеми створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки: тез. доп. міжнар. наук.-техн. конф. 21–22 квітня 2010 р. – Х., 2010. – С. 53.

14. Воробьев, Ю. А. Моделирование процесса импульсного дорнования отверстий авиационных конструкций из титановых сплавов [Текст] / Ю. А. Воробьев, И. А. Воронько // Проблемы створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки: тез. доп. міжнар. наук.-техн. конф. 21–22 квітня 2010 р. – Х., 2010. – С. 53.

15. Воробьев, Ю. А. Верификация численной модели процесса импульсного дорнования отверстий авиационных конструкций из титановых сплавов [Текст] / Ю. А. Воробьев, И. А. Воронько, Б. В. Яцун // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. науч. тр. / Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Х., 2010. – Вып. 46. – С. 88–98.

Воробьев Ю.А., Воронько В.В., Воронько И.А., Матцнер К. «Подход к созданию ручных пневмоимпульсных устройств для стапельной сборки летательных аппаратов».

Разработаны подход к созданию ручных пневмоимпульсных устройств для стапельной сборки летательных аппаратов, классификатор импульсных технологий при сборке авиационных конструкций с использованием ручных пневмоимпульсных устройств (клепальный молоток, устройство синхронной клепки, устройство дорнования отверстий, устройство постановки болт-заклепок), создана обобщенная схема процесса численного моделирования технологической системы для осуществления операций импульсных технологических процессов, проведен анализ рациональных стандартных функций для описания свойств материалов элементов технологической системы при численном моделировании с использованием программных пакетов Ls-Dyna и Abaqus.

Ключевые слова: соединение, импульсные технологии, технологическая система, сборка, пневмоимпульсные устройства, классификатор.

Воробйов Ю.А., Воронько В.В., Воронько І.О., Матцнер К. «Підхід до створення ручних пневмоімпульсних пристроїв для стапельного складання літальних апаратів».

Розроблено підхід до створення ручних пневмоімпульсних пристроїв для стапельного складання літальних апаратів, класифікатор застосування імпульсних технологій при складанні авіаційних конструкцій з використанням ручних пневмоімпульсних пристроїв (клепальні молоток, пристрій для синхронної клепки, пристрій дорнування отворів, пристрій постановки болтів-заклепок), створена узагальнена схема процесу чисельного моделювання технологічної системи для здійснення операцій імпульсних технологічних процесів складання авіаційних конструкцій, проведено аналіз раціональних стандартних функцій для опису властивостей матеріалів елементів технологічної системи при чисельному моделюванні з використанням програмних пакетів Ls-Dyna і Abaqus.

Ключові слова: з'єднання, імпульсні технології, технологічна система, зборка, пневмоімпульсні пристрої, класифікатор.

Vorobyov Yu.A., Voronko V.V., Voronko I.O., Matzner K. “Approach to the creation of hand pneumatic impulse devices jig for assembling aircraft”.

Developed an approach to the creation of hand pneumatic impulse devices jig Vehicle Assembly Building, the classifier of pulse technologies when building aeronautical designs using hand-held pneumatic impulse devices (riveting young current device for synchronous riveting device mandrelling holes, device for setting bolt rivets), created a generalized scheme of numerical simulation technology pulse system assembly technology airframe, a generalization of optimal standard functions for describing material properties of elements of technological systems in numerical modeling using software packages Ls-Dyna, and Abaqus.

Key words: connection, switching technology, technological system, assembly, pneumatic impulse device, classifier.

Стаття надійшла до редакції 19 листопада 2012 р.

ВПЛИВ СПОСОБУ РАФІНУВАННЯ НА ВЛАСТИВОСТІ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ СТАЛІ 03X19AG3H10 ДЛЯ ТРУБНОГО ПУЧКА ВИПАРНОГО АПАРАТУ

1. Вступ

Економія металу шляхом підвищення його міцнісних характеристик і корозійної стійкості є актуальною проблемою хімічного машинобудування. Важливе значення з цього погляду має використання для зварних конструкцій високолегованих сталей, легованих марганцем і азотом.

Низьковуглецева корозійностійка сталь марки 03X19AG3H10 із межею текучості більше 350 МПа розроблена як замітник недостатньо міцної сталі 03X18H11. Широке застосування сталі 03X19AG3H10, незважаючи на її явні переваги перед сталлю 03X18H11, стримувалося складностями виплавки у відкритих електродугових печах. До останнього часу сталь 03X19AG3H10 виплавлялася на Челябінському металургійному комбінаті (ЧМК) у відкритих електродугових печах з використанням чистих шихтових матеріалів – низьковуглецевого ферохрому ФХ001 і низьковуглецевого азотованого марганцю Мрн6А. При цьому забезпечувався необхідний рівень вмісту вуглецю не більше 0,03 %, що, у свою чергу, гарантував необхідну стійкість проти МКК при випробуванні сталі по ГОСТ 6032-89 (0,5 мм/рік). В останні роки поставка низьковуглецевих феросплавів істотно скоротилася, і у зв'язку із цим більше половини металу, що виготовляється, не витримувало випробувань на стійкість проти МКК через підвищений вміст вуглецю. У сформованій ситуації було ухвалене рішення про виготовлення сталі 03X19AG3H10 із застосуванням спеціальних методів рафінування, що дозволяють при виплавці додатково видаляти вуглець. Із цією метою на заводі «Днепрспецсталь»

почалося освоєння виплавки на установці газокисневого рафінування (ГР), а на ЧМК – у плазмово-тигельних печах (ПТ).

Вперше у вітчизняній практиці сталь 03X19AG3H10 виготовляли у конвекторах з використанням газокисневого обезвуглерожування. Зливки вагою 11,8 т виплавлялися спочатку у відкритій електропечі на звичайній шихті, потім у рідкому вигляді метал передавався у агрегат газокисневого рафінування, де шляхом продування киснем, аргоном і азотом проводилася кінцева доводка металу і забезпечувався необхідний рівень вмісту вуглецю і азоту. Таким чином було виготовлено 2 дослідні плавки 903033 і 903039.

Важливе значення має забезпечення якості і працездатності зварних з'єднань, які регламентує склад металу швів. Існують три основних способи легування азотом металу шва за рахунок переходу його із азотовмісної сталі, що зварюється, зварювальних матеріалів (дріт, флюс, електродне покриття), що містять азот, і газової оболонки дуги. Можливе комбінування зазначених способів легування. Даних про перехід азоту в шов з азотовмісних електродних покриттів і флюсів у літературі немає. Перехід азоту з газової оболонки дуги в наплавлений метал залежить від режиму; зварювання й полярності струму, а також складу газової суміші [1].

Для визначення працездатності зварних з'єднань в умовах тривалої експлуатації, а також з обліком подальших ремонтних операцій, представлялося доцільним дослідження багатопрхідних стикових зварних з'єднань труб, виготовлених у плазмово-тигельних грубах на ЧМК, з листа товщиною 30 і 36 мм, а також зварних з'єднань трубного пучка.

2. Мета роботи дослідження властивостей зварних з'єднань, з металу швів з азотом і без нього, зі сталі 03X19AG3H10, виплавленої різними способами рафінування, для заміни сталі 03X18H11 при виготовленні дослідної випарної установки виробництва рідкоземельних елементів.

3. Виклад основного матеріалу

Аналіз літературних матеріалів [2–10] дозволяє зробити наступні висновки:

- а) легування азотом аустенітних корозійностійких сталей сприяє зміцненню сталі і підвищенню її корозійної стійкості;
- б) доцільне розширення застосування хромонікелевих сталей з азотом в устаткуванні, що працює в середовищах виробництв азотної кислоти, паперової, нафтогазової промисловості і т.п.;
- г) вплив азоту на механічні і корозійні властивості зварних з'єднань суперечливий, тому потрібне проведення досліджень по вибору зварювальних матеріалів і дослідженню властивостей зварних з'єднань.

Для реалізації поставленої мети у роботі вирішувалися наступні задачі:

- вибір зварювального дроту для аргонодугового зварювання сталі 03X19ГЗН10 двох способів виплавки у плазмово-тигельних печах (ПТ) і на установці газокисневого рафінування (ГФ);
- дослідження мікроструктури, механічних і корозійних властивостей зварних з'єднань;
- дослідження впливу розвальцовки труб у трубній решітці на мікроструктуру зварного з'єднання до і після корозійних випробувань.

Хімічний склад сталей 03X19АГЗН10-ГР, що досліджуються, і ПТ наведений в таблиці 1. Зварні з'єднання листового прокату виконувалися аргоно-дуговим зварюванням, із застосуванням зварювального дроту 01X17Н13М2 і 03X21Н10АГ5 Ø 2 мм (для товстолистого прокату зі сталі 03X19АГЗН10-ГР), а Ø1,5 мм (для зварювання труб з трубною решіткою зі сталі 03X19АГЗН10-ПТ). При цьому оброблення кромки було прийнято Х – образне, кількість проходів 12-14; сила струму 140-150 А, напруга дуги 18-20 В. Зразки з зварного з'єднання для корозійних випробувань виготовляли шляхом зістругування листа з однієї сторони до товщини 5 мм зі збереженням вихідної робочої поверхні.

Допускаючи, що умови нагрівання і охолодження біляшовної зони з'єднання, виконаного дротом із зазначених марок сталі ідентичні, можна також припустити, що корозійні випробування з'єднання зі шва з сталі 01X17H13M2 дозволили виявити наявність або відсутність схильності до міжкристалітної корозії у зоні термічного впливу, не беручи до уваги характер корозії у шві.

Таблиця 1 – Хімічний склад сталі 03X19АГЗН10

№ плавов і марка сталі	Вміст елементів, %								
	C	N	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Cu
03X19АГЗН 10-ГР									
903033 лист 30 мм	0,025	0,287	2,42	0,15	0,020	0,03	18,9	10,2	0,13
903039 лист 36 мм	0,025	0,298	2,60	0,15	0,013	0,032	19,5	10,3	0,18
03X19АГЗН 10-ПТ									
13 п 9004 лист 6 мм	0,02	0,26	3,0	0,20	0,005	0,013	19,3	10,0	0,07
13 п 9005 лист 6 мм	0,02	0,23	3,10	0,40	0,04	0,011	19,7	10,1	0,06
03X19АГЗН 10-ПТ труби Ø25×2 мм 12 п 4128									
партія 8358	0,025	0,22	2,78	0,20	0,008	0,009	18,7	11,2	–
партія 8434	0,020	0,22	3,39	0,20	0,008	0,009	18,9	10,3	–
12 п4126									
партія 8156	0,036	0,25	3,16	0,27	0,005	0,010	19,5	10,9	–
партія 8390	0,025	0,25	2,57	0,27	0,005	0,010	19,0	10,5	–

Зразки для механічних випробувань зварних з'єднань листового прокату виготовлені по ГОСТ 6996-66, для корозійних випробувань по методу ДУ і АМУ – відповідно до ГОСТ 6032-89. Попередньо, стійкість зварних з'єднань проти МКК оцінювалася металографічним методом ТЩК. З листових зварних з'єднань були виготовлені плоскі зразки на згин. Оцінка якості комбінованих(труби – сталь ПТ, трубна решітка- сталь ГР) з'єднань труби з трубною решіткою вироблялася металографічно до і після корозійних випробувань у 65%-вій азотній кислоті. Зразки для корозійних випробувань вирізалися з вузла трубної решітки таким чином, щоб можна було визначити

стійкість зварного з'єднання і з боку труби, і трубної дошки. Досліджували механічні і корозійні властивості, структуру зварних з'єднань зі сталі 03X19AG3N10 двох способів рафінування: газокисневе і плазмено-тігельне, виконаних аргонодуговим зварюванням електродними дротами Св-01X17H13M2 і Св-03X21H10AG5.

Аналіз механічних властивостей зварних з'єднань, виконаних аргонодуговим зварюванням показав, що на товстолистовому прокаті із застосуванням дроту Св-03X21H10AG5 на 20-30 МПа нижче міцнісних властивостей основного металу. З шести випробуваних зразків при розтяганні половина порвалася по шву, друга половина – по основному металу. Межа міцності металу шва на сталі – плавки 903039 – 705 МПа; плавки 903033 – 694 МПа. У цьому випадку коефіцієнт рівномірності зварного з'єднання у порівнянні з основним металом для зазначених плавок становить відповідно 0,97 і 0,96. Природно, що для тих зразків, у яких розрив відбувся по основному металі, коефіцієнт рівномірності більше 1, з огляду на те, що $\sigma_{\text{в}}$ цих зварних з'єднань в обох плавках близько 758 МПа, а $\sigma_{\text{б}}$ основного металу близько 720 МПа. Коефіцієнт рівномірності зварних з'єднань труб обох плавок приблизно такий, як і в товстолистовому прокаті – 0,95-0,96. Кут загину зварних зразків з товстого листа 160 град; зварні з'єднання труб витримують випробування на сплющування до зіткнення стінок труби без утворення дефектів. Мікроструктура зварних з'єднань труб зі сталі 03X19AG3N 10-ПТ, виконаних за два проходи, – звичайна для низьковуглецевих аустенітних сталей – ні у шві, ні в зоні сплавки, ні в ЗТВ на границях зерен аустеніту труб партії 8456 з найбільшим вмістом вуглецю не виділяються карбіди хрому. Мікроструктура багатопрохідного зварного з'єднання з листом товщиною 30 і 36 мм характеризується чисто аустенітним швом дрібнодисперсним і включеннями на границях дендритів у центральній частині шва; в останніх валиках границі зерен чисті, карбіди хрому не виявлені (рис. 1).

У табл. 2 наведені дані по швидкості корозії зварних з'єднань зі сталі 03X19AG3N 10-ГР плавок 903033 і 903039 і зі сталі 03X19AG3N 10-ПТ плавок

26 і 28, виконаних із застосуванням зварювального дроту зі сталі Св-03Х21Н10АГ5 і Св-01Х17Н13М2 (ЭП551). В обох досліджених плавках товстого листа у шві присутня МКК глибиною до 35 мкм.

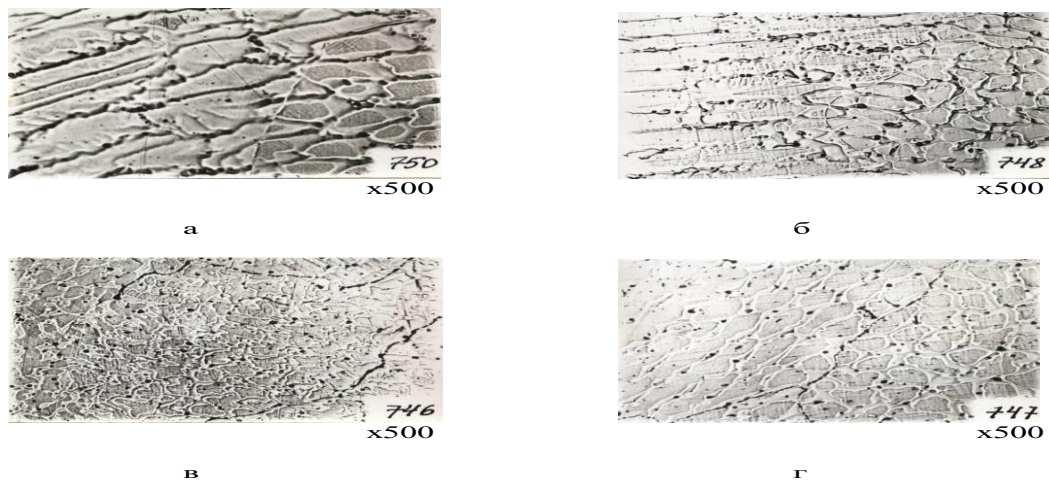


Рис. 1 – Мікроструктура зварного з'єднання листа сталі 03Х19АГЗН10-ГР, виконаного дротом Св-03Х21Н10АГ5:

а, в – плавка 903039 ($\delta=36$ мм); б, г - плавка 903033($\delta=30$ мм);

а, б – карбіди хрому на границях дендритів у центрі шва; в, г – останні валики шва

Корозійні втрати таких зварних з'єднань не перевищують 0,2 г/м²год, що підтверджує високу стійкість проти МКК зварних з'єднань зі сталі 03Х19АГЗН10–ГР у зоні термічного впливу, найнебезпечнішої для виникнення схильності до МКК. У зоні термічного впливу зварного з'єднання з листа пл.903033 немає МКК, у пл. 903039 з листа великої товщини – невелика корозія глибиною до 20 мкм.

Мікроструктура зварних з'єднань труб зі сталі 03Х19АГЗН10-ПТ, виконаних за 2 проходи, – звичайна для низько вуглецевих аустенітних сталей – ні у шві, ні у зоні сплавлення, ні у ЗТВ на границях зерен аустеніту труб партії 8156 з найбільшим вмістом вуглецю не виділяються карбіди хрому. Металографічні дослідження зразків трубчатки, яка виготовлена з розвальцовкою у області зварного шва і поза нього, показали, що 5 циклів кип'ятіння у 65-вій азотній кислоті не викликають МКК ні у шві, ні у біляшовній зоні (рис. 2).

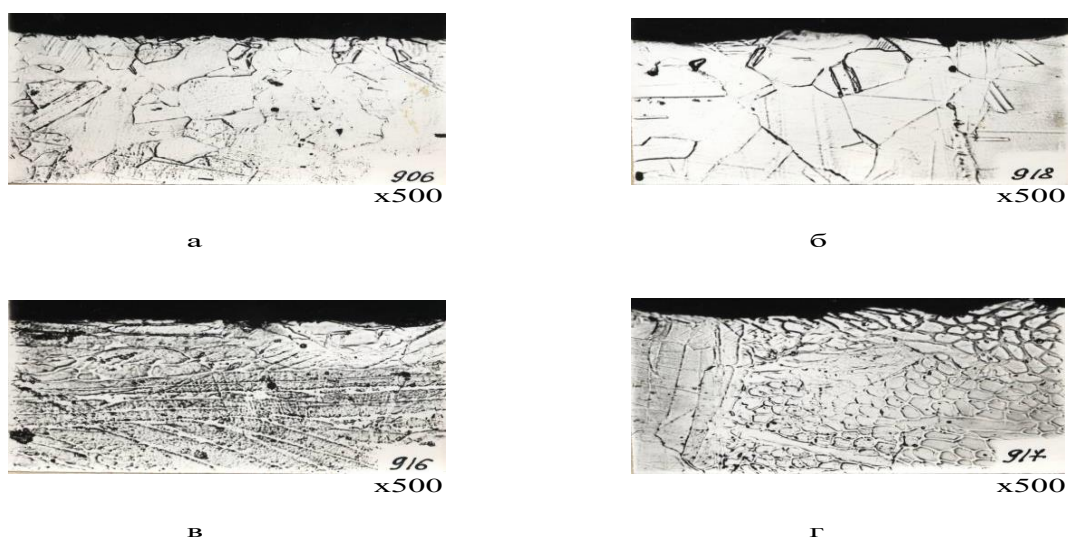


Рис. 2 – Мікроструктура комбінованого з'єднання труба-трубна решітка зі сталі 03X19AG3N10 з розвальцьовуванням труби поза швом після 5 циклів випробування в 65%-вій азотній кислоті:

а – шов з боку трубних решіток; б – шов з боку труби; в – ЗТВ із боку трубних решіток; г - ЗТВ із боку труби.

Таблиця 2 – Швидкість корозії зварних з'єднань листа і труб зі сталі 03X19AG3N10 після випробувань по методу ДУ ГОСТ 6032-89

Марка сталі, № плавки	Швидкість корозії по циклах випробувань, г/м ² год				
	I	II	III	IV	V
1	2	3	4	5	6
03X19AG3N 10-ГР					
Св - 03X21H10AG5					
пл. 903033	0,19	0,23	0,2	0,28	0,32
пл. 903039	0,23	0,3	0,45	0,61	0,69
Св - 01X17H13M2					
пл. 903033	0,19	0,121	0,154	0,130	—
пл. 903039	0,15	0,142	0,149	0,169	—
03X19AG3N 10-ПТ					
Св - 03X21H10AG5					
пл. 26	0,15	0,114	0,051	0,094	—
пл. 28	0,15	0,182	0,048	0,146	—
Св-01X17H13M2					
Пл.26	0,14	0,121	0,102	0,097	
Пл.28	0,15	0,190	0,161	0,150	

Розвальцювання труб разом зі зварним швом переважніше, так як зварювальний нагрів значно знижує міцнісні властивості у біляшовній зоні і тим самим сприяє більш щільному з'єднанню труби з решіткою.

Сталі 03X19AG3H10-ГР і 03X19AG3H10-ПТ, для виготовлення дослідної камери, що гріє, випарного апарату виробництва рідкоземельних елементів.

Висновки

Досліджені зварні з'єднання сталі 03X19AG3H10, які виплавлені в установці газокисневого рафінування (ГР) заводу «Днепроспецсталь» і плазмово-тигельній печі (ПТ) Челябінського металургійного комбінату. У всіх дослідних плавках сталі вміщення вуглецю не більше 0,03%, а у сталі, яка виплавлена при газакисневому рафінуванні (ГР) вміст азоту знаходиться у межах 0,287-0,298%, а при рафінуванні у плазмово-тигельній печі (ПТ) – 0,22-0,26%. Листовий прокат і труби з дослідних сталей по хімічному складі, механічним, корозійним і технологічним властивостям задовольняють вимогам стандартів на їх поставку. Зварні з'єднання сталі всіх плавов, виконані аргоно-дуговим зварюванням дротом Св-03X21H10AG5 практично рівномічні основному металу (коефіцієнт міцності 0,96..1,0) і не схильні до міжкристалітної корозії при випробуваннях по методу ДУ ГОСТ 6032-89.

Встановлено, що трубна решітка гріючої камери випарного апарату виробництва рідкоземельних елементів з труб і трубної решітки сталі однієї марки 03X19AG3H10 для забезпечення технологічної міцності і герметичності повинна виготовлятися по типу комбінованого з'єднання: з обварюванням труб і їх розвальцюванням у зоні зварного шва.

На основі результатів досліджень були підготовлені технологічні рекомендації по виготовленню трубного пучка, зварюванню і обробці тиском листа і труб зі сталі 03X19AG3H10-ГР і 03X19AG3H10-ПТ, для виготовлення дослідної гріючої камери випарного апарату виробництва рідкоземельних елементів. Заміна сталі 03X18H11 сталлю 03X19AG3H10 підвищеної міцності

дозволить знизити товщину стінок, що знизить металоємкість камери, що гріє, випарного апарату на 10%.

Список використаних джерел:

1. Королев М. Л. Азот как легирующий элемент в стали / М. Л. Королев. – М.: Металлургиздат, 1961. – 125 с.
2. Жидков Н. П. Влияние азота на структуру аустенитного металла шва / Н. П. Житков, И. А. Закс // Сварочное производство. – 1971. – № 8. – С. 9–12.
3. Каховский Н. И. Сварка высоколегированных сталей / Н. И Каховский. – К.: Техника, 1975. – 270 с.
4. Исследование сварных соединений стали 03X19AG3N10 двух способов выплавки для изготовления греющих камер выпарных аппаратов производства редкоземельных элементов: отчет о НИР / УкрНИИХиммаш. – Харьков, 2005. – 72 с.
5. Участие в создании опытной партии листового проката из стали 03X19AG3N10 толщиной 30-50 мм, исследование его свойств и внедрение при изготовлении теплообменного оборудования на заводе «Узбекхиммаш» : отчет о НИР : 922264 / НИИХиммаш. – М., 1999. – 120 с.

Дерябкіна Є.С. «Вплив способу рафінування на властивості зварних з'єднань сталі 03X19AG3N10 для трубного пучка випарного апарату».

Досліджені механічні властивості і корозійна стійкість зварних з'єднань листа і труб зі сталі 03X19AG3N10, що виплавлена з різними способами рафінування. Показано, що зварні з'єднання, незалежно від способу рафінування, практично рівномічні основному металу і не схильні до міжкристалітної корозії.

Ключеві слова: труба, трубна решітка, рафінування, зварні з'єднання, корозійна стійкість.

Дерябкина Е.С. «Влияние способа рафинирования на свойства сварных соединений стали 03Х19АГЗН10 для трубного пучка выпарного аппарата».

Исследованы механические свойства и коррозионная стойкость сварных соединений листа и труб из стали 03Х19АГЗН10, выплавленной с различными способами рафинирования. Показано, что сварные соединения, независимо от способа рафинирования, практически равнопрочны основному металлу и не подвержены межкристаллитной коррозии.

Ключевые слова: труба, трубная решетка, сварные соединения, рафинирование, коррозионная стойкость.

Deryabkina E.S. “The influence of the method of refining the properties of welded joints of steel 03H19AG3N10 for evaporator tube bundle”.

The mechanical properties and corrosion resistance of welded joints of pipes and sheet steel 03H19AGZN10 smelted with different ways of refining. Shown that the welded joints, regardless of the method of refining, almost equal strength of the base metal and not subject to intergranular corrosion.

Key words: pipe, tube plate, welded joints, refining, corrosion resistance.

Стаття надійшла до редакції 28 вересня 2012 р.

ЗАСТОСУВАННЯ ЧАВУННОГО ПОРОШКУ В ЯКОСТІ РОЗКИСЛЮВАЧА В ЕЛЕКТРОДАХ З КИСЛИМ ПОКРИТТЯМ

1. Постановка проблеми

У теперішній час розширився обсяг досліджень по пошуку дешевої регіональної сировини, придатної для виробництва зварювальних електродів. Це викликано гострим дефіцитом ряду шихтових матеріалів, а також труднощами з поставками багатьох видів сировини із країн СНД [1].

