

Міністерство освіти і науки 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.

Редакційна колегія:**Головний редактор**

Нестеров А.П., д.тех.н., проф.

Заступник головного редактора:

Фідровська Н.М., д.тех.н., проф.

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., проф.

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.

Випусковий редактор

Ісєміні І.І.

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

E-mail: rektor@uipa.kharkov.ua

Address of editorial office:

16 Universitetska vul., Kharkiv

61003, Ukraine

Ukrainian Engineering Pedagogics Academy

Tel. (057)733-78-18

Fax (057)731-32-36

Машинобудування

2014, № 13

Збірник наукових праць

Засновник

Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА)

Видається з грудня 2007 р.

Свідectво 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 № 13 від 24 червня 2014 р.

При використанні матеріалів збірника посилання
на збірник – обов'язкове.

Журнал відображено у базах даних:

Національна бібліотека України імені
В. І. Вернадського - <http://www.irbis-nbuv.gov.ua/>

Російська електронна бібліотека (РІНЦ) –

<http://elibrary.ru/>

Google Scholar – <http://scholar.google.com.ua/>

Ulrich's Periodicals Directory –

<http://ulrichsweb.serialssolutions.com/login>

© Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА), Харків, 2014

<u>Піднімально-транспортні машини.....</u>	6
Губский С. А., Сухомлин В. И., Волох В. И.	
Контроль напряженного состояния стальных канатов по коэрцитивной силе.....	6
Изюмская Л. Ф., Подоляк О. С.	
Определение степени подвижности и маневренности манипуляционной системы.....	11
Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О.	
Математичне моделювання роботи механізму підйому вантажу мостового крана.....	15
Ломакин А. А.	
Изменение напряжений в витках каната при навивке на барабан.....	24
Нестеренко В. В.	
Методика розрахунку максимальних напружень та прогинів в стінці канатного барабана, підкріпленого кільцем жорсткості в середньому перерізі.....	30
Фідровська Н. М.	
Уточнена методика розрахунків канатних барабанів.....	37
Фідровська Н. М., Краснокутська Т. Б.	
Контактні напруження в зоні тиску колеса і рейки.....	42
Чернишенко О. В.	
К вопросу о диагностике низкооборотных подшипников качения в буксах механизма передвижения мостового крана.....	46
<u>Динаміка та міцність машин.....</u>	55
Зеленська Т. С., Даниліна Г. В.	
Дослідження напружено-деформівного стану підйомних канатів в динаміці крутильно-поздовжніх переміщень.....	55
Оболенская Т. А., Клочко А. С.	
Применение кривошипно-ползунного механизма для малогабаритных машин.....	63
Оболенская Т. А., Писарцов А. С.	
Напряжения, возникающие при компенсации тепловых удлинений в трубопроводах.....	68

Осипова Т. Н., Нестеров А. П.

К вопросу о динамике и оптимизации шахтных подъемников.....74

Святуха А. А., Плахотникова И. Б.

Определение прочностных характеристик промежуточного слоя неподвижных соединений, собранных тепловым методом.....82

Верстати та інструменти.....91

Маршуба В. П., Чернякова О. В.

Особенности назначения значений граничных критериев при выборе значений скорости резания в процессе глубокого сверления отверстий.....91

Мелконов Л. Д., Мелконов Г. Л.

Стойкость инструментов с круговой режущей кромкой.....97

Прилипко А. Л.

Физические особенности разрушения композитов при резании.....103

Самчук В. В.

Повышения эффективности механической обработки изделий из полимерных композитных материалов (ПКМ).....107

Технологія машинобудування.....116

Бурдейна В. М.

Оптимізація елементів наладки при обробці координованих отворів малого діаметру.....116

Горбенко Н. А., Тріщ Г. М., Катрич О. О.

Оцінювання якості процесів систем управління якістю (СУЯ) підприємств згідно вимог міжнародних стандартів ISO серії 9000.....122

Гордеев А. С., Святуха А. А.

Устройство для упаковки цилиндрических изделий.....128

Денисенко М. В., Діденко Н. В.

Дослідження статистичних показників якості засобів індивідуального захисту працівників (ЗІЗ).....133

Коваленко І. В.

Застосування пристроїв індукційного нагріву у виробничих умовах.....137

Кравцов М. К., Бондарь Д. И.Применение тепловых методов сборки для повышения технологичности
нефтедобывающего оборудования.....141**Лазаренко В. И., Альбовский Д. Н.**

Граничные условия при тепловом расчете трубопроводной арматуры.....147

Малицкий И. Ф., Чернятина Е. В.Влияние шероховатости и способов обработки на прочность сопряжения
с натягом.....149**Смирнитська М. Б.**Оцінка виробничих ризиків у машинобудуванні на прикладі робочого місця
верстатника.....154**Собчак А. П., Алёшина Е. С.**Разработка метода построения интеллектуальной системы с применением
поведенческого анализатора.....160**Хорошилов О. Н., Оболенская Т. А., Лазаренко В. И.**Аналогизация математического описания технологического процесса лиття
при кристаллизации и адсорбции.....169**Яценко Л. О.**

Комплексний підхід до оцінки і формуванню друкарських властивостей паперу.....176

Відомості про авторів.....180**До уваги авторів.....184**

УДК 620.179.1:669.14

**КОНТРОЛЬ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ СТАЛЕЙ
ПО КОЭРЦИТИВНОЙ СИЛЕ**

©Губский С. А.¹, Сухомлин В. И.², Волох В. И.³

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»¹

Дніпродзержинський державний технічний університет²

ПАТ «Дніпровський меткомбінат»³

В статье даны результаты исследования: роста коэрцитивной силы при одноосном растяжении плоских образцов для сталей 09Г2С, Ст 3пс, Ст 0 и характера роста коэрцитивной силы от приложенного напряжения при переходе металла из упругой зоны в упругопластическую и пластическую зону деформации.

Ключевые слова: коэрцитивная сила, сталь, растяжение, напряжение, деформация, структура, образец.

Губський С. О., Сухомлин В. І., Волох В. І. «Контроль напруженого стану сталей за коерцитивною силою».

В статті дано результати дослідження: зростання коерцитивної сили при одноосьовому розтягуванні плоских зразків для сталей 09Г2С, Ст 3пс, Ст 0; характеру росту коерцитивної сили від прикладеного напруження при переході металу з пружної зони в пружньопластичну і пластичну зону деформації.

Ключові слова: коерцитивна сила, сталь, розтяг, напруга, деформація, структура, зразок.

Gubskiy S. O., Suhomlin V. I., Volokh V. I. “Control of the stress state on the coercive force of steel”.

In article results of research are yielded: growth of coercive force at monoaxial stretching of flat samples for steels 09G2S, St 3ps, St 0; nature of growth of coercive force from the enclosed tension upon metal transition from an elastic zone of deformation.

Key words: coercive force, steel, tensile stress, deformation, structure, the sample.

1. Постановка проблемы

Проблема эксплуатации металлоконструкций, которые отработали свой нормативный срок, является актуальной и важной. Истечение нормативного срока металлоконструкций и эксплуатация их в условиях близких к предельным может привести к аварии. Имеющиеся подходы к определению эксплуатационной пригодности металлоконструкций не позволяют объективно оценить их несущую способность после наработки, а также определить их остаточную долговечность.

Методы разрушающего контроля позволяют определить количественные характеристики состояния металлоконструкции: прочность, пластичность, твердость. Но вследствие нарушения целостности исследуемой металлоконструкции и уменьшение прочности элементов ремонтной сваркой, дополнительные затраты времени и средств – метод разрушающего контроля есть недостаточно эффективным, а в большинстве случаев неприемлем. При использовании методов неразрушающего контроля, есть возможность

определяет пригодность к эксплуатации металлоконструкции, не нарушая при этом ее несущую способность.

Метод магнитно-коэрцитивного неразрушающего контроля на сегодня может использоваться для оценки состояния металлоконструкций. С помощью этого метода, возможно, контролировать переход металла с упругой зоны в упругопластическую и пластическую зону деформации. Исследования характера роста коэрцитивной силы от приложенного напряжения при этом переходе ранее детально не было проведено.

2. Анализ последних исследований

В Украине с 2005 года действуют «Методические указания по проведению магнитного контроля напряженно-деформированного состояния металлоконструкций подъемных сооружений и определения их остаточного ресурса» МВ 0.00-7.01-05 [1]. В данном нормативном документе даны номограммы для определения напряжений за результатами магнитного контроля при одноосном растяжении плоских образцов для целого ряда конструкционных сталей.

Также исследованию влияния механических напряжений на магнитные характеристики конструкционных сталей посвящены работы [2–5] и др.

3. Основной материал

На наш взгляд, монотонность линейного роста коэрцитивной силы от изменения приложенных напряжений на всех участках номограммы, которая приведена в МВ 0.00-7.01-05, – не корректна. Также ранее детально не было проведено исследования характера роста коэрцитивной силы от приложенного напряжения при переходе металла с упругой зоны в упругопластическую и пластическую зону деформации.

Исследования роста коэрцитивной силы от приложенной одноосной нагрузке производились на плоских образцах из сталей 09Г2С, Ст 0, Ст 3пс. Из каждой марки стали были подготовлены по три образца размером 6×20×300 мм, вырезанные вдоль проката. Нагружение образцов выполнялось на испытательной машине ИР-500. Измерения производились после снятия приложенной нагрузки. Коэрцитивная сила определялась полуавтоматическим коэрцитиметром КРМ-Ц в центральной части образца.

Сначала определялась точка текучести X_{cp} для каждой исследуемой стали [2]. Дальнейшее растяжение образцов производилось по схеме: $0,5X_{cp}$; $0,6X_{cp}$; $0,7X_{cp}$; $0,8X_{cp}$; $0,9X_{cp}$; X_{cp} .

Стали 09Г2С и Ст 3 были выбраны для исследований потому, что большинство металлоконструкций грузоподъемных машин и металлургического оборудования изготавливаются из этих марок сталей. Ст 0 выбрана для того, чтобы исключить влияние легирующих добавок и примесей в металле на коэрцитивную силу (таблица 1).

Таблица 1 – Химический состав исследуемых сталей (09Г2С, Ст 0, Ст 3пс)

Марка стали	C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Cu	N
09Г2С	0,9	1,39	0,56	0,021	0,019	0,2	0,3	0,5	0,07
Ст 3пс	0,17	0,44	0,1	0,027	0,019	0,3	0,2	0,4	0,06
Сталь 0	0,23	–	–	0,6	0,7	–	–	–	–

Бал зерна всех образцов отобранных для исследований – восьмой. Металлографические снимки даны на (фото 1).

09Г2С

Ст 3пс

Ст 0

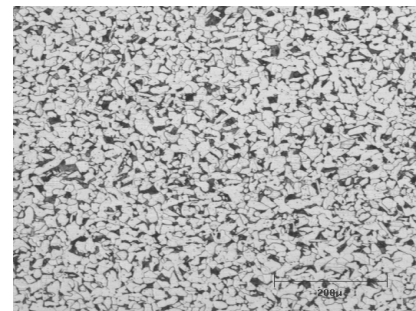
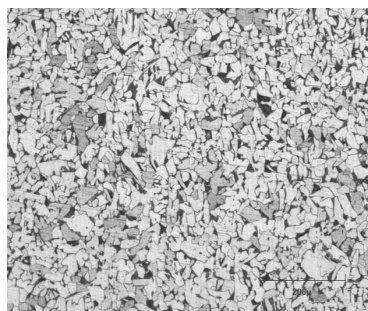


Фото 1 – Металлографические снимки образцов отобранных для исследований (8 бал зерна)

Результаты исследования роста коэрцитивной силы от приложенной одноосной нагрузки к плоским образцам из сталей 09Г2С, Ст 3пс, Ст 0 даны в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты измерения коэрцитивной силы от приложенной одноосной нагрузки к плоским образцам из сталей 09Г2С, Ст 3пс, Ст 0

Сталь 09Г2С									
Напряжения, возникающие от приложенной нагрузки, МПа	0	192	233	267	308	350	392	450	490
Нс, А/см	3,66	4,22	4,4	4,16	4,58	5,3	8,2	9,0	9,5
Сталь Ст 3пс									
Напряжения, возникающие от приложенной нагрузки, МПа	0	225	267	300	342	383	417	458	480
Нс, А/см	2,98	2,87	2,86	2,52	3,3	5,41	6,21	7,11	7,5
Сталь Ст 0									
Напряжения, возникающие от приложенной нагрузки, МПа	0	200	233	267	300	333	367	400	433
Нс, А/см	2,84	2,76	2,98	2,54	3,22	7,06	7,44	7,81	8,42

Зависимости коэрцитивной силы от напряжения, которое возникает при одноосном приложении нагрузки к плоским образцам из сталей 09Г2С, Ст 3пс, Ст 0 даны на графике рис. 1.

Как видно из рис. 1 рост коэрцитивной силы при переходе из упругой зоны деформации в пластическую происходит:

- для сталей 09Г2С, Ст3пс - плавно;
- для стали Ст 0 - резко (коэрцитивная сила при этом увеличивается в два раза).

Для установления факта наличия остаточной напряженности на концах разорванных образцов произведено измерение коэрцитивной силы на участке в зоне разрыва. Результаты даны в таблице 3.

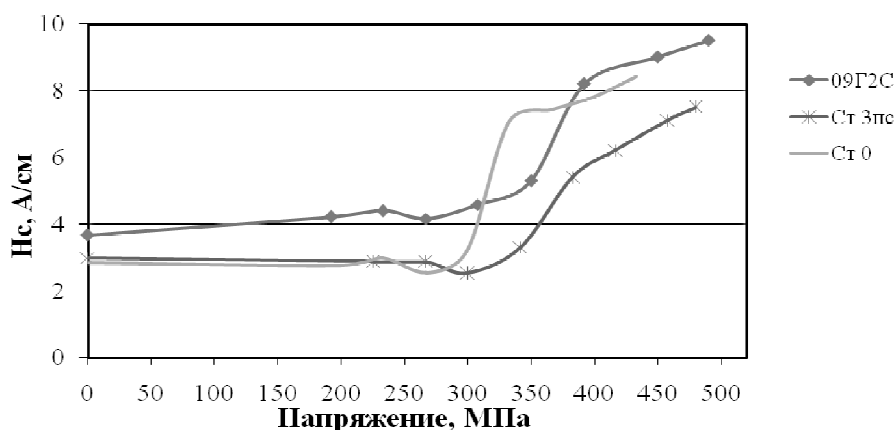


Рис. 1 – Зависимости коэрцитивной силы от напряжения в сталях 09Г2С, Ст3пс, Ст0

Таблица 3 – Результаты контроля коэрцитивной силы в зоне разрыва образцов

Марка стали	Коэрцитивная сила, А/см	
	левая сторона	правая сторона
09Г2С	9,3	9,5
Ст 3пс	7,7	7,5
Ст 0	8,5	8,42

На фото 2 показано, как вытянуты зерна вдоль приложенной нагрузки, в зоне разрушения образца.

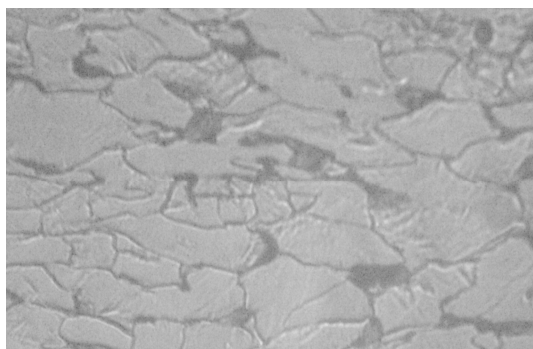


Фото 2 – Участок зоны разрыва образца марки стали 09Г2С

На величину коэрцитивной силы влияют дислокационные изменения структуры металла, внутренние механические напряжения. Чем больше дефектность материала и меньше однородность структуры, тем больше значение коэрцитивной силы, и соответственно меньше магнитная проницаемость [6–8].

Выводы

Из проведенных измерений можно установить, что при упругопластических и пластических деформациях образцов коэрцитивная сила не уменьшается после снятия растягивающих напряжений, что позволяет обнаруживать участки (зоны) с претерпевшими пластические деформации.

В ходе проведенных исследований установлено, что коэрцитивная сила от приложенной осевой растягивающей нагрузки начинает значительно изменяться (возрастать на 50-100 %) только при переходе в упругопластическую зону деформации металла образцов. В зоне упругих деформаций изменение коэрцитивной силы при увеличении нагрузки составляет не более 10 %.

При переходе металла исследуемых образцов в упругопластическую зону деформации характер роста коэрцитивной силы при дальнейшем приложении нагрузки будет разный, сказывается влияние легирующих добавок и примесей в сталях: плавный рост коэрцитивной силы – стали 09Г2С и Ст 3пс, резкий рост коэрцитивной силы – Ст 0.

Установленные выводы позволяют оценивать техническое состояние оборудования, которое отработало нормативный срок эксплуатации, в производственных условиях.

Список использованных источников:

1. Методичні вказівки з проведення магнітного контролю напружено-деформованого стану металоконструкцій підйомних споруд та визначення їх залишкового ресурсу: МВ 0.00-7.01-05. – Х., 2005. – 77 с.
2. Брехаря Г. П. Магнитный контроль по коэрцитивной силе сталей 09Г2С, 0,3пс при деформационных статических нагружениях / Г. П. Брехаря, В. И. Сухомлин, В. И. Волох // Строительство, материаловедение, машиностроение : сб. науч. тр. – Днепропетровск, 2011. – Вып. 59. – 184 с.
3. Влияние упругой деформации растяжением (сжатием), кручением и гидростатическим давлением на магнитные характеристики трубной стали 09Г2С / Э. С. Горкунов, А. Н. Мушников, С. М. Задворкин, Е. И. Якушенко // Научни известия на НТСМ. – 2012. – № 1 (133). – С. 12–15.
4. Михеев М. Н. Магнитные методы структурного анализа и неразрушающего контроля / М. Н. Михеев, Э. С. Горкунов. – М. : Наука, 1993. – 252 с.
5. Некоторые закономерности изменения коэрцитивной силы пластичных (незакаленных) сталей при активном растяжении / В. М. Мацевитый, Г. Я. Безлюдько, К. В. Вакуленко, И. Б. Казак, В. В. Карабин // Вестник НТУ "ХПИ" : сб. науч. тр. – Х., 2010. – С. 19–24.
6. Неразрушающий контроль: справочник: Т. 6. кн. 1 / В. В. Клюев, В. Ф. Мужичкий, Э. С. Горкунов, В. Е. Щербинин. – М. : Машиностроение, 2006. – 848 с.
7. Метод аналізу вимірювань коерцитивної сили під час технічної діагностики металоконструкцій кранів з різними товщинами елементів / О. В. Григоров, С. О. Губський, В. А. Попов, М. Ф. Хорло // Метрологія та прилади. – Харків, 2009. – № 5. – С. 51–55
8. Большаков В. И. Влияние на магнитные свойства тонкой структуры холоднодеформированных низкоуглеродистых сталей / В. И. Большаков, В. И. Сухомлин, В. И. Волох // Строительство, материаловедение, машиностроение : сб. науч. тр. – Днепропетровск, 2012. – Вып. 64. – С. 167–172.

Стаття надійшла до редакції 4 березня 2014 р.

УДК 621.01

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ПОДВИЖНОСТИ И МАНЕВРЕННОСТИ МАНИПУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

©Изюмская Л. Ф., Подоляк О. С.

Украинская инженерно-педагогическая академия

Рассмотренные незамкнутые и замкнутые пространственные кинематические цепи манипуляторов. Показана необходимость расчленения сложной кинематической цепи на простые. Описан способ определения степени подвижности и маневренности манипулятора в соответствии с номером семейства, к которому относится та или иная составная простая цепь.

Ключевые слова: манипулятор, кинематические цепи, степень подвижности.

Изюмська Л. Ф., Подоляк О. С. «Визначення ступені вільності і маневреності маніпулюваної системи».

Розглянуті незамкнуті і замкнуті просторові кінематичні ланцюги маніпуляторів. Показана необхідність розчленування складного кінематичного ланцюга на прості. Описаний спосіб визначення ступенів вільності і маневреності маніпулятора у відповідності з номером сімейства до якого відноситься той чи інший складний простий ланцюг.

Ключові слова: маніпулятор, кінематичні ланцюги, ступінь вільності.

Izumskaja L. F., Podoliak O. S. “Estimation of the degree of motion and maneuverability of manipulator system”.

Considered unconfined and confined spatial kinematic chain manipulators. The necessity of partition complex to simple kinematic chain. Discloses a method for determining the mobility and maneuverability of the robot arm in accordance with the number of the family, to which one or the other component is a simple chain.

Key words: manipulator, kinematic chains, degree of freedom.

1. Введение

Манипуляторы представляют собой, как правило, незамкнутые пространственные кинематические цепи. По терминологии И. И. Артоболевского, они могут быть отнесены к простым цепям, если каждое звено входит не более чем в две кинематические пары, или к сложным, если имеется хотя бы одно звено, входящее более чем в две кинематические пары [1]. Применяются и манипуляторы с замкнутыми кинематическими цепями, в которых нет звеньев, принадлежащих лишь к одной кинематической паре [2]. Из числа структурных формул, с помощью которых анализируют структуру пространственных кинематических цепей [3], наиболее удобна обобщенная формула В. В. Добровольского

$$W = (6 - m)n - \sum_{k=1}^5 (k - m)p_k, \quad (1)$$

где w – степень подвижности кинематической цепи; m – число общих связей, определяющих семейство механизма, оно может быть равным 0, 1, 2, 3, 4; k – класс кинематической пары; p_k – число кинематических пар класса k .

В. В. Добровольский ввел в правую часть выражения (1) также добавочное слагаемое s – число индивидуальных или пассивных связей, обусловленных структурой конкретного механизма. Далее полагаем, что $s = 0$.

2. Основная часть

Проанализируем особенности применения формулы (1) для определения степени подвижности и маневренности манипуляционной системы. Рассмотрим сначала незамкнутые простые пространственные цепи. Одна из таких цепей показана на (рис. 1,а).

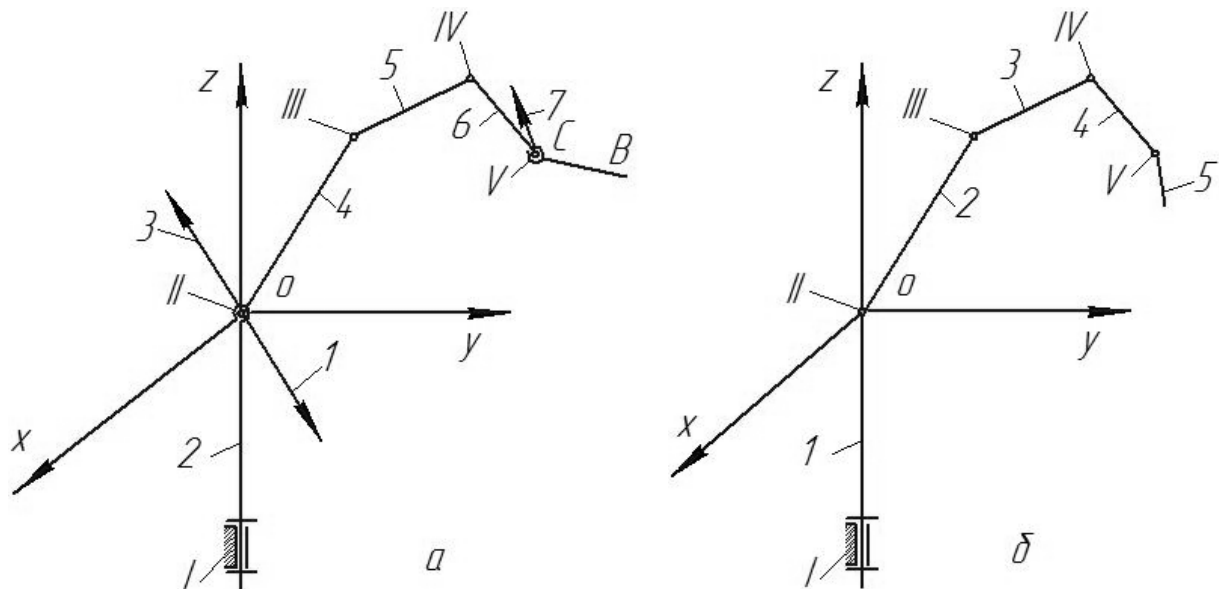


Рис. 1 – Пространственные цепи

Эта цепь содержит две кинематические пары (II, V) третьего класса и три пары (I, III, IV) пятого класса, оси пар III, IV параллельны между собой. Характерная особенность цепи этого вида заключается в том, что количество подвижных звеньев равно числу кинематических пар. Тогда формула (1) примет такой вид

$$W = 6n - \sum_{k=m+1}^5 kp_k - m(\sum_{k=m+1}^5 p_k - n). \quad (2)$$

Так как $\sum_{k=m+1}^5 p_k = n$, $k > m$, справедливо равенство

$$W = 6n - \sum_{k=1}^5 kp_k, \quad (3)$$

т. е. степень подвижности не зависит от числа m . Заметим, что выражение (3) представляет собой структурную формулу Сомова-Малышева для механизмов нулевого семейства.

Следовательно, для простой незамкнутой кинематической цепи, независимо от того, к какому семейству m она относится, степень подвижности может быть определена по формуле (1) при любом m . В нашем примере $n = 5$, $p_2 = 2$, $p_5 = 3$, тогда $W = 6 \cdot 5 - 3 \cdot 2 - 5 \cdot 3 = 9$.

Находя маневренность манипулятора, вычисляют степень подвижности кинематической цепи в предположении, что звено, несущее рабочий орган манипулятора, неподвижно. Количество подвижных звеньев уменьшается на единицу, а степень подвижности манипулятора снижается на $6 - m$. Поэтому для определения маневренности

необходимо знать, чему равно m для данной системы. Число общих связей кинематической цепи может быть установлено путем анализа возможных перемещений звеньев, допускаемых каждой из кинематических пар в некотором положении механизма (независимо от того, реализуется перемещение или нет).

Применяя формулу (3) к (рис. 1, а) при условии, что звено 8 неподвижно, записываем $M = 6 \cdot 4 - 3 \cdot 2 - 5 \cdot 2 = 8$, где M – маневренность манипулятора. Кинематическая цепь, изображенная на (рис. 1, б) имеет пять подвижных звеньев, образующих пять кинематических пар пятого класса. Оси вращательных пар II, III, IV, V параллельны между собой. Расположим систему координат так, чтобы плоскость yz совпала с плоскостью звеньев 2, 3, 4, 5. Тогда найдем, что для любого звена $DO_7 = 0$ и, следовательно, $m = 2$. По формуле (3) при $n = 4$, $p_5 = 5$ получим $M = (6 - 2) \cdot 4 - (5 - 2) \cdot 5 = 1$, в то время как по формуле Сомова – Малышева $M = -1$. Действительная степень подвижности этой цепи при неподвижном звене 5 равна единице.

Рассмотрим сложную пространственную кинематическую цепь (рис.2). Она содержит семь подвижных звеньев и стойку О, образующих восемь кинематических пар пятого класса. Кинематические пары II – VIII имеют оси вращения, параллельные между собой. Звенья 3, 4, 5, 6, 7 образуют замкнутый контур. Эта цепь, как и показанная на (рис.1,б) относится ко второму семейству. Степень ее подвижности, что можно установить непосредственно по рисунку, $W = 5$, а маневренность $M = 1$. Определяя же W по формуле (1) при $m = 2$, $n = 7$, $p_5 = 8$, имеем $W = (6 - 2) \cdot 7 - (6 - 2) \cdot 8 = 4$, а вычисляя маневренность при $n = 6$, $p_5 = 8$, находим $M = (6 - 2) \cdot 6 - (5 - 2) \cdot 8 = 0$, что не соответствует действительности.

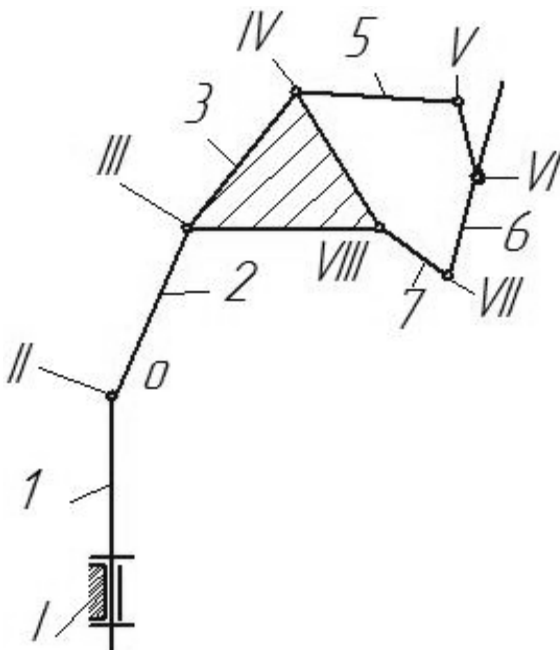


Рис. 2 – Сложная пространственная кинематическая цепь

которому она принадлежит, определяется числом m этого контура, в котором одно из звеньев условно принимается неподвижным.

Представим рассматриваемую сложную кинематическую цепь как результат наложения на простую незамкнутую цепь 0-1-2-3-7-6, включающую в себя стойку и исполнительное звено, диады 4 – 5. В соответствии с этим степень подвижности W сложной цепи разобьем на два слагаемых: $W = W_1 + W_2$ (3). Здесь W_1 – степень подвижности простой цепи; W_2 – число степеней свободы кинематической цепи 4 – 5 относительно звеньев 3, 6, рассматриваемых при таком условии, как жестко соединенные друг с другом, или, что равноценно, W_2 – это степень подвижности цепи 4 – 5, условно наложенной на стойку. Так как цепь 4 – 5 входит в состав замкнутого контура 3, 4, 5, 6, 7, семейство, к

Для первой цепи, относящейся ко второму семейству, $m = 2$, $n = 5$, p_5 ; $W_1 = (6 - 2) \cdot 5 - (5 - 2) \cdot 5 = 5$, а для второй, составляющей часть плоского замкнутого контура, $m = 3$, $n = 2$, $p_5 = 3$, $W_2 = 0$. В итоге найдем по равенству (3), что $W = 5$. При определении мобильности имеем $W = M_1 + W_2$, (4) где M_1 – мобильность незамкнутой кинематической цепи, $M_1 = (6 - 2) \cdot 4 - (5 - 2) \cdot 5 = 1$, а $W_2 = 0$. Таким образом, $M = 1$. Результаты полученные по формулам (2), (3), соответствуют истинным значениям W , M .

Приведенный пример показывает, что применение ко всей сложной кинематической цепи некоторого семейства m структурной формулы (1) дает ошибочный результат, если простые цепи, на которые она может быть расчленена, относятся к различным семействам. В данном примере наслоенная диада не влияет на общую степень подвижности, и в этом смысле ее можно исключить при структурном анализе. В данном примере наслоенная диада не влияет на общую степень подвижности, и в этом смысле ее можно исключить при структурном анализе. Однако в общем случае наслоенные цепи могут быть более сложные, с числом степеней свободы, отличным от нуля, т. е. их необходимо учитывать.

Выводы

Таким образом, определяя степень подвижности сложной кинематической цепи, нужно расчленить ее на последовательно наслаиваемые простые кинематические цепи. Установив семейство, к которому относится каждая из этих цепей, и воспользовавшись структурной формулой (1), можно вычислить общую степень подвижности как сумму парциальных. При этом, если та или иная рассматриваемая кинематическая цепь входит в состав замкнутого контура, содержащего также звенья предыдущей цепи, номер ее семейства находится по числу общих связей простой замкнутой цепи, образующей этот контур, в системе координат, жестко связанной с одним из звеньев контура.

Список использованных источников:

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин : учеб. для втузов / И. И. Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
2. Промышленная робототехника / Л. С. Ямпольский, В. А. Яхимович, Е. Г. Вайсман [и др.] ; под. ред. Л. С. Ямпольского. – К. : Техніка, 1984. – 264 с.
3. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для машиностроит. вузов / С. Н. Кожевников. – 4-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 1973. – 591 с.

Стаття надійшла до редакції 19 лютого 2014 р.

УДК 62-187.3

**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ
МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ МОСТОВОГО КРАНА**

©Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

У статті описано процес побудови математичної багатоетапної моделі руху динамічної системи „механізм підйому вантажу – вантаж – основа”. Для кожного етапу знайдені диференціальні рівняння руху та крайові умови руху елементів досліджуваної системи. Наводяться умови переходу від одного етапу до іншого. Розроблена математична модель описує рух чотирьох приведених мас системи. Описана функція приводного (гальмівного) зусилля, яка діє у системі. Вказано цілі для яких може бути використана розроблена математична модель.

