

4

Міністерство освіти і науки України
Українська інженерно-педагогічна
академія

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

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

Машинобудування

Машиностроение

Engineering

Збірник наукових праць

Видається 2 рази на рік

Видається з грудня 2007 р.

УІПА

2009
Харків

Піднімально-транспортні машини.....

Иванов В.Н.

О мерах по продлению срока службы полярного крана.....

Исьемини И.И., Седов И.Б.

К вопросу о наезде башенного крана на гравитационный тупиковый упор.....

Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Ромасевич Ю.О.

Визначення тривалості перехідних процесів для різних залежностей електромагнітного моменту двигунів вантажопідійомних кранів.....

Никитин И.Ф., Фидровская Н.Н.

Процесс формирования изогнутого каната при набегании его на шкив.....

Подоляк О. С., Родионов Л.А.

Математическое описание процесса подъема груза с жесткого основания автомобильным краном.....

Фидровская Н.Н.

Влияние краевых шпангоутов на прогиб стенки цилиндрической оболочки.....

Чернышенко А.В., Мельниченко А.А., Фесенко Г.И.

Ударные нагрузки при движении кранов по рельсовому пути.....

Динаміка та міцність машин.....

Нестеров А.П., Осипова Т.Н.

Исследование влияния распределенной массы каната на колебания груза на невесомом канате.....

Подоляк О.С., Родіонов Л.А.

Дослідження динамічних зусиль при встановленні демпфера в механізмі підйому стрілових самохідних кранів.....

Верстати та інструменти.....

Малініна Ю.В.

К питанню синтезу механізмів з пасивними зв'язками.....

Мельниченко А. О., Скоркін А. О., Кондратюк О. Л.

Розрахунок шару, що зрізується при фрезеруванні складно-профільних поверхонь.....

Сичов Ю.І., Лях Б.Г., Кондратюк О.Л.

Підвищення ефективності обробки отворів на багатоопераційних верстатах.....

Тарасюк А.П., Кондратюк О.Л., Сичов Ю.І.

Особливості геометрії свердел для обробки полімерних матеріалів.....

Холод А.В., Тарасюк А.П.

Исследование процесса чистовой обработки новым инструментальным наноматериалом «ВОЛЬКАР».....

Чернякова О.В., Маршуба В.П.

Определение механической и адгезионной составляющих силы трения по задней поверхности спирального сверла на моделирующей установке.....

Емец Н.В.

Оптимизация чернового этапа врезного шлифования.....

Светличный А.И., Лях Б.Г., Сычев Ю.И., Исьемини И.И.

О возможности экономии электроэнергии в цехах с большим станочным парком.....

Технологія машинобудування.....

Черкашина О.С., Коробко С.И., Трищ Р.М.

Расчет сборочных размерных цепей в условиях высокоточного производства.....

Смирнов И.П.

Развитие технологии ремонта подъемно-транспортного оборудования.....

Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Светличная Н.С.

Вероятное качество продукции и схемы распределения дефектных изделий в партии продукции.....

Коваленко І.В., Мовчан А.О.

Компоновочні рішення в реалізації групової технології виготовлення виробів.....

Економіка та управління машинобудівними підприємствами.....

Юхнов Б.Ю., Яшинов О.Л.

Основні параметри та способи виміру інноваційного процесу на підприємствах машинобудування.....

Вихристюк М.О., Мамченко В.Г.

Вдосконалення кадрової політики машинобудівних підприємств

До уваги авторів.....

©Иванов В.Н.

О МЕРАХ ПО ПРОДЛЕНИЮ СРОКА СЛУЖБЫ ПОЛЯРНОГО КРАНА

1. Актуальность

Кабинет Министров Украины распоряжением от 29.04.2004 г. №263-р утвердил разработанную в рамках развития атомной энергетики «Комплексную программу работ по продлению срока эксплуатации действующих в Украине блоков атомных станций». На сегодня это 15 блоков, в том числе один из старейших – первый блок Южно-Украинской АЭС – был сдан в эксплуатацию (подключен к энергосистеме) в 1982 г. На рис. 1 он – слева.



Рис. 1 – Два из трех действующих энергоблоков ЮУ АЭС

Нормативный срок службы объектов АЭС составляет 30 лет. Не является исключением и специальный мостовой электрический кран кругового действия (полярный кран) г/п 400/80/10/5 тс, пролетом 43 м, массой 540 т (рис.2, рис.3), установленный на высоте 55 м в реакторном отделении первого блока ЮУ АЭС в 1980 году. Поэтому согласно приведенному выше распоряжению КМУ с октября 2008г. начались подготовительные работы (разработка Рабочей программы и т.д.) по продлению срока эксплуатации полярного крана и подкранового пути энергоблока №1 ЮУ АЭС.

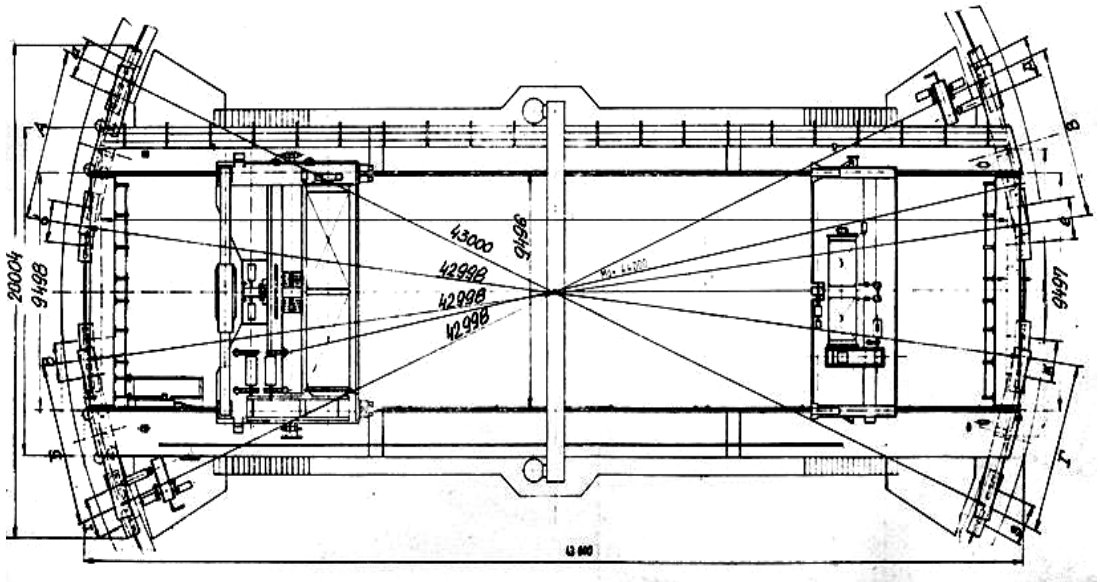


Рис. 2 – Полярный кран (вид сверху)

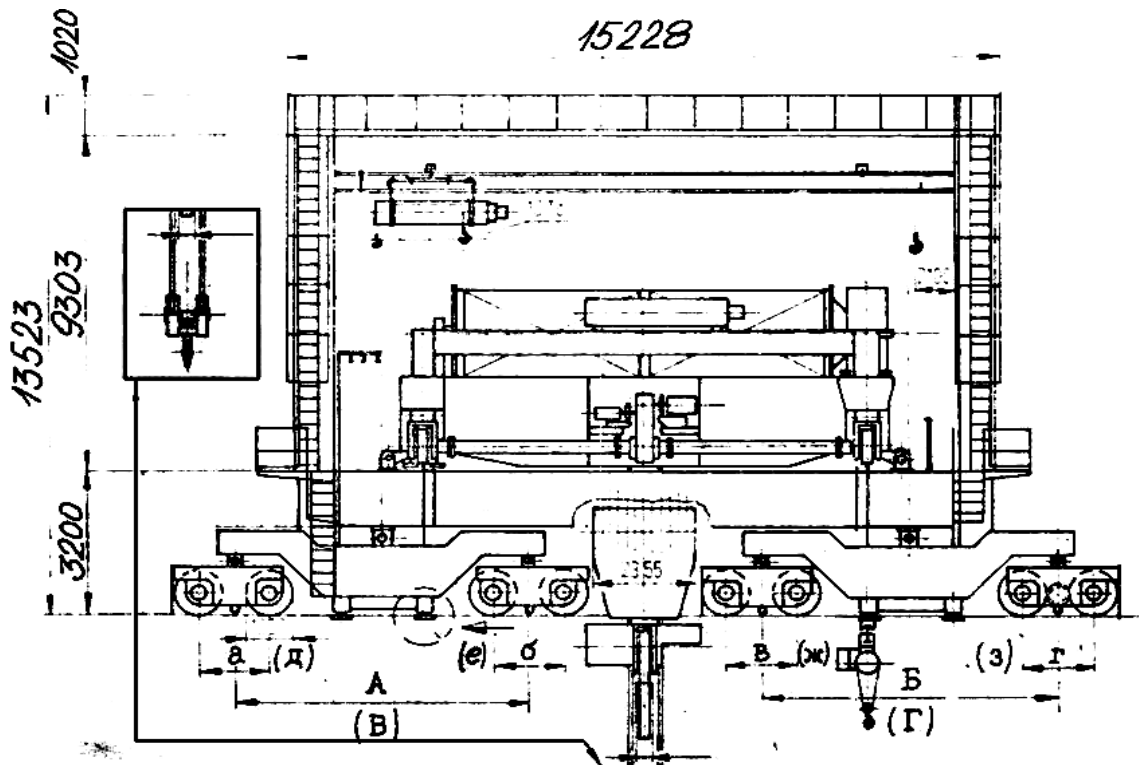


Рис. 3 – Полярный кран (вид слева)

2. Анализ исследований

Работа по прогнозированию технического состояния полярного крана и продлению его срока службы является «пилотным проектом» для АЭС Украины. Известны подобные работы для грузоподъемных кранов общего

назначения [1, 2, 3]. Однако характер воздействия специфических условий работы (радиация, повышенные температура и влажность) на материалы эксплуатируемого над реактором механического оборудования, а также влияние деградации элементов металлоконструкции полярного крана на безопасность эксплуатации реакторного блока остаются малоисследованными.

3. Постановка задачи

Разработать Рабочую программу по определению и прогнозированию технического состояния полярного крана, установленного в реакторном отделении энергоблока АЭС, и предложить методику соответствующего расчета.

4. Основной материал

Принципиальной основой разрабатываемой Рабочей программы «Проведение обследования технического состояния, оценка и переназначение ресурса/срока эксплуатации специального мостового электрического крана кругового действия г/п 400/80/10/5 тс и подкранового пути энергоблока №1 ЮУ АЭС» явилась принятая в Украине концепция «безопасной эксплуатацией оборудования по техническому состоянию». При этом методология определения остаточного ресурса полярного крана строилась в соответствии с выполненными ранее автором работами [4, 5].

Программа работ технического диагностирования полярного крана и подкранового пути подразумевает анализ текущего технического состояния объектов исследования и последовательное решение ряда практических задач, направленных на дальнейшую безопасную эксплуатацию исследуемого оборудования. При этом перед выходом на кран важно ознакомиться с объектом по технической документации, что делает дальнейшую работу более осмысленной и целенаправленной.

На этапе анализа технической документации полярного крана необходимо рассмотреть проектную, исполнительную и эксплуатационную

документацию. При этом в проектную документацию входят:

- технический паспорт специального мостового электрического крана;
- заводские паспорта или сертификаты на комплектующие изделия и материалы;
- чертежи с указанием изменений, внесенных при выполнении монтажных работ;
- пояснительная записка со схемами расчетных нагрузок и соответствующими расчетами;
- руководство по эксплуатации специального мостового электрического крана и инструкция по монтажу.

В исполнительную документацию входят:

- акты принятия монтажных работ и проверки качества сварных соединений;
- акты технических освидетельствований, а также статических и динамических испытаний крана;
- геодезические съемки кругового подкранового рельса;
- акты контроля электрооборудования и заземления;
- акты о проведении ремонтных работ и др.

В эксплуатационную документацию входят:

- данные о характере и условиях работы полярного крана;
- сведения о ремонтах и реконструкциях, графике и актах о проведении технического обслуживания, текущих и капитальных ремонтов и др.

По результатам анализа технической документации составляется отчет с приложениями, включающими:

- перечень проанализированной технической документации;
- перечень дефектов, обнаруженных в процессе монтажа, реконструкции и ремонта, и отображенных в соответствующих актах;
- анализ соответствия принятых конструктивных решений во время монтажа, при реконструкциях и ремонтах требованиям нормативных документов;

- данные о наличии дефектных зон и повреждений в конструкциях, о причинах появления дефектов;

- перечень металлических конструкций и элементов, склонных к появлению повреждений и к наиболее интенсивному износу.

Следующим этапом работ является непосредственное обследование технического состояния полярного крана и кругового подкранового рельса, которое включает в себя большой объем работ:

- визуально-оптический осмотр крановых конструкций и подкранового пути;

- проведение технического диагностирования ответственных элементов и конструкций с использованием физических методов и средств неразрушающего контроля;

- оценка технического состояния полярного крана и кругового подкранового пути;

- выявление механизмов старения (деградации) материалов конструкций;

- анализ параметров старения материалов конструкций и степени (уровня) деградации;

- анализ влияния изменения технического состояния полярного крана и подкранового пути на безопасную эксплуатацию реакторного отделения блока АЭС.

В табл. приведены доминирующие механизмы старения элементов исследуемых объектов, анализируемые параметры деградации, а также рекомендуемые методы контроля.

Изменение механических свойств материала конструкции, связанное с деградацией, можно определить косвенным путем, используя неразрушающий метод (твердомерию). Однако в «пилотном проекте» параметры старения материалов конструкции следует дополнительно контролировать, используя метод вырезания темплетов и непосредственного механического испытания образцов.

Все полученные результаты должны быть проанализированы, и на

основании этого анализа должен быть составлен перечень определяющих параметров технического состояния полярного крана.

Затем производится оценка остаточного ресурса полярного крана и подкранового пути, а также разрабатывается программа управления процессом старения материалов и элементов соответствующих конструкций. Программа управления старением в общем случае, может включать изменение условий и режимов эксплуатации оборудования, периодический контроль, ремонт, замену элементов, модернизацию и т.п.

Таблица 1 – Механизмы старения и методы контроля

№ п/п	Механизм старения	Эффект старения	Параметр старения	Методы контроля
1.	Кор-розия	Коррозионное разрушение	Геометрические размеры (площадь, глубина)	Периодический контроль состояния металла методами ультразвукового и визуально-оптического контроля.
2.	Накапливание общей остаточной деформации	Образование стрелки прогиба	Геометрические размеры (высота, протяженность)	Периодический контроль технического состояния элементов металлоконструкции визуально-оптическим методом.
3.	Охрупчивание	Изменение механических свойств	Твердость, предел текучести, ударная вязкость и др.	Периодический контроль механических свойств материалов конструкции с использованием разрушающего и неразрушающего методов.
4.	Усталость	Образование усталостных трещин	Геометрические размеры трещин (протяженность, глубина)	Периодический контроль состояния металла методами неразрушающего контроля (визуально-оптического, ультразвукового, вихретокового, капиллярного и др.)

Оценка остаточного ресурса выполняется по выявленным в процессе обследования определяющим параметрам технического состояния объектов исследования. При этом методика расчета и критерии предельного состояния принимаются в соответствии с [3, 4, 5]. Расчеты прочности конструкций должны выполняться с учетом деградации (изменения механических свойств) материалов, влияния среды, сейсмических нагрузок, отклонений геометрических размеров от проектных значений, наличия концентраторов напряжения и др.

На основании полученной оценки технического состояния и определенного расчетным путем остаточного ресурса устанавливается новый срок эксплуатации полярного крана и подкранового пути. При несоответствии технического состояния полярного крана требованиям безопасной эксплуатации [6] должна быть разработана техническая документация по его ремонту или реконструкции.

Подробнее о составляющих всех этапов технического диагностирования грузоподъемных машин и в том числе полярного крана см. [7, 8].

Вывод

Данный «пилотный проект» послужит основой для дальнейших подобных исследований на остальных энергоблоках этой и других АЭС Украины. Полученные в ходе его выполнения результаты позволят повысить безопасность эксплуатации оборудования АЭС, а также значительно сократить время и материальные затраты на проведение работ по обоснованному продлению ресурса других полярных кранов, на разработку мер по управлению старением материалов и элементов крановых конструкций.

Список использованных источников:

1. Пустовой В.Н. Металлоконструкции грузоподъемных машин. Разрушение и прогнозирование остаточного ресурса / В. Н. Пустовой. – М.: Транспорт, 1992. – 256 с.

2. Знатнов С.А. Экспериментальное исследование параметров циклической трещиностойкости элементов конструкций / С. А. Знатнов, С.А. Соколов // XXIX Неделя науки СПбГТУ : материалы межвуз. науч. конф. – СПб, 2001. – Ч. III. – С.29-30

3. ОМД 00120253.001-2005 Методика проведения экспертного обстеження (технічного діагностування) кранів мостового типу.

4. Иванов В.Н. Методология определения остаточного ресурса работы грузоподъемных кранов / В. Н. Иванов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2002 – № 1-2 – С. 35–37.

5. Иванов В.Н. О методике технического диагностирования грузоподъемных кранов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2005. – № 9. – С. 24–25.

6. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів : НПАОП 0.00-1.01-07 07/ Держ. департамент з нагляду за охороною праці України. – Х. : Форт, 2007. – 256 с.

7. Иванов В.Н. Техническое диагностирование подъемно-транспортных машин и оборудования : монография / В. Н. Иванов. – Х. : Индустрия, 2009. – 204 с.

8. Иванов В.Н. Техническое диагностирование подъемно-транспортных машин : учеб. пособие / В. Н. Иванов. – Х.: ФОРТ, 2009.– 272 с.

Иванов В.Н. «О мерах по продлению срока службы полярного крана».

Разработана Рабочая программа мер по продлению срока службы полярного крана и предложена методика определения его остаточного ресурса.

Ключевые слова: полярный кран, подкрановый путь, срок службы, остаточный ресурс, безопасность эксплуатации.

Иванов В.М. «Про заходи з подовження терміну дії полярного крану».

Розроблено Робочу програму заходів по подовженню терміну дії полярного крана й запропонована методика визначення його залишкового ресурсу.

Ключові слова: полярний кран, підкранова колія, термін служби, залишковий ресурс, безпека експлуатації.

Ivanov V.N. “About measures on prolongation service life of the polar crane”.

The Working program of measures on prolongation of service life of the polar crane is developed and the technique of determination of its residual life is offered.

Key words: polar crane, prolongation service life, residual resource, safety operation, date of work, under crane track.

Стаття надійшла до редакції 16 лютого 2009 р.

УДК 621.873. 2/3

©Исьемини И.И., Седов И.Б.

К ВОПРОСУ О НАЕЗДЕ БАШЕННОГО КРАНА НА ГРАВИТАЦИОННЫЙ ТУПИКОВЫЙ УПОР

1. Актуальность

Эксплуатация грузоподъемных кранов, а в особенности передвижных кранов, сопряжена с повышенной аварийностью и травматизмом. Несмотря на принимаемые меры, количество аварий грузоподъемных кранов не уменьшается. Анализ аварий показывает, что немалое их число связано с низкой надежностью защитных систем грузоподъемных кранов в тупиковых участках пути, в частности, с тупиковыми упорами.