2. Аналіз останніх досліджень

Актуальним є пошук заміників слюди мусковіт, мармуру й магнезиту при виробництві електродів з кислим покриттям, зокрема ільменітових, а також удосконалення системи розкислення з метою підвищення якості металу шва.

Недоліком електродів з кислим покриттям є велика кількість шлаків, що утворюються в процесі зварювання, що утрудняє зварювання таврових і кутових з'єднань, погана віддільність шлаків при зварюванні таврових з'єднань і стабільність повторного запалювання дуги, а також недостатні механічні властивості наплавленого металу.

3. Постановка завдання досліджень

Метою даної роботи стало створення електрода з ільменітовим видом покриття, що має підвищені зварювально-технологічні властивості, високу продуктивність і якість зварних швів.

4. Результати досліджень

Поставлене завдання вирішувалося шляхом зміни шлакової і газової системи захисту металу шва, а також зміною розкислювальної системи покриття електродів за рахунок використання в якості додаткового розкислювача вуглецю, що міститься у чавунному порошку.

Як заміник слюди мусковіт становлять інтерес природні мінерали – цеоліти, поклади яких на Україні (близько 1 млрд. т), зосереджені в Закарпатській області. Типова оксидна формула цеоліту $(\text{Na}_2\cdot\text{K}_2\cdot\text{Ca})\text{O}\cdot\text{Al}_2\text{O}_3\cdot 10\text{SiO}_2\cdot 8\text{H}_2\text{O}$.

Використання цеоліту в покритті забезпечує ефект комплексної дії алюмосилікатів кальцію, калію й натрію, що сприяє підвищенню зварювально-технологічних властивостей електродів.

У процесі нагрівання цеоліту в інтервалі температур 200-1100 °С відбувається виділення кристалізаційної води, що дозволяє загальмувати процес відновлення кремнію й знизити схильність швів до водневої пористості.

Продукти, що утворюються у процесі плавлення цеоліту збільшують в'язкість шлаків. Оксид кремнію в цеоліті збільшує напругу зварювальної дуги, інтенсифікуючи процес плавлення електрода. Цеоліт змінює коефіцієнт термічного розширення шлаків, сприяючи його розтріскуванню й самовільному відділенню. Вміст у цеоліті рідкоземельних металів і оксидів лужних металів знижує потенціал іонізації дуги, стабілізує її горіння на змінному струмі, підвищує пластичні властивості металу шва. Наявність у цеоліті карбонату кальцію (приблизно 10 %), поліпшує газовий захист зварювальної ванни за рахунок виділення CO_2 .

Становить інтерес використання, як заміник мармуру й магнезиту в електродних покриттях мінералу мергелю, що представляє собою глинисто-карбонатну породу, що містить 50-70 % карбонатних мінералів (кальциту, доломіту) і 25-50 % глинистих мінералів. Використання мергелю дозволяє комплексно вводити карбонати й алюмосилікати, що забезпечує підвищення зварювально-технологічних властивостей електродів. У процесі нагрівання мергелю в зоні зварювальної дуги відбувається східчаста дисоціація при температурах приблизно 500 °С і 900 °С із виділенням вуглекислого газу, який поліпшує газовий захист розплавленого металу, що сприяє підвищенню механічних характеристик металу шва. Основні оксиди, що утворюються, CaO й MgO сприяють зменшенню вмісту сірки в розплавленому металі, поліпшують віддільність шлакової кірки.

Глинистий мінерал, що міститься в мергелі, системи $\text{SiO}_2 - \text{TiO}_2 - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Fe}_2\text{O}_3 - \text{K}_2\text{O}\cdot\text{Na}_2\text{O}$ поліпшує пластичність обмазувальної маси, віддільність шлаків, формування металу шва, а також підвищує стабільність горіння дуги.

Для удосконалення газошлакової системи покриття в його склад, що містить ільменитовий концентрат, тальк, феромарганець і глину ввели цеоліт, мергель, деревне борошно й чавунний порошок [2].

На підставі розрахунку по формулі [3]

$$(\% \text{Ч.П.})_{\max} = \frac{0,12 - 0,137 \frac{(\% \text{FeMn})}{(\% \text{Ильм.})}}{0,006}$$

визначено, що при вмісті в покритті електродів 15-18% FeMn і 40-50 % ільменитового концентрату (як найбільш часто використовуваних кількостей в ільменитових електродах), оптимальним, з погляду забезпечення в наплавленому металі 0,06-0,12 % [C], буде вміст у покритті електродів 7-12 % чавунного порошку.

Для оптимізації зварювально-технологічних властивостей і механічних характеристик наплавленого металу випробовували електроди діаметром 4мм на дроті Св08А з різним вмістом використовуваних компонентів. Як чавунний порошок використали розмелену стружку сірого чавуну марки СЧ18. Зварювання робили відповідно до вимог ГОСТ 9466-75. Розробленим електродам привласнена марка ІНСО-6.

Електроди ІНСО-6 з ільменітовим покриттям характеризуються мілкокапельним переносом розплавленого металу, стійким горінням і повторним запалюванням зварювальної дуги. Вони допускають зварювання на постійному й змінному струмі. При цьому забезпечується відмінне формування швів із плавним переходом до основного металу, малі втрати металу на розбризкування, легка віддільність шлакової кірки, мала схильність металу шва до утворення підрізів і кристалізаційних тріщин. Ільменітові електроди із чавунним порошком, призначені для зварювання у всіх просторових положеннях, дозволяють робити зварювання й прихватку короткими швами, переважно в монтажних і польових умовах.

Нові електроди можна застосовувати поряд з рутиловими марок АНО-4, МР-3, ОЗС-4 і ін. для зварювання відповідальних конструкцій з низьковуглецевих сталей. По продуктивності розроблені електроди рівноцінні рутиловим, (табл.1).

Таблиця 1 – Вимірники розплавлення дослідних електродів ІНСО-6 у порівнянні з рутиловими

Марка електро-да	Діаметр електро-дів, мм	Припусти-ма сила струму, А	Коефіцієнт наплавлен-ня, г/Агод	Продуктив-ність, наплавлення, г/хв	Коефі-цієнт набриз-кування, %
ІНСО-6	4	210	8,0 - 8,3	26 - 27	3 - 5
ІНСО-6	5	270	8,0 - 8,3	36 - 37	3 - 5
АНО-4	4	200	8,0 - 8,5	26 - 28	4 - 6
АНО-4	5	270	8,0 - 8,5	36 - 38	4 - 6
МР-3	4	190	7,9 - 8,2	22 - 25	4 - 7
МР-3	5	260	7,9 - 8,3	32 - 36	4 - 7
АНО-6	4	210	8,3 - 8,8	27 - 30	3 - 7
АНО-6	5	270	8,3 - 8,8	40 - 42	4 - 7

Типові механічні властивості металу шва, виконаного електродами ІНСО-6, представлені в табл. 2.

Завдяки меншому вмісту феромарганцю й кремнезему в покритті електроди ІНСО-6 характеризуються більше сприятливими санітарно-гігієнічними характеристиками в порівнянні з ільменітовими електродами АНО-6 і перебувають практично на одному рівні з рутиловими (табл. 3). Виділення невеликої кількості CO₂ обумовлено процесом обезуглероживання чавунного порошку при плавленні покриття електрода.

Таблиця 2 – Типові механічні властивості металу швів

Марка електрода	σ_T , МПа	σ_B , МПа	ψ , %
ІНСО-6	374 - 382	466 - 485	25,5 - 28,3
АНО-4	375 - 380	467 - 486	25,7 - 28,5
АНО-6	330 - 360	440 - 470	27,0 - 30,0

Таблиця 3 – Виділення шкідливих речовин при зварюванні

Марка	Аерозоль, г/кг	Гази, г/кг	Кількість
-------	----------------	------------	-----------

електрода	Загальна запиленість	Mn (Mn + Mn ₂)	CO ₂	повітря для розчинення до ГДК, тис. м ³ /кг
ІНСО-6	5,90 - 9,40	0,60 - 1,90	0,38	2,5 - 6,2
АНО-4	1,0 - 9,34	0,54 - 1,87	-	2,0 - 6,2
МР-3	0,4 - 14,7	0,59 - 1,90	-	2,0 - 6,2
АНО-6	9,2 - 16,8	1,60 - 2,38	-	5,7 – 8,0

По властивостях металу шва електроди ІНСО-6 перебувають на рівні вимог, пропонованих до електродів типу Э46 за ГОСТ 9467. Ударна в'язкість металу шва вище, ніж у електродів АНО-6.

Хімічний склад наплавленого металу відповідає напівспокійній сталі: 0,06–0,1 % С; 0,6–0,8 % Мп; 0,08–0,18 % Si; Р и S не більше 0,035 % кожного.

Висновки

1. Розроблені ільменитові електроди марки ІНСО-6 з використанням у якості додаткового розкислювача чавунного порошку й нової мінеральної сировини України.

2. Електроди мають підвищену якість металу шва й поліпшені зварювально-технологічні властивості. Механічні властивості металу шва відповідають типу Э-46 за ГОСТ 9467-75.

Список використаних джерел:

1. Игнатченко В. П. Состояние и тенденции развития производства сварочных материалов в странах СНГ / В. П. Игнатченко, А. И. Бугай // Сборник докладов 1-ой Международной конференции по сварочным материалам стран СНГ, Краснодар, 22-26 июня 1998 г. – М., 1998. – С. 15–20.

2. Патент на винахід UA 50758 Україна, МКИ В 23К35/365 Склад електродного покриття / М. Г. Єфіменко, М. А. Калін. – № 98094955; Заявлено 25.12.98; Опубл. 15.11.02, Бюл. № 11.

3. Ефименко Н. Г. Расчет оптимального содержания углерода и марганца в электродных покрытиях ильменитового вида / Н. Г. Ефименко, Н. А. Калин // Автоматическая сварка. – 2001. – № 11. – С. 43–46.

Калін М.А. «Застосування чавунного порошку в якості розкислювача в електродах з кислим покриттям».

У статті наведені результати розробки зварювальних електродів ільменитового виду з використанням нової мінеральної сировини України й застосування в якості додаткового розкислювача чавунного порошку. Електроди мають підвищені зварювально-технологічні властивості й механічні характеристики металу шва на рівні рутилових електродів.

Ключові слова: розкислювач, чавунний порошок, електрод, зварювання.

Калин Н.А. «Применение чугунного порошка в качестве раскислителя в электродах с кислым покрытием».

В статье приведены результаты разработки сварочных электродов ильменитового вида с использованием нового минерального сырья Украины и применения в качестве дополнительного раскислителя чугунного порошка. Электроды имеют повышенные сварочно-технологические свойства и механические характеристики металла шва на уровне рутиловых электродов.

Ключевые слова: раскислитель, чугунный порошок, электрод, сварка.

Kalin N.A. “Application of cast-iron powder as a deoxidant in electrodes with sour coverage”.

In the article results over of development of welding electrodes of ilmenit kind are brought with the use of new mineral raw material of Ukraine and application as an additional deoxidant of cast-iron powder. Electrodes are enhanceable welding-technological characteristics and mechanical descriptions of metal of guy-sutures at the level of rutile electrodes.

Key words: deoxidizer, cast-iron powder, electrode, welding.

Стаття надійшла до редакції 11 вересня 2012 р.

©Kravtsov M.K., Obolenskaya T.A., Beletskaya I.V.

WAYS TO INCREASE THE DURABILITY OF MATERIALS IN MODERN MECHANICAL ENGINEERING

1. Statement of the problem

The modern structural materials must have high specific strength as for density, low and high temperatures, high dynamic strength, steadiness, action of aggressive medium and irradiation.

In the past 25 years, the strength of basic structural alloys (on the base of aluminum, titan, iron, molybdenum, magnum and etc.) has increased only about 12-15Mpa. In the same time, specific elasticity module of these materials have remained the same. Besides, scientific investigations and experimental tests of pitch (tar) and plastics showed that further essential increasing of its strength and module is impossible. Physicists noted that the theoretical strength of crystal bodies can approach 1000kp/mm^2 , but practically, in spite of efforts of the scientists, the steel strength has approached only 1/4 of it and there is unlikely further increasing.

2. Research analysis

The matter is that in crystal bodies, a great quantity of the smallest defects, called dislocations take place. The number of dislocations approaches many billions even in very small volume of metal or alloys.

The investigations showed, that crystals without dislocations is possible to get only in kind of fibers, pellicle, needles with very thin cross-sections.

The maximum specific strength, as turned out, is inherent not to the thinnest steel wires but carbon fibers.

Yet now there are carbon fibers whose weight is 5 times less than steel and whose strength is 3 times more than the best steel alloys and the elastic module is much more than for steel.

To obtain such composite it is necessary to connect with special matrix. The fibers plus matrix make various compositions, that is why its name is composite.

The fibers are made from carbon, silicate glass, boron, and many others, and also from organic substances.

The temperature of exploitation condition is connected with composition of the matrix.

Polymer composites can work in temperature up to 200°C with steel frame from 20°C to 500°C, and ceramics more than 1000°C. And the carbon fibers in carbon matrix can work in temperature of more than 2000°C.

It is difficult to imagine modern aircraft and rocket technics without composites. Body of airplanes, cabins of helicopters, brads of airplanes and helicopters, protecting fairing, body of rocket engine and many other structural elements, which demands increasing technical requirements and can be practically produced only by due composites.

Transparent and nontransparent panels, roofs windows frames, bath-shower basins, air tubes, reactional apparatus and various cubic contents, chemical equipment, radio-transparent and **crio** steadiness tubes, compressor bodies, this is a list of parts from composite used in building, chemical industry, space, radio and **crio**-technics. In this way, the materials, armed by fibers, consist of reliable class of new structural substances.

It is very important for structural materials, besides limit of strength and elastic properties to have limit of fatigue, cycle strength and enough tough of distraction, which are very necessary for increasing exploitation safety of material.

Usual high strengthened steels have low ductility, high sensitivity for stress concentrations and comparatively low fatigue limit.

Composite fibril materials, having high limit of strength and still less ductility than high strengthened steels, but they have less sensitivity to stress and high fatigue limit.

It is explained that the materials have different mechanism in developing of cracks. In traditional homogeneous steels and alloys the development of crack goes progressively. The velocity of crack creation increases, going further and further between structure coins. But it is different in the crack development of armored plates. The crack usually creates in matrix and its development meets obstacle. The fibers brake of crack development and the period of relatively stability comes.

Analyzing character of composite distribution, it is necessary to mark that it consists of row of successive stages, each different from the other by redistribution of stress between armored fibers.

By such manner, in composites two contrary properties, inherent in structural materials – high strength limit and sufficient ductility of distribution are combined. The high strength is being approached by use of brittle high strengthened fibers, and sufficient ductility of distribution is caused by ductile matrix and specific mechanism of distribution, energy diffusion of composition.

Classification of composites.

Composites may be classified for next indications: 1) by method of armour, 2) material of matrix, 3) method of forming, 4) geometry of matrix, 5) purpose of element.

According of method of armour the materials are with oriented armour, when armour is arranged to strictly definite order, and irregular distributions of armoured elements. In the first case the composites have clearly expressed anisotropic properties, the highest meaning of which is reached along the direction of situation of armoured elements, in the second case – these composites are isotropic. The armoured material may be: glass, carbon, organic, for fibres, may be also using of paper, pasteboard and others. For using of dispersion armoured composites may be used the smallest crystals – oxides of aluminum, zirconium, titanium, beryllium, carbide of boron, silicon and others.

According to matrix materials the composites may be done from polymeric pitches (tar) (poly volatile, epoxies, epoxy phenols and so on) and thermoplastics (polyethylene, polyvinyl chloride, capron and so on). The choice of matrix type is dependent from exploitation conditions and required physical mechanical properties.

According to method of forming the composites may be obtained by laying out, reeling, pultrusion, pressing and so on.

According to geometry the composites may consist of small dispersion (various powder, cut fibres, crystals and so on), fibres matrix (needles of different density, plaits, tapes), woven materials (fabrics of various weaving, canvas and so on).

Composites may be divided for 1) forced; 2) non-forced; 3) special.

For 1) it is necessary to have high strength and stiffness of material with purpose to obtain safety exploitation under high loading.

For 2) this are composites, low loaded mechanically – this are various types of barrier, shields, covering and so on.

The wide application of special composites is found, for example under high temperature there are carbon - carbon materials, for radio - technics- magneto dielectrics and so on.

Physical Mechanical Properties of Composites

Comparative analysis of various composites shows that the characteristics (strength, and sometimes stiffness) have evident advantage.

The largest composite in use is glass plastics, because they are cheap, accessible raw materials, have simple technological process and wide association. This advantage, compared with glass fibers, is stimulated not only by high elastic modules, but by less density. That is very important for space technics.

The second is organo plastics with high strength for tension and compression as well as high plastic modules.

The wide application of boron plastics is impossible, because, they are very expensive and complicated to be produced.

The most prospective composite is carbon plastics. Its production is increasing and its price is decreasing. It has a great strength and stiffness, with even higher elastic modules.

Conclusions

1. The wide application of composites is being kept back by not enough knowledge about influence of external reasons for capacity composite constructions. That is why the main problem in the nearest years will be increasing the exploitation safety and capacity for composites with polymer matrix under various factors (temperature, dampness, atmosphere electricity, solar radiation, fuel, chemical medium, erosion, burning and so on).

2. The serious brake to apply the composites in industry is their high price, that is why the main branches for its using will be aircraft, rocket and space industry.

3. The design and learning the poly armour composites with wide diapason characteristics essentially within the region their application.

4. The perspective of application of composite with metal matrix is determinate only for boro- aluminum- strengthening laps in construction heave loaded parts of aircrafts, blades the first step of compressor.

5. The combined armour is applied for composites with metal matrix (bor, aluminum and carbon with additional armour with titanium foil) for obtaining the wider spector of characteristics.

6. In the nearest year it is waited to obtain of liquid phase methods of preparing of composites with metal matrix, and also of continuous casting of armored elements. These methods are comparatively universal and allow to obtain various composites contractual (carbon-bor-aluminum) antifriction (Pb-Sn, Cu-Su and other with carbon fibre) and co on. Obtaining by casting methods metal composites with polycrystalline fibres from Al_2O_3 has a great interest.

7. The general problem for composites is necessity to creation of engineering methods of calculation part from composites, the creation of indestructible control methods; investigations for capacity of composite elements under exploitation and

climatic factors; stabilization and improvement technology with purpose of reduction of property variation of composites and reduction of labor-consuming character of elements; reduction of prices of armored fibres and composites ; the increasing exploitation safety, by means of increasing strength on the division board of the composite components.

References:

1. Батаев А. А. Композиционные материалы: строение, получение, применение: учебник / А. А. Батаев, В. А. Батаев. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2002. – 384 с.
2. Брызгалин Г. И. Проектирование деталей из композиционных материалов волокнистой структуры / Г. И. Брызгалин. – М.: Машиностроение, 1982. – 84 с.
3. Дальский А. М. Технология конструкционных материалов : учебник / А. М. Дальский. – М. : Машиностроение, 2003. – 511 с.
4. Сидоренко Ю. Н. Материаловедение. Конструкционные и функциональные волокнистые композиционные материалы : учеб. пособие для вузов / Ю.Н. Сидоренко. – Томск: Изд-во ТГУ, 2006. – 107 с.

Kravtsov M.K., Obolenskaya T.A., Beletskaya I.V. “Ways to increase the durability of materials in modern mechanical engineering”.

The article describes the scope, classification, physical and mechanical properties composites, the problem of using composite materials in modern mechanical engineering.

Key words: composites, construction materials.

Кравцов М.К., Оболенська Т.О., Білецька І.В. «Шляхи підвищення довговічності матеріалів в сучасному машинобудуванні».

У статті розглянута область застосування, класифікація, фізико-механічні властивості композитів, проблема використання композиційних матеріалів у сучасному машинобудуванні.

Ключові слова: композиційні матеріали, конструкційні матеріали.

Кравцов М.К., Оболенская Т.А., Белецкая И.В. «Пути повышения долговечности материалов в современном машиностроении».

В статье рассмотрена область применения, классификация, физико-механические свойства композитов, проблема использования композиционных материалов в современном машиностроении.

Ключевые слова: композиционные материалы, конструкционные материалы.

Стаття надійшла до редакції 29 жовтня 2012 р.

©Лазаренко В.И., Оболенская Т.А., Калинин Н.В.

ЖАРОПРОЧНОСТЬ МЕТАЛЛОВ И СПЛАВОВ

1. Актуальность проблемы

В связи с развитием космической техники и некоторых специальных отраслей машиностроения особое внимание в настоящее время уделяется изучению влияния температуры на физико-механические характеристики стали. Учитывая, что при высоких температурах и напряжениях в стали многих марок с течением времени происходит изменение структуры, ухудшаются свойства, возникает необходимость изучения деталей проблемы.

2. Постановка проблемы

Изучение механизма сопротивления разрушению при действии высоких температур, влияние легирования на жаропрочность сплавов.

3. Основной материал

Сложность проблемы жаропрочности определяется влиянием повышенной температуры на механизм сопротивления металла пластической деформации и разрушению. С повышением температуры уменьшается эффективность влияния препятствий на движение дислокаций и они перемещаются в кристалле уже при гораздо меньших внешних силах.

При увеличении диффузионной подвижности атомов в условиях повышенных температур создаются условия для разрушения скоплений атомов растворенных элементов вокруг дислокаций. Это приводит не только к уменьшению предела текучести, но и к изменению вида кривой растяжения с повышением температуры испытания – исчезновению зуба (площадки) текучести.

Если препятствия для движения дислокаций были созданы в виде включений упрочняющей фазы оптимальной степени дисперсности, то при воздействии высоких температур вероятно коагуляция включений до размеров, оказывающих слабое влияние на торможение движущихся дислокаций, – возникает состояние перестарения, определяющее разупрочнение сплава.

При повышении температуры также снимается упрочнение, созданное различными обработками, предусматривающими увеличение плотности дислокаций и создание их сплетений. По мере нагрева происходит перераспределение дислокаций из таких группировок, рекомбинация в процессе переползания, уменьшение их плотности.

При определенном нагреве возможна также рекристаллизация, в процессе которой возникают новые зерна, уменьшается протяженность границ (при развитии рекристаллизации), а мигрирующие границы поглощают дислокации (во всяком случае, краевые).

Разупрочняющее влияние температурного фактора проявляется при изучении геометрии пластической деформации металлических монокристаллов. Обычно при сравнительно невысоких температурах по мере развития деформации число полос скольжения увеличивается вследствие включения в процесс новых объемов материала, и одновременно в каждой полосе возрастает величина сдвига. С повышением температуры число новых полос скольжения, отнесенное к приросту деформации, уменьшается, а смещение в каждой полосе скольжения существенно возрастает. Иными словами, с повышением температуры деформирования полосы скольжения становятся шире и контрастнее. Для алюминия, например, эта зависимость характеризуется следующими данными:

Температура деформации, °С	-180	20	250	300
Расстояние между полосами скольжения, мкм	0,5-1	2	4	10
Число линий скольжения, приходящихся на одну полосу скольжения	1-2	3-4	5-6	12

Следовательно, с повышением температуры происходит интенсивное разупрочнение в полосах скольжения, и дальнейшее увеличение деформации возможно по тем же полосам без образования новых очагов.

Описанные закономерности ползучести несколько идеализированы. При конкретных испытаниях технических металлов и сплавов, во-первых, отсутствуют четкие границы между отдельными стадиями ползучести, особенно между второй и третьей, а во-вторых, кривая ползучести не такая плавная, как это приведено на схеме, а имеет участки с максимумами и минимумами, обнаруживаемыми главным образом при умеренных напряжениях и большой длительности испытания. Исследования показали, что в течение всего периода ползучести происходят структурные изменения, продолжающиеся иногда в течение десятков лет. Изменения структуры могут вести и к повышению прочности, если они связаны с образованием дисперсных частиц упрочняющих фаз, и к снижению ее, если частицы коагулируют или их выделение приводит к созданию таких высоких напряжений, которые могут вызвать начало образования трещин. Фазовый анализ образцов теплоустойчивой хромомолибденовой стали, проведенный через разные промежутки времени испытания на ползучесть общей продолжительностью до 75 000 ч, обнаружил изменение химического состава и структуры карбидов.

По-видимому, со структурными изменениями в процессе испытания на жаропрочность следует связывать и изменения деформационной способности (предельной пластичности) сплавов, от которой во многом зависит его надежность в условиях высокотемпературной службы.

Изменение величины относительного удлинения с температурой при испытаниях с различными скоростями деформации выражается серией V-образных кривых: вслед за интервалом температур, при которых удлинение сохраняется примерно на постоянном уровне, наблюдается спад пластичности (до некоторой минимальной величины) и интенсивное развитие межкристаллитного разрушения, а затем новый рост пластичности. Чем меньше скорость деформации, тем при более низкой температуре начинается падение пластичности, тем ниже

уровень минимальной пластичности, однако и тем интенсивнее она растет при более высоких температурах. Такая зависимость изменения пластичности от продолжительности испытания позволяет связывать различный уровень деформационной способности со структурными изменениями.

