

2

Міністерство освіти і науки України
Українська інженерно-педагогічна
академія

Машинобудування

Вантажопідійомні машини
транспортуючі машини
динаміка
верстати та інструменти
технологія

Машиностроение

Engineering

Hoisting machines
transporting machine
dynamics
machine-tools and instruments
technology

Збірник наукових праць

Видається 2 рази на рік

Видається з грудня 2007 р.

УІПА

2008
Харків

Вантажопідйомні машини.....

Иванов В.Н.

Состояние парка современных башенных кранов в Украине.....

Фідровська Н.М., Варченко І.С., Нестеренко В.В.

Визначення напружень в канатному барабані біля кілець жорсткості.....

Фидровская Н.Н., Чернышенко А.В.

Срок службы подшипников крановых колес.....

Смоляков С.Л.

Экспериментальная оценка коэффициента трения кабеля о шкив.....

Чернишенко А.В., Мельниченко А.А., Павлова А.А.

Особенности диагностики низкооборотных подшипников качения в буксах механизма передвижения мостовых кранов.....

Транспортуючі машини.....

Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Попов Н.В.

Эксплуатационно-нагрузочный режим скребковых конвейеров.....

Родионов Л.А.

Цилиндрическая оболочка под действием локальной нагрузки.....

Родионов Л.А., Титов А.М.

Расчет оболочки барабана ленточных конвейеров.....

Мельниченко А.А., Титов А.М., Белецкая И.В.

К расчету оболочек барабанов ленточных конвейеров.....

Динаміка.....

Драгун С.В.

Об упрощении математических моделей механических систем.....

Иванов В.Н., Исьемини И.И., Седов И.Б.

Динамика наезда передвижных кранов на тупиковый упор.....

Нестеров А.П., Осипова Т.Н.

Упрощение многомассовых механических систем с упруго-вязкими связями.....

Chao Xie.

Novel cmac neural network based robot intelligent control.....

Верстати та інструменти.....

Кондратюк О.Л., Скоркіна В.О., Скоркін А.О.

Особенности динамического моделирования формоутворювальних рухів при свердлынні глибоких отворів малого діаметра.....

Маршуба В.П., Чернякова О.В.

Особенности поломок спиральных сверл при глубоком сверлении на агрегатных станках и автоматических линиях и методы их устранения.....

Технологія.....

Коваленко И.В., Вялкова Т.В.

Разработка алгоритма прогнозирования эксплуатационной Надежности индукционно-нагревательных установок.....

Лузан С.О.

Розробка методології управління якістю поверхневих шарів деталей, які наносяться газополум'яним напилюванням, комбінованим з іншими технологіями.....

Малицкий И.Ф. Коваленко М.Ю.

Индуктор с петлевой катушкой для одновременной разборки двух колес.....

Малицкий И.Ф., Конева В.Г.

Разборка соединений с гарантированным натягом методом давления масла с торца сопряжения.....

Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Попов Н.В.

Методика аналогизации и ее применение к анализу сварочных процессов.....

...

Н.Л.Рябчиков, Т.А. Оболенская, Т.И.Страшко

Режимы охлаждения материалов на жидкоохлаждаемых валах в переходных режимах.....

Святуха А.А., Подоляк О.С.

Особенности тепловой сборки деталей неподвижных соединений подшипниковых узлов скольжения.....

Даценко Т.А., Смирнов И.П.

Прогнозирование размеров с учетом закона изменения
систематических факторов при производстве
подъемно-транспортных
машин.....

До уваги авторів

Иванов В.Н.

СОСТОЯНИЕ ПАРКА СОВРЕМЕННЫХ БАШЕННЫХ КРАНОВ В УКРАИНЕ

1.Актуальность

Строительная отрасль Украины в настоящее время переживает настоящий ренессанс. Быстро меняется облик наших городов. Строительство современных зданий невозможно представить без башенных кранов. В то же время следует отметить, что строительная отрасль относится к числу наиболее травмоопасных. Многие аварии и несчастные случаи связаны с монтажом и эксплуатацией грузоподъемного оборудования, в частности башенных кранов, т.е. напрямую связаны с техническим состоянием этих кранов.

Чем характеризуются современные башенные краны? Какие краны необходимы строителям? В какой мере отечественная промышленность может удовлетворить потребности этого рынка? Какому типу башенных кранов следует отдать предпочтение при возведении того или иного объекта? Эти и другие подобные вопросы вызывают интерес специалистов.

2. Анализ существующего положения

Согласно справке Госгорпромнадзора Украины, опубликованной в журнале «Подъемные сооружения. Специальная техника» № 4, 2007 г., в Украине по состоянию на 01.01.2007 г. эксплуатируется 5090 башенных кранов, из которых 4406 кранов отработали свой нормативный срок. Основу этого парка составляют краны, изготовленные еще в 80-х годах. Это краны Никопольского краностроительного завода (типа КБ-308, КБ-572, КБ-674, КБ-675, КБ-676 и др.), Нязепетровского кранового завода (типа КБ-403, КБ-408, КБ-578 и др.), Ржевского краностроительного завода (типа КБ-401, КБ-405 и др.), Карачаровского механического завода (типа КБ-411, КБ-504 и

др.), Модификации этих кранов и сейчас выпускаются этими и другими заводами. Эксплуатируются также башенные краны, снятые с производства, например, КБ-100.

Обновление парка отечественной продукцией идет крайне низкими темпами. Например, за последние четыре года (с 2004 по 2007 г.) в Украине произведено около полутора десятка башенных кранов, причем одной модели – КБ-471 рис.1 (кран КБ-371 в момент написания статьи еще проходил испытания). Напомню, что в 1985 г. на стройках СССР работало около пятидесяти тысяч башенных кранов, ежегодное производство доходило до четырех тысяч новых кранов, а число освоенных моделей составляло более тридцати.



Рис. 1 – Первый отечественный башенный кран нового поколения КБ-471

Сам первенец «кран-блин» КБ-471 оказался до некоторой степени «комом». Взяв в качестве аналога одну из ранних моделей фирмы Liebherr, предназначенную для высотного строительства с подъемом крюка на 150 м, разработчики, по существу, калькировали крановую металлоконструкцию. Но так как кран КБ-471 используется для подъема на значительно меньшую высоту (уж такие дома возводятся в Украине), то его конструкция получилась весьма металлоемкой, а значит, и дорогой.

Сравнивая количество башенных кранов по состоянию на 01.01.2003 г. – 5800 единиц [1] с приведенным выше значением по состоянию на 01.01.2007 г., можно отметить значительное сокращение парка башенных кранов, состоявшееся за последние 4 года. На первый взгляд, в этом нет ничего особенного – ведь краны, отработавшие нормативные сроки и не отвечающие требованиям безопасной эксплуатации, подлежат списанию. Но это наблюдается в то время, когда объемы строительных работ не сокращаются, а растут, когда на территорию Украины ввозятся различные башенные краны!? К тому же в 90-е годы в массовом порядке (а что говорить об изношенных?!) башенные краны были порезаны на металлолом.

Этот парадокс, видимо, можно объяснить следующим обстоятельством. С каждым годом в Украину все чаще поступают (причем «всеми правдами и неправдами») башенные краны из стран Европы. Нередки случаи эксплуатации в Украине башенных кранов, не имеющих ни технического паспорта, ни инструкции или руководства по эксплуатации, а значит не прошедших сертификацию и регистрацию в органах Госгорпромнадзора. Да откуда и взяться такой документации на кран, если наш покупатель порой приобретает в той же Германии отработавший свой срок кран по цене металлолома и эксплуатирует его. Такие нарушения требований безопасности могут привести к тяжелым последствиям.

Кроме того, важно отметить, что падение промышленного производства, продолжавшееся на протяжении почти двух десятилетий, вызвало стагнацию не только в экономике, но и в технической литературе. Например, изданные в последние годы учебники и учебные пособия известных авторов [2], [3], [4] по существу являются переизданиями пособий двадцатилетней давности и ни в малейшей степени не знакомят читателей с достижениями зарубежных производителей, значительно опередивших краностроительные предприятия стран СНГ.

3. Постановка задачи

Рассмотреть устройство и монтаж современных зарубежных башенных кранов с целью изучения передового опыта, обоснованного выбора типов башенных кранов и назначения их технических параметров, повышения безопасности при эксплуатации кранов, а также с целью ознакомления будущих молодых специалистов с достижениями передовых краностроительных фирм.

4. Основной материал

Основными требованиями, предъявляемыми строителями и монтажниками к современным башенным кранам, являются следующие:

- минимальные сроки выполнения монтажных и демонтажных работ;
- возможность монтажа башенного крана в стесненных городских условиях с минимальным привлечением дополнительной техники;
- высокая производительность в сочетании с комфортностью при эксплуатации;
- безопасные условия труда при выполнении монтажных и демонтажных работ, а также в процессе эксплуатации.

Этим требованиям в основном отвечают современные башенные краны известных зарубежных фирм [5]. В табл.1 дан далеко не полный перечень производителей башенных кранов, успешно освоивших отечественный строительный рынок, а также основные технические параметры эксплуатируемых в Украине моделей.

Таблица 1 – Зарубежные фирмы-производители строительных башенных кранов и основные параметры этих кранов

Производитель	Модель	Грузовой момент, тс·м	Высота подъема крюка, м	Макс. груз, тс/ вылет, м; груз, тс/ макс.вылет, м
ASTOM, Италия	ATS 724HY	18	22	1,6/10,5; 0,7/23,0
Comedil, Италия	CBR 21H- 1,6V	18	21,6	1,6/11,2; 0,6/21,6
POTAIN, Франция	IGO 15	18	19	1,8/8,5; 0,7/22,0
Liebherr, ФРГ	20K	20	20	2,0/9,5; 0,85/24,0
POTAIN, Франция	IGO 36	25	32	4,0/6,0; 1,0/22,0
EUROGRU, ФРГ	185.8	28	30	2,0/14,0; 1,0/25,0

РЕКАЗЕТТ, ФРГ	2810 HSM	28	26	2,5/12,0; 1,0/28,0
Liebherr, ФРГ	32K	32	30	2,5/12,0; 1,0/30,0
По лицензии POTAIN, Китай	QTZ 80	80	150	4,0/18,0; 1,6/45,0
Wolff, ФРГ	WK 92 SL	92	51	6,0/16,9; 1,5/50,0
Wolff, ФРГ	WK 5520 SL-6	120	55	6,0/20,0; 2,0/55,0
Liebherr, ФРГ	140 EC-H6	140	68	6,0/28,5; 1,8/60,0
Linden- Comansa, Испания	10 LC 140	140	42,1*	8/19; 1,85/60
Wilbert, ФРГ	WT 150 e.tronik	150	54,5	6,0/27,6; 2,8/52,5
Kaiser, ФРГ	HBK-150.1	150	148	12,0/14,0; 2,0/50,0
Ржевский краностроительный завод, Россия	КБ-473	164	162,4	8,0/20,5; 2,0/50,0
ОАО «КМЗ», г. Москва	КБ-504.А.04	200	92,2	10,0/20,0; 4,0/45,0
Liebherr, ФРГ	280 EC-H 12	280	173	12,0/25,6; 3,6/70,0
ОАО «Мехзавод» г. С.- Петербург	КБ-503	300	73	12,5/24,0; 6,0/45,0

* – свободностоящий кран (без привязки к строящемуся зданию).

Разнообразие современных строительных башенных кранов, а также технические характеристики этих кранов поражают наше воображение. Причем совершенствование и развитие этого вида грузоподъемных кранов, связанное с конкурентной борьбой на строительном рынке, непрерывно продолжается. Каждый из ведущих зарубежных производителей (Liebherr, Potain, Terex-Comedil и др.) предлагает целые серии различных типов башенных кранов – «от мала до велика», демонстрируя при этом высокое качество своей продукции.

Универсальная классификация башенных кранов ещё не создана. Возможно, поэтому сложно или невозможно сравнивать технические параметры башенных кранов по индексации последних. Ведь почти каждый производитель кранов обозначает производимые им модели своим оригинальным способом.

В настоящее время строительные башенные краны классифицируются в основном по конструктивным признакам, по грузовому моменту, по монтажу и перевозке, по способу наращивания (подрасщивания) башни, по виду привода и т.д.

По конструктивным признакам башенные краны подразделяются:

- на стационарные, которые в свою очередь могут быть свободностоящими рис.2 и приставными рис.3;



Рис. 2 – Свободностоящий башенный кран WK 5520 SL-6 (с неповоротной башней и балочной стрелой)



Рис. 3 – Приставной наращиваемый башенный кран фирмы Liebherr

- передвижные, которые по конструкции ходового устройства могут быть на рельсовом ходу (краны типа КБ-... – различных размерных групп, а также краны Liebherr, Wolff и др.); на гусеничном (типа МКГ, ДЭК и т.п.) или пневмоколесном ходу (АБКС-6 и др.);
- переставные (вертикально-подвижные) самоподъемные, устанавливаемые, например, внутри шахты лифта возводимого здания;
- с поворотной или неповоротной башней, а также с наращиваемой или подращиваемой башней (классификация по типу башни);
- с подъемной стрелой, с балочной стрелой или с шарнирно-сочлененной стрелой рис. 4. (классификация по типу стрелы);

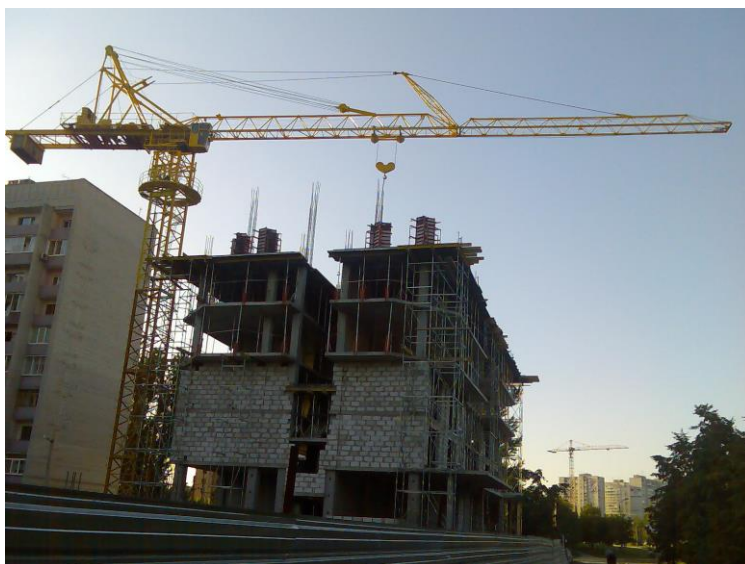


Рис. 4 – Приставной наращиваемый башенный кран с шарнирно-сочлененной стрелой фирмы Kaiser

- с молотковой стрелой (без традиционного оголовка башни). Такие краны называют еще с плоским верхом – от англ. flat top. Эти краны производят, например, испанская фирма Linden-Comansa (кран 10 LC 140) рис.5, немецкая Liebherr (кран EC 8), а также французская фирма POTAIN.



Рис. 5 – Стационарный башенный кран с плоским верхом фирмы Linden-Comansa

Башенные краны с плоским верхом при прочих равных условиях имеют меньший размер по высоте по сравнению с кранами, оснащенными оголовком башни. Поэтому им следует отдавать предпочтение в случае установки двух и более кранов на одном объекте рис.6.



Рис. 6 – Установка двух башенных кранов на одном объекте

Внутри приведенных выше классификационных групп башенные краны могут различаться по способу крепления, по типу шасси и т.д. Например, башни стационарных кранов устанавливаются на анкерном фундаменте или на опорной раме, а краны на пневмоколесном ходу могут устанавливаться на автомобиль или на специальное самоходное шасси и т.п.

Классификация башенных кранов по грузовому моменту

Грузовой момент является основным параметром, характеризующим технические возможности башенных кранов. Он указывается в том или ином виде в обозначениях большинства моделей этих кранов. Например, в индексации кранов КБ в соответствии с ГОСТ 13556-91 грузовой момент связан с размерной группой базовой модели крана. В табл. 2 приведены все шесть предусмотренных этим стандартом размерных групп, а также соответствующие им значения грузовых моментов базовых моделей башенных кранов.

Конечно, величины грузовых моментов, приведенные в табл.2.1, нельзя рассматривать, как некое «прокрустово ложе». Это скорее усредненные значения определенных интервалов, рекомендуемые параметры которых даны в приложении 2 ГОСТ 13556-91.

Таблица 2 – Размерные группы башенных кранов

Размерная группа	I	II	III	IV	V	VI
Грузовой момент, тс·м	100	160	250	400	630	1000

Следует также отметить, что в обозначениях моделей кранов, разработанных в соответствии с этим ГОСТ, размерная группа указывается арабскими цифрами.

По монтажу и перевозке башенные краны подразделяются на:

- малогабаритные быстромонтируемые краны, перевозимые в сложенном виде на одной машине без демонтажа каких-либо элементов, рис.7. Такие краны выпускаются с грузовым моментом до 40 тс·м. В рабочее положение они разворачиваются посредством собственного монтажного гидрооборудования, а время монтажа составляет от 30 до 90 мин. К этой категории можно отнести краны, представленные в первых строчках табл.1, например, башенный кран IGO 36 рис.8;



Рис. 7 – Перевозка быстромонтируемого башенного крана фирмы **Comedil**



Рис. 8 – Малогабаритный быстромонтируемый башенный кран IGO 36 производства фирмы POTAİN

- краны, перевозимые в сложенном виде на одной машине или трейлере и монтируемые с помощью собственных крановых механизмов с ограниченным участием монтажного крана. К этой категории относятся краны типа КБ-100, КБ-308;

- краны с подрачиваемой башней, перевозимые отдельными сборочными единицами на нескольких машинах и монтируемые с помощью монтажного крана и собственных крановых механизмов. К этой категории относятся краны типа КБ-401, КБ-403, КБ-504 и т.п.;

- краны с наращиваемой (посредством лебедки, установленной на монтажной стойке) башней. К этой категории относятся краны типа КБ-673, КБ-676 и т.п. Краны перевозятся отдельными сборочными единицами на нескольких машинах. Монтаж таких кранов производится также с ограниченным участием монтажного крана;

- быстромонтируемые краны для высотного строительства, перевозимые в разобранном виде на нескольких машинах. Монтаж таких кранов производится посредством монтажного крана, а наращивание башни ведется с помощью собственного гидрооборудования, установленного на монтажной обойме. К этой категории относятся краны типа КБ-371, КБ-471 (см. рис.1), QTZ 80, Liebherr 140 EC-H6 (см. рис. 3), Linden-Comansa 10 LC 140 (см. рис.5) и др., приведенные в нижней части табл.1.

Современные башенные краны для высотного строительства имеют модульную конструкцию башни и в большинстве своем допускают наращивание башни в процессе строительства здания. При этом наращивание башни может значительно отличаться по технологии монтажа, но в абсолютном большинстве случаев осуществляется с помощью собственных (крановых) монтажных гидравлических механизмов.

В заключение следует подчеркнуть исключительно большой потенциал строительного рынка Украины, его потребность в самых разнообразных моделях башенных кранов. Здесь для отечественных производителей – «непечатый край работы». Изучение передового зарубежного опыта будет способствовать интеграции отечественного оборудования в современных рыночных условиях. В рамках одной статьи не представляется возможным рассмотреть даже малую часть того многообразия строительных башенных кранов (от 60 до 80 моделей), которые производят и в большом количестве известные краностроительные фирмы, например, Liebherr или POTAİN. Поэтому в последующих публикациях будут рассмотрены отдельные группы зарубежных башенных кранов в соответствии с приведенной выше классификацией.

Список использованных источников:

1. Журнал «Подъемные сооружения. Специальная техника» № 12, 2003 г.

2. Невзоров Л.А., Гудков Ю.И., Полосин М.Д. Устройство и эксплуатация грузоподъемных кранов: Учебник. 5-е изд. стер.— М.: Издательский центр «Академия», 2007.— 448 с.
3. Невзоров Л.А., Полосин М.Д. Краны башенные и автомобильные: Учебник.— М.: Издательский центр «Академия», 2005.— 416 с.
4. Колісник М.П., Шевченко А.Ф., Мелашич В.В., Ракша С.В. . Крани будівельні. Технічні характеристики: Довідник – Дніпропетровськ: Пороги, 2006.—187 с.
5. Иванов В.Н. Устройство, монтаж и демонтаж современных строительных башенных кранов. – Харьков: Изд-во «ФОРТ», 2008. 275 с.

Иванов В.Н. «Состояние парка современных башенных кранов в Украине»

В работе рассматривается современное состояние парка строительных башенных кранов в Украине. Приводится классификация башенных кранов, даются основные технические характеристики современных зарубежных башенных кранов, изготовленных известными зарубежными фирмами и эксплуатируемых в Украине.

Ключевые слова: башенный кран, строительство, технические характеристики, устройство, монтаж, классификация.

Іванов В.М. «Стан парку сучасних баштових кранів в Україні».

Розглядається сучасний стан будівельних баштових кранів, які експлуатуються в Україні. Приводиться класифікація баштових кранів, надаються основні технічні характеристики сучасних закордонних баштових кранів, що експлуатуються в Україні.

Ключові слова: баштовий кран, будівництво, технічні характеристики, будова, монтаж, класифікація.

Ivanov V.N. «State of tower cranes in Ukraine»

This work is devoted to modern state of tower cranes, that are working in Ukraine. There is the classification of tower cranes, main technical specifications of modern foreign tower cranes, produced by the leading manufacturers and working in Ukraine, are also given in this work.

Key words: tower crane, building, specification, structure, installation, classification.

Стаття надійшла до редакції 26 травня 2008 р.

Фідровська Н.М., Варченко І.С., Нестеренко В.В.

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ В КАНАТНОМУ БАРАБАНІ БІЛЯ КІЛЕЦЬ ЖОРСТКОСТІ

Канатні барабани під дією каната, який намотується на обичайку, отримують навантаження стиску. Товщина стінки барабана визначається із розрахунків на міцність (стискуючі напруження), в окремих випадках барабан перевіряється на стійкість.

Якщо при товщині обичайки, яка отримана із розрахунку на міцність, стійкість не забезпечена, то вибирають один з двох шляхів: або збільшують товщину обичайки, або ставлять ребра жорсткості. В першому випадку збільшується вага барабана, в другому ускладнюється технологія його виготовлення. В кранових барабанах кільце і ребра жорсткості застосовуються мало, а от в шахтних досить часто. Конструктори шахтних піднімальних машин не враховують, що ребра жорсткості викликають напруження згину в умовах достатньо великої концентрації і це приводить до появи тріщин. Про це свідчить обстеження шахтних піднімальних барабанів Донбаса і Кривбаса.

Напруження у зварних швах можна визначити по формулі [1]

$$\sigma = \frac{M_x}{W} + \frac{Q_x}{F} = \frac{6M_x}{c^2} + \frac{Q_x}{c}, \quad (1)$$

де M_x - згинальний момент в зоні шва;

Q_x – поперечне навантаження;

c – катет шва.

Розглянемо випадок навантаження обичайки барабана в зоні кільця жорсткості (рис. 1)

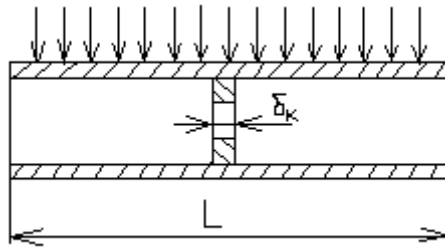


Рис. 1 - Розрахункова схема

Згинальний момент визначаємо по формулі [2]

$$M_x = \frac{p_0 \Phi_2(x)}{4\beta^2}, \quad (2)$$

де p_0 – максимальне навантаження обичайки від дії каната

$$\Phi_2(z) = \varphi_0 e^{-\beta x} + (1 - \varphi_0) e^{-\beta x} \cdot \frac{[2\beta x(\cos \beta x - \sin \beta x) + 2\sin \beta x + \cos \beta x]}{4}, \quad (3)$$

$$\beta = \frac{1,285}{\sqrt{R\delta}}$$

де R – радіус барабана;

δ – товщина обичайки барабана;

φ_0 – коефіцієнт зміни навантаження.

Із умови рівності прогину стінки біля кільця жорсткості і стискування кільця знаходимо силу Q_x [1]

$$Q_x = \frac{Y_x}{\frac{1}{B} + \frac{\beta}{2K}}, \quad (4)$$

де

$$B = \frac{E\delta_k \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right)}{R \left[1 - \nu + (1 + \nu) \frac{r^2}{R^2}\right]},$$

де δ_k – товщина кільця;

E – модуль пружності матеріалу кільця;

r – внутрішній радіус кільця;

ν – коефіцієнт Пуассона,

де [2]

$$k = \frac{E\delta\delta}{R^2},$$

$$y_x = \frac{P_0 \Phi_1(x)}{2k}, \quad (5)$$

де

$$\Phi_1(x) = \varphi_0 \left(2 - e^{-\beta x} \cos \beta x \right) + (1 - \varphi_0) e^{-\beta x} \cdot \frac{[2\beta x (\sin \beta x - \cos \beta x) + 2 \cos \beta x + \sin \beta x]}{4} \quad (6)$$

$$\varphi_0 = (1 + \varepsilon)^{-\frac{1}{2}},$$

де $\varepsilon = \frac{E_k}{E_b t} F_k,$

де E_k – модуль пружності каната на розтягнення;

F_k – площа переріз каната;

t – крок навивки каната;

E_b – модуль пружності матеріалу барабана.

Підставляємо вирази (2) і (4) в рівняння (1) і отримаємо

$$\sigma = \frac{6P_o \Phi_2(x)}{4\beta^2 c^2} + \frac{P_0 \Phi_1(x)}{\left(\frac{2K}{B} + \beta \right) c} = \frac{P_o}{c} \left(\frac{6\Phi_2(x)}{4\beta^2 c} + \frac{\Phi_1(x)}{\frac{2K}{B} + \beta} \right). \quad (7)$$

Розглянемо приклад якщо натяг каната $T = 40000$ Н, розміри барабана $R = 250$ мм, $\delta = 15$ мм, $t = 22$ мм, $\delta_k = 12$ мм, $r = 200$ мм, $c = 7$ мм, $l = 500$ мм, $d_k = 15,5$, $E_k = 85 \cdot 10^3$ МПа, $F_k = 88,9$ мм², $E_\delta = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Навантаження P_o визначаємо за формулою

$$P_o = \frac{T}{Rt} = \frac{40000}{250 \cdot 22} = 7,27 \frac{H}{мм^2}.$$

Напруження у зварному шві будуть становити $\sigma = 31,035$ МПа.

Напруження стиску в обичайці барабана визначаємо по формулі

$$\sigma = \frac{T}{R\delta} = \frac{40000}{250 \cdot 15} = 10,7 \text{ МПа}.$$

Як бачимо, напруження у зварному шві перевищує напруження стиску від зовнішнього навантаження, це підтверджує шкідливість установки кілець та ребер жорсткості в канатних барабанах. Значна концентрація

напружень в зоні зварного шва викликає появу тріщин, що приводить до зупинки піднімальної установки, яка потребує ремонту.

Список літератури:

1. Ковальський Б.С., Кожин С.В., «Барабаны грузоподъемных машин». Харьков ХВКИУ, 1969, 164 с.
2. Ковальський Б.С., Фидровська Н.М. «Расчет нагрузок стенки канатного барабана. Подъемно транспортное оборудование. Респ. Метжвед. научн.-техн. Сб. 1984 выл 15 с. 14-17.

Фидровская Н.Н., Варченко И.С., Нестеренко В.В. «Определение напряжений в канатном барабане возле колец жесткости»

Расчеты крановых барабанов не учитывают концентрацию напряжений, которая возникает в районе вваривания колец и ребер жесткости, а это приводит к появлению трещин и нарушает работу механизма подъема.

Ключевые слова: канатный барабан, определение напряжений, механизм подъема, трещины, подъемные машины.

Фідровська Н.М., Варченко І.С., Нестеренко В.В. «Визначення напружень в канатному барабані біля кілець жорсткості»

Розрахунки канатних барабанів не враховують концентрацію напружень, яка виникає в районі вварювання кілець і ребер жорсткості, а це призводить до появи тріщин і порушення роботи механізму підйому.

Ключові слова: канатний барабан, визначення напружень, механізм підйому, тріщини, підйомні машини.

Fidrovska N.M., Varschenko I.S., Nesterenko V.V. “Estimation of the tensions in the rope’s drum near stiffening rings”

The calculation of crane drums does not consider the concentration of tensions which arises in the area of welded rings and stiffening ribs, and it leads to occurrence and breaks work of the hoisting mechanism.

Key words: rope drum, stress calculation, hoisting mechanism, cracks, lifts.

Стаття надійшла до редакції 27 травня 2008 р.

Фидровская Н.Н., Чернышенко А.В.

СРОК СЛУЖБЫ ПОДШИПНИКОВ КРАНОВЫХ КОЛЕС

1. Постановка проблемы

Ходовые колеса кранов и тележек при работе нагружены весом крана и груза, силами инерции масс крана и груза, силами, возникающими при перекосе крана, ветровыми нагрузками. Эти нагрузки в комплексе воспринимаются подшипниками, которые установлены в буксах крановых колес. Очень часто при передвижении кранов из-за перекоса мостов относительно рельсового пути возникает трение реборд крановых колес о рельсы, появляются толчки и удары, что значительно снижает срок службы колес и рельсов. Так же кран в процессе движения по рельсовому пути проходит через стыки рельсов, что вызывает дополнительную динамическую нагрузку, которая в свою очередь тоже влияет как на состояние колеса, так и на долговечность подшипников.

2. Анализ последних исследований

Как известно, при проектировании кранов подшипники подбираются таким образом, чтобы обеспечить заданный срок службы в определенных условиях и при определенных радиальных и осевых нагрузках. Так как подшипники механизмов передвижения кранов и тележек работают в тихоходном режиме, т.е. скорость их вращения менее 10 оборотов в минуту, то согласно РТМ 24.090.17-76 [1] данные подшипники рассчитываются как подшипники, работающие со скоростью 10 оборотов в минуту.

Как показывает практика, подшипники крановых колес не вырабатывают свой ресурс, а выбраковываются вместе с вышедшими из строя колесами, которые изнашиваются намного раньше.

3. Цели исследования

Следовательно при проектировании механизмов передвижения грузоподъемных тележек и кранов необходимо учитывать расчетные сроки колес и подшипников, что поможет решить проблему равнопрочности и равной долговечности различных узлов

механизма передвижения кранов. Для этого уже на этапе проектирования необходимо учитывать сроки службы крановых колес и подшипников.

4. Основной материал

Рассмотрим методы определения долговечности крановых колес и буксовых подшипников кранов.

Эквивалентное напряжение при контакте колеса с рельсом определяется по формулам [5].

При контакте цилиндрического колеса с плоским рельсом

$$y_{\vartheta} = 340k_f \sqrt{\frac{k_{\partial}k_H P_{\max}}{bD}} \leq [y_{\vartheta}].$$

При контакте обода колеса рельса с выпуклой головкой

$$y_{\vartheta} = 7500kk_f \sqrt[3]{\frac{k_{\partial}k_H P_{\max}}{bD}} \leq [y_{\vartheta}],$$

где D – диаметр колеса; k – коэффициент, зависящий от закругления радиуса головки рельса к диаметру колеса; k_{∂} – коэффициент динамичности; k_f – коэффициент, учитывающий влияние касательной нагрузки на напряжения в контакте, k_H – коэффициент неравномерности распределения нагрузки; $[y_{\vartheta}]$ – допускаемые напряжения смятия.

Допускаемые напряжения смятия можно определить по формуле:

$$[y_{\vartheta}] = [y_0] \sqrt[9]{\frac{10^4}{N}},$$

где $[y_0]$ – Допустимые контактные напряжения при $N \leq 10^4$. $[y_0]$ определяется в зависимости от твердости и марки стали из которого изготавливаются крановые колеса.

Приведенное число оборотов колеса за срок службы [2]

$$N = \theta \cdot N_c, \quad (1)$$

где N_c – полное число оборотов колеса за срок службы.

$$N_c = 3,6 \cdot 10^3 \frac{V_c}{\pi D} T_{ном}, \quad (2)$$

где V_c – усреднённая скорость передвижения колеса, м/с.

$$V_c = \beta V,$$

β – коэффициент, зависящий от отношения времени неустановившегося движения t_H (суммарного времени разгона и торможения) к полному времени передвижения t ;

$T_{ном}$ – максимальное время работы колеса (в часах) за весь срок службы;

Θ – коэффициент приведенного числа оборотов

$$\Theta = \sum_n^{i=1} \frac{N_i}{N_c} \left(\frac{F_i}{F} \right), \quad (3)$$

где $N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_n$ – число оборотов колеса под нагрузкой $F_1, F_2, \dots, F_i, \dots, F_n$ соответственно.

Число оборотов колеса диаметром D под нагрузкой F_i

$$N_i = \frac{60V}{\pi D} h, \quad (4)$$

где h – число часов передвижения крана со скоростью V , м/мин.

Машинное время работы колеса зависит от календарного срока службы, числа рабочих смен, числа часов работы в смену [2].

$$T_{ном} = MKCH, \quad (5)$$

где M – календарный срок службы;

K – число рабочих дней;

C – количество смен;

H – число часов работы в смену.

Принимаем $M=4$ года, $K=250$ дней, $C=2$ смены, $H=2$ часа. Тогда

$$T_{max} = 4 \cdot 250 \cdot 2 \cdot 2 = 400 \text{ час.}$$

При $V=70$ м/мин и $\beta=0,8$

$$V_c = 0,8 \cdot 70 = 56 \text{ м/мин.}$$

Принимаем диаметр колеса $D=0,71$ м., тогда

$$N_c = 3,6 \cdot 10^3 \frac{56}{\pi \cdot 60 \cdot 0,71} 4000 = 6028528.$$

Приведенное число оборотов колеса за срок службы при $\Theta = 0,49$

$$N = 6028528 \cdot 0,49 = 2953979 \text{ об.}$$

Для ходовых колес диаметром 710 мм принимаем два сферических радиальных роликовых подшипника № 3522. Принимаем нагрузку на колесо $P=27.5$ кН.

Расчетную нагрузку на подшипник определяем по формуле [4]:

$$P_r = (XVF_r + YF_a) k_\delta k, \quad (6)$$

где F_r – радиальная нагрузка;

F_a – осевая нагрузка;

X и Y – коэффициенты, учитывающие разное повреждающее действие радиальной и осевой нагрузки;

V – коэффициент вращения, равный 1 при вращении внутреннего и 1.2 при вращении наружного кольца подшипника;

k_δ – коэффициент безопасности, учитывающий динамическую нагрузку, для кодовых колес кранов $k_\delta=1.5-1.7$;

k_T – температурный коэффициент, вводимый в расчет только если рабочая температура подшипника превышает $t > 100^\circ\text{C}$.

Тогда получаем расчетную нагрузку на один подшипник $P_r = 130$ кН.

Ресурс подшипников определяется по формуле

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p, \quad (7)$$

где C_r – динамическая грузоподъемность;

p – показатель степени, для роликовых подшипников $10/3$;

a_1 – коэффициент, вводимый при необходимости повышения надежности, при 90%-ой вероятности безотказной работы $a_1 = 1$;

a_{23} – коэффициент, который учитывает качество металла и условия эксплуатации, принимаем $a_{23} = 1$.

Для подшипника № 3522 $C_r = 227$ кН.

Тогда получим:

$$L = \left(\frac{227}{130} \right)^{\frac{10}{3}} = 6,411 \text{ млн. об.}$$

Как видим, подшипник № 3522 имеет ресурс вдвое больше ресурса ходового колеса.

Выводы

Данный сравнительный расчет показывает, что подшипники и колеса в механизмах передвижения кранов имеют ресурс, который значительно отличается друг от друга. При этом во время ремонта в большинстве случаев подшипники заменяются вместе с колесами при достижении колесами своего предельного износа. Исходя из сравнительного расчета можно рекомендовать переустановку подшипников для повторной эксплуатации после проведения ряда профилактических операций для продления срока службы подшипников.

Список использованных источников:

1. Краны грузоподъемные подшипники качения расчет и выбор РТМ 24.090.17-76
2. Александров М.П. Грузоподъемные машины М. Высшая школа, 2000, 552с.
3. Ковальский Б.С. Вопросы передвижения мостовых кранов, Луганск, Восточно-Украинский госуд. университет, 1998г., 40с.
4. Рещетов Д.Н. Детали машин, М., Машиностроение, 1989г., 496с.
5. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины, К. Высш. шк., Головное издательство, 1989., 328с.

Фидровская Н.Н., Чернышенко А.В. «Срок службы подшипников крановых колес»

В статье рассмотрен сравнительный анализ расчета колес и механизма передвижения кранов. Сделаны выводы о целесообразности введения рекомендаций по продлению сроков службы подшипников.

Ключевые слова: подшипник, срок службы, крановое колесо, расчет, механизм передвижения крана, сравнительный анализ.

Фідровська Н. М., Чернишенко О. В. «Термін служби підшипників кранових коліс»

У статті розглянутий порівняльний аналіз розрахунку коліс і механізму пересування кранів. Зроблено виводи про доцільність введення рекомендацій із продовження термінів служби підшипників.

Ключові слова: вальниця, строк служби, кранове колесо, розрахунок, механізм пересування крана, порівняльний аналіз.

Fidrovskaya N.N., Chernishenko A.V. «Term of service of bearings of faucet wheels»

The comparative analysis of calculation of wheels and mechanism of movement of faucets is considered in the article. Conclusions about expedience of introduction of recommendations on the extension of terms of service of bearings are done.

Key words: bearing, operating life, crane wheel, calculation, hoist traverse mechanism, comparative analysis.

Стаття надійшла до редакції 26 травня 2008 р.

Смоляков С.Л.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КАБЕЛЯ О ШКИВ

1. Актуальность

Надежная оценка тяговой способности фрикционного привода невозможна без достоверных значений коэффициента трения гибкого органа о шкив. Имеющиеся в литературе [1, 2, 3, 4, 5] сведения о величине коэффициента трения каната о шкив значительно расходятся, а для каротажных кабелей (в том числе геофизических) вообще отсутствуют.

2. Постановка проблемы

В настоящее время все больше внимания уделяется конструкции подъемников. Как известно основным моментом в конструировании является правильный выбор различных вспомогательных коэффициентов, одним из которых является коэффициент трения каната (кабеля) о шкив.

Из множества факторов, влияющих на величину коэффициента трения, для экспериментальной оценки выделены:

- натяжение кабеля;
- угол охвата шкива;
- наличие смазки;
- профиль ручья шкива.

3. Анализ исследований

Профессор Б.С. Ковальский в своей работе [4] писал, что выбор типа подъемного устройства диктуется многими соображениями – режимом работы, его конструкцией, местными условиями, а также соображениями экономическими, стремлением упростить его конструкцию.

Решение данной проблемы невозможно без достоверных данных о коэффициенте трения каната (кабеля) о шкив. Исследованию этого вопроса посвящены труды таких ученых как проф. Дукельског А.И.и др. [2]. Цикавый Л.А. предложил коэффициент трения считать зависящим от отношения r/d [1].

4. Постановка задачи

Обосновать необходимое количество опытов для кабелей КОБДФМ-2 диаметром $d = 6,1$; КТБ-6 диаметром $d = 12,0$; КГЗ-149-220 диаметром $d = 14,5$ мм. Выполнить экспериментальные исследования коэффициента трения кабеля о шкив.

5. Основной материал

Учитывая разброс значений измеряемых величин, для предварительной оценки результатов экспериментов мы используем графический метод обработки по СТ СЭВ 3542-82, как обладающий наибольшей наглядностью, с последующей математической обработкой результатов, с целью исключения из рассмотрения грубых промахов. Систематические погрешности были исключены из рассмотрения тарированием накладных динамометров.

Приняв отношение доверительной оценки точности к будущему эмпирическому стандарту ошибки равным единице, находим, что даже завышенной для каротажных подъемников надежности (доверительной вероятности) 0,95 необходимо провести в каждом случае 7 опытов [6].

Так как предполагалась проверка наличия грубой погрешности, в результате наблюдений, то каждый опыт повторялся 12 - 15 раз.

По каждому опыту была произведена проверка нормальности распределения результатов наблюдений с помощью вероятностных сеток в соответствии с требованиями СТ СЭВ 3542-82. Для проверки наличия грубых погрешностей в результате наблюдений была применена методика, описанная в работе [7].

Определяем точечную оценку истинного значения измеряемой величины - среднее арифметическое из ряда n результатов наблюдений

$$\bar{a} = \frac{a_1 + a_2 + \dots + a_n}{n}, \quad (1)$$

где a_1, a_2, \dots, a_n – результаты отдельных наблюдений; к рассмотрению принимались наибольшие и наименьшие значения a_{max} и a_{min} .

После точечной оценки среднего квадратичного отклонения результатов

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{(\bar{a} - a_1)^2 + (\bar{a} - a_2)^2 + \dots + (\bar{a} - a_n)^2}{n - 1}} \quad (2)$$

по величине уровня значимости $q = 1 - H$, где H – надежность (в нашем случае $H = 0,95$), определялась величина v_m для соответствующего числа наблюдений n (значения приведены в [7]).

n	7	8	9	10	11	12	13	14	15
v_m	2,09	2,17	2,24	2,29	2,38	2,39	2,43	2,46	2,49

После вычислений

$$v = \frac{\bar{a} - a_{\min, \max}}{\sigma_n} \quad (3)$$

сравниваем значение v со значением v_m . При этом, если $v < v_m$, то нет достаточных оснований считать, что проверяемый результат наблюдения $a_{\min, \max}$ содержит грубую погрешность.

Такой метод обработки определил трудоемкость эксперимента, когда в результате сравнения все замеры, для которых $v < v_m$ были отброшены. Опыты повторялись до тех пор, пока в результате таких исключений мы не получали 7 или более не выходящих за рамки оценки результатов.

Контакт кабеля с ручьем шкива имеет те же особенности, что и контакт шестипрядного каната. Направление проволок внешнего повива брони не сильно отличается от направления проволок прядей при крестовой свивке. Поэтому можно ожидать, что для кабеля на блоке с полукруглым профилем ручья мы получим зависимость типа приведенной в [1], но с другими значениями постоянных A и B (рис. 1, б)

$$f(r/d) = A - B \lg(2r/d - 1), \quad (4)$$

для канатов крестовой свивки, смазанных, с пеньковым сердечником в /1/ даны значения $A = 0,16$; $B = 0,038$.