Ключові слова: підйом вантажу, математична модель, рівняння руху, крайові умови, зусилля.

Ловейкин В. С., Ромасевич Ю. А. «Математическое моделирование работы механизма подъема груза мостового крана».

В статье описан процесс построения математической многоэтапной модели движения динамической системы „механизм подъема груза – груз – основа”. Для каждого этапа найдены дифференциальные уравнения движения и граничные условия движения элементов исследуемой системы. Приведены условия перехода от одного этапа к другому. Разработанная математическая модель описывает движение четырех приведенных масс системы. Описана функция приводного (тормозного) усилия, действующего в системе. Указаны цели для которых может быть использована разработанная математическая модель.

Ключевые слова: подъем груза, математическая модель, уравнения движения, краевые условия, усилия.

Loveikin V. S., Romasevich Yu. O. „Mathematical modeling of the mechanism lifting of a bridge crane”.

The article describes the process of constructing a mathematical model of multi-step motion of a dynamical system „lifting mechanism – load – the foundation”. For each stage are founded differential equations of motion and boundary conditions of motion of the studied system elements. The conditions of the transition from one stage to another are stated. The mathematical model describes the motion of the four mass of the system. A drive (braking) force, witch acting in system, is described. Stated purposes for which the mathematical model may be used.

Key words: lifting cargo, mathematical model, the equations of motion, boundary conditions, forces.

1. Постановка проблеми

При проектуванні механізмів та окремих елементів мостового крана необхідно мати інформацію про зусилля, які будуть в них діяти. Звичайно, вказати точно величину зусиль

неможливо, однак, можна їм дати певну оцінку. Для цього необхідно провести математичне моделювання режимів роботи механізмів крана. Складання математичної моделі руху кранових механізмів може бути виконано за допомогою відомих методів: принципу д'Аламбера, методу віртуальних переміщень або із використанням рівнянь Лагранжа другого роду. Загалом рівняння руху будь-якого кранового механізму – нелінійні. Нелінійність диференціальних рівнянь руху механізмів вантажопідйомних машин викликані різного роду нелінійними залежностями, які в них входять: одними можна знехтувати (наприклад, використати припущення, що на рух вантажу повітря не впливає), інші замінити на лінійні залежності (наприклад, прийняти, що деформація елементів механізму описується законом Гука). Інші нелінійні залежності у диференціальних рівняннях руху механізмів мостового крана не вдається „усунути”. Наприклад, якщо замінити приводне зусилля асинхронного двигуна, яке описується нелінійною функцією, постійною величиною, то це може призвести до значного відхилення теоретичних та експериментальних показників. Таким чином, розробка та дослідження математичної моделі руху динамічної системи „механізм підйому вантажу – вантаж – основа” є актуальною задачею, яка дає змогу оцінити невідомі динамічні фактори у цій системі.

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій

У праці М.С. Комарова [1] для дослідження динаміки руху механізму підйому вантажу використано тримасову динамічну модель (виведені рівняння зосереджених мас: приводу, моста та вантажу). Автор не враховує дисипативні властивості реальної конструкції, а зовнішнє зусилля прийняте постійною величиною. Результати приведені у праці [1] можна використати для першого наближення динамічних розрахунків механізму підйому вантажу.

Робота [2] С.А. Казака присвячена динаміці кранів мостового типу. Автор проводить розрахунки навантажень у елементах крана при реостатному регулюванні приводу механізму підйому вантажу. Для найпростіших дво- та тримасових моделей системи „механізм підйому вантажу - вантаж” С.А. Казак знайшов формули, за якими можна проводити визначення зусиль у пружних елементах системи.

М.М. Гохберг у теоретичних дослідженнях динаміки підйому та опускання вантажу, які наведені у роботі [3], використав двомасову динамічну модель. У цій же роботі М.М. Гохберг наводить порівняння декількох розрахункових методик визначення динамічного коефіцієнту деформації канату, на якому закріплений вантаж.

У праці М. Шеффлера, Х. Дресінга та Ф. Курта [4] використано одно- та багатомасові динамічні моделі механізму підйому вантажу. Ними розроблена багатоетапна математична модель процесу підйому вантажу, яка дала змогу знайти вирази для коефіцієнтів динамічності каната і моста крана.

У роботі [5] В.Ф. Гайдамака провів розрахунки зусиль, які виникають у елементах механізму підйому вантажу. Механізм підйому представлений у вигляді двомасової динамічної моделі. Для режиму посадки вантажу автор використовує кусочно-постійну функцію зміни гальмівного зусилля, яку можна використовувати лише наближено.

В роботі [6] М.А. Лобов встановив причини розбіжності теоретично визначених та експериментально вимірених зусиль в елементах механізму підйому вантажу. До таких причин належать: зміна модуля пружності гнучкого підвісу при його навантаженні; неточність визначення коефіцієнтів дисипації системи; спосіб закріплення вантажу на гнучкому підвісі; жорсткість основи на яку опускається або з якої підіймається вантаж; вид самого вантажу (монолітний або кусковий); характер зміни приводного зусилля.

У роботі [7] Л.Я. Будіков побудував тримасову динамічну модель механізму підйому вантажу та відповідну їй математичну модель. У цій роботі розроблено метод знаходження виразів для розрахунку максимальних зусиль у канаті та крановому мості. Розробка методу пов'язана з багаторазовим аналітичним інтегруванням диференціальних рівнянь руху механізму підйому вантажу.

Майже у всіх приведених роботах використана статична механічна характеристика приводного двигуна, яка вносить у розрахунки певні похибки. Загалом, відсутні роботи в яких математична модель процесу вертикального переміщення вантажу описана у повній мірі (весь цикл опускання-підйому вантажу).

3. Постановка мети та задач дослідження

Метою роботи полягає в розробці математичної моделі руху механізму підйому вантажу із вантажем на гнучкому підвісі з врахуванням динамічної дії на вантаж основи, на яку виконується його посадка (підіймання). У відповідності до мети необхідно вирішити такі задачі: 1) побудувати динамічну модель руху досліджуваної системи; 2) побудувати математичну модель механічної частини системи; 3) побудувати математичну модель електричної частини системи; 4) проаналізувати отриману математичну модель та вказати основні напрямки її застосування.

4. Виклад основного матеріалу

Перший етап у дослідженні динаміки підйому (опускання) вантажу – це побудова динамічної моделі досліджуваної системи. При побудові динамічної моделі малоістотними факторами нехтують (процес абстрагування), а інші – навпаки ідеалізують (процес ідеалізації). На рис. 1 показана динамічна модель досліджуваної системи.

При побудові динамічної моделі, що зображена на рис. 1, були прийняті такі припущення:

- 1) рух всіх елементів досліджуваної системи відбувається у вертикальній площині, тобто розглядається плоска задача;
- 2) приведені маси вантажу, моста, основи і приводу механізму підйому вантажу постійні і зосереджені;
- 3) коефіцієнти жорсткості каната, кранового моста та основи є постійними, всі інші елементи системи мають нескінченну жорсткість;
- 4) дія зовнішніх природних факторів (пориви вітру, зміна механічних властивостей при зміні температури навколишнього середовища) не враховується;
- 5) сили опору в механізмі підйому вантажу приймають постійними.

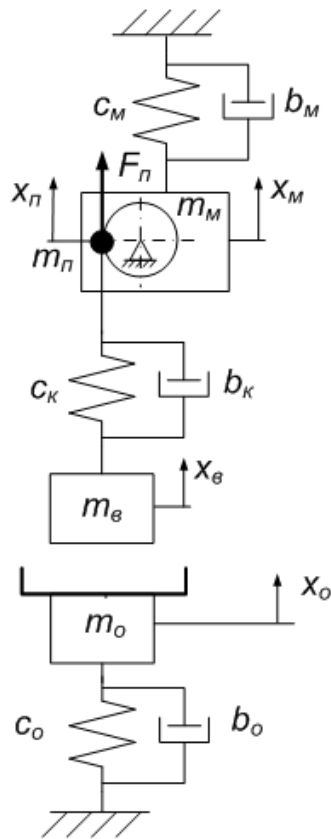


Рис. 1 – Динамічна модель системи „механізм підйому вантажу – вантаж – основа”:

c_o, c_k, c_m – приведені коефіцієнти жорсткості основи, вантажних канатів та моста крана відповідно; b_o, b_k, b_m – приведені коефіцієнти дисипації основи, вантажних канатів та моста крана відповідно; m_o, m_v, m_n, m_m – приведені маси основи, вантажу, приводу механізму підйому вантажу та кранового моста відповідно; x_o, x_v, x_n, x_m – узагальнені координати відповідних мас; F_n – приведене до барабана зусилля приводу механізму підйому вантажу

приведена маса приводу збільшує свою координату, а приведена маса моста опускається, оскільки зусилля натягу канату діє на неї у напрямку до вантажу. Крім того, можна припустити, що рух маси вантажу та приведеної маси основи відбувається синхронно, що означає рівність їх узагальнених координат. Початковими умовами руху приведеної маси приводу для другого етапу є кінцеві умови для першого. Для приведених мас вантажу та моста справедливі такі початкові умови:

Приведені припущення є загальноприйнятими і не призводять до значних відхилень теоретичних розрахунків від експериментальних.

Для того, щоб здійснити математичне моделювання роботи системи доцільно цикл „підйом-опускання” вантажу розділити на декілька етапів. При переході від одного етапу до іншого структура математичної моделі змінюється оскільки різні приведені маси починають рух у різні моменти часу. Крім того, для спрощення аналізу побудуємо окремо математичні моделі механічної та електричної частин системи.

Прийmemo у дослідженнях, що робота механізму підйому вантажу починається з режиму підйому. Тоді на першому етапі циклу підйом-опускання вантажу відбувається вибір слабину канату, яка створена для можливості закріплення вантажу. На цьому етапі рухається лише приведена маса приводу. Рівняння її руху описується диференціальним рівнянням другого порядку:

$$m_n \ddot{x}_n = F_n. \quad (1)$$

Крапка над символом означає диференціювання за часом. Початковими умовами руху приведеної маси приводу є нульові:

$$x_n(0) = \dot{x}_n(0) = 0. \quad (2)$$

Значна кількість дослідників динаміки підйому вантажу мостовим краном [2, 3] приймають припущення, що протягом першого етапу рух двигун встигає досягнути швидкості, яка близька до швидкості ідеального холостого ходу. Таке припущення використовується для того, щоб провести розрахунки найважчого режиму роботи механізму підйому вантажу. Кінцевим моментом першого етапу є момент коли слабина канату повністю вибрана.

Другий етап руху системи починається з моменту коли в канаті починає з'являтися зусилля. При цьому, як показує аналіз рис. 1, рухаються всі приведені маси системи: вантаж та приведена маса основи починають підніматись,

$$\begin{cases} x_{\epsilon}(t_1) = -\frac{(m_{\epsilon} + m_o)g}{c_o}; \\ x_m(t_1) = -\frac{m_m g}{c_m}; \\ \dot{x}_m(t_1) = \dot{x}_{\epsilon}(t_1) = 0, \end{cases} \quad (3)$$

де t_1 – тривалість першого етапу. Початкове положення вантажу визначається з таких міркувань: на початку руху вантаж знаходиться на основі і на неї діє її власна вага та вага вантажу. Сума ваги вантажу та основи, яка знаходиться у чисельнику першого виразу системи (3), компенсується пружним зусиллям основи, яке рівне добутку узагальненої координати вантажу x_{ϵ} і коефіцієнта жорсткості основи c_o . Аналогічно знаходиться початкове положення приведеної маси моста: вага приведеної маси моста на початку її руху компенсується пружним зусиллям у мості, яке рівне добутку його узагальненої координати x_m та коефіцієнта пружності моста c_m .

Диференціальні рівняння, які описують рух системи мають такий вигляд:

$$\begin{cases} m_n \ddot{x}_n + F_{\kappa} = F_n; \\ m_m (\ddot{x}_m + g) + F_{\kappa} + F_m = 0; \\ (m_{\epsilon} + m_o)(\ddot{x}_{\epsilon} + g) - F_{\kappa} + F_o = 0. \end{cases} \quad (4)$$

де F_{κ} , F_o , F_m – відповідно зусилля у канаті (зусилля розтягу каната), зусилля у основі та зусилля у крановому мості. Зусилля F_{κ} , F_o та F_m описуються такими виразами:

$$\begin{cases} F_{\kappa} = b_{\kappa} (\dot{x}_n + \dot{x}_m - \dot{x}_{\epsilon}) + c_{\kappa} ((x_n - x_n(t_1)) + \\ + (x_m - x_m(t_1)) - (x_{\epsilon} - x_{\epsilon}(t_1))); \\ F_o = b_o \dot{x}_{\epsilon} + c_o x_{\epsilon}; \\ F_m = b_m \dot{x}_m + c_m x_m. \end{cases} \quad (5)$$

На початку другого етапу зусилля натягу канату повинно бути нульовим. Для забезпечення цієї умови поточні узагальнені координати приведених мас приводу, моста та вантажу у виразі для F_{κ} віднімаються від їх початкових значень (3). Момент відриву вантажу від основи є кінцем другого етапу і початком третього. Кінцеві умови для другого етапу є початковими для третього. Математична модель третього етапу представлена у вигляді системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_n \ddot{x}_n + F_{\kappa} = F_n; \\ m_m (\ddot{x}_m + g) + F_{\kappa} + F_m = 0; \\ m_{\epsilon} (\ddot{x}_{\epsilon} + g) - F_{\kappa} + F_o = 0; \\ m_o (\ddot{x}_o + g) + F_o = 0. \end{cases} \quad (6)$$

На цьому етапі маса вантажу рухається окремо від приведеної маси основи. Математично це виражено четвертим рівнянням у системі (6) – воно не залежить від інших рівнянь. Більше того, рівняння руху основи є однорідним, а його розв'язок є коливним та затухаючим. Тривалість третього етапу визначається необхідною висотою підйому вантажу.

Четвертий етап характеризується гальмуванням приводу за допомогою електромеханічних колодкових гальм. Рівняння руху на цьому етапі співпадають із

рівняннями (6) з тією лише різницею, що змінюється функція F_n (більш детально про це буде сказано пізніше). Момент закінчення четвертого етапу визначається із умови рівності нулю швидкості руху приведеної маси приводу.

На п'ятому етапі руху системи маса вантажу, а також приведені маси основи та кранового моста, виконують вільні коливання (всі диференціальні рівняння руху елементів системи є однорідними). Для цього етапу справедлива рівність $F_k = F_n$, яка означає, що зусилля у канаті повністю компенсує зусилля створюване гальмівними колодками. Таким чином, математична модель п'ятого етапу має наступний вигляд:

$$\begin{cases} m_m(\ddot{x}_m + g) + F_k + F_m = 0; \\ m_g(\ddot{x}_g + g) - F_k + F_o = 0; \\ m_o(\ddot{x}_o + g) + F_o = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Тривалість п'ятого етапу визначається умовою переміщення вантажу у горизонтальному напрямку на місце його розвантаження.

На шостому етапі виконується опускання вантажу, при цьому гальмові колодки відокремлюються від гальмівного шківа і ротор двигуна починає обертатись у іншу сторону. Рух динамічної системи описується системою диференціальних рівнянь (6). Початкові умови для цього етапу є кінцевими для п'ятого. Зазначимо, що протягом п'ятого етапу вільні коливання основи, моста та вантажу встигають затухнути, тому початкові умови руху приведених мас моста, вантажу і основи для шостого етапу можна із достатнім ступенем точності записати у такому вигляді:

$$\begin{cases} x_m(t_6) = -\frac{(m_g + m_m)g}{c_m}; \\ x_g(t_6) = x_m(t_6) - \frac{m_g g}{c_k}; \\ x_o(t_6) = 0; \\ \dot{x}_m(t_6) = \dot{x}_n(t_6) = \dot{x}_g(t_6) = \dot{x}_o(t_6) = 0, \end{cases} \quad (8)$$

де t_6 – момент часу закінчення п'ятого і початку шостого етапу. Кінець шостого етапу визначається моментом дотикання вантажу до основи.

Сьомий етап руху динамічної системи характеризується сумісним переміщенням маси вантажу та приведеної маси основи. Протягом цього етапу зусилля натягу канату зменшується до нуля і вага вантажу повністю „передається” на основу. Для цього етапу справедлива система диференціальних рівнянь (4). Початкові умови для розв'язування цієї системи диференціальних рівнянь є кінцевими умовами для шостого етапу.

На восьмому етапі руху динамічної системи відбувається збігання канату для створення його слабину. Тривалість цього етапу може бути різною в залежності від того який вантаж транспортується. Початкові умови для восьмого етапу є кінцевими для сьомого. Математична модель руху окремих мас представляється системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_n \ddot{x}_n = F_n; \\ m_m(\ddot{x}_m + g) + F_m = 0; \\ (m_g + m_o)(\ddot{x}_g + g) + F_o = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Дев'ятий етап руху системи характеризується накладанням гальма. У кінці цього етапу приведена маса приводу має нульову швидкість (зупинка двигуна).

Математичні моделі руху системи для восьмого та дев'ятого етапів є однаковими. Початкові умови руху окремих мас для дев'ятого етапу є кінцевими для восьмого.

Таким чином, розроблено дев'ятиетапну математичну модель руху динамічної системи „механізм підйому вантажу – вантаж – основа”, яка дає змогу досліджувати діючі у елементах системи зусилля. Тепер перейдемо до моделі зміни приводного (гальмівного) зусилля F_n .

Для моделювання електричної частини системи використаємо рівняння асинхронного електричного двигуна [8]:

$$\begin{cases} \frac{di_{1\alpha}}{dt} = \frac{1}{\delta L_1} (u_{1\alpha} - i_{1\alpha} R_1 + k_r e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{1\beta}}{dt} = \frac{1}{\delta L_1} (u_{1\beta} - i_{1\beta} R_1 - k_r e_{2\beta}); \\ \frac{di_{2\alpha}}{dt} = -\frac{1}{\delta L_2} ((u_{1\alpha} - i_{1\alpha} R_1) k_s + e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{2\beta}}{dt} = -\frac{1}{\delta L_2} ((u_{1\beta} - i_{1\beta} R_1) k_s - e_{2\beta}); \\ \frac{3}{2} p L_{12} (i_{1\beta} i_{2\alpha} - i_{1\alpha} i_{2\beta}) \frac{i_{nep} \eta_{nep}}{r_{\delta ap}} = F_n, \end{cases} \quad (10)$$

де i_{nep} – передаточне число механізму підйому вантажу крана; $r_{\delta ap}$ – радіус канатного барабану; η_{nep} – ККД передач приводу механізму підйому вантажу ($\eta_{mex}=0,9$); $i_{1\alpha}$, $i_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму статора на нерухомі координатні осі α і β ; $i_{2\alpha}$, $i_{2\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму ротора на нерухомі координатні осі α і β ; L_1 , L_2 – індуктивності статорної та роторної обмоток; L_{12} – взаємодукація; k_r і k_s – коефіцієнти магнітного зв'язку ротора та статора відповідно ($k_r = \frac{L_{12}}{L_2}$; $k_s = \frac{L_{12}}{L_1}$); p – кількість пар

полісів електричної машини; $u_{1\alpha}$, $u_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора напруги статора на координатні осі α і β ($u_{1\alpha} = U_{\max} \cos(2\pi \int f dt)$, $u_{1\beta} = U_{\max} \sin(2\pi \int f dt)$); $U_{\max}$ – амплітуда фазної напруги живлення двигуна; f – частота напруги живлення двигуна; $e_{2\beta}$, $e_{2\alpha}$ – ЕРС, що індукуються потокозчепленнями ротора по осях α і β відповідно ($e_{2\alpha} = p \omega_{\delta\theta} (L_2 i_{2\beta} + L_{12} i_{1\beta}) + i_{2\alpha} R_2$, $e_{2\beta} = p \omega_{\delta\theta} (L_2 i_{2\alpha} + L_{12} i_{1\alpha}) - i_{2\beta} R_2$); R_1 – активний опір статорної обмотки; R_2 – приведений до статора активний опір роторної обмотки; δ – коефіцієнт розсіювання ($\delta = 1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{X_1}{2\pi f L_{12}}\right) \left(1 + \frac{X_2}{2\pi f L_{12}}\right)}$); X_1 – індуктивний опір статорної

обмотки; X_2 – приведений до статора індуктивний опір роторної обмотки. На першому, другому та третьому етапах двигун працює у режимі навантаження. На четвертому етапі двигун вимикається з мережі і відбувається накладання гальм, при цьому вважається, що

зусилля гальм змінюється майже стрибкоподібно (тривалість накладання гальм з електромагнітами змінного струму не перевищує 0,015-0,02 секунди [9, 10]). Гальмівний момент, що пропорційний гальмівному зусиллю, для четвертого етапу визначається так [11]:

$$M_z = K_z M_{\theta} \eta_{\text{пер}}, \quad (11)$$

де K_z – коефіцієнт запасу, який для середнього режиму роботи 5М механізму підйому вантажу приймається рівним $K_z=2$; M_{θ} – статичний момент при опусканні номінального вантажу (20 тон) приведений до вала двигуна ($M_{\theta}=834$ Нм). Для п'ятого етапу гальмівний момент визначається за такою залежністю:

$$M_z = F_{\kappa} r_{\text{бap}} \eta_{\text{мex}} i_{\text{пер}}. \quad (12)$$

Для шостого, сьомого та восьмого етапів руху системи використовується система диференціальних рівнянь (10) коли частота напруги живлення та номінальна швидкість руху двигуна змінюють свої знаки на протилежні (стають від'ємними). Це означає, що чергування фаз мережі живлення змінилось і електромагнітне поле у статорі приводного двигуна змінило напрямку руху. Зазначимо, що протягом четвертого та дев'ятого етапів із формулами (11) та (12) у виразі приводного зусилля необхідно використовувати систему диференціальних рівнянь (10), тобто діюче на систему зусилля є сумою зусилля створюваного двигуном та гальмами. Це пов'язано з тим, що електромагнітні перехідні процеси у приводному двигуні на цих етапах ще тривають не дивлячись на те, що напруга живлення двигуна рівна нулю. Для того, щоб в повній мірі представити картину зміни приводного зусилля F_n наведемо таблицю 1, в якій зведені параметри частоти та напруги живлення двигуна, а також гальмівного моменту.

Таблиця 1 – Зміна параметрів двигуна а також гальмівного моменту протягом всього циклу „підйом-опускання” вантажу

Номер етапу	Напруга живлення двигуна $U_{\text{дв}}$, В	Частота напруги живлення двигуна $f_{\text{дв}}$, Гц	Номінальна швидкість обертання двигуна $n_{\text{ном}}$, об/хв	Гальмівний момент M_z
1.	380	50	575	0
2.				
3.				
4.	0			вираз (11)
5.				вираз (12)
6.	380	-50	-575	0
7.				
8.				
9.	0			вираз (11)

Висновки

У даній роботі розроблена математична модель динаміки руху системи „механізм підйому вантажу – вантаж – основа”. Дана модель може використовуватись для знаходження енергетичних та динамічних показників роботи крана. Це необхідно для того, щоб проводити розрахунки елементів механізму підйому крана та основи, на яку виконується посадка

вантажу. Енергетичні показники, які можна визначити використовуючи математичну модель, дають змогу провести аналіз енергоефективності роботи крана та вказати заходи, що направлені на її підвищення. Розроблена математична модель представляє собою інструмент для розробки методів підвищення ефективності експлуатації вантажопідійомних кранів прольотного типу.

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. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М. М. Гохберг. – М. : Машиностроение, 1969. – 520 с.
4. Грузоподъемные краны. Кн. 2 / Шеффлер М., Дресиг Х., Курт Ф.; [пер. с нем. М. М. Рунов, В. Н. Федосеев]; под ред. М. П. Александрова. – М. : Машиностроение, 1981. – 287 с.
5. Гайдамака В. Ф. Грузоподъемные машины / В. Ф. Гайдамака. – К. : Вища школа, 1989. – 328 с.
6. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Н. А. Лобов. – М. : Машиностроение, 1987. – 160 с.
7. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа / Л. Я. Будиков. – Луганск : Изд-во ВУГУ, 1997. – 210 с.
8. Штейнер Р. Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты / Р.Т. Штейнер. – Екатеринбург: УРО РАН, 2000. – 654 с.
9. Александров М. П. Тормозные устройства: справочник / М. П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Фадеев. – М. : Машиностроение, 1985. – 312 с.
10. Яуре А. Г. Крановый электропривод: справочник / А. Г. Яуре, Е. М. Певзнер. – М. : Энергоатомиздат, 1988. – 344 с.
11. Герасимьяк Р. П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р. П. Герасимьяк, В. А. Лещёв. – Одесса: СМІЛ, 2008. – 192 с.

Стаття надійшла до редакції 12 травня 2014 р.

УДК 621.86

ИЗМЕНЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ВИТКАХ КАНАТА ПРИ НАВИВКЕ НА БАРАБАН

©Ломакин А. А.

Украинская инженерно-педагогическая академия

В статье приведены результаты эксперимента, по определению изменения напряжений в витках каната при навивке на барабан, проведенного в лабораторных условиях, и сделано сравнение полученных результатов.

Ключевые слова: канат, барабан, напряжения, ZETLab, витки, тензодатчики, сигнал, экспериментальная установка.

Ломакін А. О. «Зміна напружень у витках каната при навивці на барабан».

У статті наведено результати експерименту, з визначення зміни напружень у витках каната при навивці на барабан, проведеного в лабораторних умовах, та зроблено порівняння отриманих результатів.

Ключові слова: канат, барабан, напруження, ZETLab, витки, тензодатчики, сигнал, експериментальна установка.

Lomakin A. A. "Tension changes in a steel rope turns during winding on the drum".

The article presents the results of an experiment to determine the tension changes in the turns of the steel rope during winding on the drum, conducted in the laboratory, and made a comparison of the results obtained.

Key words: steel rope, drum, tension, strain gauges, ZETLab, signal, experimental setup.

1. Введение

Тяговый канат относится к числу наиболее нагруженных и ответственных элементов грузоподъемных механизмов. Существующие методики проектирования предусматривают лишь расчет каната на растяжение при условии его статической нагрузки, но не учитывается действие напряжения изгиба. Для более точного выбора канатов необходимо точное определение нагрузок, воспринимаемых канатом при навивке на барабан, во время подъема груза.

2. Основная часть

С целью определения напряжений в витках каната при навивке на барабан была разработана экспериментальная установка.

В общем виде экспериментальная установка имеет вид (см. рис. 1).

На гладкий барабан, который имеет следующие размеры: диаметр 150 мм, длина 200 мм, толщина стенки 1,8 мм наматывался стальной канат диаметром 6,4 мм по ГОСТ 3077-80, к которому подвешен груз. С внешней стороны навиваемого каната на прядь наклеен датчик, который измеряет деформацию с помощью устройства ZET 210 [2].

Сценарий записи (каналы, частота дискретизации, режим записи и т.д.) задается с компьютера и программы регистратора [4]. С помощью ручного привода канат навивается на барабан. Высота подъема составляла 1,2 м, нагрузка 3975 Н [1].

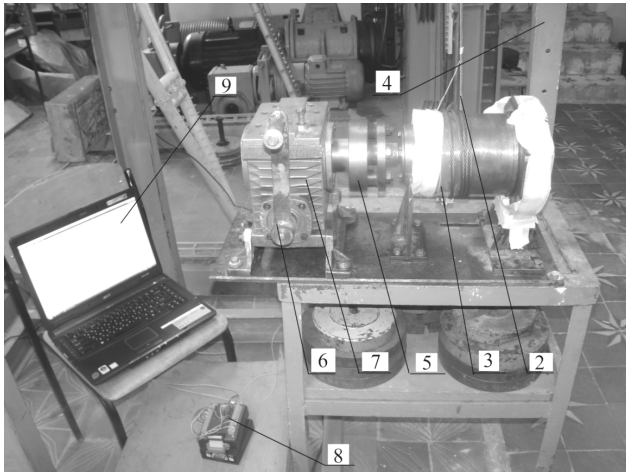


Рис. 1 - Общий вид экспериментальной установки с регистратором напряжений ZET 210: 1 – измерительные тензорезисторы; 2 – стальной канат диаметром 6,4 мм; 3 – канатный барабан; 4 – опорная рама; 5 – муфта; 6 – приводная ручка; 7 – редуктор; 8 – ZET 210 и ZET 240; 9 – базовое программное обеспечение ZETLab

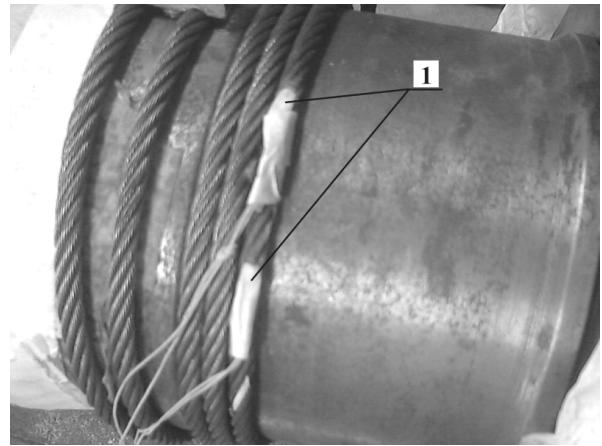


Рис. 2 - Стальной канат (расположение измерительных тензорезисторов)

Примененная схема подключения тензорезисторов представлена на рис. 3.

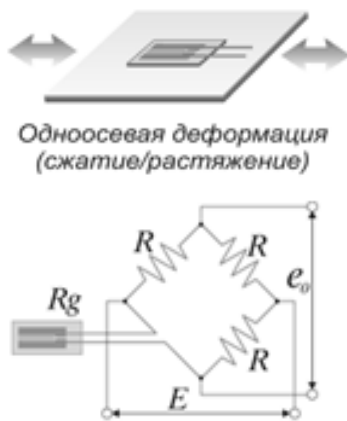


Рис. 3 - Схема подключения тензорезисторов

Подключен один активный тензорезистор, двухпроводная схема подключения. Применима при малых изменениях температуры. Без термокомпенсации. $\times 1$ выход. Изгиб также влияет на измерения [3, 4].

Полученные в ходе эксперимента результаты представим на рис. 4.

Для выбранной схемы подключения [4].

$$e_0 = (E / 4) \cdot K_s \cdot \varepsilon_0 \quad (1)$$

из данной формулы выразим деформацию ε_0 для точки контакта

$$\varepsilon_0 = \frac{e_0}{(E / 4) \cdot K_s} = \frac{56,5}{(1500 / 4) \cdot 2,0} = 75,4 \cdot 10^{-3} \text{ мм} \quad (2)$$

где: e_0 - напряжение в испытуемом образце, полученное экспериментальным путем [мВ];

E - питание моста $E = 1,5 \text{ В} = 1500 \text{ мВ}$

K_s - коэффициент тензо-чувствительности $K_s = 2$

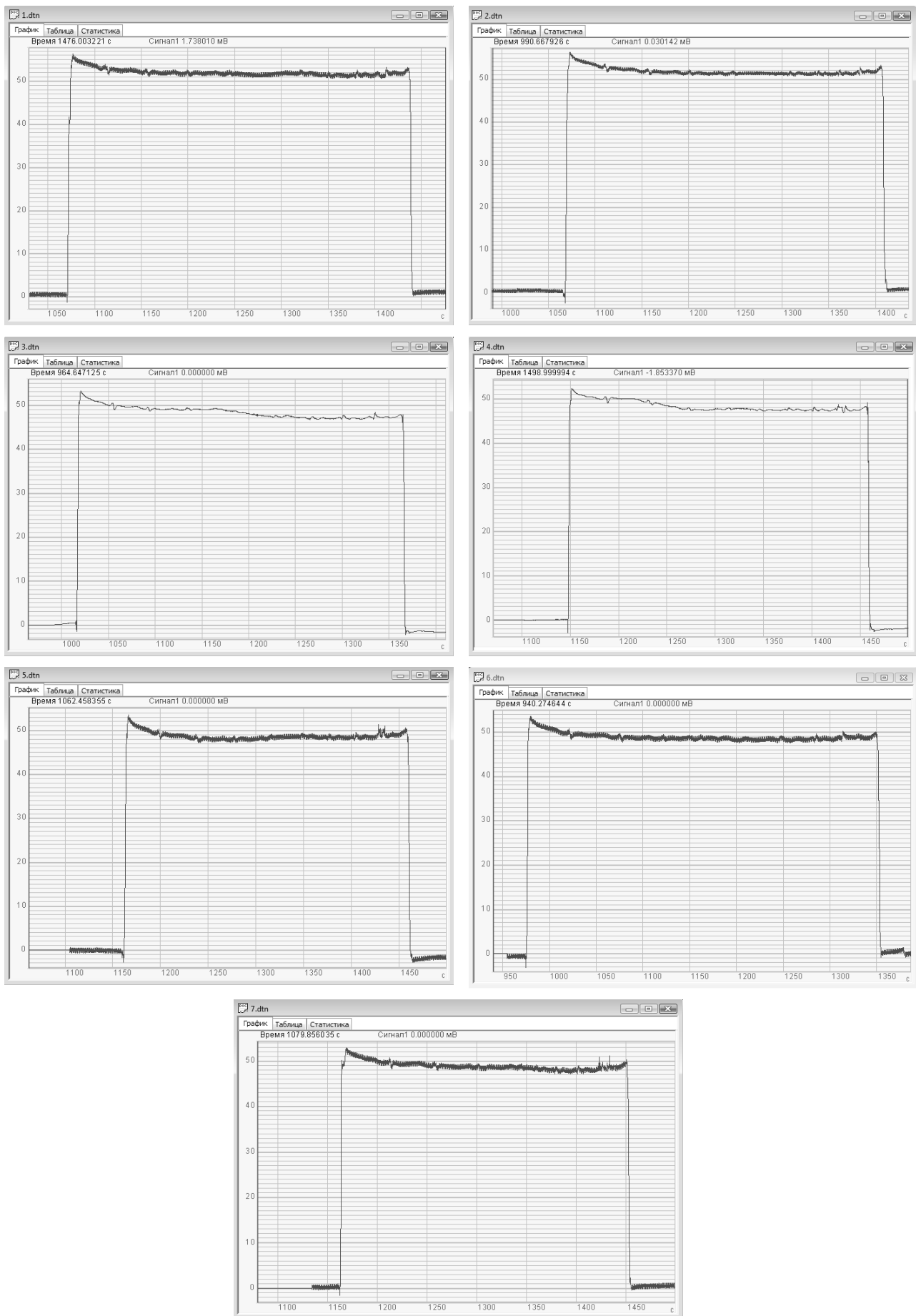


Рис. 4 - Напряжения в навиваемом на барабан гибком стержне, полученные экспериментальным путем с использованием АЦП ZetLab 210

Данные, полученные при обработке результатов, представим в виде табл. 1.