Наряду с изменениями структуры в объеме сплава имеют большое значение и изменения на его поверхности. С.Т. Кишкин отмечает, что в условиях эксплуатации жаропрочных сплавов в поверхностном слое происходят окисление, обеднение легирующими элементами, возврат, рекристаллизация, а в ряде случаев образуются надрывы по границам зерен. Эти изменения определяют надежность и долговечность деталей при высокотемпературной службе. Диффузионная подвижность атомов в поверхностном слое сплава типа ХН78ТЮР толщиной 10 мкм возрастает в процессе эксплуатации (в течение 200-300 ч) в 2-4 раза. В ряде случаев окисление проникало вглубь деталей из этого сплава на 70 мкм, а необратимые повреждения по границам зерен (в виде надрывов) – на глубину до 0,3 мм.

Таким образом, при реальной оценке жаропрочности всегда следует иметь в виду неизбежные изменения структуры в процессе высокотемпературной службы, которые, очевидно, зависят от состава и обработки сплава, напряжения и температуры испытания. Понятно, что учесть все эти факторы во взаимодействии очень трудно, поэтому естественно стремление сделать эти изменения для данных условий высокотемпературной службы незначительными. Достигается это выбором таких состава и обработки металлического сплава, которые обеспечивали бы высокую стабильность его структуры в условиях совместного влияния температуры и напряжения.

Жаропрочный металлический сплав должен характеризоваться:

- 1) высоким уровнем сил межатомной связи, который определяет высокую энергию активации процесса начала движения дислокаций, а также их перемещения (с учетом того, что движущаяся дислокация проходит через ряд несимметричных положений);

2) особой тонкой субмикроскопической неоднородностью строения (по Г.В. Курдюмову), при которой достигается эффективное торможение дислокаций;

3) упрочненным состоянием приграничных зон, препятствующим развитию скольжения в этих участках объема зерен, что имеет большое значение в условиях высокотемпературной ползучести;

4) стабильностью строения сплава (внутри зерен и в приграничных объемах) в условиях одновременного действия температур и напряжений; эта стабильность строения связана с торможением диффузионных процессов (обычно в результате рационального легирования), которые в свою очередь определяются силами межатомной связи и характером структуры реальных сплавов.

Эти положения определяют особенности строения жаропрочных металлических сплавов.

Решающим фактором являются силы межатомной связи. Прочность этой связи в сплаве характеризуют следующие его константы;

1) температура плавления; однако по ней можно лишь приблизительно судить о силах межатомной связи, так как, рассматривая эту характеристику, надо учитывать свободную энергию и твердого тела, и жидкости, а также температуру полиморфного превращения (если оно имеется);

2) энергия связи, которую можно представить как работу, необходимую для расчленения кристалла на атомы. Энергия связи соответствует теплоте сублимации. Эта константа материала ближе определяет силы межатомной связи, но и она недостаточно полная;

3) среднеквадратичное отклонение атомов от положения равновесия при тепловых колебаниях их при данной температуре;

4) энергия активации диффузии и самодиффузии; эта константа материала находится в прямой зависимости от энергии связи и может быть использована для некоторой оценки прочности этой связи. Так, установлено, что отношение энергии активации самодиффузии к энергии связи для металлов с г. ц. к. решеткой колеблется в узких пределах: 0,65-0,67.

Более полная оценка прочности межатомной связи получается при расчетах с определением коэффициента диффузии D , который вместе с энергией активации Q входит в известное уравнение

$$D = D_0 e^{-Q/RT}$$

Преимущество этого метода оценки межатомной связи состоит в том, что предэкспоненциальный член D_0 зависит не только от энергии связи (как и Q), но также от ее производных, а главное, и от структуры сплава;

5) значения модуля упругости, температурного коэффициента изменения модуля упругости (являющегося третьей производной энергии по смещению атомов) или коэффициента термического расширения.

Следует отметить, что для получения полного представления о межатомных связях, обуславливающих прочность при высоких температурах, необходимо проводить комплексные исследования, а не ограничиваться определением какой-либо одной характеристики этих связей.

Значительную роль в развитии высокотемпературной ползучести играет возврат, поэтому целесообразно рассмотреть влияние легирования на его температурный порог.

Установлено, что под влиянием легирующих элементов температура интенсивного развития возврата повышается. Так, добавление 1 % Ni, Co, Si, Mn, Cr. или Mo к железу приводит к существенному повышению температуры возврата, отмеченному по сдвигу точки перегиба на кривой *температура–твердость* предварительно деформированных сплавов; эффективность влияния добавок увеличивается в указанном порядке. В других опытах показано, что достаточно добавить к спектрографически чистой меди всего 0,01 % (по массе) олова и теллура, чтобы температура ее разупрочнения после деформации возросла на 200° С. В литературе приводится ряд других конкретных данных, характеризующих влияние легирования на сохранение деформационного упрочнения при нагреве различных металлов и сплавов.

Температура разупрочнения наклепанного чистого металла зависит от скорости самодиффузии в кристаллической решетке и эта температура имеет

определенную связь с точкой плавления. Такое положение справедливо и по отношению к сплавам; при этом надо помнить, что легирование может снижать температуру солидуса. Отсюда непрерывное увеличение степени легирования, даже в пределах растворимости, не может вести к непрерывному повышению температуры возврата.

Максимальное торможение разупрочнения при нагреве деформированных сплавов наблюдается лишь при определенной концентрации легирующих элементов. Установлено, что если данный состав сплава обеспечивает максимальное деформационное упрочнение, то он обеспечивает и максимальную температуру возврата. Такой сплав обладает и наиболее высоким сопротивлением ползучести, особенно на установившейся (второй) стадии.

Упрочнение твердых растворов в результате их легирования, связанное со скоплениями растворенных атомов вокруг дислокаций, для условий высокотемпературной службы должно быть согласовано со скоростью ползучести. Именно при данной скорости ползучести необходим определенный диапазон величин скорости диффузии, при котором атомы растворенного элемента достаточно подвижны, чтобы настигнуть дислокацию (но не настолько подвижны, чтобы проскользнуть мимо нее). Отсюда понятно, что для какой-либо одной скорости ползучести необходимо легирование каким-то определенным элементом (скорость диффузии которого оптимальна в этих условиях ползучести); для другой скорости ползучести это легирование может оказаться неэффективным. Поэтому для использования жаропрочного сплава в широком диапазоне скоростей ползучести необходимо комплексное его легирование несколькими элементами, атомы которых обладают различной подвижностью. Тогда «на каждой стадии ползучести будет, по крайней мере, один какой-нибудь легирующий элемент, подвижность которого будет приблизительно оптимальной для торможения движения дислокаций. Теория, таким образом, естественно подводит к идее использования сложнолегированных жаропрочных сплавов» (Коттрелл).

Нельзя думать, что любое легирование приводит к повышению сопротивления ползучести (как это могло бы следовать из общего рассуждения о тормозящем влиянии атмосфер). В условиях жаропрочности, помимо миграции атомов растворенных элементов к дислокациям, большую роль играет их диффузионная подвижность. Установлено, что в ряде случаев элементы, повышающие скорость диффузии в данном металле-растворителе, ускоряют ползучесть, и легирование ими будет приводить к разупрочнению жаропрочного сплава в конкретных условиях эксплуатации.

Как уже указывалось, в развитии высокотемпературной ползучести наряду с переползанием большое значение имеет скольжение в приграничных объемах, поэтому важное значение имеет распределение легирующих элементов в сплаве, в частности у границ зерен.

В связи с особенностями кристаллографического строения приграничных объемов и их различной ориентацией по отношению к действующему напряжению в них создается сложное напряженное состояние, характеризующееся, в частности, неравномерной концентрацией напряжений. Релаксация этих повышенных напряжений возможна лишь в процессе течения, которое в результате может распространяться также к другим приграничным объемам, неблагоприятно ориентированным относительно внешнего напряжения. В тех же случаях, когда передача деформации и вообще скольжение становятся невозможными (что связано не только с кристаллографией, но и со свойствами собственно кристаллов данного металла или сплава), концентрация напряжений в условиях ползучести не только не уменьшается, но и растет во времени. Когда в очаге деформации напряжение превышает предел прочности, возникает трещина, которая быстро распространяется по другим приграничным объемам, чему способствует их сложнонапряженное состояние: образуется интеркристаллитный излом. Такой излом преимущественно наблюдается в тех случаях, когда деформация в приграничных объемах (даже благоприятно ориентированных) затруднена.

В некоторых случаях легирование может оказывать влияние в основном на сопротивление течению собственно зерен, лишь незначительно изменяя его в приграничных объемах. Тогда происходит концентрация напряжений в определенных пограничных зонах, в которых создаются условия для локализованного скольжения (но без его передачи в соседние, более прочные сердцевинные объемы зерен).

В этих условиях деформация в приграничных объемах затруднена из-за наличия прочной сердцевины зерен, и интеркристаллитное разрушение наблюдается сравнительно часто.

В случае чистых металлов скорость скольжения в приграничных объемах в первом приближении зависит от температуры плавления этих металлов. В случае сплавов экспериментально доказано преимущественное распределение легирующих элементов в приграничных объемах. В зависимости от того, будет ли в результате пограничной сегрегации повышена или понижена температура плавления в приграничных объемах, можно ожидать большего или меньшего развития приграничного скольжения.

При исследовании ряда конкретных сплавов (например, медь–кадмий или оловянистая бронза) установлено, что легирование элементами с очень большим (или очень малым) атомным диаметром и точкой плавления, более низкой, чем у основного металла (растворителя) приводит к возникновению интеркристаллитного излома в результате ползучести. Если же в сплавы (например, в β -латунь или в оловянистую бронзу) вводят элементы с близкими атомными размерами и более высокой, чем основной сплав, точкой плавления, то в условиях ползучести интеркристаллитный излом практически исключается.

Выводы

При повышении температуры, когда структурное состояние в пограничных зонах изменяется, в них в связи со структурной нестабильностью начинается сдвиговая деформация.

Тогда при этих повышенных температурах приобретает преимущественное развитие скольжение вблизи границ зерен и по этим местам обычно и происходит разрушение; отсюда жаропрочность крупнозернистого материала при этих температурах больше, чем мелкозернистого.

Следует отметить, что ни одна из характеристик прочности не обладает столь высокой чувствительностью даже к незначительным колебаниям состояния сплавов, как сопротивление ползучести. При исследовании 47 различных плавок одной марки среднеуглеродистой стали (в пределах марочного состава), установлено, что относительные колебания в скорости ползучести в конце пятидневного испытания при 450° С и одинаковой нагрузке составляли от 1 до 500 раз. Нередко наблюдается существенная разница в сопротивлении ползучести образцов, изготовленных из различных частей слитка. Разброс результатов длительных испытаний на ползучесть до разрушения можно уменьшить, если создать систему регулирования температуры с точностью $\pm 0,5$ град в течение всего времени испытания. При этом условии удастся также выявить и самые незначительные видоизменения кривых ползучести, определяемые металлургическими различиями плавок стали одной марки.

Список использованных источников:

1. Станюкович А. В. Хрупкость и пластичность жаропрочных материалов / А. В. Станюкович. – М. : Металлургия, 1967. – 199 с.
2. Mechanical Behavior of Materials of Elevated Temperatures / ed. J. E. Dorn. – N. Y. : Mc Grow Hill, 1961. – 529 p.
3. Маслеников С. Б. Жаропрочные стали и сплавы: справочник / С. Б. Маслеников. – М., : Металлургия, 1983. – 192 с.

Лазаренко В.И., Оболенская Т.А., Калинин Н.В. «Жаропрочность металлов и сплавов».

В статье рассматривается механизм сопротивления разрушению при действии высоких температур и влиянии легирования на жаропрочность стали.

Ключевые слова: жаропрочность, сплав, дислокация.

Лазаренко В.І., Оболенська Т.О., Калінін Н.В. «Жароміцність металів та сплавів».

В статті розглянуто механізми опору руйнуванню при дії високих температур та вплив легування на жароміцність сталі.

Ключові слова: жароміцність, сплав, дислокація.

Lazarenko V.I., Obolenskaya T.A., Kalinin N.V. "The heat strength of metals and alloys".

In the article the mechanism of strength to destroy in high temperature action influence of alloyed to heat strength of steels are examined.

Key words: heat strength, alloy, dislocation.

Стаття надійшла до редакції 18 вересня 2012 р.

©Ламнауэр Н.Ю.

ПОКАЗАТЕЛИ БЕЗОТКАЗНОСТИ ВРАЩАЮЩИХСЯ ИЗДЕЛИЙ

1. Актуальность

Одна из основных задач машиностроения – создание изделий с высокими качественными показателями, к которым, в первую очередь, относится надежность. Насколько то или иное изделие сможет оправдать надежду потребителей в процессе эксплуатации и поднять престиж производителя, неразрывно связано с его надежностью. В связи с этим развитие науки в области надежности и долговечности машин становится все более актуальным. Поэтому основной задачей, стоящей перед производителями, в области повышения качества изделий машиностроения, стала необходимость создания стройной математико-статистической теории надёжности изделий. Данная теория связывает в единое целое теоретические и прикладные задачи обеспечения надёжности. Так как 80 % изделий машиностроения имеют узлы, которые вращаются [1], то актуальной является задача обеспечения надёжности вращающихся соединений. Для определения надёжности вращающихся изделий необходимо построение модели безотказности и определение показателей безотказности этих изделий.

2. Анализ последних исследований

В работах [2, 3] построена модель безотказности вращающихся изделий с пятью физически расшифрованными параметрами и приведены некоторые оценки этих параметров, которые можно найти по результатам экспериментов определённого изделия в заданных условиях.

3. Постановка задачи

Для решения практических задач, связанных с безотказностью изделия, необходимо иметь количественную или функциональную характеристику, определяющую, в какой степени присущи данному изделию определённые свойства, которые находятся через показатели безотказности изделия. Поэтому возникает задача: найти эти показатели для вращающихся изделий.

4. Основной материал

Модель безотказности вращающихся изделий. Модель безотказности изделий достаточно проста. Отказ происходит тогда, когда нагрузка S превысит прочность R . В машиностроении обычно S и R принимаются за случайные величины [4, 5]. В работах [2, 3] найдена модель безотказности вращающихся изделий, когда $R(t)$ – детерминированная функция, а $S(t)$ – стационарный процесс. На рис. 1 представлена детерминированная функция и несколько реализаций стационарного периодического процесса.

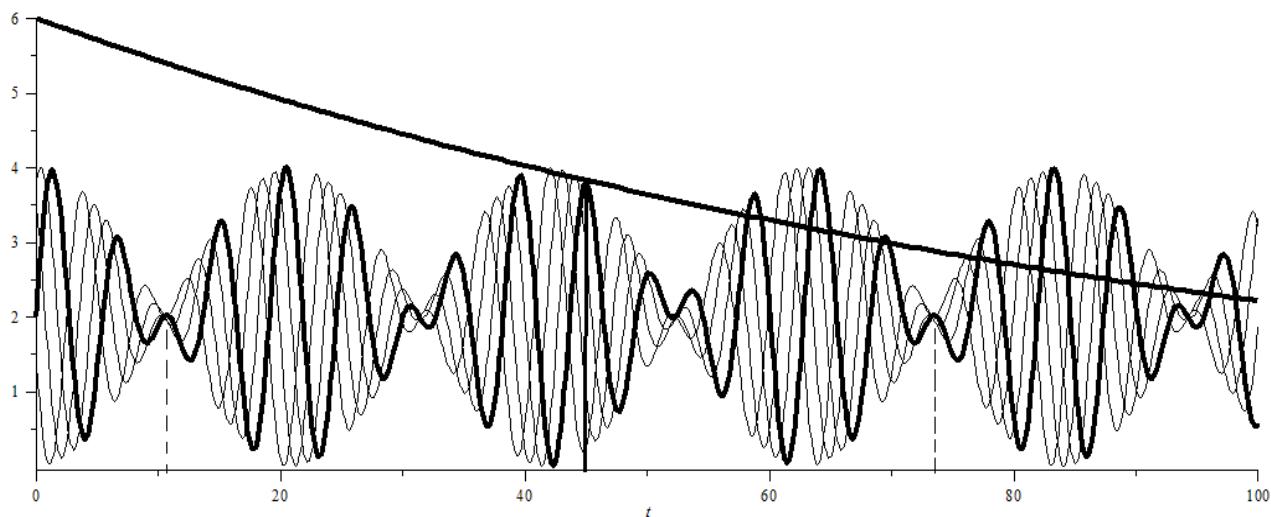


Рис. 1 – Детерминированная функция

Для построения данной модели принято из физических соображений, что функция $R(t)$ имеет вид:

$$R(t) = r \exp(-\beta t),$$

где r – начальная прочность изделия, β – параметр, характеризующий величину внутреннего отрицательного процесса прочности со временем t .

Так как на вращательное изделие действуют, в основном, нагрузки, связанные с биением, которые имеют периодический характер со случайной амплитудой, то нагрузку на изделие физически можно принять за стационарный периодический процесс с равномерно распределённой амплитудой. Отсюда распределение величины амплитуды имеет вид:

$$F(t) = \frac{b-t}{b-a} \text{ при } a \leq t \leq b,$$

где a – нижний порог величины амплитуды, а b – верхний порог величины амплитуды. Величины a и b могут быть оценены по результатам экспериментов объёма n – по формулам [6] с минимальной ошибкой

$$a^* = \frac{nx_{(1)} - x_{(n)}}{n-1}, \quad b^* = \frac{nx_{(n)} - x_{(1)}}{n-1}, \quad (1)$$

где $x_{(1)}$ – экспериментальная минимальная величина амплитуды, а $x_{(n)}$ – максимальная величина амплитуды.

Построенная модель безотказности вращающихся изделий имеет функцию плотности вида:

$$f(t) = \frac{h(b - re^{-\beta t})e^{-\frac{h\left(\beta bt - b \ln \frac{r}{b} - b + re^{-\beta t}\right)}{\beta(b-a)}}}{b-a} \quad \frac{1}{\beta} \ln \frac{r}{b} \leq t < \infty, \quad (2)$$

где h – частота вращения изделия, которую достаточно точно можно определить экспериментально из периодичности процесса и поэтому при выводе модели (2) принимается, что она равна некоторой константе.

Заметим, что в построенной модели (2) все параметры физически расшифрованы.

Расчёт показателей безотказности вращающихся изделий. Для определения основного показателя безотказности найдена функция распределения отказов

$$F(t) = 1 - e^{-\frac{h\left(\beta b t - b \ln \frac{r}{b} - b + r e^{-\beta t}\right)}{\beta(b-a)}} \quad \frac{1}{\beta} \ln \frac{r}{b} \leq t < \infty \quad (3)$$

Из (3) определена вероятность того, что в пределах заданной наработки отказа изделия не возникнет, т. е. вероятность безотказной работы вращающихся изделий (рис. 2).

$$P(t) = e^{-\frac{h\left(\beta b t - b \ln \frac{r}{b} - b + r e^{-\beta t}\right)}{\beta(b-a)}} \quad (4)$$

Формула (4) предполагает, что может существовать верхний порог наработки, при котором отказа не существует

$$t_0 = \frac{1}{\beta} \ln \frac{r}{b} \quad (5)$$

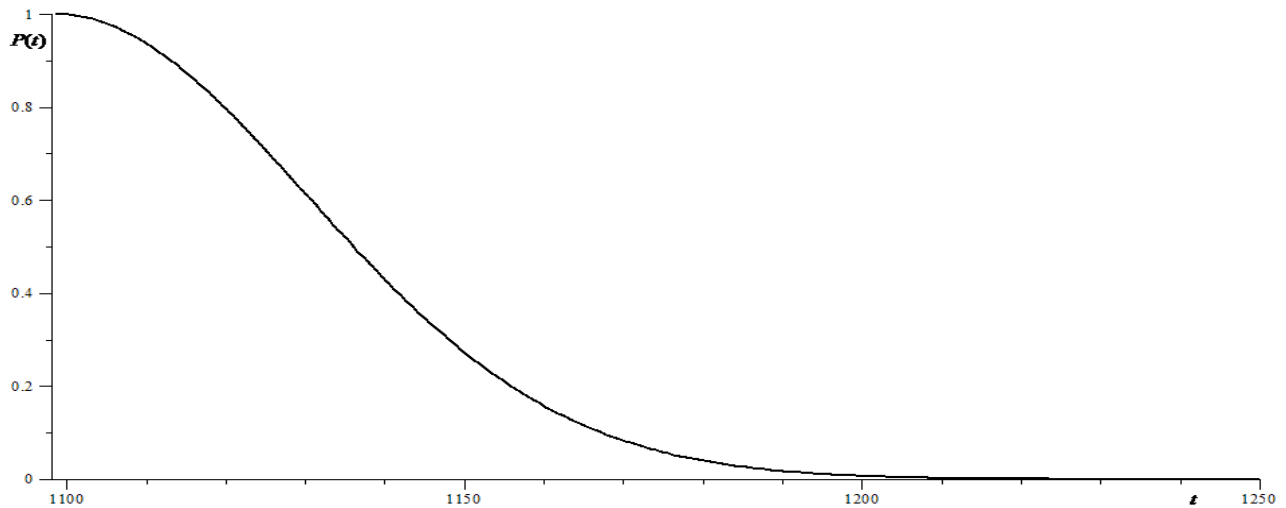


Рис. 2 – Вероятность безотказной работы вращающегося изделия при $a = 0$, $b = 2$, $h = 1$, $\beta = 0,001$, $r = 6$

Пользуясь формулами (4) и (5), найдена средняя наработка до отказа

$$T_1 = \frac{e^{\frac{hb}{2(b-a)\beta}}}{\beta(b\beta - a\beta + hb)} \cdot \left(\frac{hb}{(b-a)\beta}\right)^{-\frac{hb}{2(b-a)\beta}-2} \left\{ hb W_{\frac{hb}{2(b-a)\beta}, \frac{hb}{2(b-a)\beta} + \frac{1}{2}} \left(\frac{hb}{(b-a)\beta}\right) + \right. \quad (6)$$

$$\left. (\beta(b-a) + hb) W_{\frac{hb}{2(b-a)\beta} + 1, \frac{hb}{2(b-a)\beta} + \frac{1}{2}} \left(\frac{hb}{(b-a)\beta}\right) \right\} + \frac{1}{\beta} \ln \frac{r}{b},$$

где $W_{x,y}(z)$ – функция Уиттекера [7].

Определяя гамма-процентную наработку до отказа по формуле $P(t_\gamma) = \gamma/100$ имеем

$$t_\gamma = \frac{1}{hb\beta} \left(LambertW \left(-\frac{re^{-\frac{-\beta b \ln \gamma + hb \ln \frac{r}{b} + hb + \beta a \ln \gamma}}{hb}}{b} \right) hb - \beta b \ln \gamma + \right. \\ \left. + hb \ln \frac{r}{b} + hb + \beta a \ln \gamma \right), \quad (7)$$

где функция Ламберта $W(x)$ определена выражением $LambertW(x)e^{LambertW(x)} = x$ [7] и просто вычисляется в системе MAPLE для конкретных значениях x .

Интенсивность отказов определяется по формуле $\lambda(t) = f(t)/F(t)$, где для вращающихся изделий функция плотности имеет выражение (2), а функция распределения выражением (3).

$$\lambda(t) = \frac{h(b - re^{-\beta t})e^{-\frac{h\left(\beta bt - b \ln \frac{r}{b} - b + re^{-\beta t}\right)}{\beta(b-a)}}}{(b-a) \left(1 - e^{-\frac{h\left(\beta bt - b \ln \frac{r}{b} - b + re^{-\beta t}\right)}{\beta(b-a)}} \right)} \quad (8)$$

Функция интенсивности отказов при значениях $\frac{1}{\beta} \ln \frac{r}{b} \leq t < \infty$ есть функция, имеющая максимум (рис. 3)

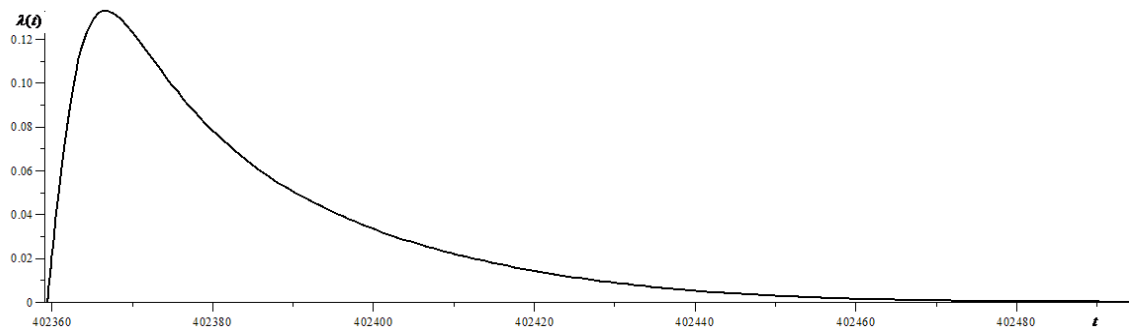


Рис. 3 – График интенсивности отказов вращающихся изделий при $a = 0,2$; $b = 0,04$; $h = 100$; $\beta = 0,000004$; $r = 2$

Оценка параметров модели безотказности вращающихся изделий.

Получив общие формулы показателей безотказности вращающихся любых изделий с неизвестными параметрами, покажем, как можно оценить эти параметры по результатам испытаний. Параметры a и b могут быть найдены экспериментально, где оптимальные оценки с минимальной дисперсией параметров a и b определяются по формулам (1). Частота h может быть определена через период процесса, так как величина, обратная частоте, называется периодом. Осталось оценить два параметра. Итак, будем считать, что имеется двухпараметрическое распределение (2) с параметрами r и β . Математическое ожидание этого распределения имеет вид (6).