2. Анализ исследований

В последние годы был предложен ряд конструкций гравитационных и фрикционно-гравитационных тупиковых упоров. Изначально такие упоры

разрабатывались для мостовых кранов, но позже они получили распространение и на башенных кранах, что, на наш взгляд, не является корректным [1, 2]. При наезде башенного крана на гравитационный тупиковый упор происходит смещение центра масс в сторону ребра опрокидывания, что вызывает снижение восстанавливающего момента при росте опрокидывающего момента (рис. 1). Этому способствует не только подъем правой опоры, но и вполне возможное (вызванное просадкой и несовершенством укладки кранового рельса) опускание левой опоры башенного крана.

3. Постановка задачи

В данной статье ставится задача найти величину, на которую изменяется коэффициент устойчивости башенного крана, при его наезде на гравитационный тупиковый упор.

4. Основной материал

На рис. 1 показана расчетная схема устойчивости башенного крана, когда он стоит на ровном подкрановом пути.

На рис. 1 приняты следующие обозначения: B – база крана; H – высота башни крана; L – длина стрелы крана; l – длина подвеса груза; $G_{ГР}$ – сила тяжести груза; $G_{КР}$ – сила тяжести крана; S_1 – плечо силы тяжести груза относительно ребра опрокидывания; S_2 – плечо силы тяжести крана относительно ребра опрокидывания.

Для такого положения крана можно записать условие устойчивости крана относительно ребра опрокидывания (левая опора крана):

$$M_{оп} < M_B, \quad (1)$$

где $M_{оп}$ – опрокидывающий момент;

M_B – восстанавливающий момент.

При этом по требованиям нормативных документов коэффициент

устойчивости $K = \frac{M_B}{M_{оп}} \geq 1,4$ [3].

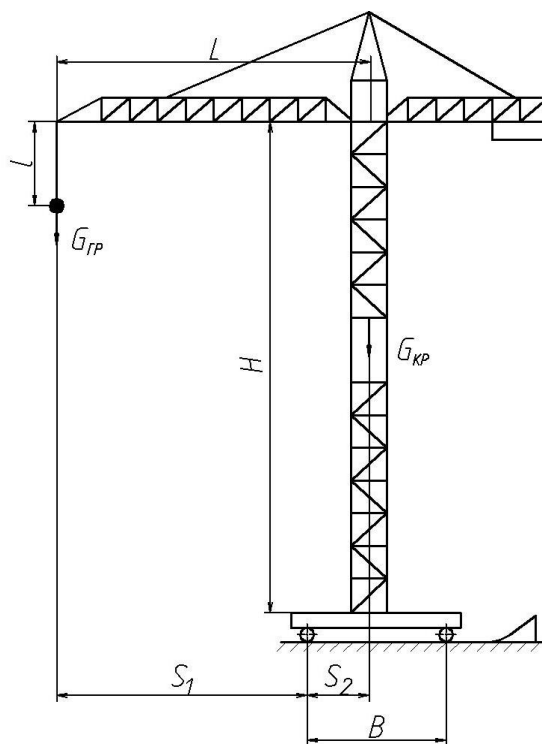


Рис. 1 – Расчетная схема устойчивости башенного крана

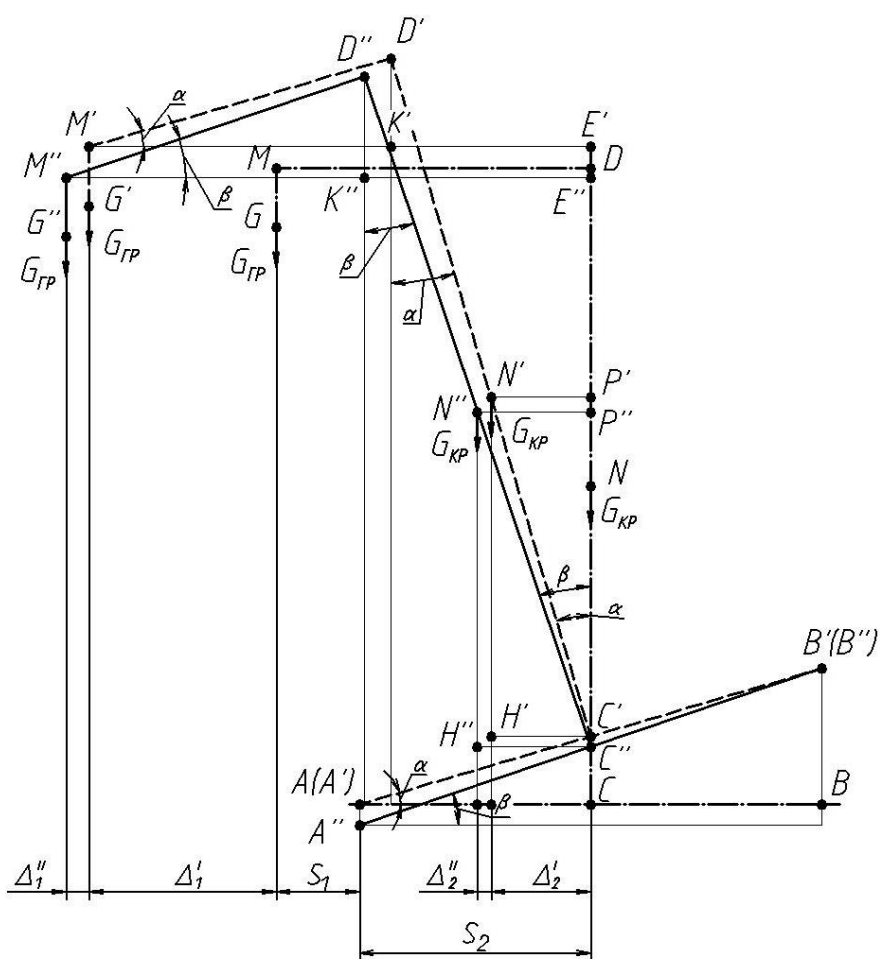


Рис. 2 – Геометрические схемы для трех положений башенного крана

Используя обозначения, показанные на рис. 1, выражение (1) можно записать в следующем виде:

$$G_{ГР} \cdot S_1 < G_{КР} \cdot S_2. \quad (2)$$

На рис. 2 показаны геометрические схемы грузоподъемного крана для трех его положений.

Штрих-пунктирной линией обозначена геометрическая схема для положения, когда кран стоит на ровном подкрановом пути (положение I). Для этого положения крана в качестве обозначений используются буквы без штрихов. Пунктирной линией обозначена геометрическая схема для положения, когда правая опора крана поднялась на расстояние, равное высоте криволинейной части гравитационного упора, а левая его опора при этом находится на подкрановом рельсе (положение II). Для этого положения крана в качестве обозначений используются буквы с одним штрихом. Сплошной линией обозначена геометрическая схема для положения, когда правая опора крана наехала на гравитационный тупиковый упор, а левая его опора опустилась вниз вследствие просадки и несовершенства укладки подкранового рельса (положение III). Для этого положения крана в качестве обозначений используются буквы с двумя штрихами. При рассмотрении данной задачи, сделаны следующие допущения:

- 1) левая опора крана перемещается строго вертикально вниз, ввиду малого ее перемещения;
- 2) во II и III положениях башенный кран на мгновение останавливается, находясь в условиях статического равновесия.

Также на рис. 2 приняты следующие обозначения: $G_{ГР}$ и $G_{КР}$ – силы тяжести груза и крана соответственно; S_1 и S_2 – плечи силы тяжести груза и силы тяжести крана относительно ребра опрокидывания соответственно; α и β – углы отклонения башни крана от вертикали для положения II и III соответственно; Δ'_1 и Δ''_1 – величины, на которые увеличивается плечо силы тяжести груза для II и III положений соответственно; Δ'_2 и Δ''_2 – величины, на которые уменьшается плечо силы тяжести крана для II и III положений

соответственно; N , N' и N'' – центры тяжести крана для I, II и III положений соответственно.

Для II положения можно записать условие устойчивости:

$$G_{ГР} \cdot (S_1 + \Delta'_1) < G_{КР} \cdot (S_2 - \Delta'_2), \quad (3)$$

где $S_1 = L - \frac{B}{2}$; $S_2 = \frac{B}{2}$;

$$\Delta'_1 = L \cos \alpha + H \sin \alpha - L; \quad \Delta'_2 = \frac{H}{2} \sin \alpha.$$

Для III положения можно записать условие устойчивости:

$$G_{ГР} \cdot (S_1 + \Delta_1) < G_{КР} \cdot (S_2 - \Delta_2), \quad (4)$$

где $\Delta_1 = \Delta'_1 + \Delta''_1$; $\Delta_2 = \Delta'_2 + \Delta''_2$,

$$\Delta''_1 = L \cos \beta + H \sin \beta - (L + \Delta'_1); \quad \Delta''_2 = \frac{H}{2} \sin \beta - \Delta'_2.$$

Итак, увеличение опрокидывающего момента составит:

$$\varepsilon_1 = \frac{S_1 + \Delta_1}{S_1}, \quad (5)$$

а уменьшение восстанавливающего момента составит:

$$\varepsilon_2 = \frac{S_2}{S_2 - \Delta_2}. \quad (6)$$

Другими словами, коэффициент устойчивости крана уменьшится в $\varepsilon = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2$ раз.

Так, например, если башенный кран грузоподъемностью 10 т с высотой башни 50 м, длиной стрелы 30 м, базой 7,5 м наедет на гравитационный тупиковый упор с высотой криволинейной части 0,25 м, а левая опора крана при этом опустится на 0,008 м вниз вследствие просадки и несовершенства укладки подкранового рельса, то коэффициент устойчивости крана снизится в 1,38 раза.

Если учесть, что в тот момент, когда кран находится в III положении, груз может отклониться в сторону, противоположную движению крана, то опрокидывающий момент возрастает еще больше.

Выводы

При наезде башенного крана на гравитационный упор возникает ряд неблагоприятных факторов. Один из них – снижение восстанавливающего момента при росте опрокидывающего момента. Хотя само по себе уменьшение коэффициента устойчивости может и не привести к аварии, но в сочетании с другими нежелательными обстоятельствами может способствовать возникновению аварийной ситуации.

Список использованных источников:

1. Иванов В.Н. Совершенствование защитных систем грузоподъемных кранов в тупиковых участках пути / В. Н. Иванов, И. И. Исьемини, И. Б. Седов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2009. – №5 (93). – С. 13–16.
2. Иванов В.Н. Техническое диагностирование подъемно-транспортных машин : учеб. пособие / В. Н. Иванов. – Х. : Форт, 2009. – 272 с.
3. Правила будови і безпечної експлуатації вантажо-підіймальних кранів : НПАОП 0.00-1.01-07 07 / Держ. департамент з нагляду за охороною праці України. – Х. :Форт, 2007. – 256 с.

Исьемини И.И., Седов И.Б. «К вопросу о наезде башенного крана на гравитационный тупиковый упор».

В статье посчитано уменьшение коэффициента устойчивости башенного крана в результате наезда его на гравитационный тупиковый упор.

Ключевые слова: гравитационный тупиковый упор, башенный кран, коэффициент устойчивости, наезд крана.

Исьеміні І.І., Седов І.Б. «До питання про наїзд баштового крана на гравітаційний тупиковий упор».

В статті розраховано зменшення коефіцієнту стійкості баштового крана в результаті наїзду його на гравітаційний тупиковий упор.

Ключові слова: гравітаційний тупиковий упор, баштовий кран, коефіцієнт стійкості, наїзд крана.

Isyemini I.I., Sedov I.B. “To a question about tripping-over of the tower crane on the gravitational stop”.

In the article the decrease of stability factor of the tower crane as a result of its arrival on the gravitational stop is calculated.

Key words: gravitational stop, tower crane, stability factor, tripping-over of a crane.

Стаття надійшла до редакції 12 березня 2009 р.

УДК 621.873

©Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Ромасевич Ю.О.

ВИЗНАЧЕННЯ ТРИВАЛОСТІ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ДЛЯ РІЗНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО МОМЕНТУ ДВИГУНІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ

1. Постановка проблеми

Відомо [1-8], що при проектуванні й дослідженні електроприводів вантажопідйомних механізмів кранів й дослідженні їх функціонування моменти інерції, маси, жорсткості зв'язків реальних елементів зазвичай бувають відомі, а діючі у системі сили або задані, або розраховуються за відомими вихідними даними механізму та умовами його технології. Після приведення їх значень до розрахункової швидкості стає можливим, співставляючи приведені значення моментів інерції та жорсткостей, здійснювати вибір головних мас та головних пружних зв'язків і на цій основі скласти наближену розрахункову схему механічної частини.

2. Основний зміст

Електромеханічна система зі двомасовою пружною механічною частиною представляє собою найпростішу модель електроприводу, найбільш зручну для вивчення впливу пружних механічних зв'язків. У вказаній двомасовій пружній системі сумарний приведений момент інерції елементів, жорстко зв'язаних з двигуном позначають J_1 (див. рис. 1). Сумарний приведений момент інерції елементів, жорстко зв'язаних з робочим органом механізму позначають J_2 . Безінерційний пружний зв'язок між цими масами характеризується приведеною еквівалентною жорсткістю C_{12} . Сумарні моменти навантажень на валу двигуна й механізму підйому вантажу позначені відповідно $M_{оп1}$ й $M_{оп2}$.

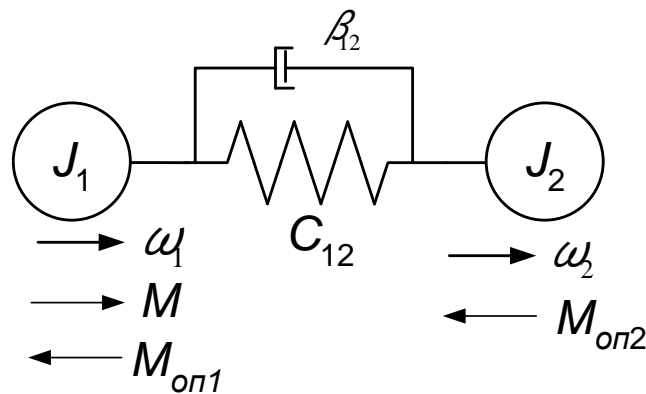


Рис. 1 – Розрахункова схема механічної частини електроприводу

У подальшому момент внутрішнього в'язкого тертя $M_{в,т}$, який можна записати у вигляді:

$$M_{в,т} = \beta_{12}(\omega_1 - \omega_2), \quad (1)$$

де β_{12} – коефіцієнт пропорційності;

ω_{12} – кутові швидкості мас m_1 й m_2 відповідно, будемо вважати рівним нулю.

Структурна схема даної двомасової пружної системи без врахування внутрішнього в'язкого тертя наведена на рис. 2.

На рис. 2.:

$$M_{12} = C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) \quad (2)$$

де φ_1 й φ_2 кутові координати руху мас m_1 й m_2 . (Зазвичай під m_1 розуміють сумарну масу вантажного візка крану та приведеного до швидкості візка моменту інерції рухомих частин, що обертаються; m_2 – маса вантажу на канаті, що піднімається вантажопідйомним механізмом крану).

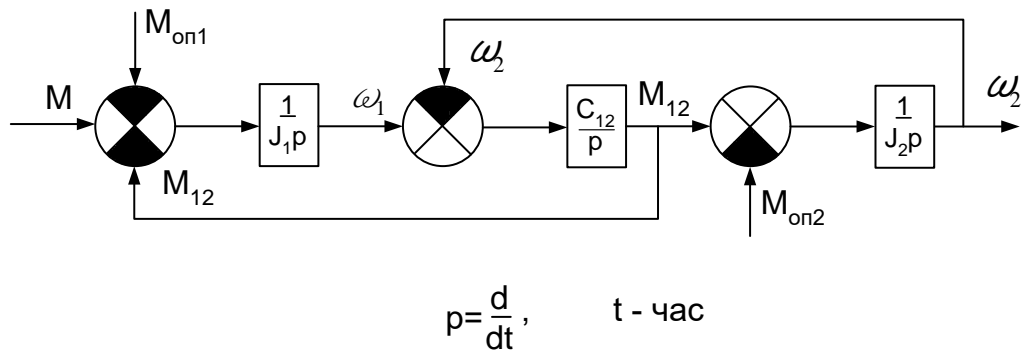


Рис. 2 - Структурна схема двомасової пружної механічної системи без врахування внутрішнього в'язкого тертя

Рівняння руху наведеної вище двомасової системи, які отримані у [1], мають наступний вид:

де M – електромагнітний момент двигуна M , який прикладений до ротора двигуна; $C_{12} = \frac{m_2 g}{l}$ – де l – довжина канату, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

$$\begin{cases} M - M_{12} - M_{оп1} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt}; \\ M_{12} - M_{оп2} = J_2 \frac{d\omega_2}{dt}; \\ M_{12} = C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2), \end{cases} \quad (3)$$

Метою роботи є визначення тривалості перехідного процесу для різних залежностей електромагнітного моменту двигуна від часу у межах двомасової моделі (розрахункової схеми) механічної частини електроприводу вантажопідйомних механізмів кранів.

Будемо у подальшому вважати $M_{O\Pi} \approx 0$. За допомогою нескладних перетворень (й на відміну від [1]) з (3) можна отримати наступне рівняння:

$$\frac{1}{J_1 \Omega_{12}^2} \frac{d^2(M - M_{O\Pi})}{dt^2} + \frac{(M - M_{O\Pi})}{J_1 + J_2} = \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{1}{\Omega_{12}^2} \frac{d^3\omega_1}{dt^3}, \quad (4)$$

де $\Omega_{12}^2 = \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}$ – квадрат резонансної частоти системи. У подальшому

покладемо $J_1 + J_2 = J_\Sigma$. Знаючи ω_1 , з рівняння (4) можна визначити ω_2 за наступною формулою:

$$\omega_2 = \omega_1 + \frac{J_1}{C_{12}} \frac{d^2\omega_1}{dt^2} - \frac{1}{C_{12}} \frac{d(M - M_{O\Pi})}{dt}. \quad (5)$$

Або з такого співвідношення:

$$\omega_2 + \left(\frac{J_2}{C_{12}} \right) \frac{d^2\omega_2}{dt^2} = \omega_1. \quad (6)$$

2.2. Аналіз асимптотичних логарифмічних АЧХ (амплітудо-частотних характеристик) двомасової системи, їх амплітудно-фазових (АФХ) та фазо-частотних характеристик (ФЧХ)

З рівнянь (4)-(6) можна отримати низку характеристик (зокрема передавальних функцій) розглядуваної системи.