Принципиальная схема эксперимента для определения коэффициента трения кабеля о шкив приведена на рис. 1, а. Кабель 1 охватывает блок 2, ось которого перемещается в вертикальных направляющих 3 (блок закреплен от вращения) и подвижный вращающийся-блок 4. Блок 4 закреплен на валу, подшипники которого укреплены на раме стенда. Концы кабеля закрепляются в зажиме 5, который установлен в специальном вырезе блока 4. Натяжение кабеля создается грузами 9 с помощью рычажной системы 8. Грузы 10 через рычаг 6, заставляют скользить кабель относительно неподвижного блока 2. В обе ветви кабеля включены накладные динамометры 7 – скобы с наклеенными тензодатчиками. Показания датчиков прочитывались на приборе ИД-62М. Динамометры 7 тарировались индивидуально для кабелей КОБДФМ-2 диаметром $d = 6,1$; КТБ-6 диаметром $d = 12,0$; КГЗ-149-220 диаметром $d = 14,5$ мм.

Опыты проводились на стальных блоках (ручьи блоков – полукруглый (рис. 1, б) и с подрезом (рис. 1, в); параметры ручьев (см. табл. 1) с тремя различными кабелями (см. табл. 2). В случае подрезанного профиля ручья блока были выполнены испытания только с кабелем КГЗ-149-220.

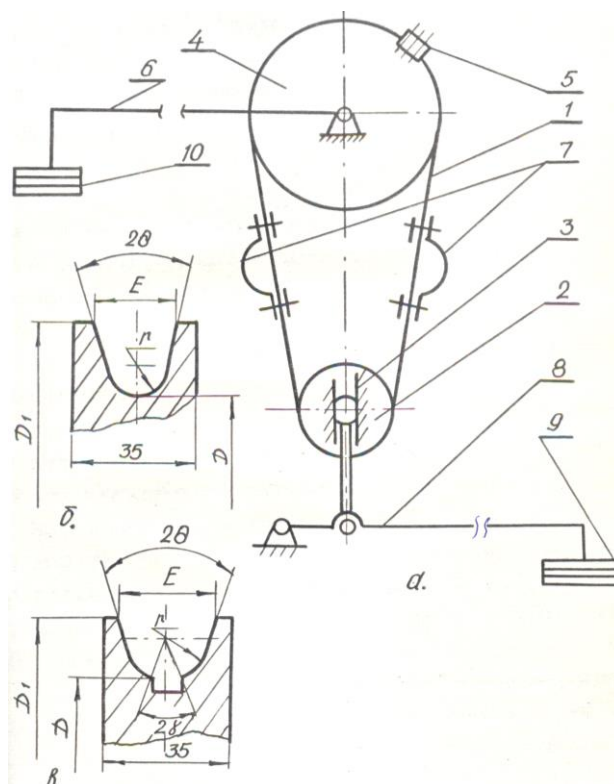


Рис. 1 – К определению тяговой способности шкива: а - схема экспериментальной установки; б - полукруглый профиль ручья блока; в - подрезанный профиль ручья блока

Таблица 1 – Характеристика блоков (рис. 1, б, в)

D , мм	D_L , мм	E , мм	r , мм	2θ , град	2γ , град
200	236	22	4,5	80	-
	244	27	6,5	72	-
	244	27	7,5	64	-
250	286	22	4,5	80	29,52
	294	27	6,5	72	43,36
	294	27	7,5	64	56,10

В соответствии с условиями работы кабеля в скважине, испытания по определению коэффициента трения проводились как с «мокрым», так и с «сухим» кабелем (образец кабеля для испытаний брался из бухты в состоянии поставки). В первом случае кабель погружался на сутки в глинистый раствор (получен на 10-ой Краснокутской скважине Харьковской нефтегазопромысловой экспедиции глубокого бурения) и лишь затем навешивался для испытаний. Глинистый раствор содержит химические реагенты KCl , $KMnO_4$, $KSCN$ (конденсированная сульфит-спиртовая барда). Характеристики раствора приведены в таблице 3. Показания динамометров регистрировались в начале проскальзывания кабеля относительно шкива (блока). По показаниям динамометров, при допущении об отсутствии дуги покоя, имеем по Эйлеру

$$e^{f\alpha} = S_1 / S_2 \text{ и } f = \frac{1}{\alpha} \ln(S_1 / S_2), \quad (5)$$

где S_1 и S_2 – показания динамометров;

α – угол обхвата.

Результаты опытов приведены в [8].

Таблица 2 – Характеристика опытных кабелей

Тип кабеля	Диаметр d , мм	Число проволок к, шт.	Толщина проволоки, мм	Площадь сечения проволоки	Отношение F/d^2
------------	------------------	-----------------------	-----------------------	---------------------------	-------------------

		наружный слой	внутренний слой	наружный слой	внутренний слой	брони F , мм ²	
КОБДФМ-2	6,1	14	12	1,14	0,84	20,94	0,56
КТБ-6	12,0	23	21	1,35	1,14	54,36	0,38
КГЗ-149-220	14,5	28	19	1,34	1,55	75,42	0,36

Таблица 3 – Характеристика глинистого раствора

Наименование параметров	Значения
Плотность, г/см ³	1,22
Вязкость, с	80
Водоотдача, см ³ /л	8,5/30
Кислотность	6,5-7,0

Как и в опытах Л.А. Цикавого [1], влияние натяжения кабеля на величину коэффициента трения обнаружено не было. Также не обнаружена какая либо четкая зависимость коэффициента трения от угла обхвата. Небольшое влияние на коэффициент трения оказывает глинистый раствор (коэффициент трения «мокрого» кабеля на 2-3% ниже «сухого»).

Значительное влияние на коэффициент трения оказывает отношение r/d , оно более резко в области отношений r/d близких к 0,5 и быстро затухает при больших r/d . Принимая для обработок результатов экспериментов зависимость (4) для кабелей КОБДФМ-2 диаметром $d = 6,1$; КТБ-6 диаметром $d = 12,0$; КГЗ-149-220 диаметром $d = 14,5$ мм имеем, соответственно,

$$\begin{aligned}
 f_1 &= A - B \cdot \lg \left(\frac{2 \cdot 4,5}{6,1} - 1 \right); \\
 f_2 &= A - B \cdot \lg \left(\frac{2 \cdot 6,5}{12,0} - 1 \right); \\
 f_3 &= A - B \cdot \lg \left(\frac{2 \cdot 7,5}{14,5} - 1 \right);
 \end{aligned} \tag{6}$$

$f_1 = 0,109$; $f_2 = 0,118$; $f_3 = 0,125$ – средние экспериментальные значения коэффициентов трения.

Решение уравнений (6) дает: $A = 0,135$; $B = 0,024$. Таким образом, для испытанных кабелей можно принять значение приведенного коэффициента трения (рис. 2)

$$f = 0,135 - 0,024 \cdot \lg 10 \cdot (2r/d - 1), \quad (7)$$

и получить значения коэффициента трения с учетом влияния формы ручья шкива (блока). В связи с большим постоянством цилиндрической формы геофизических кабелей можно рекомендовать значения $r/d = 0,52$, тогда $f = 0,125$. Износ ручья может изменить отношение r/d , поэтому одной из задач эксплуатации должно быть сохранение формы ручья шкива.

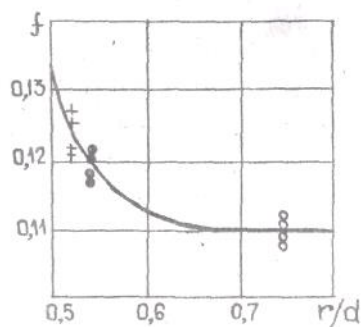


Рис. 2 – Зависимость коэффициента трения от отношения: экспериментальные значения для кабеля: + - КГЗ-149-220; • - для КТБ-6; ° - для КОБДФМ-2 r/d

Для случая подрезанного профиля ручья блока результаты приведены в /8/. Из разложения сил видно, что сила трения во всех случаях больше, чем у полукруглой канавки без подреза и зависит от угла подреза 2γ . Влияние угла подреза на коэффициент трения велико. Ориентируясь на /1/ можно принять

$$f^* = f / \cos \gamma. \quad (8)$$

Тогда для кабеля КГЗ-149-220 имеем

$$f^* = 0,125 / \cos \gamma. \quad (9)$$

График f^* приведен на рисунке 1.5.

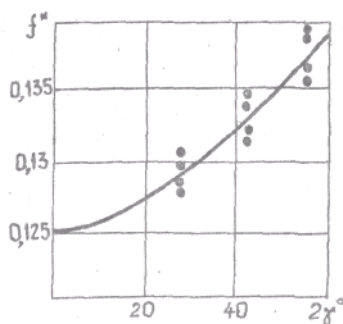


Рис. 3 – Зависимость коэффициента трения от угла подреза 2γ : • - экспериментальные значения для кабеля КГЗ-149-220

Увеличивая 2γ можно заметно повысить тяговое усилие шкива. Этот момент, а также то, что при износе ручья тяговые свойства шкива остаются неизменными, способствовали широкому применению рассматриваемого

решения в шкивных приводах лифтов /1/, но встречаются шкивы с подрезанными профилями и в других случаях. Основным недостатком ручья с подрезом является увеличение удельного поперечного давления, которое вызывает повышенный износ каната (кабеля). Возможны случаи, когда рационально применять шкивы $2\gamma=30^\circ$, увеличив коэффициент трения на 30% и давление на 120%, но в случае каротажного кабеля это исключено, т.к. возрастает вероятность пробоя токопроводящих жил при более высоких поперечных нагрузках.

Выводы

Выполнены экспериментальные исследования коэффициента трения кабеля о шкив. В результате обработки экспериментальных исследований получена зависимость, позволяющая определить значение коэффициента трения кабеля о шкив. Эта зависимость может быть использована при конструировании различных типов подъёмников.

Список использованных источников:

1. Цикавый Л.А. Тяговая способность канатов ведущего шкива. - Дис. канд. техн. наук. - Харьков, 1951.-128с.
2. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. - М.: Машиностроение, 1966. - 484 с.
3. Хайменс Ф., Хальборн А. Подъёмники с канатов ведущими шкивами. - М.: ОНТИ НКТП, 1937. - 320с.
4. Ковальский Б.С. Механическое оборудование. Элементы грузоподъёмных устройств. - Харьков: ХВКИУ, 1971. - 340с.
5. Stephan P. Die Drahtseilbahnen, berlin Springer, 1926, 572 p.
6. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента.-М.: Наука, 1971.-192с.
7. Житков Д.Г., Поспехов И.Т. Об испытаниях стальных канатов на выносливость // Техническое усовершенствование в механизации подъёмно-транспортных работ. - М.: Машгиз, 1948.-С.42-54.

8. Смоляков С.Л. Исследование упругих и фрикционных свойств кабеля для каротажного подъёмника. - Дис. канд. техн. наук. - Харьков, 1989.-115с.

Смоляков С.Л. «Экспериментальная оценка коэффициента трения кабеля о шкив»

В работе рассматриваются экспериментальные исследования коэффициента трения кабеля о шкив. В результате обработки экспериментальных исследований получена зависимость, позволяющая определить значение коэффициента трения кабеля о шкив. Эта зависимость может быть использована при конструировании различных типов подъёмников.

Ключевые слова: коэффициент трения, кабель, шкив, подъёмник, тяговое усилие, конструирование.

Смоляков С.Л. «Експериментальна оцінка коефіцієнта тертя кабелю об шків»

У роботі розглядаються експериментальні дослідження коефіцієнта тертя кабелю об шків. В результаті обробки експериментальних досліджень отримана залежність, що дозволяє визначити значення коефіцієнта тертя кабелю об шків. Ця залежність може бути використана при конструюванні різних типів підйомників.

Ключові слова: коефіцієнт тертя, кабель, шків, підйомник, тягове зусилля, конструкція.

Smolyakov S.L. «Experimental estimation of coefficient of friction of cable at a pulley»

In work examined experimental researches of coefficient of friction of cable at a pulley. As a result of treatment of experimental researches dependence, allowing to define the value of coefficient of friction of cable at a pulley, is got. This dependence can be used for constructing of different types of lifts.

Key words: coefficient of friction, cable, pulley, lift, pulling pressure, construction.

Стаття надійшла до редакції 27 травня 2008 р.

Чернишенко О.В., Мельниченко А.П., Павлова А.А.

ОСОБЕННОСТИ ДИАГНОСТИКИ НИЗКООБОРОТНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ В БУКСАХ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ МОСТОВЫХ КРАНОВ

Введение

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). Наиболее полную и детальную диагностику подшипников с обнаружением и идентификацией дефектов на ранней стадии развития можно выполнить по сигналу вибрации подшипника, в основном, высокочастотной. Основные проблемы такой диагностики возникают в двух случаях, когда высокочастотная вибрация слишком слаба, т.е. в низкооборотных механизмах грузоподъемных машин, и когда корпус подшипникового узла недоступен для измерения высокочастотной вибрации. Способ диагностики низкооборотных подшипников качения грузоподъемных машин приводится в настоящей публикации.

1. Основные проблемы

Дефекты подшипников качения появляются на трех основных этапах жизненного цикла - в процессе изготовления, при установке в подшипниковый узел и во время эксплуатации.

1. Дефекты изготовления:

- ✓ трещины, сколы и раковины в деталях подшипника;
- ✓ отклонения от правильных геометрических форм деталей подшипника;

2. Дефекты установки:

- ✓ перекосы, колец у подшипников вследствие неправильной установки;

- ✓ трещины, сколы и другие повреждения при запресовке подшипников.

3. Дефекты эксплуатации:

- ✓ коррозионный износ, как следствие воздействия окружающей среды;

- ✓ абразивный износ, как следствие загрязнения смазки;

- ✓ выкрашивание поверхностей качения под воздействием действующей нагрузки.

К последнему этапу можно отнести и транспортировку машины до места установки, и монтаж ее на рабочем месте. Типовые дефекты изготовления, к которым относятся плавные отклонения формы поверхностей качения от расчетной, лучше всего обнаруживать во время выходного контроля, при прокручивании на специальном стенде, по низкочастотной вибрации опор последнего. Естественно, что частота вращения подшипника в этом случае должна быть достаточно большой, выше 3-5 Гц, чтобы не возникли сложности при измерении низкочастотной вибрации. Для обнаружения скрытых дефектов изготовления, таких как трещины и т.д., приводящих к появлению ударных импульсов, можно использовать измерения высокочастотного шума подшипника в ближней зоне излучения. Таким образом, при выходном контроле подшипников можно избежать проблем, появляющихся при диагностике низкооборотных подшипников. Типовые дефекты монтажа подшипников, приводящие к значительному увеличению локальных нагрузок на поверхности качения и снижению толщины масляной пленки в точках приложения этих нагрузок, чаще всего обнаруживаются по росту среднечастотной вибрации подшипникового узла. В подшипниках низкооборотных машин составляющие вибрации, по которым обнаруживаются дефекты монтажа, попадают уже в область низких частот. Соответственно возникают проблемы разделения подшипниковых составляющих вибрации с

вибрацией, дошедшей до точки контроля от других узлов машины или даже от других машин. Кроме того, возникают проблемы, связанные с низким уровнем подшипниковой вибрации, амплитуда которой, в первом приближении, пропорциональна квадрату частоты вращения подшипника, а также задачи частотного разделения составляющих подшипниковой вибрации, которые могут различаться лишь на величину, равную частоте вращения сепаратора. Решение этих задач возможно лишь при использовании измерительной аппаратуры с большим динамическим диапазоном и высоким разрешением по частоте в режиме измерения с возможностью значительного масштабирования и детального изучения спектрального анализа.

Дефекты, возникающие в подшипниках качения во время эксплуатации, в первую очередь изменяют свойства сил трения, поэтому на ранней стадии развития обнаруживаются лишь по высокочастотной случайной вибрации, возбуждаемой силами трения. Ударные импульсы, возникающие при контакте поверхностей качения с многими видами дефектов, можно рассматривать как одну из составляющих сил трения, также обнаруживаемую по высокочастотной вибрации. Лишь после того, как дефекты становятся аварийноопасными, их влияние на низкочастотную вибрацию машины в целом оказывается достаточным, чтобы обнаружить дефект с большой степенью достоверности. При диагностике подшипников грузоподъемных машин в процессе ее эксплуатации возникает ряд проблем, требующих усложнения методов обнаружения дефектов и роста технических возможностей измерительной и анализирующей аппаратуры. Это связано с низким уровнем высокочастотной вибрации подшипников грузоподъемных механизмов, а, при диагностике по низкочастотной вибрации, еще и с высоким уровнем вибрации, распространяющейся в точки контроля от других узлов механизмов и оборудования, установленных на одной площадке. Поскольку с уменьшением скорости вращения механизма вибрация на высоких частотах падает гораздо быстрее, чем на средних и низких частотах, для диагностики подшипников по высокочастотной вибрации, возбуждаемой силами трения, необходимо

увеличивать не только чувствительность измерительной аппаратуры, но и такие ее параметры, как динамический диапазон и линейность. Лишь в этом случае выделяемые из сигнала высокочастотные составляющие превышают собственные шумы измерительных приборов и шумы, вносимые за счет нелинейных искажений низкочастотных и среднечастотных составляющих, часто превышающих уровень высокочастотных составляющих в 1000 и более раз. Кроме того для диагностики подшипников качения по среднечастотной вибрации при слишком слабом уровне высокочастотной, как и при монтаже подшипника, необходимо иметь приборы с высоким разрешением по частоте.

2. Анализ существующих методов диагностики

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[3,4]. 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.

Проблемы при диагностике подшипников качения во-многом связаны со сложностями измерения высокочастотных составляющих вибрации. В высокооборотных подшипниках они связаны в первую очередь с потерями при распространении высокочастотной вибрации и решаются путем установки датчика вибрации на элементы подшипникового узла, имеющие непосредственный контакт с неподвижным кольцом подшипника. В низкооборотных подшипниках соотношение уровней низкочастотной (среднечастотной) и высокочастотной вибрации гораздо хуже, чем в высокооборотных, и поэтому возникают дополнительные проблемы разделения высокочастотной и низкочастотной вибрации, а также выделения высокочастотных составляющих сигнала на фоне собственных шумов аппаратуры.

В тех случаях, когда подшипники вращаются с часто изменяемой скоростью, можно выделить 3 основных метода в диагностировании подшипников по результатам вибрации[4]:

- Первый метод, который обычно и является основным, состоит в поэтапном накоплении результатов спектрального анализа. При этом подходе считается, что всегда можно выбрать отрезок времени, за который подшипник три - четыре оборота вращается со стабильной скоростью. За это время и измеряется спектр, который затем усредняется с результатами аналогичных измерений в другие отрезки времени.

- Второй метод заключается в организации специальных диагностических режимов работы машины с постоянной скоростью вращения, например на холостом ходу. В качестве примера можно привести диагностику подшипников при прокрутке его внешним приводом. Например - диагностика буксовых подшипников электропоездов и локомотивов с подъемом каждой из тележек с колесными парами на домкратах и последующим вращением колесных пар от тяговых двигателей,

а также вывешивание при помощи домкратов приводных тележек механизмов передвижения грузоподъемных машин. Проблемы такой диагностики определяются тем, что нагрузка на подшипники может изменить направление и дефектный участок неподвижного кольца подшипника, при наличии в подшипнике зазора, не входит в контакт с телами качения. Результатом может стать пропуск дефекта неподвижного кольца подшипника. Может возникнуть и другая ситуация, когда в новое место передачи нагрузки на неподвижное кольцо совпадает с точкой, в которой при типовых условиях работы скапливаются отходы смазки. Тогда при диагностике в первые минуты вращения колеса, может появиться ложная информация о дефекте. В таких случаях необходимо проводить приработку подшипника до диагностики. Данный метод весьма трудоемок и требует выведения диагностируемой машины из цикла эксплуатации. Необходимо отметить, что диагностика подшипников качения, установленных на холостых тележках, весьма трудоемка и требует дополнительного оборудования.

- Третий метод диагностики подшипников при непрерывно изменяющейся частоте вращения - синхронный анализ спектров вибрации с использованием датчиков угла поворота вала с диагностируемым подшипником. Как показывает практика, при таком подходе удастся диагностировать даже подшипники, работающие в качающихся механизмах, в частности, подшипники конверторов в металлургии. Но и при этом подходе существует ряд трудностей, если скорость вращения в момент измерений изменяется на величину более 15 - 20%.

Для диагностики подшипников грузоподъемных машин более всего подходит первый метод, который позволяет проводить диагностику непосредственно на работающей машине с имитацией рабочих нагрузок. Для реализации данного метода необходимо использовать оборудование, которое позволяет регистрировать и анализировать частотные характеристики вибрации в подшипниках с высокой точностью и возможностью отсеивания (фильтрации) внешних шумов.

3. Оборудование для проведения эксперимента

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

- скорость вращения опорных подшипников составляет не более 1 об/с.;
- большую часть рабочего времени механизм передвижения мостового крана находится в режиме ускорения или торможения;
- нагрузка, которую испытывает опорный подшипник качения механизма перемещения, является переменной, так как на нее влияет и прохождение колеса через стыки рельсов подкранового пути, и контакт реборд ходовых колес крана с рельсами;
- время установившегося режима работы, при котором предоставляется возможность наиболее качественно провести вибродиагностическое исследование подшипника, ограничено 2-5 оборотами ходового колеса в зависимости от качества подкранового пути.

С учетом всех этих особенностей необходимо подобрать оборудование, которое может регистрировать вибрацию подшипников на протяжении продолжительного периода работы с возможностью последующего просмотра записанного сигнала и выбора для анализа участков, при которых подшипники вращаются в установившихся режимах работы.

Для регистрации вибрации в подшипниках нами были выбраны 2 типа датчиков с возможностью последующего сравнения полученных результатов.

Первый способ регистрации был выбран при помощи вибродатчиков Д 14 с последующим усилением с помощью двухкаскадного усилителя и трансляции сигнала на аналого-цифровой преобразователь (АЦП) компьютера. В качестве АЦП была использована звуковая плата компьютера, которая позволяет как преобразовывать аналоговый сигнал в цифровой, так и цифровой в аналоговый. Выбор использования АЦП

звуковой платы наиболее рационален, так как таким устройством оборудованы все современные компьютеры включая переносные, а так же разрядность данного АЦП вполне удовлетворяет условиям точности измерения сигнала.

При использовании второго способа для регистрации шумов подшипника был выбран пьезоэлектрический микрофон, сигнал которого так же обрабатывался при помощи АЦП компьютера. Для локализации внешних шумов, которые могли бы влиять на качество записанного сигнала, он устанавливается непосредственно в буксе подшипника и изолируется силиконом.

Установка датчиков для регистрации шума и вибрации подшипника ходового колеса мостового крана приведена на рисунке 1.



Рис. 1 – Установка датчиков регистрации шума и вибрации на буксу ходового колеса мостового крана.

Для регистрации и первичной обработки результатов эксперимента был выбран компьютер, собранный на платформе Intel Celeron с частотой процессора - 800МГц., со встроенной звуковой платой на материнской плате с чипсетом INTEL 810. В комплект измерительной и регистрирующей аппаратуры входил собранный автором двухкаскадный усилитель низкой

частоты с возможностью усиления сигнала на входе от 5 мВ, на выходе до 10 вольт. Так же для настройки усилителя был использован генератор низкой частоты и цифровой мультиметр. Фото аппаратуры установленное непосредственно на смотровой тележке мостового крана представлено на рисунке 2.



Рис. 2 – Установка измерительной аппаратуры на мостовом кране.

В качестве программы для регистрации сигнала была выбрана программа PowerGraph 2.1, которая позволяет не только отображать сигнал в режиме реального времени с возможностью масштабирования, но и позволяет производить отцифровку 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.

4. Экспериментальные результаты

В настоящее время авторами накоплен значительный практический опыт диагностирования низкооборотных подшипников, которые установлены в механизмах передвижения мостовых кранов. Как правило,

основной проблемой при диагностировании оказывалось ограниченное время вращения подшипника со стабильными нагрузкой и частотой вращения.

Для достаточно полной диагностики подшипникового узла при помощи спектрального анализа частоты вибрации необходимо измерять вибрацию за время порядка 5 -10 оборотов подшипника. В таких отраслях промышленности, как энергетика, бумажная промышленность и другие, где машины вращаются со стабильной частотой длительное время, никаких специальных режимов работы подшипника или измерительной системы предусматривать нет необходимости. Особенности диагностики подшипников низкооборотных машин в этих отраслях заключаются лишь в определении полосы частот сигнала вибрации, используемого для проведения спектрального анализа, и расширении списка диагностических признаков дефектов тел качения.

Важнейшими критериями качества диагностики подшипников качения, в том числе и низкооборотных, являются вероятности пропуска сильного дефекта подшипника, ложного обнаружения дефекта и правильности определения вида дефекта. Если первые два показателя определяют эффективность диагностирования, то последний - эффективность долгосрочного прогноза, длительность которого напрямую связана как с глубиной, так и с видом развивающихся дефектов.

Наиболее высокие показатели, составляющие менее трех процентов для суммы вероятностей пропуска сильного дефекта и ложной тревоги, достигаются при периодическом измерении спектра вибрации. При интервалах между измерениями порядка 10% от ожидаемого ресурса подшипника обеспечивается и долгосрочный прогноз безаварийной работы, и, после того, как в подшипнике появятся развитые дефекты, прогноз остаточного ресурса. Последний целесообразно производить по трендам, характеризующим рост спектральных составляющих вибрации на низких и, особенно, на средних частотах.

Высокие показатели достигаются и при диагностике подшипников по одному измерению спектров вибрации с последующим сравнением

результатов с данными измерений одинаковых параметров вибрации группы подшипниковых узлов идентичных машин (диагностика по множеству). При таком подходе снижается, в основном, достоверность прогноза остаточного ресурса подшипника при наличии сильных дефектов, но практически сохраняется достоверность диагноза и прогноза состояния подшипника при отсутствии развитых дефектов.

Следующее направление диагностики подшипников низкооборотных машин по однократным измерениям только спектра имеет меньшую достоверность, чем перечисленные выше, но и оно оказывается эффективным более, чем в 90% практических задач. При единственном измерении спектра вибрации можно совершить две ошибки, а именно, не идентифицировать дефекты смазки, приводящие к росту сил трения и высокочастотной вибрации или не разделить группы развитых дефектов в подшипнике, находящемся в предаварийном состоянии, когда из-за отсутствия периодичности вращения тел качения силы трения перестают быть периодически модулированными. Но в обоих перечисленных случаях дефектный подшипник выявляется по повышенной вибрации (шуму) или температуре. Авторами использовался метод сравнения уровня шума и вибрации для нормального и заведомо изношенного подшипников, которые были установлены в буксах холостых колес механизма передвижения мостового крана.

Сущность метода иллюстрируется рисунком 3, 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].

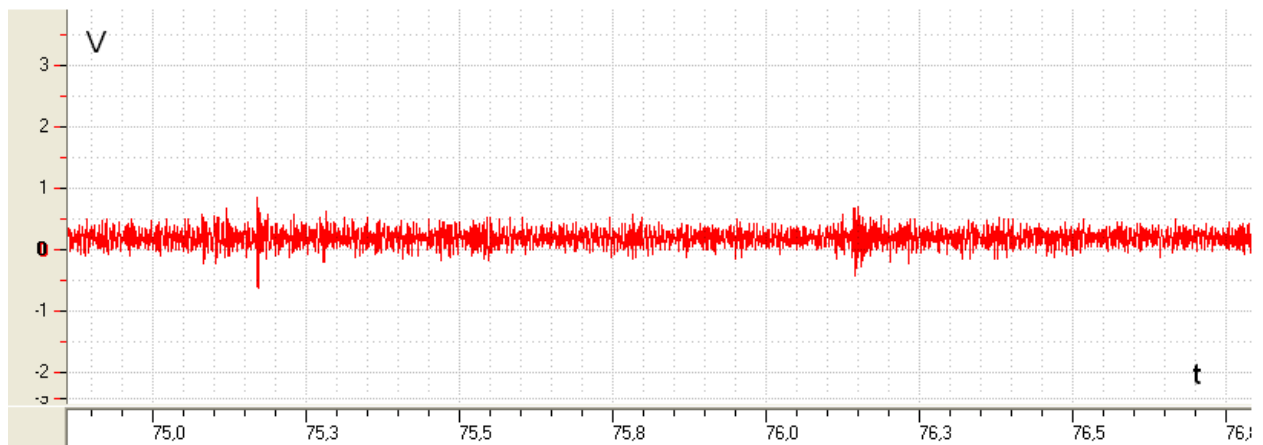


Рис. 3а – Вибрация новых подшипников. Отсутствует модуляция и ударные импульсы.

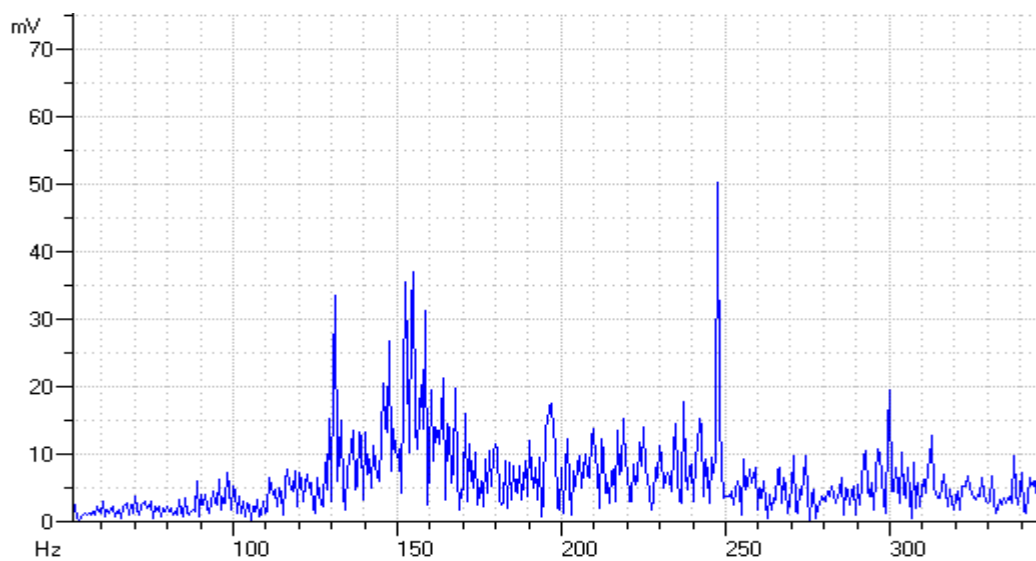


Рис. 3б – Спектральный анализ вибрации новых подшипников.

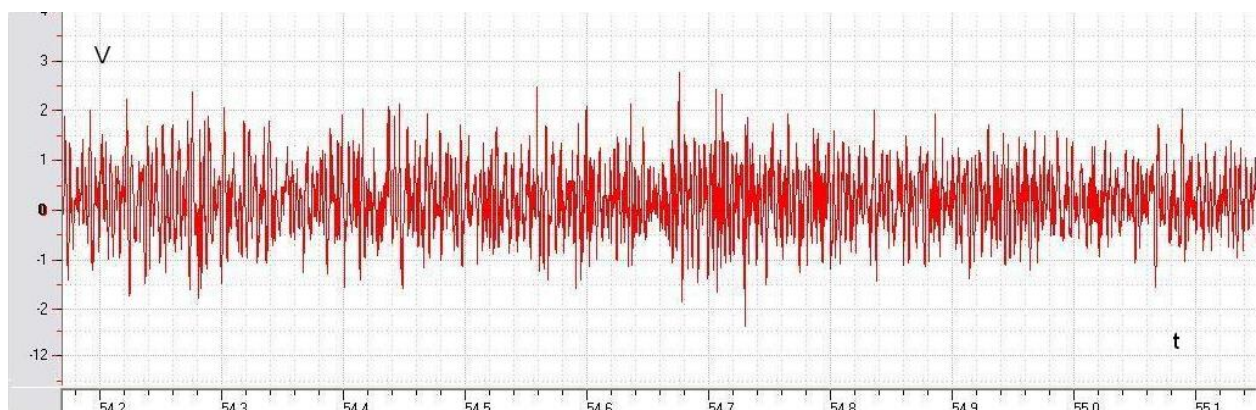


Рис. 3с – Вибрация изношенных подшипников. Модуляция и ударные импульсы ярко выражены.

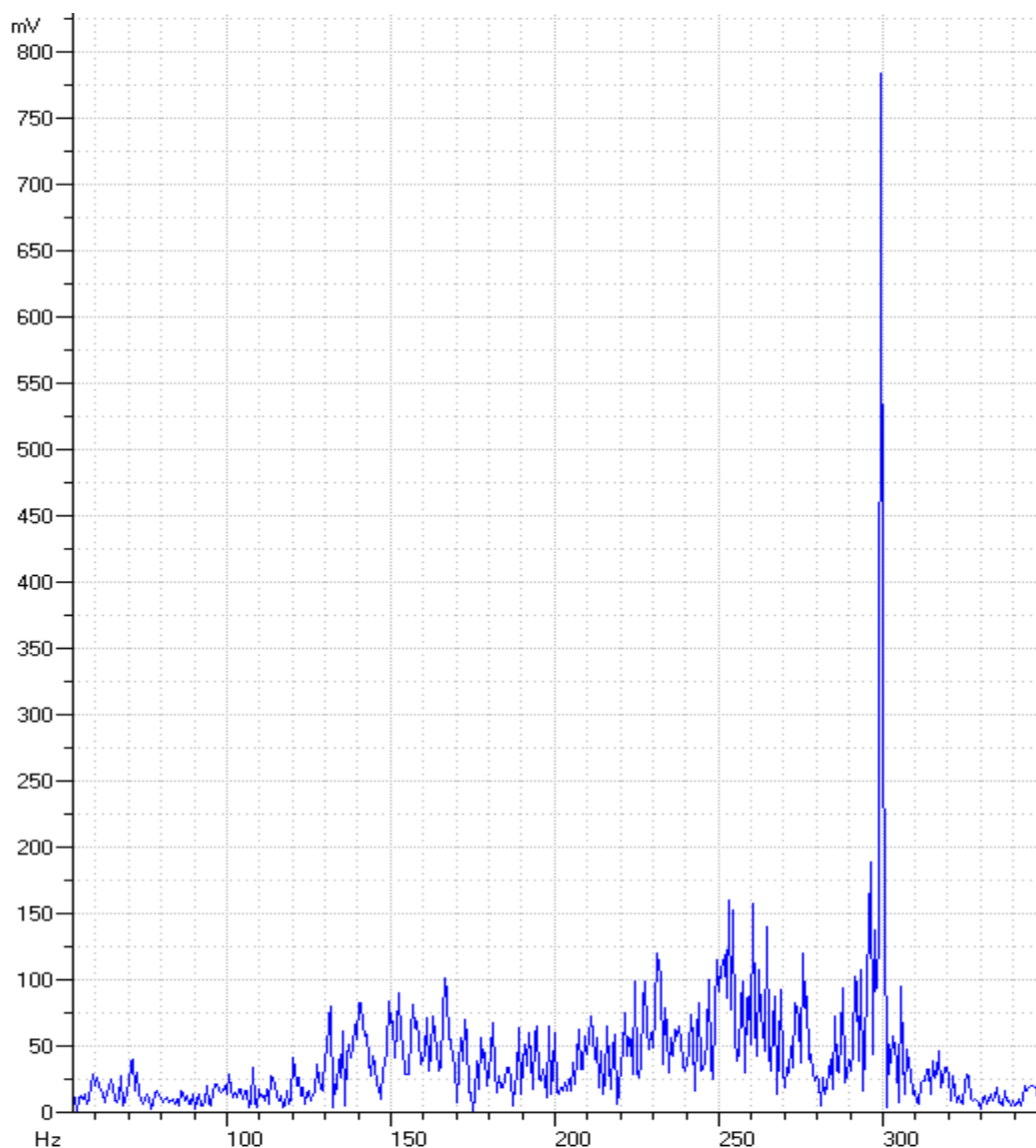


Рис. 3d – Спектральный анализ вибрации изношенных подшипников.

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 Судостроение, 1985, N3 стр21-23, Ленинград.

2. Александров, А.В. Барков, Н.А. Баркова, В.А. Шафранский Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования. Судостроение, Ленинград, 1986.

3. A. V. Barkov, N. A. Barkova, J. S. Mitchell Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings Sound Vibration 1995, June pp.10-17, September, pp.27-31.

4. А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации Изд. АО ВАСТ, Санкт-Петербург 1997г.

5. A.Y. Azovtsev, A. V. Barkov, D. L. Carter Improving the accuracy of Rolling Element Bearing Condition Assessment Proceedings of the 20th Annual Meeting of the Vibration Institute, Saint Louis, Missouri, USA, 1996, pp. 27-30.

6. А.Ю. Азовцев, А.В. Барков. Новое поколение систем диагностики и прогнозирования технического состояния. Изд. А/О ВАСТ, г. Санкт-Петербург, 1994г.

Чернышенко А.В., Мельниченко А.А., Павлова А.А. «Особенности диагностики низкооборотных подшипников качения в буксах механизма передвижения мостовых кранов»

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

Ключевые слова: диагностика, низкооборотный подшипник качения, механизм передвижения крана, мостовой кран, эксперимент, букса.

Чернишенко О. В., Мельниченко О.А., Павлова Г.О. «Особливості діагностики низькообертових вальниць кочення в буксах механізму пересування мостових кранів»

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

Ключові слова: діагностика, низькообертова вальниця кочення, механізм пересування крана, мостовий кран, експеримент, букса.

Chernishenko A., Melnichenko A., Pavlova A. «Features of diagnostics of the slow-speed rolling bearings in boxes of mechanism of movement of travelling cranes»

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

Key words: diagnostics, slow-speed rolling bearing, hoist traverse mechanism, overhead crane, experiment, box.

Стаття надійшла до редакції 28 травня 2008 р.

Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Попов Н.В.

ЭКСПЛУАТАЦИОННО-НАГРУЗОЧНЫЙ РЕЖИМ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Для расчета зубчатых передач скребковых конвейеров необходимо знать эксплуатационные нагрузки, действующие на передачи, и закон их распределения. Отыскание закона распределения нагрузки и выявление причин, вызывающих вариацию нагрузки, представляет большой практический интерес.

Величина крутящего момента на зубчатой паре конвейера может быть представлена как функция тягового усилия и скорости движения цепи конвейера.

Поскольку скорость движения цепи конвейера при асинхронных короткозамкнутых электродвигателях может быть принята постоянной, то основным фактором, влияющим на изменение нагрузок на зубчатых передачах конвейера, следует считать тяговое усилие W , являющееся в свою очередь функцией коэффициентов сопротивления движению, погонной нагрузки конвейера, угла падения пласта и ряда вспомогательных величин.

Величины коэффициентов сопротивления движению цепи со скребками по желобу f и транспортируемого груза по желобу ω подвержены большому рассеиванию и могут принимать значения соответственно в диапазонах $0,25 \div 0,6$ и $0,4 \div 1,2$.

Величина коэффициентов f и ω зависит, в основном, от коэффициента трения цепи, скребков и груза о желоб, свойств перемещаемого груза и качества настила конвейера.

Из всех рассмотренных факторов, влияющих на величину коэффициентов сопротивления на конвейере, основным является коэффициент трения цепи и транспортируемого груза по желобу.

Коэффициент трения, в свою очередь, зависит от величины скорости скольжения трущихся поверхностей.

Влажность и крупность угля, как показали исследования, проведенные у нас и за рубежом, в значительной степени влияют на величину коэффициентов f и ω .

При обработке данных по износу рештаков, работавших на шахтах Донецкого бассейна, было замечено влияние угла падения пласта на величину износа рештаков (при доставке вниз).

Из всех факторов, в значительной степени влияющих на величину коэффициентов сопротивления движению, основными следует считать: скорость движения цепи конвейера (А), угол наклона пласта (В), влажность (С) и крупность перемещаемого угля (Д). Последние три фактора зависят от определенных сочетаний горно-геологических условий.

Зная закономерности распределения по совокупности горно-геологических условий какого-либо бассейна (например Донецкого), а также значения коэффициентов f и ω при этих условиях, можно количественно оценить удельный вклад каждого из перечисленных условий посредством факторного анализа.

Представляя зависимости для коэффициентов f и ω как некоторые линейные функции

$$f = a_1A + b_1B + c_1C + d_1D + e_1 \quad (1)$$

$$\omega = a_2A + b_2B + c_2C + d_2D + e_2 \quad (2)$$

неизвестные коэффициенты a_j, b_j, c_j, d_j, e_j в формулах (1) и (2) можно определить методом наименьших квадратов, по экспериментальным значениям f и ω для достаточно большого числа сочетаний факторов из условия минимума среднего квадрата отклонения.

$$\text{[Illegible mathematical expression]} \quad (3)$$

Беря частные производные от (3) по каждому из коэффициентов a_j, b_j, c_j, d_j, e_j и приравнявая их к нулю, получим систему линейных уравнений для каждого из коэффициентов f и ω .

Решив эти системы, получаем следующие зависимости вероятных значений f и ω от переменных факторов

$$f = 0,405 - 0,216v \quad (4)$$

$$\omega = 0,811 - 0,160A + 0,701B + 0,026C - 0,216D \quad (5)$$

Следует отметить, что наибольшая скорость v в опытах составляла 0,61 м/сек и поэтому полученные формулы (4), (5) не должны экстраполироваться в область значительно больших скоростей, например, выше 1 м/сек.

Эти ограничения целесообразны также в силу линейности исходных формул (5), (6).

Для получения закона распределения величины ω для условий Донецкого бассейна был проведен статистический анализ, в настоящее время применяемый в теории надежности, предложенный В.Ф. Шукайло. Численные значения каждого из факторов наносились на сто карточек с частотой, соответствующей гистограммам. Эти группы карточек были помещены в три урны. После перемешивания из каждой урны вынимались наугад по одной карточке и результаты записывались в таблицу. Производилось сто случайных извлечений факторов (В,С,Д). Для каждого сочетания факторов при постоянном значении А (для скребкового конвейера СП-63 $A=0,8$ м/сек,) по формуле (6) рассчитывалось наиболее вероятное значение ω . Таким образом, был получен ряд коэффициентов ω , который далее обрабатывался методами математической статистики. Было получено, что распределение величины ω подчиняется нормальному закону.

Параметры распределения - математическое ожидание a и среднеквадратичное отклонение σ_ω , - определялись по следующим формулам

$$a_\omega = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (7)$$

$$\sigma_\omega = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n x_i^2 - a_\omega^2}. \quad (8)$$

По полученным результатам построены графики функции распределения величины коэффициента сопротивления движению груза на конвейере ω (рис. 1). Зависимости (4) и (5) позволяют определить коэффициенты сопротивления f и ω для скребковых конвейеров, работающих в различных эксплуатационных условиях.