Функция распределения наименьшего члена выборки объёма m имеет вид [8] $F_1(t) = 1 - (P(t))^m$, а плотность распределения наименьшего члена выборки $f_1(t) = -m(P(t))^{m-1}P'(t)$. Тогда модальное значение наименьшего члена выборки определяется из уравнения

$$(m-1)(P'(t))^2 + P(t)P''(t) = 0. \quad (9)$$

Для модели (3) уравнение (9) имеет решения

$$t_{\text{mod}(1),1} = \frac{-1}{\beta} \ln \frac{2bhm + \beta(b-a) + \sqrt{4b\beta hm(b-a) + \beta^2(b-a)^2}}{2hmr},$$
$$t_{\text{mod}(1),2} = \frac{-1}{\beta} \ln \frac{2bhm + \beta(b-a) - \sqrt{4b\beta hm(b-a) + \beta^2(b-a)^2}}{2hmr}.$$

Модальное значение наименьшего значения выборки должно быть больше верхнего порога наработки на отказ (5). Поэтому выбираем значение $t_{\text{mod}(1),2}$.

Принимая модальное значение $t_{\text{mod}(1),2}$ за наименьшее значение выборки $t_{(1)}$, находим оценку начальной прочности r

$$r = \frac{e^{\beta t_{(1)}} [2bhm + \beta(b-a) - \sqrt{4b\beta hm(b-a) + \beta^2(b-a)^2}]}{2hm} \quad (10)$$

Оценку параметра β находим из формулы средней наработки до отказа T_1 (6) принимая её за выборочную среднюю наработку до отказа $\bar{t}$.

$$\begin{aligned} \bar{t} - t_{(1)} = & \frac{e^{\frac{hb}{2(b-a)\beta}}}{\beta(b\beta - a\beta + hb)} \cdot \left(\frac{hb}{(b-a)\beta} \right)^{-\frac{hb}{2(b-a)\beta} - 2} \left\{ hb W_{\frac{hb}{2(b-a)\beta}, \frac{hb}{2(b-a)\beta} + \frac{1}{2}} \left(\frac{hb}{(b-a)\beta} \right) + \right. \\ & \left. (\beta(b-a) + hb) W_{\frac{hb}{2(b-a)\beta} + 1, \frac{hb}{2(b-a)\beta} + \frac{1}{2}} \left(\frac{hb}{(b-a)\beta} \right) \right\} + \\ & \frac{1}{\beta} \ln \frac{2bhm + \beta(b-a) - \sqrt{4b\beta hm(b-a) + \beta^2(b-a)^2}}{2bhm}. \end{aligned} \quad (11)$$

Трансцендентное уравнение (11) имеет однозначное решение и достаточно легко решается. Так, например, в системе MAPLE при $m = 30$, $a = 2$, $b = 2,5$; $t_{(1)} = 100$, $\bar{t} = 150$ и $h = 0,36$ имеем $\beta = 0,0002566791704$ и $r = 2,559414288$. Откуда оценка нижнего порога ресурса $t_0 \approx 91,5$.

5. Перспективы дальнейших исследований

В дальнейшем необходимо найти другие оценки параметров r и β , и выбрать из них наилучшие, используя метод статистического моделирования.

Выводы

Предложенная модель безотказности вращающихся изделий имеет максимум интенсивности отказов, что дополнительно доказывает адекватность модели ввиду физики отказов и подтверждающих массовых экспериментов.

Полученные аналитические выражения показателей безотказности вращающихся изделий позволяют для любого вращающегося изделия решить практическую задачу, определяющую свойства изделия.

Найденные оценки параметров модели вращающихся изделий позволяют использовать их в практических целях по малому количеству испытаний этих изделий.

Список использованных источников:

1. Дальский А. М. Сборка высокоточных соединений в машиностроении / Дальский А. М., Кулешова З. Г. – М. : Машиностроение, 1988. – 304 с.
2. Ламнауэр Н. Ю. Оценка надежности вращающихся изделий / Н. Ю. Ламнауэр, О. Д. Пташный, Ю. И. Созонов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «ХПІ». – Х., 2008. – № 42, темат. вип.: Машинознавство та САПР. – С. 75–80.
3. Ламнауэр Н. Ю . Вироби, що обертаються, та їхній прогнозований оптимальний час роботи в енергетиці / Н. Ю. Ламнауэр // Енергосбереження. Енергетика. Енергоаудит. – 2011. – №1 (83). – С. 24–28.
4. Герцбах М. Б. Модели отказов / М. Б. Герцбах, Х. Б. Кордонсий ; под ред. Б. В. Гнеденко. – М.: Сов. радио, 1966. – 165 с.
5. Надежность в машиностроении : справочник / под общ. ред. В. В. Шашкина, Г. П. Карзова. – СПб. : Политехника, 1992. – 719 с.
6. Ламнауэр Н. Ю. Економічні питання вибору технології фінішної обробки при виготовленні деталей в машинобудуванні // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «ХПІ». – Х., 2008. – №1, темат. вип. : «Технічний прогрес і ефективність виробництва». – С. 113–120.
7. Уиттекер Э. Т. Курс современного анализа. Ч. 2 / Э. Т. Уиттекер, Д. Н. Ватсон ; пер. с англ. под ред. Ф. В. Широкова. – М.: Физматгиз, 1963. – 516 с. .
8. Дейвид Г. Порядкове статистики / Г. Дейвид ; пер. с англ. под ред. В. В. Петрова. – М.: Физматгиз, 1979. – 336с.

Ламнауэр Н.Ю. «Показатели безотказности вращающихся изделий».

Предложена модель безотказности вращающихся изделий и получены аналитические выражения показателей безотказности, а также найдены оценки параметров этой модели.

Ключевые слова: качество, надежность, безотказность, вращающиеся

изделия, модель безотказности, параметры, оценка.

Ламнауер Н.Ю. «Показники безвідмовності виробів, що обертаються».

Запропонована модель безвідмовності виробів, що обертаються. Та отримані аналітичні вирази показників безвідмовності, а також знайдені оцінки параметрів цієї моделі.

Ключові слова: якість, надійність, безвідмовність; вироби, що обертаються; модель безвідмовності, параметри, оцінка.

Lamnauer N.Y. “Indicators of reliability of rotating products”.

A model of reliability of rotating products and the analytical expressions of reliability, and found estimates of parameters of this model.

Key words: quality, reliability, dependability, rotating products, reliability model, parameter estimation.

Стаття надійшла до редакції 14 листопада 2012 р.

©Малицкий И.Ф., Чернятина Е.В.

МЕТОДИКА НАЛАДКИ ПОЛУАВТОМАТА СБОРКИ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ РЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА

1. Постановка проблемы

В крупносерийном производстве вагоностроения важную роль играет автоматизация производственного цикла. Автоматизация сборочных процессов представляет определенные трудности и значительно меньше распространена в машиностроении, чем автоматизация механической обработки. Одним из самых важных узлов вагона является колесная пара. От надежности, и точности изготовления и, особенно сборки, зависит надежность эксплуатации. Любая неточность сборки колесной пары может привести к тяжелым последствиям

В настоящее время сборка колесной пары производится методом запрессовки колеса на ось гидравлическим прессом. При этом необходимо получить межбандажный размер колесной пары $L=1140^{+1}_{-3}$ мм и размеры $L_1=L_2=179_{-2}$ мм (рис. 1).

Для выдерживания размера 1140^{+1}_{-3} рабочий отмечает керном центр оси и, с помощью штанги, установленной в лунку центра оси, напрессовывает колесо до соприкосновения с штангой, размер которой равен половине размера 1140^{+1}_{-3} мм, т.е. 720 мм. При этом по техническим условиям размеры L_{-2} с одной и другой стороны не должны отличаться больше чем на 3 мм.

Разработка технологического процесса сборки находится в зависимости от технологичности конструкций деталей и узлов машин. При механизации и, особенно, автоматизации сборки это имеет большое значение. Одним из существенных составляющих технологичности конструкций машин является технологичность расстановки размеров и у допусков, устанавливающих взаимосвязь между деталями входящие в сборочное сопряжение

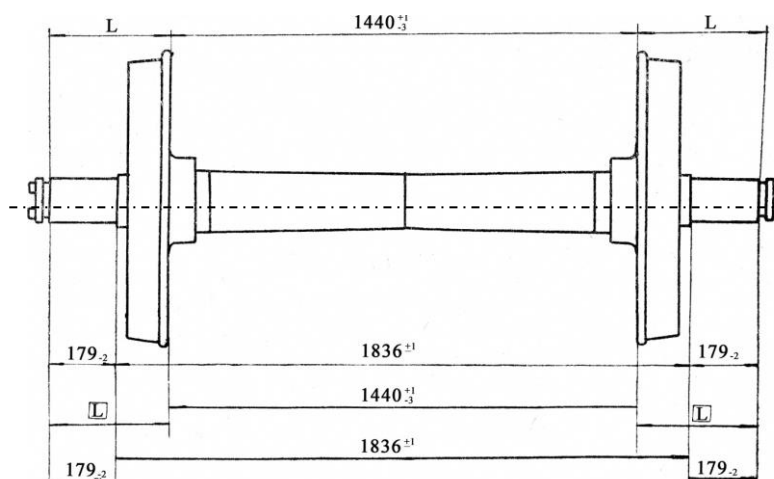


Рис. 1 – Колесная пара вагона с колесами $\varnothing 950$ мм и схема размерной цепи

2. Основной материал

При автоматической сборке преимущественно должен применяться метод сборки полной взаимозаменяемости. Обоснованность отработки размерной взаимосвязи деталей в сборочном сопряжении осуществляется расчетом размерной цепи. Существенным фактором технологичности конструкций для сборки является наличие удобных сборочных баз, которые должны совпадать с конструктивными базами. В этом случае процесс сборки будет обладать стабильностью, надежностью и иметь наименьшую трудоёмкость. Как указывалось выше, достижение размеров указанных на чертеже (рис. 1), выполняется вручную. Для автоматического получения сочетания размеров $L=1140^{+1}_{-3}$ мм с L_{-2} справа и L_{-2} слева при отсутствии в осевом направлении конструктивных и сборочных баз, необходимо провести проверку расчетом размерной цепи. Размеры L_{-2} пр и L_{-2} лев измерить практически нельзя

На рис. 1 внизу показана схема размерной цепи собранной колесной пары, где замыкающим звеном являются размеры L_1 и L_2 .

При расчете размерной цепи методом максимум-минимум получим:

Максимум (+)	Минимум (-)
0.00	2.00
1.00	1.00
0.00	2.00
3.00	1.00
$\Sigma 4.00$	$\Sigma 6.00$

Из расчета видно, что абсолютная суммарная величина суммарного допуска на размеры $L_{-2 \text{ лев}}$ и $L_{-2 \text{ прав}}$ равна 10 мм. Таким образом, неравенство этих размеров может достигать 5 мм, что не удовлетворяет техническим условиям. Расчет этой размерной цепи на основе теории вероятностей и математической статистики, при коэффициенте относительного рассеяния $K=1,4$ и относительной асимметрии $\alpha = 0$

$$\Delta_{n.k} = \sum_{os} \Delta_{os} - \sum_{ot} \Delta_{ot} \pm \sqrt{\sum K_i^2 T_9^2} = \Delta_{ok} \pm T_k,$$

где $\Delta_{n.k}$ – придельные отклонения замыкающего звена

Δ_{os} и Δ_{ot} – координаты средин полей допусков увеличивающих и уменьшающих составляющих звеньев цепи

Δ_{ok} – координата середины поля допуска замыкающего звена

T_i – половина абсолютной величины допуска i -го составляющего звена;

T_k – половина абсолютной величины поля допуска замыкающего звена.

В нашем случае

$$\Delta_{\pi} = (-1+0-1) -(1) \pm 1.4 \sqrt{1^2 + 1^2 + 1^2 + 2^2} = -1 \pm 3,7 \text{ мм.}$$

Отсюда:

верхнее отклонение допуска замыкающего звена будет: $ВО = - 1 + 3.7 = 2,7 \text{ мм};$

нижнее отклонение допуска замыкающего звена будет: $НО = - 1 - 3.7 = 4,7 \text{ мм.}$

Суммарная абсолютная величина допуска для размеров $L_{=2 \text{ лев}}$ и $L_{-2\text{пр}}$ равна 7,4 мм, а половина будет 3,7 мм. Таким образом, и эта величина не обеспечивает технических условий. Следовательно, полная взаимозаменяемость невозможна и ориентироваться на один из торцов, как конструкторскую базу (как показана расстановка размеров на чертеже) нельзя. Для того, чтобы удовлетворить технические условия чертежа, за конструкторскую базу необходимо взять середину оси.

При переходе сборки колесной пары на сборку с термовоздействием (нагревом колеса с последующей свободной насадкой колеса на ось) процесс сборки легко поддается автоматизации на сборочно-разборочном стенде (рис. 2).

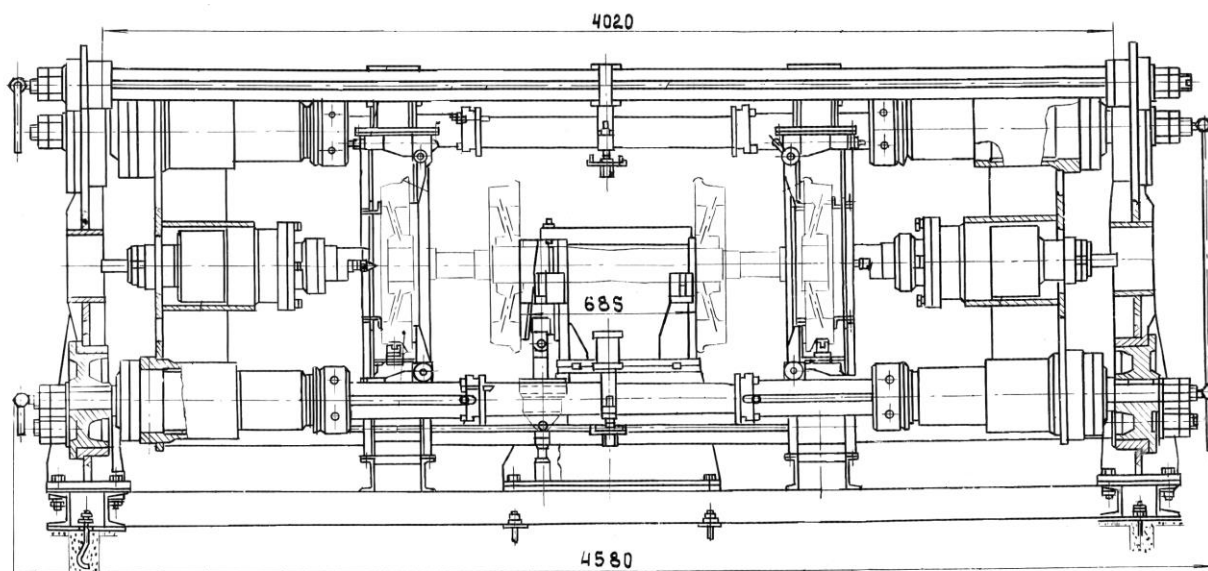


Рис 2 – Сборочный п/а колесных пар Патент № 69232 25.04.2012

Таблица 1 – Деформации обода колеса в результате нагрева

Количество колес в партии	Температура нагрева колеса $t, ^\circ\text{C}$	Средняя деформация обода колеса, $\Delta_t, \text{мм}$	Упругая деформация	Время схватывания, $T, \text{мин.}$	Сползание колеса, $\Delta_c, \text{мм}$
10	220 - 230	2.5	0035	5	0.7
10	240 - 260	2.6	0045	8	0.6
9	260 - 280	2.6	0.035	5	0.5
11	280 - 300	2.8	0.045	6	0.5
12	300 - 320	2.9	0.04	7	0.5
$\Sigma 52$	$\Sigma 270$	$\Sigma 2,68$	$\Sigma 0.04$	$\Sigma 0.62$	$\Sigma 0.56$

Для настройки полуавтомата сборки необходимо выдержать сборочные размеры $L=1140^{+1}_{-3}$ мм между внутренними торцами ободов колес и размеры $L_{\text{2лев}}$ и $L_{\text{2пр}}$ «выхода». Так как при сборке с термовоздействием колеса от нагревания деформируются, то настроечный размер на стенде (расстояние между упорами) должен учитывать отклонения, вызванные деформацией. В результате экспериментальных исследований (табл. 1) были получены величины деформаций:

- Δ_t – средняя деформация обода колеса при нагревании – 2,75 мм;
- Δ_δ – упругая деформация в пересчете на средний натяг – 0,04 мм;
- Δ_c – величина сползания колеса до момента схватывания – 0,6 мм.

На основании проведенных исследований деформаций колес в результате их нагрева и осуществления сборки с гарантированным натягом, получена формула для настройки сборочного полуавтомата сборки колесных пар

$$L = l + 2(\Delta_t + \Delta_\delta + \Delta_c) = 1439 + 2 \cdot (2.7 + 0.04 + 0.56) = 1445,6 \text{ мм}$$

Точность установки упоров ± 3 мм, округляя размер 1445,6 до 1446 мм.

Выводы

- При сборке с термовоздействием для получения точной размерной взаимосвязи деталей в сборочном узле, необходимо учитывать деформации, которые возникают в процессе нагрева собираемых деталей.
- Автоматическая сборка на сборочных автоматах возможна только при условии полной взаимозаменяемости, которая возможна, когда допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих звеньев и, в тоже время, допуски составляющих звеньев должны находиться в пределах экономической точности механической обработки данного производства.
- Приведенный в статье расчет размерной цепи при сборке колесной пары определил конструкторскую базу, при которой сборка возможна с полной взаимозаменяемостью.
- Проведенные исследования по выявлению размерных деформаций колеса позволили определить настроечный размер на полуавтомате сборки, что обеспечит точность сборки узла колесной пары.

Список использованных источников:

1. Андреев Г. Я. Тепловая сборка в машиностроении : монография / Г. Я. Андреев ; науч. ред. Н. К. Резниченко ; Укр. инж.-пед. акад. – Харьков : [б. и.], 2011. – 350 с.
2. Малицкий И. Ф. Индуктор с петлевой катушкой для одновременной разборки двух колес / И. Ф. Малицкий, М. Ю. Коваленко // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Х., 2008. – Вип. 2. – С. 128–133.
3. Андреев Г. Я. Тепловая сборка колесных пар / Г. Я. Андреев. – Харьков: Изд-во Харьк. ун-та, 1965. – 227 с.

4. Иванов В. В. Технологичность конструкций – резерв производства / В. В. Иванов. – Харьков,: Прапор, 1968. – 83 с.

Малицкий И.Ф., Чернятина Е.В. «Методика наладки полуавтомата сборки колесной пары рельсового транспорта».

В статье рассмотрен и предложен метод наладки полуавтоматической сборки колесной пары подвижного состава железнодорожного транспорта. Приведены расчеты размерной взаимосвязи деталей колесной пары и определение настроечного размера полуавтомата сборки колесной пары.

Ключевые слова: сборка, ось, колесо, тепловая деформация колеса, размерная цепь, настроечный размер.

Малицький І.Ф. Чернятіна О.В. «Методика наладки напівавтомата складання колісної пари рейкового транспорту».

В статті розглянуто і пропонується метод наладки напівавтоматичного складання колісної пари рухомого складу залізничного транспорту. Приведені розрахунки розмірного взаємозв'язку деталей колісної пари і визначення налагодженого розміру напівавтомата складання колісної пари.

Ключеві слова: складання, ось, колесо, теплова деформація колеса, розмірний ланцюг, розмір налагодження.

Malickij I.F., Chernjatina E.V. “Methods of adjustment of semiautomatic assembly of rail transport 's wheel pair”.

The article presents the method of adjustment of semi-automatic assembly of rail transport's wheel pair. Calculations of dimensional interrelation of details of wheel pair and determination of the adjusting size of a semiautomatic assembly of wheel pair are given.

Key words: assembly, axis, wheel, thermal deformation of a wheel, dimensional chain, adjusting size.

Стаття надійшла до редакції 17 вересня 2012 р.

©Мартинів А.П., Тріщ Р.М.

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ НОРМУВАННЯ ТОЧНОСТІ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВИРОБІВ У МАШИНОБУДУВАННІ

1. Постановка задачі

Вступ України до Світової організації торгівлі (СОТ) має покращити, перш за все, структуру експорту на користь високотехнологічної конкурентоспроможної машинобудівної продукції з високим рівнем якості.

Поняття якості для виробників машинобудівної продукції пов'язане, в першу чергу, з забезпеченням геометричної взаємозамінності складаних одиниць виробів на основі нормування в креслениках геометричних параметрів поверхонь деталей з врахуванням відповідних стандартів [1, 2].

У машинобудівному виробництві стандарти відіграють велику роль, що обумовлено значним ускладненням конструкцій машин, устаткування і механізмів, автоматизацією технологічних процесів і керування самими машинами, підвищенням вимог до їх надійності, довговічності, точності й економічності. Стандарти дозволяють забезпечити взаємозамінність вузлів машин при їх виготовленні й в експлуатації. У зв'язку з цим підвищуються вимоги до рівня підготовки фахівців в галузі нормування геометричної точності на основі сучасних стандартів.

Метою роботи є моніторинг шляхів поліпшення системи навчання методам нормування геометричних параметрів поверхонь деталей, перш за все, з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання», що є однією з найважливіших дисциплін, які вивчають студенти всіх спеціальностей напрямку «Інженерна механіка».

2. Особливості дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація, та технічні вимірювання»

При розробці креслярської і технологічної документації, пов'язаної з вибором необхідної точності поверхонь і шорсткості, обґрунтуванням посадок з урахуванням технологічних особливостей оброблення, вибором контрольно-вимірювальних засобів, розрахунком розмірних ланцюгів і, особливо, з обґрунтованим нормуванням відхилень форми і розташування необхідно враховувати стан стандартизації, оскільки це, в першу чергу, формує якісні показники машинобудівних виробів і їх конкурентоспроможність. Тому кваліфікація фахівця значною мірою залежить від якості підготовки його з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація, та технічні вимірювання».

Основна мета вивчення дисципліни – навчити майбутніх фахівців правильно призначати і позначати в креслениках допуски, посадки, шорсткість і інші технічні вимоги у відповідності зі службовим призначенням деталей і вузлів, грамотно користатися відповідними стандартами, правильно уявляючи при цьому методи і засоби контролю, а в багатьох випадках і технологічні методи досягнення при виготовленні точності. Таким чином закладається фундамент інженерного мислення в галузі проектування, виготовлення й контролю конкурентоспроможної продукції.

Зазначимо, що, на відміну від більшості інших дисциплін, у розглядуваному курсі надзвичайно важливо спочатку засвоїти, зрозуміти основні положення, терміни і визначення, а також фундаментальні передумови створення систем допусків і посадок.

Складність дисципліни також в органічному зв'язку розглядуваних положень і технічних рішень з питаннями, що відносяться до виконання виробом службового призначення та технології його виготовлення і складання (найчастіше тут, висловлюючись мовою філософії, має місце «закон єдності і боротьби протилежностей»), а також до контролю готової продукції, забезпеченню її якості й конкурентоспроможності. Багатьох з цих питань

студенти до цього не вивчали. На жаль, у підручниках і посібниках цей взаємозв'язок здебільшого не висвітлюється.

Наприклад, фахівцям з виготовлення деталей добре відомо, що при розробці креслеників деталей, як правило, поля допусків розмірів усіх зовнішніх і внутрішніх поверхонь задають в «тіло», а саме: зовнішніх від нульової лінії в «мінус», а внутрішніх в «плюс» (таким чином побудовані в стандарті ISO також система отвору і система валу для створення посадок: у основного отвору нижній відхил, а у основного валу – верхній відхил дорівнюють 0).

Принципову доцільність такого способу проставляння допусків можна продемонструвати на основі досягнення, при виготовленні деталей, точності розмірів за методом пробних проходів і промірів. Такий метод широко застосовується в одиничному і дрібносерійному виробництві, а в серійному і масовому виробництві використовують іноді при налаштуванні верстата на виготовлення партії однотипних деталей, а також при шліфуванні (метод дозволяє компенсувати знос абразивних інструментів, який викликає втрату точності).

На рис. 1, як приклад, представлені схеми отримання остаточного (дійсного) діаметру валу при виготовленні його за цим методом за варіантів нормування полів допусків: в «мінус» і в «плюс».