Для зручності подальших досліджень введемо такі позначення:

$$\gamma = \frac{J_1 + J_2}{J_1} = \frac{J_\Sigma}{J_1} \text{ – співвідношення мас двомасової пружної системи;}$$

$$\Omega_{02} = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_2}} = \frac{\Omega_{12}}{\sqrt{\gamma}} \text{ – резонансна частота другої маси (вантажу на канаті) за}$$

$$J_1 \rightarrow \infty.$$

Тоді передавальна функція, що пов'язує вихідну координату ω_2 зі швидкістю ω_1 має вигляд:

$$W_{\omega_1, \omega_2}(p) = \frac{\omega_2(p)}{\omega_1(p)} = \frac{1}{\left(\frac{J_2}{C_{12}}\right)p^2 + 1} = \frac{1}{\left(\frac{\gamma}{\Omega_{12}^2}\right)p^2 + 1}; \frac{d}{dt}p. \quad (7)$$

Для передавальної функції, що пов'язує вихідну координату ω_1 з ефективним діючим моментом $M_e = (M - M_{OP1})$ маємо:

$$W_{\omega_1}(p) = \frac{\omega_1(p)}{M_e(p)} = \frac{1}{J_{\Sigma}p} \frac{(\gamma/\Omega_{12}^2)p^2 + 1}{(1/\Omega_{12}^2)p^2 + 1}. \quad (8)$$

Для передавальної функції, що пов'язує вихідну координату ω_2 з M_e отримаємо:

$$W_{\omega_2}(p) = \frac{\omega_2(p)}{M_e(p)} = W_{\omega_1}(p)W_{\omega_1, \omega_2}(p) = \frac{1}{J_{\Sigma}p} \frac{1}{(1/\Omega_{12}^2)p^2 + 1}. \quad (9)$$

Для аналізу властивостей двомасової пружної системи слід скористатися частотним методом теорії управління. Рівняння амплітудо-фазової характеристики (АФХ) можна отримати підставивши у (8) $p = j\Omega$ ($j = \sqrt{-1}$):

$$W_{\omega_1}(j\Omega) = \frac{1}{jJ_{\Sigma}\Omega} \frac{1 - \gamma(\Omega/\Omega_{12})^2}{1 - (\Omega/\Omega_{12})^2} = A_{\omega_1}(\Omega)e^{-j\psi_{\omega_1}(\Omega)}, \quad (10)$$

де $A_{\omega_1}(\Omega)$ – амплітудно-частотна характеристика (АЧХ);

$\psi_{\omega_1}(\Omega)$ – фазо-частотна характеристика (ФЧХ) об'єкта дослідження за вихідної змінної ω_1 .

Асимптотичні логарифмічні АЧХ (ЛАЧХ) можна побудувати безпосередньо за отриманими передавальними функціями двомасової системи. Зокрема, у відповідності з (8) систему можна представити послідовним поєднанням інтегруючого ланцюга, форсуючого ланцюга другого порядку з частотою спряження $\Omega_{c1} = \frac{\Omega_{12}}{\sqrt{\gamma}}$ та ідеального коливального ланцюга з резонансною частотою $\Omega_{c2} = \Omega_{12}$. При $\Omega = \Omega_{c1}$ має місце нуль передавальної функції, й ЛАЧХ при цьому має розрив, прямуючи до $-\infty$. При $\Omega = \Omega_{12}$ має місце полюс передавальної функції $W_{\omega_1}(j\Omega)$ (10), й амплітуди прямують до

$+\infty$, утворюючи другий розрив. Низькочастотна асимптота визначається інтегруючим ланцюгом з коефіцієнтом, обернено пропорційним J_{Σ} й відповідно має нахил -20дБ/дек . Високочастотна асимптота ($\Omega \gg \Omega_{12}$) відповідає також інтегруючому ланцюгу, але за коефіцієнта у γ разів більшого, ніж в області низьких частот. У цьому легко переконатись, якщо спрямувати до нескінченності частоту Ω у (10).

Відповідно до всіх викладених положень ЛАЧХ об'єкту дослідження за вихідної змінної ω_1 представлена на рис. 3. Тут же побудована його ЛФЧХ (логарифмічна фазо-частотна характеристика) на основі рівняння АФХ (10). У низькочастотній області зсув між коливаннями визначається інтегруючим ланцюгом і складає -90° . При $\Omega = \frac{\Omega_{12}}{\sqrt{\gamma}}$ стрибком змінює знак чисельник (10), що відповідає зменшенню фазового зсуву на 180° . Потім на частоті $\Omega = \Omega_{12}$ аналогічно змінюється знак знаменника, й фазовий зсув знову приймає значення -90° у відповідності з високочастотною асимптотою ЛАЧХ.

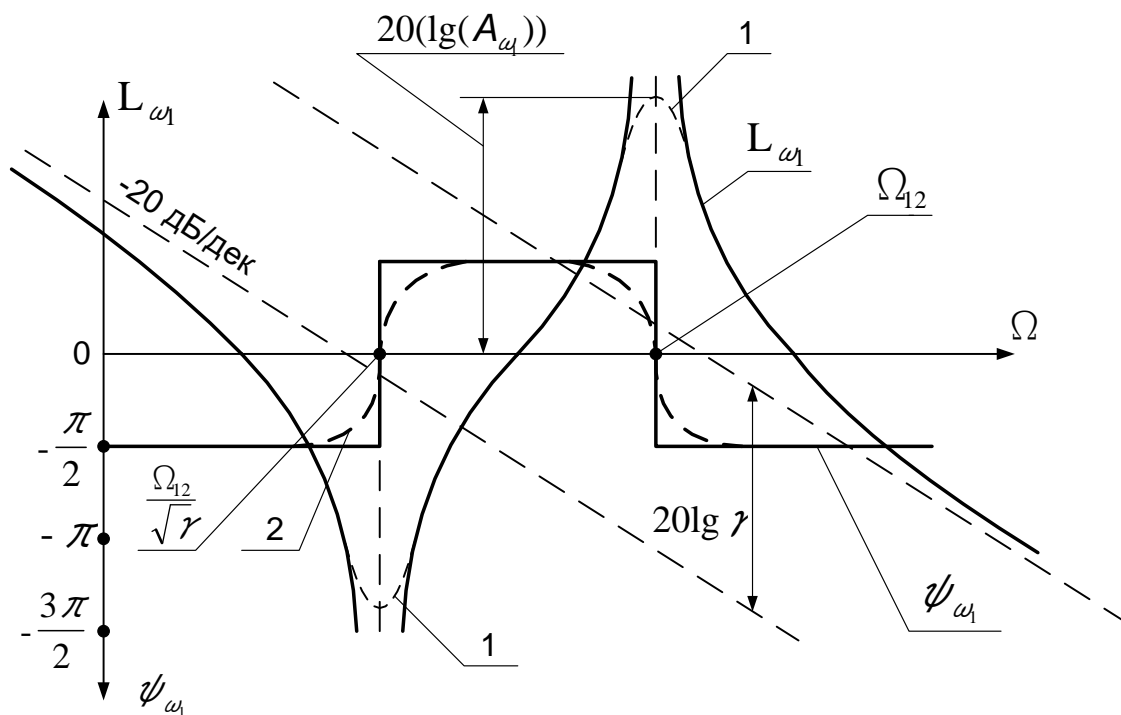


Рис. 3 – Логарифмічна частотна характеристика двомасової пружної системи за керуючим впливом (за вихідної змінної ω_1)

Структурна схема двомасової пружної механічної системи без врахування внутрішнього тертя після ряду нескладних перетворень може бути зведена до представленої на рис. 4.

Рух першої маси (m_1, J_1) за великих частот коливань керуючого впливу $M_e = (M - M_{on1})$ у відповідності з (8) й рис. 3 визначається сумарним моментом інерції електроприводу крана J_Σ , причому механічна частина веде себе як інтегруючий ланцюг. Зокрема, при $M_e = const$ швидкість ω_1 змінюється за лінійним законом, на котрий накладаються коливання, обумовлені пружним зв'язком. Інакше кажучи, інтегруючий ланцюг у структурі рис. 4 характеризує умови руху механічної частини у середньому.

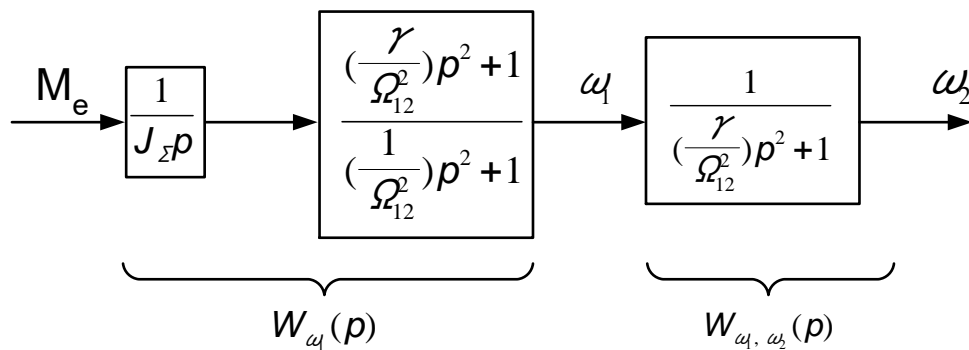


Рис. 4 – Структурна схема об'єкту дослідження після її перетворення

При наближенні частоти коливань моменту до резонансної Ω_{12} амплітуди коливань швидкості ω_1 зростають й при $\Omega = \Omega_{12}$ прямують до нескінченності. Однак прояви резонансу суттєво залежать від параметрів механічної частини у зв'язку із наявністю у чисельнику передавальної функції W_{ω_1} форсуючого ланцюга другого порядку. Можна з'ясувати причини, при виконанні котрих вплив пружності на рух першої маси буде незначним.

По-перше, з (8) безпосередньо випливає, що якщо механізм підйому вантажу крана має невелику інерцію самого вантажу ($J_2 \ll J_1, \gamma \rightarrow 1$), то рух першої маси близький до руху, що визначається інтегруючим ланцюгом

$W_i = \frac{1}{J_\Sigma p}$. (У подальшому першу масу фактично ототожнюватимемо з масою

вантажного візка крана). По-друге, з (10) видно, що при Ω_{12} в області малих й середніх частот рух першої маси визначається тим самим інтегруючим ланцюгом. Звідси впливає важливий практичний висновок. Якщо при синтезі електроприводу вантажопідйомного крану використовуються зворотні зв'язки тільки за змінними самого двигуна, то за $J_2 \ll J_1$, чи $\Omega_{12} \gg \Omega_{зр}$, де $\Omega_{зр}$ – частота зрізу бажаної ЛАЧХ розімкненого контура регулювання, механічну частину електроприводу крана можна представляти жорстким механічним ланцюгом, не враховуючи впливу пружностей.

Виходячи з (9), коливні якості другої маси (вантажу на канаті) вище, ніж першої. Можна показати [1], що у низькочастотній області асимптоти ЛАЧХ L_{ω_1} й L_{ω_2} співпадають, оскільки у середньому рух другої маси також визначається інтегруючим ланцюгом $W_i = \frac{1}{J_{\Sigma p}}$. Однак при $\Omega > \Omega_{12}$ нахил високочастотної асимптоти L_{ω_2} складатиме -60дБ/дек, й не існує факторів, котрі б послабляли розвиток резонансних коливань за довільних значень γ .

Отже, в усіх випадках, коли важливо отримати необхідну якість руху другої маси системи, а також при регулюванні її координат, нехтувати впливом пружності механічного зв'язку без необхідної перевірки не можна!

У реальних механізмах підйому вантажу кранів присутні дисипативні сили, котрі справляють на коливну систему демпфуючий вплив. Це демпфування у більшості випадків невелике. За даними технічної літератури природне затухання коливань під дією внутрішніх сил в'язкого тертя можна характеризувати значеннями логарифмічного декременту:

$$\lambda_{e,m} = \frac{2\pi\alpha_{e,m}}{\Omega_p} \approx 0,1 \dots 0,3, \quad (11)$$

де $\alpha_{e,m}$ й $\Omega_p \approx \Omega_{12}$ – коефіцієнт затухання й резонансна частота коливань з урахуванням впливу внутрішніх дисипативних сил.

Врахування природного демпфування суттєво не впливає на форму ЛАЧХ й ЛФЧХ системи, однак обмежує резонансний пік скінченними

значеннями, як показано штриховою кривою 1 на рис. 3, й дещо згладжує фазо-частотну характеристику $\psi(\Omega)$ (штрихова крива 2 на тому ж малюнку).

Сполучення параметрів, за яких $J_2 \ll J_1$, чи $\Omega \rightarrow \infty$, досить розповсюджені, тому у подальших міркуваннях в усіх випадках, коли це можливо, використовується представлення механічної частини електроприводу крану у вигляді жорсткого приведеного ланцюга. Рівняння руху для цього випадку при $p = \frac{d}{dt}$:

$$M - M_{оп1} = J_{\Sigma} \frac{d\omega_1}{dt}; \omega_1 \approx \omega_2 \quad (12)$$

відповідає структурна схема, що представлена на рис. 5. Вона співпадає з вхідним ланцюгом у розглянутій вище структурі рис. 4, й частотні характеристики жорсткої механічної частини електроприводу вантажопідйомного крану у низькочастотній області не відрізняються від наведених на рис. 3.

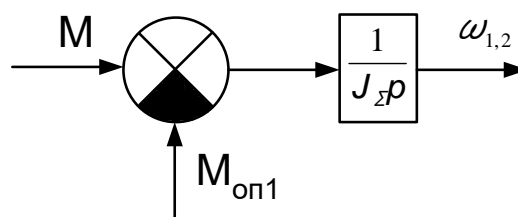


Рис. 5 – Структурна схема механічної частини з жорсткими механічними зв'язками

Саме структурна схема рис. 5. й буде нами використана у подальшому для визначення тривалості перехідного процесу у механічній частині електроприводу вантажопідйомного крану.

2.3. Тривалість перехідних механічних процесів електроприводів вантажопідйомних кранів

Зміни керуючого чи збурюючого впливу викликають у механічній частині приводу вантажопідйомного крану перехідні процеси різної тривалості, на протязі котрих швидкості руху зв'язаних мас (вантажного візка та вантажу на канаті) змінюються від початкових значень, що визначаються початковими умовами, до усталених значень, що задаються новими впливами на систему. У

якості найпростіших прикладів розглянемо ряд перехідних процесів у механічній частині електроприводу кранів, що представлена жорстким механічним ланцюгом (див. рис. 5.).

Припустимо, що початкова швидкість руху вала двигуна механізму підйому вантажу крана дорівнює нулю: $\omega_{поч} = 0$, а до ротора двигуна у момент часу $t = 0$ прикладають електромагнітний момент двигуна, що змінюється за експоненціальним законом з постійною часу T (див. рис. 6):

$$M = \Delta M e^{-t/T} + M_{опл}. \quad (13)$$

Розв'яжемо рівняння руху електроприводу (12) відносно диференціалу швидкості:

$$d\omega = \varepsilon dt, \quad (14)$$

де $\varepsilon = (M - M_{опл}) / J_{\Sigma}$ – прискорення мас механічної частини.

Проінтегруємо обидві частини отриманої рівності при заданому законі зміни рушійного моменту:

$$\int_0^{\omega} d\omega = \int_0^t \frac{(M - M_{опл})}{J_{\Sigma}} dt = \int_0^t \varepsilon_{поч} e^{-t/T} d\tilde{t}. \quad (15)$$

У результаті отримаємо:

$$\omega = \varepsilon_{поч} T (1 - e^{-t/T}), \quad (16)$$

де $\varepsilon_{поч} = \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_{поч} = (M_{поч} - M_{опл}) / J_{\Sigma} = \frac{\Delta M}{J_{\Sigma}}$ – початкове прискорення;

$M_{поч} = \Delta M + M_{опл}$ – початковий момент двигуна.

На рис. 6 у відповідності з (13) та (16) побудовані характеристики $M = f(t)$ $\omega = f(t)$.

Швидкість нарощується за експоненціальним законом від нуля до усталеного значення $\omega_{уст.} = \varepsilon_{поч} T$ з прискоренням, що зменшується при зростанні швидкості ω , у зв'язку зі зменшенням моменту $M - M_{опл}$, котрому прискорення пропорціальне, - це перехідний процес пуску електроприводу до швидкості $\omega = \omega_{уст.}$ Час (тривалість) перехідного процесу теоретично дорівнює

нескінченності, а практично процес можна вважати таким, що закінчився у відповідності з властивістю експоненти через час (термін):

$$t_{nn} \approx (3 \dots 4)T. \quad (17)$$

Якщо номінальна частота (кутова швидкість обертання) двигуна дорівнює $\omega_{ном}$ ($\omega_{ном} < \omega_{уст}$), за якої останній функціонує у робочому режимі, то t_{nn}^* визначається зі співвідношення:

$$\omega_{ном} = \varepsilon_{пoch} T (1 - e^{-t_{nn}^*/T}). \quad (18)$$

Тоді маємо для t_{nn}^* :

$$t_{nn}^* = T \ln \left\{ \frac{1}{1 - \frac{\omega_{ном}^*}{\varepsilon_{пoch} T}} \right\}. \quad (19)$$

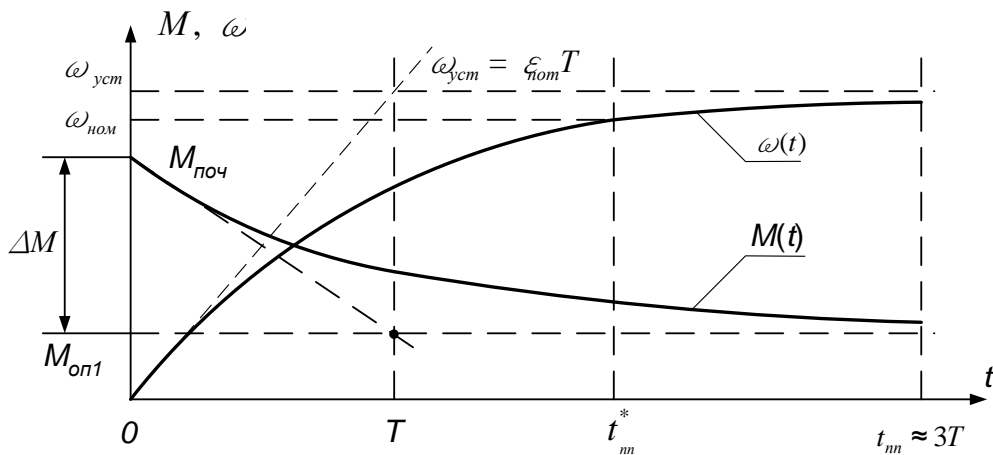


Рис. 6 – Перехідний процес пуску електроприводу за експоненціальної залежності $M(t)$

Якщо визначати тривалість t_{nn}^* з більш точного рівняння (4), тоді матимемо наступне, враховуючи залежність (13):

$$\frac{d\omega_1}{dt} + \frac{1}{\Omega_{12}^2} \frac{d^3\omega_1}{dt^3} = \Delta M \left\{ \frac{1}{J_1 \Omega_{12}^2 T^2} + \frac{1}{J_\Sigma} \right\} e^{-t/T} \quad (20)$$

Це лінійне неоднорідне диференціальне рівняння відносно $\omega_1(t)$, яке має наступний розв'язок:

$$\omega_1(t) = \tilde{A} + \tilde{B} \cos(\Omega_{12}t) + \tilde{C} \sin(\Omega_{12}t) + \frac{\Delta M \left\{ \frac{1}{J_1 \Omega_{12}^2 T^2} + \frac{1}{J_\Sigma} \right\}}{\left\{ -\frac{1}{T} - \frac{1}{\Omega_{12}^2 T^3} \right\}} e^{-t/T} \quad (21)$$

Для знаходження невизначених коефіцієнтів \tilde{A} , \tilde{B} , \tilde{C} слід використати наступні початкові умови:

$$\omega_1|_{t=0} = 0; \quad \frac{d^2 \omega_1}{dt^2}|_{t=0} = \frac{\Delta M}{J_\Sigma}; \quad \frac{d^2 \omega_1}{dt^2}|_{t=0} = -\frac{\Delta M}{T J_\Sigma}. \quad (22)$$