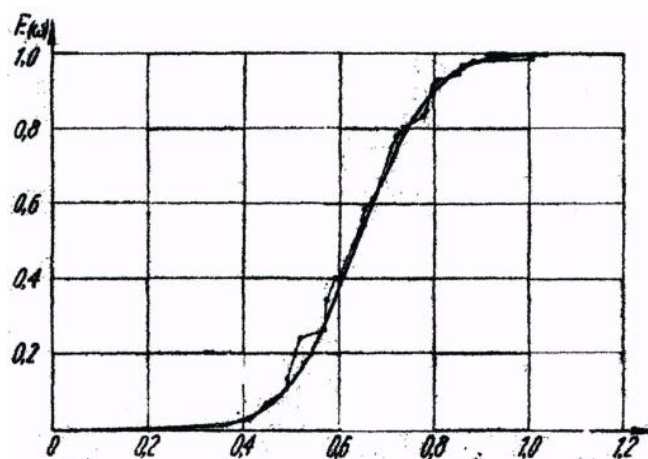


Рис. 1 - Теоретическая и экспериментальная функция распределения коэффициента ω сопротивления движения угля по конвейеру

Имея значение W как функцию величин ω , β и $q_{гр}$ (коэффициент f принят постоянным) возможно методом статистических испытаний получить вариационный ряд W в зависимости от эксплуатационных условий.

Присоединяя случайным образом к результатам статистических результатов для ω возможные значения $q_{гр}$ с соответствующими вероятностными весами, получаем вариационный ряд значений W в функции длины конвейера L

$$W = A_i + B_i L. \quad (9)$$

Так как в расчетах распределение внешних нагрузок принимают нормальным, то, считая, что величина тягового усилия W также подчиняется нормальному закону распределения, находим среднее тяговое усилие \hat{W} , как функцию L , можно найти удельное тяговое усилие W_o , приходящееся на один метр длины конвейера.

Расчетная длина конвейера проверяется на устойчивость (по перегрузочной способности) и возможность пуска при полностью загруженной линии конвейера.

Имея расчетную длину конвейера и зная тяговое усилие в каждом случае, находим значения удельного тягового усилия W_o .

Получив нормальный закон распределения W_o , строим экспериментальную и теоретическую функции распределения удельного тягового усилия.

В результате получаем сто различных нагрузочных диаграмм (трапеций) в зависимости от условий эксплуатации конвейера. Это более точно отражает фактический эксплуатационный режим, чем ступенчатая диаграмма, принятая для всех условий работы.

Список литературы:

1. Шеффер М., Пайпер Г., Курт Ф; сокращ. перевод с немецкого А.П. Сисекина; под ред. И.И.Абрамовича. Основы расчета конструирования подъемно-транспортных машин // М.: Машиностроение, 1980, - С. 255.
2. Тищенко Л.Д. Разработка методики расчета скребковых конвейеров с пространственной трассой на основе исследования взаимодействия рабочего органа конвейера с сыпучим материалом. Дис. кан.техн.наук защищена 10.04.86, Симферополь, -1985.- С.210.

Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Попов Н.В. «Эксплуатационно-нагрузочный режим скребковых конвейеров».

Рассматриваются вопросы распределения тягового усилия на конвейере, выявления факторов вызывающих вариацию нагрузки и влияющих на установление фактического эксплуатационного режима. Получены сто различных нагрузочных диаграмм (трапеций) в зависимости от условий эксплуатации конвейера. Это более точно отражает фактический эксплуатационный режим, чем ступенчатая диаграмма, принятая для всех условий работы.

Оболенська Т.О., Лазаренко В.І., Попов Н.В. «Експлуатаційно-навантаження режим скребоквих конвеєрів».

Розглядаються питання розподілу тягового зусилля на конвеєрі, виявлення чинників що викликають варіацію навантаження і що впливають на встановлення фактичного експлуатаційного режиму. Отримано сто різних діаграм навантажень залежно від умов експлуатації конвеєра. Це точніше відображає фактичний експлуатаційний режим, чим ступінчаста діаграма, прийнята для всіх умов роботи.

Obolenskaya T.A., Lazarenko V.I., Popov N.V. «Operating-loading mode of scraper conveyers».

The questions of distributing of hauling effort are examined on a conveyer, exposures of factors causing variation of loading and influencing on establishments of the actual operating mode. One hundred different loadings diagrams (trapezoids) are got depending on external of conveyer environments. It reflects.

Родионов Л.А.

ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ОБОЛОЧКА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЛОКАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

Прогиб свободного опорной цилиндрической оболочки, нагруженной сосредоточенной силой P равен [1]

$$w = \frac{\ell^4}{2D} \sum_m \sum_n \Delta_{mn} Z_{mn} \cos m\theta \sin \frac{n\pi x}{\ell} \quad (1)$$

где $\Delta_{mn} = \frac{2}{N} (m^2 \alpha^2 + n^2 \pi^2)^2;$

$$N = (m^2 \alpha^2 + n^2 \pi^2)^4 + 12(1 - \nu^2) n^4 \pi^4 \alpha^4 \gamma^2 - m^2 \alpha^4 [2m^4 \alpha^4 + (6 + \nu - \nu^2) n^4 \pi^4 + (7 + \nu) m^2 \alpha^2 n^2 \pi^2]$$

$$Z_{mn} = \frac{P}{\pi a \ell} \sin \frac{n\pi \xi}{\ell}$$

$$(m = 0, n = 1, 2, 3 \dots)$$

$$Z_{mn} = \frac{2P}{\pi a \ell} \cos \frac{m}{a} \eta \sin \frac{n\pi \xi}{\ell}$$

$$(m = 1, 2, 3 \dots; n = 1, 2, 3 \dots)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}; \quad \alpha = \ell / a; \quad \gamma = a / h \quad (\text{см. рис. 1}).$$

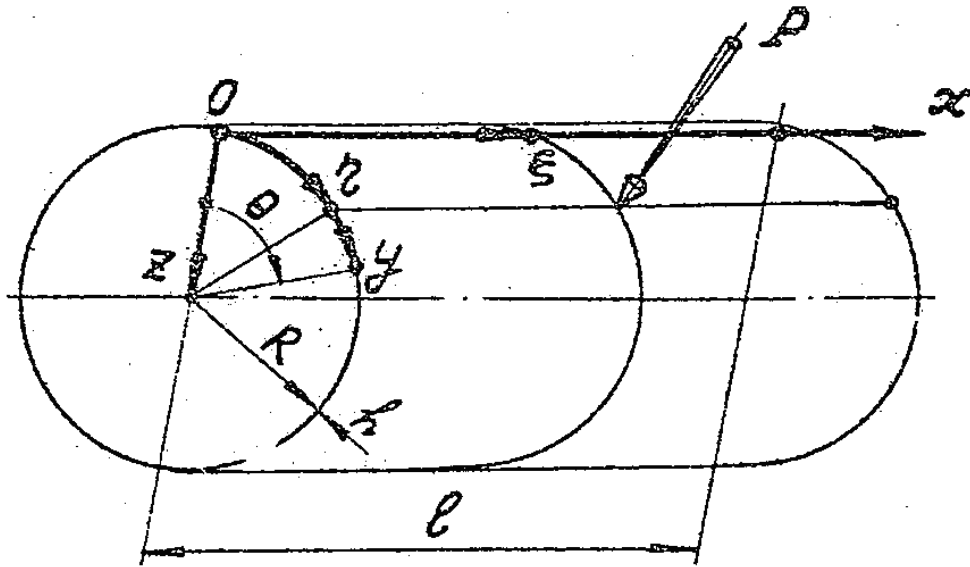


Рис. 1 - Сосредоточение усилия на цилиндрическую оболочку

По (1) для $\xi = \ell / 2$ и широкого набора параметров оболочек и сосредоточенных нагрузок получены результаты расчетов w , обработанные по методу наименьших квадратов они позволили получить выражения для w (вдоль линий $\theta = 0$ и $x = \ell / 2$) в виде полинома третьей степени:

для $\theta = 0$

$$w = \frac{P}{E^a} \gamma^{2+\delta} \beta^\alpha \sum_{h=0}^3 (-1)^h \frac{C_h}{K^1} |u|^{\hat{E}};$$

$$\text{где } -1 \leq u \leq 1; \quad u = \frac{x - \ell / 2}{a}; C_0 = 1$$

для $x = \ell / 2$

$$w = \frac{P}{E^a} \gamma^{2+\delta} \rho^2 \sum_{k=0}^3 (-1)^h \frac{C_k}{K^1} |\theta|^k$$

$$-1 \leq \Theta \leq 1; C_0 = 1; \delta = 0,211$$

C_h , β и δ - представлены в виде графиков в [2]. Таким образом задача расчета конструкций вида цилиндрических оболочек, подверженных действию различного рода локальных нагрузок (в краностроении – конвейерные, канатные барабаны, элементы несущих оболочковых конструкций и т.п.) сводится к решению интегрального уравнения вида

$$Y(x) = f(x) + \lambda \int_{-a}^{+a} \Theta(|x-t|) y(t) dt, \quad (2)$$

где ядро имеет вид

$$\Theta(x) = \sum_{k=0}^n \frac{C_k}{K'} |x|^k \quad (3)$$

Интегрируя (2) по частям, можно получить

$$y(x) = f(x) + \lambda \left\{ 2 \sum_{k=0}^n \Theta^{(2k+1)}(0) y_{2k+2}(x) + \sum_{k=0}^n (-1)^k y_{k+1}(a) \times \right. \\ \left. \times [\Theta^{(k)}(a+x) + \Theta^{(k)}(a-x)] \right\}, \quad (4)$$

где $y_0(x) = y(x)$, $\varphi_k^{(x)} = \int_0^x \varphi_{k-1}(t) dt$,

$$\varphi_k^{(-a)} = (-1)^k \varphi_k^{(a)}.$$

Пусть $T_k^{(x)} = (-1)^k [\Theta^{(k)}(a+x) + \Theta^{(k)}(a-x)]$,

$\Psi(s), F(s), \tau(s)$ – изображения функций $\varphi(x), f(x), T(x)$.

Из (4) получаем

$$\psi(s) = F(s) + \lambda \left\{ 2 \sum_{k=0}^n \Theta^{(2k+1)}(0) \frac{\Psi(s)}{s^{2k+2}} + \sum_{k=0}^n \tau_k(s) \varphi_{k+n}(a) \right\},$$

$$\psi(s) = \frac{F(s) + \alpha \lambda \sum_{k=0}^n \tau_k(s)}{1 - 2\lambda \sum_{k=0}^n \frac{\varphi_{k+1}(a)}{\frac{\Theta^{(2k+1)}(0)}{s^{2k+2}}}},$$

причем

$$2 \sum \frac{Q^{(2k+1)}(0)}{s^{2k+2}} \rightarrow Q(x) - Q(-x)$$

Пусть

$$\frac{1}{1 - 2\lambda \sum \frac{Q^{(2k+1)}(0)}{s^{2k+2}}} \rightarrow \omega(x),$$

тогда

$$\varphi(x) = f * \omega + 2\lambda \sum \varphi_k(a) \ell_k(x),$$

где $\ell_k(x) = T_k(x) * w(x)$ – свертка функций $T_k(x)$ и $w(x)$.

В конечном счете

$$\varphi_v(a) = \beta_v + 2\lambda \sum \varphi_k(a) \alpha_{k,v}, \quad \text{где}$$

$$\alpha_{k,v} = \int_0^a (\ell_k)_{v-1} dx; \beta_v = \int_0^a (f * \omega)_{v-1} dx.$$

Так как

$$\int_0^x f \cdot \omega dx = f \cdot \omega_1,$$

$$\text{то} \quad \alpha_{k,v} = \int_0^a T_k \cdot \omega_{v-1} dx; \quad \beta_v = \int_0^a t \cdot \omega_{v-1} dx.$$

Список литературы:

1. Вопросы прочности цилиндрических оболочек. Под ред. В.М. Даревского. М., Оборонгиз, 1960 г.
2. Радиальные перемещения цилиндрической оболочки при действии сосредоточенной силы. Ковальский Б.С., Кузьменко А.П. «Расчеты деталей машин и элементов сооружений», вып. 4, гл. 5. ХВКИУ, 1970 г.

Родионов Л.А. «Цилиндрическая оболочка под действием локальной нагрузки»

В статье рассматривается аппроксимация ядра с помощью полиномов, что значительно упрощает решение интегральных уравнений, к которым сводится формулировка задач о совместной работе цилиндрической оболочки с конструктивными элементами жесткости.

Родіонов Л. А. «Циліндрична оболонка під дією локального навантаження»

У статті розглядається апроксимація ядра за допомогою поліномів, що значно спрощує рішення інтегральних рівнянь, до яких зводиться формулювання завдань про спільну роботу циліндричної оболонки з конструктивними елементами жорсткості.

Rodionov L. «Cylindrical shell under an action the local loading»

In the article approximation of kernel is examined by polynomial, that simplifies the decision of integral equalizations to which definition of problems is taken about joint work of cylindrical shell with the structural elements of inflexibility considerably.

Родионов Л.А., Титов А.М.

РАСЧЕТ ОБОЛОЧКИ БАРАБАНА ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Конвейерный барабан представляет собой цилиндрическую оболочку с двумя жесткими лобовинами - дисками, установленными по торцам и закрепленными на валу.

Оболочку барабана можно считать тонкостенной, т.е. для расчета применять теорию тонких оболочек, т.к. для существующих наиболее толстостенных оболочек барабанов отношение (характерный параметр)

$$\gamma = a/h \geq 10;$$

(a - радиус, h - толщина оболочки)

Учитывая малое влияние напряженно-деформированного состояния типа краевого эффекта на достаточном расстоянии от краев, расчет проводится для случая цилиндрической оболочки с шарнирно опертыми краями. Такой подход резко упрощает решение задачи, так как позволяет использовать уже известные решения для цилиндрической оболочки при локальном нагружении. Вопрос о совместной работе цилиндрической оболочки с жестким торцевым диском должен решаться отдельно.

Натяжение бесконечно гибкой конвейерной ленты T создает радиальную нагрузку барабана

$$p = \frac{T}{2ca},$$

$2c$ - ширина ленты.

Натяжение T полагается равномерно распределенным по ширине ленты и переменным по дуге охвата оболочки лентой. Закон изменения нагрузки по дуге принят в форме зависимости Эйлера

$$T(\varphi) = T_0 e^{-f(\varphi + \beta_1)},$$

где T_0 - максимальное натяжение ленты (в набегающей ветви);

f - коэффициент трения ленты-поверхность барабана;

$2\beta_1$ - угол охвата барабана (рис. 1).

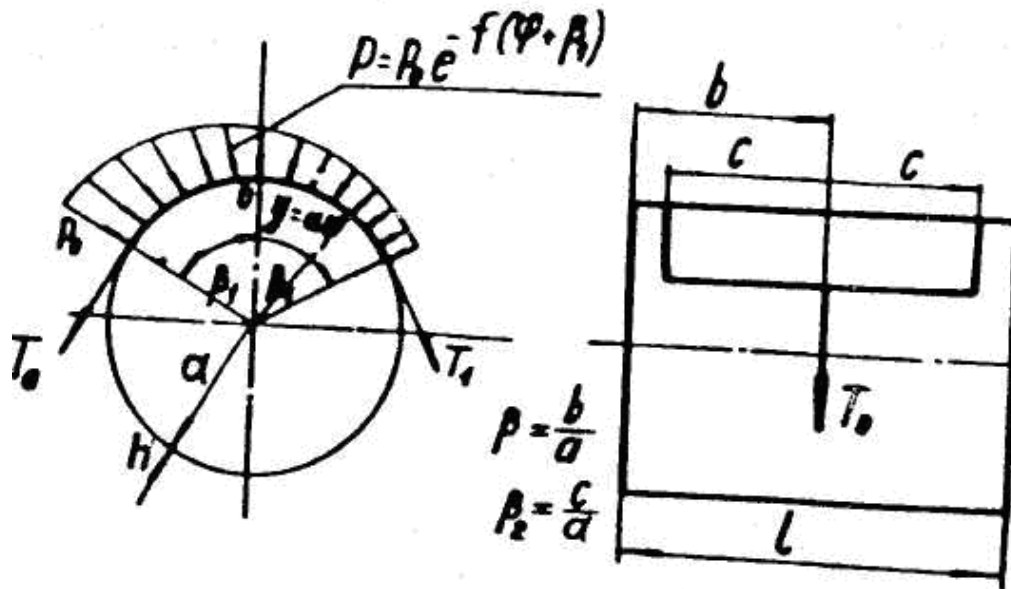


Рис. 1 – Нагрузка обичайки барабана

Основные дифференциальные уравнения и зависимости

Для решения задач о цилиндрической оболочке в общем случае нагружения применяется полная система дифференциальных уравнений в форме, предположенной Г. Рейсснером и рядом операций сведенная к одному дифференциальному уравнению 8-го порядка относительно прогиба W и двум соотношениям (для случая только радиальной нагрузки z) [1]

$$\nabla^8 W + \frac{12(1-\nu^2)}{a^2 h^2} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{2}{a^2} \left[\frac{\partial^6 w}{a^6 \partial \varphi^6} + (2+\nu) \frac{\partial^6 w}{a^2 \partial x^4 \partial \varphi^2} + (3+\nu) \frac{\partial^4 w}{a^4 \partial x^2 \partial \varphi^4} \right] = \frac{1}{D} \nabla^4 z; (1)$$

$$\nabla^4 u = \frac{\nu}{a} \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} - \frac{\partial^3 w}{a^3 \partial x \partial \varphi^2};$$

$$\nabla^4 \nu = (2+\nu) \frac{\partial^3 w}{a^2 \partial x^2 \partial \varphi} + \frac{\partial^3 w}{a^3 \partial \varphi^3},$$

где u , ν , w - перемещения в направлении осей x , $y(\varphi)$, z ;

ν - коэффициент Пуассона

$$\nabla^8 = \nabla^4 \nabla^4, \quad \nabla^4 = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{a^2 \partial \varphi^2} \right)^2; \quad D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} - \text{цилиндрическая жесткость}$$

оболочки, E - модуль упругости 1-го рода

Решение уравнения (1) ищется в виде

$$w = \sum_m \sum_n (w_{1mn} \cos m\varphi + w_{2mn} \sin m\varphi) \sin \frac{\lambda_n}{a} x; \quad (2)$$

$$z = \sum_m \sum_n (z_{1mn} \cos m\varphi + z_{2mn} \sin m\varphi) \sin \frac{\lambda_n}{a} x; \quad (3)$$

$$\text{где } \lambda_n = \frac{n\pi}{a}; \quad m = 0, 1, 2, 3, \dots; \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

$$\alpha = l/a; \quad l - \text{длина оболочки.}$$

Подставив (2) и (3) в (1), находим выражения для w и далее по известным зависимостям для остальных компонент напряженно-деформированного состояния (НДС) в форме рядов (2), (3) с неизвестными z_{jmn} ($j = 1, 2$).

z_{jmn} определяются по формулам обращения зависимости (3)

$$z_{1(2)mn} = \frac{2\Delta}{\pi a l} \iint_{(\sigma)} z \cos m\varphi (\sin m\varphi) \sin \frac{\lambda_n}{a} x d\sigma,$$

где σ - область нагружения оболочки

$$\Delta = \begin{cases} 1/2 & m = 0; \\ 1 & m = 1, 2, 3, \dots \end{cases}$$

Для случая барабана конвейера, нагруженного натяжением конвейерной ленты, радиальная нагрузка $p(x, \varphi) = p_0 e^{-f(\varphi + \beta_1)}$ (рис. 1).

С помощью формул обращения получены коэффициенты z_{jmn} разложения нагрузки $p(x, \varphi)$ в двойной ряд Фурье:

$$z_{1(2)mn} = A \varphi_{1(2)}(m) \psi(n),$$

$$A = \frac{4\Delta e^{-f\beta_1}}{\pi \alpha \beta_2}, \quad \varphi_1(m) = \frac{f \cos m\beta_1 8h f \beta_1 + m \sin m\beta_1 c h f \beta_1}{m^2 + f^2},$$

$$\psi_{(n)} = \frac{\sin \lambda_n \beta \sin \lambda_n \beta_2}{\lambda_n}; \quad \varphi_2(m) = \frac{m \cos m \beta_1 \operatorname{ch} f \beta_1 - f \sin m \beta_1 \operatorname{ch} f \beta_1}{m^2 + f^2}$$

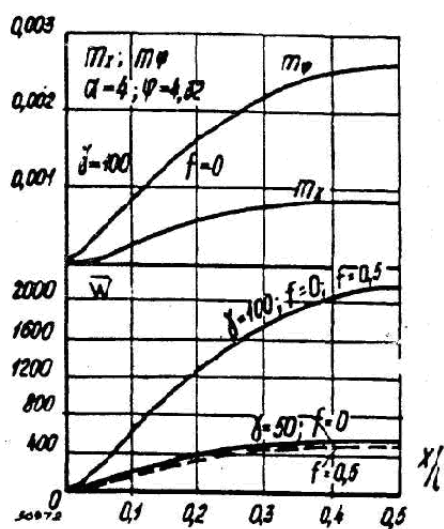
Вычисления и анализ.

Вычисления производились при

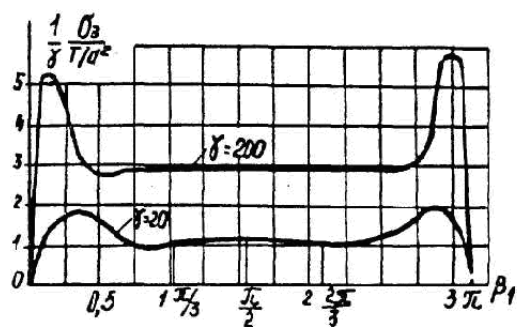
$$\alpha = 1, 2, 4; \quad \gamma = 20; 50; 100; 200;$$

$$\beta = 0.5\alpha; \quad \beta_1 = \pi/3, \pi/2, 2\pi/3;$$

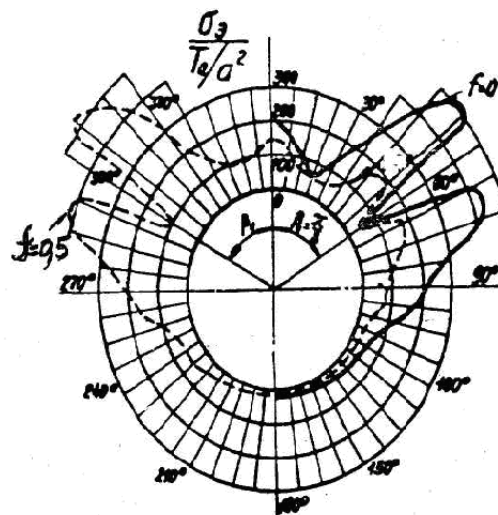
$$\beta_2 = 0.45\alpha; \quad f = 0; 0.1; 0.5.$$



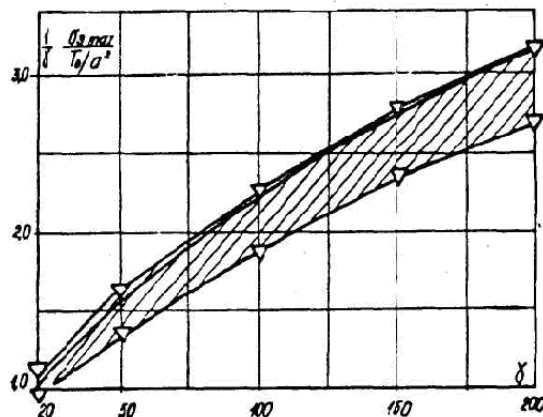
а)



б)



б)



г)

Рис. 2 – Результаты расчетов

Большой объем числовой информации дал возможность провести анализ результатов и сделать определенные выводы.

Зона максимальных напряжений в стенке оболочки- среднее сечение ($x/l = 0.5$ (рис. 2 а)). Изменение параметров γ, f (рис. 2 б), β_1 (рис. 2 в) и $\alpha \geq 4$ в

широких пределах практически не оказывает влияния на величину максимальных приведенных напряжений. Величина относительного максимального напряжения в оболочке $\sigma_{\text{э. max}} / \frac{T_0}{a^2}$ радиуса a , нагруженной лентой конвейера с входным тяговым усилием T_0 , коэффициентом сцепления ленты с поверхностью барабана f , углом охвата ленты $2\beta_1$, шириной ленты $\beta_2 = 0.45\alpha$, зависит в основном от параметра γ .

На рис. 2г представлена область значений величины $\frac{1}{\gamma} \frac{\sigma_{\text{э. max}}}{T_0 / a^2}$ вычисленной при различных $f, \beta_1, \alpha, \gamma$.

Обработка результатов вычислений дала возможность найти аналитическую зависимость для максимальных приведенных напряжений в виде:

$$\frac{\sigma_{\text{э. max}}}{T_0 / a^2} = 0,22\gamma^{3/2}, \quad (5)$$

Погрешность зависимости (5) не превышает 10%, что вполне приемлемо для инженерных расчетов.

Список литературы:

1. П.П. Бейлард. Напряжение от локальных нагрузок в цилиндрических сосудах давления.
2. Вопросы точности цилиндрических оболочек, Сб. переводов под ред. В.М. Даревского, Оборонгиз, 1960.

Родионов Л.А., Титов А.М. «Расчет оболочки барабана ленточных конвейеров»

В статье излагается решение задачи расчета цилиндрической оболочки конвейерных барабанов на основе полной системы уравнений общей теории

оболочек. Анализ результатов вычислений позволил получить простые выражения для максимальных приведенных эквивалентных напряжений в оболочке.

Родіонов Л. А., Титов А. М. «Розрахунок оболонки барабана стрічкових конвеєрів»

У статті викладається рішення завдання розрахунку циліндричної оболонки конвеєрних барабанів на основі повної системи рівнянь загальної теорії оболонок. Аналіз результатів обчислень дозволив одержати прості вираження для максимальних наведених еквівалентних напруг в оболонці.

Rodionov L., Titov A.M. «Calculation of shell of drum of band conveyers»

In the article the decision of task of calculation of cylindrical shell of conveyor drums is expounded on the basis of the complete system of equalizations of general theory of shells. The analysis of results of calculations allowed to get simple expressions for the maximal resulted equivalent tensions in a shell.

Мельниченко А.А., Титов А.М., Белецкая И.В.

К РАСЧЕТУ ОБОЛОЧЕК БАРАБАНОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Конвейерный барабан представляет собою цилиндрическую оболочку, внутри которой по торцам привариваются две жесткие лобовины-диски, закрепленные на валу (осях).

Расчет на прочность стенки барабана должен производиться по теории тонких длинных цилиндрических оболочек, так как даже для самых толстостенных барабанов характерный параметр

$$\gamma = \frac{R}{h} > 10 \text{ и } l = 2,5\sqrt{Rh},$$

где R, h – радиус и толщина стенки барабана;

l – длина.

Сложность уравнений общей теории тонкостенных оболочек, а также невозможность применения к расчету длинных цилиндрических оболочек достаточно простой безмоментной теории вызвала появление большого числа приближенных методов расчета.

Эти приближенные методы базируются на ряде гипотез, справедливых в тех или иных конкретных условиях.

В.З. Власовым была предложена приближенная, так называемая полубезмоментная теория цилиндрической оболочки, лишенная недостатков безмоментной теории и существенно проще, чем общая теория цилиндрической оболочки.

Полубезмоментная теория была развита В.З. Власовым на основе известных 3-х гипотез [1], в дальнейшем, однако, было показано, что эти

гипотезы не являются необходимыми [2], [3]. Вместо этого можно ввести лишь одну гипотезу о характере изменения всех функций (внутренних сил, перемещений) в окружном и продольном направлениях. А именно, следует предположить, что отношение скоростей изменения таково, что второй производной любой функции в направлении образующей (S_1) можно пренебречь по сравнению с ее второй производной в окружном направлении (S_2).

$$\left| \frac{\partial^2 f}{\partial S_1^2} \right| \leq \left| \frac{\partial^2 f}{\partial S_2^2} \right|$$

На основе этого предположения получаются практически те же расчетные формулы, что и на основе гипотез В.З. Власова.

Для круговой цилиндрической оболочки с постоянной толщиной стенки h в безразмерных координатах

$$\alpha = \frac{S_1}{R}; \quad \varphi = \frac{S_2}{R}.$$

Разрешающее дифференциальное уравнение полубезмоментной теории оболочки имеет вид:

$$\frac{\partial^4 \Phi}{\partial \alpha^4} + \frac{D}{R^2 E h} W_1 W_1 \Phi = \frac{R^3}{E h} F_1, \quad (1)$$

где $W_1(*) = \frac{\partial^4 (*)}{\partial \varphi^4} + \frac{\partial^2 (*)}{\partial \varphi^2}$ – оператор В.З. Власова;

$\Phi(\alpha, \varphi)$ – вспомогательная функция;

$F_1 = -\frac{\partial q_1}{\partial \alpha} + \frac{\partial q_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 q_3}{\partial \varphi^2}$ – функция нагрузки.

Выражения перемещений через функцию Φ :

$$u = \frac{\partial \Phi}{\partial \alpha} \frac{1}{R}; \quad V = -\frac{1}{R} \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi}; \quad W = \frac{1}{R} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \varphi^2}.$$

Усилия выражаются по формулам:

$$T_1 = \frac{Eh}{R^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \alpha^2}; \quad M_2 = -\frac{D}{R^3} W_1 \Phi;$$

$$T_2 = Rq_3 - \frac{D}{R^4} \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} (W_1 \Phi); \quad S = -\int_{\varphi} \frac{Eh}{R^2} \frac{\partial^3 \Phi}{\partial \alpha^3} d\varphi$$

Своеобразие уравнения (1) состоит в том, что оно имеет восьмой порядок по φ и только четвертый по безразмерной координате α . Поэтому с помощью полубезмоментной теории можно удовлетворить по четыре граничных условия на продольных кромках открытой оболочки (как в общей теории), но только по два условия на криволинейных кромках (как в безмоментной теории). Можно отметить, что полубезмоментную теорию легко обобщить для ортотропной оболочки, обладающей различными упругими свойствами в продольном и окружном направлениях. Для этого следует только в формулах под Eh понимать жесткость стенки при продольном растяжении, а под D – жесткость ее при цилиндрическом изгибе в окружном направлении.

Для замкнутой цилиндрической оболочки вспомогательную функцию Φ целесообразно представить в форме тригонометрического ряда по угловой координате φ :

$$\Phi = \sum_{K=1}^{\infty} \Phi_K^{(c)}(\alpha) \cos K\varphi + \sum_{K=1}^{\infty} \Phi_K^{(s)}(\alpha) \sin K\varphi$$

В это выражение не включен нулевой член ряда, соответствующий осесимметричной деформации оболочки, так как для осесимметричной деформации полубезмоментная теория неприменима (ввиду гипотезы об отсутствии окружных деформаций).

Функции $\Phi_K^{(c)}$ определяют напряженно-деформированное состояние, симметричное относительно образующей $\varphi = 0$, а функции $\Phi_K^{(s)}$ – кососимметричное.

Все внутренние и внешние силы и перемещения в зависимости от свойств их симметрии определяются разложениями; для симметричных величин (u , ω , T_1 , T_2 , M_2 , q_3)

$$f = \sum_{K=1}^{\infty} f_K^{(C)}(\alpha) \cos K\varphi + \sum_{K=1}^{\infty} f_K^{(S)}(\alpha) \sin K\varphi;$$

для кососимметричных величин (V , S , V_2)

$$\varphi = \sum_{K=1}^{\infty} \varphi_K^{(C)}(\alpha) \sin K\varphi - \sum_{K=1}^{\infty} \varphi_K^{(S)}(\alpha) \cos K\varphi.$$

Так как величины с верхним индексом (S) связаны между собою такими же зависимостями, как и величины с индексом (C), достаточно привести формулы только для случая симметричной относительно нулевого меридиана деформации. Каждая из функций $\Phi_K(\alpha)$ определяется обыкновенным дифференциальным уравнением

$$\frac{d^4 \Phi_K}{d\alpha^4} + K^4 (K^2 - 1)^2 \frac{D}{R^2 Eh} \Phi_K = F_1(K) \frac{R^3}{Eh}, \quad (2)$$

где (в случае только радиальной нагрузки q) $F_{1(K)} = -K^2 q_K$.

Для изотропной оболочки $\frac{D}{R^2 Eh} = \frac{1}{12(1-\nu^2)} \cdot \frac{h^2}{R^2}$,

Вводится обозначение $m_K^4 = \frac{K^4 (K^2 - 1)^2}{48(1-\nu^2)} \cdot \frac{h^2}{R^2}$, тогда уравнение (2) сведется к

виду

$$\frac{\partial^4 \Phi_K}{\partial \alpha^4} + 4m_K^4 \Phi_K = -K^2 q_K \frac{R^3}{Eh} \quad (3)$$

Общее решение этого уравнения

$$\Phi_K = \Phi_K^0 + C_1 K_1(m_K \alpha) + C_2 K_2(m_K \alpha) + C_3 K_3(m_K \alpha) + C_4 K_4(m_K \alpha),$$

здесь Φ_K^0 – частное решение неоднородного уравнения (3),

K_i ($i = 1, 2, 3, 4$) – функции А.Н. Крылова.

Амплитуды усилий, соответствующих K -му члену разложения

$$T_{1(K)} = \frac{Eh}{R^2} \frac{d^2 \Phi_K}{d\alpha^2}; \quad M_{2(K)} = -K^2 (K^2 - 1) \frac{D}{R^3} \Phi_K; \quad Q_{2(K)} = K^3 (K^2 - 1) \frac{D}{R^4} \Phi_K;$$

$$T_{2(K)} = Rq_K - K^4 (K^2 - 1) \frac{D}{R^4} \Phi_K; \quad S_{(K)} = \frac{1}{K} \left[-\frac{Eh}{R^2} \frac{d\Phi_K}{d\alpha^3} \right],$$

Амплитуды компонент перемещения

$$u_K = \frac{1}{R} \frac{d\Phi_K}{d\alpha}; \quad V_K = \frac{K}{R} \Phi_K; \quad \omega_K = -\frac{K^2}{R} \Phi_K.$$

Цилиндрическая оболочка под действием радиальной нагрузки, распределенной по прямоугольной площадке

Цилиндрический конвейерный барабан в условиях эксплуатации воспринимает усилия от натяжения конвейерной ленты. Это усилие может быть представлено радиальной нагрузкой, распределенной по определенному отпечатку на поверхности обечайки барабана и силами трения, касательными к поверхности. Ввиду малости касательными усилиями трения в расчетах обычно пренебрегают, учитывая влияние силы трения изменением нормального усилия в окружном направлении по дуге охвата барабана лентой по закону Эйлера. Интенсивность радиальной нагрузки в осевом направлении полагается

постоянной. Для случая расчета отклоняющих барабанов нагрузку полагают распределенной равномерно по всей площади нагружения с интенсивностью

$$q = \frac{T}{R},$$

где T – натяжение ленты.

Пусть нагрузка q , отнесенная к единице поверхности и распределенная по прямоугольнику, ограничена $\varphi = \pm\beta_1$ в окружном направлении и в осевом направлении – по всей длине оболочки.

Эта нагрузка может быть разложена как четная функция в ряд Фурье с периодом $L = 2\pi R$, так что

$$q(\varphi) = \frac{2q}{\pi} \sum_{K=1}^{\infty} \frac{1}{K} \sin K\beta_1 \cos K\varphi \quad (4)$$

Подставив (4) в (3), определяем частное решение Φ_K^0 , постоянные C_j определяются из удовлетворения граничных условий на торцах.

Список литературы:

1. Власов В.З. Общая теория оболочек М.-Л., ГТТИ, 1949.
2. Новожилов В.В. Теория тонких оболочек. Л. Судпромгиз, 1962.
3. Гольденвейзер А.Л. Теория упругих тонких оболочек, М., ГТТИ, 1953.

Мельничко А.А., Титов А.М., Белецкая И.В. «К расчету оболочек барабанов ленточных конвейеров»

На основе полубезмоментной теории В.З. Власова излагается метод решения задачи расчета барабанов ленточных конвейеров как длинных тонкостенных цилиндрических оболочек под действием осесимметричной

радіальної навантаження на площадці контакту конвеєрної ленти з обечайкою барабана.

Мельниченко О.А., Титов О.М., Білецька І.В. «До розрахунку оболонок барабанів стрічкових конвеєрів»

На основі напівбезмоментної теорії В.З. Власова викладається метод розв'язання задачі розрахунку барабанів стрічкових конвеєрів як довгих тонкостінних циліндричних оболонок під дією осі симетричного радіального навантаження на площадці контакту конвеєрної стрічки з обечайкою барабана.

Melnychenko A.A., Titov A.M., Belezkaya I.V. “To calculation drum covers of ribbon conveyors”.

On base of the Vlasov's halfmomentless theory the method of solution of problem of calculation of the ribbon conveyors drums as long thin-walled cylindrical covers under the action of axissymmetrical radial load to the area of contact conveyor belt with shell of drum is expounded.

Драгун С.В.

ОБ УПРОЩЕНИИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

При исследовании динамических процессов в механических системах весьма существенную роль играет построение математической модели оптимальной размерности, которая должна адекватно отражать необходимые динамические свойства исследуемой системы и быть по возможности простой. Наиболее распространенный подход к построению таких моделей заключается в учете максимального числа степеней свободы системы с последующим упрощением полученной модели и обеспечением динамической эквивалентности сложной исходной и упрощенной модели. Критерии эквивалентности могут быть различны и выбираются в зависимости от целей исследования. Одним из широко используемых критериев динамической эквивалентности является сохранение части спектра собственных частот исходной системы.

Существуют различные методы построения упрощенных моделей механических систем / 1 – 3 /. При исследовании свободных и вынужденных крутильных колебаний в силовых передачах транспортных машин наиболее целесообразным является применение методов, основанных на исследовании свойств линейных парциальных систем / 1 , 4 /. Эти методы достаточно просты, они позволяют сохранить основную структуру исходной модели и имеют ясный физический смысл. Рассмотрим получение этих методов исключения высоких частот с единых позиций.

Пусть система дифференциальных уравнений движения записана в виде

$$I \cdot \ddot{\vec{\varphi}} + K \cdot \vec{\varphi} = 0 \quad (1)$$

Здесь $\vec{\varphi}$ – n - мерный вектор обобщенных координат, в качестве которых используются углы поворота инерционных элементов; I – диагональная, K – симметрическая матрица размерности $n \times n$. Методы упрощения математических моделей с выделением парциальных систем основаны на использовании условия

$$\omega_i^2 = \frac{k_{i,i}}{I_{i,i}} \gg \lambda_{max}^2 \quad (2)$$

где ω_i парциальная частота i - й парциальной системы; $k_{i,i}$ и $I_{i,i}$ – соответствующие элементы матриц жесткости и инерции; λ_{max} - верхняя граница выделяемого участка спектра собственных частот.

Пусть условие (2) выполняется для $i = n$. Преобразуем систему (1), выделив компонент φ_n вектора $\vec{\varphi}$. Его первые $n - 1$ компоненты образуют вектор $\vec{\varphi}_1$. Получим

$$I_1 \ddot{\vec{\varphi}}_1 + K_1 \vec{\varphi}_1 + K_2 \varphi_n = 0;$$

$$I_{n,n} \ddot{\varphi}_n + K_3 \vec{\varphi}_1 + k_{n,n} \varphi_n = 0.$$

Здесь K_2 – матрица-столбец размерности $(n - 1) \times 1$, K_3 – матрица-строка размерности $1 \times (n - 1)$, K_1 – симметрическая матрица размерности $(n - 1) \times (n - 1)$, $k_{n,n}$ – соответствующий элемент матрицы K . Уравнение частот этой системы имеет вид

$$\text{Det}(K_1 - I_1 \lambda^2 - K_2 K_3 Z) = 0; \quad Z = (k_{n,n} - I_{n,n} \lambda^2)^{-1}.$$

Различное преобразование Z приводит к различным методам упрощения. На основании формальных математических соотношений и использовании условия (2)

$$Z = k_{n,n}^{-1} \left(1 - \frac{\lambda^2}{\omega_n^2} \right)^{-1} = k_{n,n}^{-1} \left(1 - \frac{\lambda_{max}^2}{\omega_n^2} \lambda_0^2 \right)^{-1} = k_{n,n}^{-1} (1 - \varepsilon \cdot \lambda_0^2)^{-1} \approx$$

$$\approx k_{n,n}^{-1} (1 + \varepsilon \cdot \lambda_0^2) = k_{n,n}^{-1} + k_{n,n}^{-2} I_{n,n} \lambda^2.$$

Здесь $\lambda_0 = \lambda / \lambda_{max}$ – безразмерная частота системы, ε – малый параметр.

После подстановки этого результата в уравнение частот получаем метод упрощения, изложенный в работе / 1 /

$$K^* = K_1 - K_2 K_3 k_{n,n}^{-1}, \quad I^* = I_1 + \text{diag}(K_2 K_3 k_{n,n}^{-2} I_{n,n}). \quad (3)$$

На основании физических соображений, аналогичных изложенным в / 3 /, имеет место преобразование

$$K_2 K_3 Z \approx K_2 K_3 k_{n,n} - E \cdot K_2 k_{n,n}^{-1} I_{n,n}.$$

Этому преобразованию соответствует метод упрощения

$$K^* = K_1 - K_2 K_3 k_{n,n}^{-1}, \quad I^* = I_1 - E \cdot K_2 k_{n,n}^{-1} I_{n,n}. \quad (4)$$

)

Полученные формулы (4) являются обобщением метода из / 3 / на случай дискретных разветвленных систем.

Из выражений (3) и (4) следует, что методы упрощения такого типа одинаково преобразуют структуру системы и значения упругих элементов. Преобразование значений инерционных элементов происходит по-разному. Их значения, полученные по методу (4), всегда выше значений, полученных по методу (3). Физический смысл этих методов упрощения заключается в распределении значения инерционного элемента, порождающего высокую собственную частоту, между ближайшими инерционными элементами и в последовательном соединении соответствующих упругих участков.

Из отмеченных выше особенностей методов упрощения следует, что можно построить и другие схемы упрощения, которые будут давать хорошие результаты. Например, можно усреднять распределение $I_{n,n}$ при различных методах

$$K^* = K_1 - K_2 K_3 k_{n,n}^{-1},$$

$$I^* = I_1 + \frac{1}{2} \text{diag}(k_{n,n}^{-1} (K_2 K_3 k_{n,n}^{-1} - E \cdot K_2) I_{n,n}). \quad (5)$$

Здесь, а также в формулах (3), сохраняются только диагональные элементы соответствующих матриц, в результате этого сохраняется структура исходной модели. Если силовая передача содержит дифференциальный редуктор, то матрица инерции будет недиагональной. Вследствие этого при преобразовании матрицы инерции следует удерживать соответствующие недиагональные элементы.