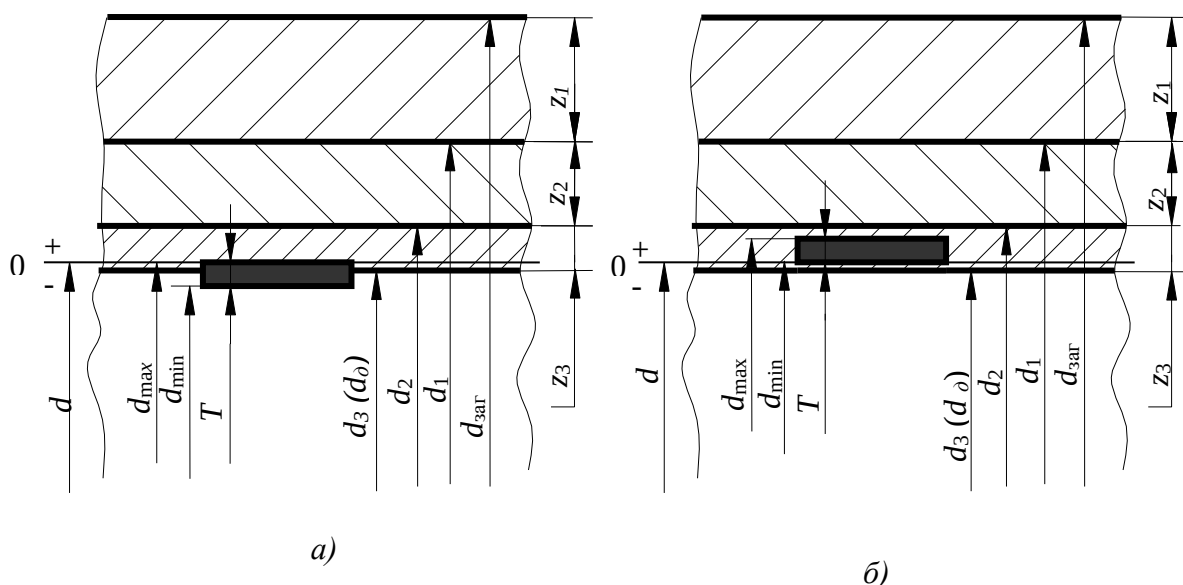


Рис. 1 – До порівняння нормування полів допусків валів

В результаті послідовних трьох проходів зі зняттям припусків z_1, z_2, z_3 діаметр валу зменшується від розміру заготовки $d_{заг}$ до остаточного (дійсного) діаметру d_d . Хоч оператор знає, що останній не повинен виходити за граничні розміри d_{max} і d_{min} , психологічно він орієнтується на номінальний розмір d . Проте цей розмір одночасно в першому випадку є найбільшим граничним, тобто, відповідним максимуму матеріалу, а в другому – найменшим граничним, який є сусіднім з непоправним браком.

Неважко побачити, що при послідовному зменшенні розміру оброблюваного валу велика ймовірність настання події, коли дійсний розмір валу буде придатним при нормуванні точності за першим варіантом, де номінальний розмір (а разом з ним і найбільший граничний) є сусіднім з поправним браком і з'являється пізніше, ніж за другим варіантом.

Аналогічною є картина при обробленні отвору, коли його остаточний розмір отримують в результаті послідовного збільшення діаметру в результаті декількох проходів і тому тут, навпаки, поле допуску задають в «плюс» (тобто, теж в «тіло»). Це особливо важливо для розмірів точних поверхонь деталей, наприклад, для так званих виконавчих розмірів граничних калібрів, значення яких розраховують з точністю до 0,5 мкм. У «тіло» проставляють також операційні технологічні розміри при обробленні поверхонь, які потім «зникають» під час зняття припуску.

Що стосується розмірів, які не відносяться до отворів або валів (уступи, глибини отворів, висоти виступів, відстані між осями отворів і ін.), то, як показує досвід технології машинобудування, з тією ж метою – зниження ймовірності появи браку для них необхідно призначати симетричні поля допусків.

Слід зазначити, що розглядувана дисципліна, як ніяка інша, являє собою досить динамічну систему, оскільки одні стандарти змінюються (в нормативні документи і стандарти регулярно вносяться доповнення і зміни), інші скасовуються, треті взагалі вперше розробляються.

3. Аналіз нормативних документів з нарядування геометричних величин

Наразі формування геометричних параметрів поверхонь має реалізовуватися на основі новітніх стандартів, гармонізованих з міжнародними стандартами GPS, що розробляються з кінця 90-х років за рахунок перегляду старих і розробці комплексу нових взаємопов'язаних стандартів спеціально створеним Технічним Комітетом ISO/TK 213 «Розмірні і геометричні вимоги до виробів і їх перевірка». Така робота проводиться з врахуванням важливості вирішення проблеми подальшої економічної інтеграції країн-виробників на сучасному етапі розвитку промисловості, з метою забезпечення технічної і інформаційної сумісності, однозначного тлумачення і реалізації вимог точності і взаємозамінності продукції.

Серія стандартів GPS (Geometrical product specification — геометричні вимоги до виробів), охоплює усі стадії нормування і контролю геометричних параметрів, що визначають точність виробів і включає 6 ланок: правила встановлення вимог в креслениках; допуски; описування дійсної геометрії елементів; методи вимірювань; вимоги до засобів вимірювань; методи калібрування (перевірки) засобів вимірювань.

При розробці цих взаємопов'язаних міжнародних стандартів виходять з того, що геометричні елементи існують у трьох «світах» [2]:

- світ технічних вимог в кресленику з потрібною кількістю зображень майбутнього виробу у відповідності з уявленням конструктора;
- світ виробу, фізичний світ, де ці технічні вимоги відтворюються;
- світ приймання, де зображення даного виробу реалізовано через обмірювання його зразків вимірювальними приладами.

Тому на протязі всього терміну навчання майбутніх фахівців потрібно забезпечити технічну і інформаційну сумісності, однозначне тлумачення і реалізацію вимог точності і взаємозамінності продукції.

Натомість, як показує досвід машинобудування, останніми роками реалізація деяких положень, які безпосередньо відносяться до проблеми конкурентоспроможності, затрудняється тим, що багато стандартів, тотожні вказаним стандартам ISO, вводяться в Україні на альтернативних

засадах разом з іншими чинними нормативними документами (здебільшого це міждержавні стандарти – ГОСТ).

Це можна проілюструвати на підходах до нормування допусків розмірів вільних поверхонь (тобто тих, що не спряжуються). Допуски цих поверхонь обумовлюють їх загальним записом в кресленику, тобто, без спеціального (індивідуального) вказування допусків (граничних відхилів) біля номінальних розмірів.

Сьогодні в технічній документації підприємств України допуски на вільні розміри поки що (насамперед при постачаннях продукції в країни СНД) вказують відповідно до ГОСТ 25670-83, де вони названі невказаними граничними відхилами (цей варіант нормування точності таких розмірів наводиться також у підручниках і посібниках).

Згідно цього стандарту для лінійних розмірів невказані граничні відхили призначають або за 12...17 квалітетами за ГОСТ 25346-82 і ГОСТ 25348-82, або на основі 4-х спеціальних класів точності невказаних граничних відхилів, встановлених в ГОСТ 25670-83. Допуски тут, що позначають відповідно t_1 , t_2 , t_3 , t_4 , отримані грубим округленням допусків по 12, 14, 16 і 17-у квалітетах для укрупнених інтервалів номінальних розмірів.

Згідно ГОСТ 25670-83, можливі чотири варіанти призначення граничних відхилів розмірів вільних поверхонь, один з яких, найбільш поширений, представлений нижче на прикладі 14-го квалітету точності за ГОСТ 25346-82 і середнього класу точності t_2 за ГОСТ 25670-83:

$$H14, h14, \pm \frac{IT14}{2} \text{ (або } H14, h14, \pm \frac{t_2}{2} \text{)}.$$

Цей запис у кресленику означає, що, як і у випадку спряжених поверхонь, поля допусків тут призначені для зовнішніх і внутрішніх поверхонь в «тіло», а для інших – симетричні. Натомість в Україні чинні ДСТУ ISO 2768-1–2001 та ГОСТ 30893.1–2002, що інакше регламентують призначення допусків розмірів вільних поверхонь.

Принципова різниця між нормуванням допусків таких розмірів за ГОСТ 25670-83 (і, отже, за ГОСТ 25346-89 і ГОСТ 25348-82) і за ДСТУ ISO 2768-1 (ГОСТ 30893.1-2002) полягає в тому, що за першим варіантом поля допусків валів і отворів призначають, як і для спряжених розмірів поверхонь з'єднань, в «тіло», а за ДСТУ ISO 2768-1 (ГОСТ 30893.1-2002) – симетричними для усіх видів розмірів. Останній варіант можна пояснити тим, що при виготовленні поверхонь грубих квалітетів точності, ймовірність появи браку, на відміну від спряжуваних (точних) поверхонь, як це показано вище, незначна.

Слід також зазначити, що при призначенні для вільних розмірів допусків за ГОСТ 25346-89 можуть виникнути розбіжності між контролером ВТК і виробником. Наприклад, для шийки валу $\varnothing 120$ мм допуск IT 14 складає 0,87 мм і, отже, для визначення її дійсного діаметра необхідно використовувати засіб вимірювань з ціною поділки не більше 0,01 мм (наприклад, мікрометр, індикатор годинникового типу або сучасний штангенциркуль з такою ж ціною поділки). Але якщо такою деталлю є штамповка або литво, то наведені вище вимірювальні засоби часто не можуть бути використані через нерівності і дефекти поверхонь цих заготовок. До того ж для розмірів з такими квалітетами згідно РД 50-98-86 в принципі можуть застосовуватися контрольні-вимірювальні засоби з ціною поділки 0.05 мм.

Тому в таких випадках прийнятніше задавати допуски спеціальними класами точності граничних відхилів, встановлених ГОСТ 25670-83, в якому значення допусків округлені, а інтервали номінальних розмірів збільшені. Стосовно розглянутої деталі буде заданий допуск, близький до квалітету 14, тобто, по класу точності «середній», що для $\varnothing 120$ мм складає 0,6 мм і, отже, для вимірювання в цьому випадку можна використовувати штангенциркуль з відліком по ноніусу 0,1 мм.

Аналогічні переваги одержуємо при застосуванні класів точності за ДСТУ ISO 2768-1-2001. Згідно концепції цього стандарту відносно призначення основних допусків збільшення числових значень порівняно з наведеними в його таблицях не дає зниження собівартості виготовлення. Наприклад, для

підприємства не представляє ніяких труднощів виготовлення поверхні валу $\varnothing 100$ мм з допуском (граничними відхилами) за середнім класом m, тобто $\pm 0,3$ мм, і немає ніяких переваг при призначенні тут більших граничних відхилів, наприклад ± 1 мм.

Проте, як виняток з цього положення, можуть бути окремі випадки, коли призначення більших значень допусків, ніж основні за ДСТУ ISO 2768-1, може призвести до економії на стадії виготовлення (наприклад, глибина свердління глухих отворів у разі сумісного виготовлення деталей в зборі). У цих варіантах граничні відхили із збільшеним допуском слід вказати індивідуально, тобто поряд з номінальним розміром.

Нарешті, згідно ДСТУ ISO 2768-1-2001, якщо в кресленнику немає спеціальних вказівок, то деталь з вимірним розміром елементу, що вийшов за межі поля допуску, не повинна бракуватися, якщо цей відхил не викликає погіршення її функціонування (таке трактування приймання готової деталі не наводиться ні в одному з міждержавних стандартів).

Ще більш суттєвими є розбіжності в нормуванні в технічній документації для розглядуваних поверхонь допусків форми і розташуunku, що здійснюється з урахуванням діючих в Україні стандартів ISO, перш за все, ДСТУ ISO 2768-2-2001. Числові значення основних допусків форми і розташуunku встановлені в цьому стандарті за трьома класами точності, які по суті характеризують різні рівні звичайної виробничої точності, що досягається без застосування додаткового обробляння методами підвищеної точності. Клас точності вибирають з урахуванням функціональних вимог до деталі і можливостей виробництва. Вважається, що збільшення допусків вище вказаних значень, що відповідають нормальній точності виробництва, не дає переваг під час виготовлення.

Не вдаючись до подробиць стандарту ISO, зазначимо лише, що він суттєво відрізняється від ГОСТ 25069-81, за яким підприємства нині нормують точність форми та розташуunku вільних поверхонь. Якщо ці допуски використовують спільно з основними допусками розмірів за ДСТУ ISO 2768-1-

2001, то в технічних вимогах роблять запис, вказуючи класи допусків, як розмірів, так і форми і розташунок, наприклад: ISO 2768 – mK

Якщо основні допуски розмірів за ДСТУ ISO 2768-1-2001 не будуть використані, то відповідна буква пропускається, наприклад: ISO 2768-K

У випадках, коли в кресленику вимога до охоплення $\textcircled{E}$ також застосовується, то до основного позначення додається E, наприклад: ISO 2768 – mK – E.

Вирішення задачі забезпечення якості виробів незмінно пов'язане з проблемою підвищення якості поверхонь з'єднань деталей, оскільки від їх стану значною мірою залежать експлуатаційні властивості і довговічність машин.

Що стосується якості поверхневого шару, то її геометричними характеристиками наразі вважають макрогеометричні відхилення (відхилення форми), що проявляються на великих ділянках реальної поверхні деталей, мікрогеометричні відхилення (шорсткість), субшорсткість, а також хвилястість, яка займає проміжне положення між відхиленнями форми і шорсткістю поверхні.

В Україні питання, що відносяться до шорсткості поверхонь, регламентують на альтернативних засадах як чинні міждержавні стандарти (ДСТУ 2413-94, ГОСТ 25142-82 і ін.), що, в основному, відповідають минулому стандарту ISO 4287 (видання 1984 р.), так і стандарти, що є тотожними новим стандартам, наприклад, ISO 4287 (видання 1997 р.), тобто, ДСТУ ISO 4287-2002. Аналіз чинних стандартів доводить значну різницю в підходах цих двох груп стандартів до термінів, положень щодо характеристик мікрогеометрії поверхонь.

Хвилястість займає проміжне положення між відхиленнями форми і шорсткістю. Шорсткість поверхні деталі до певної міри впливає на дійсне значення вимірюваного розміру. Її вплив особливо помітний, якщо поверхня деталі після виготовлення має значення шорсткості сумірне з величиною допуску. Цю обставину у багатьох випадках доводиться враховувати при виборі контрольно-вимірювальних засобів.

Так, згідно РД 50-98-86 [3], що регламентує методику вибору універсальних засобів контролю лінійних розмірів до 500 мм, при визначенні граничної похибки вимірювання враховується, в числі інших чинників, також і шорсткість вимірюваної поверхні. Наприклад, гранична похибка вимірювання індикаторним нутроміром НІ за ГОСТ 9244-75 (з використанням вимірювальної голівки з ціною поділки 0.001 і 0.002 мм) при контролі отворів діаметром від 50 до 80 мм з шорсткістю вимірюваної поверхні 0,32 мкм складає 4,5 мкм, а з шорсткістю 1,25 мкм – 6,5 мкм (за інших рівних умов). З цієї причини відповідно до наведеного РД вказаний вимірювальний засіб може бути застосований в першому випадку для контролю даних отворів 6-го квалітету, а в 2-му випадку – тільки 7-го квалітету точності.

Щодо хвилястості, то, як показує досвід машинобудівних підприємств, поки що її характеристики, як правило, не вказують; тим більше, що до останніх років вони були нестандартизованими і встановлювались тільки рекомендаційним документом РС 3951.

Принагідно зауважити, що фізично обґрунтованої, а тим більше природної фізичної межі між хвилястістю і шорсткістю не існує, і підхід до розподілу обох видів відхилів поверхні від ідеальної (номінальної) поверхні по співвідношенню кроку і висоти нерівностей склався в результаті розвитку техніки вимірювань[4], За вибраної базової довжини за допомогою різного виду частотних фільтрів (механічних, електричних тощо) автоматично виділяються шорсткість і хвилястість із загальної сукупності нерівностей.

Тому терміни та визначення і, перш за все, поняття профілів поверхні, в зазначених стандартах GPS (передусім, ДСТУ ISO 4287-2002) пов'язані з характеристиками пропускання шорсткості і хвилястості профілів поверхні. Набір показників шорсткості тут також суттєво відрізняється від тих, що регламентуються міждержавними стандартами.

Згідно ГОСТ 2789-73, при нормуванні шорсткості поверхні до останнього часу в країнах СНД перевага віддавалася (причому і для найбільш гладких і для найбільш грубих поверхонь) параметру Ra, який

більш інформативно, ніж параметри R_z або R_{max} , характеризує відхилення профілю, оскільки на відміну від останніх, визначається по всіх точках (або достатньо великому числу точок) профілю.

Однак такі рекомендації значною мірою були зумовлені відсутністю зручних у користуванні в цехових умовах вимірювальних засобів контролю R_z і R_{max} . Стандарт ISO 4287-1 не містить вказівок про перевагу параметра R_a , і більшість переносних (в тому числі і портативних) зарубіжних і вітчизняних вимірювальних засобів нині однаково просто і точно вимірюють як всі висотні параметри так і інші, регламентовані міжнародними та національними стандартами.

В розглядуваному новому стандарті, R_z (висота нерівностей профілю за десятьма точками), що регламентується ISO 4287-1:1984 та відповідними описаними вище міждержавними стандартами, відсутня, а позначення R_z використано для максимальної висоти шорсткості профілю (на відміну від позначення R_{max}). З огляду на це, в ДСТУ ISO 4287 – 2002 є застереження відносно неприпустимості застосування приладів, що вимірюють колишній параметр R_z , для контролю параметра за новим стандартом з таким же позначенням, бо різниця між результатами, отриманими на різних типах приладів, може бути суттєвою.

На жаль, як показує, практика важкого машинобудування, в нормативно – технічній документації, як правило, не лише не нормуються жоден з додаткових характеристик шорсткості, але навіть з основних параметрів, що регламентуються ГОСТ 2789-73, обмежуються тільки призначенням величин R_a або R_z , причому без вказівки на пряму нерівностей. У СТП одного з найбільших підприємств прямо зазначається: «Вимоги до шорсткості поверхні встановлюються шляхом вказівки максимального числового значення параметра R_a або R_z . Базова довжина не вказується. Інші параметри, з числа передбачених ГОСТ 2789-73 можуть застосовуватися в обґрунтованих випадках за узгодженням з відділами головного технолога і головного метролога».

Зрозуміло, що нормування інших параметрів мікронерівностей зажадає технологічного і відповідного метрологічного забезпечення. В новому стандарті ДСТУ ISO 12085-2001 наведені також чіткі рекомендації з призначення параметрів структурних елементів, виходячи з функцій поверхонь.

Встановлення в креслениках вказаних технічно обгрунтованих і економічно доцільних допусків на геометричні параметри нерівностей поверхонь дозволить гарантувати якість з'єднань машин і сприяти підвищенню конкурентоспроможності виробів.

Зазначимо, що наразі в міжнародній практиці не застосовуються терміни «добровільна стандартизація» і «обов'язкова стандартизація», а використовується поняття «добровільне використання стандартів». Принцип добровільного застосування коректно сформульований в документах ЄС записом «рекомендуються до застосування» [5].

Принагідно зауважити, що навіть сертифікація згідно зі стандартами ISO 9000, незважаючи на притаманну важливість і авторитетність заходу взагалі не є обов'язковою вимогою до виробників. Навіть в промислово розвинених країнах вона є обов'язковою (за законом) тільки для підприємств у військовій і аерокосмічній галузях, а також у тих небагатьох областях, від продукції якої залежить життя людей. Цей сертифікат засвідчує приналежність підприємства до цивілізованого ділового світу, не кажучи вже про те, що системи якості багатьох підприємств вимагають існування сертифікованих систем у постачальників [6].

Що стосується стандартів на основні норми взаємозамінності, то більшість їх положень є рекомендованими (це тільки в державних стандартах колишнього Союзу в умовах командно-адміністративної системи вони носили обов'язковий характер, для чого в стандарті наводився запис «Недотримання стандарту переслідується за законом»). Натомість не слідувати цим рекомендаціям в більшості випадків було б також нерозумно, оскільки, як правило, це призвело б до зниження рівня взаємозамінності, підвищення витрат як у виробника, так і в замовника, а у багатьох випадках і до зниження якості.

Ці стандарти дозволяють досягати оптимального ступеня впорядкованості, оскільки їх положення об'єктивно засновані на численних розрахунках, багаторічних дослідженнях і відображають, якщо можна так висловитися, «філософію» і діалектику єдності і боротьби протилежностей, якими в певній мірі є етапи проектування машин, з одного боку, і технології обробляння, складання і контролю виготовлення виробів, з іншого боку. До того ж ці документи розробляються за участю всіх зацікавлених сторін і з урахуванням інтересів суспільства в цілому.

Зате оптимальний рівень взаємозамінності і якості конкретного виробу чи складаної одиниці встановлює сам виробник з урахуванням техніко-економічної доцільності. Крім того, в стандартах зазвичай негативні показники приводять у формі: «не більше ...», а позитивні – «не менш ...», що не виключає принципову можливість виробляти продукцію більш високої якості, ніж у відповідності зі стандартами, і таким шляхом підвищити її конкурентоспроможність.

З урахуванням чинності в Україні альтернативних стандартів необхідно пояснювати слухачам, наприклад, що замість відхилів циліндричності, які представлені у всіх довідкових посібниках, потрібно нормувати та вимірювати відхилення круглості і профілю поздовжнього перерізу, якщо виготовляються підшипникові вузли відповідно до ДСТУ ГОСТ 3325-85 або відхилення круглості, паралельності і прямолінійності твірної, якщо ці вузли виготовляються відповідно до стандартів ISO 1101, ISO 5459, ISO 8015.

Важливо розробити підручники та навчальні посібники, які б з урахуванням вказаних особливостей дисципліни та у зв'язку з переходом до ринкової економіки сприяли різкої зміни у майбутніх конструкторів і технологів відношення до забезпечення взаємозамінності та нормуванню точності як одного з найважливіших параметрів якості машинобудівної продукції, все більше стає визначальним фактором конкурентоспроможності товарів.

Висновки

1 Представлений сучасний стан нормування геометричних параметрів в технічній документації з врахуванням стандартів на основні норми взаємозамінності, який має враховуватись в процесі навчання майбутніх фахівців в галузі взаємозамінності і нормування точності виробів та виховання майбутніх виробників конкурентоспроможної продукції.

2 Вирішення проблеми формування геометричних параметрів поверхонь і забезпечення якості виробів треба розглядати з урахуванням національних стандартів, гармонізованих з новітніми міжнародними стандартами GPS, що введені в Україні на альтернативних засадах разом з іншими чинними нормативними документами. У зв'язку з цим необхідно переглянути всю навчально-методичну літературу з точки зору повноти і ефективності використання цих стандартів.

3 На протязі всього терміну навчання майбутніх фахівців потрібно забезпечити безперервне інформаційне забезпечення щодо положень стандартів і сучасних методів нормування, технічну і інформаційну сумісності, однозначне тлумачення і реалізацію вимог точності і взаємозамінності виробів.

4 Для придбання у студентів навичок проектування в ринкових умовах конкурентоспроможної продукції із забезпеченням високої якості за параметрами геометричної точності на сучасному етапі розвитку машинобудування методичні положення підручників і навчальних посібників з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація, та технічні вимірювання» мають бути переглянуті з введенням відповідних основних відомостей з технологічних можливостей процесів виготовлення деталей.

Список використаних джерел:

- 1 Арпентьев Б. М. Особенности систем управления качеством механоскладального производства / Б. М. Арпентьев, Р. М. Трищ // Стандартизация, сертификация, качество. – 2005. – № 1 – С. 68–72.
- 2 Мартынов А. П. Геометрическая взаимозаменяемость соединений на основе процессного подхода по ISO 9001:2009 / А. П. Мартынов // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. пр. – Краматорськ, 2011. – Вип. 28. – С. 235–243.
- 3 РД 50–98–86 Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм (по применению ГОСТ 8.051–81). - М.: Изд-во стандартов, 1987. – 84 с.
- 4 Машиностроение : Энциклопедия. Технология изготовления деталей машин Т. III-3 / А. М. Дальский [и др.]; под общ. ред. А. Г. Суслова. – М.: Машиностроение, 2002. – 840 с. – ISBN 5–217–01958–1.
- 5 Юзьків Я. Узагальнена оцінка ситуації у сфері стандартизації та суміжних видів діяльності / Я. Юзьків, О. Цициліано // Стандартизація, сертифікація, якість. – 2008. – № 3. – С. 25–39.
- 6 Друзюк В. Управління якістю – інвестиція в майбутнє / В. Друзюк, О. Федак // Стандартизація, сертифікація, якість. – 2009. – № 1. – С. 51–54.

Мартинов А.П., Трищ Р.М. «Аналіз сучасного стану нормування точності геометричних параметрів виробів у машинобудуванні».

Проведено аналіз стану нормативного забезпечення вимог до геометричних параметрів точності виробів у машинобудуванні та виявлено особливості вивчення дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання».

Ключові слова: геометричні параметри, допуск, нормування, якість, конкурентоспроможність, технічне регулювання, модель управління якістю, альтернативні стандарти, нормативна база.

Мартынов А.П., Тришч Р.М. «Анализ современного состояния нормирования точности геометрических параметров изделий в машиностроении».

Проведен анализ состояния нормативного обеспечения требований к геометрическим параметрам точности изделий в машиностроении и выявлено особенности изучения дисциплины «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения».

Ключевые слова: геометрические параметры, допуск, нормирование, качество, конкурентоспособность, техническое регулирование, модель управления качеством, альтернативные стандарты, нормативная база.

Martynov A.P., Trishch R.M. “Analysis of current state normalization accuracy of geometrical parameters in machine-building”.

The analysis of the regulatory requirements to ensure the accuracy of the geometrical parameters of product in machine-building and showed characteristics of study subjects “Interchangeability, standardization and technical dimensions”.

Key words: geometric parameters, access, regulation, quality, competitiveness, technical regulation, a model of quality management, alternative standards, normative base.

Стаття надійшла до редакції 30 листопада 2012 р.

©Мовшович А.Я., Ищенко М.Г., Ищенко Г.И.

НАДЕЖНОСТЬ СИСТЕМЫ УНИВЕРСАЛЬНО–СБОРОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ. КРИТЕРИИ НАДЕЖНОСТИ

1. Введение

Теоретическое исследование вопросов надежности и долговечности системы универсально-сборочных приспособлений (УСП) для изготовления корпусных деталей энергетического оборудования основывается на современных положениях и математических методах теории надежности, использовании статистических методов исследования и применении основ теории вероятности.