Підставляючи ці значення у загальний розв'язок (21), отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} \tilde{A} + \tilde{B} + \frac{\Delta M \left\{ \frac{1}{J_1 \Omega_{12}^2 T^2} + \frac{1}{J_\Sigma} \right\}}{\left\{ -\frac{1}{T} - \frac{1}{\Omega_{12}^2 T^3} \right\}} = 0; \\ \Omega_{12} \tilde{C} + \frac{\Delta M \left\{ \frac{1}{J_1 \Omega_{12}^2 T^2} + \frac{1}{J_\Sigma} \right\}}{\left\{ 1 + \frac{1}{\Omega_{12}^2 T^2} \right\}} = \frac{\Delta M}{J_\Sigma}; \\ \Omega_{12}^2 \tilde{B} + \frac{\Delta M \left\{ \frac{1}{J_1 \Omega_{12}^2 T^2} + \frac{1}{J_\Sigma} \right\}}{\left\{ T + \frac{1}{\Omega_{12}^2 T} \right\}} = \frac{\Delta M}{T J_\Sigma}. \end{array} \right. \quad (23)$$

Із системи (23) легко знайти усі константи. Вони мають наступний вид:

$$\tilde{B} = \frac{\Delta M}{\Omega_{12}^2} \left\{ \frac{1}{T J_\Sigma} - \frac{\left[\frac{1}{J_1 \Omega_{12}^2 T^2} + \frac{1}{J_\Sigma} \right]}{\left[T + \frac{1}{\Omega_{12}^2 T} \right]} \right\}; \quad (24)$$

$$\tilde{C} = \frac{\Delta M}{\Omega_{12}} \left\{ \frac{1}{J_\Sigma} - \frac{\left[\frac{1}{J_1 \Omega_{12}^2 T^2} + \frac{1}{J_\Sigma} \right]}{\left[1 + \frac{1}{\Omega_{12}^2 T^2} \right]} \right\}; \quad (25)$$

$$\tilde{A} = \frac{\Delta M \left[\frac{1}{J_1 \Omega_{12}^2 T^2} + \frac{1}{J_\Sigma} \right]}{\left[\frac{1}{T} + \frac{1}{\Omega_{12}^2 T^2} \right]} + \frac{\Delta M}{\Omega_{12}^2} \left\{ \frac{\left[\frac{1}{J_1 \Omega_{12}^2 T^2} + \frac{1}{J_\Sigma} \right]}{\left[T + \frac{1}{\Omega_{12}^2 T} \right]} - \frac{1}{T J_\Sigma} \right\}. \quad (26)$$

Вважаючи, що $\omega_{I_{ном}}$ досягається за час t_{nn}^{***} , тривалість перехідного процесу пуску електроприводу до швидкості $\omega_{I_{ном}}$ можна знайти з наступного трансцендентного рівняння ($\omega_{I_{ном}} < \omega_{уст}$):

$$\omega_{I_{ном}} = \tilde{A} + \tilde{B} \cos(\Omega_{12} t_{nn}^{***}) + \tilde{C} \sin(\Omega_{12} t_{nn}^{***}) + \frac{\Delta M \left\{ \frac{1}{J_1 \Omega_{12}^2 T^2} + \frac{1}{J_\Sigma} \right\}}{\left\{ -\frac{1}{T} - \frac{1}{\Omega_{12}^2 T^3} \right\}} e^{-t_{nn}^{***}/T}. \quad (27)$$

Для визначення t_{nn}^{***} у даному випадку слід використати співвідношення (27). Цей вираз дає змогу за відомого значення $\omega_{I_{ном}} = \omega_{ном}$ визначити t_{nn}^{***} для будь-яких співвідношень t_{nn}^{***} й T , а також відомого Ω_{12} . Проте процедура визначення t_{nn}^{***} суттєво спрощується, якщо розглянути наступні 3 ситуації:

а) $t_{nn}^{***} \gg T$; б) $t_{nn}^{***} \ll T$; в) $t_{nn}^{***} \approx T$.

У ситуації в) треба розв'язати рівняння (трансцендентне):

$$\omega_{I_{ном}} = \tilde{A} + \tilde{B} \cos(\Omega_{12} t_{nn}^{***}) + \tilde{C} \sin(\Omega_{12} t_{nn}^{***}) + \frac{\Delta M \left\{ \frac{1}{J_1 \Omega_{12}^2 T^2} + \frac{1}{J_\Sigma} \right\}}{e \left\{ -\frac{1}{T} - \frac{1}{\Omega_{12}^2 T^3} \right\}}, \quad (28)$$

чи обмежитись наближеним розв'язком:

$$t_{nn}^{***} \approx T \quad (29)$$

Розв'язок (28) має наступний вигляд:

$$t_{nn}^{***} = \frac{\arcsin \left\{ \frac{(\omega_{1ном} - \tilde{A}) + \frac{\Delta M \left[\frac{1}{J_1 \Omega_{12}^2 T^2} + \frac{1}{J_\Sigma} \right]}{e \left\{ \frac{1}{T} + \frac{1}{\Omega_{12}^2 T^3} \right\}}}{\sqrt{\tilde{B}^2 + \tilde{C}^2}} \right\} - \tilde{\alpha}}{\Omega_{12}} \quad (30)$$

де $\tilde{\alpha} = \arctg \left(\frac{\tilde{B}}{\tilde{C}} \right)$.

У ситуації а) можна знехтувати останнім членом у трансцендентному рівнянні (27) й отримати:

$$t_{nn}^{***} = \frac{\arcsin \left\{ \frac{\omega_{1ном} - \tilde{A}}{\sqrt{\tilde{B}^2 + \tilde{C}^2}} \right\} - \tilde{\alpha}}{\Omega_{12}}. \quad (31)$$

У ситуації б) матимемо:

$$t_{nn}^{***} = \frac{\arcsin \left\{ \frac{(\omega_{1ном} - \tilde{A}) + \frac{\Delta M \left[\frac{1}{J_1 \Omega_{12}^2 T^2} + \frac{1}{J_\Sigma} \right]}{\left\{ \frac{1}{T} + \frac{1}{\Omega_{12}^2 T^3} \right\}}}{\sqrt{\tilde{B}^2 + \tilde{C}^2}} \right\} - \tilde{\alpha}}{\Omega_{12}}. \quad (32)$$

Прояв коливального характеру перехідного процесу можливий за умови:

$$\Omega_{12} t_{nn}^{***} \gg 2\pi, \quad (33)$$

де $n \in N$.

Якщо ж виконується співвідношення, яке протилежне (33), тобто:

$$\Omega_{12} t_{nn}^{***} < 2\pi, \quad (34)$$

то у перехідному процесі майже непомітні коливні властивості функції $\omega_1(t)$.

Слід також зазначити, що коливання у встановленні $\omega_{Iном}$ мають «синусоїдальний» вигляд, якщо виконується співвідношення (33) і наступне:

$$\Omega_{12}T \gg 1. \quad (35)$$

У протилежному випадку, при умові, що виконується співвідношення (33) і наступне:

$$\Omega_{12}T \ll 1, \quad (36)$$

коливання у перехідному процесі мають «косинусоїдальний» характер.

Розглянемо далі умови руху електроприводу за постійних моментів двигуна M та опору $M_{оп1}$, тобто $M=const$ й $M_{оп1}=const$. У результаті інтегрування (14) маємо:

$$\int_{\omega_{1поч}}^{\omega_1} d\omega = \int_0^t \varepsilon dt. \quad (37)$$

Це дає змогу отримати відому формулу рівномірно прискореного руху:

$$\omega_1 = \omega_{1поч} + \varepsilon t. \quad (38)$$

За допомогою (38) при необхідності можна визначити тривалість перехідного процесу t_{nn} зміни швидкості від $\omega_{поч1}$ до $\omega_{кінц1}$:

$$t_{nn} = \frac{\omega_{кінц1} - \omega_{поч1}}{\varepsilon} = \frac{J_{\Sigma}(\omega_{кінц1} - \omega_{поч1})}{(M - M_{оп1})}. \quad (39)$$

При $M=M_{оп1}$, $\varepsilon=0$ електропривод зберігає стан спокою ($\omega_{поч1}=0$), або рівномірного руху ($\omega_{поч1} = \omega_1 = const$) до тих пір, поки рівність $M=M_{оп1}$ не буде порушена. На рис. 7 показаний випадок, коли при $t=0$, $M=M_{оп1}$ має місце стан спокою ($\omega_{поч1} = 0$). У момент $t=0$ момент двигуна стрибком зростає до значення $M=M_1 > M_{оп1}$ й електропривод одразу переходить у режим рівномірно

прискореного руху з прискоренням $\varepsilon_1 = \frac{(M_1 - M_{оп1})}{J_{\Sigma}}$. Якщо залишати момент

двигуна незмінним ($M=M_1=const$), цей режим буде тривати скільки завгодно довго, а швидкість необмежено зростати. На практиці при досягненні електроприводом необхідної швидкості забезпечують зниження моменту двигуна до $M=M_{оп1}$, прискорення стрибком зменшується до нуля й настає

статичний усталений режим при $\omega_1 = \omega_{кінц1}$, як показано на рис. 7. Отже, у даному випадку має місце перехідний процес зміни швидкості від $\omega_{поч1}$ до $\omega_{кінц1}$, котрий забезпечується відповідними змінами моменту двигуна.

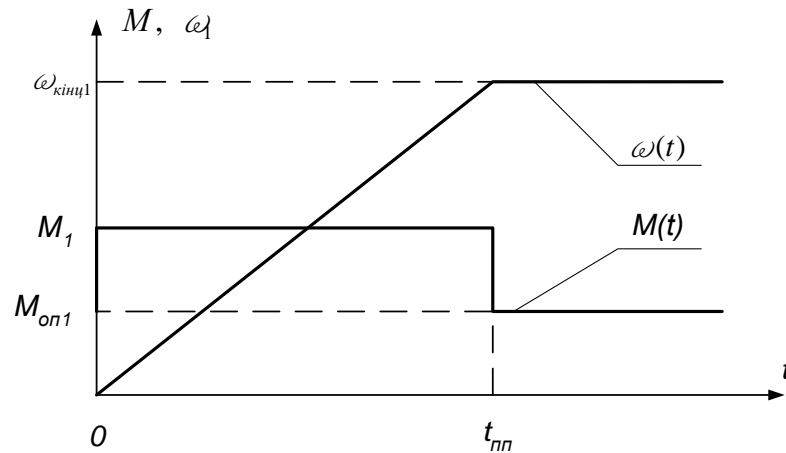


Рис. 7 – Перехідний процес пуску електропривода при $M = \text{const}$, $M_{оп1} = \text{const}$

Використовуючи співвідношення (39) для $t_{пп}$ за $\omega_{поч1} = 0$ (рис. 7) матимемо:

$$t_{пп} = \frac{J_{\Sigma} \omega_{кінц1}}{(M - M_{оп1})} \quad (40)$$

Якщо покласти для $M(t)$ залежність, що наведена на рис. 7, а $M_{оп1}$ вважати постійною, заданою величиною, то з рівняння (4) можна отримати більш точний закон $\omega_1(t)$ й значення $t_{пп}^*$. Так, за даної ситуації рівняння (4) набуде наступного вигляду:

$$\frac{(M - M_{оп1})}{J_{\Sigma}} = \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{1}{\Omega_{12}^2} \frac{d^3\omega_1}{dt^3}. \quad (41)$$

Розв'язок рівняння (41) має наступний вигляд:

$$\omega_1(t) = \bar{A} + \bar{B} \cos(\Omega_{12}t) + \bar{C} \sin(\Omega_{12}t) + \frac{(M - M_{оп1})}{J_{\Sigma}} t. \quad (42)$$

Коефіцієнти \bar{A} , \bar{B} , й \bar{C} можна знайти з наступних початкових умов:

$$\omega_1|_{t=0} = 0; \quad \frac{d\omega_1}{dt}|_{t=0} = \frac{(M_1 - M_{оп1})}{J_{\Sigma}}; \quad \frac{d^2\omega_1}{dt^2}|_{t=0} = 0. \quad (43)$$

Тоді для \bar{A} , \bar{B} , \bar{C} коефіцієнтів отримаємо:

$$\begin{cases} t_{nn}^* = t_{nn} = \frac{J_{\Sigma} \omega_{кінц1}}{(M_1 - M_{оп1})} \\ \omega_1(t) = \frac{(M_1 - M_{оп1})}{J_{\Sigma}} t. \end{cases} \quad (44)$$

З цієї системи (44) отримаємо лише одне рішення $\bar{A} = \bar{B} = \bar{C} = 0$, й тому для початкових умов (43) маємо:

$$\begin{cases} t_{nn}^* = t_{nn} = \frac{J_{\Sigma} \omega_{кінц1}}{(M_1 - M_{оп1})} \\ \omega_1(t) = \frac{(M_1 - M_{оп1})}{J_{\Sigma}} t. \end{cases} \quad (45)$$

Проте, за інших початкових умов:

$$\begin{aligned} t = 0; \omega_1|_{t=0} = 0; \frac{d\omega_1}{dt}|_{t=0} &= \frac{(M_1 - M_{оп1})}{J_{\Sigma}}; \\ t = t_{nn}; \omega_1|_{t=t_{nn}} &= \omega_{кінц1}; t_{nn} = \frac{J_{\Sigma} \omega_{кінц1}}{(M_1 - M_{оп1})}; \end{aligned} \quad (46)$$

матимемо з (42):

$$\begin{cases} \bar{A} + \bar{B} = 0, \\ \Omega_{12} \bar{C} + \frac{(M_1 - M_{оп1})}{J_{\Sigma}} = \frac{(M_1 - M_{оп1})}{J_{\Sigma}}, \\ \bar{A} + \bar{B} \cos(\Omega_{12} t_{nn}) + \bar{C} \sin(\Omega_{12} t_{nn}) + \frac{(M_1 - M_{оп1})}{J_{\Sigma}} t_{nn} = \omega_{кінц1} = \frac{(M_1 - M_{оп1})}{J_{\Sigma}} t_{nn}. \end{cases} \quad (47)$$

Розв'язок системи (47) дає $\bar{C} = 0$, а для \bar{A} та \bar{B} матимемо:

$$\begin{aligned} \bar{A} + \bar{B} &= 0, \\ \bar{A} + \bar{B} \cos(\Omega_{12} t_{nn}) &= 0. \end{aligned} \quad (48)$$

Система (48) теж дає для \bar{A} , \bar{B} тривіальний результат. Тому за граничних (початкових) умов (46), як, до речі, й (43) маємо:

$$\omega_1(t) = \frac{(M_1 - M_{оп1})}{J_{\Sigma}} t. \quad (49)$$

Отже, коливний процес за \bar{B} і \bar{C} , відмінних від нуля, можливий лише тоді, коли $\omega_1(t)$ не задовольняє умовам (43) чи (46).

За інших однакових умов на зміни швидкості електроприводу суттєвий вплив справляє характер моменту опору. Припустимо, що система навантажена активним моментом $M_{оп}$, що обумовлений, наприклад, вагою вантажу, який піднімають, і працює в усталеному режимі підйому вантажу з постійною швидкістю при $M = M_{оп}$. Якщо у момент часу $t=0$ зменшити момент двигуна до нуля, під дією моменту $M_{оп}$ привод стане уповільнюватись, при цьому $\varepsilon = -M_{оп} / J_{\Sigma}$. Швидкість у даному випадку у відповідності з (38) змінюватиметься за законом:

$$\omega = \omega_{поч} - \frac{M_{оп}}{J_{\Sigma}} t. \quad (50)$$

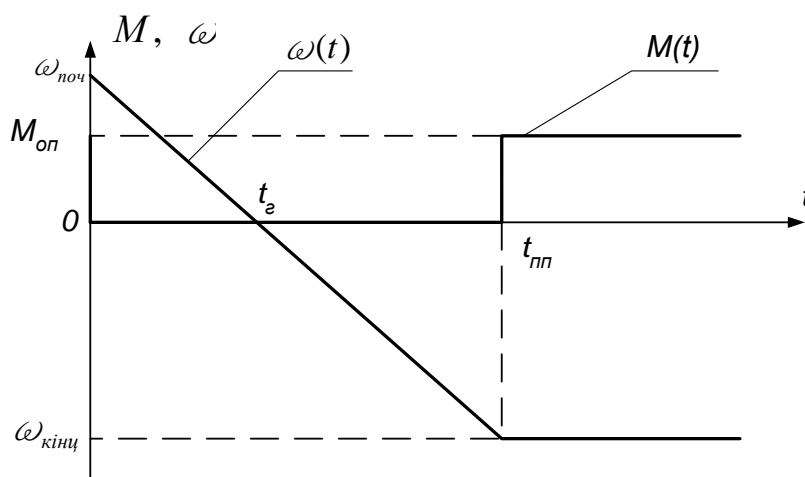


Рис. 8 - Перехідний процес електроприводу при $M = \text{const}$, $M_{оп} = \text{const}$ й $\omega(t)$ (50)

Через час гальмування $t_2 = \frac{J_{\Sigma} \omega_{поч}}{M_{оп}}$ швидкість двигуна стає рівною нулю,

але активний момент зберігає своє значення, і у відповідності з (50) двигун починає прискорюватись у протилежному напрямку, рухаючись під дією вантажу, що опускається із зростаючою за абсолютним значенням швидкістю. Якщо змін не виникне, швидкість може зростати до неприпустимих значень, небезпечних для двигуна й механізму підйому вантажу крана. Тому вимикання двигуна з електромережі для механізмів з активним навантаженням є небезпечним і такі механізми обов'язково мають механічні гальма, котрі автоматично гальмують привод після відключення двигуна від мережі.

На рис. 8 показаний перехідний процес реверсу електроприводу від $\omega_{\text{поч}}$ до $\omega_{\text{кінець}} = -\omega_{\text{поч}}$ під дією активного моменту $M_{\text{оп}}$. У момент часу $t_{\text{пн}}$, коли досягається необхідне значення швидкості $\omega_{\text{кінець}}$, момент двигуна стрибком збільшується від нуля до $M = M_{\text{оп}}$ й наступає статичний режим роботи з $\omega_{\text{кінець}} = \text{const}$. Величина $t_{\text{пн}}$ у даному випадку визначається співвідношенням:

$$t_{\text{пн}} = \frac{|\omega_{\text{кінець}} - \omega_{\text{поч}}| J_{\Sigma}}{M_{\text{оп}}}. \quad (51)$$

Тепер визначимо $t_{\text{пн}}$, виходячи з рівняння (41) за наступних початкових умов:

$$t = 0; \omega_1|_{t=0} = \omega_{\text{поч}}; \frac{d\omega_1}{dt}|_{t=0} = \frac{-M_{\text{оп}}}{J_{\Sigma}}; \frac{d^2\omega_1}{dt^2}|_{t=0} = 0. \quad (52)$$

Саме рівняння (41) для випадку, представленого на рис. 8, має вигляд:

$$\frac{-M_{\text{оп}}}{J_{\Sigma}} = \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{1}{\Omega_{12}^2} \frac{d^3\omega_1}{dt^3}. \quad (53)$$

Його розв'язок будемо розшукувати у наступній формі:

$$\omega_1(t) = \bar{A}_1 + \bar{B}_1 \cos(\Omega_{12}t) + \bar{C}_1 \sin(\Omega_{12}t) + \frac{-M_{\text{оп}}}{J_{\Sigma}} t. \quad (54)$$

Тоді для коефіцієнтів \bar{A}_1 , \bar{B}_1 , \bar{C}_1 маємо:

$$\begin{cases} \bar{A}_1 + \bar{B}_1 = \omega_{\text{поч}}, \\ \Omega_{12} \bar{C}_1 - \frac{M_{\text{оп}}}{J_{\Sigma}} = -\frac{M_{\text{оп}}}{J_{\Sigma}}, \\ -\Omega_{12}^2 \bar{B}_1 = 0. \end{cases} \quad (55)$$

Тоді, за початкових умов (52) отримаємо закон $\omega_1(t)$, який співпадає з (50).