Список литературы:

1. Банах Л.Я. Уменьшение числа степеней свободы при исследовании многомерных систем. – Машиноведение, 1979, № 1, с. 21 – 26.
2. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок : В 5-ти т. – Л., Судостроение, 1970. Т. 1. – 216 с.
3. Ривин Е.И. Динамика привода станков. – М.: Машиностроение, 1966. – 204 с.

Драгун С.В. “Об упрощении математических моделей механических систем”.

В работе рассматривается алгоритм построения математических моделей крутильных колебаний механических систем минимальной размерности, которые в заданном частотном диапазоне адекватно отражают свойства исходной полной модели. Анализируется физическая сторона процесса построения упрощенных моделей.

Драгун С.В. “Про спрощення математичних моделей механічних систем”

В роботі розглядається алгоритм побудови математичних моделей крутильних коливань механічних систем мінімальної розмірності, які в заданому частотному діапазоні адекватно відбивають властивості початкової повної моделі. Аналізується фізична сторона процесу побудови спрощених моделей.

Dragun S.V. “About simplification of mathematical models of the mechanical systems”

The algorithm of construction of mathematical models of turning vibrations of the mechanical systems of minimum dimension, which in the set frequency range adequately reflect properties of initial complete model, is examined in work. The physical side of process of construction of the simplified models is analysed.

Иванов В.Н., Исьемини И.И., Седов И.Б.

ДИНАМИКА НАЕЗДА ПЕРЕДВИЖНЫХ КРАНОВ НА ТУПИКОВЫЙ УПОР

Актуальность

При эксплуатации передвижных кранов (мостового типа и башенных) вопросы защиты грузоподъемных кранов в концевых участках пути остаются весьма актуальными [1]. Известны случаи, когда вследствие угона крана ветром кран деформирует и сбивает тупиковые упоры. При этом могут иметь место падение грузоподъемного крана, разрушение его, а также человеческие жертвы. По материалам исследований большая часть аварий кранов происходит по причине применения неисправных тупиковых упоров или таких, которые не соответствуют типоразмеру крана.

Постановка проблемы

В настоящее время появляется все больше башенных кранов V и VI типоразмерных групп. Такие краны имеют бóльшую грузоподъемность, более высокий грузовой момент, более высокие скорости передвижения и, соответственно, обладают большей кинетической энергией, чем грузоподъемные краны III и IV типоразмерных групп.

Таким образом, необходимо знать величину энергии, которой обладает грузоподъемный кран с грузом на гибком подвесе при наезде на тупиковый упор для того, чтобы разработать такую защитную систему и такой энергоемкий тупиковый упор, которые бы выполняли свою функцию по остановке грузоподъемного крана и полностью гасили его кинетическую энергию.

Анализ исследований

Профессор Б.С. Ковальский в своих работах [2] писал, что выбор типа противоугольного устройства диктуется многими соображениями – режимом работы крана, его конструкцией, местными условиями, а также соображениями экономическими, стремлением упростить кран и удешевить его.

Решением данной проблемы и попыткой создания энергоемкого тупикового упора занимались многие ученые. Например, проф. А.В. Мартынов и др. создали противоугольное устройство грузоподъемного крана, основными составными частями которого были центробежный ограничитель скорости и профилированный упор [3]. Иваненко О.И. также предложил гравитационный тупиковый упор с использованием дополнительных роликовых опор, которые позволяют увеличить сопротивление движению практически на порядок [4].

Постановка задачи

Рассмотреть процесс наезда грузоподъемного крана с грузом на гибком подвесе на тупиковый упор. Разработать математическую модель движения крана с грузом.

Основной материал

Рассмотрим движение башенного крана массой M_k с грузом массой M_r (рис. 1). Вылет стрелы крана – L . Длина подвеса груза – h . Центр масс крана (без груза) C_k расположен на высоте h_c . Скорость движения крана V_k . Начальное положение крана – O .

Данная механическая система имеет две степени свободы. За обобщенные координаты выберем абсциссу x положения центра масс крана и угол φ отклонения груза от вертикали.

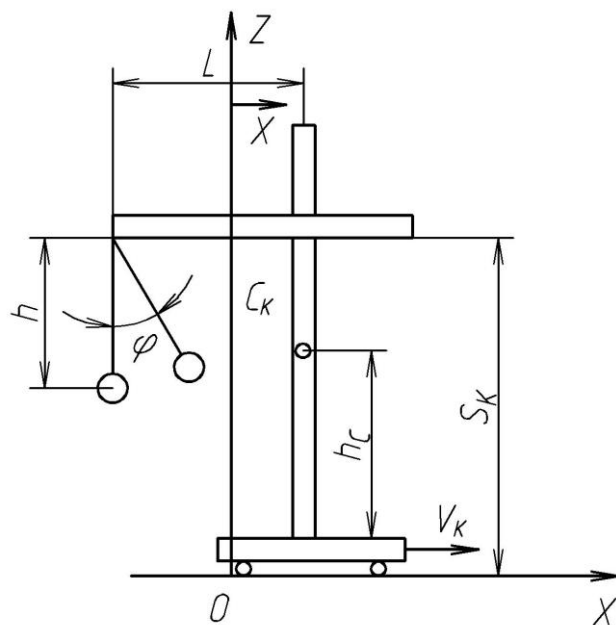


Рис. 1 – Схема движения крана

Составим дифференциальные уравнения крана и груза, используя уравнения Лагранжа второго рода, которые для данной механической системы имеют такой вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x, \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_{\varphi}, \quad (2)$$

где T – кинетическая энергия системы, состоящая из суммы кинетических энергий крана T_K и кинетической энергии груза T_G ;

Q_x, Q_{φ} – обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам x и φ соответственно.

Найдем кинетическую энергию системы $T = T_K + T_G$

Кран движется поступательно, поэтому

$$T_K = \frac{M_K V_K^2}{2} = \frac{M_K \dot{x}^2}{2} \quad (3)$$

Груз на подвесе совершает сложное движение.

Найдем абсолютную скорость груза: $\vec{V}_\Gamma^{ABC} = \vec{V}_\Gamma^{OT} + \vec{V}_K^{ПЕР}$. По теореме косинусов имеем (рис. 2):

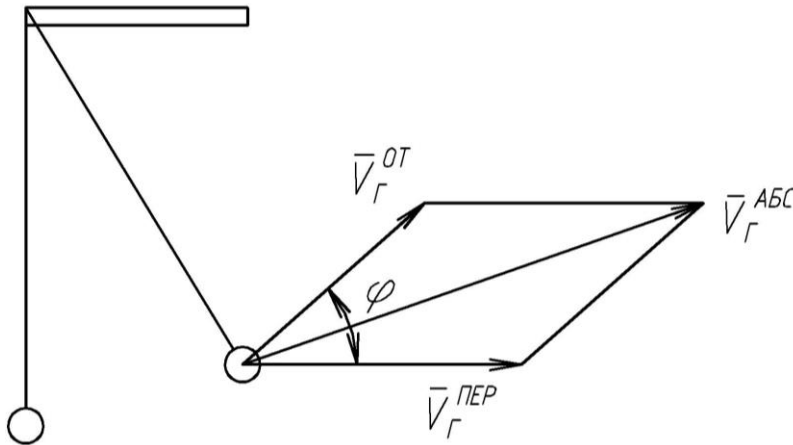


Рис. 2 – Схема скоростей движения груза

$$(\vec{V}_\Gamma^{ABC})^2 = (\vec{V}_\Gamma^{OT})^2 + (\vec{V}_K^{ПЕР})^2 + 2(\vec{V}_\Gamma^{OT})(\vec{V}_K^{ПЕР})\cos\varphi \quad (4)$$

Так как $V_{\dot{E}}^{\ddot{A}D} = \dot{x}$, $V_\Gamma^{OT} = \dot{\varphi}h$, подставив в формулу для кинетической энергии груза имеем

$$T_{\ddot{A}} = \frac{\dot{I}_{\ddot{A}} (V_{\ddot{A}}^{\ddot{A}\ddot{N}})^2}{2} = \frac{1}{2} \dot{I}_{\ddot{A}} \dot{\varphi}^2 h^2 + \frac{1}{2} M_{\ddot{A}} \dot{x}^2 + \dot{I}_{\ddot{A}} \dot{x} \dot{\varphi} h \cos\varphi \quad (5)$$

Таким образом,

$$T = \frac{1}{2} (\dot{I}_{\ddot{A}} + \dot{I}_{\ddot{K}}) \dot{x}^2 + M_{\ddot{A}} \dot{x} \dot{\varphi} h \cos\varphi + \frac{1}{2} M_{\ddot{A}} \dot{\varphi}^2 h^2 \quad (6)$$

Потенциальная энергия системы

$$\Pi = M_{\Gamma} g(S_K - h \cos \varphi) + M_K g h_C \quad (7)$$

Выразим величины, входящие в уравнения (6) и (7):

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = (M_{\bar{A}} + \dot{I}_{\bar{E}}) \dot{x} + \dot{I}_{\bar{A}} \dot{\varphi} h \cos \varphi, \quad (8)$$

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) = (M_{\bar{A}} + \dot{I}_{\bar{E}}) \ddot{x} + \dot{I}_{\bar{A}} \ddot{\varphi} h \cos \varphi - M_{\bar{A}} \dot{\varphi}^2 h \sin \varphi, \quad (9)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \dot{I}_{\bar{A}} \dot{x} h \cos \varphi + M_{\bar{A}} \dot{\varphi} h^2, \quad (10)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = \dot{I}_{\bar{A}} \ddot{x} h \cos \varphi + M_{\bar{A}} \ddot{\varphi} h^2 - M_{\bar{A}} \dot{x} \dot{\varphi} h \sin \varphi, \quad (11)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (12)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = -M_{\bar{A}} \dot{x} \dot{\varphi} h \sin \varphi, \quad (13)$$

$$Q_x = -\frac{\partial \Pi}{\partial x} = 0, \quad (14)$$

$$Q_{\varphi} = -\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = -M_{\Gamma} g h \sin \varphi. \quad (15)$$

Подставляя найденные выражения в исходные дифференциальные уравнения, получим

$$\left. \begin{aligned} (M_{\bar{A}} + \dot{I}_{\bar{E}}) \ddot{x} + \dot{I}_{\bar{A}} \ddot{\varphi} h \cos \varphi - M_{\bar{A}} \dot{\varphi}^2 h \sin \varphi &= 0 \\ \dot{I}_{\bar{A}} \ddot{X} h \cos \varphi + M_{\bar{A}} \ddot{\varphi} h^2 + M_{\bar{A}} g h \sin \varphi &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (16)$$

Интегрируя эти уравнения при следующих начальных условиях $t = 0, \dot{x} = 0, \dot{\varphi} = \frac{V_K}{h}, x_0 = 0, \varphi_0 = 0$ и полагая угол φ малым $\sin \varphi \approx \varphi, \cos \varphi \approx 1$, получаем

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{V_K}{hk} \sin kt \\ X &= M_{\bar{A}} \frac{V_K}{h} t - \frac{M_{\bar{A}} h}{M_{\bar{A}} + M_K} \frac{V_K}{hk} \sin kt \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

где

$$k^2 = \frac{M_{\Gamma} h g}{M_{\Gamma} h^2 - \frac{M_{\Gamma}^2}{M_{\Gamma} + M_K} h^2}. \quad (18)$$

Вывод.

Получены уравнения движения грузоподъемного крана с грузом на гибком подвесе при наезде на тупиковый упор. Эти уравнения могут быть использованы при оценке влияния подвешенного груза на процесс остановки кранов в тупиковых участках пути, а также при оценке энергоемкости тупиковых упоров различных грузоподъемных кранов (башенных и мостового типа).

Список литературы:

6. ДНАОП 0.00-1.03-02 Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. – Харьков: ФОРТ, 2002. – 416 с.
7. Ковальский Б.С. Грузоподъемные машины. Передвижение кранов, Харьков, 1963.

8. Мартинов А.В., Дейнега В.І., Иванов В.М., Иваненко О.І., Нікішкін Ю.А. Патент UA 25623 А.
9. Иваненко О.І. Удосконалення захисних протиугінних систем вантажопідіймальних кранів // Подъемные сооружения. Специальная техника. 2002, № 1–2 с. 16-17.

Иванов В.Н., Исьемини И.И., Седов И.Б. «Динамика наезда передвижных кранов на тупиковый упор»

В работе рассматривается процесс наезда грузоподъемного крана с грузом на гибком подвесе на тупиковый упор. Получены уравнения движения грузоподъемного крана, которые могут быть использованы при оценке влияния подвешенного груза на процесс остановки кранов в тупиковых участках пути, а также при оценке энергоемкости тупиковых упоров различных грузоподъемных кранов (башенных и мостового типа).

Ключевые слова:

Иванов В.М., Ісьєміні І.І., Сєдов І.Б. «Динаміка наїзду пересувних кранів на тупиковий упор»

У роботі розглянуто процес наїзду вантажопідійомного крана з вантажем на гнучкому підвісі на тупиковий упор. Отримано рівняння руху вантажопідійомного крана, які можуть бути використані при оцінці впливу підвішеного вантажу на процес зупинки кранів у тупикових ділянках шляху, а також при оцінці енергоемності тупикових упорів різних вантажопідійомних кранів (баштових і мостового типу).

Ключові слова:

Ivanov V.N., Isyemini I.I., Sedov I.B. “Dynamics of a tripping-over of the portable cranes to the track buffer stop”

In this article is researched the process of a tripping-over of the hoisting crane with a load at the flexible suspension to the track buffer stop. Are received the

equations of motion of the hoisting crane, which can be used for the estimation of the influence of the hooking load to the process of stopping of the hoisting cranes in the dead-end siding of a track section, and also for the estimation of duty of the track buffer stops of different hoisting cranes (of a tower and overhead type).

Key words:

Нестеров А.П., Осипова Т.Н.

УПРОЩЕНИЕ МНОГОМАССОВЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С УПРУГО-ВЯЗКИМИ СВЯЗЯМИ

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В технической литературе по динамике машин [1, 2, 3, 4, 5, 6 и др.] рассматривается приведение сложных многомассовых механических систем с упругими связями к упрощенным системам. Приведение проводится по параметрам жесткости, податливости упругих звеньев и инерционности дискретных и распределенных масс. Вопросы же упрощения многомассовых систем по параметрам диссипации ранее не рассматривались.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

Цель исследований — определение закономерностей приведения пятимассовой системы шахтного подъемника с демпфирующими устройствами к трехмассовой системе.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ

На рис. 1 показана крутильная динамическая эквивалентная схема пятимассовой системы канатного подъемника с упруго-вязкими связями, а на рис. 2 — трехмассовой [6, 7].

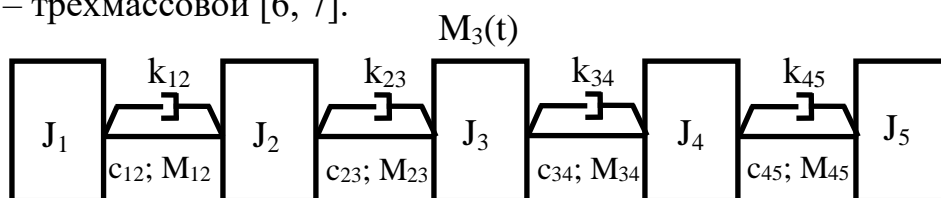


Рис. 1 – Крутильная динамическая схема клетевой канатной подъемной установки с качающимися площадками и упруго-вязкими вставками:

c_{12} , c_{45} – жесткости упруго-вязких вставок; c_{23} , c_{34} , – жесткости соответственно короткого и длинного канатов; J_1 , J_5 – моменты инерции дискретных масс груженных клетей с учетом массы канатов; J_3 – суммарный момент инерции барабана, редуктора и роторов электродвигателей; J_2 , J_4 – моменты инерции дискретных масс прицепных устройств; $k_{12} = k_{45} = k$ – диссипативные коэффициенты упруго-вязких вставок; k_{23} , k_{34} – диссипативные коэффициенты соответственно короткого и длинного канатов; $M_3(t)$ – приведенный, постоянный, мгновенно приложенный к барабану момент двигателей; M_{12} и M_{45} – моменты сил упругости в упруго-вязких вставках; M_{23} и M_{34} – упругие моменты в канатах

Ниже приведена динамическая трехмассовая система, эквивалентная пятимассовой.

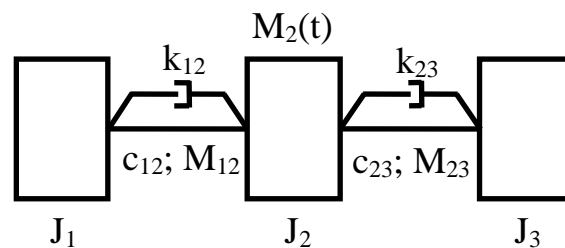


Рис. 2 - Расчетная, приведенная к валу барабана, трехмассовая крутильная динамическая схема канатного подъемника с упруго-вязкими вставками: c_{12} , c_{23} – крутильные жесткости соответственно короткой и длинной ветвей канатов; J_1 , J_3 – приведенные моменты инерции дискретных масс клетей с учетом массы канатов; J_2 – суммарный момент инерции барабана, редуктора и роторов электродвигателей; k_{23} , k_{23} – диссипативные коэффициенты ветвей канатов; $M_2(t)$ – приведенный к барабану момент электродвигателей; M_{12} и M_{23} – упругие моменты в ветвях канатов

Крутильные колебания пятимассовой системы (см. рис. 1) при приложении внешнего момента к барабану при разгоне подъемной машины описываются следующей системой обыкновенных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами (1) [6, 7]:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{M}_{12} + k_{12} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) \dot{M}_{12} + \beta_{12}^2 M_{12} - \frac{c_{12} k_{23}}{c_{23} J_2} \dot{M}_{23} - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23} &= 0; \\ \ddot{M}_{23} + k_{23} \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right) \dot{M}_{23} + \beta_{23}^2 M_{23} - \frac{c_{23} k_{12}}{c_{12} J_2} \dot{M}_{12} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12} - \frac{c_{23} k_{34}}{c_{34} J_3} \dot{M}_{34} - \frac{c_{23}}{J_3} M_{34} &= -\frac{c_{23}}{J_3} M_3(t); \\ \ddot{M}_{34} + k_{34} \left(\frac{1}{J_3} + \frac{1}{J_4} \right) \dot{M}_{34} + \beta_{34}^2 M_{34} - \frac{c_{34} k_{23}}{c_{23} J_3} \dot{M}_{23} - \frac{c_{34}}{J_3} M_{23} - \frac{c_{34} k_{45}}{c_{45} J_4} \dot{M}_{45} - \frac{c_{34}}{J_4} M_{45} &= -\frac{c_{34}}{J_3} M_3(t); \\ \ddot{M}_{45} + k_{45} \left(\frac{1}{J_4} + \frac{1}{J_5} \right) \dot{M}_{45} + \beta_{45}^2 M_{45} - \frac{c_{45} k_{34}}{c_{34} J_4} \dot{M}_{34} - \frac{c_{45}}{J_4} M_{34} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $\beta_{12} = \sqrt{\tilde{n}_{12} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)}$; $\beta_{23} = \sqrt{\tilde{n}_{23} \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right)}$; $\beta_{34} = \sqrt{\tilde{n}_{34} \left(\frac{1}{J_3} + \frac{1}{J_4} \right)}$; $\beta_{45} = \sqrt{\tilde{n}_{45} \left(\frac{1}{J_4} + \frac{1}{J_5} \right)}$.

Для трехмассовой системы (см. рис. 2) – уравнениями (2):

$$\left. \begin{aligned} \ddot{M}_{12} + k_{12} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) \dot{M}_{12} + \beta_{12}^2 M_{12} - \frac{c_{12} k_{23}}{c_{23} J_2} \dot{M}_{23} - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23} &= -\frac{\tilde{n}_{12}}{J_2} M_2(t); \\ \ddot{M}_{23} + k_{23} \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right) \dot{M}_{23} + \beta_{23}^2 M_{23} - \frac{c_{23} k_{12}}{c_{12} J_2} \dot{M}_{12} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12} &= -\frac{c_{23}}{J_3} M_2(t). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

При упрощении рассматриваемой пятимассовой системы выполним следующее:

1. Пренебрегаем массой прицепных устройств.
2. Суммируем последовательно соединенные податливости канатов и упруго-вязких вставок [6].
3. Распределенную массу канатов приводим от узла колебаний первой формы к близлежащим дискретным массам [6].
4. Диссипативные силы в канатах не учитываем.

Оценку адекватности пятимассовой и трехмассовой систем по диссипативным силам проводим по коэффициентам динамичности канатов без учета в них внутренних сил трения. Рассматриваем случай приложения внешнего

момента к барабану для клетьевого подъемника, оборудованного качающимися площадками.

Коэффициенты динамичности в канатопроводе «барабан - клеть» для трехмассовой и пятимассовой систем при одинаковых коэффициентах диссипации будут отличаться из-за различной величины деформации упруго-вязких вставок этих систем. Для приведения диссипативных сил пятимассовой системы к трехмассовой введем коэффициент неравномерности γ , который равен отношению коэффициентов динамичности пятимассовой системы к трехмассовой при одинаковых значениях коэффициентов диссипации упругих связей.

В табл. 1 приведены коэффициенты динамичности и неравномерности рассматриваемых систем при жесткости упруго-вязкой вставки равной 0,8 жесткости длинного каната.

Таблица 1 – Коэффициенты динамичности μ_3 и μ_5 и неравномерности γ упруго-вязких вставок шахтного подъемника в зависимости от коэффициента диссипации упруго-вязких вставок

k	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
μ_3 (трехмассовая схема)	2,6	2,023	1,81	1,63	1,5	1,37	1,28	1,99	1,14	1,09	1,05	1,02	1	1	1	1
μ_5 пятимассовая схема)	2,49	2,15	2,07	1,99	1,93	1,87	1,86	1,83	1,81	1,8	1,79	1,76	1,76	1,76	1,77	1,78
$\gamma = \frac{\mu_5}{\mu_3}$	0,96	1,06	1,1	1,22	1,3	1,37	1,45	1,52	1,59	1,66	1,71	1,72	1,76	1,76	1,77	1,78

Данные, приведенные в табл. 1, представлены в виде графиков на рис. 3.

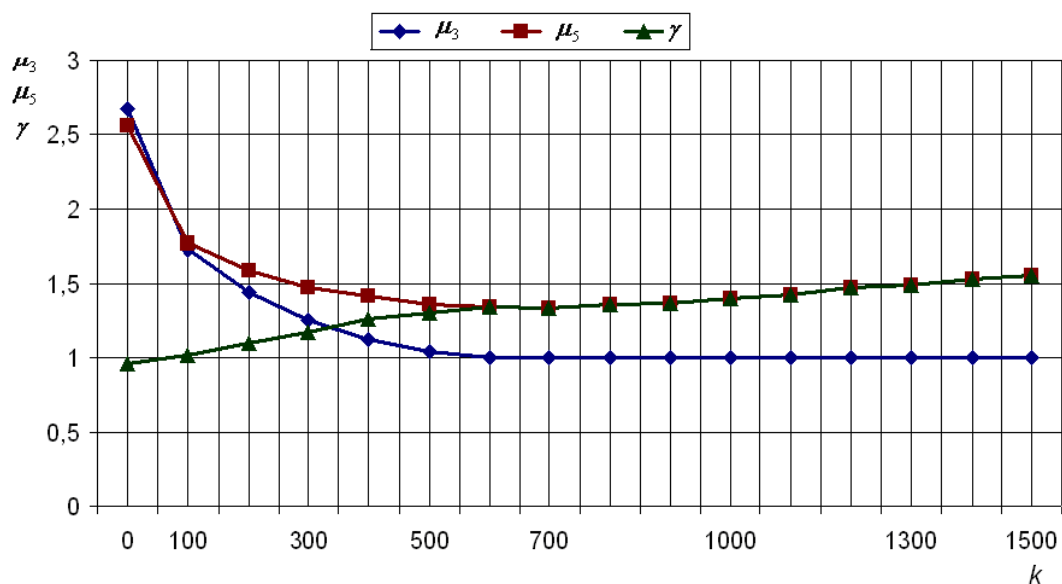


Рис. 3 – Графики коэффициентов динамичности и неравномерности короткого каната для пяти- и трехмассовых схем

Из табл. 1 и графиков рис. 3 видно, что коэффициенты динамичности для обеих систем максимальные при малом коэффициенте диссипации, затем они достигают минимума при увеличении k . Для пятимассовой системы коэффициент динамичности возрастает с увеличением диссипации упруго-вязкой вставки.

Связь между двумя рассматриваемыми системами определяется коэффициентом неравномерности γ , график которого представлен на рис. 3. Коэффициент неравномерности может быть выражен аналитической зависимостью через коэффициент диссипации k для различных значений α (см. табл. 2), где α – отношение жесткости упруго-вязкой вставки к жесткости длинного каната

Таблица 2 – Формулы для определения $\gamma = f(k)$.

№ п/п	α	k	Короткий канат	Длинный канат
			$\gamma(k) = C_0 \cdot k^{C_1} + C_2$	
1	0,8	0-600	$\gamma(k) = 1.415 \cdot 10^{-3} \cdot k^{0.885} + 0.953$	$\gamma(k) = 0.015 \cdot k^{0.579} + 0.987$
2	1,4	0-800	$\gamma(k) = 1.966 \cdot 10^{-3} \cdot k^{0.841} + 0.955$	$\gamma(k) = 0.21 \cdot k^{0.528} + 1$
3	2,7	0-1000	$\gamma(k) = 2.001 \cdot 10^{-3} \cdot k^{0.85} + 0.96$	$\gamma(k) = 0.27 \cdot k^{0.499} + 0.977$
4	4	0-1200	$\gamma(k) = 3.681 \cdot 10^{-3} \cdot k^{0.768} + 0.944$	$\gamma(k) = 0.3 \cdot k^{0.484} + 0.963$

Анализируя данные табл. 2, можно сделать вывод, что изменения коэффициента неравномерности γ описываются степенной функцией вида $\gamma(k) = C_0 \cdot k^{C_1} + C_2$ в диапазоне $\alpha = 0,8 \dots 4$ и $k = 0 \dots 1200$. Погрешность вычислений лежит в пределах 1 ... 2 %.

ВЫВОДЫ

1. В работе установлено, что коэффициенты динамичности для пяти- и эквивалентной трехмассовой систем различны при одинаковых коэффициентах диссипации упруго-вязких вставок.
2. Найдены аналитические выражения для $\gamma(k)$, устанавливающие связь между коэффициентами динамичности рассматриваемых систем при одинаковых коэффициентах диссипации k .
3. Для шахтного канатного клетьевого подъемника с качающимися площадками в диапазоне $\alpha = 0,8 \dots 4$ и $k = 0 \dots 1200$ аналитическое выражение описывается степенными функциями одного вида $\gamma(k) = C_0 \cdot k^{C_1} + C_2$ с различными, но близкими по величине коэффициентами C_0, C_1, C_2 .
4. Найдя коэффициенты динамичности для упрощенной трехмассовой системы μ_3 , определяем коэффициенты динамичности для сложной пятимассовой системы по формуле $\mu_5 = \gamma \cdot \mu_3$ для того же значения k .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами. – М.: Машгиз, 1959. – 146 с.
2. Тимошенко С.П., Янч Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
3. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наук. Думка, 1986. – 285 с.

4. Степанов А.Г. Динамика шахтных подъёмных установок. – Пермь: УРО РАН, 1994. – 263 с.
5. Ловейкин В.С., Нестеров А.П. Динамическая оптимизация подъемных машин. – Луганск: Вид-во СЛУ, 2002. – 368с.
6. Федорова З.М., Лукин И.Ф., Нестеров А.П. Подъемники. – Киев: Вища школа, 1976. – 296 с.
7. Нестеров А.П., Осипова Т.Н. Оптимизация параметров жесткости и диссипации ветвей канатов подъемной установки // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 1/5 (31) 2008. С. 27 – 30.

Нестеров А.П., Осипова Т.Н. «Упрощение многомассовых механических систем с упруго-вязкими связями»

В статье находится аналитическая зависимость, связывающая коэффициенты динамичности пяти- и трехмассовой систем при одинаковых коэффициентах диссипации в упруго-вязких вставках.

Ключевые слова: трехмассовая система, упруго-вязкие связи, коэффициент диссипации, коэффициент динамичности.

Нестеров А.П., Осипова Т.Н. «Спрощення многомассових механічних систем із пружно - в'язкими зв'язками»

У статті перебуває аналітична залежність, що зв'язує коефіцієнти динамічності п'яти- і трьохмасовій систем при однакових коефіцієнтах дисипації в пружно - в'язких вставках.

Ключові слова: трьохмасова система, пружно - в'язкі зв'язки, коефіцієнт дисипації, коефіцієнт динамічності.

Nesterov A.P., Osypova T.N. «Simplification of the multimass mechanical systems with resiliently-viscid connections»

In the article there is analytical dependence linking the coefficients of dynamic quality of five- and three-mass systems at the identical coefficients of dissipation in the resiliently-viscid insertions.

Key words: three-mass system, resiliently-viscid connections, coefficient of dissipation, coefficient of dynamic quality.

NOVEL CMAC NEURAL NETWORK BASED ROBOT INTELLIGENT CONTROL

1. Introduction

Numerous robot control schemes have been studied during the past decade, one approach involves using a dynamic model of the robot to calculate the joint driving torques for the specified trajectory. However, generally speaking, it is difficult to derive an accurate dynamic model for the controlled robot since there exist some unknown factors (such as uncertainty and parameter variation), so the scheme of calculated torque controllers can not always provide satisfactory result [1, 2].

As is well known, Robotic manipulator with multi-joints are very complex control problem due to the model uncertainty and the external disturbances, in practice, it is impossible to obtain their accuracy relationship functions. Therefore, the independent joint control system of direct-drive robot with conventional control methods cannot give satisfactory performance. Although the methods of variable-structure control, adaptive control and fuzzy control have improved the control performance, they cannot be used easily in practice because they rely on the detailed mathematical model of the robot [3, 4].

Recently there are many discussions on the use of neural networks in robot control. This paper proposes a type of efficient intelligent control method of robotic joint based on a novel CMAC-type neural network. the implementation of the controller needs no robot model knowledge. This feature enable the robot to perform fast tracking tasks with high performance, the simulation results verify that the control strategy is effective.

2. DYNAMICS OF ROBOTIC JOINT

A. Continuous Dynamic Model of Robotic Joint

The controlled plant is a robotic manipulator with two joints: shoulder joint and elbow joint. The aim is to design the joint controller to perform fast tracking task. The dynamic model of the two joints in continuous form are respectively described as:

$$(1,19 + 0,31C_2)\ddot{q}_1 + (0,13 + 0,15C_2)\ddot{q}_2 - 0,31S_2\dot{q}_1\dot{q}_2 - 0,15S_2(\dot{q}_2)^2 + 5,25\sqrt{|\dot{q}_1|}\text{sgn}(\dot{q}_1) = \tau_{1E} \quad (1)$$

$$(0,13 + 0,15C_2)\ddot{q}_1 + 0,32\ddot{q}_2 - 0,15S_2\dot{q}_1^2 + (3,72 - 2,08\sqrt{|\dot{q}_1|})\text{sgn}(\dot{q}_2) = \tau_{2E} \quad (2)$$

where τ_{1E} and τ_{2E} are respectively the applied driving torques for shoulder and elbow; \ddot{q}_1 and \dot{q}_1 the shoulder joint acceleration and velocity; \ddot{q}_2 , \dot{q}_2 and q_2 the elbow joint acceleration, velocity and position, and $C_1 = \cos q_1$, $C_2 = \cos q_2$, $S_1 = \sin q_1$, $S_2 = \sin q_2$.

B. Discrete Dynamic Model of Robotic Joint

For the control algorithm is implemented by computer, according to Eq.1 and Eq.1, when we choose sampling time $t_s = 0.06s$, we can respectively conclude the dynamic models of the shoulder joint and elbow joint in discrete form as follows:

$$\begin{aligned} q_1(k) = & (0.31 * \sin q_2(k-2)(q_1(k-1) - q_1(k-2))(q_2(k-1) - q_2(k-2))/0.06^2 + \\ & + 0.15 \sin q_2(k-2)(q_2(k-1) - q_2(k-2))^2 / 0.06^2 - \\ & - 5.25\sqrt{|(k-1) - q_1(k-2)|} / 0.06 \times \\ & \times (q_2(k) - 2q_2(k-1) + q_2(k-2) / 0.06^2) \cdot 0.05^2 / \\ & / (1.19 + \cos q_2(k-2)) + 2q_1(k-1) - q_1(k-2) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} q_2(k) = & -\left(3.72 - 2.08\sqrt{|q_1(k-1) - q_1(k-2)| / 0.05}\right) \cdot \text{sign}(q_2(k-1) - q_2(k-2)) / 0.05 + \\ & + 0.15 \sin q_2(k-2)(q_1(k-1) - q_1(k-2))^2 / 0.05^2 - (0.13 + 0.15 \cos q_2(k-2)) \times \\ & \times (q_1(k) - q_1(k-1) + q_1(k-2) / 0.05^2) * 0.05^2 / 0.32 + 2q_2(k-1) - q_2(k-2) \tau_{1E}(k-2) \end{aligned} \quad (4)$$

According to Eq.3 and Eq.4, we can conclude the inverse dynamic model of the joint in discrete forms as

$$\tau_{1E}(k) = f_1(q_1(k), q_1(k-1), q_1(k-2), q_2(k), q_2(k-1), q_2(k-2)) \quad (5)$$

$$\tau_{2E}(t) = f_2((q_1(k), q_1(k-1), q_1(k-2), q_2(k), q_2(k-1), q_2(k-2))) \quad (6)$$

3. Robotic joint intelligent control scheme based on FFI-AMS neural network

As described by Eq.5 and Eq.6, $f_1(\cdot)$ and $f_2(\cdot)$ respectively represent nonlinear functions describing the corresponding inverse robot dynamics of shoulder joint and elbow joint, however, the two relationship functions are very complex due to the model uncertainty and the external disturbances, moreover, there exists strong between the robotic joint, so the scheme based on accurate mathematic model is not feasible, we present a intelligent control scheme of the robot joint.

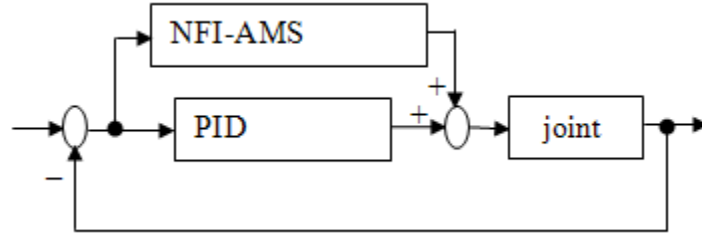


Fig. 1 – Block of intelligent control scheme

The control scheme includes two main parts: NFI-AMS -based intelligent controller and PD controller. The former is used as a feed forward unit in parallel with the later which is used as a feedback unit, The control block diagram is shown in Fig.1. The NFI-AMS is used to learn the inverse dynamic model of the robot joint and calculate the driving torques required to follow the desired trajectory exactly. In fact, the FFI-AMS-based controller plays even more important role during the whole control process [5].

However, the functions $f_1(\cdot)$ and $f_2(\cdot)$ are difficult to be determined accurately in practice [6], and the involved complex computations are uneasy to be implemented as an essential part of real-time controller. As described in Section 1, the NFI-AMS has a strong ability of approximating any function relationship, just based on this point, we apply NFI-AMS to learn the function relations described by Eq.5 and Eq.6. The NFI-AMS is used to predict the driving torques required to follow a desired

trajectory, There exist two independently NFI-AMS (NFI-AMS 1 and NFI-AMS 2) served as feed forward units in parallel with respective PD controllers in the manipulator control system, which is shown in Fig.1.

The NFI-AMS – based robot joint intelligent control method is proposed as following formula.

$$u = u_{NFI-AMS} + u_{PID} \quad (7)$$

where $u = u_{NFI-AMS}$ represents the control signal of NFI-AMS _based controller, and u_{PID} he control signal of PID controller.

4. Design of NFI-AMS_based controller

A. Newton's Forward Interpolation Based Associative Memory System (NFI-AMS)

In order to reduce the computational effort, it is necessary to develop an implicit expression, in which all the discrete differences (instead of the function values themselves) of $f(s_1, s_2, \dots, s_N)$ are directly used in the interpolation algorithm.

A N -variable high-order polynomial function can be approximated by

$$\begin{aligned} f(s_1, s_2, \dots, s_N) &= \varphi_\mu(s_1, s_2, \dots, s_N) + R_\mu(s_1, s_2, \dots, s_N) \approx \\ &\approx \varphi_\mu(s_1, s_2, \dots, s_N) = \sum_{l_1+l_2+\dots+l_N=0}^{\mu} C_{l_1, l_2, \dots, l_N} \Delta^{(l_1, l_2, \dots, l_N)} f(s_1, s_2, \dots, s_N) \end{aligned} \quad (8)$$

It can be easily proved that total number c_{l_1, l_2, \dots, l_N} is

$$n_c = n_\mu = C_{N+\mu}^\mu \quad (9)$$

Tolle et al. indicated that the weights number strictly depended on the coefficient of a N -variable polynomial function in the form of

$$\begin{aligned} f(s)f(s_1, s_2, \dots, s_N) &= a_0 + \sum_{j=1}^N a_j s_j + \sum_{j=1}^N \sum_{j_2=j_1}^N a_{j_1} a_{j_2} s_{j_1} s_{j_2} + \dots + \\ &+ \sum_{j=1}^N \sum_{j_2=j_1}^N \dots \sum_{j_\mu=j_{\mu-1}}^N \sum_{j_2=j_1}^N a_{j_1} a_{j_2} \dots a_{j_\mu} s_{j_1} s_{j_2} \dots s_{j_\mu} \end{aligned} \quad (10)$$

where $s = [s_1, s_2, \dots, s_N]$. Thus, the total number of its coefficients is

$$n_{\mu} = 1 + C_N^1 + C_{N+1}^2 + \dots + C_{N+\mu-1}^{\mu} + C_{N+\mu}^{\mu} \quad (11)$$

So n_{μ} pieces of independent information is enough to approximate μ -th order polynomial function in a specified N -dimensional input space.

B. Dedsign of NFI-AMS_based Controller

NFI-AMS is used to model the inverse dynamic of the joint, i.e., Eq.5 and Eq.6, respectively. With uncertainty and external coupling of the joint control system for the robot, the NFI-AMS should be able to learn on-line and satisfy the performance in real time [9, 10].

NFI-AMS1 is designed for shoulder joint, and NFI-AMS2 for elbow joint. Both the two NFI-AMS have the same structure with six-dimensional input and one-dimensional output. Let the input state vector x_1 to NFI-AMS1 be formed from the variables $q_1(k), q_1(k-1), q_1(k-2), q_2(k), q_2(k-1)$ and $q_2(k-2)$, and the function $f_1(\cdot)$ of NFI-AMS1 correspond to the function $f_1(\cdot)$. Similarly, let the input state vector x_2 of NFI-AMS2 be formed from the variables $q_2(k), q_2(k-1), q_2(k-2), q_1(k), q_1(k-1)$, and $q_1(k-2)$, the function $f_2(\cdot)$ of FFI-AMS_NN2 correspond to the function $f_2(\cdot)$. The parameters of both two NFI-AMS s are as follows: input dimension: $N=6$; output dimension: $N_p=1$.

Each control cycle consists of a training period and a controlling period. At the beginning of each control cycle, a training step is executed, The observed state of the system during the previous control cycle is used as input to the NFI-AMS which produces $\hat{f}_i(s_{io})$, so the training data pairs for the two NFI-AMS is respectively chosen as follows:

$$(q_1(k), q_1(k-1), q_1(k-2), q_2(k), q_2(k-1), q_2(k-2)) \Rightarrow \tau_1(k)$$

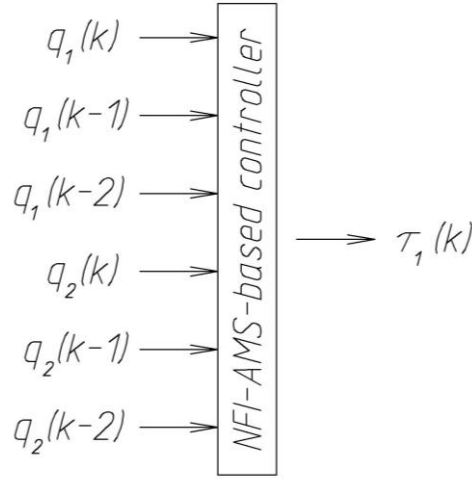


Fig. 2 – The structure of the NFI-AMS_based controller

The different between the predicted torque $f_i(s_{io})$ and the actual applied command τ_{iE} during the previous control cycle is used for adjusting the weights stored in the NFI-AMS cells.

After the training period, the learning step is executed. The trajectory planner determines the desired state of the system for the next control cycle (i.e., the desired positions, velocities and accelerations of the actuators) based on the given desired trajectory. The desired next states s_{ir} ($i = 1, 2$) is then sent to the two NFI-AMS networks. The outputs of NFI-AMS $f_i(s_{ir})$ ($i = 1, 2$) are assumed to be estimates of the driving torques required to achieve respective desired states and added to the outputs of the corresponding PD controllers so as to form the resultant control commands sent to the robot manipulator joints.

As the NFI-AMS can be continually trained on successive control cycles, each NFI-AMS function $f_i(s_{io})$ gradually forms an approximation of the corresponding inverse system dynamic characteristics $f_i(s_{io})$ over particular regions in the state space [7]. Finally, if the future control situation of robot manipulator is similar to previously trained one, then the NFI-AMS can output a suitable driving torque. As a result, the state errors will be small and the NFI-AMS will finally take over the control functionality from PD controller. The NFI-AMS-based controller is shown as Fig. 2.

5. SIMULATION AND RESULTS

The robot has two rotate joints, in which they can rotate horizontally with 360 degrees. In order to verify the proposed control method, the elbow joint of the robot manipulator is taken as the example and the simulation tests are made. The tracking output and error curves of shoulder joint are shown respectively as Fig.3 and Fig.4. The simulation results fully demonstrate that the proposed control scheme has a more accurate tracking performance than PID controller.