Таблица 1 - Напряженность навиваемого на барабан каната

Точка на графике	Выходное напряжение (мВ)						
	Опыт 1	Опыт 2	Опыт 3	Опыт 4	Опыт 5	Опыт 6	Опыт 7
точка отсчета	0,8	0,5	-0,8	-1	0,3	0,26	0,19
точка контакта *	56,5	56,47	53,6	53,65	52,95	53,12	52,8
точка на витке №1	51,85	51,8	49,8	49,85	49,73	49,71	49,74
точка на витке №2	51,35	51,3	47,8	47,87	47,6	49,5	49,12
точка на витке №3	51,1	50,9	47,19	47,29	47,3	48,8	47,52
точка на витке №4	50,82	50,48	46,9	47,05	46,92	47,3	47,3
* точка - тело датчика							

Найдем абсолютную деформацию:

$$\varepsilon_a = \frac{dl}{l} = \frac{\varepsilon_0}{L_d} = \frac{75,4 \cdot 10^{-3}}{3,7} = 20,3 \cdot 10^{-3} \text{ мм} \quad (3)$$

здесь L_d – длина тела датчика $L_d = 3,7 \text{ мм}$,

тогда напряжение в точке контакта

$$\sigma = E \cdot \varepsilon_0 = 2,0 \cdot 10^5 \cdot 20,3 \cdot 10^{-3} = 4072,07 \text{ Н/мм}^2 \quad (4)$$

где $E = 2,0 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ – модуль Юнга (упругости) стали.

Используя программную оболочку Mathcad [5], определим деформации и напряжения в витках каната при навивке на барабан, результаты расчетов представим в табл. 2.

По полученным результатам строим графики напряжений в витках каната (рис. 5 и рис. 6).

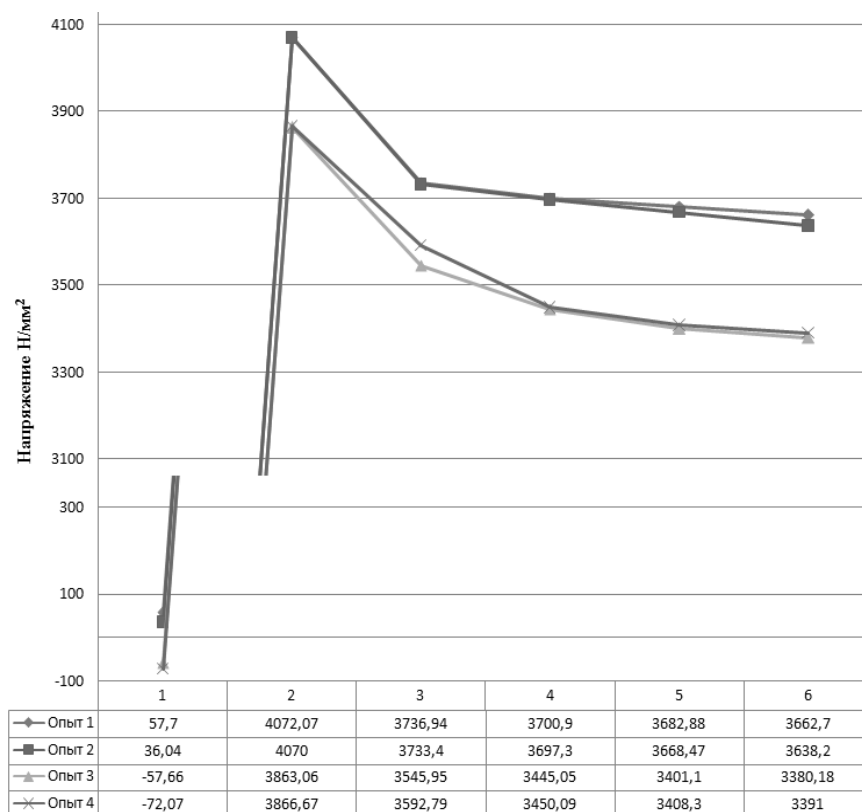


Рис. 5 – Графики напряжений в витках каната, опыты 1-4

Таблиця 2 – Результаты расчетов

№	Точка на графике	точка отсчета	точка контакта *	точка на витке №1	точка на витке №2	точка на витке №3	точка на витке №4
Опыт 1	деформ. мест. (мм)	$0,10 \cdot 10^{-3}$	$75,4 \cdot 10^{-3}$	$69,1 \cdot 10^{-3}$	$68,46 \cdot 10^{-3}$	$68,13 \cdot 10^{-3}$	$67,76 \cdot 10^{-3}$
	деформ. абсол. (мм)	$0,28 \cdot 10^{-3}$	$20,3 \cdot 10^{-3}$	$18,7 \cdot 10^{-3}$	$18,5 \cdot 10^{-3}$	$18,4 \cdot 10^{-3}$	$18,3 \cdot 10^{-3}$
	напряж. (Н/мм ²)	57,7	4072,07	3736,94	3700,9	3682,88	3662,7
Опыт 2	деформ. мест. (мм)	$-0,66 \cdot 10^{-3}$	$75,3 \cdot 10^{-3}$	$69,07 \cdot 10^{-3}$	$68,4 \cdot 10^{-3}$	$67,8 \cdot 10^{-3}$	$67,3 \cdot 10^{-3}$
	деформ. абсол. (мм)	$0,18 \cdot 10^{-3}$	$20,3 \cdot 10^{-3}$	$18,66 \cdot 10^{-3}$	$18,48 \cdot 10^{-3}$	$18,3 \cdot 10^{-3}$	$18,2 \cdot 10^{-3}$
	напряж. (Н/мм ²)	36,04	4070	3733,4	3697,3	3668,47	3638,2
Опыт 3	деформ. мест. (мм)	$-0,1 \cdot 10^{-3}$	$71,47 \cdot 10^{-3}$	$65,6 \cdot 10^{-3}$	$63,7 \cdot 10^{-3}$	$62,9 \cdot 10^{-3}$	$62,9 \cdot 10^{-3}$
	деформ. абсол. (мм)	$-0,29 \cdot 10^{-3}$	$19,3 \cdot 10^{-3}$	$17,7 \cdot 10^{-3}$	$17,2 \cdot 10^{-3}$	$17,0 \cdot 10^{-3}$	$16,9 \cdot 10^{-3}$
	напряж. (Н/мм ²)	-57,66	3863,06	3545,95	3445,05	3401,1	3380,18
Опыт 4	деформ. мест. (мм)	$-1,33 \cdot 10^{-3}$	$71,5 \cdot 10^{-3}$	$66,46 \cdot 10^{-3}$	$63,8 \cdot 10^{-3}$	$63,05 \cdot 10^{-3}$	$62,73 \cdot 10^{-3}$
	деформ. абсол. (мм)	$-0,36 \cdot 10^{-3}$	$19,33 \cdot 10^{-3}$	$17,96 \cdot 10^{-3}$	$17,25 \cdot 10^{-3}$	$17,34 \cdot 10^{-3}$	$16,95 \cdot 10^{-3}$
	напряж. (Н/мм ²)	-72,07	3866,67	3592,79	3450,09	3408,3	3391
Опыт 5	деформ. мест. (мм)	$0,4 \cdot 10^{-3}$	$70,6 \cdot 10^{-3}$	$66,30 \cdot 10^{-3}$	$63,47 \cdot 10^{-3}$	$63,06 \cdot 10^{-3}$	$62,56 \cdot 10^{-3}$
	деформ. абсол. (мм)	$0,1 \cdot 10^{-3}$	$19,08 \cdot 10^{-3}$	$17,92 \cdot 10^{-3}$	$17,15 \cdot 10^{-3}$	$17,04 \cdot 10^{-3}$	$16,90 \cdot 10^{-3}$
	напряж. (Н/мм ²)	21,62	3816,22	3584,14	3430,63	3409,01	3381,62
Опыт 6	деформ. мест. (мм)	$0,37 \cdot 10^{-3}$	$70,82 \cdot 10^{-3}$	$66,28 \cdot 10^{-3}$	$66,0 \cdot 10^{-3}$	$65,06 \cdot 10^{-3}$	$64,53 \cdot 10^{-3}$
	деформ. абсол. (мм)	$0,094 \cdot 10^{-3}$	$19,14 \cdot 10^{-3}$	$17,94 \cdot 10^{-3}$	$17,83 \cdot 10^{-3}$	$17,58 \cdot 10^{-3}$	$17,44 \cdot 10^{-3}$
	напряж. (Н/мм ²)	18,74	3828,47	3582,7	3567,57	3517,12	3488,3
Опыт 7	деформ. мест. (мм)	$0,25 \cdot 10^{-3}$	$70,4 \cdot 10^{-3}$	$66,32 \cdot 10^{-3}$	$65,49 \cdot 10^{-3}$	$63,36 \cdot 10^{-3}$	$63,06 \cdot 10^{-3}$
	деформ. абсол. (мм)	$-0,06 \cdot 10^{-3}$	$19,03 \cdot 10^{-3}$	$17,92 \cdot 10^{-3}$	$17,70 \cdot 10^{-3}$	$17,12 \cdot 10^{-3}$	$17,04 \cdot 10^{-3}$
	напряж. (Н/мм ²)	13,69	3805,41	3584,86	3540,18	3424,86	3409,01
* точка - тело датчика							

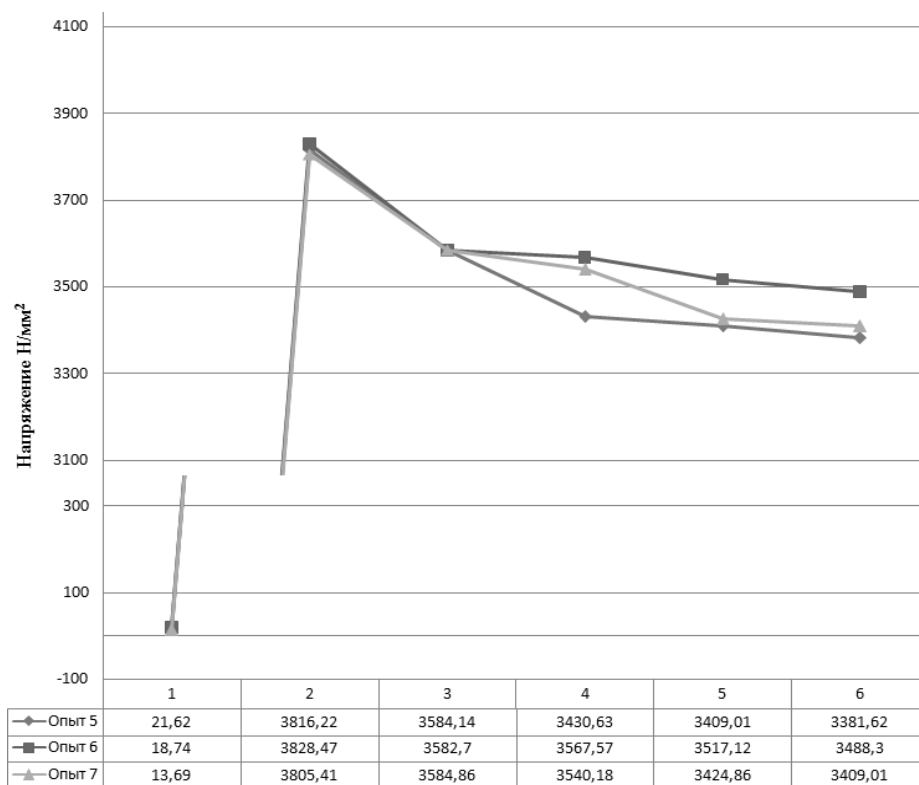


Рис. 6 – Графики напряжений в витках каната, опыты 5-7.

Выводы

Проанализировав полученные графики (рис. 5 и рис. 6) видно, что максимальное напряжение каната при навивке на барабан приходится на точку контакта. Падение напряжения между точкой контакта и началом второго витка составляет в среднем 7,25 %, между точкой контакта и началом третьего витка составляет в среднем 9 %, между точкой контакта и началом четвертого витка составляет в среднем 10,3 %, между точкой контакта и концом четвертого витка составляет в среднем 11 %.

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. Исследование напряжений в стене канатного барабана экспериментальным методом / Н. Н. Фидровская, И. С. Варченко // Восточно - Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №5/5. – С. 60–63.
3. Немец И. Практическое применение тензорезисторов / И. Немец ; пер. с чеш. А. Г. Мазепы. – М. : Энергия, 1970. – 144 с. – (Библиотека по автоматике ; вып. 393)
4. Формирование тензометрических мостовых схем [Электрон. ресурс]. – Режим доступа : http://www.zetlab.ru/support/articles/tenzo/tenzo_shemi.php. (дата обращения 26.03.2014).
5. Гурский Д. А. Вычисления в Mathcad 12 / Д. А. Гурский, Е. С. Турбина.- СПб. : Питер, 2006. — 544 с.: ил.

Стаття надійшла до редакції 9 квітня 2014 р.

УДК 621.863.2

**МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ МАКСИМАЛЬНИХ НАПРУЖЕНЬ
ТА ПРОГИНІВ В СТІНЦІ КАНАТНОГО БАРАБАНА, ПІДКРІПЛЕНОГО
КІЛЬЦЕМ ЖОРСТКОСТІ В СЕРЕДНЬОМУ ПЕРЕРІЗІ**

©Нестеренко В. В.

*Первомайський політехнічний інститут Національного університету кораблебудування
ім. адмірала Макарова*

Робота присвячена розробці методики визначення необхідності встановлення підкріплюючого кільця для обичайки барабана залежно від її геометричних параметрів та величини нормативного тиску, визначення розмірів поперечного перерізу підкріплюючого кільця в залежності від величини натягнення у гільці канату. Також обчислено величини максимальних ефективних напружень та приведених прогинів для певних значень співвідношень геометричних параметрів обичайки барабана.

Ключові слова: напружено-деформований стан, підкріплюючі кільця, концентрація напружень, деформації, оболонка, барабан, стійкість, прогин.

Нестеренко В. В. «Методика расчета максимальных напряжений и прогибов в стенке канатного барабана, подкрепленного кольцом жёсткости в среднем сечении».

Работа посвящена разработке методики определения необходимости установки подкрепляющего кольца обечайки барабана в зависимости от её геометрических параметров и величины нормативного давления, определения размеров поперечного сечения подкрепляющего кольца в зависимости от величины натяжения в ветви каната. Также рассчитаны величины максимальных эффективных напряжений и приведенных прогибов для некоторых соотношений геометрических параметров обечайки.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, подкрепляющие кольца, концентрация напряжений, деформации, оболочка, барабан, стойкость, прогиб.

Nesterenko V. V. “Methodology of calculation of maximal tensions and bending in the wall of rope drum, supported by the ring of inflexibility in a midship”.

Work is sanctified to development of methodology of determination of necessity of setting of supporting ring of purfling of drum depending on her geometrical parameters and size of normative pressure, determining size of cross-sectional of supporting ring depending on the size of pull in the branch of rope. The sizes of maximal effective tensions and the brought bending over are also expected for some correlations of geometrical parameters of purfling.

Key words: mode of deformation, reinforcing ring, stress concentration, deformations, methods, means, case, drum, stability, deflection.

1. Постановка проблеми

Одним з головних напрямів модернізації існуючих підйомно-транспортних машин є зменшення ваги підйомних пристроїв. Зменшення ваги вантажопідйомних машин може бути досягнуто різноманітними шляхами. Дуже важливо забезпечити оптимальний загальний

розв'язок задачі. Для цього необхідно розробити нові методики розрахунку окремих конструкцій та вузлів крану, правильно призначити запаси міцності та стійкості і т.д. У багатьох випадках для підвищення стійкості стінки барабану застосовують поздовжні ребра або кільця жорсткості. Але їх використання призводить до неоднозначних наслідків [1, 2].

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій

При встановленні поздовжніх ребер або кілець технологія виготовлення барабану ускладнюється. Крім того, рівень напруженого стану поблизу вварених в барабан кілець жорсткості значно вище, ніж той, який дають звичайні розрахунки на міцність. У результаті цього з'являються кільцеві тріщини в місці з'єднання кільця з обичайкою. Особливо це стосується поздовжніх ребер, тому що напруження згину, які виникають при цьому, можуть бути дуже значними і стати причиною руйнування ребер та стінок. У своїх роботах [3, 4] Б. С. Ковальський застерігає конструкторів від встановлення різних елементів для збільшення жорсткості, тому що такі елементи можуть стати місцями концентрації напружень та руйнування конструкції. У той самий час, встановлення кільця жорсткості на ділянці між нарізками стінки (при достатній відстані між ними) не створює ускладнень, і може бути рекомендоване, якщо встановлення кільця жорсткості виявляється необхідними. Але питання стійкості стінки барабана зберігається в числі важливих незалежно від того, як виконується стінка барабана, – з кільцями жорсткості або без них, та вирішується за рахунок збільшення товщини [5].

3. Постановка мети та задач дослідження

Обичайка канатного барабана розглядається як циліндрична оболонка, що вільно спирається на опори, має сталу товщину та підкріплена в середньому перерізі кільцем жорсткості. Оболонка навантажена бігучими витками канату. Аналіз результатів обчислень компонент напружено-деформованого стану стінки оболонки за перелічених умов дозволив зробити наступні висновки.

Встановлення підкріплюючого кільця жорсткості, що перешкоджає викривленню форми кола перерізу, помітно змінює характер розподілення напружень у оболонці в зоні кільця. Зона впливу підкріплюючого кільця має яскраво виражений локальний характер в осьовому напрямку та незначно змінює характер розподілення компонент напружено-деформованого стану в стінці оболонки, яка навантажена бігучими витками канату, уже на відстані $(0,1 \dots 0,5)a$, де a – середній радіус обичайки.

Виходячи із зазначеного можна зробити висновок: встановлення кільця жорсткості необхідно виконувати відповідно до вимог виконання умов стійкості форми циліндричної оболонки, враховуючи її загальну довжину.

4. Виклад основного матеріалу

Максимальні напруження та максимальні прогини стінки обичайки барабана, яка знаходиться під дією локального навантаження бігучими витками каната практично не залежать від жорсткості встановлюваного підкріплюючого кільця. Стінка обичайки навантажується

локально канатом, що навивається, а зона навантаження переміщується по довжині оболонки у процесі підйому вантажу. При цьому навантаження у першому витку (безпосередньо під дією вантажу) є максимальним, а в інших витках перерозподіляється відповідно до закону Ейлера, що враховує вплив коефіцієнта тертя ковзання пари канат – поверхня обичайки [6, 7].

Навантаження змінюються по витках у залежності від величини коефіцієнта тертя f (рис. 1).

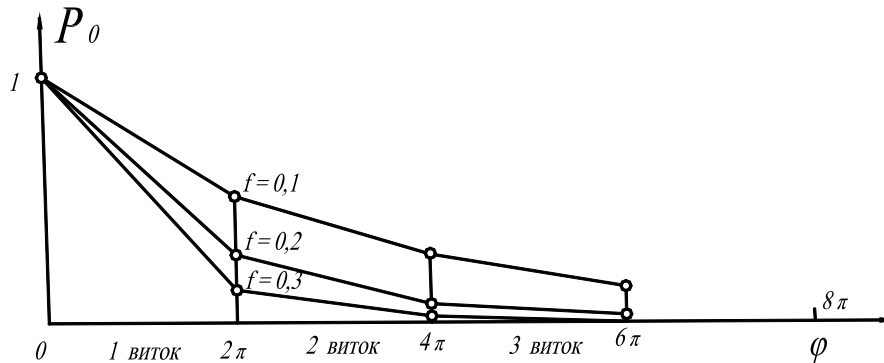


Рис. 1 – Розподілення навантаження по витках каната

Радіальний тиск каната в точці входу його в контакт з обичайкою прийнято за одиницю. Враховуючи характер розподілення навантаження за витками, можна зробити висновок про те, що аналіз розподілення максимальних напружень і прогинів стінки оболонки з достатнім ступенем точності можна проводити з одним ($k=1$) витком каната та сталим по колу тиском P_0 . Максимальні ефективні напруження $\bar{\sigma}_{e \max} = \sqrt{\bar{\sigma}_x^2 + \bar{\sigma}_y^2}$

розподіляються у залежності від параметра обичайки $\gamma = \frac{a}{h}$, параметра відношення жорсткості обичайки і підкріплюючого кільця $\frac{a^2}{F_k}$ та максимальних приведених прогинів

$\bar{w}_{\max} = \frac{w_{(x)\max}}{P_0/E}$ [8]. Для $\bar{\sigma}_{e \max} = A \cdot \gamma^{3/2}$ значення коефіцієнта A залежить від параметра γ (рис.

2). Для $\bar{w}_{\max} = B \cdot \gamma$ значення коефіцієнта B також залежить від параметра γ (рис. 3).

Для циліндричної оболонки побудовані графіки залежності критичного тиску [8] від параметра $\alpha=l/a$, де l – довжина оболонки; a – радіус серединної поверхні в поперечному перерізі оболонки (рис. 4, 5).

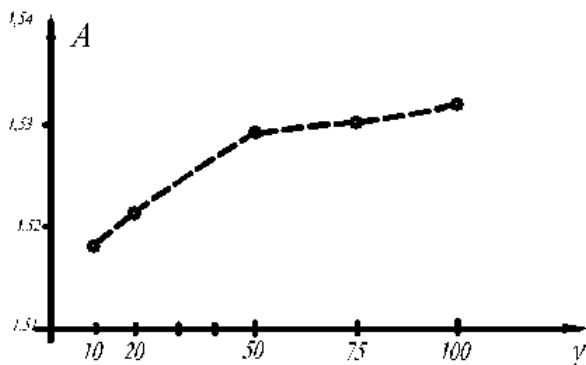


Рис. 2 – Залежність коефіцієнта A від параметра γ

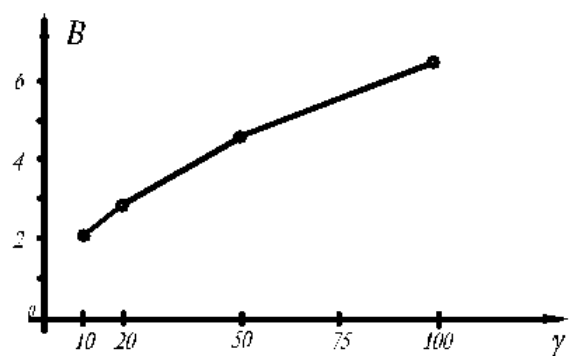


Рис. 3 – Залежність коефіцієнта B від параметра γ

Для зручності практичного використання графіки $\gamma P = f(\alpha)$ побудовані для різних значень параметра γ та у різних масштабах (див. рис. 4, 5).

Користуючись даними табл. 1 та графіками (рис. 4, 5), можна виконати розрахунки та за їх результатами обґрунтувати необхідність встановлення підкріплюючих кілець у наступному порядку.

Таблиця 1 – Нормативний критичний тиск P_H , МПа

$\alpha = l/a$	$\gamma = a/h$				
	30	50	125	250	500
1	18,6	5,1	0,49	0,059	0,01
2	8,6	2,3	0,24	0,030	0,005
5	2,95	0,92	0,08	0,012	0,002
10	1,41	0,52	0,042	0,0057	0,001
25	0,81	0,19	0,016	0,0021	0,0009
50	0,77	0,18	0,011	0,0015	0,0002

1. Задаємо вихідні дані для проектування канатного барабана:

- радіус циліндричної обичайки a , мм;
- товщина стінки обичайки h , мм;
- довжина обичайки l , мм;
- натяг у гілці каната S_δ , кН.

2. Визначаємо параметри оболонки:

$$\gamma = \frac{a}{h}; \quad \alpha = \frac{l}{a}.$$

3. Визначаємо параметр навантаження, МПа: $P = \frac{S_\delta}{a \cdot d_k}$,

де d_k – ширина, по якій розподіляється навантаження S_δ (для гладких барабанів d_k – діаметр каната в мм).

4. Обчислюємо величину γP , МПа.

5. За графіками (рис. 4, 5) для параметрів γ і γP визначаємо необхідний із умови стійкості параметр $\alpha_{\text{пот}}$.

6. Якщо виконується умова $\alpha \leq \alpha_{\text{пот}}$, необхідно встановлювати кільця жорсткості для підкріплення оболонки (рис. 6).

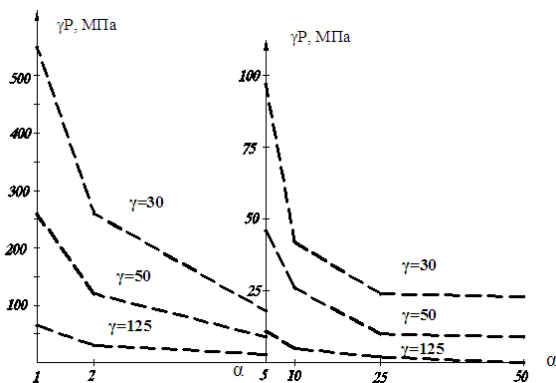


Рис. 4 – Залежність величини критичного тиску від параметра α

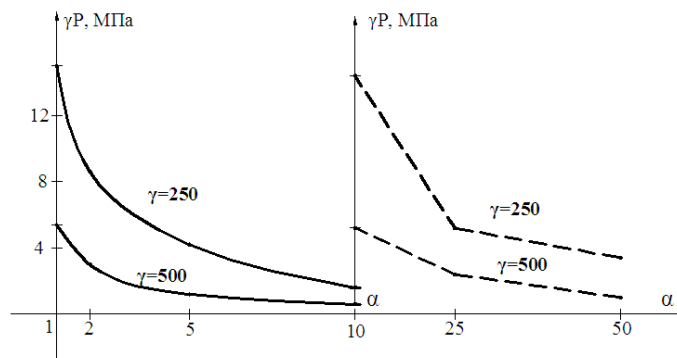


Рис. 5 – Залежність величини критичного тиску від параметра α

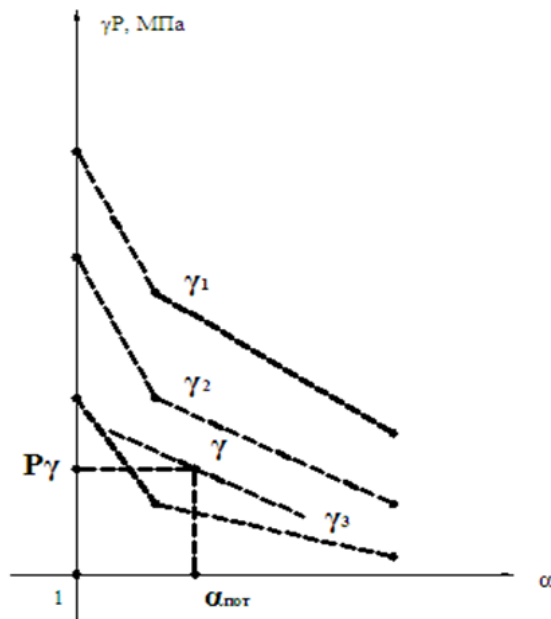


Рис. 6 – Приклад визначення необхідності встановлення підкріплюючих кілець

Підкріплююче кільце вибирають із умови стійкості та перевіряють на міцність. Можливі дві форми втрати стійкості кільця: плоска (в площині кільця) та просторова (поза площиною кільця) [9]. Критичні величини інтенсивності навантаження визначаються залежностями:

- плоска форма втрати стійкості

$$P_{кр.к}^{пл} = 4,5 \frac{EI_y}{R^3};$$

- просторова форма втрати стійкості

$$P_{кр.к}^{пр} = \frac{12}{4 + \frac{EI_x}{GI_k}} \cdot \frac{EI_x}{R^3}.$$

Для прямокутної форми перерізу кільця $h \times b$ (де h – висота, b – ширина перерізу) маємо:

$$I_y = \frac{hb^3}{12}; \quad I_x = \frac{bh^3}{12}; \quad I_k = ab^4,$$

де α – коефіцієнт, що визначається за табл. 1 у залежності від h/b ;
 G – модуль пружності другого роду, Па;
 R – середній радіус кільця, що дорівнює середньому радіусу оболонки, м.
 Нехай $\beta = h/b$, тоді:

– плоска форма втрати стійкості $P_{кр.к}^{пл} = 4,5 \cdot \beta \frac{Eb^4}{12R^3};$

– просторова форма втрати стійкості $P_{кр.к}^{пр} = \frac{12}{4 + \frac{1+\mu}{6} \cdot b^3/\alpha} \cdot \frac{Eb^4}{R^3}$

З відношення $\xi = \frac{P_{кр.к}^{пл}}{P_{кр.к}^{пр}} = \frac{12\beta^2}{4,5 \left(4 + \frac{1+\mu}{6} \frac{\beta^3}{\alpha} \right)} = \frac{\beta^2}{1,5 + \frac{1+\mu}{16} \frac{\beta^3}{\alpha}}$

бачимо, що для $\beta \leq 1,5$ (квадратний або круглий переріз, або близькі до них) $P_{кр.к}^{пр} < P_{кр.к}^{пл}$, тобто визначальним є критичний тиск, який визначається із умови просторової втрати стійкості $P_{кр.к}^{пр}$. Для $\beta > 1,5$ $P_{кр.к}^{пр} > P_{кр.к}^{пл}$ (результати розрахунків наведені у табл. 2), тобто до розрахунку необхідно приймати критичний тиск, що визначається із умови плоскої втрати стійкості $P_{кр.к}^{пл}$. Допустиме критичне навантаження $[P_{кр.к}] = \frac{P'_{кр.к}}{n_y}$, для $\beta = h/b > 1,5$

маємо $[P_{кр.к}] = \frac{P_{кр.к}^{пл}}{n_y} = \frac{4,5}{12} \beta \frac{Eb^4}{R^3} \frac{1}{n_y}$, де n_y – коефіцієнт запасу стійкості.

Таблиця 2 – Значення коефіцієнтів α і ξ у залежності від величини β

Коефіцієнти	$\beta = h/b$									
	1	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	8,0	10,0
α	0,140	0,294	0,375	0,457	0,622	0,790	1,123	1,789	2,456	3,123
ξ	0,48	0,92	1,16	1,37	1,76	2,10	2,61	3,18	3,47	3,62

Прирівнюючи $[P_{кр.к}]$ – до інтенсивності навантаження $\frac{S_\delta}{R}$, отримуємо

$$\beta^4 \geq \frac{12R^2 n_y S_\delta}{4,5\beta E}. \text{ Прийmemo } E=2 \cdot 10^{11} \text{ Па, } n_y=2,4, \text{ одиниці вимірювання: } S_\delta - \text{Н, } R - \text{м. Тоді}$$

$$\text{ширина перерізу кільця в см } b \geq 0,2384 \sqrt{\frac{S_\delta R^2}{\beta}}.$$

Вибрана площа поперечного перерізу підкріплюючого кільця для деяких випадків навантаження та прийнятих геометричних параметрів кільця, $\beta = 3$ (табл. 3). Враховуючи той факт, що у барабані, який обертається, напруження згину змінюються у часі, необхідно також виконувати розрахунок на утомну міцність (витривалість) [9].