Якщо прийняти початкові умови:

$$\omega_1|_{t=0} = \omega_{\text{поч}}; \frac{d\omega_1}{dt}|_{t=0} = \frac{-M_{\text{оп}}}{J_{\Sigma}}; \omega_1|_{t=0} = \omega_{\text{кінець}}; \omega_{\text{кінець}} = 0, \quad (56)$$

де $t_{\text{пн}}$ визначається (51), то знову закон $\omega_1(t)$ співпадає з (50).

Для початкових умов типу:

$$t = 0; \omega_1|_{t=0} = \omega_{\text{поч}}; \frac{d\omega_1}{dt}|_{t=0} = \frac{-M_{\text{оп1}}}{J_{\Sigma}}; \omega_1|_{t=t} = 0 \quad (57)$$

МАТИМЕМО:

$$\begin{cases} \bar{A}_1 + \bar{B}_1 = 0, \\ \Omega_{12} \bar{C}_1 - \frac{M_{оп}}{J_{\Sigma}} = -\frac{M_{оп}}{J_{\Sigma}}, \\ \bar{A}_1 + \bar{B}_1 \cos(\Omega_{12} t_2) + \bar{C}_1 \sin(\Omega_{12} t_2) - \frac{M_{оп}}{J_{\Sigma}} t_2 = 0. \end{cases} \quad (58)$$

Звідси маємо:

$$\bar{C}_1 = 0, \quad \bar{A}_1 + \bar{B}_1 = \omega_{поч}, \quad \bar{A}_1 + \bar{B}_1 \cos(\Omega_{12} t_2) = \omega_{поч} \quad (59)$$

Система (59) для \bar{A}_1 й \bar{B}_1 дає два варіанти розв'язків:

1-й варіант –

$$\bar{B}_1 = 0, \quad \bar{A}_1 = \omega_{поч}. \quad (60)$$

Співвідношення (60) дає знову закон $\omega_1(t)$ (50).

2-й варіант –

$$\bar{A}_1 + \bar{B}_1 = \omega_{поч}, \quad \Omega_{12} t_2 = 2n\pi, \quad n \in N. \quad (61)$$

Отже, у випадку:

$$\Omega_{12} \frac{J_{\Sigma} \omega_{поч}}{M_{оп}} = 2n\pi, \quad n \in N \quad (62)$$

у системі при гальмуванні приводу за законом, представленим на рис. 8, маємо:

$$\omega_1(t) = \omega_{поч} - \bar{B}_1 + \bar{B}_1 \cos(\Omega_{12} t) - \frac{M_{оп}}{J_{\Sigma}} t. \quad (63)$$

Або:

$$\omega_1(t) = \omega_{поч} - \frac{M_{оп}}{J_{\Sigma}} t - \bar{B}_1 \left(\sin \left[\frac{\Omega_{12} t}{2} \right] \right)^2, \quad (64)$$

тобто існують у перехідному процесі коливання з амплітудою $\bar{B}_1 \neq 0$.

Причому, якщо $\bar{A}_1 = \omega_{i\dot{\tau}} \pm \Delta$, то $\bar{A}_1 = \mp \Delta$. Отже, закон $\omega_1(t)$ набуває наступного вигляду:

$$\omega_1(t) = (\omega_{поч} \pm \Delta) + (\mp \Delta) \cos(\Omega_{12} t) - \frac{M_{оп}}{J_{\Sigma}} t. \quad (65)$$

Величина $t_{пр}$ – тривалість перехідного процесу, визначається з наступного трансцендентного рівняння:

$$(\omega_{\text{поч}} \pm \Delta) + (\mp \Delta) \cos(\Omega_{12} t) - \frac{M_{\text{оп}}}{J_{\Sigma}} t_{\text{н}} - \omega_{\text{кінц}} = 0. \quad (66)$$

На рис. 9 представлений процес реверсу електроприводу за реактивного моменту $M_{\text{оп}}$ від початкової швидкості $\omega_{\text{поч}}$ одного напрямку до кінцевої швидкості $\omega_{\text{кінц}}$ протилежного знаку. У момент часу $t=0$ момент двигуна стрибком змінюється від $M=M_{\text{оп}}$ до $M=-M_1$ й відбувається гальмування системи за законом:

$$\begin{cases} \omega = \omega_{\text{поч}} - \frac{(M_1 - M_{\text{оп}})t}{J_{\Sigma}} = \omega_{\text{поч}} - \varepsilon_2 t, \\ \varepsilon_2 = \frac{(M_1 - M_{\text{оп}})}{J_{\Sigma}}. \end{cases} \quad (67)$$

Час гальмування електроприводу визначається з (39)

$$t_2 = \frac{J_{\Sigma}(-\omega_{\text{поч}})}{(-M_1 - M_{\text{оп}})} = \frac{\omega_{\text{поч}}}{\varepsilon_2}. \quad (68)$$

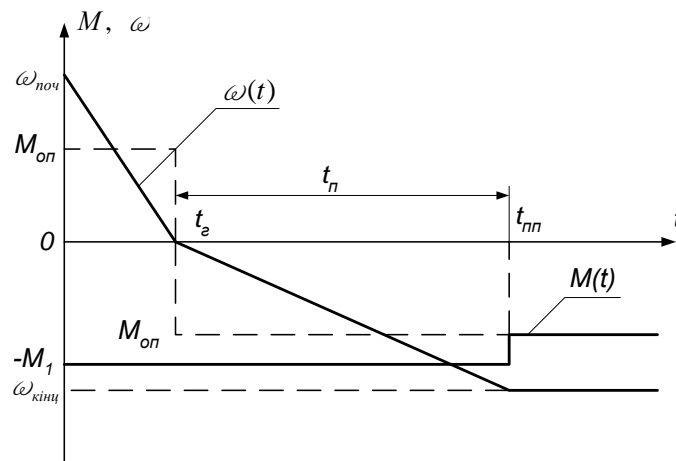


Рис. 9 – Перехідний процес електроприводу за $M = \text{const}$, $M_{\text{оп}} = \text{const}$ й $\omega(t)$ (67)

При $t > t_{\Gamma}$ швидкість двигуна під дією моменту $M = -M_1$ змінює свій знак, а це викликає зміну напрямку реактивного навантаження $M_{\text{оп}}$ на протилежний ($-M_{\text{оп}}$). Як наслідок, стрибком зменшується за абсолютним значенням прискорення від $\varepsilon_2 = -\frac{(M_1 + M_{\text{оп}})}{J_{\Sigma}}$ до $\varepsilon_n = -\frac{(M_1 - M_{\text{оп}})}{J_{\Sigma}}$, де ε_n – прискорення пуску, ε_2 – прискорення гальмування. Відповідно при пуску у зворотному напрямку швидкість змінюється наступним чином:

$$\omega(t) = \frac{-(M_1 + M_{оп})t}{J_{\Sigma}}. \quad (69)$$

Тривалість пуску до швидкості $\omega = -\omega_{кінц}$:

$$t_z = \frac{J_{\Sigma}(-\omega_{кінц})}{(-M_1 + M_{оп})} = \frac{\omega_{кінц}}{\varepsilon_n}. \quad (70)$$

Для переходу до статичного режиму за швидкості $\omega = -\omega_{кінц}$ момент двигуна повинен стрибком зменшитись до значення $M = -M_{оп}$. Характеристики $M(t)$ і $\omega(t)$, що відповідають такому перехідному процесу, представлені на рис. 9.

Тривалість перехідного процесу у цьому випадку визначається співвідношенням:

$$t_{nn} = t_z + t_n = \frac{J_{\Sigma}(-\omega_{поч})}{(M_1 + M_{оп})} + \frac{J_{\Sigma}(-\omega_{кінц})}{(M_1 - M_{оп})}. \quad (71)$$

І у цьому випадку коливання виникають та їх оцінюють при перебігу перехідного процесу за формулами (60)-(62), а $\omega_1(t)$ при $0 < t < t_r$ визначають за наступним співвідношенням:

$$\omega = \omega_{поч} - \bar{B}_1 + \bar{B}_1 \cos(\Omega_{12}t) - \frac{(M_1 + M_{оп})}{J_{\Sigma}}t. \quad (72)$$

Висновки

1. Розглянуті найпростіші приклади дозволяють зробити висновок про те, що за постійного статичного моменту опору закон зміни швидкості приводу у перехідних процесах визначається характером зміни у часі моменту двигуна. Так, для отримання експоненціальної кривої швидкості $\omega(t)$ при пуску необхідно забезпечити експоненціальну залежність моменту від часу; для отримання рівномірно прискореного процесу пуску необхідно формувати прямокутний закон зміни моменту двигуна від часу і т.д.

2. Формування необхідних законів руху електроприводу механізмів підйому вантажу кранів забезпечується формуванням відповідних законів зміни від часу електромагнітного моменту двигуна.

3. Рівняння руху жорсткого приведеного механічного ланцюга електроприводу дозволяє у більш простій й наочній формі аналізувати умови руху приводу. Проте використання узагальненої пружної двомасової системи уточнює параметри перехідного режиму й до того ж дозволяє визначити коливні властивості та характеристики вказаних процесів, які при цьому можуть виникнути.

4. Розрахунки та встановлені залежності можна у подальшому використати для уточнення існуючих інженерних методик, які аналізують перехідні процеси у режимах пуску/гальмування електроприводів механізмів підйому вантажу кранів.

Список використаних джерел:

1. Ключев В. И. Теория электропривода: учеб. для вузов / В. И. Ключев. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 560 с.

2. Голован А. Т. Основы электропривода / А. Т. Голован. – М. ; Л. : Госэнергоиздат, 1959. – 344 с.

Андреев В. П. Основы электропривода : учеб. пособие / В. П. Андреев, Ю. А. Сабинин. – М. ; Л. : Госэнергоиздат, 1963. – 722 с.

3. Основы автоматизированного электропривода : [для вузов по спец. «Электропривод и автоматизация промустановок»] / М. Г. Чиликин, М. М. Соколов, В.М. Терехов, А. В. Шинянский. – М.: Энергия, 1974. – 567 с.

4. Чиликин М. Г. Теория автоматизированного электропривода : [учеб. пособие для вузов по спец. «Электропривод и автоматизация промустановок»] / М. Г. Чиликин, В. И. Ключев, А. С. Сандлер. – М. : Энергия, 1979. – 616 с.

5. Чиликин М. Г. Общий курс электропривода [учеб. для электромехан. и электроэнерг. спец. вузов] / М. Г. Чиликин, А. С. Сандлер. – М. : Энергоиздат, 1981. – 576 с.

6. Башарин А. В. Примеры расчета автоматизированного электропривода : учеб. пособие для вузов / А. В. Башарин, Ф Н. Голубев, В.Г. Кепперман. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Энергия, 1972. – 440 с.

7. Вешеневский С. Н. Характеристики двигателей в электроприводе / С. Н. Вешеневский. – 6-е изд. испр. – М. : Энергия, 1977. – 431 с.

Ловейкин В.С., Човнюк Ю.В., Ромасевич Ю.О. «Определение продолжительности переходных процессов для разных зависимостей электромагнитного момента двигателей грузоподъемных кранов».

Определение продолжительности переходных процессов для электромагнитного момента двигателей грузоподъемных кранов, а именно АХЧ, АФК, ФХЧ, как двухмассовой системы.

Ключевые слова: переходный процесс, грузоподъемный кран, двухмассовая система, механизм подъема груза, колебания.

Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Ромасевич Ю.О. «Визначення тривалості перехідних процесів для різних залежностей електромагнітного моменту двигунів вантажопідійомних кранів».

Визначення тривалості перехідних процесів для електромагнітного моменту двигунів вантажопідійомних кранів, а саме АХЧ, АФК, ФХЧ, як двомасової системи.

Ключові слова: перехідний процес, вантажопідійомний кран, двомасова система, механізм підйому вантажу, коливання.

Loveykin V.S., Chovnyuk Y.V., Romasevichy Y.O. «Determination of duration of transients for different dependences of electromagnetic moment of engines of loadings cranes».

Determination of duration of transients for the electromagnetic moment of engines of loadings cranes, namely AKHCH, AFK, FKHCH, as a twomass system.

Key words: transients, loadings cranes, two mass system, mechanism of lifting freight, vibrations.

Стаття надійшла до редакції 11 травня 2009 р.

©Никитин И.Ф., Фидровская Н.Н.

ПРОЦЕСС ФОРМИРОВАНИЯ ИЗОГНУТОГО КАНАТА ПРИ НАБЕГАНИИ ЕГО НА ШКИВ

1. Актуальность

Канат является одним из основных элементов грузоподъемной машины. Он передает силу веса груза на остальные органы навивки и на металлоконструкцию машины. В то же время канат представляет собой сложную статически неопределенную систему, состоящую из сердечника и свитых вокруг него прядей каната, которые в свою очередь были предварительно свиты из проволок. Остаточные напряжения в проволоках после свивки могут быть значительными.

2. Постановка задачи

В процессе работы натяжение каната передается неодинаково на все проволоки или даже пряди, это доказывалось экспериментами многих авторов [1, 2].

Но при набегании каната на шкив или барабан, когда к растяжению присоединяются еще и изгиб, картина напряженного состояния каната усложняется в несколько раз.

Оценка натяжения каната при его огибании шкива или барабана является очень важной, т.к. она определяет напряженное состояние и в конечном итоге долговечность не только каната, но и канатоведущего органа.

3. Основной материал

Был проведен эксперимент [3] для проверки величины и характера изменения дополнительных усилий в проволоках по мере прохождения их с

прямого участка на изогнутую ось каната. Для опытов был выбран спиральный канат точечного касания конструкции 1+6+12 диаметром 6 мм, $\delta_1 = 1,2$ мм, $\delta_2 = 1,2$ мм, $h_1 = 46$ мм, $h_2 = 65$ мм.

На испытываемый образец каната наклеивались от четырех до семи датчиков. Навеска каната проводилась так, чтобы датчики в момент набегания каната на шкив находились со стороны выпуклости. Общая схема установки показана на рис. 1.

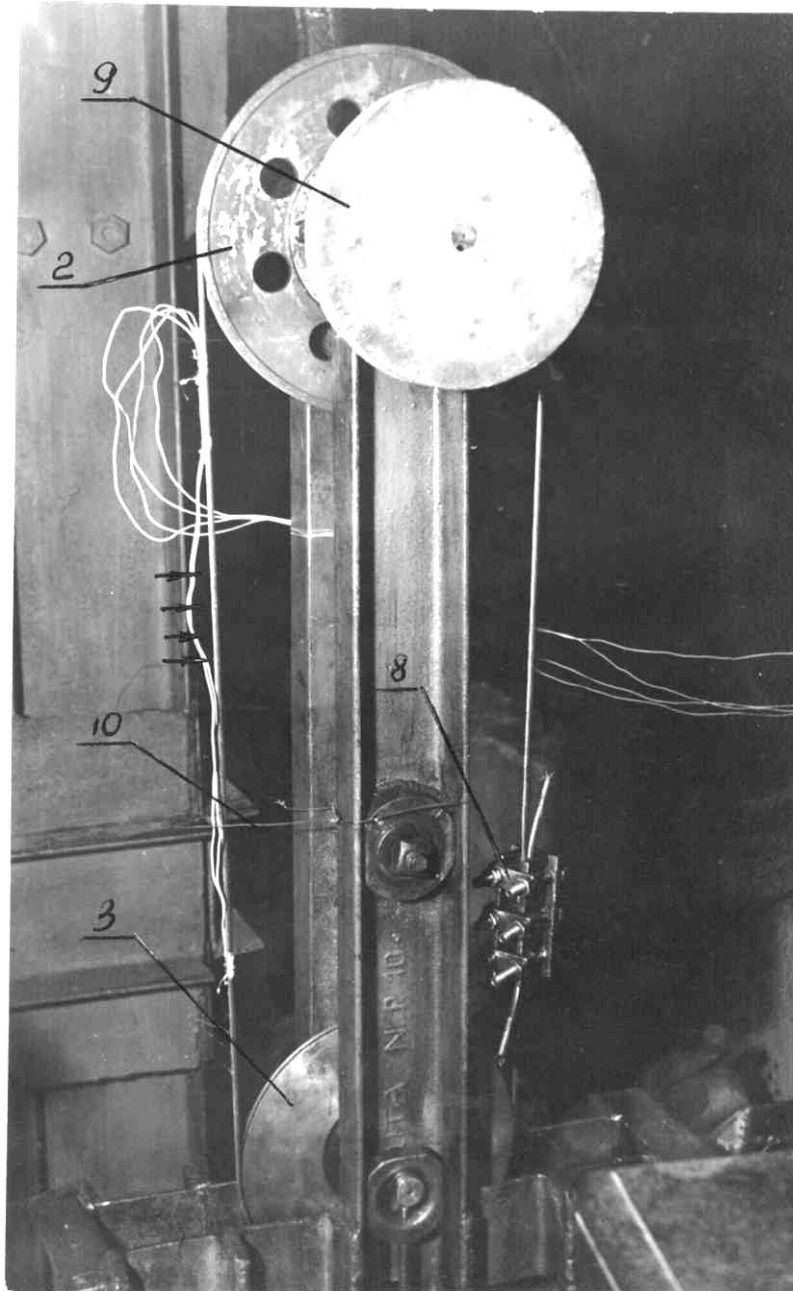


Рис. 1 – Установка с наклеенными датчиками

Датчик выводился на расстояние трех шагов свивки от точки соприкосновения каната со шкивом и прикладывалась нагрузка Q . Вращением верхнего шкива участок каната с наклеенным на него датчиком плавно перемещался на нижний шкив. Показания шкалы гальванометра записывались через каждые четверть шага свивки проволок в канате.

Результаты эксперимента демонстрируют рис. 2 – 8. Как видим, перед точкой соприкосновения каната со шкивом наружная прядь испытывает сжатие. Это объясняется тем, что канат становится выпуклым с выпуклостью, обратной шкиву. При касании со шкивом происходит изгиб по кривой, и во внешней пряди получаем всплеск натяжения, но только на расстоянии $0,5 \div 0,75$ шага, где соответствует углу $24^\circ - 37^\circ$.

Анализируя данные эксперимента видим, что диаметр шкива имеет большое влияние на величину натяжения. Так при натяжении ветви каната 444 кг $T_{\max} = 43\text{кг}$ при $D = 152$ мм и $T_{\max} = 38\text{кг}$ при $D = 264$ мм, при натяжении 584 кг $T_{\max} = 57\text{кг}$ при $D = 152$ мм и $T_{\max} = 51\text{кг}$ при $D = 264$ мм. Большое влияние на максимальное натяжение оказывает также шаг свивки, так, для каната № 1 с шагом $h = 65$ мм при нагрузке 584 кг и шкива $D = 152$ мм $T_{\max} = 57\text{кг}$., а для каната № 2 с шагом $h = 46$ мм. $T_{\max} = 69\text{кг}$. Пропорционально T_{\max} изменятся и соответствующие напряжения сжатия.