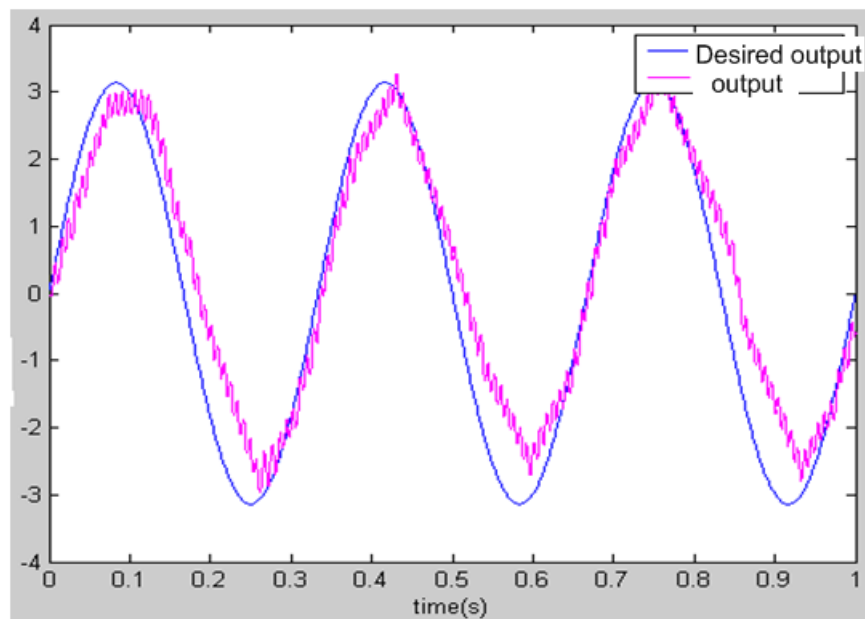


Fig. 3 – Elbow joint tracking result of PID controller

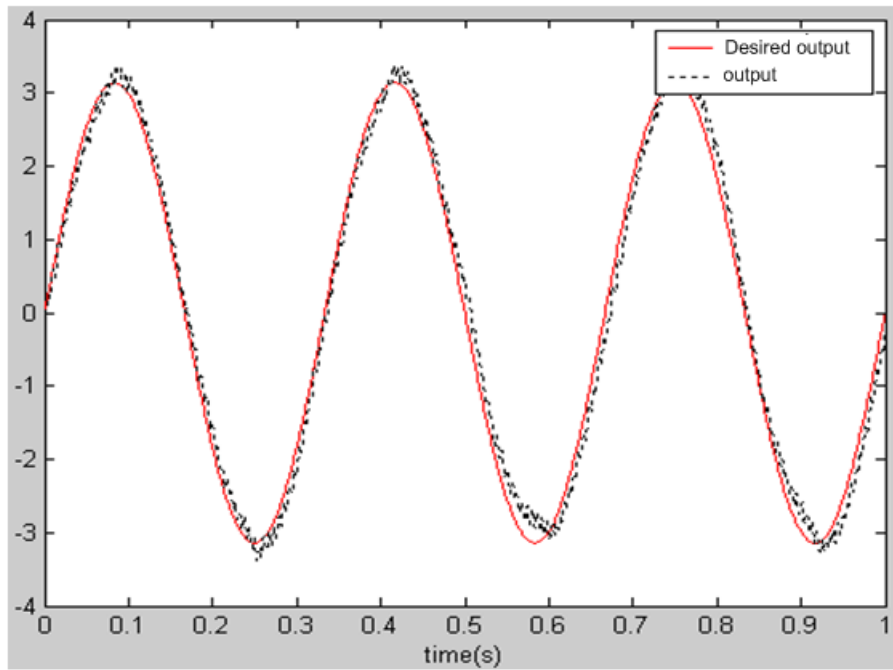


Fig. 4 – Elbow joint racking result of intelligent controller based on NFI-AMS

References:

1. Miller, W.T, F.H. Glanz, CMAC: An Associative Neural Network alternative to Back-Propagation[J]. Proc. IEEE, 1990, 78: 1561—1567
2. Xu Ning-shou. A Novel Associative Memory based on Sharp angled Hat Spline Functions [J]. The 1996 IEEE Int. Conference on Systems, Man and Cybernetics, Beijing China, 1996. 381---386.
3. Wang Jun-song Associative Memory Systems-based Robot Intelligent Control System[D]. Bei-Jing Poly-technique University Master Paper. 1998
4. Xu Ning-shou. A New Content-addressing Mechanism of CMAC Associative Memory System [J]. Proc.of The 13th IFAC World Congress, USA,1996. 347---382.
5. Xu. Ning-shou. Associative Memory-based Intelligent Control of Ship-steering Systems [J], Proc. European Control Conference, ECC95. Rome.
6. Xu Xing-shou and zhi-Hong Yang, Generalized SHSF-type Associative Memory System [J] Proc.of The 13th IFAC World Congress, USA,1996. 775---780.

7. Xu Ning-shou, An Innervated Structure System Scheme Using Associative Memory Systems [J]. Research on Complex System Control Problems. Academia Simca, 1995. 763---768.

8. S. Chen, B. Mulgrew, and P. M. Grant, "A clustering technique for digital communications channel equalization using radial basis function networks," *IEEE Trans. Neural Networks*, vol. 4, pp. 570–578, July 1993.

9. S. P. Bingulac, "On the compatibility of adaptive controllers (Published Conference Proceedings style)," in *Proc. 4th Annu. Allerton Conf. Circuits and Systems Theory*, New York, 1994, pp. 8–16.

10. G. R. Faulhaber, "Design of service systems with priority reservation," in *Conf. Rec. 1995 IEEE Int. Conf. Communications*, pp. 3–8.

Chao Xie^{1,2}. «Новая СМАС-нейронная сеть основала интеллектуальное управление роботом».

В данной статье предложено робототехническое соединение, осуществляемое через высокоорганизованную Систему Ассоциативной Памяти, основанную на Интерполяции (NFI-AMS), которая основана на новом типе СМАС нейронной сети, NFI-AMS способен к прослеживанию желательной траектории с высокой точностью. Динамика робототехнического соединения и проект NFI-AMS-основанного диспетчера сформулирована. Было проведено много моделирований, результаты которых показали, что контрольная стратегия эффективно выполняется.

Ключевые слова: робототехническое соединение, Система Ассоциативной Памяти, нейронная сеть, моделирование, динамика.

Chao Xie^{1,2}. «Нова СМАС-нейрона мережа основала інтелектуальне керування роботом».

В даній статті запропоновано робототехнічне з'єднання, що здійснюється через високоорганізовану Систему Асоціативної Пам'яті, засновану на новому типі СМАС нейронної мережі, NFI-AMS здатний до слідкування бажаної

траєкторії з високою точністю. Динаміка робото технічного з'єднання та проект NFI-AMS-заснованого диспетчера сформульована. Було проведено багато досліджень, результати яких показали, що контрольна стратегія ефективно виконується.

Ключові слова: робототехнічне з'єднання, Система Асоціативної Пам'яті, нейронна мережа, моделювання, динаміка.

Chao Xie^{1,2} **“Novel cmac neural network based robot intelligent control”**

This paper proposed a robotic joint intelligent control method via a high-order Associative Memory System based on the Newton's Forward Interpolation (NFI-AMS), which is an novel CMAC-type neural network, NFI-AMS is capable of tracking the desired trajectory with high accuracy. Dynamics of robotic joint and design of the NFI-AMS-based controller is formulated. A lot of simulations are conducted, and the simulation results have shown that the control strategy is feasible and efficient”.

Key words: joint intelligent control, Associative Memory System, **neural** network, simulation, dynamics.

Стаття надійшла до редакції 23 квітня 2008 р.

Кондратюк О.Л., Скоркіна В.О., Скоркін А.О.

ОСОБЛИВОСТІ ДИНАМІЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ФОРМОУТВОРЮВАЛЬНИХ РУХІВ ПРИ СВЕРДЛЕННІ ГЛИБОКИХ ОТВОРІВ МАЛОГО ДІАМЕТРУ

1. Постановка проблеми

Одною з найбільш типових і важкоздійснюваних з високою технологічною надійністю операцій в автоматизованому виробництві є операція свердління отворів малого діаметра. Процес свердління отворів малого діаметра стандартними спіральними свердлами характеризується найбільш важливими особливостями: по-перше, недостатня міцність інструменту на вигин; по-друге, в наслідок накопичення стружки в канавках свердла має місце наростання сил та крутильного моменту. При обробці на незмінних режимах різання крутильний момент, достатньо швидко досягає свого критичного значення, а це призводить до поломки інструменту і непоправного браку виробу.

У зв'язку з цим при створенні автоматизованого устаткування виникає необхідність керування траєкторіями виконуючих елементів верстата з періодичними виведеннями інструменту з зони різання.

При цьому мають місце дві проблеми: перша - керування процесом свердління без поломок інструменту (рішенню даної проблеми присвячена більшість досліджень); друга - забезпечення необхідної кількості виведень інструменту з зони різання, що можливе при створенні силових вузлів з новими компоновальними і технологічними характеристиками, які реалізують складні цикли обробки. Рішення другої проблеми, яка об'єднує питання синтезу свердлильної головки, динамічної діагностики і керування циклами обробки має актуальність для науки і практики.

2. Аналіз останніх досліджень

Проведений аналітичний огляд вітчизняних і зарубіжних джерел показав, що основним напрямком розвитку удосконалення способів обробки отворів малого діаметра є створення оригінальних конструкцій обладнання. Із робіт вітчизняних авторів В.В. Бойцова, Л.С. Брона, М.С. Васермана, А.І. Дашенко, А.В. Дрока, Г.І. Меламеда, Є.Г. Нахапетяна, Ю.В. Тимофієва, В.Д. Хицана, В.С. Хомякова, І.С. Веремейчука, Т.К. Крылова, М.А. Минкова, В.Н. Подураєва, М.В. Потягайло, Л.П. Телятникова, Н.Д. Троицького, С. А. Черничкина і інших, а також зарубіжних дослідників Masuka I.R., Okubo C., Marvin P., Mandel P. та інших відомо, що забезпечення багатопрохідної обробки отворів малого діаметра є актуальною проблемою, оскільки вимагає багатократних виводів інструменту.

Аналіз проблеми обробки отворів малого діаметра показав, що конструкції силових свердлильних головок з електромеханічним або гідравлічним приводом подач не можуть надійно забезпечити свердління отворів малого діаметра. Причиною відмови стандартних свердел при глибокому свердлінні і непоправного браку в оброблюваних деталях є перевантаження інструменту через нестабільні величини вісьового зусилля і крутильного моменту. Щоб уникнути поломки свердла зусилля і напрям подачі інструменту повинні мінятися відповідно до умов, що змінюються в зоні різання залежно від заглиблення свердла в матеріал. Для забезпечення комплексу вимог до силових вузлів (можливість отримувати необхідний закон руху робочого органу, висока швидкість настановних переміщень, простота конструкції і системи керування і т.п.) необхідні принципово нові конструктивні рішення.

Аналіз властивостей електромагнітного приводу подач показав перспективність його застосування в малих силових головках для свердління отворів діаметром до 5 мм: відсутність жорстких кінематичних зв'язків, збіг параметрів функціонування рухового і виконавчого органу без проміжних

перетворювачів, можливість регулювання в широких діапазонах вихідних характеристик за наявності зворотного зв'язку. Це дозволило створити силовий агрегат (рис.1) з високими техніко-технологічними показниками у вигляді динамічної системи, що складається з двигуна постійного струму, який задає обертання інструменту, лінійного електромагнітного двигуна, що виконує роль приводу подачі і адаптивної системи керування, яка погоджує роботу всієї динамічної системи.

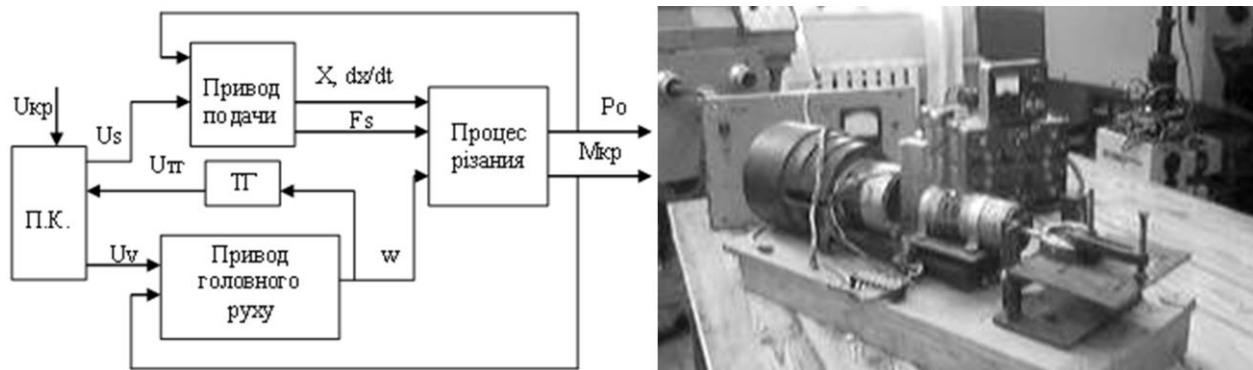


Рис.1 – Силова головка з електромагнітним приводом подачі

Динамічна система включає: підсистему інструменту, демпферні пристрої, регульовані приводи (обертання шпинделя і швидкості подачі пінолі). „Входом” в привод подачі (рис.1) є напруга U_s , підведена на якір лінійного двигуна, яка перетворюється в F_s - силу подачі. Вихідними координатами приводу подачі є осьові переміщення свердла X , швидкість цього переміщення з силою подачі F_s . Вхідною координатою приводу головного руху є напруга U_v , що подається на якір двигуна. Вихідною координатою є кутова швидкість w ротора двигуна.

Вихідні координати приводів перетворюються процесом свердління в осьову силу різання P_o і момент різання M_r . Вихідні координати процесу різання здійснюють зворотні дії на приводи.

Зміна моменту різання веде до зміни кутової швидкості ротора, а зміна осьової сили різання веде до зміни швидкості dx/dt подачі. Напруга U_s і U_v задається в пристрої керування П.К., там же відбувається порівняння напруги на виході тахогенератора $U_{тг}$ з $U_{кр}$, яка також задана в П.К. При $U_{тг} > U_{кр}$ привод подачі продовжує працювати: пересуває каретку в позитивному напрямі осі X - свердління продовжується. При падінні $U_{тг}$ нижче $U_{кр}$ перемикається полярність обмотки якоря лінійного двигуна і відбувається відведення пінолі.

Розрахувати всі фази циклу глибокого свердління неможливо без математичного моделювання циклоутворюючих рухів з урахуванням динамічних процесів в приводах. Розглянемо схему динамічної системи силової головки (рис.2): 1 - станина; 2 - лінійний електромагнітний двигун; 3 - піноль лінійного двигуна, яка нерухомо закріплена з двигуном обертання 4; 5 - свердло; 6 - каретка; 7 - пружина з жорсткістю C ; 8 - демпфер з коефіцієнтом демпфування λ .

Згідно схеми записуємо системи рівнянь, що описують динаміку роботи ГОЛОВКИ.

Холостий хід (врізання $x < h$)

1. Модель_привода подач:

$$m\ddot{x} = K_s \cdot U_s - mg\mu - CX - \lambda \frac{dx}{dt};$$

2. Модель

обертання

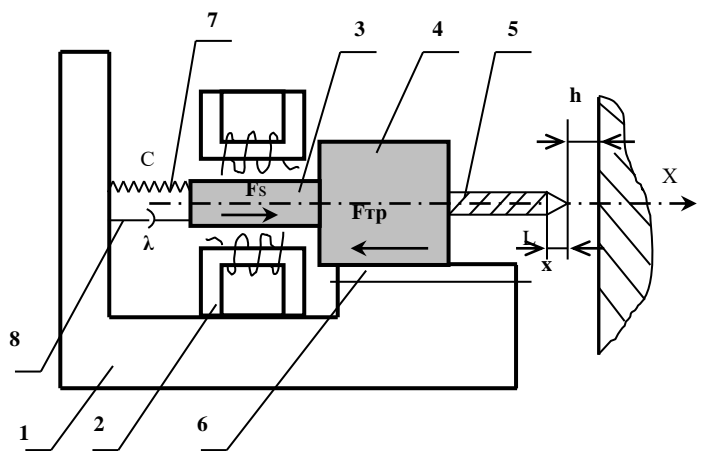


Рис. 2 – Схема динамічної системи.

$$\begin{cases} L \cdot \frac{dI_a}{dt} + R \cdot I_a + C\omega = U; \\ I \cdot \frac{d\omega}{dt} = C \cdot I_a. \end{cases}$$

Робочий хід

1. Модель приводу подач:

$$m\ddot{x} = K_s \cdot U_s - mg\mu - CX - \lambda \frac{dx}{dt} - 10C_{p0} D^{q_{p0}} S^{y_{p0}} Kp(1 + K),$$

де K - коефіцієнт лінійної залежності P_0 від глибини свердління;

2. Модель двигуна обертання:

$$\begin{cases} L \cdot \frac{dI_a}{dt} + R \cdot I_a + C\omega = U; \\ I \cdot \frac{d\omega}{dt} = C \cdot I_a - 10C_m \cdot D^q \cdot S^Y \cdot Kp \cdot \left(1 + \frac{x - h_1}{3D}\right). \end{cases}$$

Модель тахогенератора (змiна ω двигуна)

$$U_t = C \cdot \omega.$$

Якщо $M_p \geq M_{кр}$ ($M_{кр}$ – критичний крутильний момент з умов міцності свердла), то кутова швидкість $\omega \leq \omega_{кр}$ і $U_t \leq U_{кр}$, напруга на вході двигуна подачі змінює знак ($1 - U_s$) і відбувається відведення свердла. Двигун обертання свердла знижує кутову швидкість ω до номінальної ω_n та знову вмикає лінійний двигун на подачу. На рис.3. приведена аналогова модель роботи силової головки, яка реалізована блок-схемою моделювання за допомогою пакета програм “VisSim -5”.

Модель приводу подачі об'єднана в “*Compound block*” (складений блок) під назвою “*solenoid*”, що моделює роботу привода подачі в якому знаходиться блок “*Cutting forse*” (сила різання), що моделює осьову силу різання P_o . Модель двигуна головного руху зібрана в “*compound*” блоці під назвою “*motor*”, момент опору M_c обчислюється в окремому “*Compound block*” під назвою “*Moment cutting*”. Окрім всіх перерахованих блоків, модель логіки роботи силової головки (рис.3) містить спеціальний блок “*max_val.bmp*” для обчислювання вхідної координати по максимальному значенню та її фіксації на „виході”. Важливість цього блоку визначена тим, що в кожному циклі (підведення → свердління → відведення) перед відведенням свердла відбувається фіксація максимального значення координати X і визначається момент холостого підведення до початку свердління.

В блоках “*Cutting forse*” і “*Moment cutting*” розрахунок P_o і M_c проводиться тільки у разі, коли $x > h_1$, тобто коли свердло після відведення при підводі до повільного торкання пройшло шлях $x > h_1$. Саме наявність блоку “*max_val.bmp*” дозволяє реалізувати в моделі багатократний цикл (підведення → свердління → відведення) і при цьому визначати величину холостого ходу (підвода).

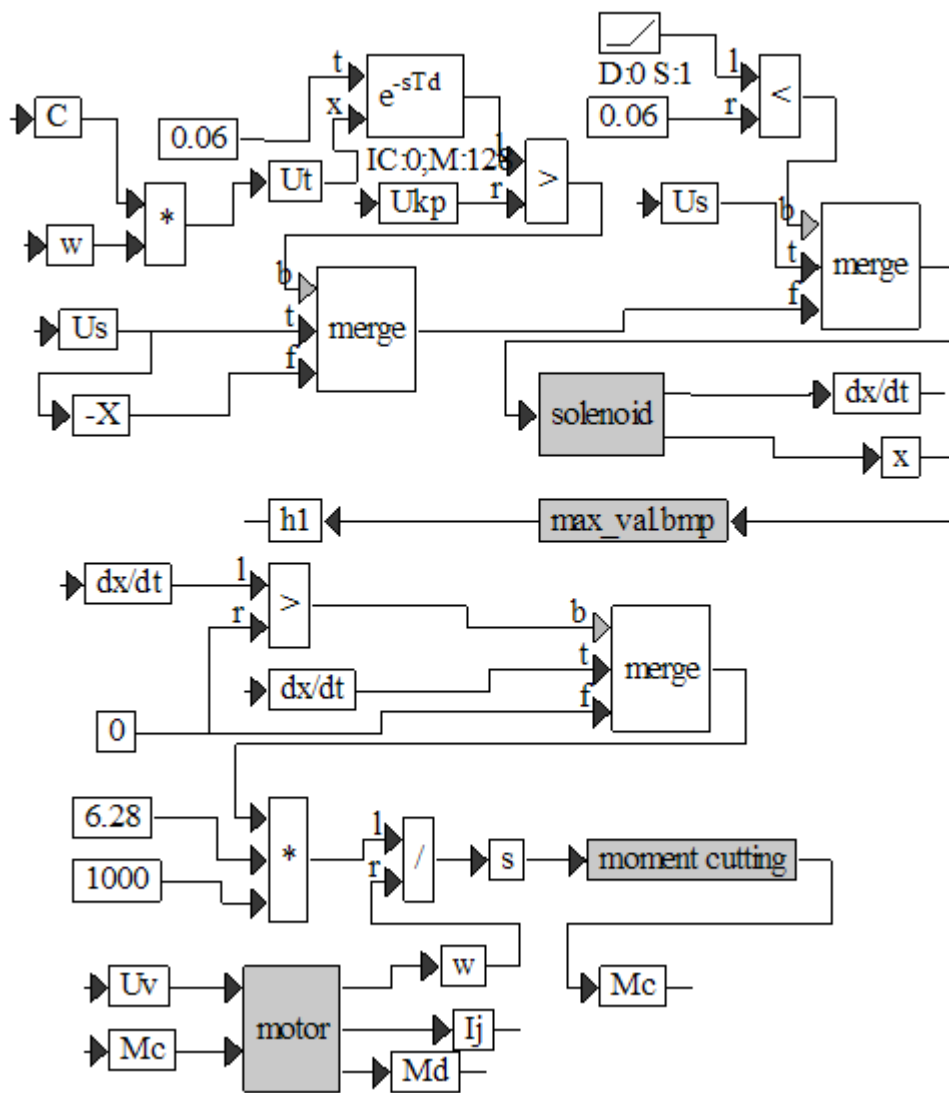


Рис. 3 – Аналогова модель роботи силової головки

Аналіз результатів моделювання показав, що свердління, яке здійснюється модельованою головкою, є високочастотним повторенням циклів (підведення → свердління → відведення), і перетворюється майже на безперервний рух подачі.

На рис. 4 приведена розпечатка сигналів x і $h1$ для умов свердління згідно з аналоговою моделлю (рис.3). Перша ступінчаста лінія - це значення врізування $h1$, що періодично змінюється, перед відведенням свердла. Друга лінія - це координата X переміщення свердла уздовж осі.

Коли U_t стає менше U_{kp} , координата X досягає значення $h1$ - починається швидке підведення головки. Процес свердління продовжується приблизно

0,1с.,а потім, коли кутова швидкість $\omega \leq \omega_{кр}$ і $Ut \leq U_{кр}$, свердло відходить з зони обробки приблизно на 3мм. Двигун головного руху при відведенні головки знову розганяється і Ut стає більше $U_{кр}$, вмикається двигун подачі на прискорення по координаті X до торкання з заготовкою, тобто поки X не стане рівним $h1$. Періодичність циклів свердління добре видно з рис. 5.

У розглянутому прикладі глибина свердління в кожному циклі дорівнює приблизно 1мм, а відведення - 3мм. Цикл (підведення → свердління → відведення) за часом складає приблизно 0,4 с.

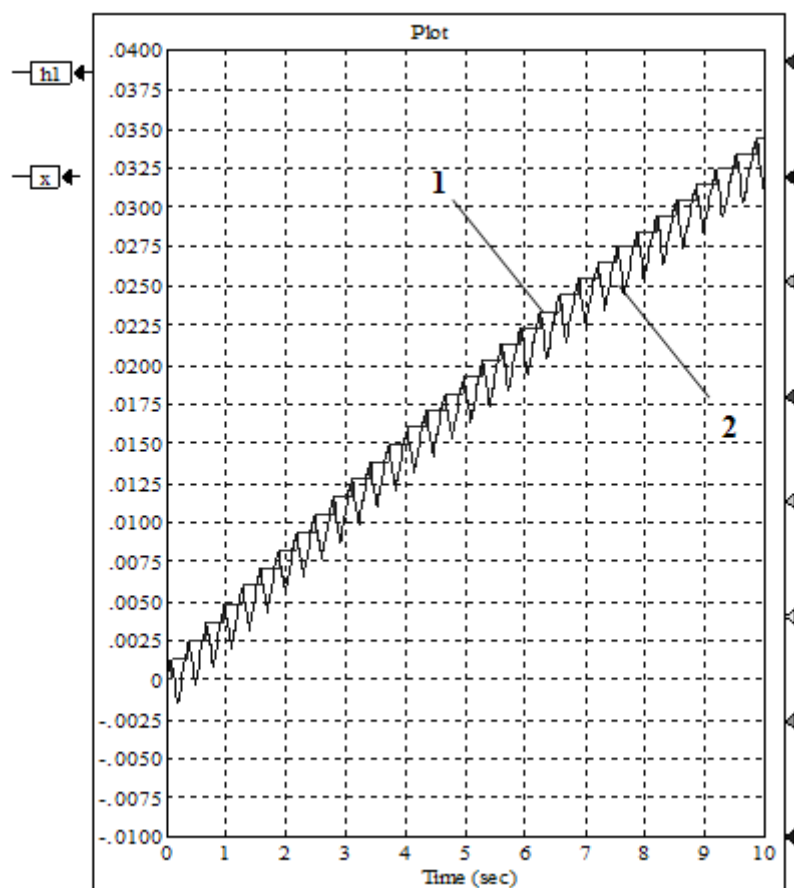


Рис. 4 – Моделювання циклу роботи силової головки.

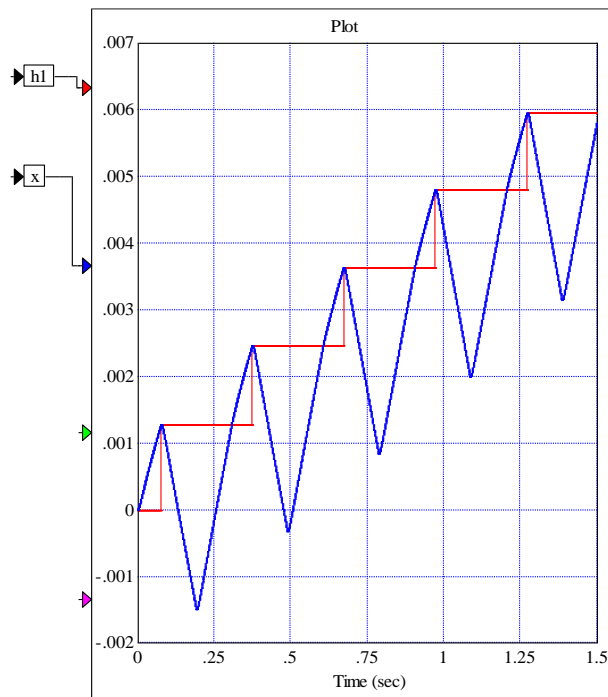


Рис. 5 - Вибірка з п'яти послідовних циклів свердління.

Так, наприклад, тривалість свердління отвору довжиною 30 мм і діаметром 2мм стандартним свердлом Р6М5 складе 30 циклів, або $30 \cdot 0,4 = 12$ с., що є ефективнішим в порівнянні з іншими силовими головками, де тривалість циклу при тих же умовах на 25% більше.

Висновки

1. На основі моделювання вирішено завдання вибору силових параметрів приводу. Оскільки привід головного руху повинен мати безступінчатє регулювання частоти обертання, слід вибирати двигун постійного струму з регульованою величиною напругу, що подається на якір, для забезпечення необхідної частоти обертання і моменту, що крутить. При цьому потужність двигуна не повинна бути надмірною, оскільки регулювання циклом глибокого свердлення передбачається по частоті обертання двигуна, а при високій потужності двигун практично не реагуватиме на зміни кутовій швидкості при невеликих моментах різання. У разі свердлення отворів діаметром 2мм граничний момент, що крутить, 0,1 Н/м.

2. Аналіз результатів моделювання показав, що свердлення, здійснюване модельованою головкою, є високочастотним повторенням циклів (підведення → свердлення → відведення) і перетворюється майже на безперервний рух подачі. Для забезпечення надійного відведення стружки із зони різання необхідно збільшити фазу відведення свердла за рахунок введення затримки в часі сигналу, що управляє. Встановлено, що затримка повинна бути не менше 0,1с. Це досить для того, щоб силова головка відійшла приблизно на 3мм. Розрахунки показали, що при свердленні отвору діаметром 2мм в конструкційній вуглецевій сталі 45 одиничний цикл за часом складає приблизно 0,4 з, забезпечуючи загальну хвилинну подачу свердла близько 150 мм/хв.

Список використаних джерел:

1. Мельниченко О.А., Кондратюк О.Л. Мехатронна силова головка для свердління глибоких отворів малого діаметра з адаптивною системою керування. //Вістник Національного аграрного університету. - Суми: СНАУ. - 2005. - №13. - С. 106-111.

2. Мельниченко А.А., Тимофеев Ю.В., Корж О.В., Кондратюк О.Л. Принципиальная схема силовой головки с электромагнитным приводом для обработки отверстий малого диаметра. // Теоретичний і науково-практичний журнал. Вісник Інженерної Академії України. - Київ: 2001. - №3. - С.540-543.

Кондратюк О.Л., Скоркина В.А., Скоркин А.О. «Особенности динамического моделирования формообразующих движений при сверлении глубоких отверстий малого диаметра»

При изучении процессов сверления наиболее важным этапом является построение динамических моделей. В данной работе рассматривается анализ разработанных алгоритмов математического моделирования, показаны их преимущества и недостатки. Приведены результаты моделирования и сделаны выводы об устойчивости системы.

Ключевые слова: динамическое моделирование, сверление, математическое моделирование, отверстия малого диаметра.

Кондратюк О.Л., Скоркіна В.О., Скоркін А.О. «Особенности динамического моделирования формообразующих движений при сверлении глубоких отверстий малого диаметра»

При вивченні процесів свердлення найбільш важливим етапом є побудова динамічних моделей. У даній роботі розглядається аналіз розроблених алгоритмів математичного моделювання, показані їх переваги і недоліки. Приведені результати моделювання і зроблені висновки про стійкість системи.

Ключові слова: динамічне моделювання, свердлення, математичне моделювання, отвори малого діаметру.

Kondratyuk O.L., Skorkina V.A., Skorkin A.O. «Features of dynamic design of receipt of necessary surface motions at boring of the deep openings of small diameter»

There is a construction of dynamic models at the study of processes of boring the most essential stage. The analysis of the developed algorithms of mathematical design is examined in this work, their advantages and failings are shown. Design results are resulted and conclusions are done about stability of the system.

Key words: dynamic simulation, boring, mathematical simulation, openings of small diameter.

Стаття надійшла до редакції 27 травня 2008 р.

Маршуба В.П., Чернякова О.В.

ОСОБЕННОСТИ ПОЛОМОК СПИРАЛЬНЫХ СВЕРЛ ПРИ ГЛУБОКОМ СВЕРЛЕНИИ НА АГРЕГАТНЫХ СТАНКАХ И АВТОМАТИЧЕСКИХ ЛИНИЯХ И МЕТОДЫ ИХ УСТРАНЕНИЯ

1. Постановка проблемы

При обработке глубоких отверстий (до $10...15d$) в различных материалах стандартными спиральными сверлами (длинной и удлиненной серии) диаметром до 15 мм на агрегатных станках и автоматических линиях с подводом СОТС к устью отверстия методом полива, при достижении глубины отверстия более $4...5d$, происходит от 40 до 60% случаев внезапных отказов (далее по тексту поломок) режущего инструмента. Справочная литература по этому вопросу рекомендует применение многопроходной схемы обработки для такого типа отверстий.

Остальные виды отказов режущего инструмента на агрегатных станках и автоматических линиях в процессе резания связаны в первую очередь со следующими факторами (в пределах данной статьи не рассматриваются):

- с естественным износом в процессе эксплуатации и человеческим фактором при замере режущего инструмента;
- с отказом металлорежущего оборудования в процессе эксплуатации;
- с недостатками конструкций и технологии изготовления режущего инструмента.

На агрегатных станках и автоматических линиях многопроходная схема обработки отверстий в разнообразных материалах увеличивает стоимость изделий, из-за вывода такого вида обработки отверстий на отдельные позиции и большого, по сравнению с безвыводным способом основным временем затрачиваем на процесс резания. Но так, как агрегатные станки и

автоматические линии являются станками для массового производства, то многопроходная схема обработки отверстий зачастую является неприемлемой по условиям экономической нецелесообразности.

Анализ поломок различных стандартных спиральных сверл длинной и удлиненной серии предназначенных для обработки отверстий в разнообразных материалах показал, что они связаны в первую очередь с наличием в стружечных канавках режущего инструмента закупорки полного объема стружкоудалительных канавок спрессованными фрагментами стружки с элементами наростов. Причем, по данным работы [1] пакеты образуются в результате адгезионного и механического взаимодействия в условиях недостаточного охлаждения СОТС зоны обработки и резания при повышенной температуре. Эти данные подтверждаются также в работе Синельщикова А.К. и др. [2]. СОТС по данным этой работы проникает на глубину $\sim(2,5 \dots 3)d$, после чего ее проникающая способность резко уменьшается из-за движущегося навстречу шлама (механической смеси из частиц стружки, фрагментов наростов, парообразной и жидкой фракции СОТС). Как следствие этого, в зоне резания и обработки резко повышается температура. Это подтверждается опытными данными и результатами замеров температуры в зоне обработки проведенных автором (рис. 1). Поэтому в зоне участков I и II повышаются силы адгезионного и механического взаимодействия, как между частицами стружки и фрагментами наростов, так и между инструментальным и обрабатываемым материалом. В конечном счете все это приводит к образованию плотных пакетов стружки, а в дальнейшем к разрушению режущего инструмента.

2. Постановка задачи

Описание причин внезапного отказа режущего инструмента из-за образования пакетов стружки в стружечных канавках спиральных сверл при глубоком безвыводном сверлении на агрегатных станках и автоматических линиях. Взяв за основу причины внезапного отказа режущего инструмента из-за составляющих силы трения, а также существующие закономерности

взаимодействия физических явлений возникающих и протекающих в процессе резания, появляется возможность создания физической и математической модели процесса внезапного отказа на основе исследованного механизма механической и адгезионной составляющей силы трения.

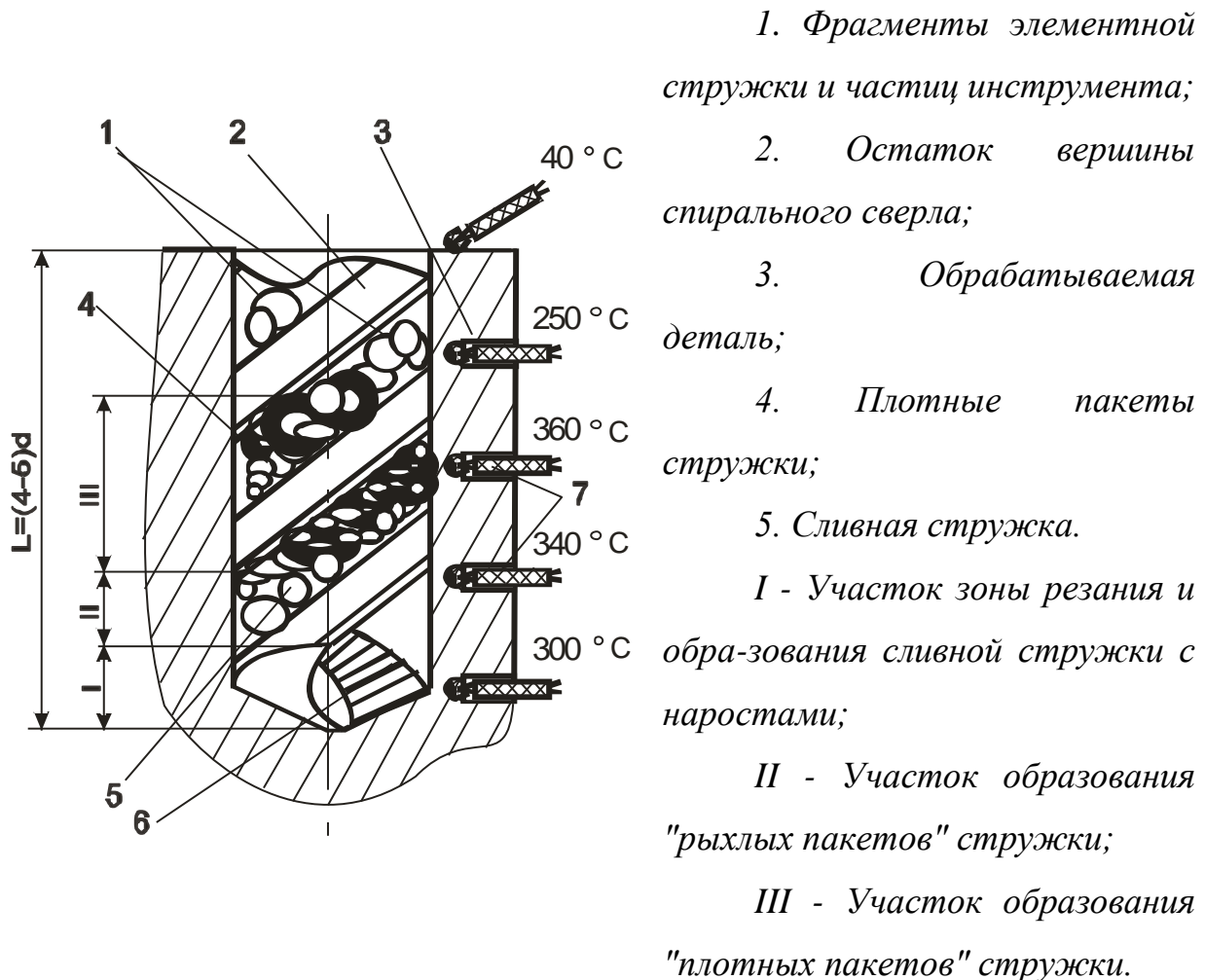


Рис. 1 – Схема образования пакетов стружки и замера температуры при обработке глубоких отверстий в алюминиевых сплавах.

3. Основное содержание

Механизм поломки стандартных спиральных сверл в этих условиях происходит по следующей схеме: Адгезионное взаимодействие на контактных поверхностях спиральных сверл при достижении глубины отверстия $4...5d$ приводит к циклическим нагрузкам, дестабилизирует осевую силу (P_z) и крутящий момент ($M_{кр}$), коэффициент трения (μ_a) в зоне контакта инструмента и заготовки, а также другие физические параметры процесса резания (в

частности, растет температура зоны резания из-за ее разогрева и недостаточного охлаждения). При этом силы адгезии под действием растущей температуры способствуют возникновению наростов (наростообразований) обрабатываемого материала на передних поверхностях режущего инструмента (рис. 1) в зоне резания (участок I). Поэтому при отсутствии СОТС в зоне резания, процесс возникновения, роста и разрушения наростов идет постоянно. Но так, как наросты возникают в результате не только адгезионного, но и механического взаимодействия (при заклинивании небольших объемов приконтактного слоя металла в микронеровностях передней поверхности инструмента), и в условиях действия высоких температур, больших контактных напряжений., они имеют свойство периодически срываться взаимодействуя при этом с элементами сливной стружки. Получаемая в процессе резания стружка и частицы наростов при воздействии сил адгезии и механического взаимодействия начинают образовывать "рыхлые пакеты" (рис. 1) в зоне обработки (участок II). Кроме этого появление "рыхлых пакетов" ведет к увеличению задирав на обработанной поверхности отверстия, схватыванию с материалом заготовки, и как следствие приводит к дальнейшему торможению и уплотнению пакетов стружки (рис. 1) в зоне обработки (участок III). В этой зоне из-за малой скорости перемещения "рыхлых пакетов" (относительно поверхности сверла и образующей поверхности отверстия) при повышенной температуре стружка взаимодействует с материалом заготовки на обработанных стенках отверстия и материалом инструмента, при этом они еще более затормаживаются и останавливаются. Происходит уплотнение "рых-лых пакетов" за счет поступающей из зоны резания стружки. В следствии закупорки стружечных канавок спиральных сверл происходит резкое возрастание момента трения и крутящего момента над пределом прочности и осевой жесткостью сверла. После чего наступает так называемое "раскручивание" спирального сверла, когда оно увеличивается вдоль своей оси, вызывая увеличение мгновенной подачи. В следствии этого происходит полом-ка режущего инструмента в районе начала отверстия. Подтверждением имеющей место

мгновенной подачи служит наличие на дне отверстия корня стружки, имеющего коэффициент утолщения в 2...3 раза больше, чем у стружки получаемой при сверлении неглубоких отверстий.

Для устранения вредных влияний адгезионных и механических взаимодействий инструментального и обрабатываемого материалов при обработке глубоких отверстий в алюминиевых сплавах, необходимо устранить явление пакетирования стружки в стружечных канавках. При этом вредное влияние механического взаимодействия инструментального и обрабатываемого материала решают двумя способами:

- Применением на режущей части спиральных сверл элементов для дробления стружки получаемой в процессе резания, что соответствует данным работ [3, 4];

- Полированием образующей поверхности стружечных канавок, по данным работы Еремеевой Н.М. [5].

Устранить вредное влияние сил адгезии можно за счет изменения условий в зоне резания и обработки, температурного режима, т.е. применяем износостойких тонких покрытий нитрида (КОН TiN 10 изн.) и карбида (КОН TiC 10 изн.) титана, по данным работы Пархоменко В.Д. и др. [6].

Применение всех этих методов в отдельности не приносит хороших результатов при сверлении глубоких отверстий в алюминиях. Поэтому для решения этих задач служит разработанная принципиально новая заточка Вершины спирального сверла, по данным работы Дрожжина В.И. и Маршубы В.П. [7], которая позволяет сверлить глубокие отверстия в алюминиевых сплавах по "безвыводной" технологии или за один проход инструмента на всю длину отверстия.