Система УСП для механической обработки деталей состоит из большого числа взаимосвязанных между собой элементов. Элементы УСП соединены между собой таким образом, чтобы получить единое целое (компоновку) и обеспечить выполнение одной или нескольких технологических операций.

Поскольку система УСП предназначена для эксплуатации в условиях индивидуального и мелкосерийного производства, то компоновки УСП работают относительно короткий промежуток времени, после чего разбираются на составные части для приспособлений новой конструкции.

Одновременно с их разборкой производится профилактическое обслуживание, во время которого детали проверяются на точность, при необходимости элементы перешлифовываются.

Заявляемый период износа основных элементов УСП составляет 10-12 лет. Поэтому вопрос надежности и долговечности имеет большую роль в соответствии заявленным параметрам.

2. Критерии надежности системы УСП

Надежность системы УСП обуславливается безотказностью, долговечностью и ремонтпригодностью компоновок и входящих в них элементов, способностью обеспечить сохранение ее эксплуатационных показателей в заданных пределах.

Опыт эксплуатации УСП показал, что даже хорошо и правильно собранные компоновки, совершенная технология изготовления элементов, нормальные условия эксплуатации не исключают полностью возникновения отказов.

Для качественного определения надежности системы УСП необходимы критерии надежности. Критерии надежности – это признак, по которому оценивается надежность системы УСП.

В качестве количественных критериев надежности выбраны следующие характеристики:

1. Безотказность работы;
2. Частота отказов;
3. Интенсивность отказов;
4. Среднее время безотказной работы;
5. Коэффициент готовности;
6. Коэффициент отказов;
7. Относительный коэффициент отказов элементов;
8. Коэффициент расхода элементов.

Безотказность работы системы УСП для механической обработки деталей определяется вероятностью того, что в определенных условиях эксплуатации в пределах заданной продолжительности работы отказов не последует.

Обозначим эту характеристику – $P(\tau)$.

Время τ , в течение которого требуется определить безотказность работы системы УСП, обычно равно среднему времени работы одной компоновки УСП.

$$P(\tau) = \frac{N_0 - n(\tau)}{N_0}, \quad (1)$$

где N_0 – число испытываемых компонок;

$n(\tau)$ – число отказов за время τ .

В качестве характеристики надежности системы УСП можно использовать вероятность неисправной работы или вероятность отказов – $Q(\tau)$

$$Q(\tau) = 1 - P(\tau)$$

$$Q(\tau) = 1 - \frac{N_0 - n(\tau)}{N_0} = \frac{n(\tau)}{N_0}. \quad (2)$$

Вероятность безотказной работы $P(\tau)$, как количественная характеристика надежности, характеризует изменения надежности во времени.

Вместе с тем, она характеризует надежность системы УСП только до первого отказа, а поэтому является достаточно полной характеристикой надежности только систем разового использования, т.е. компонок УСП.

Безотказность работы $P(\tau)$ не позволяет определить зависимость между временными составляющими цикла эксплуатации. Это не дает возможности установить, будет ли готова система УСП к действию в данный момент.

Частотой отказов будем считать отношение числа отказавших компонок УСП в единицу времени к числу компонок, первоначально участвующих в испытаниях при условии, что отказавшие компоновки УСП не ремонтируются или заменяются новыми.

$$a(\tau) = \frac{\Delta n(\tau)}{N_0 \cdot \Delta \tau}, \quad (3)$$

где $a(\tau)$ – частота отказов;

$\Delta \tau$ – интервал времени;

$\Delta n(\tau)$ – число компонок отказавших в интервале времени от $\left(\tau - \frac{\Delta \tau}{2} \right)$

до $\left(\tau + \frac{\Delta \tau}{2} \right)$.

Между частотой отказов, вероятностью безотказной работы и вероятностью отказов при любом законе распределения времени возникновения отказов существует следующая зависимость.

$$P(\tau) = \int_{\tau}^{\infty} a(\tau) d\tau = 1 - \int_0^{\tau} a(\tau) d\tau; \quad (4)$$

$$Q(\tau) = \int_0^{\tau} a(\tau) d\tau. \quad (5)$$

Частота отказов наиболее полно характеризует такое случайное явление, как время возникновения отказов. В этом ее большое достоинство как характеристики надежности.

Интенсивность отказов – это отношение отказавших компонок УСП в единицу времени и среднему числу компонок, исправно работающих в данный отрезок времени при условии, что отказавшие компоновки не восстанавливались и не заменялись поправками.

$$\lambda(\tau) = \frac{\Delta n(\tau)}{N_{cp} \cdot \Delta \tau}, \quad (6)$$

где $N_{cp} = \frac{N_i + N_{i+1}}{2}$ – среднее число исправно работающих компонок УСП в интервале $\Delta \tau$;

N_i – исправно работающих компонок в начале интервала;

N_{i+1} – неисправно работающих компонок УСП в конце интервала;

Таким образом

$$\lambda(\tau) = \frac{2\Delta n(\tau)}{(N_i + N_{i+1})\Delta \tau}. \quad (7)$$

Зависимость между интенсивностью отказов, вероятностью безотказной работы и частотой отказов выражаем следующей зависимостью

$$P(\tau) = e. - \int_0^{\tau} \lambda(\tau) d\tau; \quad (8)$$

$$a(\tau) = \lambda(\tau)e^{-\int_0^{\tau} \lambda(\tau)d(\tau)}. \quad (9)$$

Выражение (9) является вероятностным определением интенсивности отказов.

Интенсивность отказов, являясь функцией времени, позволяет наглядно установить характерные участки работы компоновок УСП.

Среднее время безотказной работы определяется как математическое ожидание времени безотказной работы.

Как всякое математическое ожидание случайной величины, среднее время безотказной работы определяется зависимостью

$$\tau_0 = \int_0^{\infty} \tau_a(\tau)d(\tau). \quad (10)$$

Определение среднего времени безотказной работы на статистических данных производится по формуле

$$\tau_0 = \frac{\sum_{i=1}^{\tau_K} n_i \tau_i}{N_0}, \quad (11)$$

где n_i – число образцов, отказавших в i -м интервале;

$\tau_i = \frac{\tau_{i-1} + \tau_i}{2}$ – среднее время i -го интервала;

τ_K – время, в течение которого отказали все N_0 компоновок УСП;

$\Delta \tau$ – выбранная величина интервала времени.

Существует следующая аналитическая зависимость между τ_0 и рассмотренными ниже количественными характеристиками надежности

$$\tau_0 = \int_0^{\infty} P(\tau)d\tau \quad (12)$$

Из этого выражения видно, что среднее время безотказной работы есть площадь под кривой вероятности безотказной работы.

Подставить в выражение (12) вместо $P(\tau)$ его значения мы получили

$$\tau_0 = \int_0^{\infty} e^{-\int_0^{\tau} \lambda(\tau) d\tau} \cdot d\tau \quad (13)$$

Рассмотренные выше количественные характеристики дали возможность произвести оценку надежности системы УСП в процессе эксплуатации.

Однако они не учитывают временных составляющих цикла эксплуатации и, в частности, времени затрачиваемого на профилактические мероприятия и ремонты. Поэтому необходимы дополнительные показатели надежности.

С этой целью вводим следующие коэффициенты надежности.

Коэффициент готовности системы УСП определяется как отношение времени безотказной работы к сумме времени безотказной работы и восстановления, взятых за один и тот же период.

$$K_{\Gamma} = \frac{\tau_p}{\tau_p + t_b}, \quad (14)$$

где K_{Γ} – коэффициент готовности;

τ_p – время безотказной работы компонентов УСП;

τ_b – время восстановления, т.е. время затраченное на профилактику и ремонт.

В τ_b не входит время, затраченное на сборку компонентов и ее хранение.

Из определения коэффициента готовности видно, что он зависит от времени эксплуатации, в течение которого определяется K_{Γ} .

Тогда
$$\tau_p = \tau_{p1} + \tau_{p2} + \dots + \tau_{pn} = \sum_{i=1}^n \tau_{pi}$$

$$\tau_b = \tau_{b1} + \tau_{b2} + \dots + \tau_{bn} = \sum_{i=1}^n \tau_{bi}$$

$$K_{\Gamma} = \frac{\sum_{i=1}^n \tau_{pi}}{\sum_{i=1}^n \tau_{pi} + \sum_{i=1}^n \tau_{bi}} \quad (15)$$

Коэффициент отказов элементов системы УСП есть отношение числа отказов компонок из-за выхода из строя элементов данного типа к общему числу отказов компонок УСП взятых за определенный период времени

$$K_0 = \frac{n_i}{n}, \quad (16)$$

где K_0 – коэффициент отказов элементов;

n_i – число отказов системы УСП из-за элементов данного типа за определенное время;

n – общее число отказов системы УСП за тот же период времени.

При испытании нескольких компонок УСП формула (16) примет следующий вид:

$$K_0 = \frac{\sum_{i=1}^{N_0} n_{ij}}{\sum_{y=1}^{N_0} n_y}, \quad (17)$$

где n_{ij} – число отказов в j -й компоновке, вызванных отказами элементов i -20 типа за определенное время;

n_y – общее число отказов y -ой компоновки за тот же период времени;

N_0 – общее число испытываемых компонок.

Коэффициент отказов K_0 позволит определить, надежность каких элементов целесообразно повысить для повышения надежности системы УСП в целом.

В качестве количественной характеристики надежности системы УСП следует использовать относительный коэффициент отказа элементов.

Относительный коэффициент отказа элементов – это отношение процента отказов системы УСП из-за отказов элементов данного типа, взятых за определенный календарный срок, и процента этих элементов в комплекте.

$$K_{00} = \frac{\frac{n_i}{N_i}}{\frac{N}{Nn_i}} = \frac{n_i N}{Nn_i} \quad (18)$$

В противоположность коэффициенту K_0 , K_{00} учитывает количеству элементов в комплекте УСП, а поэтому более полно характеризуют надежность системы в целом. Он не только характеризует надежность системы УСП, но и даст представление о структуре комплекта УСП.

Коэффициент расхода элементов определяется как отношение числа отказавших и изъятых в процессе профилактических осмотров и ремонтов элементов в единицу времени к общему числу данных элементов в системе УСП.

$$K_3 = \frac{n_i + n_{из.}i}{N_i \cdot \Delta \tau}, \quad (19)$$

где K_3 – коэффициент расхода элементов;

$n_{из.}i$ – число элементов i -20 изъятых за время $\Delta \tau$ в процессе осмотров и ремонтов.

K_3 позволяет определить число элементов, необходимое для нормальной эксплуатации комплекта УСП в течение определенного промежутка времени.

Зная $K_3(\tau)$ можно научно обосновать необходимый состав комплекта УСП.

Выводы

Гибкое производство, как правило, используется для обработки широкой номенклатуры деталей в условиях часто меняющихся изделий. Приспособления, применяемые для оснащения данных производств должны обладать высокой гибкостью. Этому требованию в наибольшей степени отвечают универсально-сборные приспособления.

Такие приспособления, в отличие от специальных неразборных, позволяют базировать и закреплять изделия различной формы и размеров. Однако возникает не менее важный фактор – надежность комплекта УСП.

Предложенные методы позволяют дать оценку надежности системы УСП в процессе эксплуатации с учетом факторов, являющихся определяющими критериями. А также возможность научно обосновать необходимый состав комплекта УСП предприятия.

Список использованных источников:

1. Обратимая технологическая оснастка для ГПС / А. Я. Мовшович, Н. Д. Жолткевич, В. П. Горбулин [и др.]. – К. : Техника, 1992 – 216 с.
2. Жолткевич Н. Д. Универсально-сборные приспособления с пазами 8, 12, 16 мм / Н. Д. Жолткевич, А. Я. Мовшович, И. Ф. Приходько. – М. : ЦНИИ информации, 1982. – 68 с.
3. Стандартные детали и узлы универсально-сборных приспособлений. – М. : Изд-во стандартов, 1978. – 125 с.

Мовшович А.Я., Ищенко М.Г., Ищенко Г.И. «Надежность системы универсально-сборочных приспособлений. Критерии надежности».

Предложенные методы позволяют дать оценку надежности системы УСП в процессе эксплуатации с учетом факторов, являющихся определяющими критериями.

Ключевые слова: универсально-сборочное приспособление, надежность, критерии надежности, механическая обработка.

Мовшович О.Я., Ищенко М.Г., Ищенко Г.И. «Надійність системи універсально-збірних пристосувань. Критерії надійності».

Запропоновані методи дозволяють дати оцінку надійності системи УЗП в процесі експлуатації з врахуванням факторів, які є визначальними критеріями.

Ключові слова: універсально-збірні пристосування, надійність, критерії надійності, механічна обробка.

Movshovich A.Y., Ishchenko M.G. Ishchenko G.I. “Reliability of modular fixture system. Reliability criterions”.

Authors proposed methods that allows to assess the reliability of the modular fixture system during the operating period based on criterions of reliability.

Key words: modular fixture system, reliability, reliability criterions, machining.

Стаття надійшла до редакції 18 грудня 2012 р.

МАГНИТ ГОЛОВКИ НАВЕДЕНИЯ НЗК

1. Введение

Надежность работы носимого зенитного комплекса (НЗК) зависит от способности магнита головки наведения отражать без искажений тепловой луч, исходящий от подлежащего поражению объекта.

Магнит изготавливается из сплава ЮНДК24, имеет сферическую поверхность, полированную до $R_a=0,04$ мкм, которая должна иметь коэффициент отражения «К» не менее 0,9. В связи с тем, что рабочие температуры головки наведения от $(+60^{\circ}\text{C}$ до $(-180^{\circ}\text{C}$, сохранить необходимый коэффициент отражения без специального защитного покрытия не удастся, т.к. даже запотевание сферической поверхности магнита снижает «К» до величин 0,8...0,76.

Экспериментально установлено: заданным условиям отвечает нанесенное вакуумно-плазменным способом покрытие нитрида циркония толщиной до 0,4 мкм и твердостью 19 ГПа, имеющее при установленных перепадах рабочих температур коэффициент отражения $K=0,92$.

2. Основной материал

В общем случае при осаждении покрытий вакуумно-плазменным способом разогрев поверхности для обеспечения надежной адгезии покрытия осуществляется ионной бомбардировкой. Однако несмотря на то, что энергия ионов не превышает 1,7 кэВ, процесс бомбардировки сопровождается растравливанием поверхности, на которую затем наносят покрытие, из-за чего ее шероховатость увеличивается на 1...1,5 класса, а значит и снижается отражающая способность. В связи с этим при нанесении покрытий с высокой

отражающей способностью ионная бомбардировка должна быть исключена, а необходимая для адгезии температура может быть получена благодаря применению стола косвенного подогрева деталей (объемный нагрев). Причем нагрев любого магнитного сплава, как ионной бомбардировкой, так и нагревательными устройствами не должен превышать температуру, выше которой самопроизвольно исчезает намагниченность ферромагнитных областей в ферромагнитном кристалле и ферромагниты переходят в парамагнитное состояние (точка Кюри). В данном случае магнитный сплав ЮНДК24 состоит из 8 % алюминия; 14 % никеля; 3 % меди; 24 % кобальта, остальное железо. Точки Кюри для ферромагнитных материалов сплава ЮНДК24: кобальт – 1121 °С; железо – 769°°С; никель – 364 °С. Кобальт несколько повышает точку Кюри сплава, почему и вводится в состав магнитного сплава не только за счет железа, но и за счет части никеля и алюминия [1]. Тем не менее температура нагрева ЮНДК24 не должна превышать 400 °С...420 °С. При этом покрытие не должно как отслаиваться от подложки, так и не растрескиваться под действием технологических и эксплуатационных напряжений. Это значит, что адгезия покрытия должна быть выше его предела прочности:

$$\sigma_{ад} > \sigma_{\sigma}.$$

Величина σ_{σ} складывается из:

$$\sigma_{\sigma} = \sigma_t + \sigma_{вн},$$

где σ_t – температурные напряжения;

$\sigma_{вн}$ – внутренние (остаточные) напряжения.

Температурные напряжения в покрытии вызываются различием коэффициентов теплового расширения материалов покрытия и подложки. Если принять независимость упругих и тепловых характеристик покрытия и подложки от температуры, напряжения в покрытии определяются из выражения:

$$\sigma_t = \frac{E \cdot E_0 \cdot (\alpha - \alpha_0) \cdot \Delta T}{\frac{h}{H} \cdot E(1 - \mu_0) + E_0(1 - \mu)},$$

где E_0 , μ_0 , α_0 – модуль Юнга, коэффициент Пуассона и коэффициент термического расширения материала подложки;

E , μ , α – то же слоя покрытия;

h – толщина покрытия;

H – толщина подложки.

Остаточные (внутренние) напряжения твердого нитридного покрытия определяются методом двух съемок по формуле:

$$\sigma_{вн} = \frac{E}{1 + \mu} \cdot \frac{d_{\psi=45^\circ} - d_{\psi=0^\circ}}{d_{\psi=0^\circ}} \cdot \frac{1}{\sin^2 \psi = 45^\circ},$$

где E – модуль Юнга химического соединения (покрытия);

μ – коэффициент Пуассона;

$d_{\psi=0^\circ}$ – межплоскостное расстояние при $\psi = 0^\circ$;

$d_{\psi=45^\circ}$ – межплоскостное расстояние при $\psi = 45^\circ$;

(условия съемки под углом, когда $\theta \neq \alpha$);

Угол ψ находится из выражения $\theta - \alpha$,

где θ – брегговский угол отражения CoK_α - излучения;

α – угол скольжения первичного рентгеновского луча относительно плоскости исследуемого образца.

Приняв модули Юнга $E = 400 \text{ ГПа}$, $E_0 = 80 \text{ ГПа}$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,24$, коэффициент температурного расширения $\alpha = 7,24 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, $\alpha_0 = 6,45 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, то внутренние (остаточные) напряжения в покрытии составят величину 1070 МПа, а температурные – 1300 МПа. Тогда предел прочности покрытия нитрида циркония составит величину $\sigma_e = 2370 \text{ МПа}$.

Полученные вакуумно-плазменным способом нитриды циркония имеют структуру, обладающую резко выраженным столбчатым строением с наличием

внедрившихся частиц испаряемого циркония и состоящую из $78,7 \pm 0,8$ % долевой массы металла, что соответствует стехиометрии.

Анализ и расшифровка рентгенограмм, полученных непосредственно с покрытия показал, что оно имеет фазовый состав в основном из кубического нитрида циркония ГЦК решетки с параметром $4,585 \text{ \AA}$ и незначительного количества гексагонального α – металла (1,0...1,5%). Нитриду циркония в основном принадлежат две линии первого и второго порядка, из которых первая имеет очень сильную интенсивность. Такое anomальное распределение интенсивности интерференционных линий наблюдается только у монокристалла.

По интенсивности интерференционных линий обнаруженного α -циркония его структуру можно отнести к поликристаллу.

Из этого можно предположить, что формирование покрытий происходит не на пути пробега частиц к подложке, а непосредственно на поверхности образцов.

Несколько завышенный параметр решетки полученного нитрида циркония (стехиометрический состав $4,573 \text{ \AA}$) свидетельствует о неравномерном состоянии конденсата и, как следствие, покрытие имеет высокие остаточные напряжения (сжимающие).

Так как покрытие формируется непосредственно на поверхности магнита, температура которой не превышает 420°C , когда диффузионные процессы еще недостаточно активизированы, предел прочности нитрида циркония может превысить прочность адгезии.

Так как приращение напряжений с изменением температуры у циркония значительно меньше, чем у нитрида циркония (при температуре 50°C напряжение в слое циркония 80 МПа , нитрида циркония – 260 МПа ; при 200°C – 250 МПа и 800 МПа соответственно). В связи с этим целесообразно нанесения промежуточного слоя покрытия циркония, который будет препятствием развития трещин при термоударах и в котором благодаря

пластичности циркония снизятся силы сдвига на границе полированной поверхности магнита и нитридного покрытия.

Комбинированное покрытие $Zr - ZrN$ наносится на сферическую поверхность магнитов головки наведения в вакуумно-плазменных установках, оснащенных столом косвенного нагрева изделий, изготовленных из кварцевого стекла, в который встроен термоэлектронагреватель, обеспечивающий равномерный нагрев магнитов до температуры 400 °С.

Осаждение циркония толщиной 0,05 мкм осуществляется при давлении в вакуумной камере $(1,33...6,65) \cdot 10^{-3}$ Па и токе дуги 130 А; нитрида циркония толщиной 0,3 мкм – при давлении $3,39 \cdot 10^{-1}$ Па, которое создается напуском азота. Общая толщина комбинированного покрытия не должна превышать 0,4 мкм, так как при большой толщине коэффициент отражения уменьшается. В связи с этим время нанесения покрытия не более 90...95 секунд.

Во избежание окисления магниты охлаждаются в вакуумной камере до температуры 80 °С...90 °С.

Выводы

Замена ионной бомбардировки вакуумно-плазменного способа объемным нагревом позволяет наносить с надежной адгезией комбинированное покрытие цирконий – нитрид циркония общей толщиной 0,35...0,4 мкм с коэффициентом отражения 0,9...0,92, что позволило разработать эффективно работающую головку наведения носимого зенитного комплекса [2].

Список использованных источников:

1. Займовский А. С. Магнитные материалы / А. С. Займовский, Л. А. Чудневская. – [3-е изд.]. – М.; Л., 1957.
2. А. с. 225771 СССР. Магнит управления / Этингант А.А., Корабельников А.А., Горелик В.М., Воронов В.Ф., Пылинин О.В., Рохленко А.М., Колобов В.К.

Мовшович А.Я., Этингант А.А., Этингант А.И. «Магнит головки наведения НЗК».

В статье установлено, что надежность работы носимого зенитного комплекса в большей степени зависит от способности магнита головки наведения отражать без искажения тепловой луч поражаемого объекта. Указано, что этим условиям в большей степени отвечает вакуумно-плазменное покрытие на основе нитрида циркония, наносимое на рабочие поверхности деталей, приведена техническая характеристика состава покрытия и технология его нанесения.

Ключевые слова: зенитный комплекс, надежность, вакуумно-плазменное покрытие, ионная бомбардировка.

Мовшович О.Я., Етінгант О.О., Етінгант О.І. «Магніт голівки наведення НЗК».

В статті встановлено, що надійність роботи носірного зенітного комплексу в більшому ступені залежить від здатності магніту голівки наведення відбивати без викривлення тепловий промінь об'єкту, що вражається. Вказано, що цим умовам в більшому ступені відповідає вакуумно-плазмове покриття на основі нітриду цирконію, що наноситься на робочі поверхні деталей, приведена технічна характеристика складу покриття та технологія його нанесення.

Ключові слова: зенітний комплекс, надійність, вакуумно-плазмове покриття, іонне бомбардування.

Movshovich A.Y., Etingant A.A., Etingant A.I., “Magnet of the guidance head of PAAS”.

In the article that the reliable performance of portable anti-aircraft system in a large measure turns from ability of magnet of the guidance head to reflect without deformation the heat ray of strike object is ascertained. It is showed that vacuum-plasma coverage on basis of nitride zirconium that is coated on the detail working surfaces in a large measure is correspond to this conditions; the technical feature of coverage composition and it coverage technique are given.

Key words: anti-aircraft system, reliable, vacuum-plasma coverage, ion bombardment.

Стаття надійшла до редакції 12 грудня 2012 р.

©Романов С.В., Коваленко И.В.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ИНДУКЦИОННО-НАГРЕВАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ, ПРИМЕНЯЕМОГО ДЛЯ КРИТИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ

1. Постановка проблемы

При ремонте гражданской и военной техники и снаряжения, в ряде технологических процессах необходимо осуществлять выплавку легкоплавких наполнителей (баббит, церезит и др.) из полужакрытых тонкостенных ферромагнитных емкостей. Использование легкоуправляемого индукционного нагрева токами промышленной частоты обеспечивает энергосбережение в технологиях выплавки без ущерба экологии и безопасности. Его особенность состоит в том, что выполняется глубинный прогрев металла генерированием в нем тепла. Особенно высокие электрические и тепловые характеристики достигаются с помощью конструктивно простых соленоидных индукторов, которые охватывают нагреваемый объект или его часть.

2. Анализ последних исследований

Выплавку наполнителя из полужакрытых ферромагнитных емкостей цилиндрической формы (в дальнейшем - цилиндра) можно разделить на два этапа: 1) нагрев материала цилиндра до температуры плавления наполнителя; 2) плавление наполнителя за счет теплопередачи от стенок цилиндра.

Поскольку для второго этапа требуется гораздо меньшее количество тепла, чем для первого. Это связано с тем, что на данном этапе необходимо лишь поддерживать температуру цилиндра в определенных границах. То есть изменение температуры незначительно (10-20 °C).

На первом же этапе необходимо изменить температуру цилиндра от температуры окружающей среды (15-20 °С) до температуры плавления наполнителя (90-180 °С) за короткий промежуток времени (0,5-1 мин.). Такой режим продиктован особенностями технологического процесса выплавки вещества из цилиндра. В связи с этим расчет параметров индукционного нагревателя целесообразно вести по наиболее нагруженному с точки зрения мгновенной мощности режиму – первоначальный нагрев цилиндра до температуры плавления наполнителя.

3. Основная часть

Расчет нагревателя сводится к определению необходимого теплового режима и на его основе электрических и геометрических характеристик индукционных катушек. При этом необходимо учитывать конструктивные и технологические данные цилиндров, подлежащих индукционному нагреву. Нагреватель должен удовлетворять следующим требованиям: 1) обеспечивать нагрев цилиндра до заданной температуры с необходимой скоростью; 2) не изменять физико-химические свойства извлекаемого вещества; 3) быть безопасным, надежным и экономичным в эксплуатации, удобным при обслуживании и ремонте.