Таблиця 3 – Результати вибору параметрів поперечного перерізу підкріплюючого кільця

Параметри поперечного перерізу кільця	Натяжіння у гільці каната S_δ , кН						
	10	25	50	100	25	50	100
R , м	0,25	0,25	0,25	0,25	0,50	0,50	0,50
b , мм	9	11,3	13,5	16	16	19	23
h , мм	27	34	40,5	48	48	57	69
$h \times b$, мм (F_k , см ²)	10×30 (3)	12×40 (4,8)	15×45 (6,75)	16×50 (8)	16×50 (8)	20×60 (12)	25×75 (18,75)

Висновки

1. Проведено аналіз впливу геометричних параметрів обичайки барабана на величину ефективних напружень та приведених прогинів.
2. Обчислено величини максимальних ефективних напружень та приведених прогинів для певних значень співвідношень геометричних параметрів обичайки барабана.
3. Обчислено нормативний критичний тиск для вище зазначених співвідношень геометричних параметрів обичайки барабана.
4. Розроблено методику визначення необхідності встановлення підкріплюючого кільця для обичайки барабана залежно від її геометричних параметрів та величини нормативного тиску.
5. Розроблено методику визначення розмірів поперечного перерізу підкріплюючого кільця в залежності від величини натяжіння у гільці канату.

Список використаних джерел:

1. Гаркуша Н. Г. Экспериментальное исследование действительных усилий в шахтных подъемных канатах / Н. Г. Гаркуша, Н. А. Черныш, Л. В. Колосов [и др.] // Стальные канаты. – К. : Техніка, 1967. – №4. – с.26 – 29.

2. Жулиев А.Л. Устойчивость барабанов шахтных подъемных машин / А. Л. Жулиев // Гірничая електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб., присвячений пам'яті проф. В. О. Мурзіна / Нац. гірничая акад. України. – Дніпропетровськ, 1999. – Спец. вип. 2(61). – С. 77–80.
3. Ковальский Б. С. Напряжение в стенке канатного барабана / Б. С. Ковальский // Научные записки ХАИ. – Харьков, 1940. – Т. 4, вып.10. – С. 63–72.
4. Ковальский Б. С. Барабаны грузоподъемных машин / Б. С. Ковальский, С. В. Кожин. – Харьков: ХВКИУ, 1969. – 164с.
5. Давыдов Б. Л. Применение теории балок, лежащих на упругом основании, к расчету барабанов грузоподъемных машин / Б. Л. Давыдов // Вестник инженеров и техников. – М., 1949. – 300 с.
6. Динник А. Н. Устойчивость упругих систем / А. Н. Динник. – М. : ОНТИ, 1935.– 183с.
7. Писаренко Г. С. Уравнение и краевые задачи теории пластичности и ползучести / Г. С. Писаренко, И. С. Можаровский. – К. : Наук. думка, 1981. – 496с.
8. Писаренко Г. С. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии / Г. С. Писаренко, А. А. Лебедев. – К. : Наук. думка, 1976. – 416с.
9. Тимошенко С. П. Курс теории упругости / С. П. Тимошенко; ред. Э. И. Григолюка. – К. : Наук. думка. – 1972. – 508 с.

Стаття надійшла до редакції 8 квітня 2014 р.

УДК 621.863.2

УТОЧНЕНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКІВ КАНАТНИХ БАРАБАНІВ

©Фідровська Н. М.

Українська інженерно-педагогічна академія

Прогин циліндричної оболонки отриманий з урахуванням впливу жорсткості закріплення країв. При цьому подано рішення оболонки, яка навантажена нерівномірним зовнішнім тиском.

Ключові слова: барабан, методика розрахунків, канат, оболонка, зовнішній тиск.

Фидровская Н. Н. «Уточненная методика расчетов канатных барабанов».

Прогиб цилиндрической оболочки определен с учетом влияния жесткости заделки краев. При этом дается решение оболочки, нагруженной неравномерным внешним давлением.

Ключевые слова: барабан, методика расчетов, канат, оболочка, внешнее давление.

Fidrovsk N. M. “Adjusted methodology of calculations of rope drums”.

We should define the bending of cylindrical shell considering the influence of acerbity of sides sealing off. Herewith there should be given the solution of a shell, loading with uneven word pressure.

Key words: drum, methodology of calculations, rope, shell, external pressure.

1. Постановка проблеми

Наближені розрахунки канатних барабанів, які застосовуються в конструкторській практиці, часто виявляються недостатніми.

2. Аналіз відомих рішень

Стійкість обичайки канатного барабана перевіряють, користуючись формулою Р. Мізеса, яку він отримав в 1914 році, а потім відтворену в курсах прикладної теорії С.Л. Тимошенка, А.М. Дінніка, П.Ф. Папковича та інших спеціалістів з теорії пружності.

3. Запропонована методика

Були проведені теоретичні та експериментальні дослідження, які показали, що в дійсності навантаження елементів барабана відрізняється від тих розрахункових моделей які мають місце в навчальній та довідковій літературі. Була розроблена спрощена методика розрахунку обичайки канатного барабана:

а) Розрахунок на міцність:

З невеликою похибкою можна прийняти, що максимальний прогин обичайки барабана, який вираховуємо по формулі [1], дорівнює (при $x = l$) коефіцієнту А

$$w = A,$$

В свою чергу, коефіцієнт А, який ми визначаємо за формулою [2], можна спрощено прийняти у вигляді

$$A = \frac{a_3}{a_2} = \frac{T_0 R^2}{RDh \left[\frac{(n^2 - 1)^2}{R^2} + \frac{24(1 - \nu^2)}{\delta^2} \right]} = \frac{T_0 R}{Dh \left[\frac{(n^2 - 1)^2}{R^2} + \frac{24(1 - \nu^2)}{\delta^2} \right]},$$

де R – радіус середньої поверхні обичайки барабана;
 T_0 – максимальне натягнення каната (в точці сходу з барабана);
 δ – товщина обичайки;
 h – крок навивки каната;
 ν – коефіцієнт Пуассона;
 D – циліндрична жорсткість обичайки барабана

$$D = \frac{E\delta^3}{12(1 - \nu^2)}$$

Кільцеві нормальні напруження в обичайці визначаємо за формулою

$$\sigma_\varphi = \frac{w(x)}{R} E = \frac{T_0 R E}{DhR \left[\frac{(n^2 - 1)^2}{R^2} + \frac{24(1 - \nu^2)}{\delta^2} \right]} = \frac{12(1 - \nu^2) T_0}{\delta^3 h \left[\frac{(n^2 - 1)^2}{R^2} + \frac{24(1 - \nu^2)}{\delta^2} \right]}$$

Враховуючи, що $\frac{(n^2 - 1)^2}{R^2} + \frac{24(1 - \nu^2)}{\delta^2}$, приймаємо

$$\sigma_\varphi = \frac{T_0}{2\delta h},$$

Ця формула дозволяє попередньо вибрати товщину обичайки барабана:

$$\delta \geq \frac{T_0}{2h[\sigma]}$$

Прийняту товщину обичайки барабана потім перевіряють по уточненій методиці.

б) Розрахунок на стійкість

Визначаємо критичний тиск за формулою [3]

$$p_{kp} = \frac{(b_1 - a_1 b_2 + a_2 b_3 + a_3 b_4) D}{\operatorname{Re}^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi}},$$

де коефіцієнти a_1, a_2, a_3 визначаємо за формулами:

$$a_1 = \frac{2(n^2 - 1)\nu}{R^2}, \quad a_2 = \frac{2(1 - \nu)(n^2 - 1)^2}{R^2},$$

$$a_3 = \frac{1}{R^2} \left[\frac{(n^2 - 1)^2}{R^2} + \frac{12(1 - \nu^2)}{\delta^2} \right].$$

Коефіцієнти b_1, b_2, b_3, b_4 визначаємо по спрощеним формулам:

$$b_1 = \frac{\rho^4 \psi^4 L}{4} \left[C_1^2 \left(1 + \frac{1}{2\psi} \right) + C_2 (C_1 + C_2) \left(e^{-2\rho} + \frac{1}{2\psi} \right) + \frac{2(C_1^2 + C_2^2)}{\psi} \right],$$

$$b_2 = A \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} - 1 \right) \left[\frac{2A\pi k\mu}{h} e^{-k\mu \frac{L}{h} 4\pi} - \frac{\rho^2 \psi^2 h (C_1 - C_2)}{4\pi k\mu} e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \right] - \rho \psi L \left(C_1 C_2 e^{-2\rho} + \frac{\rho C_1^2}{2} + \frac{\rho C_2^2}{2} \right)$$

$$b_3 = \frac{\rho^2 \psi^2 L}{2} \left[\frac{C_1^2 + C_2^2}{2\psi} - C_1 C_2 \left(1 + \frac{e^{-2\rho}}{\psi} \right) \right] + \frac{2A^2 \pi k\mu}{h} e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} - 1 \right),$$

$$b_4 = \frac{L}{2\psi} \left[(C_1 + C_2)^2 + C_2^2 \psi e^{2\rho} + 2C_1 C_2 \psi^2 e^{-\rho} \right] + \frac{C_2^2 e^{-2\rho}}{2\psi} +$$

$$+ \frac{Ah}{\pi k\mu} e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left[\frac{(C_1 - C_2)}{\psi} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} - 1 \right) + \frac{Ah}{4\pi k\mu} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 4\pi} - 1 \right) \right],$$

Коефіцієнти C_1 і C_2 визначаються по спрощеним формулам:

$$C_1 = \frac{2 + \nu(n^2 - 1)}{J_0 R} \left[e^{-\rho} - \frac{\cos \psi L}{e^{\rho \cos \psi L} \cos \psi L - e^{\rho(2 - \cos \psi L)} (\cos 2\psi L - \cos \psi L)} \right],$$

$$C_2 = - \frac{[2 + \nu(n^2 - 3)] i_m^2}{J_0 \operatorname{Re}^{-\rho(2 - \cos \psi L)}}$$

де i_m – погоний момент інерції перерізу лобовини,

J_0 – момент інерції лобовини,

L – довжина оболонки,

$$\rho = \sqrt[4]{a_2}; \quad \psi = \frac{\operatorname{arctg} \sqrt{\frac{4a_2}{a_1^2 - 1}}}{2}.$$

Крім цього була розроблена уточнена методика розрахунку обичайки канатного барабана

а) Розрахунок обичайки барабана на міцність

Визначаємо максимальний прогин оболонки

$$f(x)_{\max} = \frac{[\sigma]}{E} R,$$

де $[\sigma]$ – допустимі напруження.

Максимальний прогин можна записати наступним рівнянням

$$f(x)_{\max} = \cos(\rho \sin \psi l) (C_1 e^{\rho \cos \psi l} + C_2 e^{-\rho \cos \psi l}) + A$$

Коефіцієнт k визначаємо по формулі [4]

$$k = \frac{E_k d_k}{E_b \sqrt{R\delta}},$$

де E_k, E_b – відповідно модулі пружності каната і барабана,

d_k – діаметр каната.

Таким чином, ми отримали рівняння $f(x)_{\max}$, з якого можна визначити мінімальну товщину оболонки барабана, тобто $\delta = \theta(d_k, \mu, R, L, h, l, E_k, E_b)$

б) Розрахунок обичайки барабана на стійкість

Визначаємо критичний тиск за формулою [5]

$$p_{kp} = \frac{(b_1 - a_1 b_2 + a_2 b_3 + a_3 b_4) D}{\operatorname{Re}^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi}},$$

де коефіцієнти a_1, a_2, a_3 визначаємо за формулами

$$a_1 = \frac{2(n^2 - 1)v}{R^2}, \quad a_2 = \frac{2(1-v)(n^2 - 1)^2}{R^2}, \quad a_3 = \frac{1}{R^2} \left[\frac{(n^2 - 1)^2}{R^2} + \frac{12(1-v^2)}{\delta^2} \right].$$

Коефіцієнти b_1, b_2, b_3, b_4 визначаємо по спрощеним формулам

$$\begin{aligned} b_1 = & \frac{\rho^4 \psi^4 L}{4} \left[C_1^2 \left(1 + \frac{1}{\rho^2} \right) \left(e^{2\rho} + \frac{1}{2\psi} \right) + C_2 (C_1 + C_2) \left(e^{-2\rho} + \frac{1}{2\psi} \right) + \frac{2(C_1^2 - C_2^2)}{\psi} \right] + \\ & + \frac{8A\pi^2 \rho^2 k^2 \mu^2}{h^2} e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \left[\rho C_1 - (C_1 + C_2) \frac{e^{k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos 2\psi L + 2\psi \sin 2\psi L \right)}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\psi^2} \right], \\ b_2 = & \frac{A\rho\psi(C_1 + C_2)}{2} (\rho^2 - \psi) \frac{\frac{2\pi k \mu}{h} \cos \psi L + \psi \sin \psi L}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \psi^2} - \rho\psi L \left(C_1 C_2 e^{-2\rho} + \frac{\rho C_1^2}{2} + \frac{\rho C_2^2}{2} \right) + \\ & + \frac{2A^2 \pi k \mu}{h} e^{-k\mu \frac{l}{h} 4\pi} \left(e^{k\mu \frac{l}{h} 4\pi} - 1 \right) - \frac{A\rho^2 \psi^2 h (C_1 - C_2)}{4\pi k \mu} e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \left(e^{k\mu \frac{l}{h} 2\pi} - 1 \right), \\ b_3 = & \frac{\rho^2 \psi^2 L}{2} \left[\frac{C_1^2 + C_2^2}{2\psi} - C_1 C_2 \left(1 + \frac{e^{-2\rho}}{\psi} \right) \right] - \frac{4\pi \rho \psi k \mu (C_1 + C_2) \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \sin \psi L - \psi \cos \psi L \right)}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \psi^2} + \\ & + \frac{2A^2 \pi k \mu}{h} e^{-k\mu \frac{l}{h} 4\pi} \left(e^{k\mu \frac{l}{h} 4\pi} - 1 \right) - \frac{2A\pi \rho^2 \psi k \mu (C_1 - C_2)}{h} e^{-k\mu \frac{l-L}{h} 2\pi} \frac{\frac{2\pi k \mu}{h} \sin 2\psi L - 2\psi \cos 2\psi L}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\psi^2}, \\ b_4 = & \frac{L}{2\psi} \left[(C_1 + C_2)^2 + C_1^2 \psi e^{2\rho} + 2C_1 C_2 \psi^2 e^{-\rho} \right] + \frac{C_2^2 e^{-2\rho}}{2\psi} + \frac{Ah(C_1 - C_2)}{\pi \psi k \mu} e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \left(e^{k\mu \frac{l}{h} 2\pi} - 1 \right) + \\ & + \frac{2A\rho(C_1 + C_2)}{\psi} e^{k\mu \frac{l-L}{h} 2\pi} \frac{\frac{2\pi k \mu}{h} \cos \psi L + \psi \sin \psi L}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \psi^2} + \frac{A^2 h^2}{4\pi^2 k^2 \mu^2} e^{-k\mu \frac{l}{h} 4\pi} \left(e^{k\mu \frac{l}{h} 4\pi} - 1 \right). \end{aligned}$$

Висновки

Методика розрахунків канатних барабанів, яка запропонована у статті, дає можливість визначити геометричні параметри барабана з урахуванням пружних характеристик каната і барабана, нерівномірності навантаження, коефіцієнта тертя між канатом і барабаном, пружності закріплення лобовин.

Список використаних джерел:

1. Фідровська Н. М. Вісінесиметричний стиск циліндричної оболонки / Н. М. Фідровська // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» : зб. наук. пр. – Х., 2008. – № 9. – С. 145–150.
2. Фідровська Н. М. Нові аспекти розрахунків канатних барабанів / Н. М. Фідровська // Праці X Міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові, 25-27 травня 2011 р. – Львів, 2011. – С. 272–274.
3. Фідровська Н. М. Уточнений розрахунок канатного барабана на стійкість / Н. М. Фідровська, О. В. Григоров // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Х., 2011. – Вип. 7-8. – С. 32–38.
4. Фідровська Н. М. Канатні барабани : монографія / Н. М. Фідровська.- Х. : НТНТ, 2012. – 195 с.
5. Фідровська Н. М. Стійкість оболонки канатних барабанів / Н. М. Фідровська // Машинознавство. – 2011. – № 5-6. – С. 27–29.

Стаття надійшла до редакції 13 травня 2014 р.

УДК 621.87

КОНТАКТНІ НАПРУЖЕННЯ В ЗОНІ ТИСКУ КОЛЕСА І РЕЙКИ

©Фідровська Н. М., Краснокутська Т. Б.

Українська інженерно-педагогічна академія

В статті розглянуті питання контактних напружень, які виникають між ходовим колесом і рейкою. Зроблений висновок про зв'язок числа циклів, які може працювати колесо з напруженнями в зоні контакту.

Ключові слова: колесо, рейка, напруження, число циклів, пляма контакту, тиск, довговічність.

Фидровская Н. Н., Краснокутская Т. Б. «Контактные напряжения в зоне давления колеса и рельса».

В статье рассмотрены вопросы контактных напряжений, возникающих между ходовым колесом и рельсом. Сделанный вывод о связи числа циклов работы колеса с напряжениями в зоне контакта.

Ключевые слова: колесо, рельс, напряжения, число циклов, пятно контакта, давление, долговечность.

Fidrovska N. M., Krasnokutska T. B. "Contact stress in area of pressure of wheel and rail".

On the article consideration questions contact strains arise between motion wheel and rail. Make conclusion about bond of number cycles work of wheel with strains in contact zone/

Key words: wheel, rail, strain, number cycles, contact stain, pressure, lasting.

1. Постановка задачі

Кранові колеса являються найбільш швидко зношуваним елементом крана. Зменшення їх довговічності приводе до підвищенню ремонтних витрат і збільшення простоїв крана, які досягають для мостових кранів до 10-12 % загального часу простоїв. Витрати, які пов'язані з заміною і відновленням ходових коліс, складають 15...17 % від вартості ремонту всього крана. Тому, підвищення довговічності кранових ходових коліс являється досить актуальною задачею сучасного кранобудування.

2. Аналіз публікацій по темі дослідження

Великий вклад в дослідження кранових ходових коліс внесли такі вітчизняні і іноземні вчені, як Б.С. Ковальський, І.І. Абрамович, І.І. Івашков, І.О. Спіцина, М.М. Гохберг, Х. Ганновер, М. Шеффлер, Х. Марквардт і інш.

При цьому більш як 90 % кранових коліс виходять з ладу з причини зносу реборд. Але питання, які пов'язані з їх зносостійкістю, не знайшли переконливого рішення і до теперішнього часу.

Низька довговічність реборд пояснюється недосконалими умовами їх взаємодії з рейками. Бокові навантаження на реборди кранових коліс досягають 25 % від вертикального

навантаження, яке діє від коліс на рейку. Механізм взаємодії реборди колеса з рейкою вказує на точковий контакт в результаті того, що кути нахилу профілю бокової площини голівки рейки і реборди різні і кривизна ділянки профілю рейки біля дотику з ребордою має невеликий радіус кривизни. В місці контакту виникає тиск, який близький до межі текучості.

Навантаження на деякій полосі шириною $2b$ рівне

$$q = 2pb, \quad (1)$$

де p – тиск на поверхні плями контакту.

Найбільший тиск можна визначити по формулі [1]

$$p = m\sqrt[3]{PA^2E^2}, \quad (2)$$

де

$$m = \frac{3\beta}{2} \sqrt{\frac{e^4}{36\pi(1-\nu^3)^2(K-F)^2}},$$

де

$$A = \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{21}},$$

$$B = \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{22}},$$

де $R_{11}, R_{12}, R_{21}, R_{22}$ – радіуси кривизн колеса і рейки.

$$e = \sqrt{1 - \beta^2};$$

$$\frac{A}{B} = \frac{\beta^2(K-F)}{F - \beta^2K};$$

E – приведений модуль пружності

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}.$$

3. Виклад основного матеріалу дослідження

Підставимо вираз (2) у рівняння (1) і отримаємо

$$q = 2mb\sqrt[3]{PA^2E^2} \quad (3)$$

Залежність між боковою силою Q і тиском p на поверхні плями контакту визначаємо

$$Q = \int_{z_1}^{z_2} 2pb \cos^{-1} \varphi dz; \quad (4)$$

де z_1 – нижня межа (амплітуда верхньої точки плями контакту);

z_2 – верхня межа (амплітуда нижньої точки плями контакту);

z – відстань точки реборди до горизонтальної площини, яка проходить через миттєву вісь обертання.

Для пересування кранів застосовують спеціальні кранові рейки з випуклою голівкою типу КР і плоскі залізничні рейки.

У випадку точкового контакту колеса радіуса R на рейках типу КР або P , який має радіус голівки r , площа контакту являє собою еліпс, у якого більша вісь орієнтована вдовж рейки, якщо $R > r$, або впоперек рейки, якщо $R < r$. У першому випадку при $\alpha = \frac{b}{a} < 0,45$ максимальні ефективні напруження σ_e будуть мати місце в центрі площини і дорівнюють

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{1-\alpha+\alpha^2}}{1+\alpha} (1-2\nu) p_0, \quad (5)$$

При $\alpha > 0,45$ максимальні напруження на кінцях великої вісі

$$\sigma_e = 3 \frac{\alpha (a - e)}{e^2} (1-2\nu) p_0. \quad (6)$$

Величина p_0 визначається за формулою

$$\sigma_e = k^3 \sqrt{\frac{PE^2}{R^2}}, \quad (7)$$

де k – коефіцієнт, який залежить від співвідношення $\frac{R_2}{R_1} < 1$. Із збільшенням радіусу r зменшується напруження σ_e , але при перекосі колеса або рейки у поперечному напрямку площа контакту зміщується з осі рейки і це зміщення збільшується разом з радіусом головки рейки. Наслідком ексцентричності прикладення навантаження являється кручення і згин рейки, погіршення умов його роботи, що може привести іноді до руйнування.

При плоскій рейці ефективні напруження будуть дорівнювати

$$\sigma_e = 0,167 \sqrt{\frac{PE}{BR}}, \quad (8)$$

де B – корисна ширина рейки.

Враховуючи динаміку руху крана, під P розуміють навантаження

$$P' = K_1 K_2 P_c, \quad (9)$$

де K_1 – коефіцієнт динамічності;

K_2 – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по ширині рейки;

P_c – навантаження ходового колеса, яке визначається із рівняння рівноваги.

Для рейки з випуклою голівкою $K_2 = 1$. Для плоскої рейки значення K_2 може коливатися в широких межах, так як відносний перекоіс колеса і рейки залежить від багатьох обставин: деформації цехових конструкцій, естакад, підкранових балок, кранових конструкцій; недоліків в установці коліс і ходових візків; дефектів монтажу рейок.

Контактна задача для випадку перекошеного циліндру на плоскій рейці може бути вирішена, але ефективність рішення буде зменшена за рахунок змінності умов контакту на різних ділянках шляху і при різних навантаженнях.

При русі крану мають місце як поперечні так і подовжні сили сковзання. При сковзанні загальмованих ходових коліс або при їх буксуванні на плоскій рейці ефективні напруження будуть визначатися за формулою [2]

$$\sigma'_e = K_f \sigma_e, \quad (10)$$

де

$$K_f = \sqrt{1 + 20f^2},$$

де f – коефіцієнт тертя, приймається від 0,05 до 0,30.

Тоді можна записати для випуклої рейки

$$\sigma_e = kK_f^3 \sqrt{\frac{P^2 E^2}{R_1^2}}, \quad (11)$$

Для плоскої рейки

$$\sigma_e = 0,167K_f \sqrt{\frac{P^2 E}{BR}}. \quad (12)$$

Наближеність в оцінці K_f відповідає загальному рівню розрахунків ходових коліс. Б.С. Ковальський запропонував змінити практику розрахунків і рекомендував перехід до розрахунку ходових коліс кранів по строку служби, по зносу. Граничні напруження можна визначати за формулою

$$\sigma_{eo} = (0,25 - 0,30) H_b,$$

Ця межа остається незмінною до числа обертів ходового колеса $N = 10^4$.

При більшому числі обертів граничні напруги зменшуються

$$\sigma_e = \sigma_{eo} \sqrt[3]{\frac{10^4}{N}} \quad (13)$$

Навантаження на колесо змінне, тому під N треба розуміти деяке приведене число обертів ходового колеса, яке робить N_1 обертів під навантаженням $P_1 = P$, N_2 обертів під навантаженням P_2

$$N = N_1 + N_2 \left(\frac{P_2}{P} \right)^3 + N_3 \left(\frac{P_3}{P} \right)^3 + \dots$$

Висновки

Ця методика розрахунків кранових ходових коліс не складна, але може викликати деякі труднощі в оцінці загального числа циклів навантаження за строк служби в оцінці приведеного числа циклів, якщо умови і режим роботи крана не можуть бути задані з достатньою точністю. Для запобігання цього можна поєднати ходові колеса в групи так, щоб перша група охоплювала колеса крана з дуже легким режимом роботи, остання – колеса крана з дуже тяжким режимом, інтенсивним використанням.

При розбивці ходових коліс по групам треба враховувати такі признаки, як швидкість пересування, обмеження прискорень і гальмувань, число включень двигуна за годину і т. інш.

Список використаних джерел:

1. Ковальський Б. С. Расчет деталей на местное сжатие / Б. С. Ковальський. – Харьков : ХВКИУ, 1967. – 224 с.
2. Ковальський Б. С. Вопросы передвижения мостовых кранов : [доклад] / Б. С. Ковальський ; Восточноукр. нац. ун-т. – Луганск : Изд-во ВУГУ, 1998. – 39 с.

Стаття надійшла до редакції 6 травня 2014 р.

УДК 62-233.27

К ВОПРОСУ О ДИАГНОСТИКЕ НИЗКООБОРОТНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ В БУКСАХ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ МОСТОВОГО КРАНА

©Чернышенко А. В., Мельниченко А. А.

Українська інженерно-педагогічна академія

В статье проведен обзор основных современных методов диагностики низкооборотных подшипников качения. Предложено оборудование для реализации одного из методов и приведены результаты эксперимента.

Ключевые слова: подшипник, букса, мостовой кран, диагностика.

Чернишенко О. В., Мельниченко О. А. «До питання про діагностику низкооберткових підшипників кочення в буксах механізму пересування мостового крана».

У статті проведений огляд основних сучасних методів діагностики низкооберткових підшипників кочення. Запропоновано обладнання для реалізації одного з методів і наведені результати експерименту.

Ключові слова: підшипник, букса, мостовий кран, діагностика.

Chernishenko A. V., Melnichenko A. A. “On the diagnostics of low speed rolling in the journal boxes mechanism of movement of the bridge crane”.

In the article the review of basic modern methods of diagnostics of the low-speed rolling bearings is conducted. The equipment is offered for realization of one of methods and the results of experiment are resulted.

Key words: bearing, axle-box, overhead crane, diagnostics.

1. Постановка проблемы

Основные задачи по диагностике подшипников качения в процессе их эксплуатации решаются, как правило, одним из трех способов. Первый способ использует алгоритмы обнаружения дефектов по росту температуры подшипникового узла во время эксплуатации, второй – по появлению в смазке продуктов износа подшипника, а третий – по изменению уровня и свойств вибрации (шума). В буксах крановых колес наиболее полную и детальную диагностику подшипников с обнаружением и идентификацией дефектов на ранней стадии развития можно выполнить по сигналу вибрации подшипника, так как первый способ неприменим из-за особенности эксплуатации большинства крановых механизмов, а второй способ весьма трудоемкий и требует специального дорогостоящего оборудования.

2. Анализ существующих решений

Обнаружение зарождающихся дефектов подшипников качения, в основном, производится двумя методами – по появлению ударных импульсов и по модуляции сил трения. В низкооборотных подшипниках толщина масляного слоя ниже, чем в высокооборотных, а следовательно, разрывы масляной пленки и ударные импульсы возникают

гораздо чаще. Величина ударных импульсов в низкооборотных подшипниках гораздо ниже, но их число гораздо больше, и они накладываются друг на друга[1–4]. Практически таким образом идет процесс формирования сил «сухого» трения качения и, даже если удастся выделить высокочастотную вибрацию подшипника, имеющего естественный износ, обнаружить в нем компоненты, возбуждаемые ударными импульсами, крайне сложно. Это означает, что метод ударных импульсов для диагностики низкооборотных подшипников применим лишь в частных случаях и совершенно неприемлем для диагностики подшипников качения грузоподъемных машин из-за особенности их работы.

Механизм амплитуды модуляции сил трения в подшипниках качения с дефектами одинаков как у высокооборотных машин, так и у низкооборотных. И это несмотря на то, что в высокооборотных подшипниках трение имеет гидродинамическое происхождение, а в большинстве низкооборотных – механическое или, по крайней мере, комбинированное. Поэтому метод спектрального анализа колебаний мощности случайной вибрации, одинаково успешно может применяться для диагностики и высокооборотных, и низкооборотных подшипников качения.

Для оценки технического состояния подшипников качения разработано много методов. Все они различны по теоретическим предпосылкам, имеют разную трудоемкость, достоверность и аппаратное обеспечения. В общем случае можно выделить следующие методы оценки технического состояния подшипников и поиска дефектов [5]:

- по общему уровню вибрации;
- по средне квадратичному значению (СКЗ) виброскорости;
- по спектру вибросигнала;
- по соотношению пик/фон вибросигнала;
- по спектру огибающей сигнала.

Метод диагностики по общему уровню вибрации дает возможность простейшей оценки общего технического состояния. Такая диагностика дает возможность определить дефекты только на самой последней стадии развития, когда они приводят или уже привели к разрушению подшипников, следовательно, к повышению общего уровня вибрации.

Метод диагностики по СКЗ виброскорости позволяет выявлять дефекты подшипников, на самых последних стадиях их развития, когда общий уровень значительно вырастает. По сути применения мало отличается от предыдущего метода но является более точным в следствие применения более чувствительного оборудования. Так же требует минимальных затрат для внедрения и нет необходимости для специального обучения персонала.

Метод диагностики по спектру вибросигнала по сравнению с предыдущими методами позволяет выявить наряду с дефектами подшипников дефекты сопутствующих узлов и механизмов. Он позволяет начать диагностику развития дефектов примерно с середины второй стадии развития, когда энергия резонансных колебаний вырастает настолько, что становится заметна в общей картине частотного распределения вибросигнала. Для реализации данного метода необходим хороший спектроанализатор и подготовленный персонал.

Метод диагностики по соотношения пик/фон разрабатывался несколькими фирмами и имеет различные названия:

- HFD (High Frequency Detection – метод обнаружения высокочастотного сигнала);
- SPM (Shock Pulse Measurement – метод измерения ударных импульсов);
- SE (Spike Energy – метод измерения энергии импульса)

Лучшие разновидности данного метода позволяют выявлять дефекты подшипников качения на достаточно ранних стадиях развития. Приборы, которые реализуют данные методы диагностики, достаточно просты и дешевы.

Метод диагностики по спектру огибающей сигнала позволяет выявить дефекты в подшипниках качения на самых ранних стадиях развития, начиная с выхода дефекта на поверхность тел качения. Основой данного метода является специальный датчик вибросигнала и анализатор спектра, на который подается сигнал из датчика. В настоящее время этот метод считается классическим для анализа вибросигналов в подшипниках качения как самый эффективный из всех перечисленных методов. Так же он позволяет проводить более полный анализ оборудования, что делает его универсальным.

Для диагностики подшипников грузоподъемных машин более всего подходит метод диагностики по спектру огибающей, который позволяет проводить диагностику непосредственно на работающей машине с имитацией рабочих нагрузок.

3. Анализ определения диагностического состояния подшипников качения

В процессе работы состояние подшипников от идеального до полного отказа можно разделить на 5 стадий [5] (рис. 1) По вертикальной оси отложены значения виброскорости, по горизонтальной стадии развития дефектов. Ломаная линия «1» соответствует уровню фона вибрации, линия «2» – уровню пиков вибрации.



Рис. 1 – Этапы развития дефектов подшипников качения

1 стадия – возникновение дефекта в процессе эксплуатации. Начиная с точки 1 в подшипнике появляется и начинает развиваться какой либо дефект, возникают ударные виброимпульсы, величина которых со временем растет. Энергия импульсов затрачивается на развитие дефекта, в результате чего происходит его увеличение. Уровень фона вибрации при этом остается незначительным, т. к. дефект носит локальный характер и на общем состоянии подшипника еще не сказывается.