Применение других методов подвода СОТС в зону резания на агрегатных станках и автоматических линиях, кроме рассмотренного выше не целесообразно, по разнообразным причинам, в частности:

- подвод СОТС под давлением по внутренним каналам в теле режущего инструмента, наталкивается на ряд ограничений из-за конструкции

оборудования данного типа, а именно невозможность расположения специальной оснасти (патронов) и громоздкости устройств подвода СОТС к этим патронам, а также наличия дополнительных станций высокого давления, что увеличивает стоимость оборудования в 2...3 раза, соответственно и себестоимость изделий;

- подвод СОТС под давлением в зазор между режущим инструментом и поверхностью обрабатываемого отверстия, также не возможен из-за габаритов специальной оснасти (приемников, уплотнителей), так одной из особенностей оборудования данной группы является возможность близкого расположения соседних режущих инструментов на одной позиции станка;

- применение метода подвода СОТС эжекторным способом не возможно из-за размеров сверл (рассматриваемый диапазон режущего инструмента диаметром до 15 мм).

Выводы

Следовательно, внезапный отказ режущего инструмента в процессе эксплуатации связан с условиями протекания физических явлений, порождающими процесс активного наростообразования, образования "рыхлых" и "плотнупакованных" пакетов стружки связаны: во-первых, с адгезионным и механическим взаимодействием, во-вторых, с несовершенной конструкцией стандартных и специальных спиральных сверл, в третьих, с недостатками метода подачи СОТС в зону обработки.

Для устранения вредных влияний физических явлений, несовершенства конструкций сверл и способа подачи СОТС при глубоком безвыводном сверлении отверстий необходимо:

1. Снизить вредное влияние адгезионного взаимодействия за счет применения тонких износостойких твердых покрытий из нитрида и карбида титана (КОН TiN 10 изн. и КОН TiC 10 изн.), наносимых на режущую часть спирального сверла, так как износостойкие покрытия снижают влияние сил адгезии в 1,5 раза.

2. Снизить вредное влияние механического взаимодействия на контактных поверхностях режущего инструмента возможно только за счет применения полировки образующей поверхности стружечных канавок инструмента.

3. Для снижения процесса наростообразования и уменьшения фрагментов стружки, а также для устранения процесса образования пакетов в стружечных каналах, по данным работы [7], необходимо на режущей части инструмента по передней и задней поверхности вводить элементы для дробления стружки, которые позволяют повысить глубину обработки отверстий до 10...15d и стойкость режущего инструмента на 30%.

Применение выше перечисленных методов и способов позволяют уменьшить количество СОТС, необходимое для охлаждения, а в ряде случаев полностью от него отказаться. Кроме этого они направлены на снижение вредного влияния физических явлений, протекающих в зоне обработки и снижают вероятность поломок спиральных сверл.

Список использованных источников:

1. Маршуба В.П. Причины внезапного отказа (поломки) спиральных сверл при обработке глубоких отверстий в алюминиевых сплавах и методы его устранения. Резание и инструмент в технологичных системах. - Междунар. науч.-техн. сб. – Х.: ХГПУ, 1998. Вып. №52, - С. 154-157.

2. Синелычиков А.К. и Филиппов Г.В. Производительная обработка отверстий длиной 3-7d спиральными сверлами. // "Современная обработка металлов и неметаллов резанием", 1973 г., С.35-37.

3. Кожевников Д.В. Сверление глубоких отверстий спиральными сверлами малых диаметров. Прогрессивные технологические процессы в машиностроении. Сборник научных трудов. - Томск: Изд-во ТПУ, 1997, 158 с.

4. Губанов А.А. Образование стружкоразделительных канавок на сверлах для глубокого сверления. // "Станки и инструмент", 1970, №12, С. 39-40.

5. Еремеева Н.М. Сверла. / Под редакцией М.Т. Галлея.- М.: Машгиз, 1954, 104 с.

6. Пархоменко В.Д., Сердюк Г.Н. и др. Адгезионные свойства покрытий из нитрида сформированных магнетронным реактивным распылением титана на металлокерамику. // "Украинский химический журнал",- 1993, т. 59, №7, С. 706-711.

7. Дрожжин В.И., Маршуба В.П. Повышение эффективности обработки глубоких отверстий в алюминиях спиральными сверлами малого диаметра. // "Резание и инструмент в технологических системах." Вып. 52. Харьков: ХГПУ.1998 г. С. 81 - 87.

Маршуба В.П., Чернякова О.В. «Особенности поломок спиральных сверл при глубоком сверлении на агрегатных станках и автоматических линиях и методы их устранения».

Описание причин внезапного отказа режущего инструмента из-за образования пакетов стружки в стружечных канавках спиральных сверл при глубоком сверлении на агрегатных станках и автоматических линиях. Взяв за основу причины внезапного отказа режущего инструмента из-за составляющих силы трения, а также существующие закономерности взаимодействия физических явлений возникающих и протекающих в процессе резания, появляется возможность создания физической и математической модели процесса внезапного отказа инструмента на основе исследованного механизма механической и адгезионной составляющей силы трения.

Ключевые слова: поломка, спиральное сверло, агрегатный станок, глубокое сверление.

Маршуба В. П., Чернякова О. В. «Особенности поломок спиральных свердел при глубокому свердлуванні на агрегатних верстатах і автоматичних лініях і методи їхнього усунення».

Опис причин раптової відмови різального інструменту через утворення пакетів стружки в стружечних канавках спиральних свердел при глибокому свердлуванні на агрегатних верстатах і автоматичних лініях. Взявши за основу причини раптової відмови різального інструменту через складові сили тертя, а також існуючі закономірності взаємодії фізичних явищ виникаючих та тих, що протікають у процесі різання, з'являється можливість створення фізичної й математичної моделі процесу раптової відмови інструменту на основі дослідженого механізму механічної й адгезионної складової сили тертя.

Ключові слова: руйнування; спіральне свердло; агрегатний верстат; глибоке свердління.

Marshuba V.P., Chernaykova O.V. “Breakage peculiarity of Spiral oriels m dup drilling on the Aggregate machine-tool and automatic lines and methods of elimination”.

The description of the Reasons of sudden refusal of cutting tool because of the Formation of chip packages in chip ditches of Spiral drills m dup drilling on the Aggregate machine-tools and Automatic lines is given. The Reasons of sudden refusal of cutting tool because of the Friction force component and the Regularities of interaction of physical phenomena which happen m the Process of cutting being taken as a basis, the Possibility of the Creation of Physical and mathematical model of sudden refusal tool process on the Basis of Investigated mechanism of mechanical and adhesion friction force component is being appeared.

Key words: breakage; spiral drill; aggregate machine-tool; deep boring.

Стаття надійшла до редакції 28 травня 2008 р.

Коваленко И.В., Вялкова Т.В.

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ИНДУКЦИОННО- НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В Украине, одной из ведущих отраслей экономики которой является машиностроение, существует необходимость развертывания фундаментальных исследований и разработки целевых комплексных научно-технических программ, создающих научно обоснованную базу для прогнозирования, обеспечения и поиска эффективных путей повышения надежности сложных технических систем, а также комплексных разработок методологического обеспечения теории и практики надежности машин и механизмов. Концентрация научных исследований на разработке физических моделей развития повреждений и научных основ ресурсного проектирования деталей и механизмов, использовании подходов нечеткой логики, сетей и сложных структурных схем, элементов искусственного интеллекта позволила сформулировать общие принципы, правила и порядок прогнозирующих расчетов надежности и довести их до общепринятых нормативных рекомендаций.

Развитие техники индукционного нагрева, широкое использование вычислительных машин и методов математического моделирования повышает роль теории надежности индукционных нагревателей, которая является одним из наиболее молодых направлений. Проблема надежности становится особенно актуальной сегодня в связи с постоянным ужесточением требований к безопасности конструкций энергетических и промышленных комплексов, чьи отказы могут привести к значительным экологическим и экономическим проблемам. Повышение качества и надежности индукционных установок

позволит не только сократить и удешевить работы на данных установках, но и, что самое главное, увеличить экономическую эффективность применения индукционного нагрева.

Индукционный нагрев распространен во многих отраслях промышленности, в том числе в машиностроении. Технологические системы, использующие индукционный нагрев для высокоскоростной термообработки, нанесения покрытий, высокотемпературного нагрева при сборке и разборке соединений с натягом, а также автоматизация управления процессом гарантируют индукционному нагреву все возрастающее применение. Преимущества индукционно-теплового метода заключаются в высокой скорости индукционно-тепловой разборки и сборки, компактности оборудования, удобства эксплуатации, сохраняемости деталей после разборки соединения и возможности автоматизации процесса.

Самыми широко распространенными являются индукционные нагревательные устройства, принцип действия которых основан на нагревании охватываемой детали (типа втулка) при прохождении через нее электрического тока, возбуждаемого индукционной катушкой. В индукционный нагреватель устанавливают нагреваемое соединение и подают напряжение. При этом разъединение деталей осуществляется за счет теплового зазора, что дает возможность осуществить разборку соединения с натягом без повреждения посадочных поверхностей. Зазор формируется вследствие нагрева охватываемой детали со скоростью, превосходящей скорость передачи тепла в охватываемую деталь через поверхность их контакта. В процессе нагрева посадочная поверхность охватываемой детали должна расширяться на величину, компенсирующую натяг и увеличение диаметра охватываемой детали. Реализация этого условия обеспечивается правильным выбором скорости нагрева и назначением соответственно мощности индукционно-нагревательного устройства. Для индукционной установки решающим является выбор оптимального режима работы нагревателя, который получают с помощью характеристик процесса нагрева (в свою очередь характеристики

процесса нагрева получают из теплового расчета).

Индукционный нагрев базируется на действии переменных магнитных полей на тела, проводящие электрический ток. Поля создаются индукторами, т.е. катушками или своеобразными петлями (изготавливаются из покрытых теплостойкой изоляцией медного провода или трубки разных сечений) с сильными переменными токами. В индукционной установке катушки являются наиболее ответственной и дорогостоящей частью. Магнитное поле соленоида, по которому проходит электрический ток на подвижный стальной сердечник индукционной катушки бесконтактно передает электроэнергию в нагреваемое тело. Теплота развивается от джоулевых потерь индуцированных в теле токов.

Для индукционно-нагревательных установок снижающим качество является именно индукционная катушка (ее обмотка), которая имеет при данной технологической операции высокий уровень перегрева при эксплуатации. Повысить надежность индукционно-нагревательных установок можно при помощи внедрения к системе сопротивлений (активного и индуктивного) емкостного сопротивления, которое будет компенсировать индуктивное сопротивление (сведет его к нулю) и этим самым повысит активное сопротивление, которое все пойдет в тепло. Для индукционных установок выход из строя катушек приводит к разрушению их самих и иногда самого объекта нагрева. Поэтому, обеспечение надежности функционирования индукционно-нагревательных установок представляет собой обеспечение надежности индукционных катушек, что имеет первостепенное значение. При этом нагрев должен быть сохранным, то есть не создавать недопустимых температурных напряжений в металле втулки, которые приведут к ее деформированию, и недопустимых температур, при которых изменятся физико-механические свойства металла. Тепловые процессы основывается на сопряженном численном решении дифференциальных уравнений.

Таким образом, качество нагрева деталей при сборке и разборке соединения с натягом индукционным способом обеспечивается надежностью индукционной катушки, которая позволяет обеспечить проведение

технологического процесса с максимально высокой производительностью при соблюдении ограничений по предельно допустимым значениям тепловых процессов в нагреваемом соединении.

Надежность индукционной катушки является сложным комплексным свойством. Применяемые для оценки количественные и качественные показатели, характеризующие ее способность сохранять работоспособность в течение всего срока службы, не позволяют дать всестороннюю оценку качества производимых и проектируемых нагревателей, поэтому их отражение в технических описаниях становится обязательным. Современная теория надежности механизмов и машин основана на теории вероятности, теории стохастических процессов, математической статистике, физике и механике твердого деформируемого тела и стохастической теории разрушения. Поэтому, прежде всего, важными являются исследования, статистически оценивающие и нормирующие показатели надежности сложных специальных технических систем, к которым относятся индукционно-нагревательные установки, а также решающие практические задачи поиска конструкционных и технологических путей их обеспечения и повышения. Данные исследования на сегодняшний день являются одной из основных задач. В этих условиях, несомненно, повышаются требования точности и надежности индукционных нагревательных установок на этапе их проектирования. Очевидна необходимость развертывания фундаментальных исследований и разработки целевых комплексных научно-технических программ, создающих научно обоснованную базу для прогнозирования, обеспечения и поиска эффективных путей повышения надежности установок.

Для решения этих задач необходимо систематизировать основные направления науки о надежности индукционно-нагревательных установок и сформулировать в ней основные принципы, правила и порядок прогнозирования, испытаний и диагностики надежности, в том числе принципы, устанавливающие порядок и правила прогнозирования надежности на стадии проектирования.

На стадии подготовки технического задания вырабатываются обоснованные требования к надежности создаваемых индукционно-нагревательных установок в целом. Далее разрабатываются и исследуются их модели, одновременно решаются задачи рационального построения, выбора конструктивных решений и параметров элементов по критериям улучшения эксплуатационных свойств, анализируется нагруженность.

В разработке методов прогнозирования структурно могут быть выделены несколько последовательных этапов:

1. Анализ исходной информации (конструкторская документация, банк данных об изделиях-аналогах, результаты испытаний макетов, аналогов и др.);
2. Классификация элементов (деталей индукционно-нагревательных установок);
3. Классификация отказов (отказы, опасные для жизни людей, вызывающие экономические потери и др.);
4. Определение показателей надежности (расчетным методом, опытно-статистическим методом или методом испытаний)
5. Построение сигнального графа, здание матрицы состояния и т.п.;
6. Определение спектров нагрузок на элементы индукционно-нагревательной установки;
7. Анализ возможных предельных состояний и процессов утраты работоспособности (усталость, кратковременные перегрузки, износ, коррозия и др.);
8. Вероятные расчеты по предельным состояниям (построение кривых распределения отказов элементов индукционно-нагревательных установок);
9. Корректировка показателей надежности элементов, полученных различными методами;
10. Прогнозирование надежности индукционной катушки и индукционно-нагревательной установки расчетным методом или методом

статистического моделирования;

11. Проверка соответствия полученных показателей надежности требуемым и принятие решений по обеспечению этого соответствия;
12. Определяются показатели надежности индукционной катушки (прежде всего, по параметрам безотказности и ресурса) методами вероятностных расчетов в сочетании с ускоренными испытаниями;
13. Для лимитирующих надежность показателей уже на этой стадии определяются пути их повышения с поиском наиболее эффективных конструкционных и технологических решений;
14. Проводится расчетная интегральная оценка надежности индукционно-нагревательной установки с учетом взаимосвязей и взаимозависимостей ее элементов и показателей.
15. Постоянно ведутся сбор и анализ данных испытаний, опытной и промышленной эксплуатации индукционно-нагревательных установок, проверка корректности прогнозных оценок, обоснование требований для новых технических заданий.

Каждый из названных этапов, взаимосвязанных единой ключевой целью — дать прогноз и обеспечить требуемую надежность индукционно-нагревательных установок, представляет также самостоятельный научный и практический интерес. Обоснование требований к надежности индукционно-нагревательных установок при подготовке технических заданий на их проектирование базируется на анализе всей накопленной как технической, так и экономической информации о производстве и эксплуатации изделиях-аналогах, сложившейся конъюнктуре рынка. Большое внимание необходимо уделить методическому подходу, по которому проектный назначенный ресурс установки выбирается близким к определяемому по критерию оптимального сочетания суммарных затрат на его проектирование, производство и эксплуатацию, а так же направлению безусловного обеспечения безопасности создаваемых установок, по которому минимальный конструкционных риск, т. е. вероятность техногенного катастрофического отказа, закладывается в основу

нормирования требований к показателям надежности наиболее ответственных деталей при их проектировании.

Наука о надежности индукционно-нагревательных установок получает все более интенсивное развитие, ее главные задачи полностью созвучны современными экономически обоснованными тенденциями к созданию изделий, технологий, производств, а следовательно, и разработке требуемого для этого научного обеспечения, «под ключ», т.е. с изначальной направленностью каждого из этапов на конечную цель и выполнение полного цикла работ, необходимого для ее достижения.

Список литературы:

1. Романов С.В, Коваленко И.В. Надежность индукционно-нагревательного оборудования для критических технологий и его нормативное обеспечение. // Вимірювальна і обчислювальна техніка в технологічних процесах. – Хмельницький: Технологічний університет. Поділля. – 2003 - №2 – С 222-226
2. Коваленко И.В. Индукционные установки для разборки ответственных соединений // Високі технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ» - 2004. – Вип.2 (9) – С.105 – 110.
3. Коваленко И.В. Разборка соединений с натягом при индукционном нагреве // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ» -2004. №28. – С.133 -135.
4. Болотов А.В., Щепель Т.А. Электродинамические установки. – М.: Высшая школа. 1988. – с.336.
5. Слухоцкий А.Е., Рыскин С.Е. Индукторы для индукционного нагрева. Л.: Энергия, 1974. – с.264.

Коваленко И.В., Вялкова Т.В. «Разработка алгоритма прогнозирования

эксплуатационной надежности индукционно-нагревательных установок»

В статье структурно приведены методы прогнозирования в нескольких последовательных этапах, которые взаимосвязаны единой ключевой целью — дать прогноз и обеспечить требуемую надежность индукционно-нагревательных установок.

Коваленко И.В., Вялкова Т.В. «Розробка алгоритму прогнозування експлуатаційної надійності індукційно-нагрівного обладнання»

В статті структурно приведено методи прогнозування в декілька послідовних етапів, які взаємопов'язані єдиною ключовою ціллю — дати прогноз і забезпечити потрібну надійність індукційно-нагрівного обладнання.

Kovalenco I.V., Vyalkova T.V. "The algorithm is elaboration for forecasting operating the reliable of the induction -warm installation."

In article structure are lead to methods forecasting a few follow stages, which the object is correlation common key - yield is the forecast and secure demand is the reliable of the induction -warm installation.

Лузан С.О.

РОЗРОБКА МЕТОДОЛОГІЇ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ ПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ ДЕТАЛЕЙ, ЯКІ НАНОСЯТЬСЯ ГАЗОПОЛУМ'ЯНИМ НАПИЛЮВАННЯМ, КОМБІНОВАНИМ З ІНШИМИ ТЕХНОЛОГІЯМИ

Для Української промисловості і всієї України в цілому украй актуальним питанням є розробка енерго і ресурсозберігаючих технологій. Відомо, що близько 20% щорічної виплавки металу витрачається на заповнення витрат від зношування і корозії [1]. Захист деталей машин, механізмів і металоконструкцій від зносу і корозії, підвищення надійності, якості і довговічності устаткування, створення конкурентноздатних виробів відноситься до числа найважливіших задач промислової політики. Боротьба із зносом в більшості випадків традиційно ґрунтується на: конструюванні деталей з об'ємно-легованих матеріалів з подальшою термічною обробкою; методах хіміко-термічної обробки; нанесенні електрохімічних покриттів.

Проте в даний час такий підхід ускладнюється дефіцитністю і надмірно високою вартістю легуючих матеріалів, великими енерговитратами на термічну або хіміко-термічну обробку, екологічними проблемами, пов'язаними з гальванічним виробництвом. Крім того, постійно висувуються підвищені вимоги до надійності, довговічності, конкурентоспроможності виробів, новим умовам експлуатації машин і механізмів, які принципово не можуть бути задоволені при використуванні якого-небудь одного складно легovanого сплаву. У зв'язку з цим технічно доцільно застосовувати деталі і вироби, властивості яких на поверхні кардинально відрізняються від властивостей серцевини матеріалу за рахунок використання різних покриттів і методів поверхневого зміцнення[2].

Останнім часом на практиці стало популярним поєднання двох або більш вже відомих технологій. Такий підхід дає можливість одержати результати значно перевершуючи ті, які були одержані застосуванням базових технологій. Під поліпшенням результатів слід розуміти як технологічні, так і економічні переваги по відношенню до базової технології.

У області газотермічного напилення розроблені і успішно експлуатуються безліч гібридних технологій. Це в першу чергу технології плазмового, газополум'яного нанесення покриттів різного призначення із застосуванням поверхнево-пластичної деформації, електроіскрової обробки і ряду інших прийомів. Ці технології дають можливість збільшити міцність зчеплення покриття з основою, зменшити пористість покриття, додати йому специфічні властивості.

Вельми перспективним напрямом досліджень є синтез газотермічного напилення і технологій СВС (високотемпературний синтез, що саморозповсюджується) [3].

Відомо застосування комбінованої технології плазмового напилення і голкофрезерування. Яка полягає в обробці голкофрезною поверхні деталі перед напиленням і напилюваного покриття завдяки взаємодії розплавлених частинок матеріалу, що наноситься, з матеріалом основи і пошарової релаксації напруг в тонких проміжних шарах багат шарового покриття [3].

Для розробки методології управління якістю поверхневих шарів деталей застосовуємо системний підхід.

Системний підхід є теоретичною і методологічною основою системного аналізу і основна задача його полягає в розробці методів дослідження і конструювання складно організованих об'єктів – систем різних типів і класів.

Системний аналіз в свою чергу включає ряд інших, підлеглих йому методів, які функціонують в його рамках. Одним з них є метод направленого вибору, що є сукупністю спеціальних методів дослідження, з яких в тому або іншому випадку вибирається най адекватніший з них.

Методологія направленої вибору технології підвищення якості газотермічних покриттів виробів охоплює весь їх життєвий цикл.

Життєвий цикл – часовий інтервал з моменту виникнення об'єкту до його повного виключення з використання (утилізації), складається з чотирьох стадій [4]:

- висунення концепції і визначень;
- проектування і розробки;
- виготовлення і установки;
- експлуатації, обслуговування і ремонту.

Також важливим моментом є утилізація об'єкту. Всі стадії життєвого циклу розглядаються через спеціальні методи направленої вибору. Причому необхідно враховувати вплив вибраних методів один на одного, яке зрештою позначатиметься на якості виробу.

Сукупність проблем, пов'язаних з розробкою технології управління якістю газотермічних покриттів виробів, визначають предметну область методології в даній роботі.

Застосовуючи системний підхід можна виділити дві сфери існування виробу: науково-інформаційну і матеріальну [6].

В даний час, у зв'язку з рішенням оптимізаційних задач, зростає роль науково-інформаційної сфери. Проте відсутність встановлених закономірностей по формуванню необхідної якості напиленого на деталь покриття вимагає проведення великої кількості експериментів для правильного вибору технологічного процесу ще до організації виробництва.

Використовування системного підходу при проведенні досліджень вимагає аналізу доцільності використання методології направленої вибору технологій досягнення заданої якості напилених шарів на всіх стадіях життєвого циклу об'єкту (рис. 5) [6].

СТАДИИ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА ОБЪЕКТА												
выдвижения концепции и определений		проектирования и разработки			изготовления и установки				эксплуатации,обслуж. и ремонта		утилизации	
Обоснование необходимости создания объекта	Требования к объекту	НИОКР	РКД	ТПП	Заготовительное производство	Механическая обработка	Управление качеством напыляемого покрытия	Сборка	Контроль и испытание объекта	Сбор эксплуатационной информации	Стратегия обслуживания и ремонта	Выбор метода утилизации
Область использования методологии направленного выбора технологии повышения качества поверхностных слоев изделий												

Рис. 1 – Використовування методології направленого вибору технології підвищення якості поверхневого шару виробів на різних стадіях життєвого циклу.

На стадії висунення концепції і визначень обґрунтовується необхідність створення об'єкту і визначаються вимоги, що пред'являються до нього, у тому числі і до якості поверхневого шару, які оформляються у вигляді технічного завдання.

На стадії проектування і розробки, етапі розробки конструкторської документації (РКД), важливо знати методи, застосування яких може забезпечити необхідні характеристики поверхні і відповідно до цього призначати їй якісні показники. На етапі технологічної підготовки виробництва знання методології управління якістю напчених покриттів деталей машин дозволяє планувати раціональну технологію отримання необхідних властивостей.

На основі одержаних результатів досліджень з'явиться можливість проектувати вибір раціонального способу отримання заготовок деталей. Можливо вони виготовлятимуться з дешевших матеріалів із застосуванням енергозберігаючої термічної обробки або без неї.

Знаючи закономірності управління якістю напилюваного шару, з'являється можливість вибору оптимального технічно і економічно методу механічної обробки.

Вибір операцій збірки: зварка, склеювання, збірка з нагрівом і т.д. залежить від якості напиленого шару. Це приводить до глибшого аналізу складального процесу, оскільки на завершальних стадіях виробничого процесу остаточно формуються характеристики об'єкту, виробу.

Формування поверхневого шару із заданими характеристиками викликає зміну методів контролю і випробування об'єкту, виробу.

Знаючи якісний склад напиленого на деталь покриття, можна прогнозувати, в яких умовах виріб краще працюватиме, в яких гірше і на основі цього з'являється можливість управляти процесом раціональної експлуатації і обслуговування об'єкту, виробу.

Використовування методології управління якістю напилених покриттів на стадії ремонту виробів дозволяє більш економічно розв'язати проблему відновлення їх працездатності. На цьому етапі застосування результатів наукових досліджень дає значний економічний ефект.

Вибору методу раціональної утилізації виробів також виробляється на основі результатів досліджень, оскільки переробка виробів багато в чому залежить від складу і структури деталей, що становлять виріб.

Оптимізація – це вибір такого варіанту управління процесів газополум'яного напилення шляхом комбінування з іншими методами, при якому досягається екстремальне значення критерію, що характеризує якість управління. При цьому необхідно розділити два поняття: критерій оптимізації і критерій оптимальності. Критерій оптимізації або цільова функція – це критерій, який визначає якість управління процесом, а критерій оптимальності

– його задана величина. У загальному вигляді задача оптимізації представляється у вигляді [7]:

$$Q' = \text{extr}\{f_0(x, \omega) | x \in D\}$$

при технологічних обмеженнях: $g(x, \omega) \leq 0; f(x) \leq 0; a_i \leq x_i \leq b_i$,

де $f_0(x, \omega)$ - критерій оптимізації, залежний від керованих x ; a_i, b_i - постійні.

По своєму призначенню оптимізація буває: структурна – призначена для оптимальної побудови структури (послідовності і кількості використовуваних методів) і параметрична – для призначення оптимальних параметрів технологій, використовуваних для отримання покриттів із заданими властивостями. Оптимізація може бути зовнішньою, реалізованою поза газополум'яною установкою, і внутрішньою, здійснюваною при нанесенні покриттів на установці.

Оптимізація може бути вибірковою, якщо оптимізується один або декілька керованих параметрів обробки, і комплексною, якщо оптимізують одночасно параметри газополум'яного наплення і комбінованого з ним методу. Оптимізація може виконуватися в детермінованій (статичній) постановці при постійних значеннях всіх вхідних в модель параметрів і стохастичній (динамічній) постановці при обліку вірогідності природи процесу газополум'яного наплення.

Беручи до уваги, що кожний з параметрів зміни якості покриття виробу протікає по своїх законах і у відповідних умовах, причому задана якість поверхні може бути досягнута невеликою кількістю методів, задачу оптимізації можна вирішувати методом лінійного програмування. При цьому будується мережева модель можливих методів, набір яких дозволяє одержати покриття заданої якості.

Мережеву модель використовують для знаходження оптимального варіанту. В цьому випадку застосовні стандартні алгоритми рішення задачі визначення найкоротшого шляху на мережі методом лінійного і динамічного програмування [8].

У виробничій системі з однієї заготовки можуть бути виготовлені декілька деталей або з декількох деталей може бути зібрано один виріб. Такі процеси відображаються в мережевій моделі розмноженням або поглинанням заявок (момент надходження партій деталей) у відповідному вузлі. Мережа, в якій заявки розмножуються або поглинаються, називається нелінійною [9]. Досліджувати нелінійні стохастичні (динамічні) мережі можна тільки за допомогою імітаційного моделювання.

Стохастична мережа, усередині якої немає поглинання і розмноження заявок, називається лінійною. Важливою властивістю лінійних стохастичних мереж в сталому режимі є рівність інтенсивностей що входить в будь-який вузол потоку заявок і потоку, що виходить з того ж вузла [9].

На основі вищевикладеного можна зробити висновок, що наша мережева модель є лінійною.

Знаходження оптимального варіанту здійснюємо методом лінійного програмування. Задачу знаходження оптимального варіанту математично формулюється таким чином [8]:

мінімізувати

$$\sum_{ji \in \text{cemu}} r_{ji} x_{ji}$$

при обмеженнях

$$\sum_{jk \in \text{cemu}} x_{jk} - \sum_{ki \in \text{cemu}} x_{ki} = \begin{cases} 1, & \text{для } k=I \text{ (витік);} \\ 0, & \text{для } k - \text{проміжних;} \\ -1, & \text{для } k=C \text{ (стік),} \end{cases}$$

де для всіх дуг мережі; до – номер вершини мережі; jk – витоки дуг з вершини до у вершину j ; ki – у вершину до втікають дуги з попередніх вершин i .

При рішенні задач підвищення якості напилених газополум'яним методом покриття важливо враховувати не тільки вартісні, а також екологічні показники комбінованого процесу. В цьому випадку витрати на забезпечення необхідного рівня екологічних характеристик виробу враховуються в сумі загальних витрат.

В той же час екологічні характеристики можуть бути використані в як самостійний критерій оптимізації при виборі варіанту комбінування методів з більш економічно доцільних варіантів.

В процесі оптимізації можлива зміна складу комбінованих методів, вживаних для отримання покриття заданої якості, кількості шарів і технологічних режимів використовуваного устаткування.

На вищому рівні задача оптимізації може бути вирішена з урахуванням всіх стадій життєвого циклу об'єкту (вироби). Причому на окремих стадіях життєвого циклу об'єкту необхідно аналізувати позитивні і негативні моменти залежно від якості напиленого на поверхню покриття. Збільшення розмірності вирішуваної оптимізаційної задачі може привести до необхідності використання методу динамічного програмування.

У загальному вигляді модель проектування і вибору якості деталей виробу з урахуванням стадій життєвого циклу приведена на рис. 6 [6].

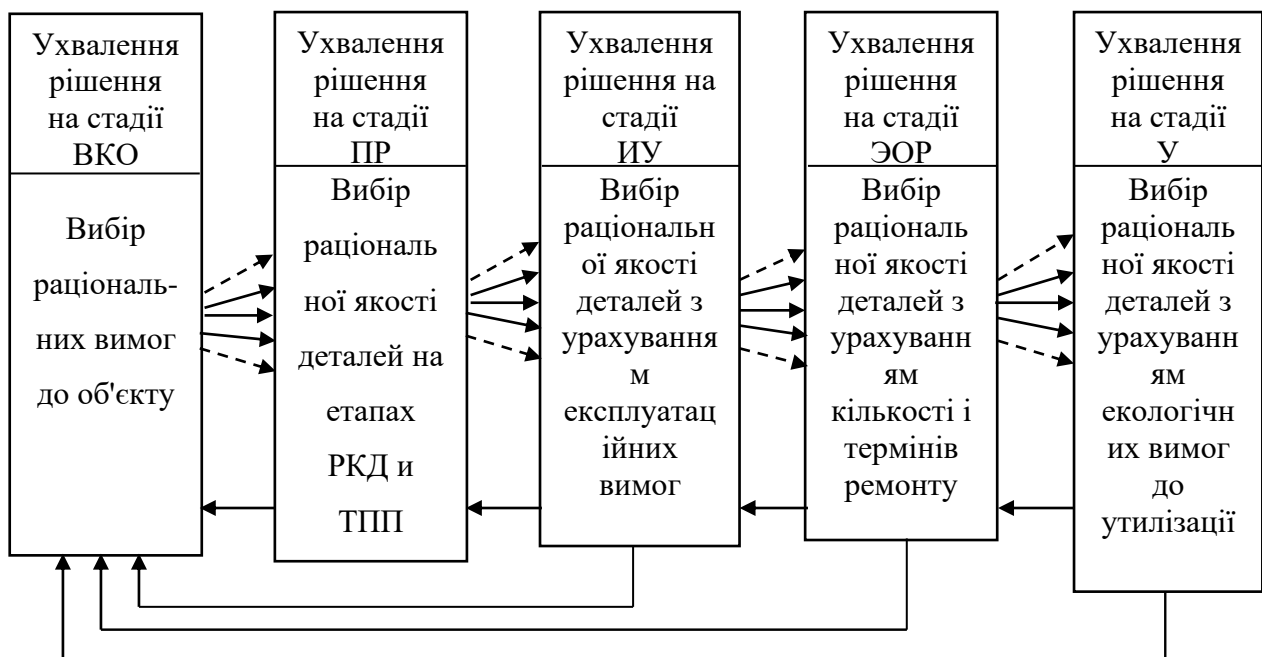


Рис. 2 – Модель багаторівневого процесу ухвалення рішення про якість деталей.

На кожному з рівнів проектування визначається декілька найраціональніших рішень. При ухваленні рішення на одному з рівнів кількість даних варіантів може бути різною.

Таким чином, багаторівневий підхід дає можливість спрощувати складну задачу шляхом декомпозиції її на простіші, відповідні стадіям життєвого циклу об'єкту, і тим самим скоротити число аналізованих варіантів.

На основі аналізу теоретичних основ існуючих технологій підвищення якості поверхневих шарів деталей розроблена методологія управління якістю поверхневих шарів деталей, які наносяться газополум'яним напилюванням, комбінованим з іншими технологіями.

Список літератури:

1. Григорян В.А., Гусев В.М., Жуков В.А., Гусев М.В. Увеличение ресурса работы деталей методом газотермического напыления покрытий. Приложение "ТЕХНОЛОГИИ. ОБОРУДОВАНИЕ. МАТЕРИАЛЫ" к журналу "Экономика и производство". – 1999. - №4. – С. 22-24.
2. Кудинов В.В., Бобров Г.В. Нанесение покрытий напылением // Теория, технология и оборудование. – М.: Металлургия, 1992. – 302 с.
3. Лузан С.А. Совершенствование метода газопламенного нанесения покрытий // Сборник докладов 7-ой Международной конференции ОТТОМ-7. Оборудование и технологии термической обработки металлов и сплавов. Том III. - Харьков: ННЦ ХФТИ, ИПЦ “Контраст”, 2006. – С. 182-183.
4. Технология восстановления и упрочнения наружных и внутренних поверхностей плазменным напылением./ Г.М.Русев, В.В. Овсянников, С.М. Киселев, Н.Ф.Галюк // Автомат. сварка. - 2000, №12. - С. 61-62.
5. ДСТУ 2863-94 Надежность техники. Программа обеспечения надежности. – Киев: Госстандарт Украины, 1994. – 37 с.
6. Лузан С.А. Системный подход к выбору упрочняющих технологий деталей машин для механизации сельскохозяйственного производства // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник ХНТУСГ. Том 1. – Харків: ХНТУСГ. – 2007. – Вип. 59. – С. 400-409.

7. Старков В.К. Обработка резанием. Управление стабильностью и качеством в автоматизированном производстве. – М.: Машиностроение, 1989. – 295 с.

8. Лебедевский М.С., Вейц В.Л., Федотов А.И. Научные основы автоматической сборки. – Л.: Машиностроение, 1985 – 316 с.

9. Организационно-технологическое проектирование ГПС / Азбель В.О., Звоницкий А.Ю., Каминский В.Н. и др.; Под общ. ред. С.П. Митрофанова. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 294 с.

Лузан С.А. «Разработка методологии управления качеством поверхностных слоев деталей, которые наносятся газопламенным напылением, комбинированным с другими технологиями».

В статье представлена разработанная методология управления качеством поверхностных слоев деталей, которые наносятся газопламенным напылением, комбинированным с другими технологиями.

Лузан С.О. «Розробка методології управління якістю поверхневих шарів деталей, які наносяться газополум'яним напилюванням, комбінованим з іншими технологіями»

У статті представлена розроблена методологія управління якістю поверхневих шарів деталей, які наносяться газополум'яним напилюванням, комбінованим з іншими технологіями.

Luzan S. «Development methodology of quality management superficial layers of details, which are inflicted by gazoflame napylenyem combined with other technologies».

In the article represented developed methodology of quality management of superficial layers of details which are inflicted by gazoflame napylenyem, combined with other technologies.

ИНДУКТОР С ПЕТЛЕВОЙ КАТУШКОЙ ДЛЯ ОДНОВРЕМЕННОЙ РАЗБОРКИ ДВУХ КОЛЕС

В машиностроении в процессе изготовления и ремонта часто требуется разобрать сопряжение двух деталей собранных с гарантированным натягом.

Распрессовка на прессах приводит к повреждению посадочных поверхностей, что приводит к дополнительным расходам за счет исправления или замене поврежденной детали

Метод разборки путем нагрева охватывающей детали не имеет недостатков присущие прессовому методу.

Этот метод широко применяется для снятия бандажей колес и других деталей типа колец, сопряженных с диском. Однако чем больше отношение внешнего диаметра охватывающей детали D_H к диаметру сопряжения d_C , тем труднее осуществить расчленение тепловым способом,

Так, например в железнодорожном колесе диаметром 1050 мм отношение наружного диаметра колеса с бандажом по кругу катания к диаметру колесного центра, т.е к посадочному диаметру бандаж составляет:

$$\frac{D_{\text{банд}}}{d_{\text{к.ц.}}} = \frac{1050}{950} = 1.18,$$

что позволяет производить нагрев бандажей газовыми и жидкостными горелками, электронагревателями сопротивления.

При отношении внешнего диаметра колеса к диаметру оси, которое составляет:

$$\frac{D_K}{d_{oc}} = \frac{1050}{180} = 5.8,$$

этими способами нагрева не представляется возможным съём колеса с оси

Нами был разработан индукционно тепловой метод съема колес с оси и подобным им узлов сопряженных с гарантированным натягом*

Задача состояла в том, чтобы скорость нагрева охватывающей детали (втулки) максимально превышала скорость нагрева охватываемой детали

(вала). Это условие может обеспечить только индукционный нагрев, т.к. он позволяет концентрировать нагрев в необходимом участке нагреваемой детали.

Предложенное индукционно нагревательное устройство для съема железнодорожного колеса с оси* (Рис.1), которое состоит из подковообразно катушки 4, круглой катушки 3, верхних магнитопроводв 1, нижних магнитопроводв 2.позволяет сконцентрировать нагрев в ступице колеса, который обеспечивает ликвидацию натяга и образование зазора в зоне сопряжения.

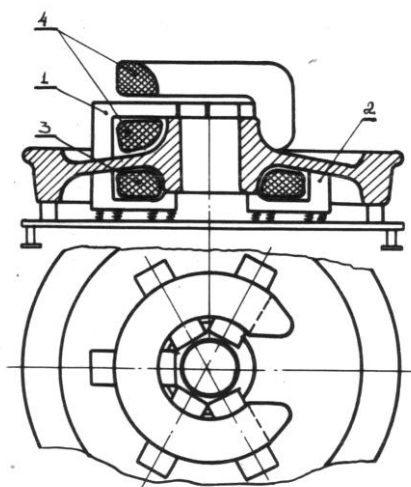


Рис. 1 - Индуктор для съема железнодорожных колес

Схема подключения индуктора (рис.2) представляет собой схему открытого треугольника

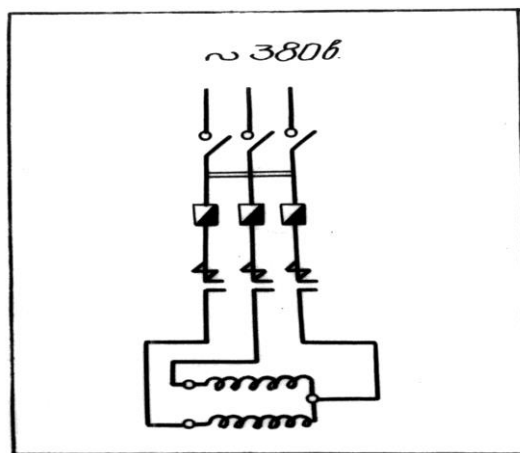


Рис. 2 - Схема подключения индуктора-«подкова»

В результате того, что верхняя ветвь катушки не рабочая, схема подключения индукционного устройства “открытый треугольник”, что приводит к низкому КПД ($\cos\phi=0.4-0.5$.) Для улучшения $\cos\phi$ в электрическую цепь индуктора необходимо вводить конденсатор.

Используя принцип нагрева ступицы колеса, который описан выше, нами предложена новая конструкция индукционной катушки - петля.(Рис. 3)

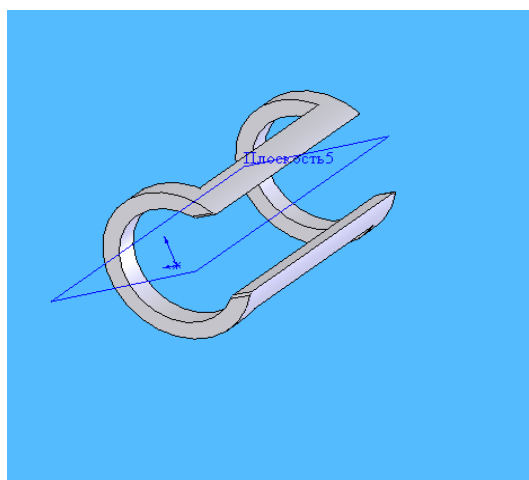


Рис. 3 - Индукционная катушка-петля

В этой индукционной катушке рабочими являются обе ее ветви, которые одновременно нагревают две ступицы колесной пары, (Рис.4).

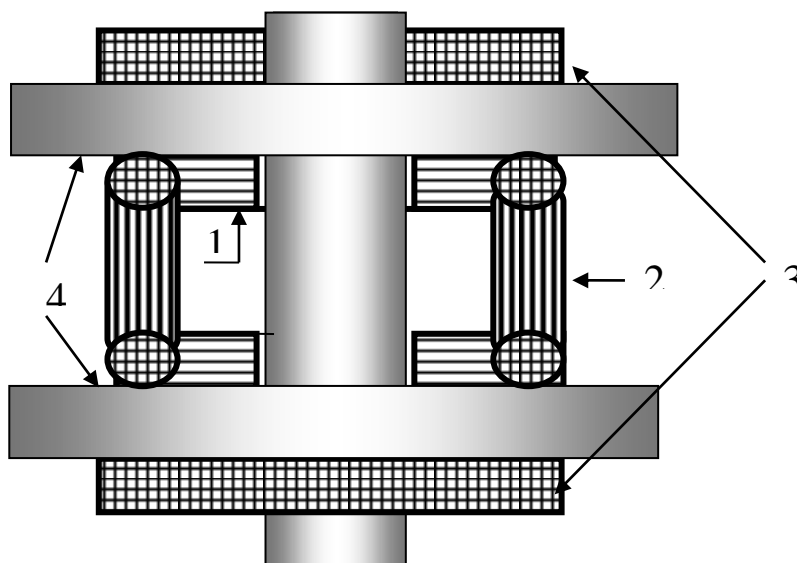


Рис. 4 - Схема установки индуктора для съема двух колес

(1-Петлеобразная катушка, 2- перемычка, 3- две круглые катушки, 4- колеса)

При этом индукционные катушки подключаются к электросети по схеме “звезда”. Это приводит к равномерной нагрузке трех фаз и исключает перекося, что намного улучшает $\cos\phi$. (Рис.5).