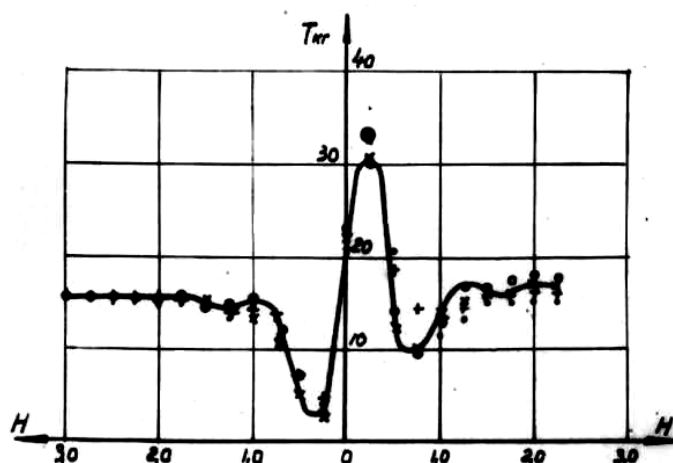


Рис. 2 – График изменения осевых усилий в проволоке при набегании каната № 1 на шкив диаметром 152 мм, при нагрузке на ветвь каната 304 кг

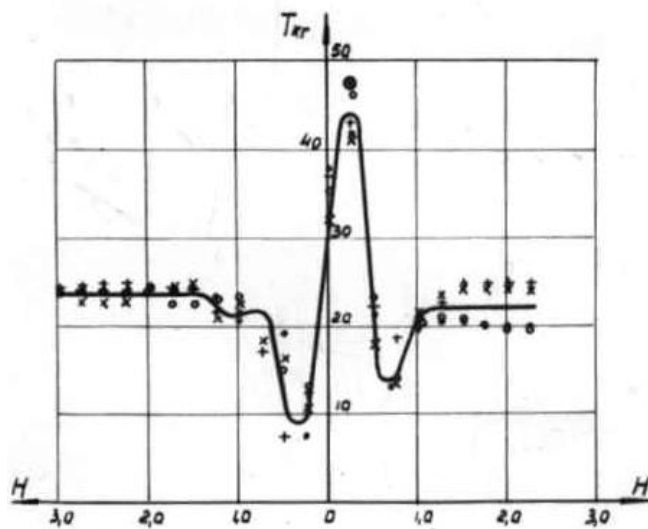


Рис. 3 – График изменения осевых усилий в проволоке при набегании каната № 1 на шкив диаметром 152 мм, при нагрузке на ветвь каната 444 кг

Натяжение в канате зависит также от коэффициента трения между прядями.

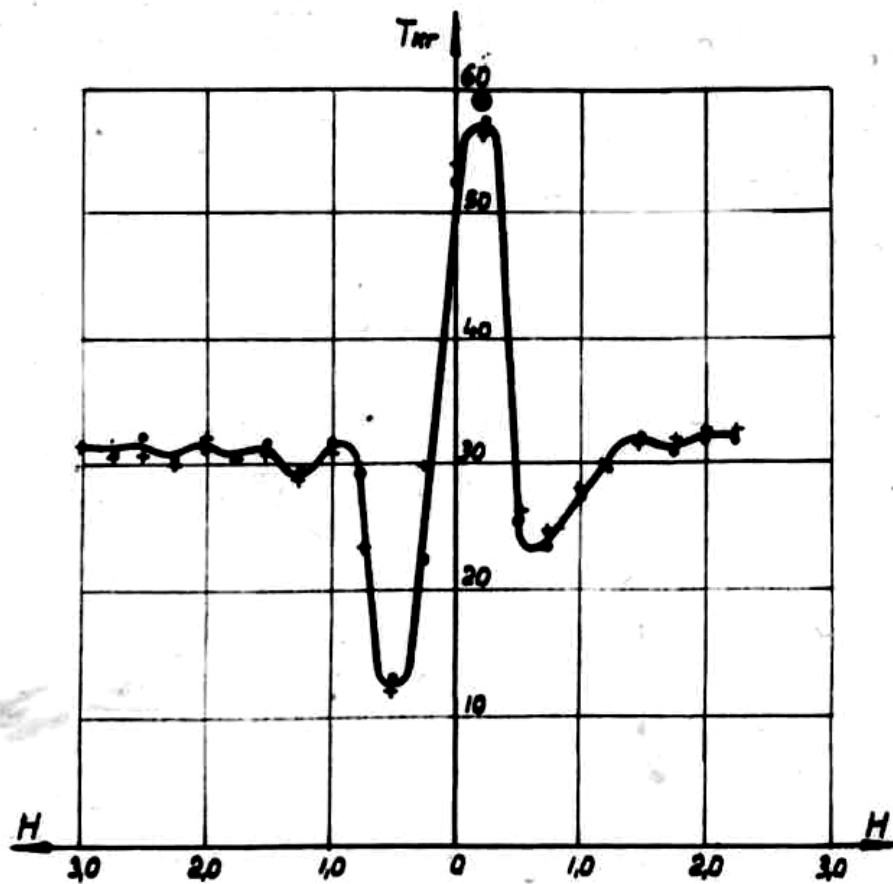


Рис. 4 – График изменения осевых усилий в проволоке при набегании каната №1 на шкив диаметром 152 мм при нагрузке на ветвь каната 584 кг

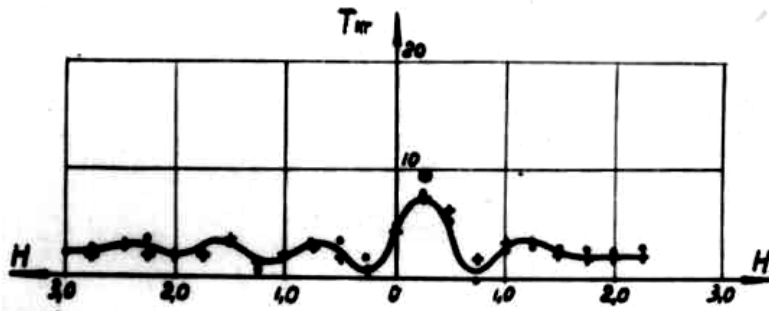


Рис. 5 – График изменения осевых усилий в проволоке при набегании каната №1 на шкив диаметром 264 мм при нагрузке на ветвь каната 37 кг

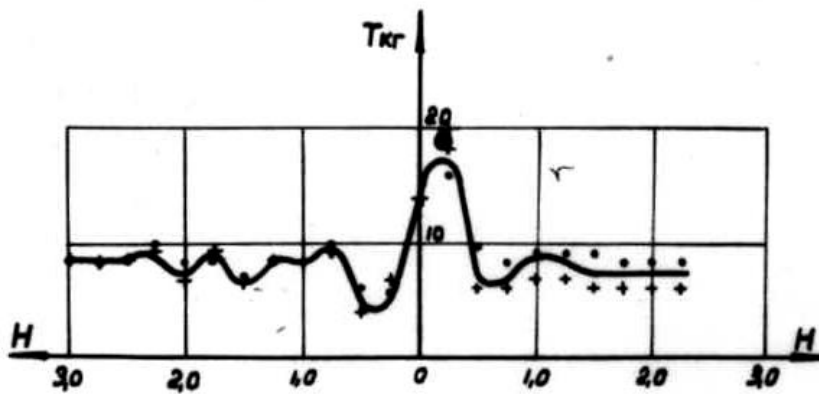


Рис. 6 – График изменения осевых усилий в проволоке при набегании каната №1 на шкив диаметром 264 мм при нагрузке на ветвь каната 164 кг

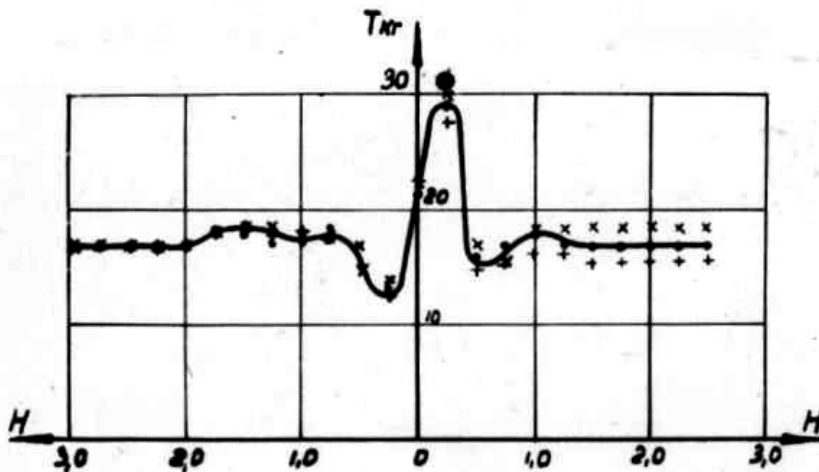


Рис. 7 – График изменения осевых усилий в проволоке при набегании каната №1 на шкив диаметром 264 мм при нагрузке на ветвь каната 304 кг

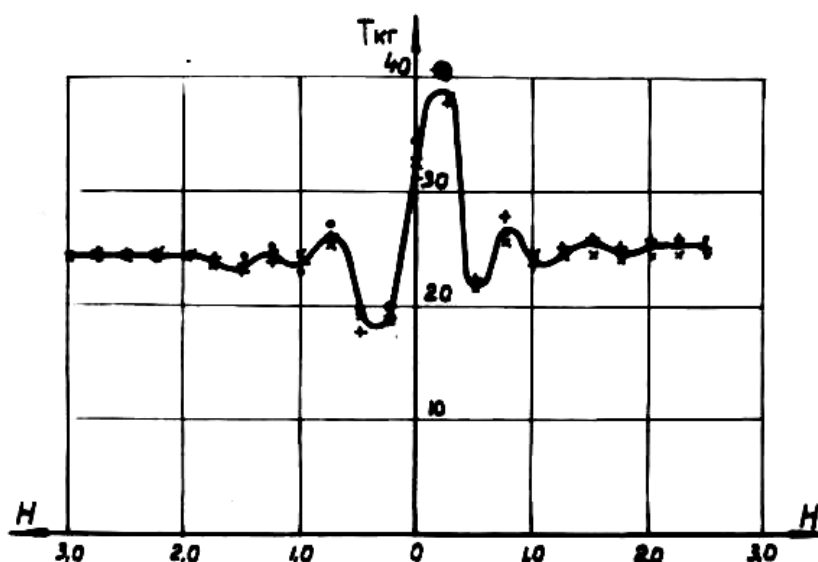


Рис. 8 – График изменения осевых усилий в проволоке при набегании каната №1 на шкив диаметром 264 мм при нагрузке на ветвь каната 444 кг

Выводы

Как видим, максимальные напряжения в канате возникают в точках набегания на шкив и сбегания со шкива, где происходит изменение изгиба каната.

Список использованных источников:

1. Глушко М.Ф. Стальные канаты / М. Ф. Глушко. – М.: Техника, 1966. – 328с.
2. Никитин И.Ф. Изменение усилий в проволоках каната при набегании его на шкив / И. Ф. Никитин // Вопросы рудничного транспорта : сб. – М. ; Л., 1965. – Вып. 8.
3. Никитин И.Ф. Распределение напряжений в канате при пробегании его по блоку И. Ф. Никитин // Стальные канаты : сб. – К., 1966. – Вып. 3.

Никитин И.Ф., Фидровская Н.Н. «Процесс формирования изогнутого каната при набегании его на шкив».

В статье рассмотрено изменение натяжения каната при набегании его на шкив по результатам экспериментальных данных. Напряжения изгиба значительно увеличивают натяжения каната в точке набегания на шкив.

Ключевые слова: канат, шкив, натяжение каната, напряжение изгиба, экспериментальные данные.

Нікітін І.Ф., Фідровська Н.М. «Процес формування зігнутого каната при його набіганні на шків».

У статті розглянуті зміни натягнення канату при набіганні його на шків по результатам експерименту. Напруження згину значно збільшують натягнення канату в точці набігання на шків .

Ключові слова: канат, шків, натяг каната, напруга вигину, експериментальні дані.

Nikitin I.F., Fidrovska N.M. “The process of formation bent rope by its piling up the pulley”

The article there was considered a change of rope’s tension while piling up the pulley according the results of experiment data. A voltage of a bend enlarges considerably a tension of the rope in the zone of piling up the pulley.

Key words: rope, pulley, rope’s tension, voltage of a bend, experiment data.

Стаття надійшла до редакції 24 лютого 2009 р.

УДК 621.873.3

©Подоляк О.С., Родионов Л.А.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССА ПОДЪЕМА ГРУЗА С ЖЕСТКОГО ОСНОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫМ КРАНОМ

1. Введение

Анализ литературных источников [1, 2] показывает, что наибольшие динамические нагрузки в грузоподъемных механизмах возникают при подъеме груза с жесткого основания. В расчетах динамики любой конструкции можно условно выделить следующие основные этапы:

- идеализация свойств заданной конструкции и внешних воздействий (построение динамической модели);

- математическая формулировка поведения динамической модели (построение математической модели);

- выбор метода исследования математической модели и проведение этих исследований;

- анализ полученного математического результата.

2. Цель и задачи статьи

Реальная конструкция, поведение которой под действием заданных внешних воздействий исследуется, имеет бесконечно много особенностей геометрии, свойств материала, характера внешнего нагружения и т.д. В практических расчетах невозможно, а главное и не нужно, учитывать все особенности исходного объекта, влияющие на его поведение. Объект заменяется некоторой моделью, обладающей конечным числом особенностей из числа тех, которые присущи исходному объекту. Некоторые свойства объекта при переносе на модель могут подвергаться каким-то изменениям, которые, незначительно влияя на интересующие нас стороны поведения данного объекта, существенно упрощают его модельное представление, а значит, упрощают и исследование. В данной статье необходимо построить динамическую и математическую модели автомобильного крана при работе механизма подъема груза как наиболее нагруженного механизма.

3. Основная часть

Динамическая и математическая модели крана

Для анализа влияния динамических нагрузок на крановые элементы необходимо детально рассмотреть схему стреловой системы (рис. 1) и схему запасовки канатов выбранного крана (рис. 2). Стреловая система состоит из балочной стрелы фермового типа прямоугольного сечения. Стрела длиной L_c и

массой m_c закреплена в двух точках: стреловом шарнире и стреловым канатом у оголовка стрелы.

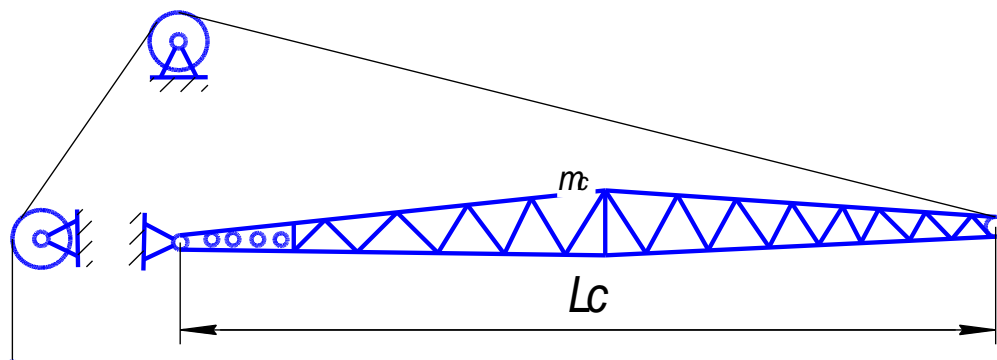


Рис. 1 – Схема стреловой системы автомобильного крана

Исследования показали, что при изучении динамических нагрузок, воспринимаемых металлоконструкцией крана и грузовыми канатами, анализе совместного влияния различных параметров крана на характер протекания переходных процессов, а также при решении многих других задач автомобильные краны, с достаточной для инженерных работ точностью, могут быть представлены трехмассовой двухсвязной динамической моделью [1] (рис. 3). Масса стрелы крана представлена в виде приведенной сосредоточенной массы m_c , соединенной упруго – вязкой связью, характеризующейся коэффициентами жесткости стрелы c_c и стрелового каната c_p , а также демпфирования k_D металлоконструкции.

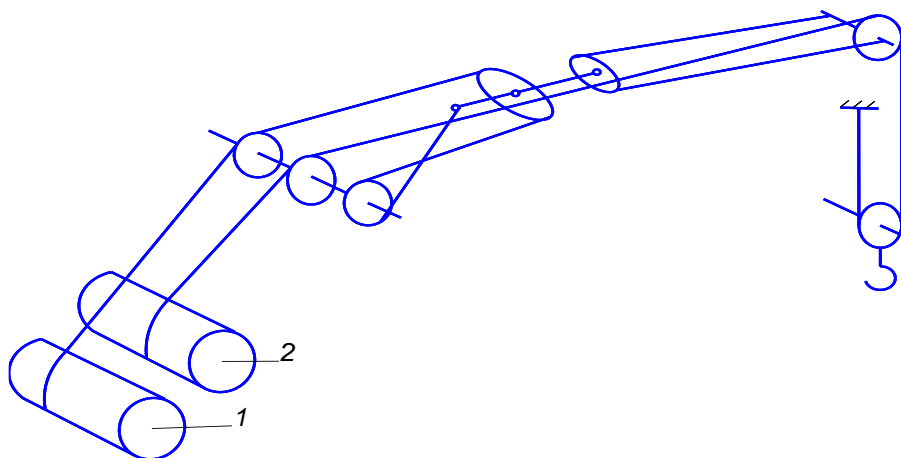


Рис. 2 – Схема запасовки канатов: 1 – барабан стреловой лебедки; 2 – барабан грузовой лебедки

Известно, что максимальные динамические нагрузки в кранах возникают при подъеме груза с жесткого основания (подъем с подхватом), который включает три этапа: первый – этап холостого хода, когда масса вращающихся частей привода m_n под воздействием силы привода P_{Dq} выбирает суммарный зазор Δ_k в канатах и приводе; второй этап - развитие нагрузки в канатах до усилия в них, равного весу груза Q , причем масса m_c на протяжении второго этапа находится в состоянии покоя; третий этап – совместное движение всех упруго связанных масс системы.

На первом этапе выбирается зазор Δ_k в канатах и приводе, а динамические нагружения в металлоконструкции и в канатах отсутствуют.

второй этап движения описывается уравнениями

$$\begin{aligned} m_{II} \cdot \frac{d^2 y_{II}}{dt^2} + P_{K2} - P_{Dq} &= 0; \\ m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - P_{K2} + k_D \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Заканчивается второй этап движения при натяжении грузовых канатов

$$P_{K2} = c_2(y_{II} - y_c) + k'_D(\dot{y}_{II} - \dot{y}_c) = Q.$$

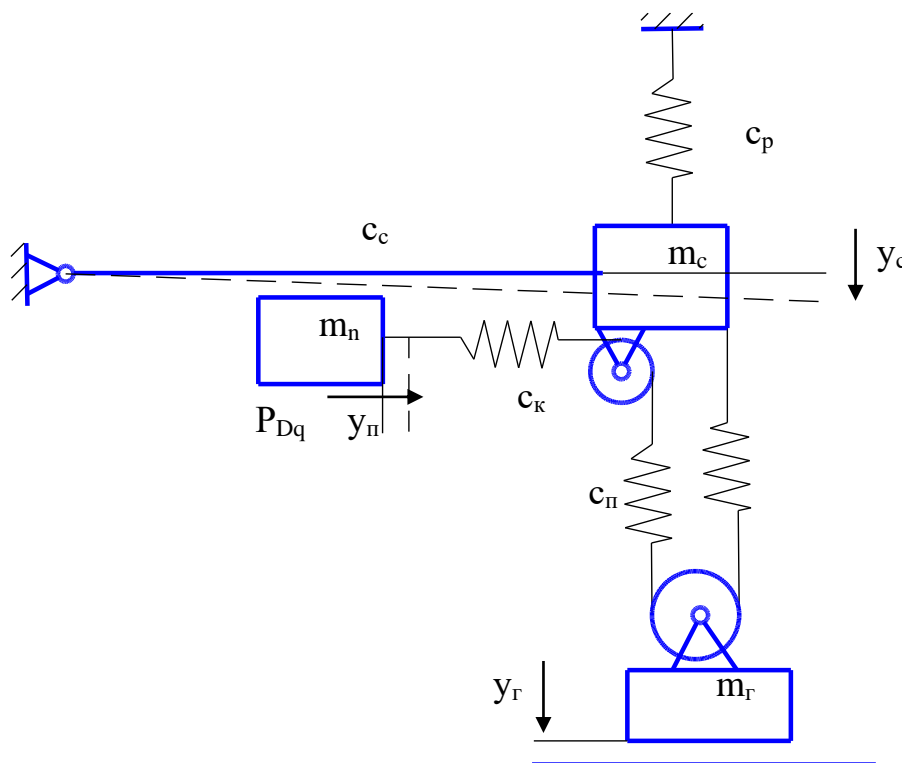


Рис. 3 – Трехмассовая модель стреловой системы автомобильного крана при подъеме груза с жесткого основания

Третий этап движения описывается уравнениями:

$$\begin{aligned}
 m_{\Pi} \cdot \frac{d^2 y_{\Pi}}{dt^2} + P_{K3} - P_{\partial q} &= 0, \\
 m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - P_{K3} + k_D \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c &= 0, \\
 m_{\Gamma} \cdot \frac{d^2 y_{\Gamma}}{dt^2} - P_{K3} + m_{\Gamma} \cdot g &= 0,
 \end{aligned} \tag{2}$$

где $P_{K3} = c_2(y_{\Pi} - y_C - y_{\Gamma}) + k'_D(\dot{y}_{\Pi} - \dot{y}_C - \dot{y}_{\Gamma})$ – натяжение в канатах на третьем этапе движения.