2 стадия – ударные импульсы в подшипнике почти достигают своего максимального значения. Энергия импульсов уже столь велика, что ее достаточно для расширения зоны дефекта. Величина пиков вибросигнала практически не изменяется, уровень фона сигнала так же меняется мало. Дефект растет и развивается.

3 стадия – зона развития дефекта столь велика, что в подшипнике начинает расти сопротивление вращению, в следствии чего увеличиваются затраты энергии на вращение вала и, как результат увеличивается энергия вибрации в подшипнике, растет уровень фона вибросигнала.

4 стадия – последняя в развитии дефекта, который уже охватывает весь подшипник. Уровень фона вибрации уже почти сравнялся с уровнем пиков сигналов, Работа подшипников в этой зоне недопустима.

5 стадия – ожидание аварии, связанной с отказом подшипника. Возможно заклинивание или разрушение подшипника.

Все эти стадии состояния свойственны всем типам подшипников и видам дефектов. В зависимости от особенности эксплуатации есть некоторые различия в продолжительности развития дефектов в подшипниках, но при этом общая картина одна и та же.

При работе нагруженный подшипник имеет характерные 4 частоты вибрации, которые в дальнейшем можно использовать для диагностики его технического состояния. Эти частоты определяются по уже известным формулам.

Частота перекатывания тел качения по внешней обойме подшипника

$$F_H = \frac{N_{mk}}{2 \cdot F_1 \cdot \left(1 - \frac{D_{mk}}{D_c \cdot \cos(\varphi)}\right)}, \quad (1)$$

где N_{mk} - количество тел качения в одном ряду подшипника;

F_1 – частота вращения вала или оси;

D_{mk} – диаметр тел качения;

D_c – средний диаметр сепаратора

φ – угол контакта тел качения с обоймой.

Частота перекатывания тел качения по внутренней обойме подшипника

$$F_B = \frac{N_{mk}}{2 \cdot F_1 \cdot \left(1 + \frac{D_{mk}}{D_c \cdot \cos(\varphi)}\right)}. \quad (2)$$

Частота вращения сепаратора

$$F_c = \frac{1}{2 \cdot F_1 \cdot \left(1 - \frac{D_{mk}}{D_c \cdot \cos(\varphi)}\right)}. \quad (3)$$

Частота вращения тел качения

$$F_p = \frac{1}{2 \cdot F_1 \cdot \left(1 - \frac{D_{mk}^2}{D_c^2 \cdot \cos^2(\varphi)}\right)}. \quad (4)$$

В таблице 1 приведен перечень дефектов в подшипниках качения, которые диагностируются спектральным методом, и частотный фон каждого из дефектов. Дефекты приведены в «хронологическом» порядке в зависимости от этапов жизненного цикла подшипника. Вначале представлены дефекты монтажа подшипников, далее идут дефекты смазки, а за ними дефекты износа подшипников. Последними представлены аварийные дефекты, такие как раковины и сколы колец подшипников.

Таблица 1 – Распределение частотного фона в зависимости от дефекта в подшипнике качения

Наименование дефекта подшипника	Тип сигнала	Основная частота	Наличие в сигнале гармоник	Порог сильного дефекта
Перекося наружного кольца при посадке	Спектр огибающая ⁺	$k \times F_H$	$k = 1, 2$	16 %
Неоднородный радиальный натяг	Спектр огибающая ⁺	$k \times F_1$	$k = 1, 2$	13 %
Проскальзывание в посадочном месте	Огибающая	$k \times F_1$	$k = 1, 2, 3$	9 %
Ослабление крепления подшипника	Спектр	$k \times F_1$	$k = 0.5, 1, 2, 3$	13 %
Заедание в подшипнике и уплотнениях	Спектр	$k \times F_1$	$k = 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5, 3$	13 %
Проблема смазки	Фон вибрации	-	-	20 dB
Увеличенные зазоры в подшипнике	Спектр	$k \times F_1$	$k = 1, 2, 3, 4, 5, 6$	13 %
Износ поверхности наружного кольца	Огибающая	F_H	-	16 %
Износ поверхности тел качения	Огибающая	F_c или $F_1 - F_c$	$k = 1, 2, 3$	15 %
Износ поверхности внутреннего кольца	Огибающая	$k \times F_1$	$k = 1, 2, 3, 4, 5, 6$	13 %
Дефект группы поверхности трения	Огибающая	$F_H + F_v$ и $F_H + F_1$	$k = 1, 2, 3, 4, 5, 6$	16%
Раковины и сколы на наружном кольце	Огибающая	$k \times F_H$	$k = 1, 2, 3$	16%
Раковины и сколы на внутреннем кольце	Огибающая	$k \times F_v$	$k = 1, 2, 3$	15%
Раковины и сколы на телах качения	Огибающая	$k \times F_p$	$k = 1, 2, 3$	15%

4. Методика проведения экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования проводились на механизме передвижения мостового крана. Особенности работы опорных подшипников в узлах букс механизма передвижения заключаются в следующем:

- скорость вращения опорных подшипников составляет не более 1,5 об/с., что ограничивает возможности применения методов вибродиагностики по высоким частотам;
- большую часть рабочего времени механизм передвижения мостового крана находится в режиме ускорения или торможения, в результате чего изменяется скорость вращения подшипников в буксах крановых колес, что не дает возможности четко определить основные частоты дефектов из-за их плавного изменения;
- нагрузка, которую испытывает опорный подшипник качения механизма перемещения, является переменной, так как на нее влияют неровности подкранового пути, прохождение колеса через стыки рельсов, и контакт реборд ходовых колес крана с рельсами;

• время установившегося режима работы, при котором предоставляется возможность наиболее качественно провести вибродиагностическое исследование в подшипников в узлах букс крановых колес ограничено 2-5 оборотами ходового колеса в зависимости от качества подкранового пути.

С учетом всех этих особенностей было подобрано оборудование, в котором предусмотрена возможность регистрации сигнала в течение продолжительного периода времени, с возможностью последующего просмотра записанного сигнала и выбора для анализа участков, при которых подшипники вращаются в установившихся режимах работы, что обеспечит наибольшую достоверность исследования.

Для регистрации вибрации в подшипниках в корпус буксы кранового колеса были установлены два вибродатчика Д 14, которые своими щупами упирались во внешнее кольцо подшипника качения. Первый датчик предназначался для фиксирования осевой вибрации, а второй для фиксирования радиальной вибрации в подшипниках. Сигнал от двух датчиков передавался на двухкаскадный усилитель с последующей трансляции сигнала на аналого-цифровой преобразователь (АЦП) компьютера.

Установка датчиков для регистрации шума и вибрации подшипника ходового колеса мостового крана приведена на рисунке 2., а принципиальная схема подключения показана на рисунке 3. Интерфейс программы PowerGraph представлен на рисунке 4.

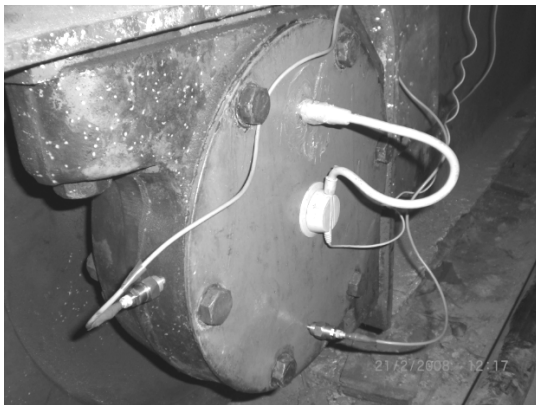


Рис. 2 – Установка датчиков регистрации шума и вибрации на буксу ходового колеса мостового крана

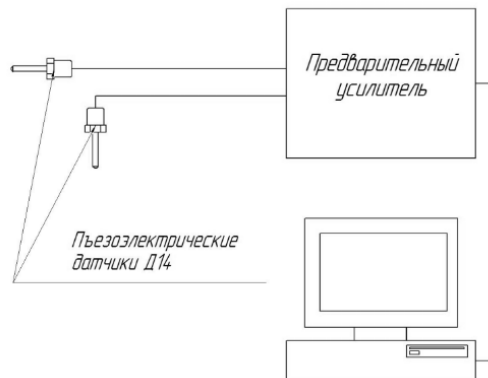


Рис. 3 – Схема подключения вибродатчиков к АЦП компьютера

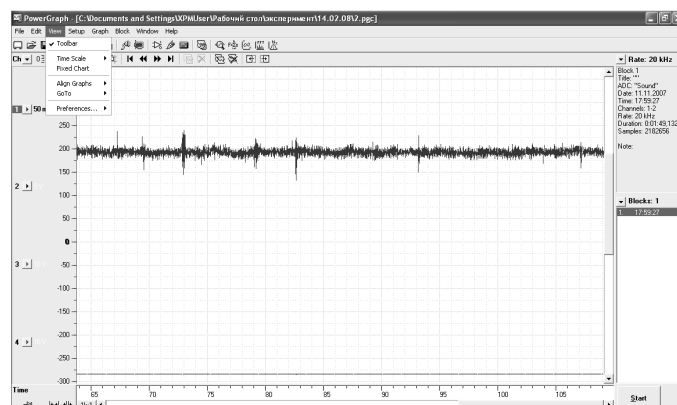


Рис. 4 – Интерфейс программы для регистрации результатов измерений

В качестве программы для регистрации и анализа сигнала была выбрана программа PowerGraph 2.1, которая позволяет не только отображать сигнал в режиме реального времени с возможностью масштабирования, но и позволяет производить оцифровку сигнала с возможностью дальнейшей обработки результатов в различных стандартных приложениях. Так же программа PowerGraph 2.1, позволяет производить запись сигнала, длина записи ограничена только аппаратными возможностями компьютера, и объемом жесткого диска.

5. Результаты экспериментальных исследований

Сущность метода иллюстрируется рисунком 6, на котором показаны сигналы высокочастотной вибрации подшипника качения без дефектов и с дефектами, а также спектральный анализ этих сигналов. В бездефектном подшипнике мощность сигнала не имеет периодических низкочастотных колебаний, а в дефектном эти колебания достаточно сильны и хорошо выделяются в спектре огибающей в виде гармонических составляющих, имеющих подшипниковые частоты или их комбинации. Вид дефекта определяется частотами обнаруживаемых составляющих, величина дефекта – глубиной модуляции мощности вибрации, то есть соотношением амплитуд гармонических и случайных составляющих [6].

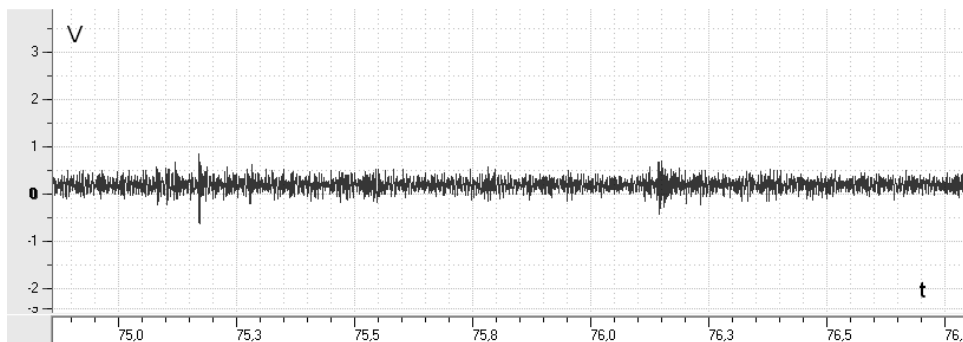


Рис. 6а – Вибрация новых подшипников. Отсутствует модуляция и ударные импульсы

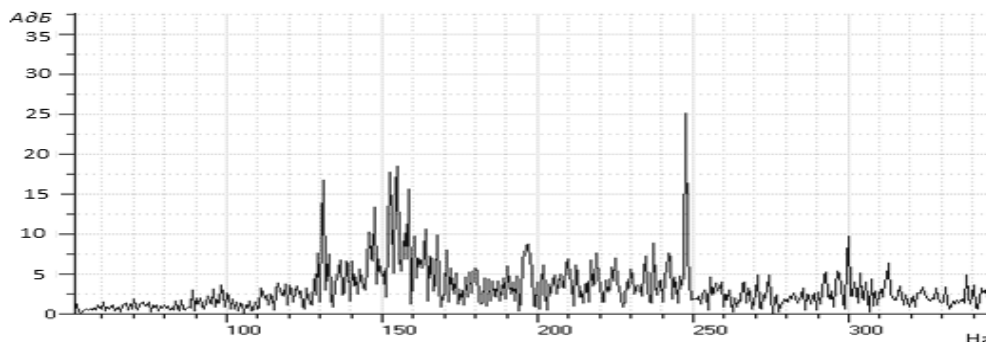


Рис. 6б – Спектральный анализ вибрации новых подшипников

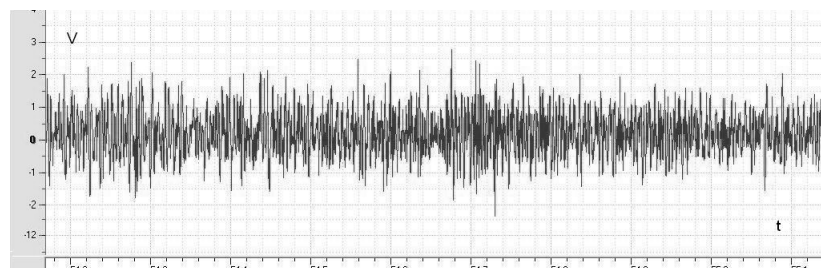


Рис. 6с – Вибрация изношенных подшипников. Модуляция и ударные импульсы ярко выражены

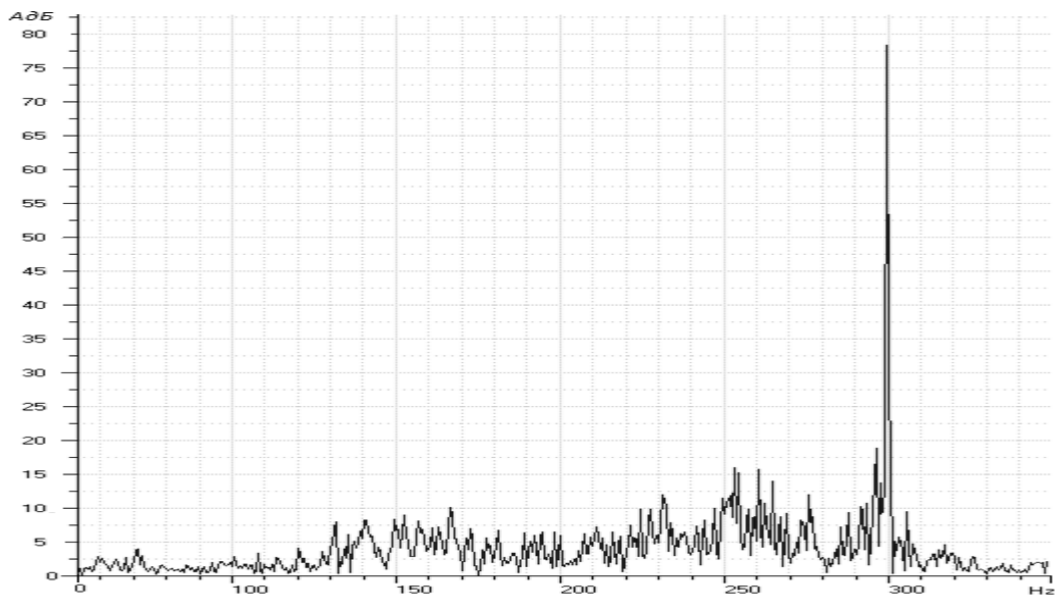


Рис. 6d – Спектральный анализ вибрации изношенных подшипников

Метод позволяет разделить возникающие при эксплуатации дефекты каждой из поверхностей качения на две группы – износ, характеризующийся плавной модуляцией сил трения, и раковины (трещины), характеризующиеся импульсным изменением сил трения. Кроме того метод позволяет обнаружить и определить характер динамических нагрузок, действующих на подшипник со стороны механизма. В список дефектов, обнаруживаемых по динамическим нагрузкам на поверхности качения входят и дефекты монтажа подшипника, такие как перекос колец подшипника, повышенный (неоднородный) радиальный или осевой натяг, и другие.

Выводы

Из известных методов диагностики подшипников качения крановых колес по вибрации наибольшую эффективность имеет первый метод поэтапного накопления результатов спектрального анализа в результате работы подшипников. В результате применения этого метода диагностика проводится с минимальными ошибками.

Основные особенности диагностики низкооборотных подшипников определяются нестабильностью режимов работы машины и низким уровнем высокочастотной вибрации.

Качество диагностики низкооборотных подшипников методом спектрального анализа растет с повышением динамического диапазона и линейности технических средств спектрального анализа сигналов вибрации.

Список использованных источников:

1. Барков А. В. Диагностика и прогноз состояния подшипников качения по сигналу вибрации / А. В. Барков // Судостроение. – 1985. – № 3. – С. 21–23.
2. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования / А. А. Александров, Н. А. Барков, В. А. Баркова, В. А. Шафранский ; науч. ред. А. В. Барков. – Л. : Судостроение, 1986. – 273 с.
3. Barkov A. V. Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings / A.

V. Barkov, N. A. Barkova, J. S. Mitchell // Sound & Vibration. – 1995. – June. – P. 10–17; September. – P. 27–31.

4. Барков А. В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации : учеб. пособие / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев ; С.-Петербург. гос. морской техн. ун-т. – СПб. : [б. и.], 2000. – 158 с. : ил.

5. Яценко В. А. Особенности определения технического состояния подшипников качения коренного вала подъемных машин / В. А. Яценко, В. А. Пристром, В. Ф. Рубан // Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок : зб. наук. пр. – Донецьк: НДІГМ ім. М. М. Федорова, 2007. – С. 84–90.

6. Azotsev A. Y. Improving the Accuracy of Rolling Element Bearing Condition Assessment / A. Y. Azotsev, A. V. Barkov, D. L. Carter // Proceedings of the 20th Annual Meeting of the Vibration Institute, Saint Louis, Missouri, USA. – 1996. – P. 27–30.

Стаття надійшла до редакції 14 травня 2014 р.

УДК 539.3

**ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМІВНОГО СТАНУ ПІДЙОМНИХ КАНАТІВ
В ДИНАМІЦІ КРУТИЛЬНО-ПОЗДОВЖНІХ ПЕРЕМІЩЕНЬ**©Зеленська Т. С.¹, Даниліна Г. В.²*Дніпропетровський національний університет ім. О. Гончара¹**Криворізький коледж Національного авіаційного університету²*

Побудовано і обґрунтовано уточнену математичну модель багатоканатної шахтної установки. Досліджено динамічні процеси, що виникають у всіх її елементах, з метою підвищення міцності та довговічності підйомних канатів і канатів, що врівноважують. Приводяться результати розрахунків.

Ключові слова: крутильні та поздовжні коливання.

Зеленская Т. С., Данилина Г. В. «Исследование напряженно-деформированного состояния подъемных канатов в динамике крутильно-продольных перемещений».

Построено и обосновано уточненную математическую модель многоканатной шахтной установки. Исследованы динамические процессы, возникающие во всех ее элементах, с целью повышения прочности и долговечности подъемных канатов и канатов, которые уравнивают. Приводятся результаты расчетов.

Ключевые слова: крутильные и продольные колебания.

Zelenskaya T. S., Danilina G. V. "Research intense the deformed condition of lifting ropes in dynamics of torsional and longitudinal movements".

It is constructed and proved the specified mathematical model of multirope mine installation. The dynamic processes arising in all its elements, for the purpose of increase of durability and durability of lifting ropes and ropes which counterbalance are investigated. Results of calculations are given.

Key words: torsional and longitudinal movements.

1. Актуальність

За допомогою теоретичних та чисельно-практичних досліджень встановлені закономірності поздовжніх коливань головного каната при запобіжному коливанні та вплив пульсуючого характеру потоку руди при завантаженні на динамічні зусилля в підйомному канаті з числовим програмуванням математичної моделі підйомної установки, складеної за хвильовим та телеграфним рівняннями модифікованим методом продовження за експериментальними даними на діючій установці.

2. Вступ

В роботі розглядається математичне моделювання динаміки підйомної установки та дослідження процесів в багатоканатних гілках. Канати різноманітних вантажопідйомних машин працюють в режимах нестационарних навантажень, які викликають поздовжні-

крутильні коливання. Механізми підйому та опускання вантажів за допомогою канатів достатньо часто використовуються в інженерії. В якості прикладів можна навести ліфтові підйомники або пристрої для підйому клітей або списів в шахтах.

При конструюванні такого роду механізмів велика увага приділяється забезпеченню безпеки та безаварійної роботи, особливо в пристроях для перевезення людей. Тому проблемам поздовжніх пружних коливань канатів та методам розрахунку їх динамічної міцності присвячена велика кількість дослідів.

Однак загальною характерною рисою цих досліджень є той факт, що в них розглядались тільки канати постійної довжини, а фактична зміна довжини каната враховувалась тільки опосередковано.

Подібна неточність в вихідній постановці задачі призводила до необхідності вводити підвищенні значення коефіцієнтів запасу міцності. Наслідком такого підходу була значна завантаженість конструкції та підвищення розходу енергії на одиницю переміщуваного вантажу. Застосування цих методів показує, що характер руху хвиль в середовищах змінної довжини має специфічні особливості та суттєво відрізняється від характеру руху хвиль в середовищах з нерухомими границями.

Особливо помітна ця відмінність проявляється при відображенні хвиль від рухомої границі. Основуючись на цьому можна стверджувати, що постановка та розв'язання 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 розподілення динамічного поля напруг в канатах, а отже, зробити більш точний розрахунок міцності параметрів канату.

3. Фізична інтерпретація

Розглянемо варіанти постановки крайових задач для канатних механізмів, що здійснюють вертикальне переміщення вантажів. Для випадків похилого переміщення вантажів ця задача без великих труднощів може бути модифікована. Для дослідження коливальних процесів в канатах шахтної установки прийняті наступні припущення: головні та врівноважуючі канати розглядаються як пружні сталі нитки змінної довжини; канати кожної гілки представлені одним еквівалентним канатом з перерізом та жорсткістю, що рівна сумі перерізів та жорсткостей окремих канатів гілки; поздовжні коливання врівноважених канатів не передаються з однієї гілки в іншу через петлю канатів; вважається, що в результаті деформації каната всі його точки в поперечному перерізі отримують одні і ті ж самі поздовжні коливання; нехтуємо впливом дуги ковзання в точці набігання каната на шків на процеси в канатах.

4. Побудова математичної моделі

Для аналітичного та чисельного обчислення показників впливу відображених та залишкових хвиль розглядаємо початково-крайову задачу у діючих виробничих шахтних умовах. Завдання про поздовжні коливання головного сталевго канату змінної довжини приводить до розв'язку одновимірного хвильового рівняння на інтервалі зі змінною

границею. А зміна в часі довжини інтервалу викликана силою, що діє в верхньому перетині каната, в точці дотику з барабаном. Представлення рівняння руху каната у формі хвильового рівняння з початково-крайовими умовами першого роду і змішаного типу приводять нас до використання модифікованого методу продовження і відображення, оскільки дозволяють врахувати характер відображених і залишкових хвиль від рухомого кінця. З цього випливає, що ми можемо досліджувати показники напружень в різних перетинах каната в певний момент часу, і спостерігати поведінку кривої напруження за весь період роботи системи.

До початку намотки головного каната на барабан, вантаж вже був підвішений до головного та допоміжного канатів, і в системі встановились статичне переміщення та напруження

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u_i(x,t)}{\partial x^2} + k_1 E_1 F_1 \frac{\partial^2 \theta_i(x,t)}{\partial x^2} + \frac{q_1}{g} (g \pm v_c) \\ \frac{q_1 r_1^2}{g} \frac{\partial^2 \theta_i(x,t)}{\partial t^2} = k_1 E_1 F_1 \frac{\partial^2 u_i(x,t)}{\partial x^2} + (B + k_1^2 E_1 F_1) \frac{\partial^2 \theta_i(x,t)}{\partial x^2} \\ \frac{q_2}{g} \frac{\partial^2 \omega_i(x,t)}{\partial t^2} = E_2 F_2 \frac{\partial^2 \omega_i(x,t)}{\partial x^2} + \frac{q_2}{g} (g \pm v_c); \quad (i=1,2) \end{aligned}$$

Для функції переміщення крутильних коливань, початкові умови будуть мати вигляд:

$$\theta_i(x,0) = \varphi_i(x), \quad \frac{\partial \theta_i(x,0)}{\partial t} = \Phi_i(x),$$

де φ_i, Φ_i – відомі функції від змінної x , знайдені в умовах статичної рівноваги підйомної установки при $t = 0$.

В поперечних перерізах гілок канату граничні умови запишемо таким чином:

при

$$x = l_i(t),$$

$$\theta_i(l_i, t) = \int_0^t \frac{\partial \theta_i(l_i, t)}{\partial x} l_i dt \quad (i=1,2);$$

при

$$x = L_i,$$

$$\theta_i(L_i, t) = 0.$$

Функції u_i (поздовжні коливання висячого каната до зустрічі з барабаном намотування) знаходимо модифікованим методом продовження за допомогою суперпозиції такої суми:

$$u = u_1 + u_2 + u_3.$$

$$\begin{aligned} u_1 = \frac{\Phi(x+at) + \Phi(x-at)}{2} + \frac{1}{2a} \cdot \int_{x-at}^{x+at} \Psi(y) dy + M(T_0(x-at)) + M(T_0(2l-(x+at))) + \\ + \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k M(T_0(\omega(\omega(\dots(\omega(x-at)))))) + \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k M(T_0(\omega(\omega(\dots(\omega(2l-(x-at))))))), \end{aligned}$$

де функції Φ та Ψ періодичністю в $2l$, є продовженням початкових умов φ та ψ на всю вісь x .

$$u_1(x,0) = \varphi(x); \quad u_{1t}(x,0) = \psi(x), \quad 0 < x < l.$$

Тоді, функція u_2 буде виглядати наступним чином

$$u_2(x, t) = \int_l^{x+at} \Lambda\left(\frac{\xi-l}{a}\right) d\xi - \int_l^{v(T_0(x-at))+aT_0(x-at)} \Lambda\left(\frac{\xi-l}{a}\right) d\xi - \\ - \int_l^{v(T_0(2l-(x+at))+aT_0(2l-(x+at)))} \Lambda\left(\frac{\xi-l}{a}\right) d\xi + \\ + \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^{k+1} \int_l^{v(T_0(\omega(\omega(\dots(\omega(x-at)))))) + aT_0(\omega(\omega(\dots(\omega(x-at))))))} \Lambda\left(\frac{\xi-l}{a}\right) d\xi + \\ + \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^{k+1} \int_l^{v(T_0(\omega(\omega(\dots(\omega(2l-(x+at)))))) + aT_0(\omega(\omega(\dots(\omega(2l-(x+at))))))} \Lambda\left(\frac{\xi-l}{a}\right) d\xi,$$

де крайова умова $\beta = \gamma(-R\beta(t) + \frac{\partial^2 u_1(l, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 u_2(l, t)}{\partial t^2})H(t)$;

$v(t)$ – функція зміни переміщення довільної точки висячого каната, тобто

$$v(t) < x < l, \quad t > 0.$$

Другу крайову умову, враховуючи положення головного каната, запишемо:

$$u(v(t), t) = -\gamma \left(g + \frac{\partial^2 u(l, t)}{\partial t^2} \right),$$

де $\gamma = \frac{m}{ES}$, m – маса вантажу, E – модуль пружності першого роду, S – площа поперечного перерізу головного каната.

Враховуючи параметри намотування каната на барабан, функція переміщення довільної точки подамо у вигляді:

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

де $\omega(t)$ – кутова швидкість намотування, $\beta(t)$ – кутове прискорення.

Функція Λ є продовженням крайової умови β на всю вісь t :

$$\Lambda(t) = \begin{cases} \beta(t), & t > 0; \\ 0, & t < 0. \end{cases}$$

Продовження крайової умови $\mu(t) = u(v(t), t)$ на всю вісь t представлено, як:

$$M(t) = \begin{cases} \mu(t), & t > 0; \\ 0, & t < 0. \end{cases}$$

Тоді, перша крайова умова запишеться так

$$\chi(v(t) - at) = M(t).$$

Функція u_3 еквівалентна такому виразу

$$u_3(x, t) = \chi(x + at - l) - \chi(v(T_0(x - at)) + aT_0(x - at) - l) + \\ + \sum_{k=1}^{\infty} (\chi_{2k}(x + at) - \chi_{2k}(v(T_0(x - at)) + aT_0(x - at))),$$

де

$$\chi_{2k}(x+at) = - \int_0^{x+at} \exp\left(\frac{s}{\gamma a^2}\right) \int_0^s \exp\left(-\frac{\xi}{\gamma a^2}\right) (\chi_{2k-1}''(2l-\xi) - \frac{1}{\gamma a^2} \chi_{2k-1}'(2l-\xi)) d\xi ds,$$

$$\chi_{2k-1}(x) = -\chi_{2(k-1)}(v(T_0(x)) + aT_0(x)),$$

$$\chi_{2k}''(x) - \frac{1}{\gamma a^2} \chi_{2k}'(x) = -\chi_{2k-1}''(2l-x) + \frac{1}{\gamma a^2} \chi_{2k-1}'(2l-x).$$

5. Постановка та розв'язок допоміжної крайової задачі

Аналогічним чином будується продовження і знаходиться розв'язок допоміжної задачі.

Розглядаємо випадок двоканатної підйомної установки, зі сконцентрованим навантаженням на головному канаті, коли кінцевий вантаж у вигляді навантаженого підйомного сосуда повністю впливає на головний канат, і таким чином визначає основну долю формуючого тягового зусилля.

На ділянці намотаного каната на барабан, маємо властивості телеграфного рівняння. Тому доцільним буде застосування такої крайової задачі. В області $0 < x - x_n < l$; $t > t_n$ знайти розв'язок телеграфного рівняння

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + D \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} + B \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} + Cu(x,t) = 0,$$

де C, B, D – сталі величини;

яке задовольняє початковим умовам

$$u(x, t_n) = 0; \quad u_t(x, t_n) = 0; \quad 0 < x - x_n < l,$$

крайовим умовам

$$u(x_n, t) = q(t - t_n); \quad u(x_n + l, t) = 0, \quad t > t_n.$$

Отже, продовження функція $q(t)$ на всю вісь t будемо аналогічним способом:

$$Q(t - t_n) = \begin{cases} q(t - t_n), & t > t_n; \\ 0, & t < t_n. \end{cases}$$

Продовжуючи побудову відображених хвиль аналогічним способом, знаходимо розв'язок поставленої крайової задачі, який буде заданий наступною функцією

$$u(x,t) = \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ e^{\frac{-B(x-x_n)}{2}} e^{\frac{Da(x-x_n+2nl)}{2}} J_0(\psi_{mn}) \times \right. \\ \times \sum_{i=0}^{2n} (-1)^i \left(t - t_n - \frac{x - x_n + 2nl}{a} \right) - a e^{\frac{-B(x-x_n)}{2}} e^{\frac{x-x_n+2nl}{a}} \int_0^a \left[-\frac{B}{2} J_0(\psi) - c \frac{x-x_n}{\psi} J_1(\psi) \right] \times \\ \times e^{\frac{Da^2(t-t_n-\eta)}{2}} \sum_{i=0}^n (-1)^i Q_i(\eta) d\eta \left. - \sum_{i=0}^{2n-1} (-1)^{i+1} Q_i\left(t - t_n + \frac{x - x_n - 2nl}{a}\right); \right\}$$

де J_0, J_1 – функції Беселя нульового та першого порядку відповідно;

$$\psi = \sqrt{c[l^2 - a^2((t - t_n - \eta))^2]};$$

стала c знаходиться з такого співвідношення

$$c = C + \frac{D^2 a^2}{4} - \frac{B^2}{4}.$$

6. Практично-чисельна апробація результатів

Основний вплив на динамічні зусилля в пружних елементах підйомної установки в режимі пуску викликають особливості зовнішньої силової роботи, зокрема механічні характеристики двигуна. Так, характер динамічних ривків в режимі стабільних показників швидкості та гальмування такий же, як і для підйомної установки в холостому режимі; в цих режимах не спостерігається значних коливальних процесів.

В режимі гальмування динамічні зусилля в канаті досягають максимальних значень в перший період запобіжного гальмування, тобто до зупинки ведучого шків.

В результаті чисельного дослідження отримані дані про величини найбільших поздовжніх та крутильних деформацій та напружень, що виникають в канаті.

Отримано значення перших частот поздовжніх коливань головного каната та поздовжніх коливань хвостового каната (з врахуванням змінної довжини канатів) та зроблені наступні висновки: на першу частоту вирішальний вплив роблять поздовжні коливання; друга частота поздовжніх коливань каната змінної довжини обумовлена в основному ривками шківів під дією вантажу.