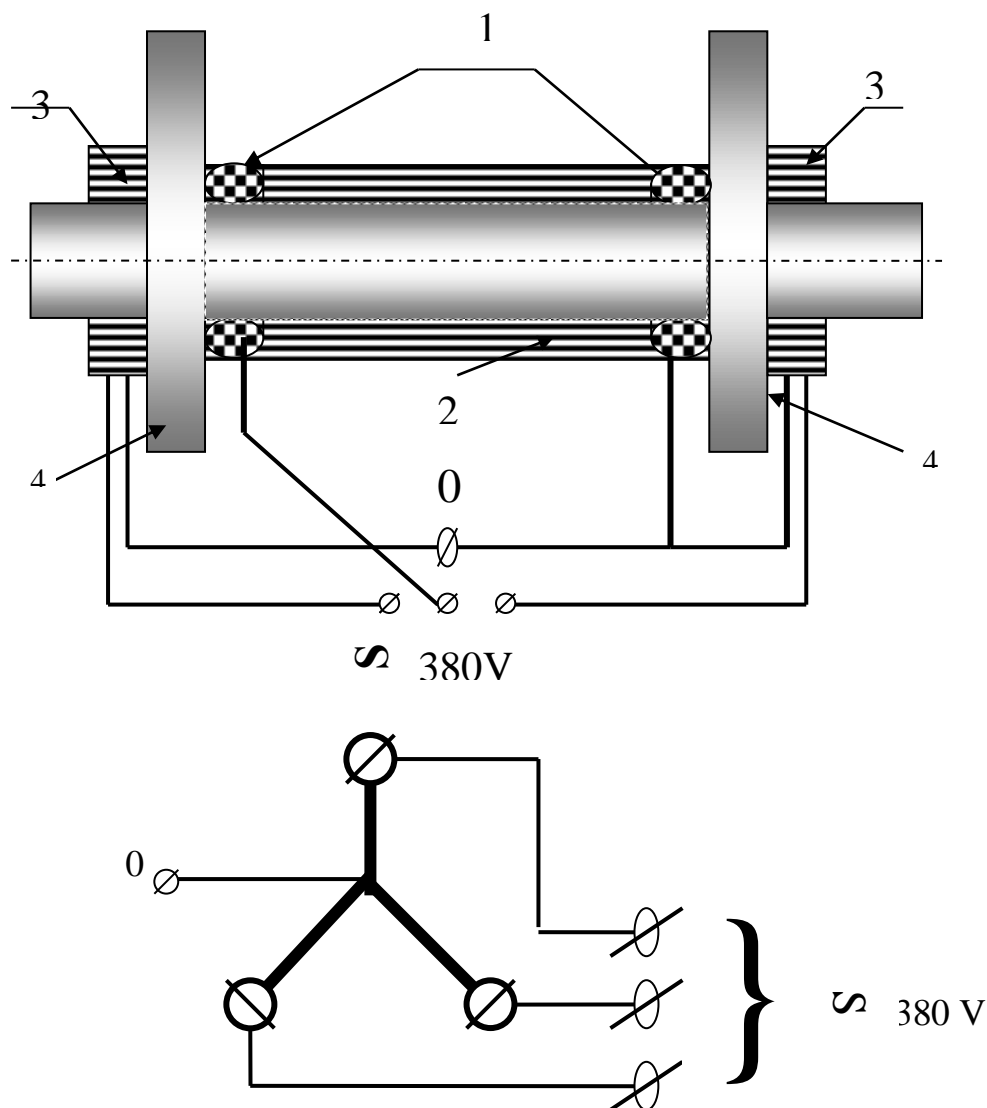


Рис. 5 - Схема подключения катушки-«петля»

Для более эффективного нагрева такие две индукционные катушки-петли подводятся к ступице с двух сторон и полностью охватывают ее по периметру. Перемычка петли гибкая и позволяет свободно устанавливать индуктор в нужное место.

Таким образом, за одну операцию нагрева разбирают два колеса. Экономический эффект достигается за счет экономии электроэнергии,

повышении $\cos\phi$, значительного снижения вспомогательного времени на разборку.

В отличие от метода съема подковообразной катушкой, при котором разборка производится в вертикальном положении (Рис.6) каждого колеса колесной пары с последующим переворотом для съема второго колеса, съем катушкой “петля” производится в горизонтальном положении.

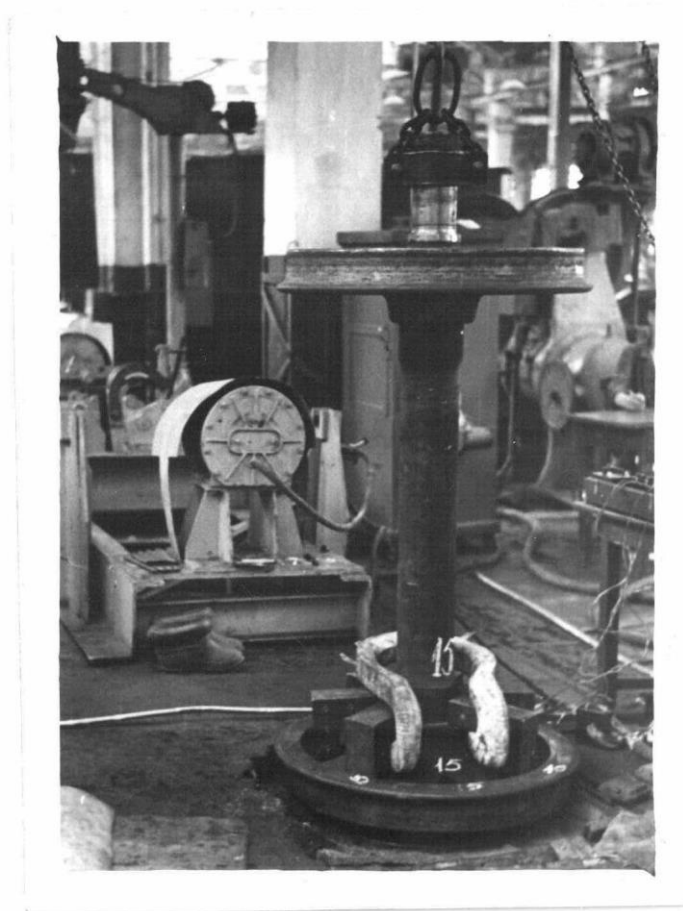


Рис. 6 - Съем колеса подковообразной катушкой

Список литературы:

1. Романов С.В., Коваленко И.В. Надежность индукционно-нагревательного оборудования для критических технологий и его нормативное обеспечение. // Вимірювальна і обчислювальна техніка в технологічних процесах. – Хмельницький: Технологічний університет. Поділля. – 2003 - №2 – С 222-226

2. Коваленко И.В. Индукционные установки для разборки ответственных соединений // Високі технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ» - 2004. – Вип.2 (9) – С.105 – 110.
3. Коваленко И.В. Разборка соединений с натягом при индукционном нагреве // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ» - 2004. №28. – С.133 -135.
4. Болотов А.В., Щепель Т.А. Электродинамические установки. – М.: Высшая школа. 1988. – с.336.
5. Слухоцкий А.Е., Рыскин С.Е. Индукторы для индукционного нагрева. Л.: Энергия, 1974. – с.264.

Малицкий И.Ф. Коваленко М.Ю. “Индуктор с петлевой катушкой для одновременной разборки двух колес”.

В статье рассматривается новый способ разборки колесных пар индукционно тепловым способом, позволяющий производить разборку двух колес одновременно. Это осуществляется за счет разработанной новой конструкции индукционной петлеобразной катушки, форма которой позволяет завести её через ось с внутренней стороны колеса. Такой способ разборки снижает себестоимость и расход электроэнергии.

Малицький І.Ф., Коваленко М.Ю. “Індуктор с петлевою котушкою для одночасної розбірки двох коліс”.

В статті розглядається новий спосіб розбирання колісних пар індукційно тепловим засобом, який дозволяє виконувати розбирання двох коліс одночасно. Це здійснюється за рахунок розробленої нової конструкції індукційної петлезразкової катушки, форма якої дозволяє завести її через вісь з внутрішньої сторони колеса. Такий засіб розбирання знижує собівартість і розхід електроенергії.

Malickiy I. F., Kovalenco M.U. "The inductors with a loop spool for simultaneously analyze two-wheels".

In article consider a new method of analysis the couple wheels at induction thermal manner, which allow make a analyze two-wheels simultaneously. It's realize at the expense of elaborate a new construction in induction loop spool, which establish farm allow it over axis at inside of spool. That method of analyzing lowering the prime cost and expenditure the electrical energy.

Малицкий И.Ф., Конева В.Г.

РАЗБОРКА СОЕДИНЕНИЙ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ МЕТОДОМ ДАВЛЕНИЯ МАСЛА С ТОРЦА СОПРЯЖЕНИЯ

Одним из актуальных вопросов сборочных работ является расчленение (разборка) сопряжений с гарантированным натягом без повреждения посадочных поверхностей, так как в процессе производства и ремонта возникает необходимость производить разборку.

Самым распространенным методом разборки соединений с гарантированным натягом является прессовый метод. Распрессовка происходит практически при сухом трении, что часто приводит к нарушению посадочных поверхностей. Если сборка осуществлялась с помощью нагрева охватываемой детали (втулки), то в этом случае распрессовка всегда приводит к нарушению посадочных поверхностей [3].

Для осуществления разборки без повреждения посадочных поверхностей существует два метода: метод теплового воздействия на охватываемую деталь, и метод с использованием масла, подаваемого под давлением в зону сопряжения [1].

Чем меньше соотношение диаметра наружного D_H к диаметру сопряжения d_C , тем эффективнее метод расчленения с помощью нагрева охватываемой детали.

Метод расчленения с помощью масла, подаваемого в зону сопряжения, имеет два способа: подача масла под давлением с торца сопряжения [2, 3] изображена на рис. 1, где 1 – винт для прижатия камеры, 2 – камера, 3 – плунжерный насос, 4 – втулка, 5 – вал, 6 – самоуплотняющаяся прокладка, 7 – стяжка, и подача масла: в середину зоны сопряжения через заранее изготовленное отверстие, показана на рис. 2, где 1- манометр, 2- ручной

масляный винтовой насос, 3 – резьба, 4 – канавка глубиной 2-4мм и шириной 6-8мм.

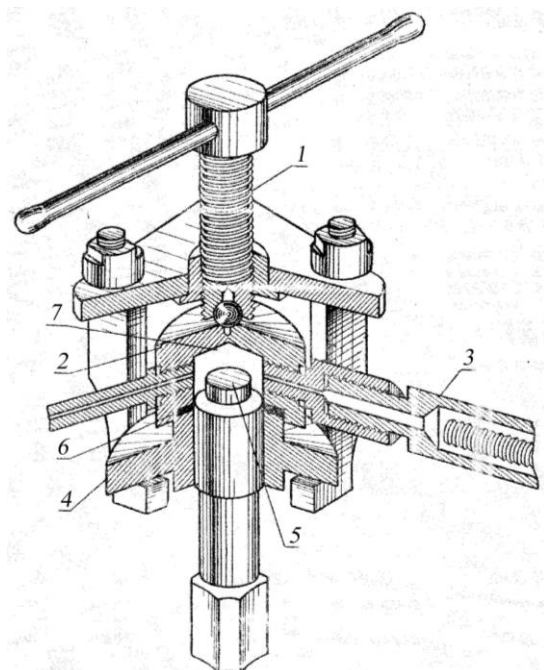


Рис. 1 - Распрессовка маслом с торца сопряжения

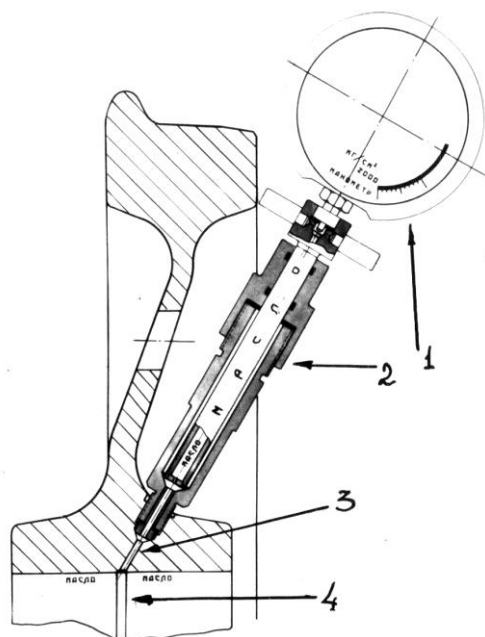


Рис. 2 - Распрессовка маслом маслом через отверстие

Второй способ достаточно описан в литературе [1] и применяется для распрессовки колес тепловозов. Первый способ – разборка маслом под большим давлением с торца сопряжения – наиболее применим при малых соотношениях D_H к d_C .

Сущность второго способа расчленения соединения с гарантированным натягом маслом под большим давлением с торца сопряжения заключается в следующем. К торцу сопряжения подводится камера с самоуплотняющейся прокладкой. В камеру подается масло под большим давлением. Так как прочность сопряжения зависит от контактного давления (p_k) и коэффициента трения (f), что видно из формулы:

$$P_{np} = p_k \pi d l f \text{ (Н)},$$

то для того, чтобы снизить усилие распрессовки, необходимо уменьшить коэффициент трения f . Уменьшение коэффициента трения достигается за счет

подачи масла в зону сопряжения. При распрессовке давлением масла необходимо, чтобы давление масла преодолело контактное давление $P_m > p_k$.

Вследствие того, что первоначально распрессовка происходит при сухом трении, то давление масла достаточно для проникновения в зону сопряжения и недостаточно для “срыва” – начала распрессовки. Таким образом, распрессовка начнется тогда, когда масло проникнет в зону сопряжения и уменьшит коэффициент трения.

Для определения величины давления масла, необходимого для проникновения в зону сопряжения, но не превышающего усилие распрессовки, разработаны алгоритм и программа расчета на ЭВМ (приложение 1 и 2). На рис. 3 построен график зависимости коэффициента K , характеризующего геометрические параметры сопряжения D ; d ; d_0 для сопрягаемых деталей из стали, используемый для расчета контактного давления p_k в сопряжении и, следовательно, давления масла в камере.

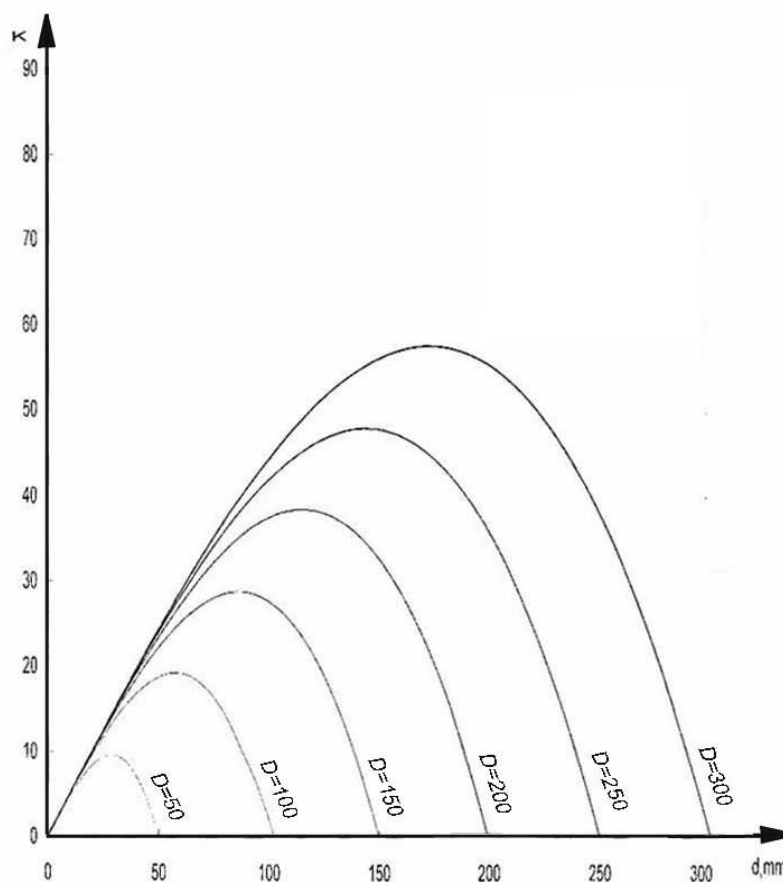


Рис. 3 - График зависимость коэффициента K от наружного диаметра D_H и диаметра сопряжения d_C

В этом случае контактное давление будет иметь вид:

$$p_k = \frac{\delta E}{\left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \mu + \frac{d^2 + d_0^2}{D^2 - d_0^2} - \mu \right) * d} = \delta EK, \quad \text{где} \quad K = \frac{1}{\left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \frac{d^2 + d_0^2}{d^2 - d_0^2} \right) * d}$$

Проведенные экспериментальные исследования подтверждают вышеприведенные утверждения.

Так при исследовании распрессовки собранного с термовоздействием соединения вала с втулкой со следующими геометрическими и физико-механическими параметрами: d_c - диаметр сопряжения - 50мм, L - длина сопряжения - 50мм, δ - натяг - 0.06мм сопряжения, D_H - наружный диаметр втулки - 85мм, f - коэффициент трения - 0.35. При условии непроникновения масла в зону сопряжения усилие для “срыва” будет при контактном давлении:

$$p_k = \delta K = 0.0061 \times 142623 = 8700 \text{ Па}$$

K - коэффициент, зависящий от геометрических характеристик сопрягаемых деталей, и который определяется по разработанному нами графику рис. 3.

После определения контактного давления p_k необходимо численно определить прочность сопряжения:

$$P_{cp} = p_k \pi d L f = 3.14 \times 0.05 \times 0.05 \times 8700 \times 0.35 = 23900 \text{ Н}$$

Для того чтобы масло проникло в зону сопряжения, необходимо преодолеть контактное давление 8700 Па. Такое давление действует и на торец оси (вала). Давление 8700 Па создает усилие распрессовки, которое вычисляется по формуле:

$$P_{расэ} = P_M F = P_M \frac{\pi d^2}{4} = 8700 \frac{3.14 \times 0.05^2}{4} = 16400 \text{ Н}$$

Таким образом, усилие необходимое для начала распрессовки (срыва), должно быть не менее 23900 Н, а давление масла в камере 8700 Па достаточное для проникновения масла в зону сопряжения. Такое давление масла создает усилие распрессовки 16400Н. Следовательно, прежде чем произойдет срыв

вала, масло проникнет в зону сопряжения и распрессовка произойдет при жидкостном трении, сохраняя от повреждений сопрягаемые поверхности.

Рассмотренный метод позволяет расчленять соединения деталей собранных с натягом, сохраняя посадочные поверхности. Данный метод рекомендуется применять для разборки малогабаритных сопряжений (зубчатых колес, муфт и подобных им сборочным единицам).

Список литературы:

1. Федоров Б.Ф. Рациональный способ распрессовки и запрессовки деталей. – М.: машгиз, 1955- 25 с.
2. Андреев Г.Я., Малицкий И.Ф., Давиденко Н.П. Устройство для расчленения посадок с гарантированным натягом. -К Машиностроение №1, 1963 – 34с
3. Малицкий И.Ф. Исследование и выбор эффективных методов расчленения посадок с гарантированным натягом. - X Диссертация КТН , 1964 147с

Малицкий И.Ф., Конева В.Г. “Разборка соединений с гарантированным натягом маслом с торца сопряжения”.

В статье рассматривается способ расчленения соединений деталей с гарантированным натягом маслом, подаваемым с торца сопряжения под высоким давлением . Приводится график для определения коэффициента **K** в зависимости от соотношения наружного диаметра D_n к посадочному диаметру d_n . с помощью которого определяется величина необходимого давления масла в камере устройства для осуществления распрессовки с жидкостным или полужидкостным трением.

Малицкий И.Ф., Конева В.Г. “Розбирання з’єднань з гарантованим натягом методом тиску мастила з торця сполучення”.

В статі розглядається засіб розбирання з'єднань з гарантованим натягом мастилом яке подається з торця з'єднання мастилом під високим тиском. Приводиться програма для розрахунку тиску масла, а також графік для визначення коефіцієнта **K** в залежності від співвідношення зовнішнього діаметру D_3 до посадочного діаметру d_n , за допомогою якого визначається величина тиску мастила в камері яка необхідна для здійснення розбирання з рідинним або напіврідинним тертям.

Malickiy I.F., Koneva V. G. “Analysis junctions with guaranteed for a stretch lubricant from tie end of connecting”.

In article consider method of breaking up junctions parts with guaranteed for a stretch lubricant, giving tie end of connecting in high pressure. Result in diagram for definitions a coefficient **K** dependent on correlation external diameter D_e to landing d_l with the help of determine the quality of necessary pressure in chamber apparatus for realization of pressing-out liquid or half liquid for a stretch.

Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Попов Н.В.

МЕТОДИКА АНАЛОГИЗАЦИИ И ЕЕ ПРИМЕНЕНИЕ К АНАЛИЗУ СВАРОЧНЫХ ПРОЦЕССОВ

Сварка является одним из основных способов соединения твердых тел в настоящее время.

С помощью сварки можно соединить практически все металлы, сплавы, стекло, композиционные материалы, некоторые керамические и другие материалы. Бурное развитие техники на современном этапе, создание современных ранее неизвестных материалов, создание конструкций принципиально нового типа требуют от специалистов-сварщиков разработки новых способов сварки.

Процесс сварки, как и определенные группы технологических процессов различных отраслей промышленности, отличающиеся между собой по физической природе, имеют один и тот же механизм действия. Этому механизму соответствует и идентичная аналитическая модель процесса, реализовывающая физическую сущность процесса, элементарные процессы из которых он складывается, метод его интенсификации и создание оптимальных режимов осуществления.

Математическая модель процесса позволяет разработать метод его расчета, выбор оптимальных режимов его осуществления с учетом вопросов ресурсо- и энергосбережения.

Для процессов, имеющих одинаковый механизм применим метод математического моделирования, который назван аналогизацией [1].

Смысл этого метода состоит в том, что технологический процесс расчленяется на элементарные процессы, подбирается подобный по структуре тестовый процесс, который может быть иной физической природы,

подбираются аналоги параметров тестового и разрабатываемого процесса и фактически составление математической модели процесса в этом случае сводится к созданию математической модели тестового процесса.

Другими словами математическая модель холодной и горячей сварки может иметь аналогичные тестовые модели. По состоянию металла в процессе сварки их можно разделить на две основные группы:

1. сварка плавлением, или сварка в жидкой фазе
2. сварка давлением, или сварка в твердой фазе.

Аналогизация процессов опирается на пять теорем, подобных теоремам теории физического подобия.

1. Аналогичные процессы имеют одинаковые механизмы действия. Механизм процесса составляется по физическому описанию и определяется его структурой и элементами, из которых состоит процесс. Соответствующая теореме подобия – теорема Ньютона гласит: подобные процессы имеют одинаковые критерии подобия.
2. Аналогичные процессы имеют одинаковое математическое описание, описываются подобными дифференциальными уравнениями, в которых имеется соответствие между параметрами, стоящими в производных первого и второго порядка и представляющими аналоги сопоставляемых процессов, имеют одинаковые граничные условия.
3. Аналогичные процессы имеют изопараметриссы [1,2] одинаковой структуры. Изометриссой процесса является постоянный параметр либо комплекс из параметров, при которых процесс протекает более эффективно. Например, изохора, изобара, изогидрата, изотерма, постоянство пресыщения, перегрева, наборы комплексов [1,2].
4. Аналогичные процессы имеют аналоги всех параметров процесса и теплофизических констант.
5. Интегралы математических моделей одинаковы при одинаковых граничных условиях.

Эти теоремы в теории подобия отражены в теореме Гухмант – Кирпичева: подобные процессы имеют численно равные числа подобия (критерии) и подобные условия однозначности.

Пятая теорема по содержанию соответствует второй теореме теории подобия – теореме Букенгема: интегралы дифференциальных уравнений процесса могут быть представлены в виде уравнений, связывающих безразмерные комплексы процесса – числа подобия (критерии).

При проведении аналогизации процессов также очень удобно приводить дифференциальные уравнения к безразмерному виду, вводить числа подобия для тестового и разрабатываемого процесса, используя π – теорему размерностей, и устанавливать аналогии между числами подобия.

Путь составления математических моделей для нового процесса по тестовому процессу на основе установления аналогов в параметрах или безразмерных комплексах открывает новые возможности в анализе процессов, разработке методов интенсификации и установления оптимальных режимов.

Правила математического моделирования разрабатываемого процесса определяются применением теорем аналогизации на основе подбора известного тестового процесса по аналогии и использования методов известного процесса и методов его интенсификации.

Пусть задан проектируемый технологический сварочный процесс, математическую модель и методы интенсификации которого требуется разработать.

1. Анализируя его механизм по первой теореме, отвлекаясь от физических свойств переносимой среды и учитывая следующее:
 - состав элементарных процессов;
 - ячейка действия элементарного процесса (кристалл, частица, пузырек газа, пара и т.д.);
 - наличие перемещающейся границы фазового перехода, отложения частиц, изменения агрегатного состояния, перемещение реакционного фронта, разложения, фронта испарения, фронта адсорбции, фронта

кристаллизации, замораживания, плавления, перемещения влаги и пара – основа формулирования задачи Стефана.

- скалярный или векторный характер переносимой среды (независимо от ее физических свойств);
- наличие связей между параметрами процесса, наличие изопараметриссы процесса (изотерма, изобара, изохора, изогидраты, пресыщения, перегрева, объемных соотношений, массовых соотношений между компонентами);
- участие процессов переноса 1-го порядка и 2-го порядка на различных уровнях математической модели;
- процессы переноса в элементарной ячейке, между ячейками, между совокупностями ячеек, в слое, аппарате, между аппаратами и секциями;
- построение расчетных схем процессов в общей иерархической структуре процесса.

В этом состоит анализ механизма процесса.

2. Подбор тестового процесса по представленному механизму разрабатываемого процесса. На основе тестового процесса (вторая теорема) и его математической модели осуществляется установление аналогов между параметрами проектируемого разрабатываемого и тестового процесса (третья теорема).
3. Путем замены параметров тестового процесса их аналогами из разрабатываемого процесса осуществляется составление математической модели разрабатываемого процесса. Установление изопараметрисс процесса объемных и массовых соотношений между параметрами по аналогам (вторая и третья теоремы). Проверка идентичности моделей, взаимосоответствия аналогов, различия физической природы процессов и общности механизмов переноса.
4. Отыскание полей распределения параметров процесса, их движущих сил, путем интегрирования дифференциальных уравнений процесса по схеме тестового процесса.

5. Установление градиентов параметров, определяющих движущие силы процессов путем дифференцирования по направлениям полученных интегралов полей распределения параметров.
6. Установление коэффициентов интенсивности, процессов, узких мест, лимитирующих стадий по аналогии и разработка методов интенсификации проектируемого процесса, установление новых физических эффектов по аналогии с эффектами, проявленными в тестовом процессе.

Рассмотрим некоторые математические модели одного из процессов сварочного производства, описывающие форму поверхности сварочного шва.

Впервые основное уравнение теории капиллярности, описывающее форму равновесной поверхности капиллярной жидкости в поле силы тяжести, для анализа формирования швов в условиях дуговой сварки применено Волошкевичем Г.З.. [3].

Записав это уравнение для цилиндрической поверхности сварочной ванны в виде

$$\frac{\frac{d^2 y}{dh^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dh}\right)^2\right]^{3/2}} = \frac{g h + p_0}{\sigma}, \quad (1)$$

автор [3] методом графического интегрирования получил семейство интегральных кривых этого уравнения, описывающих форму поверхности швов, формирующихся при сварке в различных пространственных положениях.

Наложив соответствующую кривую на профиль реального углового шва, Волошкевич Г.З. получил достаточно хорошее соответствие расчетной и реальной формы углового шва (рис. 1).



Рис. 1-Сравнение реальной и теоретической формы углового шва

Решение уравнения (1) в квадратурах для расчета формы поверхности валика, наплавленного в нижнем положении, получено Емельяновым И.Л. в [4]. По этому решению уравнение кривой, описывающей профиль поверхности шва (наплавленного валика), записывается в виде

$$y = \int_0^h \frac{\frac{x^2}{2a^2} + \frac{x}{R_0} + C}{\sqrt{1 - \left[\frac{x^2}{2a^2} + \frac{x}{R_0} + C \right]^2}} dx \quad (2)$$

где h - высота шва; R_0 - радиус кривизны в верхней точке поверхности валика. Все расчеты были выполнены автором [4] для конкретного значения капиллярной постоянной $a_k = 23.2 \text{ мм}^2$.

В работе [5] Емельянов И.Л. распространил решение (2) на угловые швы.

Из данной модели следует, что такие дефекты углового шва, как подрез на вертикальной стенке или наплыв на горизонтальной, объяснены неблагоприятным сочетанием величины катета шва, площади наплавленного металла и капиллярной постоянной; с помощью модели возможна количественная оценка условий появления таких дефектов.

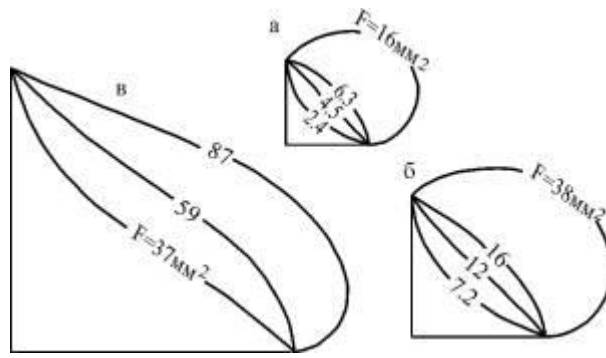


Рис. 2 - Теоретические формы поверхности угловых равнокатетных швов при различном соотношении между катетом К и площадью наплавленного металла F_n : а - К=3 мм; б - К=5 мм; в - К=10 мм

Нашигуши предложил решение уравнения (1) в следующем виде

$$x = \pm \frac{1}{2} \int_0^y \left[\frac{\sqrt{1+f(y)}}{\sqrt{1-f(y)}} - \frac{\sqrt{1-f(y)}}{\sqrt{1+f(y)}} \right] dy, \quad (3)$$

где функция $f(y)$ определяется выражением

$$f(y) = -\frac{R_g}{2\sigma} y^2 - \frac{1}{R_0} y.$$

это решение сведено в [5] к известным функциям - эллиптическим интегралам 1-го и 2-го рода F и E

$$x = \pm \frac{1}{\sqrt{a(a+b)}} \left\{ (1+b) \left[E(\varphi_1, s) - E\left(\frac{\pi}{2}, s\right) \right] - b \left[F(\varphi_1, s) - F\left(\frac{\pi}{2}, s\right) \right] \right\},$$

Данное решение было использовано также для описания профиля поверхности угловых швов при сварке в положении «в угол» и горизонтальных швов на вертикальной плоскости. На рис.3 показано сопоставление расчетной и экспериментально определенной формы поверхности углового шва, а также горизонтального шва на вертикальной плоскости.

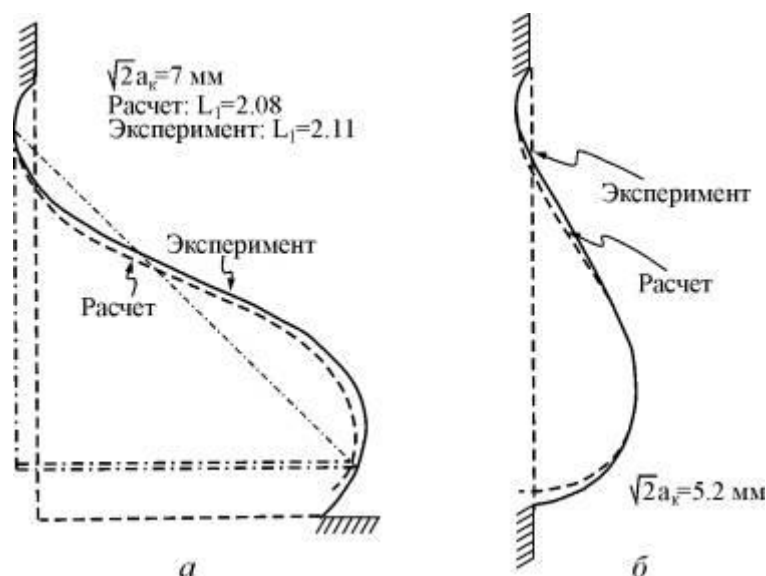


Рис. 3 - Сравнение реальной и теоретической формы углового шва (а) и горизонтального шва на вертикальной плоскости (б)

Метод аналогизации дает возможность для разработки новых технологических процессов, их интенсификации и создания новых энергосберегающих технологий.

Список литературы:

1. Федоткин И.М., Жарик Б.Н., Погоржельский Б.И. Интенсификация технологических процессов пищевых производств. – Киев: Техника, 1984 – 176с.
2. Федоткин И.М., Криль С.И., Борщевская Л.И. Разделение суспензий и гиперфильтрация. – Киев: Техника, 1972 – 166с.
3. Волошкевич Г.З. Сварка вертикальных швов методом принудительного формирования // Юбилейный сборник, посвященный 80-летию Е.О.Патона. - Киев: Изд-во АН УССР, 1981, - С.371-395.
4. Емельянов И.Л. Влияние сил поверхностного натяжения и внешнего давления на форму поверхности наплавленного валика // Труды

ЛИВТ : Технология судостроения и судоремонта. - 1982, вып.135. - Л. Транспорт, - С.135-145.

5. Емельянов И.Л. Влияние сил межфазного натяжения на формирование поверхности угловых швов // Труды ЛИВТ : Технология судостроения и судоремонта. - 1983, вып.142. - Л. Транспорт. - С.120-126.
6. Nishiguchi K., Ohji T., Matsui H. Fundamental research on bead formation in overlaying and fillet welding processes (Report 1). Surface tensional analysis of bead surface profile // J. of the Jap. Welding Soc. - 1986, Vol.45. - №1. - P.82-87.

Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Попов Н.В. «Методика аналогизации и ее применение к анализу сварочных процессов».

Рассматриваются вопросы формирования математических моделей холодной и горячей сварки, которые могут иметь аналогичные тестовые модели. Сформулированы правила математического моделирования разрабатываемого процесса. Показано, что метод аналогизации дает возможность для разработки новых технологических процессов, их интенсификации и создания новых энергосберегающих технологий.

Оболенська Т.А., Лазаренко В.І., Попів Н.В. «Методика аналогізації і її застосування до аналізу зварювальних процесів».

Розглядаються питання формування математичних моделей холодної і гарячої зварки, які можуть мати аналогічні тестові моделі. Сформульовані правила математичного моделювання процесу, що розробляється. Показано, що метод аналогізації дає можливість для розробки нових технологічних процесів, їх інтенсифікації і створення нових енергозбережних технологій.

Obolenskaya T.A., Lazarenko V.I., Popov N.V. «Method of analogization and its application to analysis of welding processes».

The questions of forming of mathematical models of the cold and hot welding, which can have analogical test models, are examined. The rules of mathematical design of the developed process are formulated. It is noted that the method of analogization is given by possibility for development of new technological processes, their intensification and creation of new энергосберегающих technologies.

Н.Л.Рябчиков, Т.А. Оболенская, Т.И. Страшко

РЕЖИМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ НА ЖИДКООХЛАЖДАЕМЫХ ВАЛАХ В ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

1. Введение

Основанием для разработки темы статьи является необходимость внедрения в реальные машины новейших физико – химических технологических процессов, которые способны создавать высококачественную конкурентноспособную продукцию, обязательными элементами которых должны быть валы, качество поверхности которых определяется параметрами жидкости, которая подается вовнутрь.

Создание новых машин, которые отвечали бы современным требованиям и использовали новейшие технологические процессы, невозможно без разработки теоретических основ расчета и конструирования жидконаполненных валов, которые бы наилучшим образом обеспечивали работу этих устройств в соответствии с поставленными перед ними задачами.

Теория создания подобных валов приведена в ряде работ [1-3], в которых обоснованы требования к созданию валов, выведены основные зависимости для их деформаций и температур. Недостаточно отражены процессы работы подобных систем в переходных режимах, когда требуются дополнительные затраты на подачу жидкости.

Типичные валы с охлаждением жидкостью, могут иметь вид рис.1,2

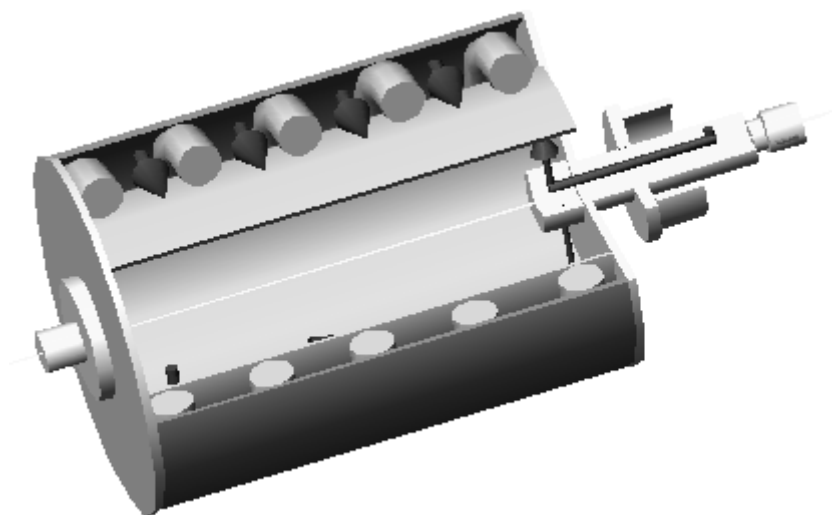


Рис. 1 – Вал с возможностью охлаждения криогенными жидкостями

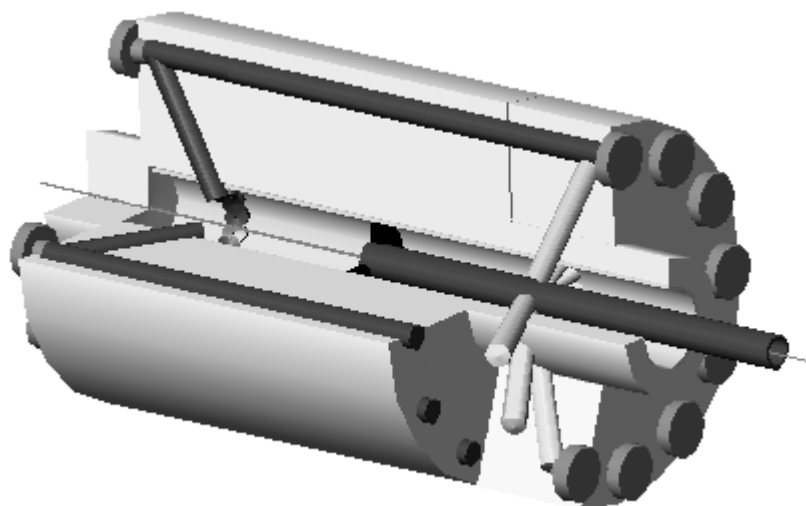


Рис. 2 – Вал с жидкостным охлаждением для высоких удельных давлений

В некоторых случаях может быть полезным иметь переменную температуру поверхности вала по его длине.

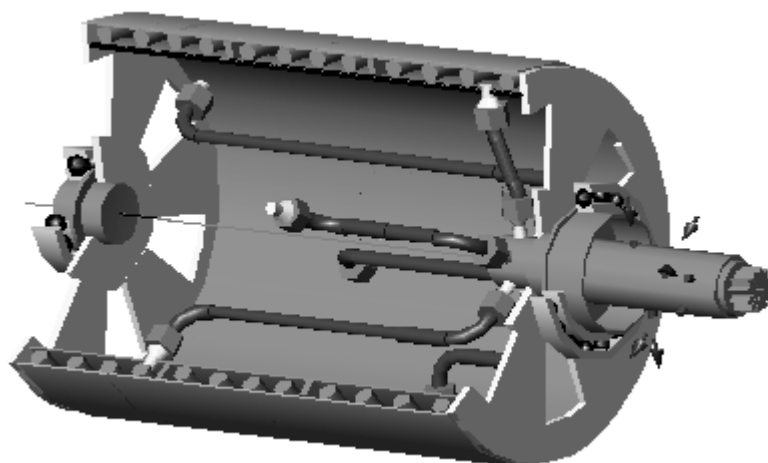


Рис. 3 – Вал с переменной температурой по длине

Как уже было указано, для создания эффективных систем управления подобными объектами необходимо изучение переходных процессов, то есть поведение их при дополнительных подачах тепловых потоков и расходов жидкости.

Цель работы – решить задачу определения расходов охлаждаемой жидкости в переходных режимах, при увеличении тепловых потоков от обрабатываемого материала.

2. Описание переходных процессов

Жидкоохлаждаемые валы широко используются для отведения тепла в процессе обработки материалов. В валах протекает охлаждающая жидкость с температурой t_0 под внешней оболочкой вала с толщиной δ . В технологических процессах извне на материал, который находится на внешней поверхности оболочки вала падает тепловой поток, в существующих экспериментальных установках он достигает $30 - 50 \text{ кВт/м}^2$. В ряде случаев [3] оптимальные параметры протекания технологического процесса требуют конкретного достаточно узкого диапазона рабочих температур.

В то же время требования производства могут реализовать достаточно резкие изменения внешних тепловых потоков. Практика работы на

экспериментальных установках показала, что именно в этих переходных режимах оказываются наиболее серьезные дефекты.

В принципе эти потоки можно компенсировать достаточно быстрым снижением температуры рабочей жидкости, однако очень быстрое снижение может привести к изменению структуры материала, который обрабатывается.

Для создания системы управления охлаждающей жидкостью нужно решить уравнение распространения температуры в оболочке вала при изменении режимов обработки.

Температура по толщине оболочки вала определяется дифференциальным уравнением теплопроводности:

$$K^2 \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = \frac{\partial t}{\partial \tau},$$

где $K^2 = \frac{\lambda}{C\rho}$, λ – теплопроводность материала оболочки, C – теплоемкость, ρ – плотность

Нагревание извне реализуется в виде предельного условия: $\frac{\partial t}{\partial x} = -\frac{q}{\lambda}$ при $x=0$, причем q – тепловой поток, который может изменяться во времени.