Как известно, основой индукционного нагрева деталей является поверхностный эффект, состоящий в том, что почти вся тепловая энергия выделяется в поверхностном слое металла толщиной Δ , равной глубине проникновения тока в материал. Зависимость удельной мощности $P_{y\partial}$, приходящейся на единицу поверхности нагреваемого слоя детали, от магнитных свойств стали, определяется выражением [1]:

$$H_e^2 \sqrt{\mu_e} = \frac{P_{y\partial} 367}{\sqrt{\rho f}}, \quad (1)$$

где H_e – напряженность магнитного поля на поверхности нагреваемого слоя, А/м;
 μ_e – относительная магнитная проницаемость этого слоя; $P_{y\partial}$ – удельная мощность, Вт/м²;

ρ – удельное сопротивление стали, Ом·м;

f – частота тока, Гц.

Удельное сопротивление материала зависит от его температуры τ и определяется как $\rho = \rho_{20} [1 + \alpha (\tau - 20)]$. Здесь ρ_{20} – удельное сопротивление материала при 20°C, α – температурный коэффициент сопротивления.

При нагреве цилиндров, нагреваемый слой будет расположен как на его наружной поверхности, так и на внутренней. Поэтому удельная мощность определяется по формуле:

$$P_{y\partial} = \frac{P_t + P_{\partial\partial} + \Delta P}{\pi(D_n a_2 + D_{\partial n} a_2)}, \quad (2)$$

где $P_m = Q_m/t_n$ – мощность, необходимая для разогрева металла цилиндра, Вт;

$P_{\partial\partial} = Q_{\partial\partial}/t_n$ – мощность, необходимая для плавления вещества, Вт;

$\Delta P = \Delta Q/t_n$ – мощность тепловых потерь, Вт;

$D_n, D_{\partial n}$ – соответственно наружный и внутренний диаметры нагреваемой детали, м; a^2 – длина нагреваемого участка цилиндра, м.

Для всех слагаемых мощности справедливо выражение $P = Q/t_n$, в котором Q – количество теплоты, а t_n – время нагрева.

Зачастую, геометрическая форма цилиндра такова, что для одновременного и равномерного прогрева необходимо несколько источников тепловой энергии, расположенных вдоль оси цилиндра (наружный диаметр и толщина стенок сильно отличаются в различных осевых сечениях). То есть, вдоль оси цилиндра располагают несколько параллельно или последовательно соединенных индукционных катушек. Поэтому расчет параметров индукционного нагревателя состоит из нескольких частей – по числу индукционных катушек. Но ввиду нестационарности процесса нагрева расчет достаточного количества тепла в различных сечениях цилиндра, а значит и мощности секций индукционного нагревателя следует проводить с учетом теплопередачи между участками цилиндра и теплоотдачи их в окружающую среду. Данная задача решается с помощью цепочечной многокомпонентной модели матричным способом [3].

Таким образом, определив мощность источников тепловой энергии, по формуле (2) рассчитываем удельную мощность, по выражению (1) вычисляется критерий $H_e^2 \sqrt{\mu_e}$. Этот критерий необходим для определения магнитной проницаемости материала цилиндра. Для определения μ_e необходимо также иметь кривую намагничивания стали $B=f(H)$. По данным этой кривой строится зависимость $H_e^2 \sqrt{\mu_e} = f(H)$. Зная значение $H_e^2 \sqrt{\mu_e}$ можно определить μ_e . После того, как μ_e определен, вычисляется глубина проникновения тока в материал цилиндра:

$$\Delta = 503 \sqrt{\frac{\rho}{\mu_e f}}. \quad (3)$$

Для расчета электрических характеристик индуктора необходимо составить его эквивалентную электрическую схему замещения, представляющую совокупность активных и реактивных сопротивлений индукционной системы. В соответствии с [2] короткий индуктор можно представить в виде трансформатора с большим рассеянием электромагнитного поля и с относительно большим током холостого хода. Цилиндр является

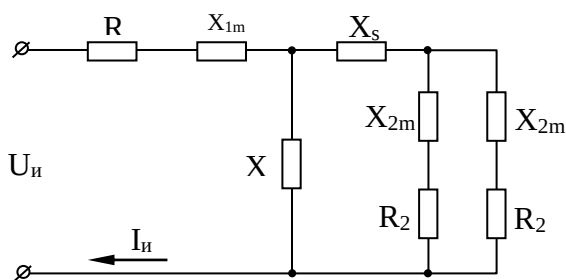


Рис. 1 – Эквивалентная электрическая схема замещения индуктора с цилиндром

одновременно и нагрузкой этого трансформатора и частью его магнитной системы. Схема замещения индуктора с находящимся в нем цилиндром показана на рис. 1. Здесь U_u – напряжение на индукторе; I_u – ток катушки индуктора; R_1 – активное сопротивление

индуктирующего провода; X_{1m} – реактивное сопротивление индуктирующего провода; X_0 – реактивное сопротивление обратного замыкания магнитного потока катушки; X_s – реактивность рассеяния; X_{2m1} – реактивное сопротивление нагреваемого слоя наружной поверхности цилиндра; X_{2m2} – реактивное сопротивление нагреваемого слоя внутренней поверхности цилиндра; R_{21} –

активное сопротивление нагреваемого слоя наружной поверхности цилиндра;
 R_{22} – активное сопротивление нагреваемого слоя внутренней поверхности цилиндра;

Активное и внутреннее реактивное сопротивление цилиндра будут соответственно равны:

$$R_2 = R_{21} R_{22} / (R_{21} + R_{22}), \quad (4)$$

$$X_{2m} = X_{2m1} X_{2m2} / (X_{2m1} + X_{2m2}). \quad (5)$$

Напряжение на зажимах индуктора:

$$\dot{U}_u = \dot{U}_{1m} + \dot{U}_\epsilon + \dot{U}_{2m}, \quad (6)$$

где U_{1m} – составляющая напряжения, уравнивающая э.д.с. наведенную магнитным потоком, проходящим через поперечное сечение обмотки индуктора, В;

U_ϵ – составляющая напряжения, уравнивающая э.д.с. наведенную магнитным потоком, проходящим через воздушный зазор, В;

U_{2m} – составляющая напряжения, уравнивающая э.д.с. наведенную магнитным потоком, проходящим через сечение цилиндра, В.

Составляющая $\dot{U}_{1m}$ определяется:

$$\dot{U}_{1m} = I_u (R_1 + X_{1m}). \quad (7)$$

Для того, чтобы найти активное и реактивное сопротивления индуктирующего провода, необходимо определить активное сопротивление проводника, которым намотана катушка:

$$R_{1n} = \frac{\rho \pi \left(D_k + \frac{nd}{2} \right)}{a_1 d_1 g} \quad (8)$$

где D_k – внутренний диаметр индукционной катушки, м; n – число слоев проводника; d – ширина проводника, м; d_1 – толщина намотки катушки, м; a_1 – длина катушки; g – коэффициент заполнения.

Составляющие сопротивления индуктирующего провода представляют собой произведения:

$$R_1 = R_{1n} K_r, \quad (9)$$

$$X_{1m} = R_{ln} K_x. \quad (10)$$

где K_r – коэффициент увеличения активного сопротивления;

K_x – коэффициент изменения внутреннего реактивного сопротивления.

Значения K_r и K_x определяются как функция от d_1/Δ по формулам:

$$K_r = \frac{d_1}{\Delta} \frac{\operatorname{sh}(2d_1/\Delta) + \sin(2d_1/\Delta)}{\operatorname{ch}(2d_1/\Delta) - \cos(2d_1/\Delta)}; \quad (11)$$

$$K_x = \frac{d_1}{\Delta} \frac{\operatorname{sh}(2d_1/\Delta) + \sin(2d_1/\Delta)}{\operatorname{ch}(2d_1/\Delta) - \cos(2d_1/\Delta)}. \quad (12)$$

Составляющая напряжения $\dot{U}_\epsilon$ записывается как:

$$\dot{U}_\epsilon = I_u \cdot jX_\epsilon, \quad (13)$$

где X_ϵ – реактивное сопротивление, обусловленное магнитным потоком в воздушном зазоре, Ом.

Для того чтобы определить составляющую $\dot{U}_{2m}$ необходимо активное и реактивное сопротивления цилиндра привести к току индуктора.

$$\dot{U}_{2m} = I_u (R'_2 + jX'_{2m}). \quad (14)$$

Здесь R'_2 и X'_{2m} – активное и реактивное сопротивление цилиндра, приведенные к току индуктора, которые в свою очередь можно представить:

$$R'_2 = C R_2; \quad (15)$$

$$X'_{2m} = C(X_s + X_{2m} + ((X_{2m} + X_s)^2 + R_2^2)/X_0), \quad (16)$$

где $C = 1/((R_2/X_0)^2 + (1 + (X_s + X_{2m})/X_0)^2)$ – коэффициент приведения активного сопротивления цилиндра.

Для определения сопротивлений R_2 и X_{2m} (4, 5) необходимо найти активное и реактивное сопротивление наружной и внутренней поверхности цилиндра:

$$R_{21} = \pi \rho M_1^2 A_{ny1} / a_2; \quad (17)$$

$$R_{22} = \pi \rho M_2^2 A_{ny2} / a_2; \quad (18)$$

$$X_{2m1} = \pi \rho M_1^2 B_{ny1} / a_2; \quad (19)$$

$$X_{2m2} = \pi \rho M_2^2 B_{ny2} / a_2. \quad (20)$$

В формулах (17–20) $M_1 = D_{вн}/1,414$ – внутренний диаметр цилиндра в относительных единицах;

$M_2 = D_{н}/1,414$ – наружный диаметр цилиндра в относительных единицах.

Коэффициенты $A_{нц}$ и $B_{нц}$ являются справочными данными, и их можно определить по формулам:

$$A_{нц} = 0,925/M^{0,8611}; \quad (21)$$

$$B_{нц} = 1,4388/M^{1,0025}. \quad (22)$$

Подставив (17–20) в (4, 5) получим выражения для расчета активного и реактивного сопротивления, нагреваемого слоя цилиндра:

$$R_2 = \frac{\pi \rho M_1^2 A_{нц1} M_2^2 A_{нц2}}{1,05 a_2 (M_1^2 A_{нц1} + M_2^2 A_{нц2})}; \quad (23)$$

$$X_{2m} = \frac{\pi \rho M_1^2 B_{нц1} M_2^2 B_{нц2}}{a_2 (M_1^2 B_{нц1} + M_2^2 B_{нц2})}. \quad (24)$$

Теперь, выразив $X_s = X_g + X_{1m}$ и сгруппировав слагаемые напряжения на индукторе можно записать:

$$\dot{U}_u = I_u [R_1 + R'_2 + j(X_s + X'_{2m})]. \quad (25)$$

Реактивное сопротивление X_0 (рисунок 1) определяет составляющую магнитодвижущей силы, необходимой для преодоления магнитным потоком пространства вне индуктора и рассчитывается по формуле:

$$X_0 = X_{10} \kappa_1 a_1 / (a_1 - a_2 \kappa_1), \quad (26)$$

где $X_{10} = 2\pi f S_1 \mu_0 / a_1$ – реактивное сопротивление отрезка a_1 пустого индуктора бесконечной длины, площадь окна которого S_1 , Ом;

κ_1 – поправочный коэффициент Нагаока [1]. Он учитывает магнитное сопротивление обратного замыкания и зависит от отношения диаметра индуктора к его длине.

Для определения полного эквивалентного сопротивления индуктора $Z^2 = R^2 + X^2$, необходимо найти эквивалентное активное и реактивное сопротивление индуктора:

$$R_3 = R_1 + R_2'; \quad (27)$$

$$X_3 = X_{1m} + X_2'. \quad (28)$$

Следующий этап расчета индукционной катушки заключается в определении основных электрических параметров индуктора: электрический КПД индуктора: 1) $\eta_u = R_2' / R_3$; 2) коэффициент мощности индуктора: $\cos \varphi_u = R_3 / Z_3$; 3) ток в одновитковом индукторе: $I_u' = I_u' = \sqrt{\frac{(P_m + P_{BB} + \Delta P)1000}{R_2'}}$; 4) напряжение на одновитковом индукторе: $U_{инд}' = I_u' Z_3$; 5) число витков индуктора: $W = U_{септ} / U_{инд}'$; 6) ток катушки: $I_{кат} = I_u' / W$; 7) плотность тока в катушке: $J_{кат} = I_{кат} / S_{пров}$.

Список использованных источников:

1. Слухоцкий А. Е. Индукторы для индукционного нагрева / А. Е. Слухоцкий, С. Е. Рыскин. – Л. : Энергия, 1974. – 264 с.
2. Немков В. С. Расчет параметров коротких индукторов с помощью схем замещения / В. С. Немков, А. Е. Слухоцкий // Труды ВНИИТВЧ. – Л.: Машиностроение, 1970. – Вып. 11. – С. 26–36.
3. Романов С. В. Тепловая модель разделения многокомпонентных систем / С. В. Романов // Резание и инструмент в технологических системах: междунар. науч.-техн. сб. / ХГПУ. – Харьков, 1999. – Вып. 53. – С. 150–152.

Романов С.В., Коваленко И.В. «Расчет параметров индукционно-нагревательного оборудования, применяемого для критических технологий».

В статье предложена методика расчёта электрических параметров индукционно-нагревательного устройства, которая сводится к определению необходимого теплового режима и на его основе электрических и геометрических характеристик индукционных катушек.

Ключевые слова: схема замещения, индуктор, индукционный нагрев, технология.

Романов С.В., Коваленко І.В. «Розрахунок параметрів індукційно-нагрівального устаткування, що використовується для критичних технологій».

У статті запропонована методика розрахунку електричних параметрів індукційно-нагрівального пристрою, яка зводиться до визначення необхідного теплового режиму і на його основі електричних і геометричних характеристик індукційних котушок.

Ключові слова: схема заміщення, індуктор, індукційний нагрів, технологія.

Romanov S.V., Kovalenko I.V. “Calculation of parameters of induction-heater equipment applied for critical technologies”.

The method of calculation of electric parameters of induction-heater device is offered in the article, which is taken to determination of the necessary thermal mode and on his basis of electric and geometrical descriptions of induction-coils.

Key words: chart of substitution, inductor, induction heating, technology.

Стаття надійшла до редакції 1 листопада 2012 р.

©Фролов Е.А., Носенко О.Г., Дерябкина Е.С.

ВЫБОР ЭФФЕКТИВНОГО МЕТОДА ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССОВ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЛИСТОВЫХ ДЕТАЛЕЙ СЛОЖНЫХ ФОРМ ИЗ ВЫСОКОПРОЧНЫХ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ

1. Введение

В современных условиях конкурентоспособность техники и технологии определяется их отдачей. Поэтому сохраняется принятая в отечественной и мировой практике машиностроения тенденция постоянного совершенствования конструкции и поиск принципиально новых конструктивных решений при создании сложной техники путем более широкого набора свойств материалов (прочность, долговечность, стойкость), а также за счет усложнения конфигурации выполнения элементов конструкции, входящих узлов и всей конструкции в целом. Эта концепция реализуется посредством широкого применения штампованных листовых деталей сложной конфигурации из высокопрочных и труднодеформируемых материалов, что требует применения на листоштамповочных производствах эффективных технологических систем и методов интенсификации собственно процессов формообразования деталей.

2. Постановка проблемы

Получение сложнорельефных тонколистовых деталей методами штамповки связано с совмещением в процессе штамповки таких технологических операций, как глубокая вытяжка, раздача с рельефной формовкой, пробивкой, вырубкой и отбортовкой. Эта проблема может быть решена методами статической и динамической штамповки на высокопроизводительном прессовом оборудовании в сочетании с приемами

интенсификации, собственно процесса формообразования, что позволит резко сократить количество операций и переходов при формообразовании, а также промежуточных термообработок.

3. Основной материал

Управление силами контактного трения и их мобилизация для выполнения технологических функций значительно интенсифицирует процессы формообразования, и способствует наиболее рациональному перераспределению материала из определенного начального состояния (заготовка) в конечное (сложнорельефная тонколистовая деталь), и обеспечивает значительную технико-экономическую эффективность.

Нами из существующих методов интенсификации процессов листовой штамповки были выбраны три основные группы, которые могут быть эффективно применены при формообразовании сложнорельефных деталей из высокопрочных материалов.

Основу первой группы составляют способы, снижающие или увеличивающие силы трения за счет использования фрикционных и антифрикционных сред посредством физико-химической обработки поверхности заготовки. Среди них выделим следующие:

1. Применение эффективных жидких смазок из различных веществ [1, 2].
2. Применение тормозящих средств (антисмазок) для динамической штамповки и прокатки. В качестве антисмазок могут быть применены материалы в виде порошков и паст, твердость которых выше твердости поверхности инструмента (порошок корунда, окись алюминия, доменный шлак и гель кремнезема) [3].

3. Плакирование. Экспериментальные данные [4] свидетельствуют о том, что при обработке металлов давлением плакированные металлы ведут себя иначе, чем при тех же условиях однородные металлы. Плакирующий слой, играющий роль смазки, повышает технологичность основного материала, открывая возможность для деформирования его в холодном состоянии.

4. Применение специальных покрытий на штампуемых материалах способствует упрощению и ускорению технологического процесса, улучшению качества полученных деталей, облегчает скольжение, повышает степень деформирования материала. При обработке металлов давлением применяют фосфатные и оксалатные покрытия, пластизоль, оргазоль, полихлорвинил и т.д. [3]. Для конструкционных нержавеющих сталей и титановых сплавов наиболее эффективны металлические диффузионные пластифицирующие покрытия, получаемые из расплавов солей мягких металлов (медь, цинк) [5, 6]. Как показали исследования на конструкционных нержавеющих сталях (12X18H10T, 12X18H9T, 1X18H10T) использование медных и диффузионных покрытий, получаемых из расплавов солей, при статической и динамической глубокой вытяжке несколько снижает упрочнение, как на поверхности, так и в объеме металла, что дает возможность ужесточить режимы деформирования [5, 6].

Ко второй группе относим способы, управляющие силами контактного трения путем образования определенного профиля инструмента, обеспечивающие определенный характер механического сцепления заготовки с поверхностью инструмента, а именно:

- 1) формирующий конический прижим [7];
- 2) дополнительный сферический прижим [7];
- 3) расширение рифтов и «смягчение» перетяжных ребер;
- 4) применение тормозных ребер и перетяжных порогов [7, 8];
- 5) нарезка, накатка выступов [7];
- 6) гарантированный зазор между заготовкой и прижимом [7];
- 7) профилированный прижим [7];
- 8) подпор торца заготовки [9].

Первые три приема позволяют устранить складкообразование при увеличении степени вытяжки и меньшем утонении у дна изделия. Четвертый и пятый – устраняют «вырыв» фланца заготовки, образование гофров и «карнизов». В шестом и седьмом приемах значительно снижаются силы контактного трения между фланцем заготовки и прижимом. Но их применение

целесообразно лишь тогда, когда прижимное устройство предотвращает выпучивание фланца заготовки. В восьмом случае воздействие на кромку заготовки служит деформирующим усилием и позволяет регулировать процесс вытяжки в широких пределах. Давление подпора качественно изменяет поле напряжений в очаге деформаций вплоть до образования сжимающих напряжений во внутренней зоне фланца, дает возможность превратить динамическую вытяжку в процесс стационарный [10].

Третью группу объединяют способы, направленные на устранение вредного и создание полезного активного действия сил трения:

1. Процесс фрикционной вытяжки промежуточным эластичным кольцом. В этом случае к поверхности фланца прикладывают активные силы трения, направленные к центру. При сближении матрицы и прижима эластичное кольцо деформируется, и его материал выдавливается к центру. Течение вдоль поверхности с высоким коэффициентом трения вызывает появление активных сил трения, увлекающих заготовку в полость матрицы, тем самым значительно повышая степень вытяжки.

2. Предварительный выбор материала. Штамповка-вытяжка при неподвижном защемленном фланце, формовка глубоких рифов и т.д. сопровождается значительным утонением заготовки. Для предотвращения указанного недостатка производится предварительное оформление заготовки с применением жесткого или эластичного вкладыша [1].

3. Пакетная штамповка. Для осуществления вытяжки труднодеформируемых и тонкостенных листовых материалов, этот материал помещают между обкладками из мягкого материала, предварительно смазав поверхности. Сила трения между заготовкой и обкладками препятствуют гофрообразованию и способствуют увеличению степени вытяжки.

Выводы

Анализ рассмотренных приемов (методов) интенсификации процессов штамповки листовых деталей из конструкционных сталей показал:

1. Наиболее эффективным методом интенсификации процессов формообразования деталей сложных форм является применение диффузионных мягких покрытий заготовок, получаемых из расплавов солей на основе меди и цинка.

2. Применение диффузионных мягких покрытий позволит значительно повысить штампуемость высокопрочных и труднодеформируемых материалов, за счет этого сократить количество операций штамповки, промежуточных термообработок и штамповой оснастки.

Список использованных источников:

1. Цехмистер И. С. Теоретические основы производства деталей и сборки машин / И. С. Цехмистер. – Днепропетровск : ГИПОпром, 2005. – 220 с.

2. Кривов Г. А. Современные технологии обработки и сборки машин / Г. А. Кривцов, В. В. Сухов, А. И. Бабушкин. – К.: Техника, 2003. – 143с.

3. Михин М. Н. Трение в условиях пластического контакта / М. Н. Михин. – М.: Машиностроение, 1988. – 104с.

4. Аркулов Г.Э. Совместная пластическая деформация разных металлов / Г. Э. Аркулов. - М.: Металлургия, 1974. – 271 с.

5. Кузнёцов В. И. Применение пластифицирующего покрытия при глубокой вытяжке / В. И. Кузнёцов, Ю. И. Катаев. – М.: Машиностроение, 1989. – 205 с.

6. Фролов Е.А. Интенсификация процесса пневмоударной листовой штамповки с использованием пластифицирующих покрытий заготовок / Е. А. Фролов // *Авіаційно-космічна техніка і технологія* :труди Нац. Аерокосмічного університету «ХАІ». – Х., 2002. – Вып. 31. – С. 150–154.

7. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке / В. П. Романовский. – Л. : Машиностроение, 1981. – 782с.

8. Бычков С. А. Конценции применения и реализации импульсных технологий в условиях опытного и серийного производства транспортных самолетов: дис. д-ра техн. наук / С. А. Бычков. – Х.: ХАИ, 1991. – 380 с.

9. Пневмоударная и статикодинамическая штамповка сложнорельфных листовых деталей упругими сферами : монографія / Е. А. Фролов, А. Я. Мовшович, И. В. Манаенков [и др.] ; Укр. гос. акад. ж-д трансп., Донбас. гос. машиностроит. акад. – Х.: [б. и.], 2010. – 287 с.

10. Крыжний Г. К. Исследование, разработка и внедрение штамповки листовых деталей двигателей летательных аппаратов на гидродинамических пресспушках с интенсификацией процессов мультипликацией давления : дис. канд. техн. наук / Г. К. Крыжний. – Харьков : ХАИ, 1979. – 200 с.

Фролов Е.А., Носенко О.Г., Дерябкина Е.С. «Выбор эффективного метода интенсификации процессов формообразования листовых деталей сложных форм из высокопрочных конструкционных сталей».

Проведен анализ приемов интенсификации процессов листовой штамповки за счет мобилизации или управления силами трения при пластическом деформировании. Определен наиболее эффективный метод интенсификации формообразования деталей сложной формы из нержавеющей сталей и титановых сплавов за счет диффузионных покрытий заготовок из расплавов солей мягких металлов.

Ключевые слова: листовые детали сложных форм, нержавеющие конструкционные стали, диффузионные покрытия, интенсификация процесса формообразования, расплав солей мягких металлов.

Фролов Є.А., Носенко О.Г., Дерябкіна Є.С. «Вибір ефективного методу інтенсифікації процесів формоутворення листових деталей складних форм з високоміцних конструкційних сталей».

Проведено аналіз прийомів інтенсифікації процесів листового штампування за рахунок мобілізації або управління силами тертя при пластичному деформуванні. Визначено найбільш ефективний метод інтенсифікації формоутворення деталей складної форми з нержавіючих сталей і

титанових сплавів за рахунок дифузійних покриттів заготовок з розплавів солей м'яких металів.

Ключові слова: листові деталі складних форм, нержавіючі конструкційні сталі, дифузійні покриття, інтенсифікація процесу формоутворення, розплав солей м'яких металів.

Frolov E.A., Nosenko O.G., Deryabkina E.S. “Choosing an effective method of intensification of forming sheet metal complex forms of high-strength structural steels”.

The analysis methods of intensification of stamping by the mobilization and control of the forces of friction during plastic deformation. The most effective method of intensification of forming complex components made of stainless steel and titanium alloy by diffusion coating pieces of molten salts of soft metals.

Key words: sheet metal parts of complex shapes, stainless steel construction, diffusion coatings, the intensification of the process of formation, molten salts of soft metals.

Стаття надійшла до редакції 15 жовтня 2012 р.

©Юхнов Б.Ю., Яшинов О.Л.

ІННОВАЦІЙНИЙ РОЗВИТОК ПІДПРИЄМСТВ МАШИНОБУДУВАННЯ: КЛАСТЕРНА МОДЕЛЬ

1. Постановка проблеми

Сьогодні та в стратегічній перспективі саме інноваційний чинник визначатиме конкурентні позиції та життєздатність українських підприємств машинобудування. Поступово у суспільстві формується системна уява про необхідність мислення категоріями інноватики і розповсюдження їх у всіх сферах діяльності та різноманітних формах.