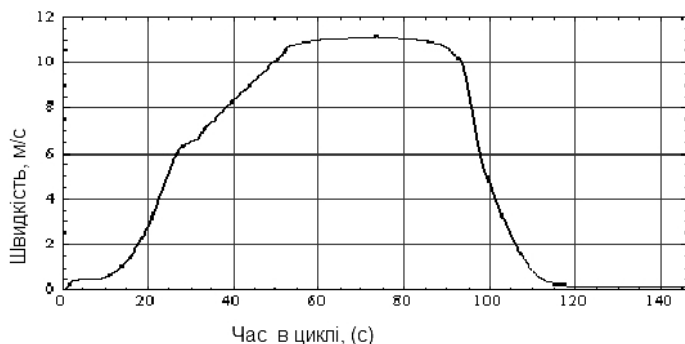


Рис. 1 – Виробнича швидкість намотування головного каната на барабан

динамічну міцність канатів та з'ясувати причину виникнення резонансу в режимах динамічних навантажень.

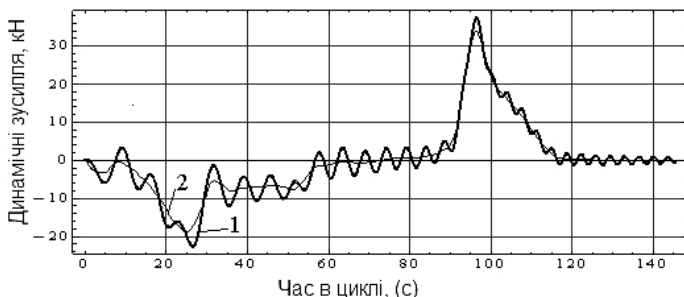


Рис. 2 – Порівняльна характеристика теоретичних розрахунків та чисельно-практичних розрахунків

На рис. 1 зображена виробнича швидкість намотування головного каната на барабан, як згладжена функція. На відміну від теоретичних розрахунків, які функцію швидкості представляють шестигранною трапецією, не дають змогу відобразити реальну картину зміни швидкості в циклі.

На основі одержаних результатів отримано показники частотних коливань, можна оцінити

На рис. 2 наведено порівняльну характеристику теоретичних розрахунків – 2, та чисельно-практичних дослідження – 1 з врахуванням поздовжніх залишкових хвиль від рухомого кінця головного канату.

Розрахунок напружень по всій довжині каната показав, що найбільші еквівалентні напруження виникають в підйомних канатах навантаженої гілки в верхньому крайньому положенні струни в стволі, а найменші еквівалентні напруження виникають в навантаженій гільці каната при знаходженні

вантажу в нижньому крайньому положенні. Загальна картина розподілу напружень показує, що розсіяність напружень по довжині каната збільшується по мірі зменшення довжини каната.

Користуючись вихідними даними підйомної машини типу МК 5х4-16К, було визначено зусилля в головному канаті в точці підвісу вантажу та в точці набігання каната на барабан для рівномірного обертання барабана та дали числову результуючого запасу міцності головного каната, який виявився на 8 % меншим ніж статичний запас міцності. Застосувавши модифікований метод продовження для визначення динамічних напружень в перетинах каната в кожний момент часу роботи системи по трапецеїдальній тахограмі, було отримано аналітичний вид формули для визначення хвильового переміщення зафіксованих точок головного канату, у відповідності з виробничими показниками.

Перевірочний розрахунок запасу міцності підйомних головних канатів багатоканатної підйомної машини:

№ головного каната	Розривне зусилля сталевго каната, кН	Сумарне розривне зусилля, кН	Запас міцності канатів
1 № 44243-05	1465,12	5885,1	10,12
2 № 44244-05	1456,98		
3 № 44242-05	1477,78		
4 № 44245-05	1485,82		

Висновки

Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку динамічних характеристик канатів шахтних установок на стадії їх проектування та в умовах реальної експлуатації.

Застосування модифікованого методу продовження показало, що характер руху хвиль у середовищах змінної довжини має специфічні особливості і суттєво відрізняється від характеру руху хвиль у середовищах з нерухомими границями. Розв'язок отримано у вигляді суперпозиції початкової хвилі та хвиль відображених від рухомого кінця (точка дотику каната з барабаном). Необхідно відмітити, що форма розв'язку в точності відповідає природі розповсюдження хвиль в канаті, при навантаженні на нижньому кінці головного каната. Проведений практичний аналіз розрахункових формул хвильового та телеграфного рівняння для досліджуваного методу показали, що при даних статично-динамічних напруженнях головних та врівноважуючих канатів результуючий запас слабо залежить від глибини підйому, досить повільно збільшуючись з глибиною. Найбільше зусилля в канаті в точці набігання перевищує статичне навантаження в тій же точці не більш, ніж на 10 %, незалежно від глибини підйому.

Використання телеграфного рівняння дозволило врахувати реально існуючий опір та з'ясувати характер затухання хвиль, викликаного цими опорами. Так, як враховуючи сили

тертя між канатом та барабаном пружні переміщення в тій частині каната, яка намотана на барабан, описуються телеграфним рівнянням.

Список використаних джерел:

1. Горошко О. А. Введение в механику одномерных деформируемых тел переменной длины / О. А. Горошко, Г. Н. Савин. – К., 1971. – 224 с.
2. Лексина С. В. Система волновых уравнений с граничным управлением на двух концах / А. А. Андреев, С. В. Лексина // Вестник СамГУ : Естественная серия. – 2008. – № 8/1 (67). – С. 21–34.

Стаття надійшла до редакції 17 березня 2014 р.

УДК 62-12

**ПРИМЕНЕНИЕ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА
ДЛЯ МАЛОГАБАРИТНЫХ МАШИН**

©Оболенская Т. А., Клочко А. С.

Українська інженерно-педагогічна академія

В статье рассматривается работа кривошипно-ползунного механизма с гибким стержнем. Построенная математическая модель КМП с гибкими стержнями и разработана методика прочностного расчета элементов, определяющий его ресурс.

Ключевые слова: кривошипно-ползунный механизм, гибкая связь, поршневые машины.

Оболенская Т. О., Клочко А. С. «Застосування кривошипно-повзунного механізму для малогабаритних машин».

У статті розглядається робота кривошипно-повзунного механізму з гнучким стержнем. Побудована математична модель КМП з гнучкими стрижнями і розроблена методика розрахунку на міцність елементів, що визначає його ресурс.

Ключові слова: кривошипно-повзунковий механізм, гнучкий зв'язок, поршневі машини.

Obolenskaya T. A., Klochko A. S. “The application of the crank-slider mechanism for small gabarit machines”.

In the article the work of crank-slider mechanism with flexible bar. The mathematical is examined model CSM with flexible bar is constructed and the methods of strength calculations of elements, which determing its resource is worked out.

Key words: crank-slider mechanism, flexible connection, reciprocating engines.

1. Актуальность проблемы

В современных малогабаритных поршневых машинах в качестве привода поршней широко применяется кривошипно-ползунный механизм (КПМ). Миниатюризация известных конструктивных решений компрессоров, газовых криогенных машин, двигателей Стирлинга значительно усложняет задачу размещения шарнирного соединения в поршне или делает невозможным традиционное исполнение [1].

2. Постановка задачи

Особенностью многих малогабаритных машин является работа поршневых групп без смазки [2]. Однако в условиях сухого трения работоспособность подшипниковых поршневых узлов существенно снижается. При этом затруднительна и достоверная расчетная оценка долговечности подвижного соединения. Наиболее приемлемы для таких условий работы роликовые подшипники игольчатого типа с ограниченным количеством пластичной смазки с низкой упругостью паров, но сложность удержания смазки на дорожке качения и малые углы

качения подшипника приводят к быстрому изнашиванию рабочей поверхности пальца и к выходу из строя подшипниковой группы.

3. Основной материал

Трудности проектирования элементов КПМ малогабаритных машин заставляют разработчиков искать новые технические решения механизма привода поршней. Одно из таких решений – использование в КПМ в качестве шатуна гибкого стержня, жестко защемленного в поршне и нижней головке шатуна [1]. Основной причиной, сдерживающей применение такого механизма, является отсутствие методики расчета и рекомендаций по проектированию его гибкого элемента.

Построена математическая модель КПМ с гибкими стержнями и разработана методика прочностного расчета элементов определяющих его ресурс. Расчетная схема представлена на рис. 1. Гибкий стержень постоянного сечения 1 жестко защемлен в поршне 2 и нижней головке шатуна 3, которая принимается в расчетах недеформируемой. В процессе работы на гибкий стержень действует периодическое продольное усилие $P(\alpha)$ (здесь α – угол поворота кривошипа); в общем случае оно знакопеременно.

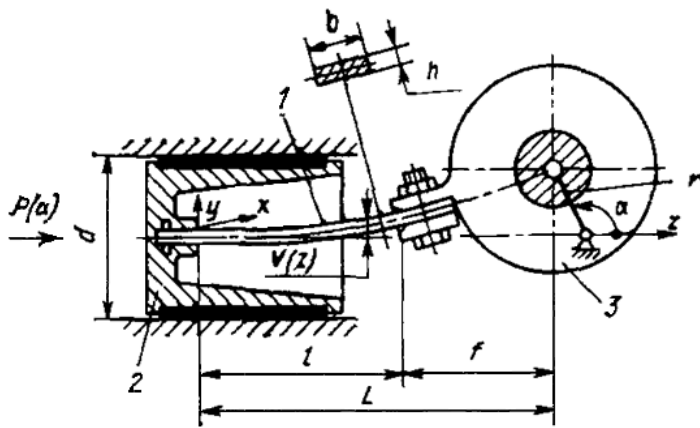


Рис. 1 – Схема кривошипно-ползунного механизма с гибким стержнем постоянного сечения

При этом стержень изгибается в плоскости, перпендикулярной оси кривошипа. Для расчета напряжений в гибком стержне воспользуемся приближенной теорией изгиба стержня – теорией малых перемещений, в которой ввиду малости прогибов продольными перемещениями пренебрегают. Экспериментальная оценка нормальных напряжений в сечении

гибкого стержня при поперечном изгибе показала, что для отношений прогибов $V(z)$ к длине стержня l менее 0,15 погрешность теории малых перемещений составляет не более 5 %. Это с допустимой для инженерных расчетов точностью позволяет применить данную теорию для расчета напряжений в гибких стержнях КПМ с $\lambda=r/L \leq 0,15$ (здесь r – радиус кривошипа; L – длина шатуна).

Дифференциальное уравнение прогиба оси стержня без учета распределенной инерционной нагрузки запишем в виде:

$$V^{IV}(\tau) = K^2 V^U(z) = 0, \quad (1)$$

где V – прогиб оси стержня в сечении с координатой z , отсчитываемой от места заделки стержня в поршень;

$$K^2 = P(\alpha)/EI_x;$$

EI_x – изгибная жесткость стержня.

Если $V_1(z)$, $V_2(z)$, $V_3(z)$, $V_4(z)$ – нормальная система фундаментальных решений уравнения (1), то его решение можно представить в виде:

$$V(z) = A V_1(z) + B V_2(z) + C V_3(z) + D V_4(z),$$

где: A , B , C , D – постоянные интегрирования, определяемые из условий закрепления гибкого стержня с поршнем и нижней головкой шатуна. Фундаментальные функции зависят от знака внешней нагрузки $P(\alpha)$ (см. таблицу).

В соответствии с расчетной схемой (см. рис. 1) условия закрепления гибкого стержня в поршне и нижней головке шатуна имеют вид:

$$\begin{cases} V(0) = 0; \\ V'(0) = 0; \\ V(1) + V'(1)f = r \sin \alpha \\ V''(1) + V'''(1)f = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Знак нагрузки	$V_1(z)$	$V_2(z)$	$V_3(z)$	$V_4(z)$
$P(\alpha) < 0$ (продольно-поперечный изгиб)	1	z	$(1 - \cos Kz)/K^2$	$(Kz - \sin Kz)/K^3$
$P(\alpha) > 0$ (изгиб с растяжением)	1	z	$(\operatorname{ch} Kz - 1)/K^2$	$(\operatorname{sh} Kz - Kz)/K^3$
$P(\alpha) = 0$ (поперечный изгиб)	1	z	$z^2/2$	$z^3/6$

Решая систему уравнений (2), определяем постоянные интегрирования A , B , C , D .

Изгибающий момент $M_x(z)$ и поперечную силу $Q_y(z)$ можно найти из соотношений

$$M_x(z) = -EI_x V''(z). \quad (3)$$

$$Q_y(z) = -EI_x V'''(z). \quad (4)$$

Развернутые выражения (3) и (4) для гибкого стержня прямоугольного сечения приведены в работе [2].

Нормальные напряжения по высоте h сечения гибкого стержня

$$\sigma(x) = \frac{M_x(x)}{I_x} \left(\pm \frac{h}{2} \right) + \frac{P(\alpha)}{F}$$

где F – площадь поперечного сечения гибкого стержня.

Следует отметить, что в процессе работы нагрузка на гибкий стержень изменяется циклически. В таких условиях оценка работоспособности КПМ проводится по запасу усталостной прочности n_σ .

Прочностной расчет гибкого стержня КПМ предполагает проверку на статическую устойчивость. Устойчивое равновесие КПМ сохраняется с ростом нагрузки до момента обращения в нуль определителя системы (2) в режиме продольно-поперечного изгиба. На

рис. 2 представлена зависимость между безразмерными параметрами $\beta = l/L$ и $y = L \sqrt{\frac{P(\alpha)}{EI_x}}$ и

показана граница устойчивости КПМ, пользуясь которой, можно определять размеры β , h , l и L механизма.

Для случаев $P(\alpha) \geq 0$ (изгиб с растяжением и поперечный изгиб) изгибающий момент в гибком стержне максимален при $z=0$ и минимален при $z=1$. Для случая $P(\alpha) < 0$ (продольно-

поперечный изгиб), координата максимального момента z_M является функцией геометрических параметров и внешней нагрузки и ее можно определить исследуя на экстремум выражение (3).

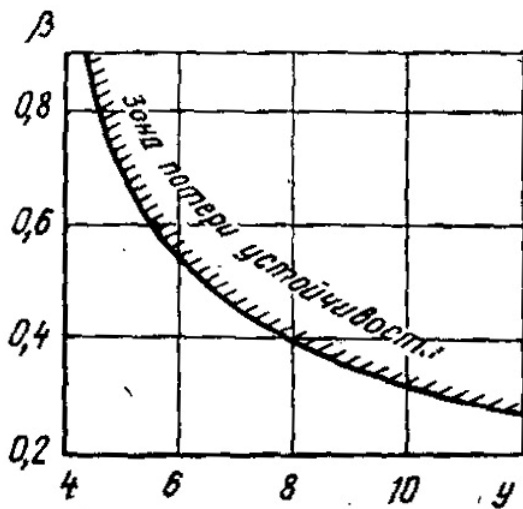


Рис. 2 – Характеристика статистической устойчивости КПМ с гибким стержнем

В результате получим:

$$z_M = l \left(1 - \frac{1}{\beta \gamma} \arctg \frac{1}{\gamma(1 - \beta)} \right)$$

В гибком КПМ, в отличие от обычного, в соединении шатуна с цилиндром поршня действует момент от упругих сил, изменяя характер взаимодействия поршня с цилиндром и распределение контактных давлений в этом сопряжении. Методика расчета контактных давлений и затрачиваемой на трение мощности в паре цилиндр поршнем представлена в работе [1]. По данной методике разработан алгоритм расчета значений n_σ и N . При этом рассматривается дискретная

последовательность положений КПМ, определяемых углом поворота кривошипа α .

Предлагаемая методика использована для расчета и конструкторской разработки КПМ с гибким стержнем прямоугольного сечения для компрессорной группы малогабаритной газовой криогенной машины, работающей по обратному циклу Стирлинга. Исходные данные для расчета: диаметр поршня 20 мм; длина поршня 27 мм; длина шатуна 45,5 мм; радиус кривошипа 1,5 мм; частота вращения кривошипа 50 Гц. Нагрузку на поршень определяли по формуле (3).

$$F(\alpha) = p_{min} \frac{\pi d}{4} \left(\frac{1 + \delta}{1 + \delta \cos(\alpha + \theta)} - \sqrt{\frac{1 + \delta}{1 - \delta}} \right)$$

Где: $p_{min} = 1,4$ МПа – минимальное давление в цикле;

$\delta = 0,25$ – параметр, определяющий степень сжатия;

$\theta = 1,16$ рад – угол сдвига между максимальным давлением и минимальным объемом расширения, угол определяющий характер взаимодействия поршня с цилиндром и распределение контактных давлений в этом сопряжении.

Выводы

1. В результате анализа нескольких вариантов расчетов по программе STATGIB был разработан КПМ с гибким стержнем с размерами $b \times h \times l = 9 \times 0,46 \times 23$ мм. Расчетный коэффициент запаса усталостной прочности гибкого стержня $n_\sigma = 2,7$; потери мощности на трение в паре поршень – цилиндр относительно малы (около 3 Вт), что незначительно больше, чем в обычном КПМ; максимальные контактные давления не превышают допустимых.

2. Разработанный механизм имеет следующие преимущества: отсутствует пара трения поршень – шатун; масса поршня уменьшена в 1,4 раза; упрощена конструкция механизма за счет максимального сокращения числа составляющих его элементов.

3. Результаты расчетов гибких элементов КПМ подтверждены стендовыми и лабораторными испытаниями в составе поршневых машин, продолжительность испытаний более 1000 ч. В настоящее время изготовлены опытные образцы миниатюрных газовых криогенных машин с использованием гибких стержней в КПМ.

4. Таким образом, разработана и апробирована методика прочностного расчета КПМ с гибкими элементами, в приводе поршней. Дальнейшие работы будут направлены на оценку динамических напряжений в гибком стержне, а также на конструктивную и технологическую отработку соединения стержня с поршнем и головкой шатуна.

Список использованных источников:

1. Двигатели Стирлинга : сб. ст. / пер. с англ Б. В. Сутугина; под ред. В. М. Бродянского. – М. : Мир, 1975. – 446 с.
2. Грезин А. К. Опыт создания базовых образцов микрокриогенного оборудования / А. К. Грезин, Д. Г. Абакумов, А. И. Хорошунов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1980. – № 7. – С. 14–16.

Стаття надійшла до редакції 31 березня 2014 р.

УДК 621.643

**НАПРЯЖЕНИЯ, ВОЗНИКАЮЩИЕ ПРИ КОМПЕНСАЦИИ
ТЕПЛОВЫХ УДЛИНЕНИЙ В ТРУБОПРОВОДАХ**

©Оболенская Т. А., Писарцов А. С.

Украинская инженерно-педагогическая академия

В статье рассматривается расчет напряжений от самокомпенсации теплового расширения. Исследуется влияние монтажного натяга для снижения величины пластических деформаций, связанных с релаксацией.

Ключевые слова: трубопровод, монтажный натяг, паропровод, температурные удлинения.

Оболенська Т. О., Писарцов О. С. «Напруження, що виникають при компенсації теплових подовжень в трубопроводах».

У статті розглядається розрахунок напружень від самокомпенсації теплового розширення. Досліджується вплив монтажного натягу для зниження величини пластичних деформацій, пов'язаних з релаксацією.

Ключові слова: трубопровід, монтажний натяг, паропровід, температурні подовження.

Obolenskaya T. A., Pisartsov A. S. “Tensions that during compensation of thermal extension in pipelines are appearing”.

In the article the calculation of tensions is examined from selfcompansation of thermal expansion. Influence of assembling draw on for the decline of size of flowages, related to relaxation.

Key words: pipeline, assembling draw on, steam pipeline, temperature lengthening.

1. Актуальность проблемы

За последнее время теплоэнергетика сделала серьезных шаг вперед не только в наращивании общей мощности агрегатов, но и в совершенствовании термодинамического цикла – применения промежуточного перегрева пара и повышения начальных параметров цикла. Это, в свою очередь сделало необходимым уточнение методов расчета на прочность труб и деталей трубопроводов.

2. Постановка задачи

Напряжения, возникающие при компенсации тепловых удлинений, – температурного происхождения; являясь следствием деформаций ограниченной величины, не могут вызывать разрушения трубопровода, не имеющего резких местных ослаблений, при небольшом числе повторных нагружений (пусков и отключений) трубопровода. В трубопроводе находящемся под давлением, изгибающие и крутящие моменты достаточной величины могут вызывать пластический изгиб, однако при этом пластические деформации в

окружном и радиальном направлениях (увеличение диаметра, утончение стенки) остаются незначительными и не сопровождаются заметным снижением прочности трубы по отношению к внутреннему давлению.

3. Основной материал

Известно, что фактически изгибающие и крутящие моменты могут заметно превышать расчётные в результате неблагоприятного сочетания допусков по толщине стенки и диаметру. Отношение максимального момента инерции поперечного сечения трубы к минимальному, при допуске $\pm 1,25\%$ по толщине стенки и $\pm 1,25\%$ по диаметру, достигает 1,39. Следовательно, если кусок трубы в сечении наибольшего изгибающего момента имеет наибольшие отрицательные допуски, а весь остальной трубопровод выполнен из труб с наибольшими положительными допусками, то фактические напряжения самокомпенсации могут превысить расчетные на 20-30 %. В этом случае, в наиболее нагруженном сечении возникает шарнир пластического изгиба и трубопровод получит саморастяжку, но никаких повреждений в трубопроводе не возникнет [1]. Способность стальных трубопроводов к пластическим деформациям и позволяет при расчетах на самокомпенсацию ограничиться минимальными коэффициентами запаса.

Поверочный расчёт напряжений от самокомпенсации теплового расширения выполняется следующим образом. Эквивалентное напряжение от нагрузок, вызываемых температурным удлинением трубопровода, определяется по формуле:

$$\sigma_{\text{э}}^{\text{СК}} = \sqrt{(\sigma_p^{\text{СК}} + 0,8\sigma_u^{\text{СК}})^2 + 3\tau^2}, \quad \text{МПа} \quad (1)$$

в которой $\sigma_p^{\text{СК}} = \frac{Q^{\text{СК}}}{f}$ – дополнительное напряжение растяжения или сжатия, создаваемое

продольным усилием $Q^{\text{СК}}$ (реакции неподвижных опор, силы трения); $\sigma_u^{\text{СК}} = \frac{M_u^{\text{СК}}}{\phi W}$ –

напряжение от изгибающего момента $M_u^{\text{СК}}$, возникающего при самокомпенсации; $\tau = \frac{M_k^{\text{СК}}}{2W}$ –

напряжение от крутящего момента $M_k^{\text{СК}}$, возникающего при самокомпенсации; ϕ – коэффициент прочности поперечного сварного шва; принимаемый равным для труб из перлитной стали катаных $\phi = 0,8$, ковано-сверленных $\phi = 0,9$, а для труб из аустенитной или высокохромистой стали катаных $\phi = 0,6$ и ковано-сверленных $\phi = 0,7$.

Отметим, что в выражение для определения напряжений изгиба не введен коэффициент интенсификации напряжений для кривых участков труб. Такой коэффициент необходимо было бы ввести, если бы рассматривались напряжения в пределах упругих деформаций, однако в качестве предельного рассматривается пластический изгиб, при котором напряжения изгиба по всему сечению трубы достигают предельных (предела текучести) и выравниваются.

Величина вычисленного по формуле (1) эквивалентного напряжения от самокомпенсации температурного удлинения должна удовлетворять условию:

$$\sigma_{\text{с}}^{\text{ск}} \leq 0,87\sigma_{\text{дон}} \sqrt{2 - \left(\frac{\sigma_{\text{нр}}}{\sigma_{\text{дон}}}\right)^2} - \sigma_{\text{с}}^{\text{вн}} = [\sigma^{\text{сд}}] - \sigma_{\text{с}}^{\text{вн}} \quad (2)$$

где $\sigma_{\text{нр}}$ – приведенное напряжение от внутреннего давления;

$\sigma_{\text{с}}^{\text{вн}}$ – эквивалентное напряжение от дополнительных внешних нагрузок.

В формуле (2) величина

$$[\sigma^{\text{сд}}] = 0,87\sigma_{\text{дон}} \sqrt{2 - \left(\frac{\sigma_{\text{нр}}}{\sigma_{\text{дон}}}\right)^2}, \text{ МПа} \quad (3)$$

представляет допустимое суммарное эквивалентное напряжение от дополнительных внешних нагрузок и нагрузок, вызываемых температурным удлинением трубопровода.

Выражение (2) можно представить в виде неравенства

$$\sigma_{\text{с}}^{\text{ск}} + \sigma_{\text{с}}^{\text{вн}} \leq [\sigma^{\text{сд}}] \quad (4)$$

левая часть которого представляет сумму эквивалентных напряжений от самокомпенсации и внешних дополнительных нагрузок, возникающих в одном и том же сечении трубопровода[4].

Однако неравенство (4) вполне справедливо только в единственном, сравнительно редком случае, когда плоский трубопровод располагается в вертикальной плоскости, причем изгибающие моменты от весовых нагрузок и самокомпенсации совпадают по направлению (одного знака).

Во всех пространственных конфигурациях трубопроводов и в плоских горизонтальных участках результирующие изгибающие моменты от самокомпенсации не лежат в плоскости действия моментов от весовых нагрузок, а следовательно, наибольшие напряжения $\sigma_{\text{с}}^{\text{ск}}$ и $\sigma_{\text{с}}^{\text{вн}}$ возникают в различных точках рассматриваемого сечения и не могут суммироваться (или вычитаться).

Для правильного решения необходимо применить геометрическое сложение моментов, вызываемых температурными удлинениями трубопровода, и моментов от дополнительных внешних нагрузок и определить суммарный изгибающий момент $M_u^{\text{сд}}$ и суммарный крутящий момент $M_{\text{к}}^{\text{сд}}$. Затем вычисляются суммарные напряжения от совместного действия всех дополнительных нагрузок: изгиба $\sigma_u^{\text{сд}} = M_u^{\text{сд}} / \phi W$, кручения $\tau^{\text{сд}} = M_{\text{к}}^{\text{сд}} / 2W$ и растяжения $\sigma_p^{\text{сд}} = Q^{\text{сд}} / f$. После этого определяется эквивалентное дополнительное суммарное напряжение:

$$\sigma_{\text{с}}^{\text{сд}} = \sqrt{(\sigma_p^{\text{сд}} + 0,8\sigma_u^{\text{сд}})^2 + 3(\tau^{\text{сд}})^2}, \text{ МПа} \quad (5)$$

которое должно удовлетворять условию

$$\sigma_{\text{с}}^{\text{сд}} \leq [\sigma^{\text{сд}}] \quad (6)$$

где $[\sigma^{\text{сд}}]$ – допустимая величина напряжения, определяется из уравнения (3).

Насколько существенна разница в определение допустимой величины напряжений от самокомпенсации температурного удлинения по формулам (2) и (5), можно выяснить,

рассмотрев плоский горизонтальный участок, у которого напряжение изгиба от весовой нагрузки составляет $0,55[\sigma^{co}]$, что соответствует отношению $\sigma_{np} / \sigma_{доп} = 0,9$ [2].

При определении допускаемого напряжения самокомпенсации по формуле (2) оно должно быть ограничено величиной $0,45[\sigma^{co}]$. При геометрическом же сложении моментов величина эквивалентного напряжения самокомпенсации может быть увеличена до $\sqrt{1-0,55^2}[\sigma^{co}] = 0,83[\sigma^{co}]$, или на 85 %.

При определении изгибающих и крутящих моментов от дополнительных нагрузок для рабочего состояния все деформации предполагаются упругими и релаксация напряжений отсутствующей.

Наряду с расчетом суммарных дополнительных напряжений для рабочего состояния трубопроводов необходим поверочный их расчет и для холодного состояния. Такой расчет предлагается выполнять с учетом: а) пробного давления при гидравлическом испытании трубопровода; б) полной саморастяжки трубопровода вследствие релаксации температурных напряжений. Изгибающие моменты от собственного веса трубопровода также должны определяться для условий гидравлического испытания, т.е. для паропроводов с учетом веса воды в трубопроводе и установки на подвесках ограничителей сжатия пружин, а для трубопроводов горячей воды – с учетом изменения натяга пружинных креплений вследствие вертикальных смещений оси трубопровода.

Напряжения от собственного веса, возникающие в рабочем состоянии трубопровода, также частично релаксируют, и это вызывает снижение изгибающих моментов над опорами и увеличение их в пролетах. Для равнопролетной конструкции снижение моментов над опорой в результате релаксации составляет 25%. В связи с этим изгибающие моменты над опорами от весовой нагрузки следует, строго говоря, вычислять по формуле:

$$M_u^{вн} = M_{u.х.}^{вн} - 0,25M_{u.г.}^{вн},$$

где $M_{u.х.}^{вн}$ – изгибающий момент в холодном состоянии при гидравлическом испытании трубопровода; $M_{u.г.}^{вн}$ – изгибающий момент в рабочем состоянии трубопровода, в начальный период его работы (до релаксации напряжений).

Для стационарных трубопроводов, как правило, применяют умеренные пролеты между креплениями, и напряжения от собственного веса получаются в трубопроводах незначительными, до 20 МПа; в этих случаях поправкой на релаксацию весовых напряжений можно пренебречь.

Допустимая величина суммарного напряжения от самокомпенсации и дополнительных внешних нагрузок $[\sigma^{co}]$ заметно снижается с повышением температуры, примерно от 120 МПа при 200 °С до 55 МПа при 570 °С (для применяемых при этих температурах стали марок 20 и 12 ХМФ и приведенных напряжениях от внутреннего давления, близких к допускаемым) [5]. Если же учесть напряжения от весовой нагрузки, то на долю допускаемых напряжений самокомпенсации остается примерно 100 МПа при 200 °С и около 30 МПа при 570 °С. В связи с понижением допускаемых напряжений

самокомпенсации при одновременном увеличении тепловых удлинений иногда возникают при проектировании высокотемпературных трубопроводов затруднения с обеспечением необходимой самокомпенсации. Это затруднения могут быть преодолены разными способами: 1) уничтожением излишних промежуточных неподвижных креплений; 2) уменьшением в наиболее напряженном сечении напряжений от весовой нагрузки путем установки дополнительного крепления, что дает возможность повысить напряжения самокомпенсации; 3) монтажным натягом трубопроводов с целью снижения напряжений самокомпенсации в горячем трубопроводе.

Известно, что монтажный натяг является эффективным средством увеличения компенсирующей способности трубопроводов при высоких температурах [3]. Монтажный натяг трубопроводов, работающих при невысоких температурах (трубопроводы питательной воды), не дает увеличения компенсирующей способности, поскольку напряжение $[\sigma^{cd}]$ в холодном состоянии с учетом повышения давления при гидравлическом испытании меньше, чем в горячем состоянии.

В некоторых проектных организациях отказываются от применения предварительных натягов трубопроводов из опасений, что при монтаже трубопроводов предусмотренные монтажные натяги выполнены, не будут. До некоторой степени это нашло отражение в осторожной рекомендации учитывать в расчетах монтажный натяг в размере $\frac{2}{3}$ от заданного проектом. Однако все такого рода опасения не являются обоснованными, так как в практике не известны случаи повреждений паропроводов в начальный период эксплуатации из-за невыполнения, требуемого проектом монтажного натяга; в последующий же период работы происходит саморастяжка паропровода в результате релаксации температурных напряжений.

Если отказ от монтажной растяжки не влечет за собой необходимости искусственного увеличения гибкости трубопровода или увеличения вылетов компенсаторов, то это не вызывает особых возражений (хотя и в этом случае применение монтажного натяга полезно с точки зрения снижения общего размера пластических деформаций, связанных с релаксацией). Однако во многих случаях отказ от предварительного монтажного натяга требует удлинения и усложнения трассы паропроводов, что приводит не только к неоправданным дополнительным капитальным затратам, но и к дополнительным эксплуатационным издержкам (росту амортизационных отчислений, затрат на ремонт, повышению потерь давления в трубопроводе, увеличению потерь тепла через теплоизоляцию).

Всякое удлинение и усложнение трасс паропроводов, принимаемое в проекте ради отказа от монтажного холодного натяга, следует рассматривать как технически и экономически неправильное решение проектной задачи. Следует отметить, что в американской практике ограничивается только размах напряжений самокомпенсации, величина же напряжений самокомпенсации в работающих трубопроводах нормами не лимитируется, иначе говоря, допускается саморастяжка трубопроводов.

Выводы

1. Для компенсации температурных напряжений необходим монтажный натяг.
2. При отказе от предварительного монтажного натяга требуется удлинение и усложнение трассы паропроводов.
3. Всякое удлинение и усложнение трасс паропроводов, принимаемое в проекте, ради отказа от монтажного холодного натяга, следует рассматривать как технически и экономически неправильное решение проектной задачи.