На внутренней поверхности оболочки действует охлаждающий эффект со стороны рабочей жидкости. Температура на внешней поверхности оболочки определяется условием:

$$\frac{\alpha}{\lambda} \cdot \frac{\partial t}{\partial x} + t = t_0,$$

где t_0 – температура жидкости, в общем случае переменная во времени, α – коэффициент теплоотдачи от стенки оболочки к охлаждающей жидкости.

Переходя к изображениям с помощью преобразования Лапласа, получаем обычное дифференциальное уравнение в изображениях U :

$$\frac{d^2 U}{dx^2} - \frac{1}{k^2} \cdot \frac{U}{p} = 0,$$

решение которого имеет вид:

$$U = C_1 \exp\left(\frac{x\sqrt{p}}{k}\right) + C_2 \exp\left(-\frac{x\sqrt{p}}{k}\right).$$

Учитывая, что температура уменьшается от внешней поверхности оболочки к внутренней, считаем, что действует только второе слагаемое:

В случае нагревания тепловым потоком извне предельное условие в изображениях принимает вид:

$$\frac{dU}{dx} = \frac{Q(p)}{\lambda},$$

где $Q(p)$ – изображение функции теплового потока.

В этих условиях решение в изображениях имеет вид

$$U = \frac{Q(p) \cdot k}{\sqrt{p} \cdot \lambda}.$$

При охлаждении внутренней поверхности оболочки предельное условие в изображениях имеет вид:

$$\frac{\alpha}{\lambda} \cdot \frac{dU}{dx} + \frac{U}{p} = T(p) \text{ при } x=\delta,$$

где $T(p)$ – изображение функции температуры охлаждающей жидкости.

При таком условии решения в изображениях на внешней поверхности вала будет таким:

$$U = \frac{T(p)}{1 - \frac{\sqrt{p}\alpha}{k\lambda}} \cdot \exp\left(\frac{\delta\sqrt{p}}{k}\right).$$

В полученных решениях величина Q характеризует эффект возмущения, который действует на вал, а T - управляющий эффект. Наилучшими условиями работы вала были бы такие, которые обеспечивали неизменную температуру внешней поверхности. Это условие требует одинаковых режимов повышения и снижения температуры поверхности оболочки, что предусматривает сравнение значений температур, полученных из двух условий.

Из этого условия вытекает значение функции температуры жидкости, необходимое для обеспечения постоянной температуры поверхности.:

$$T(p) = Q(p) \exp\left(-\frac{\delta \sqrt{p}}{k}\right) \cdot \frac{k \sqrt{p} / \lambda}{1 - \alpha \sqrt{p} / k \lambda}.$$

Обычно, после нахождения значения $T(p)$ нужно перейти к оригиналам для обеспечения информации, необходимой для работы системы управления.

Рассмотрим конкретный пример ступенчатого изменения мощности излучаемого теплового потока на величину q_0 . Изображение такой функции в случае использования преобразования Лапласа имеет вид:

$$Q(p) = \frac{q}{p}.$$

Тогда изображение функции температуры жидкости, необходимой для обеспечения заданной температуры поверхности жидкоохлаждаемого вала и обрабатываемого материала:

$$T(p) = -\frac{qk^2}{\alpha} p^{-1/2} \left(p^{1/2} - \frac{k\lambda}{\alpha}\right)^{-1} \cdot \exp\left(-\frac{\delta}{k} p^{1/2}\right).$$

Оригинал этой функции можно представить в виде :

$$t_0 = -\frac{qk^2}{\alpha} \exp\left(\frac{k^2 \lambda^2}{\alpha^2} \tau - \frac{\delta \lambda}{\alpha}\right) \cdot \operatorname{Erfc}\left(\frac{\delta}{2k\sqrt{\tau}} - \frac{k\lambda}{\alpha} \sqrt{\tau}\right),$$

где $\operatorname{Erfc}(z) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_z^\infty e^{-v^2} dv = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \left(z - \frac{z^3}{3} + \frac{1}{2!} \frac{z^5}{5} - \frac{1}{3!} \frac{z^7}{7} + \dots\right),$

$$z = \frac{\delta}{2k\sqrt{\tau}} - \frac{k\lambda}{\alpha} \sqrt{\tau}.$$

Полученная функция управления температуры охлаждающей жидкости позволяет обеспечить постоянную температуру поверхности охлаждающего вала при изменении мощности излучателей тепла. Этот факт позволяет правильно спроектировать систему управления охлаждением вала.

На рис. 4. показана зависимость необходимой температуры охлаждающей жидкости от времени для разных толщин стенки охлаждающего вала

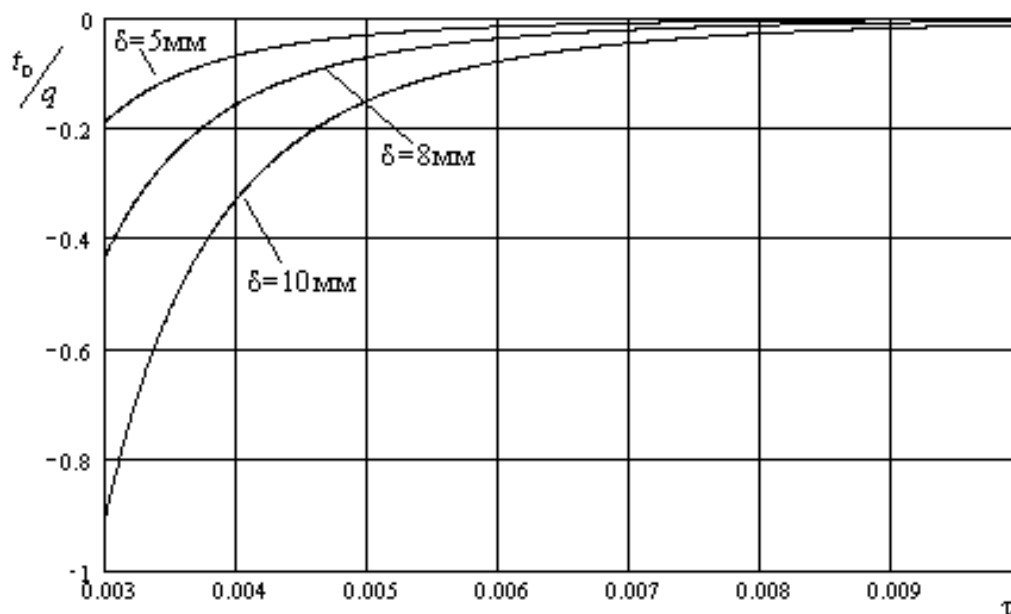


Рис. 4. Необходимая температура охлаждающей жидкости в зависимости от времени

Из графиков следует, что для достаточно больших толщин стенки вала требуется сложный закон управляющей температуры и очень низкие температуры охлаждающей жидкости. Напомним [1], что в стационарном случае, который используется традиционно, работа вала по охлаждению практически не зависит от толщины стенки вала.

3. Заключение

Таким образом, из условий динамического управления температурой в условиях переходных процессов нагревания внешней поверхности вала желательно его толщину делать как можно меньше, что вступает в противоречие с требованиями стоимости вала из условий его изготовления, его жесткости и прочности. Возможным путем повышения эффективности работы охлаждающего вала в переходных режимах может быть увеличение коэффициента теплоотдачи от внутренней стенки вала к охлаждающей жидкости. На рис.5 показаны зависимости температуры охлаждающей жидкости для разных значений коэффициентов теплоотдачи.

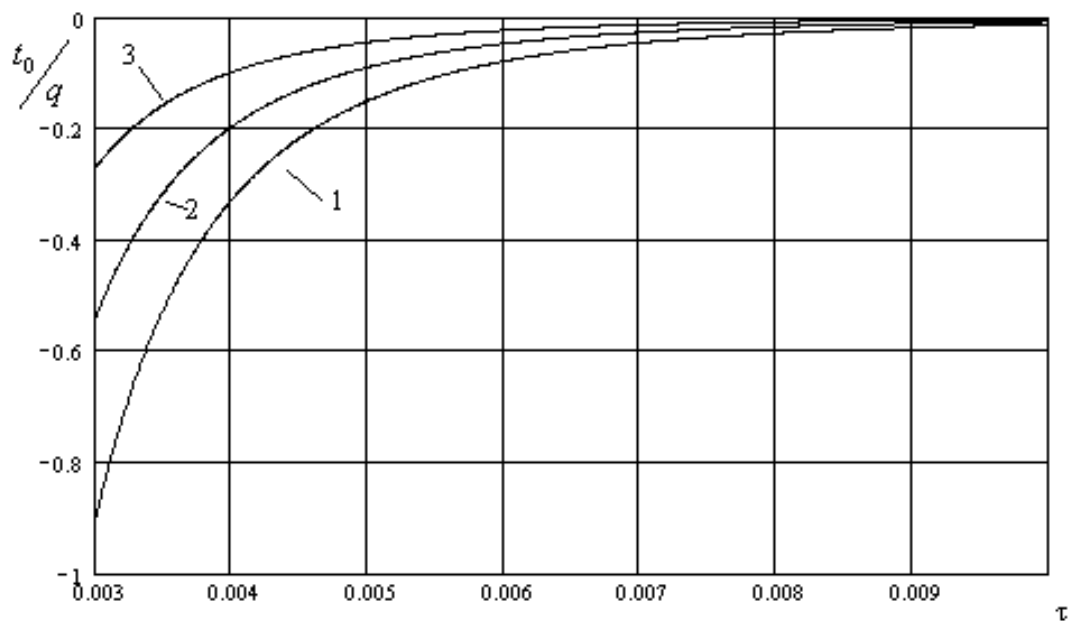


Рис. 5. Необходимая температура охлаждающей жидкости в зависимости от времени для разных значений коэффициента теплоотдачи

1 $\alpha=1000$ Дж/м град, 2 $\alpha=2000$ Дж/м град, 3. $\alpha=3000$ Дж/м град

Конструктивным путем повышения коэффициента теплоотдачи может быть установление в канале для прохождения жидкости препятствий для создания завихрений, а также повышения скорости жидкости.

Список литературы:

- 1.Рябчиков М.Л. Побудова загальної теорії рідинонаповнених валів на основі системи морфологічних ознак \\\ Вестник национального технического университета “ХПИ”. -Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2003. - №9. – т.1. - С.57-64.
- 2.Рябчиков М.Л. Перспективи та реальність комп’ютерного моделювання рідинонаповнених валів\\ Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2005. - №.2/2 (14). - С.59-63.
- 3.Рябчиков М.Л., Матюхова А.Л. Засоби подавання рідини в обертальні елементи машин в умовах вакуумної металізації \\\Наукові нотатки . -Луцьк: ЛДПУ. - 2000. - С. 214 - 219.

Н.Л.Рябчиков, Т.А. Оболенская, Т.И.Страшко “Режимы охлаждения материалов на жидкоохлаждаемых валах в переходных режимах”.

Рассмотрены вопросы, связанные с обеспечением заданных температурных режимов при обработке нагретых материалов. Описаны переходные процессы, происходящие в охлаждающих системах при изменении внешних тепловых потоков. Приведены рекомендации по конструкции охлаждающих систем и системам управления, обеспечивающих правильное прохождение технологических процессов.

М.Л.Рябчиков, Т.О. Оболенська, Т.І.Страшко “Режими охолодження матеріалів на жидкоохлаждаемых валах в перехідних режимах”.

Розглянуті питання, пов'язані із забезпеченням заданих температурних режимів при обробці нагрітих матеріалів. Описані перехідні процеси, що відбуваються в системах, що охолоджують, при зміні зовнішніх теплових потоків. Приведені рекомендації по конструкції систем, що охолоджують, і системам управління, що забезпечують правильне проходження технологічних процесів.

N.L.Ryabchikov, T.A. Obolenskaya, T.I.Strashko “Modes of cooling of materials on liqued cooled billows in transient behaviors”.

Questions, related to providing of the set temperature conditions at treatment of the heated materials, are considered. Transients, what be going on in the coolings systems at the change of external thermal streams, are described. Resulted recommendation on the construction of the coolings systems and control the system, providing the correct passing of technological processes.

Святуха А.А., Подоляк О.С.

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОЙ СБОРКИ ДЕТАЛЕЙ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Постановка проблемы

В большинстве случаев подшипниковые узлы скольжения включают стальной корпус, в который запрессовывают с определённым натягом втулку из антифрикционного материала (бронза, латунь и др.). Как известно [1], тепловой метод сборки имеет существенные преимущества в сравнении с холодной запрессовкой. Это в первую очередь сохранение исходного качества поверхностей сопрягаемых деталей, отсутствие задиров в зоне контакта, существенное увеличение прочности скрепления собранного соединения. Однако большая разница коэффициентов линейного расширения материала втулок и материала корпуса (примерно в 1,5 раза) требуют дополнительного технологического приёма для получения качественного и прочного соединения. Это связано с тем, что при контакте сопрягаемой поверхности бронзовой втулки с нагретой поверхностью стального корпуса происходит интенсивное приращение наружного диаметра втулки благодаря большему коэффициенту линейного расширения, которая упираясь во внутреннюю поверхность стального корпуса создаёт повышенные контактные давления в зоне сопряжения, приводящие к возникновению необратимых пластических деформаций, снижающих натяг и возможному выпадению втулки.

Основное содержание

Из формулы определения температуры нагрева корпуса для осуществления свободной сборки втулки приращения диаметра посадки Δd будет:

$$\Delta d = T \cdot \alpha \cdot d, \quad [1]$$

где: T -температура нагрева корпуса, (220-250)°С; α - коэффициент линейного расширения стали, который находится в пределах $(12,6-13,4) \times 10^{-6}$, а для бронзы $\alpha = (17,6-18,4) \cdot 10^{-6}$. d - диаметр посадки, мм.

Из этого следует, что втулка будет практически в 1,5 раза иметь большее расширение посадочной поверхности по отношению к посадочной поверхности корпуса при одинаковой температуре нагрева. Учитывая ещё и значительную разницу механических свойств материалов бронзы и стали (пределы прочности и пределы текучести), возникающие повышенные контактные давления неизбежно приводят к пластической деформации втулки и, как следствие, потере прочности скрепления деталей соединения.

Для устранения этого явления необходим интенсивный отвод тепла, получаемого втулкой при контакте её с нагретой посадочной поверхностью стального корпуса. В связи с этим разработано и предложено специальное устройство для термической сборки бронзовых втулок, сопрягаемых с нагретым корпусом по неподвижным посадкам.

Предложенное устройство обеспечивает при соединении втулки с нагретым корпусом распыление охлаждающей жидкости на внутреннюю поверхность втулки. Это способствует интенсивному отводу тепла от втулки, нагреваемой в результате контакта с нагретым корпусом, предотвращая таким образом её расширение и возникновение необратимых пластических деформаций материала втулки.

Конструкция предложенного устройства представлена на рис.1. Устройство включает в себя соосный вертикально расположенный запрессовочный шток 1 силового цилиндра, смонтированный на нем распылитель 2 охлаждающей жидкости и механизм для центрирования сопрягаемых деталей, преимущественно корпусной детали 3 и втулки 4, имеющей больший коэффициент линейного расширения.

К торцу штока 1 прикреплена уплотняющая кольцевая гидроизолирующая прокладка 5. Распылитель 2 выполнен в виде установленного в осевом

отверстии, предусмотренном в штоке и связанным с гидромагистральным каналом 6, подпружиненного золотника 7 с толкателем, при этом в направляющей части штока выполнены радиальные отверстия, связанные с осевым отверстием.

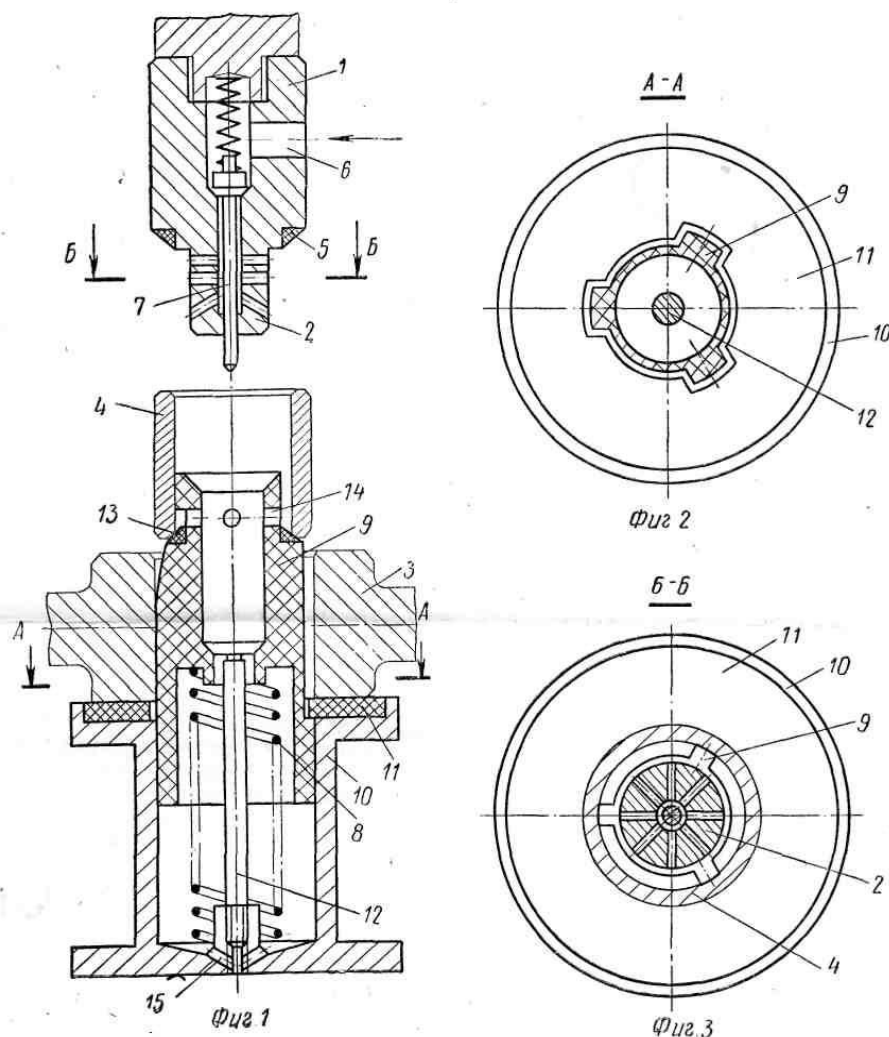


Рис. 1 – Устройство для термической сборки бронзовых втулок со стальным корпусом

Механизм центрирования выполнен в виде подпружиненного пружиной 8 полого ступенчатого пальца 9, установленного в стакане 10. К верхнему стакану прикреплена плита 11 с радиальными пазами, а нижнему стержень 12.

На стыке верхней и средней ступеней пальца 9 кольцевая площадка снабжена уплотняющей прокладкой 13. Плита 11 и палец 9 изготовлены из теплоизоляционного материала, например асботекстолита.

Сборка деталей осуществляется следующим образом. В исходном состоянии запрессовочный шток 1 с распылителем 2, а также палец 9 находятся в крайнем верхнем положении. Нагретая корпусная деталь 3, сцентрированная средней ступенью пальца, устанавливается на плиту 11, а втулка 4, сцентрированная верхней ступенью пальца, устанавливается нижним торцом на прокладку 13. При движении штока 1 вниз верхний торец втулки 4 упирается в уплотняющую прокладку 5, при этом распылитель 2 размещается внутри втулки.

При дальнейшем движении вниз шток 1 вдвигает втулку 4 в корпусную деталь 3 до упора нижнего торца втулки в выступы плиты 11 и одновременно перемещает вниз палец 9. При этом золотник 7, упираясь толкателем в стержень 12, открывает каналы 6, в результате чего охлаждающая жидкость под давлением через распылитель 9 подается на внутреннюю поверхность втулки 4. Интенсивное охлаждение втулки происходит и через зону сопряжения корпусной детали. Шток 1 находится в нижнем положении до полного охлаждения соединения. Охлаждающая жидкость через отверстия 14 в верхней ступени пальца 9 и через его полость поступает в стакан 10 и далее через отверстия 15 выводится из устройства.

Уплотняющие прокладки 5 и 13, герметизируя зону охлаждения, исключают возможность попадания жидкости на корпусную деталь 3.

После охлаждения соединения шток 1 с распылителем 2 отводится в верхнее положение, золотник 7 перекрывает каналы 6, корпусная деталь 3 с установленной в ней втулкой 4 снимаются с плиты 11, а палец 9 под воздействием пружины 8 возвращается в верхнее положение.

Выводы

Предлагаемое устройство позволяет применить тепловой метод сборки в случаях, когда коэффициент линейного расширения втулки больше коэффициента расширения корпуса, обеспечивая при этом значительное повышение прочности соединения. Оно отличается простотой конструкции,

надежностью в работе, обеспечивает высокое качество соединений и может быть использовано для механизации и автоматизации сборочных процессов при изготовлении и ремонте машин.

Список литературы:

1. Кравцов М.К. Промежуточные среды в соединениях с натягом / М.К. Кравцов, А.А. Святуха, В.В. Чернов. -Харьков: Изд-во Штрих. 2001.-200 с.
2. Справочник Инструментальщика. И.А. Орднарцев, Г.В. Шевченко,- Л,: Машиностроение, 1987. 846с.

Святуха А.А., Подоляк О.С. «Особенности тепловой сборки деталей неподвижных соединений подшипниковых узлов скольжения».

В статье предлагается устройство, позволяющее применить тепловой метод сборки в случаях, когда коэффициент линейного расширения втулки больше коэффициента расширения корпуса.

Святуха А.А., Подоляк О.С. «Особливості теплової зборки деталей нерухомих з'єднань підшипникових вузлів ковзання».

В статті пропонується пристрій, який дозволяє застосувати тепловий метод зборки у випадку, коли коефіцієнт лінійного розширення втулки більше ніж коефіцієнт розширення корпуса.

Svyatycha A.A., Podolyak O.S. «The features of the thermal building of details of immoveable assemblies of bearing units of sliding».

In the article a device allowing to apply the thermal method of assembling in cases, when the coefficient of linear expansion of hob is bigger than the coefficient of expansion of frame is suggested.

Даценко Т.А., Смирнов И.П.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РАЗМЕРОВ С УЧЕТОМ ЗАКОНА ИЗМЕНЕНИЯ СИСТЕМАТИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ПОДЪЕМНО- ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Постановка проблемы

Проблемы качества изготовления деталей всё более выходят на первый план при изготовлении и эксплуатации изделий в подъемно-транспортном машиностроении.

Подъемно-транспортное машиностроение, как правило, относится к мелко- и среднесерийному типам производства, для которых характерным является использование станков с ЧПУ, позволяющих минимизировать время на переналадку оборудования.

Обработка на станках с ЧПУ также позволяет оперативно вносить корректировки в процессе обработки.

Вероятность прогнозирования размеров деталей машин и проведение анализа изменения законов систематических и случайных погрешностей становятся ещё более актуальными и целесообразными для повышения качества.

Общепринятый расчет влияния случайных погрешностей, описанный в литературе [1, 2], не всегда дает удовлетворительный результат.

Гипотеза

По предлагаемой методике учет закона изменения систематических составляющих в общей погрешности изготовления приведет к уменьшению влияния случайных факторов на размер детали и более точному прогнозированию размера следующей детали, что позволит вовремя внести соответствующие корректировки в режимы обработки.

Анализ последних достижений

В соответствии с [1, 2] общепринятый расчёт систематических погрешностей не всегда дает удовлетворительный прогнозируемый результат и поэтому может оказаться недостаточным. Однако во многих случаях можно уменьшить влияние случайных погрешностей путем определения закона изменения систематической погрешности, тем

самым уменьшая влияние случайных факторов на конечный результат, то есть прогнозирование по предложенной методике становится более точным.

Основное содержание

Общепринято, что при многократных измерениях одной и той же неизменной физической величины при постоянных условиях погрешности измерений представляются в виде двух слагаемых, которые по-разному проявляются от измерения к измерению [1, 2, 4]:

7. систематическая погрешность – составляющая погрешности измерения, остающаяся постоянной или закономерно изменяющаяся при проведении повторных измерений одной и той же величины. В зависимости от характера изменения систематические погрешности подразделяются на: постоянные, прогрессирующие, периодические, изменяющиеся по сложному закону.

8. случайная погрешность – составляющая погрешности измерения, изменяющаяся случайным образом (по знаку и значению) при повторных измерениях одной и той же величины, проведенных с одинаковой тщательностью.

Влияние систематических погрешностей устраняется внесением соответствующих поправок при изготовлении детали, влияние же случайных погрешностей учесть довольно сложно.

Очевидно, что перевод части погрешностей из разряда случайных в разряд систематических позволит повысить точность изготовления деталей машин.

При изготовлении деталей машин невозможно получить абсолютно точно заданный размер, так как на процесс изготовления детали влияют многочисленные технологические факторы, которые носят вероятностный характер и влияют в различной степени на точность обработки [3, 4]. Основными источниками появления погрешностей от заданных размеров и формы деталей является: неточность оборудования, приборов и режущих инструментов, их износ; неоднородность заготовки для деталей по размерам, форме, механическим свойствам; неточность базирования заготовки в приспособлении; температурные колебания, оказывающие влияние на размеры детали; упругие деформации; отклонения от установленных режимов обработки и так далее.

Каждый из этих факторов изменяется по какому-то закону, учесть которые по отдельности не представляется возможным, но современные средства (использование ПК) позволяют определить совокупный закон их влияния на конечный результат.

При устойчивом процессе обработки деталей на настроенных станках и при постоянных условиях обработки действительные размеры деталей подчиняются закону нормального распределения (закону Гаусса), так как результирующая погрешность

обработки представляет собой сумму большого числа погрешностей, зависящих от станка, приспособления, инструмента и заготовки, т.е. факторов перечисленных выше.

Положение кривой нормального распределения и ее форма определяются двумя параметрами: средним арифметическим значением \bar{X} и среднеквадратическим отклонением σ . Для практического использования закона нормального распределения зона рассеивания случайной величины X_i ограничена конечными пределами: $\bar{X} \pm 3\sigma$.

Учет не только совокупности размеров, но и последовательности их получения позволяет определить закон изменения систематических погрешностей. Данный закон не принимается постоянным, а уточняется после изготовления каждой последующей детали. Для проверки гипотезы мы ограничились линейной аппроксимацией закона изменения систематических погрешностей.

Для уточнения гипотезы по прогнозированию размеров при учете изменения закона систематических погрешностей на АО «ХАРП» была произведена обработка наружных колец подшипника 46118A.01 согласно действующему на предприятии технологическому процессу. Кольца в количестве 50 шт. были пронумерованы, и при пооперационной обработке поверхностей подшипника соблюдалась последовательность обработки каждого пронумерованного кольца. После каждой технологической операции (с целью сокращения объема в работе приведены результаты только после токарной обработки наружного диаметра) был произведен контроль геометрических параметров наружных колец подшипника 46118A.01 согласно действующему технологическому процессу.

Используя ПК и программное обеспечение Excel, нам удалось уменьшить влияние случайных факторов на процесс изготовления детали.

Для каждой совокупности отклонений X_i выводилось уравнение линейной зависимости $X_{i+1 \text{ ожид}} = A_i * i + B_i$, и прогнозировалось получение размера следующего кольца подшипника. При этом данный прогнозируемый результат принимался за центр группирования отклонений $X_{i \text{ ожид}}$. После измерения следующей детали закон линейной зависимости уточнялся с учетом уже $i + 1$ измерения и прогнозировался результат $X_{i+2 \text{ ожид}}$.

Произведя замер X_{i+1} детали, определялась фактическая ошибка прогноза:

$|X_{i+1} - X_{i+1 \text{ ожид}}|$, которая сравнивалась с фактической ошибкой $|\bar{X}_{i+1} - X_{i+1}|$, полученной традиционным расчетом.

где \bar{X}_{i+1} - среднее арифметическое значение $i+1$ измерений.

Анализ кривых рассеивания, построенных на основании измерений геометрических параметров колец подшипника, дал возможность установить предполагаемый закон изменения систематических погрешностей и уменьшить влияние случайных.

Среднеквадратическое отклонение от ожидаемого $\sigma_{i \text{ ожид}}$ определялось как разность между фактическим размером и спрогнозированным результатом по общепринятой методике.

Результаты обработки проведенных измерений при черновом точении наружного диаметра $\varnothing 140,5_{-0,1}$ кольца подшипника (50 шт.) приведен на рис.1

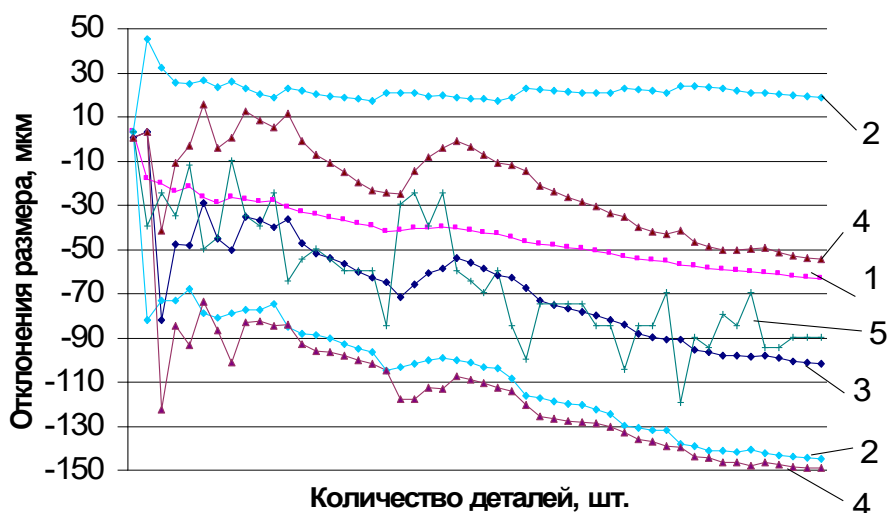


Рис.1 - График прогнозирования размеров

- 1 - среднее арифметическое значение по i измерениям;
- 2 - область прогнозируемого результата измерения по традиционной методике ($\pm 3\sigma_{\text{трад}}$);
- 3 - центр группирования отклонений ($X_{i \text{ ожид}}$);
- 4 - область прогнозируемого результата по предложенной методике ($\pm 3\sigma_{\text{ожид}}$);
- 5 - фактическое распределение отклонений детали (X_i).

На графике за величину отклонения от ожидаемого результата (кривая 3) принято $\pm 3\sigma_{i \text{ ожид}}$ (кривая 4).

Там же для сравнения приведена кривая изменения среднеарифметических значений (кривая 1) и область рассеивания $\pm 3\sigma_{i \text{ трад}}$, полученная по традиционной методике (кривая 2).

Абсолютная величина поля рассеивания по предлагаемой методике, т.е. разность между средним квадратичным отклонением традиционного метода и средним квадратичным отклонением предлагаемого метода, определялась по формуле:

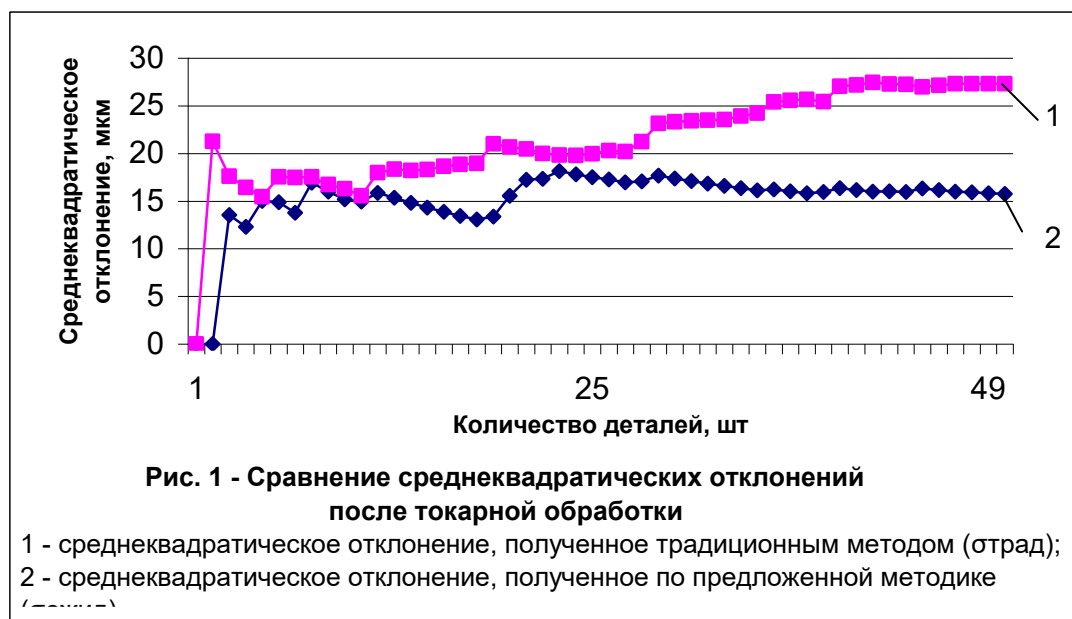
$$\xi = \sigma_{\text{трад}} - \sigma_{\text{ожид}}$$

Также вычислялась вероятность улучшения прогноза размеров подшипника по предложенной методике:

$$P_{\text{улучш}} = \frac{\xi}{\sigma_{\text{трад}}} \cdot 100\%$$

Таким образом, предложенная методика позволила уменьшить влияние случайных погрешностей в среднем на 8,23%, при чем с увеличением количества исходных данных

влияние случайных погрешностей существенно уменьшается, что наглядно видно из приведенного на рис. 2 сравнения среднеквадратических отклонений, полученных по традиционной $\sigma_{трад}$ (кривая 1) и предложенной методике $\sigma_{ожид}$ (кривая 2).



Следует отметить, что использование в качестве закона изменения систематических погрешностей нелинейной функции позволит уменьшить влияние случайных погрешностей еще больше.

Выводы

Предложенная методика прогнозирования размеров позволяет учитывать закон изменения систематических погрешностей, тем самым, уменьшая влияние случайных погрешностей на конечный результат, что, в конечном итоге, приведет к повышению надежности и безотказности при эксплуатации ПТМ.

Список литературы

- 1 Солонин И.С. Математическая статистика в технологии машиностроения – М.: Машиностроение, 1972г. 216 с.
- 2 Колкер Я.Д. Математический анализ точности механической обработки деталей – К.: Техника, 1976г. 200 с.
- 3 Справочник технолога-машиностроителя. В 2х т. Т.1/Под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, А.Г. Сулова – 5-е изд., исправл. – М.: Машиностроение – 1, 2003г. 912 с., ил.
- 4 Егоров М.Е. и др. Технология машиностроения. Учебник для вузов. Изд. 2-е, доп. М.: Высш. школа, 1976г. 534 с. с ил.

Даценко Т.А., Смирнов И.П. «Прогнозирование размеров с учетом закона изменения систематических факторов при производстве подъемно-транспортных машин»

Предложенная методика прогнозирования получения размеров при обработке на металлообрабатывающем оборудовании позволила уменьшить влияние случайных погрешностей за счет учета закона изменения систематических погрешностей, тем самым улучшить качество изготовления детали и изделия, а также повысить уровень надежности ПТМ.

Даценко Т.О., Смирнов І.П. «Прогнозування розмірів з урахуванням закону зміни систематичних факторів при виробництві підйомно-транспортних машин»

Запропонована методика прогнозування одержання розмірів при обробці на металевооброблюваному устаткуванні дозволила зменшити вплив випадкових похибок за рахунок обліку закону зміни систематичних похибок, тим самим поліпшити якість виготовлення деталі і виробу, а також підвищити рівень надійності ПТМ.

The offered technique of forecasting of reception of the sizes at processing on the metal cutting equipment has allowed to reduce influence of casual errors due to the account of the law of change of regular errors, that to improve quality of manufacturing of a detail and a product, and also to raise a level of reliability of hoisting-and-transport machines.

ДО УВАГИ АВТОРІВ

Загальні відомості

1. У збірнику праць “Машинобудування” друкуються закінчені оригінальні теоретичного і прикладного характеру наукові результати досліджень в галузі інженерно-педагогічної освіти.

2. До редакції надсилаються статті, які раніше не друкувалися і мають експертний висновок та направлення від установи, де виконувалась дана робота.

3. Статті, що подаються аспірантами, пошукувачами повинні мати направлення наукового керівника, якщо він не є співавтором статті.

4. Рішення про можливість публікації статті приймається лише після її рецензування.

5. Рішення щодо публікації /позитивне або негативне/ повідомляється автору. Стаття може бути повернута для дороблення.

6. Рукописи авторам не повертаються.

7. Збірник з опублікованою статтею надсилається автору поштою або видається у редакції.

Вимоги до оформлення статей

1. Обсяг статті не більше 10 сторінок (10 тис. знаків) формату А4 (210 x 297) щільність 80-90 г/м², надрукованих у двох примірниках (другий примірник має бути підписаний усіма співавторами) на комп'ютері з використанням шрифтів текстового редактору Microsoft Word (Times New Roman, Arial) розміру 14 з полуторним (1,5) міжрядковим інтервалом по всій статті.
2. Поля сторінки: ліве – 3 см; праве – 1,5 см; верхнє та нижнє – 2 см.

3. До комплекту файлів має бути доданий опис, де зазначаються: назва текстового редактора, імена файлів, назви збірника і статті, прізвище, ім'я та по батькові авторів.
4. **Формули** (нумерація, якщо вона необхідна, ставиться справа у скобках, вирівнюється по правому краю), **рисунки й таблиці** вставляються по тексту зразу після посилання на них.
5. Звертаємо увагу на те, що рядки тексту в межах абзацу не повинні розділятися символом повороту каретки /звичайно клавіша Enter/. Текст не повинен мати переносів та інших елементів форматування.
6. У статтях повинна використовуватись система одиниць СІ.
7. Матеріали, подані до збірника, повинні відповідати вимогам Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 “Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України”, та повинні мати такі необхідні елементи:
 - ✓ **УДК;**
 - ✓ **Прізвище та ініціали авторів** (шрифт жирний, по лівому краю);
 - ✓ **Назва статті** (літери великі, шрифт жирний, посередині);
 - ✓ **Текст статті;**
 - ✓ **Список літератури;**
1. **Анотація** (подається трьома мовами – українською, російською, англійською) і повинна містити: прізвища та ініціали авторів (курсив жирний), назву статті (у лапках), текст анотації (не більше 300 знаків). Пишеться зразу після списку літератури. Слово «Анотація » не пишеться. Текст анотації 300 – 400 знаків.
8. Матеріали статті приймаються до публікації в електронній версії у вигляді файлів (текст форматами DOC, RTF, графіки, малюнки – TIFF) на дискеті 3,5”. Якщо текст статті разом з ілюстраціями виконано у вигляді одного файлу, то необхідно додатково подати файли з ілюстраціями (одна ілюстрація – один файл).
9. Для опублікування статті необхідно додати:

✓ **Експертний висновок**

✓ **Рецензія внутрішня**

Направлення наукового керівника, якщо стаття подається аспірантом або здобувачем і керівник не є співавтором.

✓ **Авторська довідка:** назва статті; прізвище, ім'я по батькові; науковий ступінь; вчене звання; місце роботи; посада; адрес листування; контактний телефон.

В кінці довідки треба зазначити: «Поданий матеріал раніше не публікувався та до інших видавництв не надсилався» (написати треба тією мовою, якою написана стаття).

Підписи кожного автора.

Необхідний план побудови статті,
що друкується в збірнику «Машинобудування»

2. Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними виданнями.
3. Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор.
4. Формулювання цілей статті (постановка завдання).
5. Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтування наукових результатів.
6. Висновки з даного дослідження та перспективи подальших розвідок у даному напрямі.
7. Перелік використаної літератури.

рник наукових праць “Машинобудування” (Українська інженерно-педагогічна академія МОН України), в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата технічних наук

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

УДК 621 – 622

Машинобудування. Збірник наукових праць. Випуск 2. – Харків, Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА), 2008. – 170 с.

У збірнику подано результати наукових досліджень в галузі машинобудування на рівні сучасних інформаційно-технологічного суспільства. Розглянуто важливі проблеми міцності, стійкості, робото здатності, динаміки вантажопідйомних, транспортуючих машин та верстатів, а також питання технології машинобудування.

Для викладачів, науковців, аспірантів, фахівців в галузі машинобудування.

SCIENTIFIC EDITION

UDC 621 – 622

Engineering. Collection of Scientific Papers. Volume 2. - Kharkiv, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy (UEPA), 2008. - p. 170 p.

There were considered the important problems of strength, steadiness, capacity for work, dynamics of loading transporting, technological, machines and imporers, also a question of machine-building technologic.

For instructors, research workers, post graduates, experts in the field of machine-building.

Підписано до друку 29 травня 2008 р.

Формат 84x108/16

Папір офсетний. Друк офсетний.

Умов. Друк. арк. – 10,63. Облік. від арк. – 9,51

Тираж прим.200. Ціна договірна.

Надруковано у друкарні ФОП Трофіменко В.М.

Редакційна колегія:**Головний редактор**

Нестеров А.П., д.тех.н., проф.

Заступник головного редактора:

Фідровська Н.М., к.тех.н., доц.

Члени колегії:

Арпентьев Б.М., д.тех.н., проф.

Баранов А.М., д.тех.н., проф.

Будіков Л.Я., д.тех.н., проф.

Григоров О.В., д.тех.н., проф.

Кальянов В.М., д.тех.н., проф.

Кравцов М.К., к.тех.н., проф.

Литвін О.М., д.ф-м.н., проф.

Ловейкін В.С., д.тех.н., проф.

Мельниченко О.А., д.тех.н., проф.

Резниченко М.К., д.тех.н., проф.

Рябчиков М.Л., д.тех.н., проф.

Редакція:**Відповідальні редактори**

Іванов В.М., к.тех.н., доц.

Родіонов Л.А., к.тех.н., доц.

Смоляков С.Л., к.тех.н., доц.

Редактор

Гомон О.В.

Випускні редактори

Ісєміні І.І.

Осипова Т.М.

Відповідальний секретар

Ісєміні І.І.

Дизайнер

Жубр В.А.

Адреса редакції:

Україна, 61003, м. Харків

вул. Університетська, 16

Українська інженерно-педагогічна академія

Тел. (057)733-78-18

Факс (057)731-32-36

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

2008, № 2

Збірник наукових праць

Засновник

Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА)

Видається з грудня 2007 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого
засобу масової інформації

Серія КВ № 12132 – 1016Р від 26.12.2006.

Мови видання:

українська, російська, англійська

Друкується за рішенням Вченої ради УІПА,
протокол № 1 від 26.08.2008 р.

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

© Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА), Харків, 2008