Здесь m_n – приведенная к канатам масса вращающихся частей привода подъема груза, кг; m_c – приведенная масса стрелы, кг; m_2 – масса груза, кг; c_c – коэффициент жесткости стрелы рана, Н/м; c_p – коэффициент жесткости стрелового каната, Н/м; c_K – коэффициент жесткости грузового каната на участке от барабана до полиспаста, Н/м; c_n – коэффициент жесткости грузового полиспаста, Н/м; k_D – коэффициент затухания колебаний (демпфирования) металлоконструкции, Н·с/м; k'_D – коэффициент затухания колебаний (демпфирования) канатов, Н·с/м; $P_{\partial q}$ – приведенная к канатам сила двигателя, Н; y_{Π} , y_c , y_{Γ} – пути, проходимые соответственно массами m_{Π} , m_c , m_{Γ} от начала координат.

Расчет коэффициентов дифференциальных уравнений движения

1. Приведенная к канатам масса вращающихся частей механизма подъема груза m_n

$$m_n = \frac{(GD_p + GD_M) \cdot \delta}{g} \cdot \left(\frac{u_M}{2 \cdot r_b} \right)^2 \cdot \eta, \tag{3}$$

где GD_p – маховый момент двигателя, Нм²; GD_M – маховый момент муфты сцепления; $\delta = 1,2$ – коэффициент приведения остальных вращающихся масс привода к первому валу механизма; u_M – полное передаточное число механизма с учетом кратности полиспаста; r_a – радиус барабана; η – КПД механизма.

2. Приведенная масса стрелы m_c

Приведение массы стрелы проведем по правилам сопротивления материалов [2]. К приведенной массе m_c приводится участок стрелы от шарнира до места крепления стрелового каната к оголовку.

$$m_c = \frac{q_c \cdot \int_{l=0}^{L_c} (\delta_c(l)^2 + \delta_D(l)^2) dl}{\delta_c^2}, \quad (4)$$

где q_c – масса стрелы;

L_c – длина стрелы;

l – координата вдоль оси стрелы;

δ_c – перемещение стрелы в точке крепления стрелового каната;

δ_D – прогиб стрелы.

3. Коэффициент жесткости стрелы (стрела, стреловой канат).

Для определения коэффициента жесткости стрелы представим схему удлинений стрелы и стрелового каната (рис. 4).

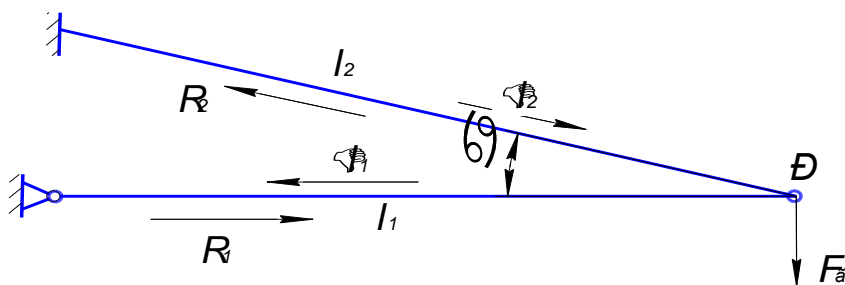


Рис. 4 – Схема удлинений стрелы и стрелового каната под действием силы груза

Здесь: l_1, l_2 – длины соответственно стрелы и стрелового каната; R_1, R_2 – реакции, которые возникают под действием F_a в стреле и стреловом канате; $\Delta l_1, \Delta l_2$ – абсолютные удлинения стрелы и стрелового каната;

Определим реакции R_1, R_2 :

$$\begin{aligned} R_2 \sin \alpha &= F_a, & R_2 &= \frac{F_a}{\sin \alpha}; \\ R_2 \cos \alpha &= R_1, & R_1 &= \frac{F_a}{\operatorname{tg} \alpha}. \end{aligned} \quad (5)$$

Определим абсолютное удлинение стрелы и стрелового каната:

$$\Delta l_1 = \frac{R_1 l_1}{EA_1} = \frac{F_a l_1}{\operatorname{tg} \alpha \cdot E_1 A_1};$$

$$\Delta l_2 = \frac{R_2 l_2}{EA_2} = \frac{F_a l_2}{\sin \alpha \cdot E_2 A_2},$$
(6)

где E_1 – модуль упругости стали;

E_2 – модуль упругости стальных канатов;

A_1 – площадь поперечного сечения стрелы;

A_2 – площадь поперечного сечения каната.

Найдем деформацию стрелы (см. рис. 5).

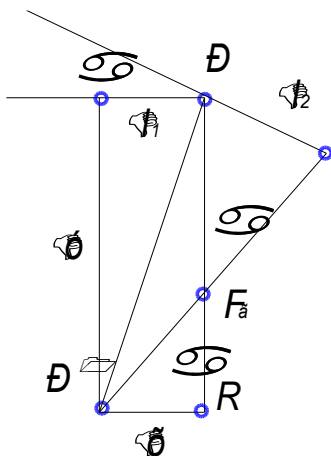


Рис. 5 – Расчетная схема для определения деформации стрелы

Здесь:

$$\Delta x = \Delta l_1 = \frac{F_2}{\operatorname{tg} \alpha E_1 A_1};$$
(7)

$$\Delta y = PF_2 + F_2 R;$$
(8)

$$PF_2 = \frac{\Delta l_2}{\sin \alpha}; \quad F_2 R = \frac{\Delta l_1}{\operatorname{tg} \alpha};$$
(9)

$$\Delta y = \frac{\Delta l_2}{\sin \alpha} + \frac{\Delta l_1}{\operatorname{tg} \alpha},$$
(10)

$$\Delta y = \frac{F_2 l_1}{\operatorname{tg}^2 \alpha E_1 A_1} + \frac{F_2 l_2}{\sin^2 \alpha E_2 A_2},$$
(11)

$$\Delta y = \frac{F_2 l_1}{\sin^2 \alpha E_1 A_1} \left(\cos^2 \alpha + \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{A_1}{A_2} \right); \quad (12)$$

$$\Delta P = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} = \sqrt{\left(\frac{F_2 l_1}{\sin \alpha E_1 A_1} \right)^2 + \left(\frac{F_2 l_1}{\sin^2 \alpha E_1 A_1} \right)^2 \cdot \left(\cos^2 \alpha + \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{A_1}{A_2} \right)^2}; \quad (13)$$

жесткость стрелы:

$$\Delta P = \frac{F_2 l_1}{\sin \alpha E_1 A_1} \cdot \sqrt{\cos^2 \alpha + \left(\cos^2 \alpha + \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{A_1}{A_2} \right)^2}$$

или

$$c_c = \frac{F_2}{\Delta P} = \frac{E_1 A_1 \sin \alpha}{l_1 \sqrt{\cos^2 \alpha + \left(\cos^2 \alpha + \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{A_1}{A_2} \right)^2}}. \quad (14)$$

4. Коэффициент жесткости грузового каната.

Коэффициент жесткости грузового каната c_2 определим как последовательное соединение упругих элементов (рис. 2, 3):

$$c_2 = \frac{c_k \cdot c_n}{c_k + c_n} \quad (15)$$

Здесь:

$$c_k = \frac{E_k F_k}{L_k}; \quad c_n = \frac{E_k F_k \cdot n}{L_n},$$

где E_k – модуль упругости стальных канатов;

F_k – площадь поперечного сечения каната;

L_k – длина каната на участке от барабана до полиспаста;

L_n – длина гибкой подвески полиспаста.

5. Коэффициент затухания колебаний стрелы

$$k_D = 2 \cdot m \cdot \omega \cdot D, \quad (16)$$

где ω – частота колебаний:

$$\omega = \frac{\sqrt{\frac{c_c}{m_c}}}{2 \cdot \pi}, \quad (17)$$

где $D = 0,01$ – постоянная демпфирования.

6. Коэффициент затухания колебаний каната

$$k'_D = \frac{2 \cdot m_z \cdot \delta}{\tau} \quad (18)$$

Здесь τ – период колебаний

$$\tau = \frac{2 \cdot \pi}{\omega}, \quad (19)$$

Введение в математическую модель приведенной силы привода

Автомобильные краны с механическим приводом приводятся в действие непосредственно от силовой установки через коробку отбора мощности.

Приведенная к канатам сила двигателя может быть определена по формуле [3]:

$$P_{Dq} = \eta \cdot \frac{u_M}{r_{\delta}} \cdot M_k = \eta \cdot \frac{u_M}{r_{\delta}} \cdot (a \cdot \dot{y}_n^2 + b \cdot \dot{y}_n + c). \quad (20)$$

Для построения механических характеристик двигателя необходимо найти ряд параметров, без которых такое построение невозможно. Все вычисления и построение графика были проведены на ЭВМ.

$$a = -\frac{M_{k \max} - M_{kN}}{(\omega_M - \omega_N)^2}, b = \frac{2 \cdot (M_{k \max} - M_{kN}) \cdot \omega_M}{(\omega_M - \omega_N)^2}, c = M_{k \max} - \frac{(M_{k \max} - M_{kN}) \cdot \omega_M^2}{(\omega_M - \omega_N)^2}, \quad (21)$$

где $M_{k \max}$ – максимальный крутящий момент, развиваемый двигателем;

$M_{kN} = 9550 \frac{N_e \max}{\omega_N}$ – крутящий момент двигателя соответствующий

максимальной мощности;

ω_M – угловая скорость соответствующая максимальному крутящему моменту двигателя;

ω_N – угловая скорость соответствующая максимальной мощности двигателя.

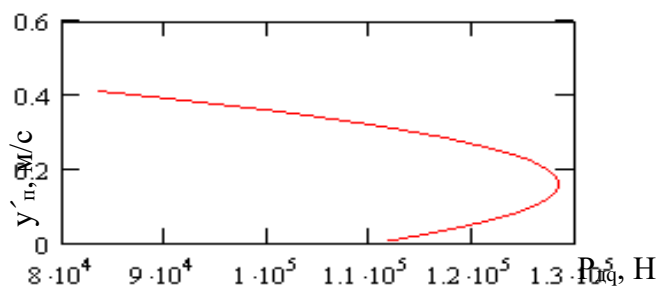


Рис. 6 – Приведенная к канатам сила двигателя автомобильного крана

Выше рассмотрено определение коэффициентов a , b и c необходимых для построения внешней механической характеристики привода (рис. 6). Для исследования влияния внешней механической характеристики двигателя на динамические нагрузки рассматриваемой модели достаточно изменить начальные условия и по формулам (21) пересчитать коэффициенты a , b и c .

Выводы

Решение полученных дифференциальных уравнений позволит определить динамические нагрузки в механизме подъема автомобильного крана при подъеме груза с жесткого основания с учетом внешней силы привода.

Список использованных источников:

1. Будиков Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа : монография / Л. Я. Будиков. – 2- е изд. – Луганск: изд-во СНУ им. В. Даля, 2003. – 210 с.
2. Демідас С. В. Мінімізація динамічних навантажень в елементах баштового крана на основі оптимізації режиму руху механізму підйому: дис. ... канд. техн. наук / С. В. Демідас. – К., 2000. – 193 с.
3. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля / А. П. Солтус. – К. : Арістей, 2006. – 175 с.

Подольак О. С., Родионов Л.А. «Математическое описание процесса подъема груза с жесткого основания автомобильным краном».

В статье построены динамическая и математическая модели автомобильного крана при подъеме груза с жесткого основания, определены коэффициенты дифференциальных уравнений, введена внешняя сила привода в математическую модель.

Ключевые слова: автомобильный кран, динамическая модель, привод, дифференциальное уравнение, внешняя сила.

Подольак О.С., Родионов Л.А. «Математичний опис процесу підйому вантажу з жорсткої основи автомобільним краном».

В статті побудовані динамічна та математична моделі автомобільного крану при підйомі вантажу з жорсткої основи, визначені коефіцієнти диференціальних рівнянь, введена зовнішня сила приводу в математичну модель.

Ключові слова: автомобільний кран, динамічна модель, привод, диференціальне рівняння, зовнішня сила.

Podolyak O.S., Rodionov L.A. “Mathematical formulation of the hoisting process of a load from the rigid base by an autocrane”.

In the article the dynamic and mathematical models of an autocrane when hoisting of a load from the rigid base were built, the coefficients of the differential equations were determined, the external force of a drive in the mathematical model was entered.

Key words: truck crane, dynamic model, rigid base, differential equations, external force.

Стаття надійшла до редакції 28 травня 2009 р.

УДК 621.863

©Фидровская Н.Н.

ВЛИЯНИЕ КРАЕВЫХ ШПАНГОУТОВ НА ПРОГИБ СТЕНКИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ

1. Актуальность

Задача определения изгиба цилиндрической оболочки является достаточно сложной, над решением которой работали многие известные ученые, такие как В.З.Власов [1], С.Н.Кан [2], и др.

Теория расчета тонкостенных пространственных систем, разработанная В.З.Власовым, получила большое распространение и позволила определить напряженное состояние различных конструкций при небольших показателях изменяемости нагрузки.

2. Анализ существующих решений

Для более сложных нагрузочных схем вводились дополнительные условия и допущения, например, такие как отсутствие сдвигов в срединной тонкостенной конструкции и нерастяжимости оболочки в окружном направлении. Имеющиеся решения получены для бесконечных оболочек, хотя влияние концов может быть значительным, особенно это касается коротких оболочек.

В реальных конструкциях краевые шпангоуты могут иметь конечную жесткость и в этом случае расчет на прочность оболочки должен это учитывать.

3. Постановка задачи

Рассмотрим цилиндрическую оболочку, шарнирно опертую по краям и имеющую в крайних сечениях упругие шпангоуты, а также нагруженную внешним давлением, которое действует по винтовой линии и изменяется по следующему закону

$$p = p_0 e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi}, \quad (1)$$

где h – шаг винтовой линии;

l – длина, на которой действует нагрузка;

k, μ – коэффициенты;

p_0 – максимальная загрузка, действующая на рассматриваемую цилиндрическую оболочку.

4. Основной материал

Предположим, что закон изменения радиальных перемещений имеет вид

$$w = \xi(x) \cos n\phi \quad (2)$$

где $\zeta(x)$ – статически неопределимая функция, переменная вдоль оси;

ϕ – угол, отсчитываемый от вертикальной оси;

$n = 2, 3, 4 \dots$ – числа натурального ряда.

Неизвестная функция $\zeta(x)$ может быть определена из решения уравнения Эйлера вариационной задачи. Для этого составляем выражение потенциальной энергии [3].

$$\Gamma = \int \left[\frac{1}{2} m_\phi \chi_\phi + \frac{1}{2} m_{xdop} \chi_x + m_{x\phi dop} \chi_{x\phi} + \frac{\delta}{2} \sigma_{xdop} \varepsilon_x + \frac{\delta}{2} \sigma_\phi \varepsilon_\phi - m_{\phi 0} \chi_\phi \right] R d\phi, \quad (3)$$

где m_ϕ – поперечный изгибающий момент: $m_\phi = D(\chi_\phi + \nu \chi_x)$;

$$D - \text{цилиндрическая жесткость: } D = \frac{E\delta^3}{12(1-\nu^2)};$$

χ_ϕ – изменение кривизны в окружном направлении:

$$\chi_\phi = -\frac{1}{R^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial \phi^2} + w \right);$$

χ_x – изменение кривизны срединной поверхности в направлении

образующих: $\chi_x = -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2};$

m_{xdop} – дополнительные продольные изгибающие моменты:

$$m_{xdop} = D(\chi_x + \nu \chi_\phi);$$

ν – коэффициент Пуассона;

$m_{x\phi dop}$ – дополнительные крутящие моменты: $m_{x\phi dop} = D(1-\nu)\chi_{x\phi};$

$\chi_{x\phi}$ – величина относительного угла закручивания:

$$\chi_{x\phi} = -\frac{1}{R} \left(\frac{\partial V}{\partial x} - \frac{\partial^2 w}{\partial \phi \partial x} \right),$$

V – касательные перемещения;

σ_{xdop} – дополнительные нормальные напряжения: $\sigma_{xdop} = E \frac{\partial u}{\partial x},$

u – перемещения по оси x ;

$$\sigma_{\phi} - \text{кольцевые нормальные напряжения: } \sigma_{\phi} = \frac{R}{\delta} \left(\frac{\partial Q_{xdop}}{\partial x} + \frac{\partial Q_{\phi}}{R \partial \phi} \right) + \frac{pR}{\delta};$$

$$\varepsilon_x - \text{относительная деформация вдоль образующих: } \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x},$$

ε_{ϕ} – относительная деформация в окружном направлении:

$$\varepsilon_{\phi} = \frac{\sigma_{\phi}}{E} - \nu \frac{\sigma_{xdop}}{E};$$

$$Q_{xdop}, Q_{\phi} - \text{поперечные силы: } Q_{xdop} = \frac{\partial m_{xdop}}{\partial x} + \frac{\partial m_{x\phi dop}}{R \partial \phi},$$

R – радиус оболочки;

$$\delta - \text{толщина стенки оболочки; } Q_{\phi} = \frac{\partial m_{\phi}}{R \partial \phi} + \frac{\partial m_{x\phi dop}}{\partial x};$$

$m_{\phi 0} \chi_{\phi} = p w$ – потенциал внешних сил.