Список использованных источников:

1. Тавастшерна Р. И. Изготовление и монтаж технологических трубопроводов : учеб. пособие для проф.-техн. училищ и индивидуального и бригадного обучения рабочих на производстве / Р. И. Тавастшерна. – М. : Высш. шк., 1967. – 287 с.
2. Персион А. А. Монтаж трубопроводов: справочник рабочего / А. А. Персион, К. А. Гарус. – К. : Будівельник, 1987. – 207 с.
3. Тарлинский В. Д. Трубопроводы – инструмент геополитики / В. Д. Тарлинский. – М. : Изд-во МИК, 2009 – 381 с.
4. Сварочно-монтажные работы в трубопроводном строительстве: учеб. пособие для вузов /А. Ф. Суворов А.Ф., Г. Г. Васильев, Ю. А. Горяинов [и др.]. – М. : Звезда, 2006. – 240 с: ил.
5. Дрейцер Г. А. Расчет разогрева и охлаждения трубопроводов / Г. А. Дрейцер, В. А. Кузьминов. – М. : Машиностроение, 1977. – 128 с.

Стаття надійшла до редакції 17 квітня 2014 р.

УДК 621.86

К ВОПРОСУ О ДИНАМИКЕ И ОПТИМИЗАЦИИ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНИКОВ

©Осипова Т. Н., Нестеров А. П.

Украинская инженерно-педагогическая академия

В статье рассматриваются вопросы, выполненные учеными в области динамики и оптимизации шахтных подъемников. Для определения динамических нагрузок в подъемниках их рассматривают как многомассовую механическую систему с упругими связями. Упругие связи представляют как стержень с распределенной массой или невесомым.

Ключевые слова: шахтный подъемник, динамика, оптимизация, многомассовая система, минимизация, осциллограмма.

Осипова Т. М., Нестеров А. П. «До питання про динаміку та оптимізацію шахтних підйомників».

У статті розглядаються питання, виконані вченими в галузі динаміки та оптимізації шахтних підйомників. Для визначення динамічних навантажень у підйомниках їх розглядають як багатомасових механічну систему з пружними зв'язками. Пружні зв'язку представляють як стрижень з розподіленою масою або невагомим.

Ключові слова: шахтний підйомник, динаміка, оптимізація, багатомасових система, мінімізація, осцилограма.

Osypova T. N., Nesterov A. P. "On the dynamics and optimization of mine hoists".

Questions, executed scientists in area of dynamics and optimization of mine lifts, are examined in the article. For determination of the dynamic loadings in lifts they are examined as a multimass mechanical system with resilient connections. Resilient connections present as a bar with the up-diffused mass or weightless.

Key words: mine hoist, dynamics, optimization, multimass system, minimization, waveform

1. Актуальность

В процессе эксплуатации шахтных подъемных установок возникают вертикальные колебания клетей на канатах в результате пуска и остановки электродвигателя, рабочего и экстренного торможений барабана механическими тормозами, посадки и снятия клетей с жесткого основания.

Колебательные процессы в канатах подъемников вызывают увеличение динамических нагрузок и напряжения в элементах подъемников.

2. Основной материал

Вопросами исследования и уменьшения динамических нагрузок в валопроводе и канатах шахтных подъемников занимались такие ученые, как А.И. Динник, С.П. Тимошенко, М.М. Федоров, Ф.В. Флоринский, Г.Н. Савин, О.А. Горошко, С.Н. Кожевников, А.Н. Голубенцев, Н.Г. Гаркуша, В.Н. Потураев, Л.В. Колосов, В.В. Безпалько, А.П. Нестеров, В.И. Дворников, В.М. Чермалых, А.Г. Степанов, В.С. Ловеikin, Р.Л. Мищенко, Э.С. Савенко, Л.М. Козарь и др.

Отметим, что для изучения и определения динамических нагрузок в подъемниках их рассматривали как многомассовую механическую систему с упругими связями. Упругие связи – канаты – представляли как стержень с распределенной массой [1–8] или невесомым [6, 7, 9–14].

Оценку потенциальной и кинетической энергий упругой системы с распределенной массой и невесомой системы впервые выполнил Рэлей [10]. Он выдвинул гипотезу, что характер деформаций весомой упругой связи при динамических нагрузках с достаточной точностью можно выразить деформацией при статическом нагружении. Для вертикальных канатов деформацию можно представить изменяющейся по линейному закону. С.П. Тимошенко [9] показал, что для невесомого каната, один конец которого зашпечен (неподвижен), а на другом висит груз, частота колебаний груза будет практически одинакова системе «весомый канат – груз», если рассматривать канат как невесомый стержень и к грузу прибавить одну треть массы каната. Этот результат адекватен прибавлению одной трети массы каната от узла колебаний, то есть от точки, амплитуда колебаний которой равна нулю. С.Н. Кожевников [11] распространил его на валопровод металлургических машин, А.Н. Голубенцев [13] использовал его для шахтных подъемников, А.П. Нестеров [14] применил для многоканатных подъемных установок с хвостовыми канатами. А.Г. Степанов [7] исследовал динамику шахтных подъемных установок при аварийном торможении, используя метод Рэлея.

А.П. Нестеров указывает на то, что дополнительные динамические нагрузки в элементах подъемников можно определить, рассматривая подъемники как многомассовые системы, состоящие из дискретных масс, соединенных между собой упругими связями [14]. Также в его работе приведены различные динамические эквивалентные крутильные схемы подъемников и показан вывод дифференциальных уравнений силовых переходных процессов в моментах сил упругости для многомассовых крутильных систем, используя уравнение Лагранжа II рода и методику С.Н. Кожевникова [11].

Г.Н. Савин [4] развил теорию расчета динамики каната, введя понятие «динамического коэффициента запаса прочности, учитывая явление усталости». Им приведены значения коэффициентов запасов прочности канатов в верхнем и нижнем сечениях. Ф.В. Флоринский [3] обобщил теоретические исследования многих ученых и предложил новые методы расчета весомого подъемного каната в виде простых формул и таблиц. Им рассмотрены задачи динамики каната как весомого упруго-вязкого стержня с грузом на конце при условии, когда верхней конец каната имеет ускорение. Различные задачи динамики подъемной установки с весомыми канатами постоянной длины решал А.Г. Степанов [7], а переменной длины – Г.Н. Савин и О.А. Горошко [5]. В.И. Дворников [6, 15], Р.Л. Мищенко [8] и другие рассматривали различные виды деформаций в канатах на основании уравнений в частных производных.

На основании выше изложенного сделаем вывод о том, что динамику подъемников можно с достаточной инженерной точностью определять при невесомых канатах и валах.

Минимизацией динамики машин занимались многие ученые: в машиностроении [16–21], вибрационной технике [22–24], в транспорте [25, 26], в лифтах [27–29] и др.

Минимизацией грузовых и режимных параметров подъемных машин впервые начал заниматься М.М. Федоров [30, 31]; переходных процессов – А.Н. Голубенцев [12, 13];

силовых стационарных процессов – А.П. Нестеров [32–35]; эффективной мощности электродвигателей – Б.Л. Давыдов [36], Б.Я. Левин и С.Б. Браиловский [37], В.М. Чермалых [38], А.С. Масляный [39], В.В. Гамаюнов [40], В.С. Ловейкин [27, 41]; выбора оптимальной грузоподъемности скипа – М.М. Федоров [30], Г.М. Еланчик [42], З.М. Федорова [43].

А.П. Нестеров [14] указывает, что «подбирая динамические параметры, можно оптимизировать силовые переходные процессы, возникающие при работе подъемников, то есть максимально уменьшить динамические нагрузки, вызванные колебательными процессами. Динамическими параметрами подъемников можно варьировать, изменяя конструкцию вращающихся масс, вводя упругие вставки и дополнительные демпфирующие устройства. Чтобы уменьшить динамические нагрузки в упругих связях подъемников необходимо изменять одновременно все динамические параметры, то есть проводить многопараметрическую оптимизацию». А.П. Нестеровым введено понятие функции цели для подъемников, в качестве которой для оптимизации переходного процесса в механических системах могут быть использованы: темп затухания силового переходного процесса; максимальное значение упругого момента в податливом звене и т.д.

Экспериментальными исследованиями в линии передач подъемников занимались следующие ученые: А.Н. Голубенцев [13], Н.Г. Гаркуша [44, 45], В.И. Дворников [15, 45], Л.В. Колосов [44, 46], В.В. Безпалько [46], А.П. Нестеров [32–34], В.М. Чермалых [47], Н.В. Серeda [48], В.Д. Белый [49] и др.

Колебательные процессы в элементах подъемников можно наблюдать на осциллограммах промышленных экспериментов (см. рис. 1) [50].

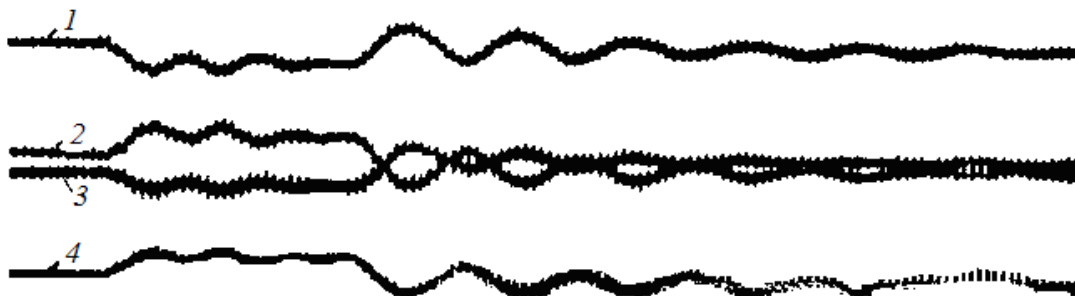


Рис. 1 – Осциллограмма аварийной остановки клетей в середине ствола многоканатной подъемной установки

Из рис. 1 видно, что во время аварийной остановки в четырех канатах 1, 2, 3, 4 возникают колебательные процессы, которые продолжают после остановки машины и со временем затухают.

На рис. 2 приведены упругие моменты, которые имеют колебательный характер при пуске и остановке асинхронного двигателя [13, 50].

На осциллограмме (см. рис. 3) представлены переходные процессы в многоканатных подъемных машинах шахт Кривбасса с двигателями постоянного тока при нормальных эксплуатационных режимах [50].

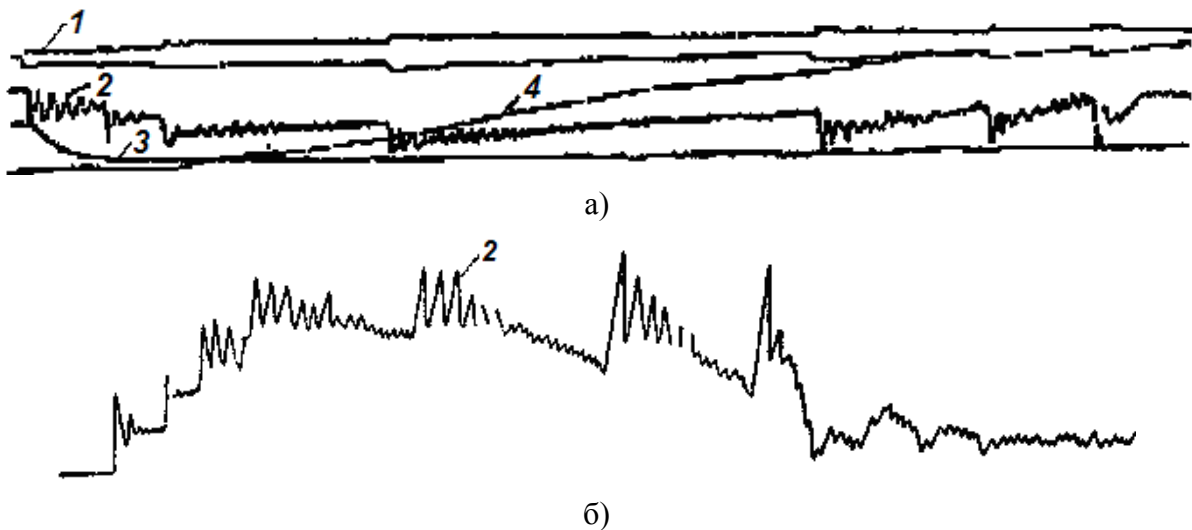


Рис. 2 – Осциллограммы переходных процессов в подъемной машине с асинхронным электродвигателем: 1 – ток статора электродвигателя; 2 – упругий момент на выходном валу редуктора; 3 – усилие в тормозной тяге; 4 – угловая скорость двигателя

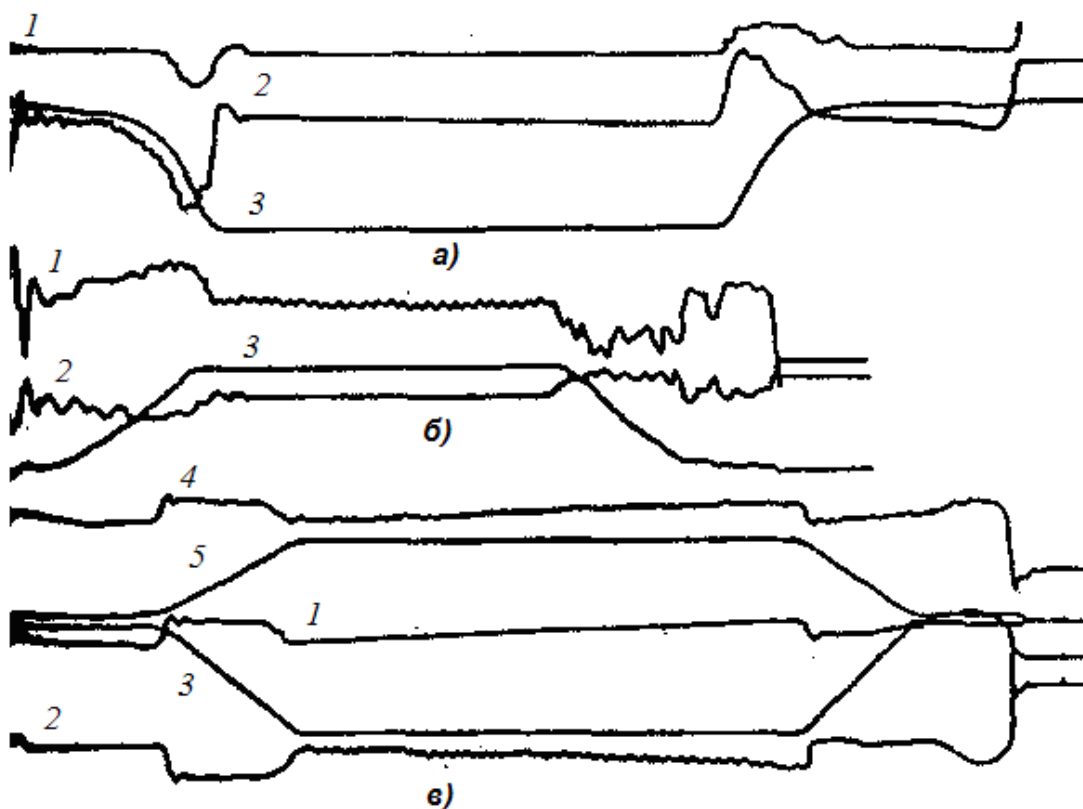


Рис. 3 – Осциллограммы переходных процессов в многоканатных подъемных машинах шахт Кривбасса с двигателями постоянного тока: 1 – ток якорной цепи двигателя; 2 – перемещение корпуса подпружиненного редуктора; 3 – скорость вращения органа навивки; 4 – упругий момент на выходном валу редуктора; 5 – напряжение якоря двигателя

Из рис. 3 видно, что для подъемных машин с электроприводом по системе Г–Д (генератор–двигатель) ток якоря двигателя изменяется по ступенчатому закону, что вызывает колебательные процессы в линии передач (см. рис. 3 б). Во время разгона и торможения

динамические нагрузки носят интенсивный колебательный характер. На других подъемных машинах (см. рис. 3 а и 3 в) колебательные процессы незначительные.

В работе [50] В.С. Ловейкин и А.П. Нестеров оценивают переходные процессы по таким критериям: удельные приведенные затраты, время цикла, эффективная мощность, быстрота затухания, коэффициент динамичности и рассматривают аналитические и численные методы синтеза оптимальных параметров, методы и направления оптимизации режимов движения подъемных машин. Авторы показывают, что применение демпфирующих устройств в линии передач подъемных машин силовых переходных процессов значительно поглотит энергию колебаний в валопроводе механической системы.

Выводы

В заключении отметим, что есть необходимость рассмотреть подъемники как многомассовые системы с невесомыми канатами, приводя массы канатов от узла колебания к близлежащим дискретным массам и системы, в которых учитывается масса канатов. На основе современной вычислительной техники возможно решать сложные динамические задачи подъемников как многомассовых механических систем с упруго-вязкими связями в процессе пуска и торможения подъемника с реальной характеристикой системы управления и тормозов при рабочих режимах работы и при остановке подъемных сосудов предохранительным торможением.

Список использованных источников:

1. Динник А. Н. Динамические напряжения в подъемном канате при внезапной остановке верхнего конца / А. Н. Динник // Южный инженер. – 1917. – № 3–4.
2. Федоров М. М. Методология динамической теории расчета подъемного каната вертикальных шахт / М. М. Федоров // Записки института горной механики. АН УССР. – 1936. – № 1.
3. Флоринский Ф. В. Динамика шахтного подъемного каната / Федор Валентинович Флоринский. – М. : Углетехиздат, 1955. – 238 с.
4. Савин Г. Н. Динамическая теория расчета шахтных подъемных канатов / Г. Н. Савин. – К. : Из-во АН УССР, 1949. – 238 с.
5. Савин Г. Н. Динамика нити переменной длины / Г. Н. Савин, О. А. Горошко. – К. : Из-во АН УССР, 1949. – 332 с.
6. Шахтный подъем: Научно-производственное издание / В. Р. Бежок, В. И. Дворников, И. Г. Манец, В. А. Пристром ; общ. ред. Б. А. Грядущий, В. А. Корсун. – Донецк : ООО «Юго-Восток Лтд», 2007. – 624 с.
7. Степанов А. Г. Динамика шахтных подъёмных установок / Анатолий Григорьевич Степанов. – Пермь : УрО РАН, 1994. – 263 с.
8. Мищенко Р. Л. Динамика и надежность стальных канатов с учетом внутреннего трения / Р. Л. Мищенко // Труды Одесского политехнического университета: научный и производственно-практический сборник по техническим и естественным наукам. – Одесса, 1997. – Вып. I. Машиностроение. – Энергетика. – Химия. Химтехнология. – Математика. Физика. – 1997. – С. 106 – 109.

9. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер ; пер. с англ. Л. Г. Корнейчука. – М. : Машиностроение, 1985. – 472 с.
10. Стретт Дж. В. (лорд Рэлей) / Теория звука / Дж. В. Стретт (лорд Рэлей). – М. : Гостехиздат, 1955. – 318 с.
11. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями / Сергей Николаевич Кожевников. – К. : Из-во АН УССР, 1961. – 160 с.
12. Голубенцев А. Н. Динамика машин с упругими связями: дис ... д-ра техн. наук / А. Н. Голубенцев. – Днепропетровск, 1956. – 454 с.
13. Голубенцев А. Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Александр Николаевич Голубенцев. – М. : Машгиз, 1959. – 146 с.
14. Федорова З. М. Подъемники : учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / З. М. Федорова, И. Ф. Лукин, А. П. Нестеров. – К. : Вища шк., 1976. – 294 с.
15. Дворников В. И. Теоретические основы динамики шахтного подъемного каната / В. И. Дворников, Е. Р. Кьерцелин. – София, МОНТ, 1997. – 363 с.
16. Артоболевский И. И. Динамические критерии режима движения машин / И. И. Артоболевский // Теоретична и приложена механика (Болгария). – 1974. – № 1. – С. 11–24.
17. Михайленко Ф. Ф. Исследование и оптимизация динамических процессов в машинах: дис ... канд. техн. наук / Ф. Ф. Михайленко. – Харьков, 1974. – 110 с.
18. Назаров Л. В. Динамика пневмоколесных землеройно-транспортных машин: автореф. дис ... д-ра техн. наук / Л. В. Назаров ; Харьк гос. автомоб.-дор. ун-т. – Харьков, 1977. – 49 с.
19. Фурунжнев Р. И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем / Р. И. Фурунжнев. – Минск : Выш. шк., 1971. – 312 с.
20. Хитрик В. Э. Методы динамической оптимизации механизмов, машин, автоматов / В. Э. Хитрик. – Л. : Изд-во ЛГУ, 1974. – 116 с.
21. Холодов А. М. Основы динамики землеройно-транспортных машин / А. М. Холодов. – М. : Машиностроение, 1968. – 156 с.
22. Вульфсон И. И. Виброактивность приводов машин разветвленной и кольцевой структуры / И. И. Вульфсон. – Л. : Машиностроение, 1986. – 104 с.
23. Коловский М. З. Автоматическое управление виброзащитными системами / М. З. Коловский. – М. : Наука, 1976. – 220 с.
24. Троицкий В. А. Оптимальные процессы колебаний механических систем / В. А. Троицкий. – Л. : Машиностроение, 1976. – 248 с.
25. Калгаев В. А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава / В. А. Калгаев. – М. : Машиностроение, 1980. – 215 с.
26. Лазорян В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В. А. Лазорян, Л. А. Лугач, М. Л. Коротенко. – К. : Наук. думка, 1972 – 196 с.
27. Ловейкин В. С. Оптимизация режимов движения механизмов грузоподъемных машин для транспортирования пассажиров / В. С. Ловейкин // Подъемн.-трансп. оборуд. : респ. межвед. науч.-техн. сб. – К., 1991. – Вып. 22. – С. 9–14.

28. Кожевников С. Н. Оптимизация переходного процесса во времени затухания в подъемном лифте / С. Н. Кожевников, П. М. Соров // Механика машин. – 1971. – Вып. 39-40. – С. 18–21.
29. Соров П. М. Исследование переходных процессов в механизмах подъема лифтов: дис ... канд. техн. наук / П. М. Соров. – К., 1972. – 120 с.
30. Федоров М. М. Метод определения наивыгоднейшего за раз поднимаемого груза для вертикальных шахт / М. М. Федоров // Избранные труды: В 2 т. – К.: Изд-во АН УССР, 1957. – Т.2. – С. 167–187.
31. Федоров М. М. Теория гипербола-функционального рудничного подъема / М. М. Федоров // Избранные труды: В 2 т. – К.: Изд-во АН УССР, 1957. – Т. 1. – С. 133–192.
32. Нестеров А. П. Оптимизация силовых стационарных процессов шахтных подъемных установок / А. П. Нестеров ; Ин-т геотехн. механики АН УССР. – Днепропетровск : [б. и.], 1977. – 19 с. – Деп. в ВИНТИ 28.12.1977, № 125–78.
33. Нестеров А. П. Оптимизация силовых процессов и параметров шахтных подъемных установок : дис. ... д-ра техн. наук / А. П. Нестеров. – Днепропетровск, 1987. – 521 с.
34. Нестеров А. П. Оптимизация параметров шахтных подъемных установок по скорости затухания силового переходного процесса / А. П. Нестеров, А. М. Дроговоз, С. Н. Вахнин // Динамика и прочность горных машин. – 1976. – Вып. 4. – С. 4–9.
35. Нестеров А. П. Оптимизация режимных и грузовых параметров шахтного подъемника / А. П. Нестеров // Подъемно-транспортное оборудование : респ. межвед. науч.-техн. сб. – К., 1990. – Вып. 21. – С. 26–28.
36. Давыдов Л. Б. Вариационные методы теории рудничного подъема / Л. Б. Давыдов // Рудничный подъем. – М. : Металлургиздат, 1953. – С. 315–350.
37. Левин Б. Я. К вопросу о наивыгоднейшем динамическом режиме рудничного подъема / Б. Я. Левин, С. Б. Браиловский // Рудничный подъем. – М. : Металлургиздат, 1953. – С. 214–306.
38. Чермалых В. М. Исследование оптимальных по динамичности систем подъема глубоких шахт: дис ... д-ра техн. наук / В. М. Чермалых. – Днепропетровск, 1970. – 420 с.
39. Масляный А. С. Исследование рациональных динамических режимов работы многоканатных подъемных установок: дис ... канд. техн. наук / А. С. Масляный. – Днепропетровск, 1962. – 230 с.
40. Гамаюнов В. В. Исследование и разработка режимных параметров подъема с асинхронным вентильным каскадом: автореф дис ... канд. техн. наук / В. В. Гамаюнов. – Харьков, 1981. – 26 с.
41. Ловейкин В. С. Определение оптимальных режимов движения механизмов грузоподъемных машин / В. С. Ловейкин // Подъемно-трансп. оборуд. : респ. межвед. науч.-техн. сб. – К., 1987. – Вып. 18. – С. 31–35.
42. Еланчик Г. М. Рудничные подъемные установки / Г. М. Еланчик. – М. : Госгортехиздат, 1941. – 648 с.
43. Федорова З. М. Метод расчета оптимальных режимов управления шахтных скиповых подъемных установок / З. М. Федорова, В. В. Гамаюнов // Прочность и долговечность горных машин. – М.: 1979. – Вып. 5. – С. 147–152.

44. Гаркуша Н. Г. Экспериментальное исследование действующих усилий в шахтных подъемных канатах / Н. Г. Гаркуша, А. Н. Черныш, Л. В. Колосов, В. Е. Артюхова // Стальные канаты. – К. : Техніка, 1967. – Вып. 4. – С. 26–29.
45. Гаркуша Н. Г. Исследование переходных процессов в нелинейной системе «подъемная машина–канаты–грузы» / Н. Г. Гаркуша, В. И. Дворников, В. А. Костюченко // Стальные канаты. – К. : Техніка, 1968. – Вып. 5. – С. 23–26.
46. Вертикальный транспорт на горных предприятиях / [В. Н. Потураев, А. Г. Червоненко, Л. В. Колосов, В. В. Безпалько] ; под. общ. ред. проф. д-ра техн. наук В. Н. Потураева. – М. : Недра, 1975. – 351 с.
47. Чермалых В. М. Исследование оптимальных по динамичности систем подъема глубоких шахт: дис ... д-ра техн. наук / В. М. Чермалых. – Днепропетровск, 1970. – 420 с.
48. Середа Н. В. Динамика упругих систем многоканатных шахтных подъемных установок: дис ... канд. техн. наук / Н. В. Середа. – Харьков, 1981. – 169 с.
49. Белый В. Д. Экспериментальное исследование динамических усилий в подъемных канатах на эксплуатационных подъемных установках / В. Д. Белый, К. К. Лесин // Вопросы горной механики. – М. : Углетехиздат, 1959. – С. 305–329.
50. Ловейкин В. С. Динамическая оптимизация подъемных машин : монография / В. С. Ловейкин, А. П. Нестеров ; Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля. – Луганск : [б. и.], 2002. – 368 с.

Стаття надійшла до редакції 14 березня 2014 р.

УДК 621.792.8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОМЕЖУТОЧНОГО СЛОЯ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ, СОБРАННЫХ ТЕПЛОМЫМ МЕТОДОМ

©Святуха А. А., Плахотникова И. Б.

Украинская инженерно-педагогическая академия

В статье рассмотрены вопросы расчёта прочностных характеристик промежуточного слоя в соединениях с натягом, собранных тепловым методом. Определение прочностных характеристик деформированного слоя в зоне контакта сопряжённых поверхностей осуществлено на основе решения гидродинамической задачи.

Ключевые слова: прочность, промежуточный слой, сборка, соединение, деформация.

Святуха А. Я., Плахотнікова І. Б. «Визначення міцнісних характеристик проміжного шару нерухомих з'єднань, зібраних тепловим методом».

У статті розглянуті питання розрахунків міцнісних характеристик проміжного шару в з'єднаннях з натягом, зібраних тепловим методом. Визначення міцнісних характеристик деформованого шару в зоні контакту сполучених поверхонь здійснене на основі розв'язання гідродинамічної задачі.

Ключові слова: міцність, проміжний шар, складання, з'єднання, деформація.

Sviatukha A. A., Plachotnikova I. B. "Determinig the durability characteristics of the intermediate layer of the motionless connections collected by a thermal method".

The questions of calculation of the durability characteristics of an intermediate layer in connections with a tightness collected by a thermal method are considered in the article. Determinig the durability characteristics of the deformed layer in a zone of contact of the interfaced surfaces is carried out on the basis of the solution of a hydrodynamic problem.

Key words: durability, intermediate layer, assemblage, connection, deformation.

1. Постановка проблемы

Одним из распространённых видов неподвижных соединений в узлах и механизмах современных машин являются соединения с натягом. Сравнительная простота изготовления и сборки делает их применение весьма перспективным для узлов самого ответственного назначения. Особенно успешным их применение может стать в связи с разработкой прогрессивных способов сборки, позволяющих существенно повысить прочность соединений без увеличения натяга и дополнительных скрепляющих элементов (шпонки, штифты и др.). Наиболее простым и эффективным способом повышения несущей способности соединений при тепловой сборке является использование промежуточных сред в виде вязких композиционных смесей мелкодисперсных металлических порошков с глицерином [1, 2] или другими связующими материалами. Этот способ позволяет при определённом сочетании компонентов, наряду с увеличением прочности в 1,7-2,2 раза по сравнению с обычными тепловыми соединениями, осуществить разборку деталей распрессовкой без повреждения посадочных поверхностей, что создаёт возможность повторного их использования.

Повышение прочности объясняется ростом площади контакта, благодаря заполнению материалом вязкой смеси имеющих неточностей изготовления сопряженных поверхностей (конусность, овальность, микронеровности и др.). Кроме того, в процессе формирования соединения промежуточный слой изменяет свои физико-механические свойства, которые влияют на прочность и качество соединения в целом. Для определения прочности соединения необходимо знать характеристики напряжённого состояния сдеформированного промежуточного слоя, а именно: тензоры деформации и напряжений.

Настоящая работа посвящена определению напряжённого состояния промежуточного слоя в цилиндрическом соединении с натягом типа вал – втулка. Упрощённая схема такого соединения с наличием промежуточного слоя показана на рисунке 1.

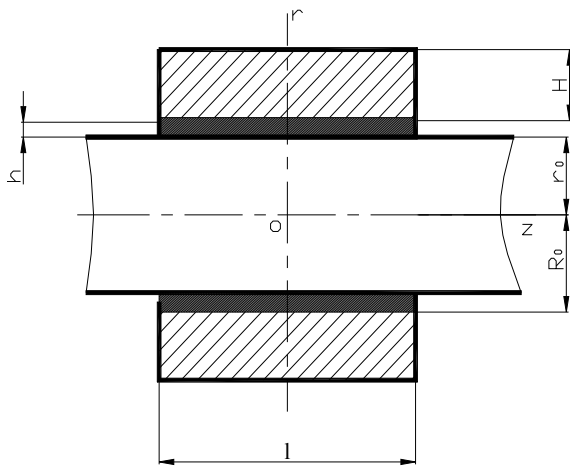


Рис. 1 – Неподвижное соединение типа вал – втулка с промежуточным слоем

В соединении при этом образуется промежуточный сжатый слой толщиной h , величина которого мала по сравнению со всеми геометрическими размерами соединения, т.е. $h/r_0 \ll 1$.

Для упрощения расчетов будем считать вал абсолютно жёстким, а толщину покрытия h постоянной по длине и радиусу соединения, $h(r, z, \varphi) = \text{const}$.

Процесс формирования промежуточного слоя при условии, что посадка втулки на вал осуществляется равномерно по всей длине, можно разделить на несколько этапов.

После свободного соединения деталей скорость сближения втулки с валом равно нулю, а затем происходит уменьшение сборочного зазора со скоростью v_0 . При этом поведение нанесённого на вал вязкого слоя до момента его упрочнения соответствует поведению тонкого слоя жидкости. Поэтому можно предположить, что с некоторого момента скорости смещения частиц слоя, находящегося между сопряженными поверхностями, пропорциональны скоростям течения жидкости.

Вторым ключевым моментом деформации тонкого слоя жидкости является проявление его упругих свойств.

По мере сближения втулки с валом напряжение внутри слоя увеличивается, наступает упрочнение и после окончания процесса формирования слоя его параметры остаются постоянными.

Будем считать, что промежуточный слой на торцах соединения ведет себя так же, как и вблизи них, т.е. влиянием краев на формирование слоя пренебрегаем. Считаем также, что в

2. Изложение основного материала

Нагретая втулка толщиной H и длиной l , расширяясь, образует сборочный зазор между посадочными поверхностями вала радиуса r_0 и втулки R_0 , который полностью заполняется вязким покрытием, предварительно нанесённым на поверхность вводимого вала. Считаем, что в процессе охлаждения втулка медленно садится на вал с постоянной скоростью V_0 , и конечным моментом формирования соединения будет время выравнивания температур вала и втулки.