Все більшого значення у формуванні інноваційності набувають кластерні структури, побудовані на співпраці підприємств, фінансово-кредитних установ, наукових та навчальних закладів. Інтерес до проблематики кластерів в Україні пояснюється, в першу чергу, тим, що одним з головних стратегічних завдань державної політики розвитку країни до 2015 р. є підвищення конкурентоспроможності підприємств та регіонів, укріплення їх ресурсного потенціалу. Однак проблематиці використання кластерів як фактору інноваційного розвитку машинобудівних підприємств не приділяється належної уваги, тому даний напрямок потребує подальшої розробки.

Особливо актуальними стають питання знаходження та застосування фінансових засобів забезпечення інноваційної діяльності, які відповідають вимогам науково-технологічного прогресу. Слід зазначити, що в розвинених країнах ці проблеми розв'язують із використанням нестандартних рішень, які ґрунтуються на підприємницькій ініціативі.

2. Аналіз останніх досліджень

Світова практика вже давно виробила достатньо ефективний спосіб для фінансування інноваційної діяльності – венчурні фонди та індивідуальний венчурний капітал. Теоретичні та методологічні аспекти його можливостей у науково-технологічному та інноваційному поновленні економіки країни висвітлені у низці аналітичних та прогнозних публікацій [4, 5, 7].

Однак більшість фахівців констатує, що в Україні венчурні фонди діють вкрай неефективно, а приватні венчурні інвестори відсутні зовсім. Окремого законодавства щодо венчурних фондів України поки що не прийнято. Основні засади їх створення регулює Закон України «Про інститути спільного інвестування (пайові та інвестиційні фонди)» від 15.03.2001 р. (зі змінами та доповненнями). Згідно з цим законом, венчурним вважається недиверсифікований інститут спільного інвестування закритого типу, який здійснює виключно приватне розміщення цінних паперів власного випуску та активи якого більш ніж на 50 % складаються з корпоративних прав і цінних паперів, що не допущені до торгів на фондовій біржі або у торговельно-інформаційній системі [1].

3. Формулювання цілей статті

Основна проблема полягає в тому, що в Україні венчурний капітал лише формально називається таким, маючи на меті оптимізацію оподаткування. В реальності венчурні фонди фінансують високоприбуткові проекти з низьким ризиком у торгівлі та інших сферах, які аж ніяк не стосуються інновацій.

Вирішити дану проблему можна лише створивши венчурний фонд, власниками і вкладниками якого були б самі суб'єкти, які найбільш зацікавлені в розвитку інноваційного напрямку, зокрема, підприємства машинобудівного комплексу, що розташовані в географічній близькості одне від одного. Аналіз можливостей їхнього кооперування в рамках кластерної моделі розвитку інноваційно-інвестиційного потенціалу складає предмет даного дослідження.

4. Виклад основного матеріалу дослідження

Зважаючи на складні фінансові умови, в яких працюють українські машинобудівники, окремому підприємству дуже важко створити повноцінний венчурний фонд. На нашу думку, виходом могло б стати створення спільного фонду групи підприємств з рівними частками у статутному капіталі. Це дасть змогу диверсифікувати і збільшити джерела фінансування інноваційних проектів.

Запропонований місцевий венчурний фонд повинен бути закритого типу в тому сенсі, що він фінансуватиме проекти, які відбиратиме комісія з представників засновників фонду. Для реалізації одного або кількох споріднених проектів є оптимальним, на наш погляд, створення окремих малих інвестиційних підприємств. Необхідною умовою прийняття проекту для фінансування венчурним фондом слід вважати згоду на участь у статутному капіталі не менш як 25 % підприємства – засновника фонду, яке зацікавлене в результатах реалізації проекту. За такої умови венчурний фонд бере на себе зобов'язання щодо участі в статутному капіталі створюваного інноваційного підприємства у розмірі не менше 50 %. Однак розмір частки фонду у новоствореному малому інноваційному підприємстві може коригуватися за рахунок третього джерела: приватних венчурних інвестицій або венчурних інвестицій юридичних осіб, але має бути не менше 25 % (разом зацікавленому підприємству і фонду має належати більше 50 % статутного капіталу).

Решту фінансування можуть забезпечити приватні інвестори («бізнес-янгולי»), якими можуть бути працівники даних підприємств чи просто місцеві жителі, які мають кошти [8, с.7]. Адже особливістю венчурного фінансування з боку приватних інвесторів є його значна залежність від регіонального чинника. Вже давно помічено, що бізнес-янгולי вкладають кошти в інноваційні підприємства, що розташовані поблизу їхнього місця проживання [6, с. 112]. Останнє пояснюється як більшими можливостями відстеження діяльності підприємства, в яке вклали кошти, так і особистими знайомствами та контактами з працівниками такого підприємства. Аналогічні причини

зумовлюють привабливість новостворених інноваційних підприємств і для юридичних осіб регіону. Механізмом залучення таких інвесторів може стати аукціон бізнес-пропозицій, який доцільно помістити на спеціалізованому веб-порталі венчурного фонду.

Варто зазначити, що за такої схеми підприємство машинобудування, яке бере участь у венчурному фонді, отримує можливість залучати інвесторів до фінансування інноваційних проектів двома шляхами.

Сторонні інвестори, які надають перевагу прямим інвестиціям, мають можливість стати співінвесторами при створенні малого інвестиційного підприємства для реалізації певного проекту. Крім того, створений венчурний фонд дозволить залучати ресурси традиційним для інститутів спільного інвестування шляхом – через випуск боргових цінних паперів.

Запропонована схема значно знижує ризики сторонніх інвесторів порівняно зі звичайним венчурним вкладенням капіталу за рахунок того, що:

а) потрібно вкладати значно менше капіталу у випадку прямої інвестиції (75 % вкладають фонд і одне з підприємств-засновників);

б) підприємство-засновник фонду в період і після закінчення науково-дослідних та конструкторських робіт може надати за пільговою ціною свої потужності для випробувань, тестувань розробок та запуску пробної партії нового продукту;

в) в разі успіху венчурної інвестиції частка інвестора гарантовано викупается тим підприємством – учасником кластеру, яке є засновником інноваційного підприємства;

г) новостворене підприємство поміщається у бізнес-інкубатор, що значно зменшує ризики його діяльності та витрати.

Погляд на бізнес-інкубатор як на приміщення, де на обмежений термін розміщуються заново створені малі фірми-клієнти, які за пільговими тарифами користуються інфраструктурою, необхідною для ведення бізнесу [2, 3], є дуже вузьким. Бізнес-інкубатор є економічним утворенням, діяльність якого часто виходить за межі надання приміщення чи комунікацій. Це проявляється у

віртуалізації бізнес-інкубаторів, коли значна кількість їхніх клієнтів територіально може бути розміщена поза межами бізнес-інкубатора, і у підвищенні ролі інфраструктурного компонента бізнес-інкубатора, до якого входять юридичні фірми, фірми з надання бухгалтерських послуг, веб-студії.

Важливим на даному етапі є підключення до процесу збільшення інноваційно-інвестиційного потенціалу підприємств машинобудівної галузі місцевої влади. Її участь може проявлятися, наприклад, у наданні приміщення у довгострокову оренду за пільговими тарифами. Така співпраця вигідна як підприємствам, так і самій місцевій владі, оскільки підприємства, що розміщені в бізнес-інкубаторі, забезпечують стійкий розвиток виробництва, підвищення експортного потенціалу регіону, стабільну зайнятість, наповнення місцевого і державного бюджетів.

Венчурний фонд є центром кластерної моделі розвитку інноваційно-інвестиційного потенціалу машинобудівних підприємств. Запропонована схема фінансування створюваних під конкретні проекти малих інноваційних підприємств робить венчурний фонд своєрідним подвійним локальним ринком, де взаємодіють попит і пропозиція знання (явного і неявного, а також втіленого в нові ідеї) та фінансових ресурсів, які необхідні для перетворення знання в інновації.

Зрозуміло, що не кожна ідея може бути перетворена в інновацію. Тому пропонується створити інноваційний центр як неприбуткову організацію, яка фінансуватиметься венчурним фондом і головною метою якої буде доведення наукової ідеї до стадії реалізації. В цьому центрі автору перспективної ідеї створюються умови для її розвитку: затверджується програма робіт, надається робоче місце, фінансування, доступ до платних наукових баз даних тощо.

Варто наголосити, що створення венчурного фонду та бізнес-інкубатора здійснюється не з метою отримання прибутку, а для зменшення фінансового тягаря та ризиків фінансування інноваційних проектів підприємств машинобудівного комплексу [9, с.57]. Хоча венчурний фонд має приносити прибуток стороннім інвесторам, засновники для себе можуть встановити

мінімальний рівень прибутковості, оскільки основний позитивний ефект діяльності фонду – це інноваційний розвиток підприємств. Обмеження на суто фінансову прибутковість вкладених коштів засновників дозволить спрямувати максимальну суму прибутків на виплату інвесторам, що автоматично збільшить привабливість даного фонду.

Висновки

В умовах суттєвих фінансових обмежень машинобудівні підприємства України не в змозі не лише збільшувати фінансування інноваційних досліджень і робіт, а й утримувати його на рівні минулих років. Тому потрібні нестандартні форми впровадження інновацій, однією з яких є утворення венчурних фондів.

Спільний місцевий венчурний фонд розвитку машинобудування, який пропонується створити в рамках кластерної моделі, є її центральною ланкою. Те, що засновниками фонду виступають самі машинобудівні підприємства, створює низку переваг, до яких слід віднести:

- 1) вирішення проблеми залучення початкових коштів для діяльності фонду;
- 2) відбір для фінансування лише тих проектів, в реалізації яких зацікавлені підприємства-засновники;
- 3) автоматичне вирішення питання виходу з венчурного бізнесу як створеного фонду, так і приватних інвесторів;
- 4) надання потужностей для дослідних робіт і випробувань підприємствами-засновниками венчурного фонду та бізнес-інкубатора, що суттєво зменшує ризики для новостворених малих інноваційних підприємств.

Таким чином, виникає значний синергичний ефект від кластерної моделі підвищення інноваційно-інвестиційного потенціалу підприємств машинобудування, яка надбудовується на комплекс заходів, що здійснюються кожним підприємством самостійно.

Список використаних джерел:

1. Про інститути спільного інвестування (пайові та інвестиційні фонди) [Електронний ресурс]: Закон України від 15.03.2001 № 2299 – 111. – Режим доступу: zakon1.rada.gov.ua.
2. Галиця І. О. Механізми функціонування технопарків та бізнес-інкубаторів / І. О. Галиця // Економіка промисловості. – 2009. – № 2. – С. 44 – 49.
3. Іщенко О. А. Концепція створення регіональних бізнес-інкубаторів сфери послуг / О. А. Іщенко, М. Г. Чумаченко // Економіка промисловості. – 2005. – № 4. – С. 43–51.
4. Ковальова Ю. Кластер як новий інструмент модернізації економіки / Ю. Ковальова // Схід. – 2007. – № 5. – С. 45–53.
5. Кузнєцова А. Я. Фінансування інвестиційно-інноваційної діяльності / А. Я. Кузнєцова. – Львів: ЛБІ НБУ, 2005. – 319 с.
6. Поручник А. М. Венчурний капітал: зарубіжний досвід та проблеми становлення в Україні / А. М. Поручник, Л. Л. Антонюк. – К.: КНЕУ, 2004. – 324 с.
7. Пятинкин С. Ф. Развитие кластеров: сущность, актуальные подходы, зарубежный опыт / С. Ф. Пятинкин, Т. П. Быкова. – Минск: Тесей, 2008. – 157 с.
8. Федулова Л.І. Бізнес-яголи в національній інноваційній системі / Л. І. Федулова // Проблеми науки. – 2008. – № 5. – С. 2–7.
9. Хмелевський О. Оцінка якості прибутковості в інноваційно-інвестиційному розвитку підприємств машинобудування / О. Хмелевський // Економіст. – 2008. – № 3. – С. 50–58.

Юхнов Б.Ю., Яшинов О.Л. «Інноваційний розвиток підприємств машинобудування: кластерна модель».

В статті розглянуто можливості кооперування українських машинобудівних підприємств з метою підвищення їхнього інноваційного

потенціалу. Запропоновано кластерну модель розвитку, центром якої є спільний венчурний фонд.

Ключові слова: інноваційний потенціал, венчурний фонд, бізнес-інкубатор, бізнес-янгели, машинобудівні підприємства.

Юхнов Б.Ю., Яшинов А.Л. «Инновационное развитие предприятий машиностроения: кластерная модель».

В статье рассмотрены возможности кооперирования украинских машиностроительных предприятий с целью повышения их инновационного потенциала. Предложена кластерная модель развития, центром которой является общий венчурный фонд.

Ключевые слова: инновационный потенциал, венчурный фонд, бизнес-инкубатор, бизнес-ангелы, машиностроительные предприятия.

Yukhnov B.Y., Yashinov A.L. «Innovative development of engineering enterprises: cluster model».

The paper considers the opportunities for cooperation of Ukrainian engineering enterprises aiming at the increase of the innovative potential. Cluster model for development is offered, with the venture fund being its center.

Key words: innovative potential, venture fund, business-incubator, business angels, engineering enterprises.

Стаття надійшла до редакції 3 вересня 2012 р.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Аракелян Інна Сергіївна – студентка Інституту сходознавства і міжнародних відносин «Харківський Колегіум» (м. Харків).

Білецька Ірина Василівна – асистент кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Варченко Іван Сергійович – асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Воробйов Юрій Анатолійович – канд. техн. наук, доцент кафедри технології виробництва літальних апаратів Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського «ХАІ» (м. Харків).

Воронько Віталій Володимирович – канд. техн. наук, доцент кафедри технології виробництва літальних апаратів, Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського «ХАІ» (м. Харків).

Воронько Ірина Олексіївна – аспірантка кафедри технології виробництва літальних апаратів, Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського «ХАІ» (м. Харків).

Дерябкіна Євгенія Станіславівна – старший викладач кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Етінгант Олександр Олександрович – канд. техн. наук, доцент кафедри технології машинобудування Харківського науково-дослідного інституту технології машинобудування (м. Харків).

Етінганти Олександр Ігорович – студент Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (м. Харків).

Зеленська Тетяна Сергіївна – аспірант кафедри диференціальних рівнянь, Дніпропетровського національного університету ім. О. Гончара (м. Дніпропетровськ).

Ісьєміні Ілля Ігорович – асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Іщенко Григорій Іванович – головний інженер ВАТ «Турбоатом».

Іщенко Михайло Григорович – начальник технологічного бюро ВГТ ВАТ «Турбоатом».

Калін Микола Андрійович – канд. техн. наук, доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Калінін Назар Володимирович – студент Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Коваленко Ігор Віталійович – канд. техн. наук, доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Кондратюк Олег Леонідович – канд. техн. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Кравцов Марк Костянтинович – канд. техн. наук, професор, завідувач кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Купріянов Олександр Володимирович – канд. техн. наук, доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Лазаренко Валентина Іванівна – канд. техн. наук, приват-професор кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ламнауер Наталія Юріївна – канд. техн. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Литвин Олег Миколайович – д-р фіз.-мат. наук, завідувач кафедри вищої та прикладної математики Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ловейкін В'ячеслав Сергійович – д-р техн. наук, професор кафедри конструювання машин Національного університету біоресурсів і природокористування України (м. Київ).

Маліцький Ігор Федорович – канд. техн. наук, доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Мартинов Анатолій Павлович – канд. техн. наук, доцент кафедри основ проектування машин Донбаської державної машинобудівної академії (м. Краматорськ).

Матцнер Кай – менеджер Fraunhofer-Institut für Fabrikbetrieb und –automatisierung (м. Магдебург, Німеччина).

Мовшович Олександр Якович – д-р техн. наук, професор кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Назаркін Олександр Анатолійович – канд. пед. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ніколенко Лілія Василівна – інженер кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Носенко Олег Григорович – ст. викладач кафедри технології машинобудування Полтавського національного технічного університету ім. Юрія Кондратюка (м. Полтава).

Оболенська Тетяна Олександрівна – канд. техн. наук, приват-професор кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Подольак Олег Степанович – канд. техн. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Резніченко Микола Кирилович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Романов Сергій Валерійович – канд. техн. наук, доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ромасевич Юрій Олександрович – канд. техн. наук, доцент кафедри конструювання машин Національного університету біоресурсів і природокористування України (м. Київ).

Самчук Володимир Володимирович – майстер виробничого навчання навчально-виробничих майстерень Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Сичов Юрій Іванович – канд. техн. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Скоркін Антон Олегович – аспірант, асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Слободяник Віктор Олександрович – канд. техн. наук, директор ЗАТ НТП «Мостокран» (м. Харків).

Смирнов Ігор Петрович – канд. техн. наук, доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Смоляков Сергій Леонідович – канд. техн. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Сясєв Андрій Валерійович – канд. фіз.-мат. наук, доцент кафедри диференціальних рівнянь Дніпропетровського національного університету ім. О. Гончара (м. Дніпропетровськ).

Тарасюк Анатолій Петрович – д-р техн. наук, проректор з навчальної роботи, завідувач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Тріщ Роман Михайлович – д-р техн. наук, завідувач кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Фідоровська Наталія Миколаївна – д-р техн. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Фролов Євген Андрійович – д-р техн. наук, завідувач кафедри технології машинобудування Полтавського національного технічного університету ім. Юрія Кондратюка (м. Полтава).

Чернятіна Олена Вікторівна – студентка Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Чорна Юлія Анатоліївна – аспірант, асистент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Юхнов Борис Юрійович – канд. екон. наук, доцент кафедри менеджменту Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Яшинов Олексій Леонідович – канд. екон. наук, доцент, завідувач кафедри суспільних наук Харківського національного університету мистецтв.

ДО УВАГИ АВТОРІВ

Загальні відомості

1. У збірнику праць “Машинобудування” друкуються закінчені оригінальні теоретичного і прикладного характеру наукові результати досліджень в галузі інженерної освіти.
2. До редакції подаються статті, які раніше не друкувалися.
3. Статті, що подаються аспірантами, пошукувачами повинні мати направлення наукового керівника, якщо він не є співавтором статті.
4. Рішення про можливість публікації статті приймається лише після її рецензування.
5. Рішення щодо публікації (позитивне або негативне) повідомляється автору. Стаття може бути повернута для доопрацювання.
6. Рукописи авторам не повертаються.
7. Збірник з опублікованою статтею надсилається автору поштою або видається у редакції.

Вимоги до оформлення статей

1. Обсяг статті не більше 12 сторінок (10 тис. знаків) формату А4 (210 x 297) щільність 80-90 г/м², надрукованих у двох примірниках на комп’ютері з використанням шрифтів текстового редактору Microsoft Word (Times New Roman, Arial) розміру 14 з полуторним (1,5) міжрядковим інтервалом по всій статті.
2. Ширина полів сторінки: всі поля – 2 см.
3. До комплекту файлів має бути доданий опис, де зазначаються: назва текстового редактора, імена файлів, назви збірника і статті, прізвище, ім’я та по батькові авторів.

4. Матеріали статті приймаються до публікації в електронній версії у вигляді файлів (текст форматами DOC, RTF, графіки, малюнки – TIFF) на CD диску. До редакції приймаються документи Microsoft Word версій до 2003 року (Word 11, Microsoft Office 2003). Документи Word 2007, Word 2010, в форматі .docx не приймаються.
5. **Формули** (нумерація, якщо вона необхідна, ставиться справа у скобках, вирівнюється по правому краю), **рисунки й таблиці** вставляються по тексту зразу після посилання на них.
6. Ілюстрації повинні бути чіткими, формули – написані прийнятою символікою. Розмір шрифту в ілюстрованому матеріалі не менше 12 пт.
7. Звертаємо увагу на те, що рядки тексту в межах абзацу не повинні розділятися клавішею Enter. Текст не повинен мати переносів та інших елементів форматування.
8. У статтях повинна використовуватись система одиниць СІ.
9. Матеріали, подані до збірника, повинні відповідати вимогам Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 “Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України”, та повинні мати такі необхідні елементи:
 - ✓ **УДК;**
 - ✓ **прізвище та ініціали авторів** (шрифт жирний, по лівому краю);
 - ✓ **назва статті** (літери великі, шрифт жирний, посередині);
 - ✓ **текст статті;**
 - ✓ **список використаних джерел;**
 - ✓ **анотація** (подається трьома мовами – українською, російською, англійською) і повинна містити: прізвища та ініціали авторів (курсив жирний), назву статті (у лапках), текст анотації (не більше 300 знаків). Пишеться зразу після списку використаних джерел. Слово «Анотація» не пишеться.
 - ✓ **ключові слова** (7 – 10 слів) на трьох мовах – українською, російською, англійською.

10. Автори повинні дотримуватися такого загального плану побудови статті:

10.1. Загальна частина:

- постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями;
- аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор;
- виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням наукових результатів;
- висновки з даного дослідження.

Кожний з цих пунктів нумерується за порядком, крім висновків.

10.2. Перелік використаних джерел.

11. До редакції передаються два екземпляри всіх матеріалів статті, роздрукованих на лазерному принтері з однієї сторони аркуша. Другий екземпляр матеріалів статті підписується всіма авторами.

12. Редакція залишає за собою право редакційної правки статті.

13. Статті, відіслані авторам на виправлення, повинні бути повернені до редакції не пізніше, ніж через 10 днів після її одержання. В авторській коректурі допускаються виправлення лише помилок набору.

14. Стаття повинна супроводжуватися авторською довідкою (для кожного автора).

Авторська довідка

1. Назва статті.
2. Прізвище, ім'я, по батькові, дата народження.
3. Вчений ступінь, вчене звання.
4. Місце роботи.
5. Посада.
6. Адреса для листування. Для контакту – телефон, E-mail.
7. Адреса для відправки авторського екземпляру.

У кінці довідки треба зазначити:

«Поданий матеріал раніше не публікувався і до інших видавництв не надсилався».

«Не заперечую виставити повний текст статті на Сайт Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського в реферативну базу даних «Україніка наукова» та на сайт Наукової бібліотеки Української інженерно-педагогічної академії».

Підписи кожного з авторів.

Збірник наукових праць «Машинобудування» (Українська інженерно-педагогічна академія МОНМС України) затверджено постановою Президії ВАК України від 23.02.2011р. № 1-05/2 як наукове фахове видання України, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата технічних наук

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

УДК 621 – 622

Машинобудування. Збірник наукових праць. Випуск 10. – Харків, Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА), 2012. – с. .

У збірнику подано результати наукових досліджень в галузі машинобудування. Розглянуто важливі проблеми міцності, стійкості, роботоздатності, динаміки вантажопідйомних, транспортуючих машин та верстатів, а також питання технології машинобудування.

Для викладачів, науковців, аспірантів, фахівців в галузі машинобудування.

SCIENTIFIC EDITION

UDC 621 – 622

Engineering. Collection of Scientific Papers. Volume 10. – Kharkiv, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy (UEPA), 2012. – p.

There were considered the important problems of strength, steadiness, capacity for work, dynamics of loading transporting, technological, machines and imporers, also a question of machine-building technologic.

For instructors, research workers, post graduates, experts in the field of machine-building.

Підписано до друку

Формат 84x108/16

Папір офсетний. Друк офсетний.

Умов. Друк. арк. - .Облік. від арк.. –

Тираж прим. . Ціна договірна.

Надруковано у видавництві

Редакційна колегія:**Головний редактор**

Нестеров А.П., д.тех.н., проф.

Заступник головного редактора:

Фідровська Н.М., к.тех.н., доц.

Члени колегії:

Мовшович О.Я., д.тех.н., проф.

Будіков Л.Я., д.тех.н., проф.

Григоров О.В., д.тех.н., проф.

Тарасюк А.П., д.тех.н., доц.

Кравцов М.К., к.тех.н., проф.

Литвин О.М., д.ф-м.н., проф.

Ловейкін В.С., д.тех.н., проф.

Мельниченко О.А., д.тех.н., проф.

Резніченко М.К., д.тех.н., проф.

Рябчиков М.Л., д.тех.н., проф.

Редакція:**Відповідальні редактори**

Сичов Ю.І., к.тех.н., доц.

Родіонов Л.А., к.тех.н., доц.

Смоляков С.Л., к.тех.н., доц.

Редактор

Ротова Н.В.

Випускові редактори

Ісєміні І.І.

Осипова Т.М.

Відповідальний секретар

Ісєміні І.І.

Дизайнер

Жубр В.А.

Адреса редакції:

Україна, 61003, м. Харків

вул. Університетська, 16

Українська інженерно-педагогічна академія

Тел. (057)733-78-18

Факс (057)731-32-36

Е-mail: rektor@uipa.kharkov.ua

Машинобудування

2012, № 10

Збірник наукових праць

Засновник

Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА)

Видається з грудня 2007 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації

Серія КВ № 12132 – 1016Р від 26.12.2006.

Мови видання:

українська, російська, англійська

Друкується за рішенням Вченої ради УІПА,
Протокол № ____ від _____ р.

При використанні матеріалів збірника посилання
на збірник – обов'язкове.

Address of editorial office:

16 Universitetska vul., Kharkiv

61003, Ukraine

Ukrainian Engineering Pedagogics Academy

Tel. (057)733-78-18

Fax (057)731-32-36

© Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА), Харків, 2012