процессе соединения промежуточный слой, являясь сплошной средой, полностью заполняет пространство между сопрягаемыми поверхностями деталей соединения.

Таким образом, рассматриваемый промежуточный слой обладает гидродинамическими, упругими и пластическими свойствами. В связи с непрерывностью физического процесса формирования слоя в соединении сначала решаем гидродинамическую задачу и ее решение используем в определении напряженного состояния промежуточного слоя.

Для соединения, представленного на рисунке, дифференциальные уравнения Навье-Стокса в цилиндрической системе координат r, φ, z для несжимаемой жидкости могут быть упрощены, если предположить, что:

1) давление не зависит от r либо изменяется по r так незначительно, что $\frac{\partial P}{\partial r} = 0$;

2) ввиду малости толщины слоя по сравнению с геометрическими размерами соединения $v_r = v_r(r)$, т.е.

$$\frac{\partial v_r}{\partial z} = \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} = 0;$$

3) в силу симметрии течения решение уравнений не зависит от координаты φ ;

4) действием массовых сил пренебрегаем;

5) принимаем процесс стационарным. В уравнениях R, Φ, Z – массовые силы; v_r, v_z, v_φ – составляющие скорости течения частицы жидкости; ρ – плотность жидкости; ν – кинематический коэффициент вязкости;

6) ввиду малой толщины слоя пренебрегаем членами

$$v_r \frac{\partial v_z}{\partial z} \text{ и } v_z \frac{\partial v_z}{\partial z}.$$

В силу допущения п. 2 из уравнения сплошности среды следует, что если v_r не зависит от z , то

$$\frac{\partial v_z}{\partial z} = -\frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r} = \varphi(r)$$

и тогда

$$v_z = \varphi(r)z + C_1.$$

Очевидно, что $\frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} = 0$ и с учётом принятых допущений уравнения Навье-Стокса принимают вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial r} &= 0; \\ \nu \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{\partial v_r}{r \partial r} - \frac{v_r}{r^2} \right) &= 0; \\ \nu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{\partial v_z}{r \partial r} \right) - \frac{\partial P}{r \partial r} &= 0; \\ \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{v_r}{r} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Подставим $v_z = \varphi(r)z + C_1$ в третье уравнение системы (1)

$$\nu \left(\varphi'' + \frac{\varphi'}{r} \right) z = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z},$$

или

$$\nu \left(\varphi'' - \frac{\varphi'}{r} \right) = - \frac{1}{\rho z} \frac{\partial P}{\partial z}, \quad (2)$$

так как правая часть зависит только от z , а левая только от r , то примем, что

$$- \frac{1}{\rho z} \frac{\partial P}{\partial z} = A. \quad (3)$$

Тогда третье уравнение системы преобразуем к виду

$$\varphi'' - \frac{\varphi'}{r} = - \frac{A}{\nu}. \quad (4)$$

Это линейное уравнение второго порядка, которое после обозначения $\varphi' = U$ и $\varphi'' = U'$ запишем в виде

$$U' - \frac{U}{r} = \frac{A}{\nu}. \quad (5)$$

Решаем это уравнение методом Бернулли. Пусть $U = f\psi$, тогда $U' = f'\psi = \psi'f$.

Подставляем U в уравнение (5)

$$f'\psi + \psi'f + \frac{\psi f}{r} = \frac{A}{\nu}. \quad (6)$$

Полагаем

$$f \left(\psi' + \frac{\psi}{r} \right) = 0 \quad (7)$$

отсюда $\psi' + \frac{\psi}{r} = 0$. Разделим переменные

$$\frac{d\psi}{\psi} = - \frac{dr}{r}; \quad \ln \psi = - \ln r, \quad \text{т.е. } \psi = \frac{1}{r}. \quad (8)$$

Согласно уравнению (7) уравнение (6) преобразуется в уравнение

$$f' \frac{1}{r} = \frac{A}{\nu}; \quad \frac{df}{dr} = \frac{A}{\nu} r. \quad (9)$$

После интегрирования получим

$$\varphi(r) = \frac{A}{\nu} \frac{r^2}{4} + B_1 \ln r + B_2. \quad (10)$$

Предположим, что частицы жидкости прилипают к поверхностям втулки и вала при сближении поверхности втулки в процессе ее охлаждения после соединения в узел, т.е.

$$\begin{aligned} v_z = \varphi(r_0)z &= 0; \\ v_z = \varphi(R_0)z &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

отсюда следует $\varphi(r_0)z = \varphi(R_0)z = 0$. Теперь получаем следующую систему уравнений для

определения B_1 и B_2 :

$$\begin{aligned}\frac{Ar_0^2}{4\nu} + B_1 \ln r_0 + B_2 &= 0 \\ \frac{AR_0^2}{4\nu} + B_1 \ln R_0 + B_2 &= 0\end{aligned}\quad (12)$$

Решая эту систему, находим $B_1 B_2$ и подставляем в уравнение (10)

$$\begin{aligned}\varphi(r) &= \frac{A}{4\nu} \left[r^2 - r_0^2 + (R_0^2 - r_0^2) \ln \frac{r}{r_0} \right], \\ \varphi(r) &= \frac{A}{4\nu} \left[r^2 - r_0^2 + (R_0^2 - r_0^2) \ln \frac{r}{r_0} \right],\end{aligned}\quad (13)$$

где $R_0 = r_0 + h$, или

$$v_z = \frac{Az}{4\nu} \left[r^2 - r_0^2 + (R_0^2 - r_0^2) \ln \frac{R_0}{r_0} \ln \frac{r}{r_0} \right]. \quad (14)$$

Интегрируя уравнение неразрывности при условии, что $v_r(R_0) = -v_0$; $v_r(r_0) = 0$, совместно с первым уравнением (1) получим, что

$$A = \frac{R_0 v_0 4\nu}{B} \quad (15)$$

где

$$B = \int_{r_0}^{R_0} r \varphi(r) dr. \quad (16)$$

Окончательно имеем

$$v_z = \frac{R_0 v_0}{B} z \varphi(r). \quad (17)$$

Следуя предположениям п.п. 1-6 и принимая v_r не зависящим от вязкости, получим для него следующее уравнение:

$$\frac{d^2 v_r}{dr^2} + \frac{dv_r}{r dr} - \frac{v_r}{r^2} = 0. \quad (18)$$

Интегрируя это уравнение при граничных условиях $v_r(R_0) = -v_0$, $v_r(r_0) = 0$, преобразуем его к виду

$$\left(v'_r + \frac{v_r}{r} \right) = 0. \quad (19)$$

Затем после интегрирования и некоторых преобразований получим

$$v_r = \frac{v_0 R_0}{R_0^2 - r_0^2} \frac{r_0^2 - r^2}{r}. \quad (20)$$

Если, как указывалось ранее, толщина покрытий h намного меньше всех линейных

размеров соединения, то можно пренебречь величинами, содержащими $\left(\frac{h}{r_0}\right)^2$, т.е.

предположим, что $\left(\frac{h}{r_0}\right)^2 \ll \frac{h}{r_0}$.

После упрощений получим

$$v_r = \frac{v_0(1+\varepsilon)}{2r_0\varepsilon} \frac{r_0^2 - r^2}{r}; \quad (21)$$

$$v_r = \frac{v_0 z}{2r_0^3} \frac{1+\varepsilon}{\varepsilon} \left[r^2 - r_0^2 - r_0^2(2+\varepsilon) \ln \frac{r}{r_0} \right], \quad (22)$$

где

$$\varepsilon = \frac{h}{r_0}.$$

Далее переходим к определению осесимметричного напряженного состояния промежуточного слоя. В этом случае тензоры деформаций $T\varepsilon$ и напряжений $T\sigma$ имеют вид [3]:

$$T\varepsilon = \begin{pmatrix} \varepsilon_r & 0 & \varepsilon_{rz} \\ 0 & \varepsilon_\varphi & 0 \\ \varepsilon_{zr} & 0 & \varepsilon_z \end{pmatrix}; \quad (23)$$

$$T\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_r & 0 & \sigma_{rz} \\ 0 & \sigma_\varphi & 0 \\ \sigma_{zr} & 0 & \sigma_z \end{pmatrix}, \quad (24)$$

где $\sigma_z, \sigma_\varphi, \sigma_r$ – напряжения, направленные вдоль соответствующих осей; $\sigma_{rz} = \sigma_{zr}$ – касательные напряжения; $\varepsilon_r, \varepsilon_\varphi, \varepsilon_z, \varepsilon_{rz}$ – компоненты относительных деформаций. Обозначим через U_r, U_φ, U_z – компоненты перемещений. Известно [3], что относительные деформации и перемещения связаны соотношениями:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial U_r}{\partial r}; \quad \varepsilon_\varphi = \frac{U_r}{r}; \quad \varepsilon_z = \frac{\partial U_z}{\partial z}; \quad (25)$$

$$\varepsilon_{rz} = \frac{\partial U_z}{\partial r} + \frac{\partial U_r}{\partial z}; \quad \varepsilon_{rz} = \varepsilon_{zr}.$$

При условии совместности деформаций

$$\frac{\partial \varepsilon_\varphi}{\partial r} = \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\varphi}{r}. \quad (26)$$

предположим, что начиная с некоторого момента времени в промежуточном слое скорость смещения его частиц пропорциональна скорости течения жидкости, т.е.

$$\frac{\partial U_r}{\partial t} = K_1 v_r; \quad \frac{\partial U_z}{\partial t} = K_2 v_z. \quad (27)$$

Так как v_r и v_z не зависят от времени t , то

$$U_r = K_1 v_r t + C_1; \quad U_z = K_2 v_z t + C_2. \quad (28)$$

Из начального состояния вещества известно, что при $t=0$ $U_r=U_z=0$, т.е. $C_1=C_2=0$. Поэтому

$$U_r = K_1 v_r t; \quad U_z = K_2 v_z t. \quad (29)$$

Зная перемещения, можно найти относительные деформации:

$$\begin{aligned} \varepsilon_r &= K_1 \frac{\partial v_r}{\partial r} t; & \varepsilon_\varphi &= K_2 \frac{v_r}{r} t; \\ \varepsilon_z &= K_2 \frac{\partial v_z}{\partial z} t; & \varepsilon_{rz} &= K_2 \frac{\partial v_r}{\partial r} t + K_1 \frac{\partial v_z}{\partial z} t \end{aligned} \quad (30)$$

так как v_r не зависит от z , то

$$\varepsilon_{rz} = K_2 \frac{\partial v_z}{\partial r} t.$$

Предположим, что в локальной области справедливы линейные соотношения между деформациями и напряжениями [3]

$$\frac{\sigma_r - \sigma_\varphi}{\varepsilon_r - \varepsilon_\varphi} = \frac{\sigma_r - \sigma_z}{\varepsilon_r - \varepsilon_z} = \frac{\sigma_\varphi - \sigma_z}{\varepsilon_\varphi - \varepsilon_z} = E'; \quad \sigma_{rz} = \mu' \varepsilon_{rz}. \quad (31)$$

Предположение (31) позволяет проинтегрировать уравнение равновесия и найти компоненты тензора напряжений. Последние удовлетворяют условию равновесия осесимметричного напряженного состояния

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial z} + \frac{\sigma_r - \sigma_\varphi}{r} = 0; \quad \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\sigma_{rz}}{r} = 0 \quad (32)$$

Найдем $\sigma_r - \sigma_\varphi$ и σ_{rz} из соотношения (31) и, используя (30), подставим в первое уравнение (32)

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial r} + \frac{\sigma}{\sigma_z} \mu' \gamma_2 \frac{\partial v_z}{\partial r} t + \frac{E' \gamma_1}{r} \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r} \right) t = 0. \quad (33)$$

Считая, что $\mu' \gamma_2 = E' \gamma_1 = \gamma$ постоянные для всего слоя, перепишем последнее равенство

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = -\gamma \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} t \right) - \frac{\gamma}{r} \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r} \right) t \quad (34)$$

или

$$d\sigma_r = -\gamma d \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} t \right) - \frac{\gamma}{r} t \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r} \right) dr. \quad (35)$$

Интегрируя (35), получаем

$$\sigma_r = -\gamma \frac{\partial v_z}{\partial z} t - \gamma t \int_{r_0}^r \frac{\frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r}}{r} dr. \quad (36)$$

Найдем $\frac{\partial v_z}{\partial z}$, $\frac{\partial v_r}{\partial r}$, $\frac{v_r}{r}$ из уравнений (21), (22) и (30)

$$\frac{\partial v_z}{\partial z} = \frac{v_0}{2r_0^3} \frac{1+\varepsilon}{\varepsilon} \left[r^2 - r_0^2 - r_0^2 (2+\varepsilon) \ln \frac{r}{r_0} \right]. \quad (37)$$

$$\frac{\partial v_z}{\partial r} = \frac{\partial_0 t}{2r_0} \frac{1+\varepsilon}{\varepsilon} \left(-\frac{r_0^2}{r^2} - 1 \right) = -\frac{v_0}{2r_0} \frac{1+\varepsilon}{\varepsilon} \left(\frac{r_0^2 + r^2}{r^2} \right); \quad (38)$$

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r} = -\frac{v_0 t (1+\varepsilon)}{2r_0 \varepsilon} \frac{r_0^2 + r^2}{r^2} - \frac{v_0 t (1+\varepsilon)}{2r_0 \varepsilon} \frac{r_0^2 - r^2}{r^2}$$

или

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r} = \frac{v_0 t (1+\varepsilon)}{\varepsilon} \frac{r_0^2}{r^2}. \quad (39)$$

Величина напряжения вдоль оси z может быть найдена по формуле (36)

$$\sigma_r = -\gamma \frac{v_0 t}{2r_0^3} \frac{1+\varepsilon}{\varepsilon} \left[r^2 - r_0^2 - r_0^2 (2+\varepsilon) \ln \frac{r}{r_0} - \gamma \frac{v_0 t (1+\varepsilon)}{2r_0 \varepsilon r^2} (r_0^2 - r^2) \right]. \quad (40)$$

Подставляя $\frac{\partial v_z}{\partial t}$ в последнее уравнение (30), а ε_z в последнее уравнение (31),

получим

$$\sigma_{rz} = \gamma \frac{v_0 t z}{2r_0^3} \frac{1+\varepsilon}{\varepsilon} \left[2r - r_0^2 (2+\varepsilon) \frac{1}{r} \right]. \quad (41)$$

Очевидно, что

$$\sigma_\varphi = \sigma_r - \gamma \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r} \right) t$$

или

$$\sigma_\varphi = \frac{\gamma v_0 t (1+\varepsilon)}{\varepsilon} \frac{1}{\varepsilon} \left[r^2 - r_0^2 - r_0^2 (2+\varepsilon) \ln \frac{r}{r_0} \right] + \gamma \frac{v_0 t (1+\varepsilon)}{\varepsilon} \frac{r_0}{r^2}. \quad (42)$$

Из второго уравнения (32) найдём σ_z . Зная σ_{rz}

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = \gamma \frac{2v_0 t (1+\varepsilon)}{r_0^3 \varepsilon} z.$$

Интегрируя в пределах от z до $\frac{l}{2}$, получим

$$\sigma_z = \gamma \frac{v_0 t (1+\varepsilon)}{r_0^3 \varepsilon} \left(z^2 - \frac{l}{4} \right). \quad (43)$$

Таким образом, все компоненты тензора напряжений определены. Комбинируя (21) и (30), запишем компоненты тензора деформаций T_ε :

$$\begin{aligned} \varepsilon_r &= K_1 \frac{v_0 t (1+\varepsilon)}{2r_0 \varepsilon} \frac{r_0^2 + r^2}{r^2}; \\ \varepsilon_\varphi &= K_1 \frac{v_0 t (1+\varepsilon)}{2r_0 \varepsilon} \frac{r_0^2 - r^2}{r^2}; \\ \varepsilon_z &= K_2 \frac{v_0 t (1+\varepsilon)}{2r_0^3} \frac{1}{\varepsilon} \left[r^2 - r_0^2 - r_0^2 (2+\varepsilon) \ln \frac{r}{r_0} \right]; \\ \varepsilon_{rz} &= K_2 \frac{v_0 t (1+\varepsilon)}{2r_0^3 \varepsilon} \left[2r - \frac{r_0^2}{r} (2+\varepsilon) \right]. \end{aligned} \quad (44)$$

Выводы

Полученные расчётные зависимости для определения напряжений и деформаций в каждой точке промежуточного слоя позволяют в процессе конструирования неподвижного соединения прогнозировать необходимые характеристики его несущей способности, например, усилие сдвига, контактное давление и др.

Список использованных источников:

1. А.с. 474421 СССР, МКИ В 23р 11/02. Способ соединения деталей / Г. Я. Андреев, А. А. Святуха, В. А. Белостоцкий / Укр. заоч. политехн. ин-т (УЗПИ). – № 1904143/ 25-27; Заявл. 30.03.73; Оpubл. 25.06.75; Бюл. № 23. – 2 с.
2. Кравцов М. К. Промежуточные среды в соединениях с натягом : монография / М. К. Кравцов, А. А. Святуха, В. В. Чернов. – Харьков : Штрих, 2001. – 200 с.
3. Расчёты на прочность в машиностроении : Т. 2, 3 / под ред. С. Д. Пономарёва [и др.]. – М. : Машгиз, 1958.

Стаття надійшла до редакції 5 травня 2014 р.

УДК 621.91

**ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ЗНАЧЕНЬ ГРАНИЧНИХ КРИТЕРІЇВ ПРИ ВИБОРІ
ЗНАЧЕНЬ ШВИДКОСТІ РІЗАННЯ В ПРОЦЕСІ ГЛИБОКОГО СВЕРДЛЕННЯ ОТВОРІВ****©Маршуба В. П., Чернякова О. В.***Українська інженерно-педагогічна академія*

В цій статті розглядання питання особливостей визначення граничних критеріїв при виборі значень швидкості різання, що пов'язано з природою взаємодії інструментального матеріалу та того, що оброблюється, в умовах обробки глибоких отворів та визначення основних напрямків дослідження цього питання з урахуванням широкої зміни фізико-механічних властивостей нових видів матеріалів, що обробляються. Пропонування нових напрямків вивчення фізичних явищ, що виникають, супроводжують та впливають одне на інше при дослідженні процесу різання різноманітних матеріалів.

Ключові слова: глибоке свердлення отворів, гвинтові свердла, граничні критерії, швидкість різання.

Маршуба В. П., Чернякова О. В. «Особенности определения значений предельных критериев при выборе значений скорости резания в процессе глубокого сверления отверстий».

В этой статье рассматриваются вопросы особенности определения предельных критериев при выборе значений скорости резания, что связано с природой взаимодействия инструментального и обрабатываемого материала, в условиях обработки глубоких отверстий и определения основных направлений исследования этого вопроса с учетом широкого изменения физико-механических свойств новых видов обрабатываемых материалов. Предложение новых направлений изучения физических явлений, которые возникают, сопровождают и влияют одно на другое при исследовании процесса резания разнообразных материалов.

Ключевые слова: глубокое сверление отверстий, винтовое сверло, предельные критерии, скорость резания.

Marshuba V. P., Chernyakova O. V. "Features determining the values of the limiting values of the criteria for selecting the cutting speed during deep drilling Features determining the values of the limiting values of the criteria for selecting the cutting speed during deep drilling".

This article discusses the issues of defining characteristics of limiting criteria for the various factors that affect the processing of the available values of cutting speed. This is due to the nature of the interaction of the tool and machined material under the machining of deep holes and ways of determining the main directions of the study of this matter with the wide change of physical-mechanical properties of new types of work piece materials. Proposal deepening of existing and explore new areas of cooperation between the physical phenomena that occur accompany and influence one another in the process of cutting the study processing of various materials.

Key words: processing deep holes, screw drill, limit criteria, cutting speed.

1. Постановка проблеми в загальному вигляді

При аналізі процесу глибокого свердління отворів в різноманітних матеріалах свердлами малих діаметрів (розміром від 5 до 15 мм) з швидкорізальних сталей, необхідно враховувати ключову проблему, яка виникає через недоліки конструкції ріжучого інструменту. А саме недостатньо великої міцності і червоностійкості свердла, яка веде до необхідності обмежувати режими різання, зокрема швидкість різання (V), так як основним показниками даного процесу є:

- з одного боку, фізичні обмеження, тобто стійкість інструменту;
- з іншого економічні обмеження – технологічний час, витрачений на виконання даної операції.

Рішення цієї непростой задачі для технолога механообробного виробництва є воістину великою проблемою, яке пов'язано з тим, що:

- з одного боку, при великих значеннях швидкості різання в залежності від фізико-механічних властивостей інструментального матеріалу, свердло зазвичай раптово відмовляє (руйнується), через перевищення межі міцності інструменту. Крім того істотне збільшення швидкості різання, призводить до значного приросту кількості теплоти в зоні різання, від дії сили тертя і деформації зрізаного шару, що так само призводить до значимого стирання, або навіть оплавлення свердла при досягненні температури межі червоностійкості для даного інструментального матеріалу;

- з іншого боку, значне зниження значень швидкості різання при обробки глибоких отворів, викликає істотний приріст технологічного часу, необхідного для їх обробки. А так як технологічні операції з обробки глибоких отворів в різноманітних деталях, є самими тривалими по витраченому часу, з усіх існуючих операцій, то це веде до невиправданого збільшення собівартості продукції, що випускається.

Вибір усереднених оптимальних значень V для свердління глибоких отворів в різних за фізико-механічним властивостям матеріалах практично не можливо, через складність обліку всіх показників даного процесу, з вини недостатньої або надмірної міцності конструкції інструменту і т.п. Так, наприклад: значення швидкості різання при свердлінні отворів для групи кольорових сплавів значно більше, ніж при обробці таких же отворів, в жароміцних або легованих сталях, що і підтверджують дані різних джерел. Тобто необхідно враховувати граничні критерії даного параметра процесу різання, як видно з порівняння вище.

У цих джерелах всі оброблювані матеріали по параметру V розбиті на групи або підгрупи, в залежності від їх твердості, міцності та інших фізико-хімічних параметрів. Такий великий розкид оброблюваних матеріалів за групами та підгрупами, в залежності від їх фізико-хімічних властивостей, незручний для визначення оптимальних значень граничних критеріїв, у кожному конкретному випадку за великий обсяг існуючої інформації з цього питання.

В даний час в залежності від фізико-механічних властивостей матеріалу, що обробляють, існує десятки, а то й сотні обмежувальних критеріїв значень швидкості різання, залежно від діаметра свердла або інших параметрів, як в меншу, так і більшу сторону.

Використання ж на практиці такого великого значень критеріїв практично складно, тому багато технологічних розрахунків пов'язані зі спрощенням цих розрахунків або зменшенням часу розрахунків шляхом їх зменшення кількості критеріїв. Це призводить до неправильного визначення значень швидкості різання та других параметрів, крім цього, велика частина значень критеріїв визначається тільки дослідним шляхом для конкретного оброблюваного матеріалу або для окремих групи матеріалів з однотипними фізико-механічними властивостями. Більш цього значна частина результатів значень критеріїв не можуть бути отримані повторно, через складність забезпечення чистоти експериментів, багатолітності дії різноманітних фізичних та інших факторів, а їх результати подібні тільки за наближенням, або за усередненим значенням. Отже, точність визначення меж різних критеріїв розмита і не надає можливість точно визначити те, чи інше значення з достатньою часткою ймовірності. Рішення даної задачі вимагає застосування нових способів або численних експериментів, щодо практичного визначення необхідних значень.

2. Аналіз досліджень і публікацій за темою статті

Так як в процесі різання матеріалу та інших процесах (транспортування стружки та змашувально-охолоджувального середовища, подолання сили тертя та інше), що супроводжують обробку глибоких отворів необхідно врахувати різноманітні підходи до визначення граничних критеріїв для кожного окремого фізико-хімічного явища, так як вони визначають основні параметри процесу різання. Виходячи з цього, виникає можливість по створенню фізичних чи математичних моделей процесу різання різноманітних матеріалів при глибокому свердленні, з урахуванням великої кількості фізико-хімічних явищ, що виникають, протікають та впливають одне на інше. Але ж це потребує великих затрат при їх розрахунках, як по часу, так і по фізичних можливостях існуючої комп'ютерної техніки. Тому з'явилась необхідність по створенню універсальних фізичних чи математичних моделей з визначення реакції протікання та взаємодії між собою фізико-хімічних явищ в процесі різання, які в значній мірі нівелюють проблему великих розрахунків для технологів машинобудівного виробництва.

Основними умовами при створенні універсальних фізичних чи математичних моделей з визначення реакції протікання, взаємодії та впливу одно на інше фізико-хімічних явищ в процесі різання, є визначення відповідних залежностей шляхом по розрахунку всіх, або окремих параметрів цих явищ, що визначаються залежно від призначення моделі [1]. Визначення різноманітних параметрів моделі слідують з рівності граничних критеріїв подібності розглянутого процесу.

Важливими є параметри, що визначають граничні умови дії різноманітних фізико-хімічних явищ, що виникають, протікають та впливають одне на одне в процесі різання різних матеріалів, дотримання яких для всіх груп матеріалів, що обробляються, однакових критеріїв пов'язане у ряді випадків з подоланням великих труднощів та не можливістю розрахувати такий великий обсяг значень.

Отримані залежності дозволяють зробити висновок про кількісну або якісну подібність значень процесу різання (або інших процесів, які супроводжують даний процес), по тим параметрам, що цікавлять дослідників. Це підтверджує зроблені раніше висновки про динамічний подібні таких систем.

Умови наближеного фізичного або математичного моделювання процесу різання, на підставі отриманих критеріїв подібності можуть бути записані таким чином. Досить ввести в існуючі формули по визначенню сили різання (P_O) і момент (M_{KP}), що крутить, необхідні поправки, які враховують існуючі на сей час досягнення в машинобудуванні [1]. Тобто необхідно змінити значення граничних критеріїв для всіх параметрів, наприклад: змінюємо значення граничних критеріїв для поправочного коефіцієнту K_{IV} , який враховує вплив фізико-механічних властивостей інструментального матеріалу (для окремого матеріалу або групи матеріалів), а саме даний коефіцієнт повинен враховувати такі значення інструментального матеріалу як: твердість; в'язкість; адгезійну активність; міцність і ін.

3. Мета роботи

Метою даної роботи є розглядання та обґрунтування питання особливостей визначення граничних критеріїв при виборі значень швидкості різання. Це питання пов'язано з природою взаємодії інструментального матеріалу та матеріалу, що оброблюється, в умовах безперервної обробки глибоких отворів. Визначення основних напрямків дослідження цього питання з урахуванням широкої зміни фізико-механічних властивостей нових видів матеріалів, що обробляються. Пропонування нових напрямків вивчення фізичних явищ, що виникають, супроводжують та впливають одне на інше при дослідженні процесу різання різноманітних матеріалів.

4. Основний зміст

Вибір усереднених оптимальних значень швидкості різання для свердління глибоких отворів в різних за фізико-механічними властивостями матеріалах практично не можливий, через складність обліку всіх показників даного процесу, недостатньої або надлишкової міцності інструменту і т.п. Так, наприклад, значення швидкості різання при свердлінні отворів цієї групи в кольорових сплавах значно більше, ніж при обробці таких же отворів, в жароміцних або легованих сталях, що і підтверджують дані численних джерел. існуючої інформації з цього питання.

В даний час в залежності від фізико-механічних властивостей матеріалу, що оброблюється, існує сотні, а то й тисячі критеріїв обмеження значень швидкості різання, як в меншу, так і більшу сторону. Користування на практиці таким великим значенням критеріїв досить складно, а при створенні фізичної або математичної моделі процесу різання при глибокому свердлінні отворів в різноманітних матеріалах практично неможливо. Оскільки велика частина значень критеріїв визначалася досвідченим шляхом для конкретного матеріалу, що обробляється, або групи матеріалів зі схожими фізико-механічними властивостями. Крім того більша частина критеріїв визначалась відносно давно та не враховує останні напрацювання дослідників. Існуюча в мирі практика по цьому питанні з міркувань комерційної таємниці не надає окремих даних, щодо нових розробок.

Тому необхідно визначити єдиний підхід до визначення граничних критеріїв значень швидкості різання для обробки різних матеріалів.

На практиці граничні критерії враховуються описують процес різання виразами для визначення осьової складової сили різання (P_O) і моменту (M_{KP}), що крутить:

$$P_O = C_{P_O} D^{X_{P_O}} V^{n_{P_O}} K \quad \text{и} \quad M_{KP} = C_{M_{KP}} D^{X_{M_{KP}}} V^{n_{M_{KP}}} K$$

де C_{P_O} і $C_{M_{KP}}$ – постійні коефіцієнти;

D – діаметр свердла;

V – значення швидкості різання;

X_{P_O} , $X_{M_{KP}}$, n_{P_O} і $n_{M_{KP}}$ – показники ступеню;

K – коефіцієнт, що залежить від умов обробки різноманітних матеріалів:

$$K = K_{MV} K_{IV} K_{PV},$$

де K_{MV} – коефіцієнт, що поправляє, та враховує вплив фізико-механічних властивостей матеріалу, що обробляється;

K_{IV} – коефіцієнт, що поправляє, та враховує вплив фізико-механічних властивостей інструментального матеріалу;

K_{PV} – коефіцієнт, що поправляє, та враховує вплив стан поверхні заготовки.

Як показує практика, теоретичним визначенням граничних критеріїв для визначення швидкості різання через знаходження значень осьової складової сили різання або крутного моменту користуються порівняно мало, фактично використовують отримані давно усереднені значення, які зведені в таблиці чи довідники з різання матеріалів. Крім цього ці дані отримані досить давно і не враховують властивостей сучасних інструментальних матеріалів та досягнень сучасної науки. Тому часто при розробці сучасних технологічних процесів обробки деталей або створенні нових моделей устаткування, або сильно занижують значення швидкості різання, або що ще гірше – завищують її, що виявляється тільки в процесі експлуатації ріжучого інструменту та обладнання. Ця проблема найбільш характерна для праці спеціального та спеціалізованого обладнання (автоматичних ліній, агрегатних верстатів та іншого подібного обладнання).

На сучасному етапі виробництва при впровадженні у виробничий процес верстатів з числовим програмним забезпеченням, центрів, що обробляють, та іншого обладнання з можливістю дискретного керування безпосередньо процесом обробки, відпала необхідність усереднювати граничні критерії швидкості різання. Тому виникла необхідність створення нових підходів до вирішення даної задачі.

Рішення даної задачі в даний час не вимагає застосування нових способів або численних експериментів з практичного визначення необхідних значень. Досить ввести в існуючі формули з визначення P_O та M_{KP} необхідні поправки. Тобто, необхідно значення поправочного коефіцієнту K_{MV} , який враховує вплив фізико-механічних властивостей матеріалу, що обробляється, змінити відповідно з нинішніми вимогами, а саме даний коефіцієнт повинен враховувати такі значення матеріалу як: твердість; в'язкість; адгезійну активність; міцність і інші фізичні та хімічні властивості. Ці дані для різних видів матеріалів в даний час існують, тому їх досить просто ввести до складу формул з визначення P_O та M_{KP} .

Висновки

1. В статті розглянуті основні напрямки шляхів дослідження впливу швидкості різання на складову сили різання та момент, що крутить шляхом розробки нових значень коефіцієнтів, що поправляють основні значення, що отримані досить давно та для інших видів матеріалів.

2. Розглянуті вище питання, щодо дії впливу швидкості різання на складову силу різання та момент, що крутить, які розглянуті на макрорівні, необхідно на думку авторів, також розглядати та вирішувати ще і на мікро рівні, що на цей час практично не виконувалось. Так по окремим науковим статтям до цієї проблеми вчені тільки починають підступати.

3. Поєднання мікро- та макрорівня досліджень впливу швидкості різання на складову сили різання та момент, що крутить, на думку автора призведе до значного прориву в області конструювання та використання нових конструкцій ріжучого інструменту при обробці новітніх матеріалів, застосування збільшених режимів різання на межах міцності існуючого ріжучого інструменту та застосування нових різноманітних конструкцій свердел з новітніми конструкційними матеріалами та збільшеними режимами різання і підвищеною продуктивністю та інше.

4. Визначення впливу швидкості різання через дослідження складової сили різання та момент, що крутить на мікрорівні без поєднання об'єму знань, що здобуті на макрорівні, не призведе до значного прориву в рішенні цього питання, та не дозволить виробити основні напрямки рішення проблеми і розробити нові рекомендації щодо подолання негативних наслідків.

Список використаних джерел:

1. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. Т. 2 / под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1985. – 496 с.

Стаття надійшла до редакції 15 січня 2014 р.