Так как в выражении для Γ все усилия и деформации зависят от одной неизвестной функции $\xi(x)$ и ее производных, то уравнение Эйлера для вариационной задачи

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial \xi(x)} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial \xi^1(x)} \right) + \frac{d^2}{dx^2} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial \xi^{11}(x)} \right) - \dots = 0 \quad (4)$$

Это уравнение приводит к разрешающему линейному дифференциальному уравнению четвертой степени.

$$\frac{d^4 \xi(x)}{dx^4} + a_1 \frac{d^2 \xi(x)}{dx^2} + a_2 \xi(x) = a_3 e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi},$$

где

$$a_1 = \frac{(n^2 - 1)}{R^2} \left(2 - \frac{9}{2} \nu \right);$$

$$a_2 = \frac{1}{R^4} \left[(n^2 - 1)^2 + \frac{24(1 - \nu^2)}{\delta^2} \right];$$

$$a_3 = \frac{P}{D}.$$

Решение этого дифференциального уравнения будет иметь вид

$$\xi(x) = e^{b \cos \beta x} [C_1 \cos(b \sin \beta x) + C_2 \sin(b \sin \beta x)] + e^{-b \cos \beta x} [C_3 \cos(b \sin \beta x) + C_4 \sin(b \sin \beta x)] + A e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi}, \quad (6)$$

$$A = \frac{a_3}{\left(\frac{2\pi k\mu}{h}\right)^4 + a_1 \left(\frac{2\pi k\mu}{h}\right)^2 + a_2}.$$

При наличии упругих краевых шпангоутов составляем граничные условия, которые учитывают равенство радиальных перемещений оболочки и шпангоута.

Постоянные интегрирования определяем из следующих граничных условий.

Отсутствие нормальных напряжений

$$\frac{d^2 \xi(x)}{dx^2} = 0, \text{ при } x = 0, L$$

Равенство радиальных перемещений оболочки и шпангоута (естественное граничное условие смешанной вариационной задачи)

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial \xi^1} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial \xi^{11}} \right) + \frac{\partial \Gamma_k}{\partial \xi} = 0, \text{ при } x = 0, L,$$

где Γ_k – энергия краевого шпангоута

$$\Gamma_k = \int \frac{M_k^2}{2EI_0} R d\phi;$$

$$M_k = EI_0 x_\phi = \frac{EI_0 \xi(x) D(n^2 - 1)}{D_k R^2};$$

EI_0 – жесткость на изгиб краевого шпангоута $D_k = Ei_k$

где i_k – погонный момент инерции сечения краевого шпангоута вместе с обшивкой.

Совместное решение четырех уравнений позволяет определить коэффициенты C_1, C_2, C_3, C_4 в зависимости от размеров шпангоутов, установленных на краях оболочки и их жесткостных параметров.

Параметр жесткости краевого шпангоута может меняться от 0 до ∞ . С увеличением жесткости краевых шпангоутов абсолютные величины дополнительных силовых факторов растут.

Следует иметь в виду, что повышение жесткости краевых шпангоутов вызывает рост дополнительных касательных и нормальных усилий, хотя и уменьшает значение кольцевых изгибающих моментов m_{ϕ} .

Поэтому в каждом конкретном случае следует оценить, насколько уменьшаются изгибные кольцевые моменты и насколько увеличиваются нормальные и касательные усилия. Может оказаться, что целесообразней ставить краевые шпангоуты менее жесткими.

Выводы

Как показывают расчеты, переход от шарнирного опирания достаточно длинной оболочки к жесткой заделке ее концов вызывает увеличение потоков дополнительных касательных усилий у краевых шпангоутов в два раза.

Список использованных источников

1. Власов В.З. Тонкостенные пространственные конструкции / В. З. Власов. – М. : Гостройиздат, 1958.
2. Кан С. Н. Строительная механика оболочек / С. Н. Кан. – М.: Машиностроение, 1966.
3. Фідровська Н. М. Циліндрична оболонка під дією вісі несиметричного тиску / Н. М. Фідровська // Науковий вісник будівництва / Харк. держ. техн. ун-т будівництва і архітектури (ХДТУБА). – Х., 2008. – № 47. – С. 151–155.

Фидровская Н.Н. «Влияние краевых шпангоутов на прогиб стенки цилиндрической оболочки».

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

Ключевые слова: шпангоут, прогиб, цилиндрическая оболочка, жесткость заделки, внешнее давление.

Фідровська Н.М. «Вплив крайових шпангоутів на прогин стінки циліндричної оболонки».

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

Ключові слова: шпангоут, прогин, циліндрична оболонка, жорсткість закладення, зовнішній тиск.

Fidrovskaya N.M. “The influence of border bulkheads on bending of cylindrical shell shroud”.

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

Key words: bulkheads; bending; cylindrical shell shroud; acerbity of fixation; ambient pressure.

Стаття надійшла до редакції 24 лютого 2009 р.

УДК 621.873.2

©Чернышенко А.В. Мельниченко А.А. Фесенко Г.И.

УДАРНЫЕ НАГРУЗКИ ПРИ ДВИЖЕНИИ КРАНОВ ПО РЕЛЬСОВОМУ ПУТИ

1. Постановка проблеми

Ударные нагрузки, возникающие в металлоконструкции кранов при прохождении местных неровностей рельсового пути (стыков, выбоин, наплавов от сварных швов и др.), имеют существенное значение для кранов, которые

перемещаются со значительной скоростью. Особо они влияют на мостовые краны, которые имеют жесткую безрессорную ходовую часть. Решение задач по учету ударных нагрузок при проектировании и эксплуатации металлоконструкций и механизмов кранов, а так же подкрановых путей может существенно увеличить сроки безаварийной и безотказной эксплуатации кранов.

2. Анализ последних исследований

По данным ВНИИПТМАШа [1], наибольшие повреждения ходовой части и металлоконструкциях мостовых кранов характерно для концевых балок, и особенно в местах крепления ходовых колес. Одной из причин появления усталостных трещин в указанных местах является высокий уровень ударных динамических нагрузок, которые действуют на крановые колеса, а также, на концевые балки при прохождении краном неровностей рельсового пути. Вследствие этого так же наблюдается выкашивание металла на дорожках качения ходовых колес, Преждевременный выход из строя подшипников, и поломка выходных валов механизмов передвижения кранов.

По правилам Госпромтехнадзора при эксплуатации мостовых кранов взаимное смещение торцов стыкуемых рельсов по высоте не должно превышать 3 мм, и зазоры в стыках рельсов не должны превышать 4 мм. Однако, многочисленные обследования рельсовых подкрановых путей на различных промышленных предприятиях различными авторами показывают, что часто стыки рельс находятся в неудовлетворительном состоянии, зазоры достигают 20-30 мм., а перепад по высоте бывает равным 5-10 мм., иногда наблюдаются выбоины глубиной 10-12 мм. на длине 30-40 мм..

Прохождение ходовыми колесами рельсовых стыков сопровождается жестким ударом. При этом при соприкосновении колеса со встречным уступом вертикальная составляющая его скорости за тысячные доли секунды резко изменяется от нулевых значений до максимальных значений, которое нельзя определить исходя только из кинематики движения жесткой системы. Если же колесо наезжает на попутный уступ, То сначала вертикальная составляющая

изменяется от нуля до некоторого конечного значения (падение колеса крана в низ) а затем практически мгновенно уменьшается до нуля. В обоих случаях удар, который получает колесо, распространяется в виде волны упругой деформации по всем металлоконструкциям крана, вызывая в них упругие колебания. А ударный импульс, полученный рельсом, распространяется на подкрановые балки и железобетонные конструкции здания, на которых установлен кран [2].

Приступая к построению динамической модели движения крана через стыки рельсового пути необходимо провести оценку проведенных ранее экспериментов. Первые предварительные эксперименты по определению силы удара колеса о рельс, а точнее, некоторых физических величин, характеризующих эту силу, были проведены на мостовом магнитном кране грузоподъемностью 15 т с пролетом 28 м и скоростью передвижения 2,06 м/с. С целью имитации рельсового стыка на головку рельса, находящейся над подкрановой балкой, была приварена полоса из закаленной стали толщиной 4,4 мм. При экспериментальном изучении записывались осциллограммы вертикальных ускорений j_1 ходового колеса, проходящего через уступ и ускорение j_2 передней по ходу движения крана главной балки на расстоянии четверти пролета от концевой балки, а так же ускорение j_3 в середине пролета главной балки. Также вертикальные перемещения y_1 главной балки в середине пролета и вертикальное перемещение y_2 в середине пролета концевой балки [2]. Данные эксперимента приведены на рис. 1. Экспериментально определив ускорение элементов крана, нельзя найти силу удара, так как неизвестны формы динамической деформации металлоконструкций крана при ударе. С низкой степенью точности автор оценивает лишь некоторые диапазоны, в котором находятся эти силы. По данным эксперимента Лобов делает выводы о том, что диапазон коэффициента динамичности на концевой балке изменяется от минимального 1,44 до максимального 3,19. Более точные значения без сложного динамического расчета определить не возможно.

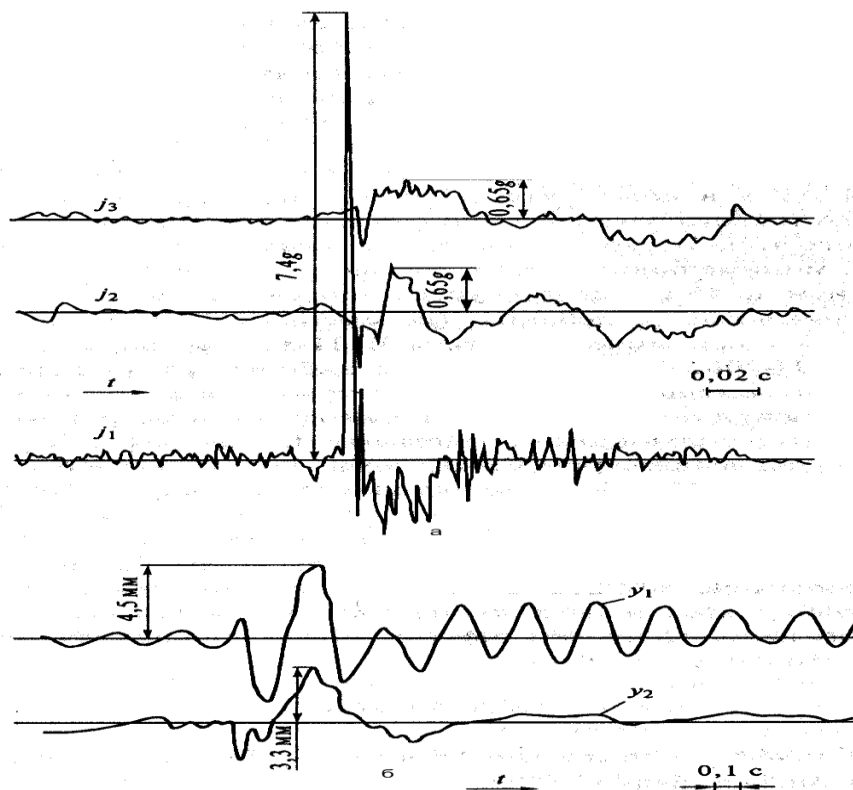


Рис. 1 – Осциллограммы, полученные при наезде колеса на уступ рельса [1]: а – ускорение элементов крана при расположении тележки без груза в крайнем положении вблизи рельса с уступом; б – перемещение главной и концевой балок при расположении тележки без груза в середине пролета.

3. Основные цели

Следовательно, необходимо построить динамическую модель крана, в которой можно было бы рассмотреть колебания всех основных составляющих металлоконструкции и других масс и жесткостей, по которым распространяется волна упругих деформаций.

4. Основные материалы исследования

Ударные загрузки, которые испытывает мостовой кран при прохождении стыков рельсового пути, можно описать при помощи наезда колеса крана на уступ (рис 2). При этом колесо совершает вертикальные перемещения. Зная скорость крана V_{kr} , высоту уступа h а радиус колеса R мы можем найти вертикальное перемещение колеса в зависимости от времени [2].

$$Y_k = R \cos(\alpha - \omega t) - R \cos \alpha \quad (1)$$

где $\alpha = \arccos \frac{R-h}{R}$; $\omega = \frac{V_{kr}}{R}$ – угловая скорость колеса.

Соответственно, вертикальная составляющая скорости колеса при наезде крана на стык рельса будет выглядеть следующим образом

$$\frac{dY_k}{dt} = R \omega \sin(\alpha - \omega t). \quad (2)$$

Из (2) определяем начальную скорость удара при столкновении колеса со стыком рельса

$$Y_k(0) = R \omega \sin \alpha. \quad (3)$$

Вертикальное ускорение, то есть интенсивность снижения начальной скорости находим как дифференциал скорости по времени

$$Y_k'' = -R \omega^2 \cos(\alpha - \omega t). \quad (4)$$

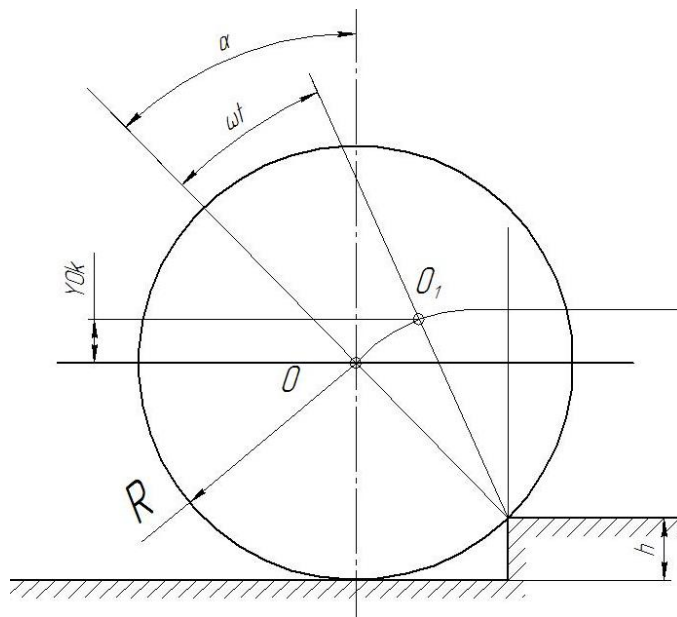


Рис. 2 – Схема движения колеса при наезде крана на уступ

Для решения данной задачи необходимо составить многомассовую динамическую модель крана, которая представлена на рис 2. В этой модели учитываются не только жесткость канатов и металлоконструкции моста крана, но и жесткость наиболее податливых элементов механизма передвижения крана, таких как подшипники букс крановых колес.

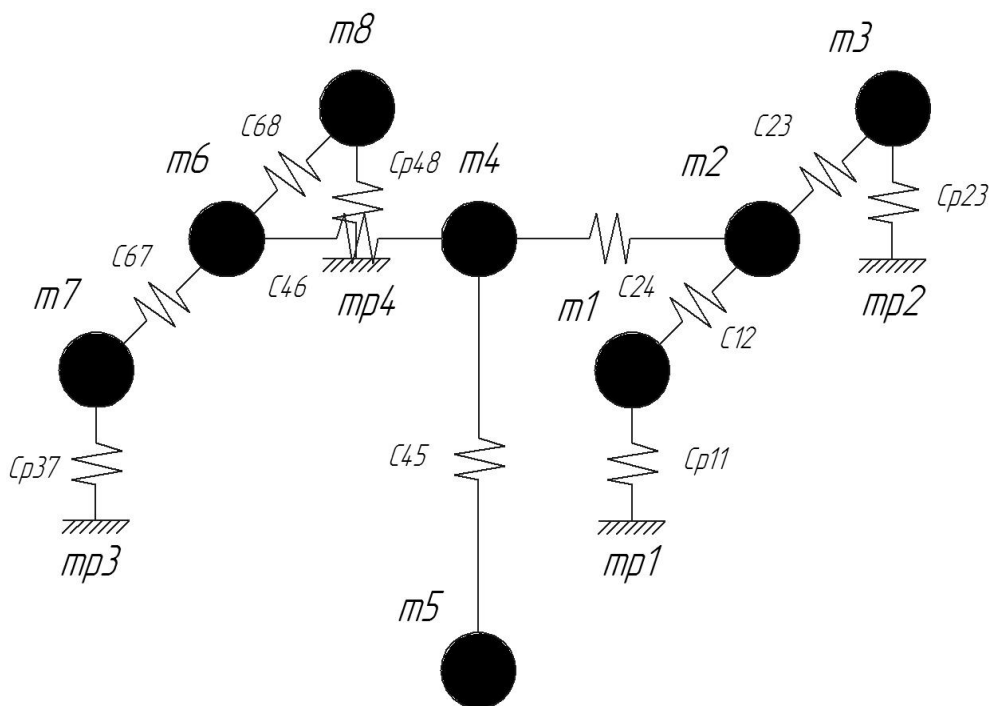


Рис. 3 – Многомассовая динамическая модель мостового крана

В данной модели есть возможность рассматривать различные варианты сочетания удара от стыков и неровностей рельсового пути с учетом их геометрических параметров. Также можно учесть преднапряженное состояние металлоконструкции мостового крана от поднимаемого груза и собственного веса. Для упрощения решения модели представленной на рис. 3 введем следующие допущения:

1. массу главных балок моста крана приведем к краям этих балок (m_2 и m_6);
2. массу концевых балок распределим на массы m_1 , m_3 и m_7 , m_8 соответственно;
3. жесткость главных балок будем рассматривать как жесткость одной приведенной балки;
4. так как подкрановые пути мостовых кранов опираются на колонны зданий, которые в свою очередь опираются на фундамент зданий, массы которых намного больше массы крана и поднимаемых им грузов в нашей модели массы подкрановых путей mp_1 , mp_2 , mp_3 и mp_4 будем считать равными бесконечности.

При решении поставленной задачи воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода.

Для составления системы дифференциальных уравнений необходимо записать функцию кинетической, потенциальной энергии и функции рассеивания.

Кинетическую энергию запишем в следующем виде:

$$T = \frac{1}{2} \left[m_{o1} \cdot z_{o1}'^2 + m_{p1} \cdot z_{p1}'^2 + m_1 \cdot z_1'^2 + m_2 \cdot z_2'^2 + m_3 z_3'^2 + m_{o2} \cdot z_{o2}'^2 + m_{p2} \cdot z_{p2}'^2 + m_4 \cdot z_4'^2 + m_5 \cdot z_5'^2 + m_6 \cdot z_6'^2 + m_7 \cdot z_7'^2 + m_{p3} \cdot z_{p3}'^2 + m_{o3} \cdot z_{o3}'^2 + m_8 \cdot z_8'^2 + m_{p4} \cdot z_{p4}'^2 + m_{o4} \cdot z_{o4}'^2 \right] \quad (3)$$

Потенциальная энергия:

$$\Pi = \frac{1}{2} \left[c_{o11} (z_{o1} - z_{p1})^2 + c_{p12} (z_{p1} - z_1)^2 + c_{12} (z_1 - z_2)^2 + c_{23} (z_2 - z_3)^2 + c_{p23} (z_3 - z_{p2})^2 + c_{o22} (z_{o2} - z_{p2})^2 + c_{24} (z_2 - z_4)^2 + c_{45} (z_4 - z_5)^2 + c_{46} (z_4 - z_6)^2 + c_{67} (z_6 - z_7)^2 + c_{p37} (z_7 - z_{p3})^2 + c_{o33} (z_{o3} - z_{p3})^2 + c_{68} (z_6 - z_8) + c_{p48} (z_8 - z_{p4})^2 + c_{o44} (z_{o4} - z_{p4})^2 \right] \quad (4)$$

Функция рассеивания:

$$\Phi = \frac{1}{2} \left[r_{o11} (z_{o1}' - z_{p1}')^2 + r_{p12} (z_{p1}' - z_1')^2 + r_{12} (z_1' - z_2')^2 + r_{23} (z_2' - z_3')^2 + r_{p23} (z_3' - z_{p2}')^2 + r_{o22} (z_{o2}' - z_{p2}')^2 + r_{24} (z_2' - z_4')^2 + r_{45} (z_4' - z_5')^2 + r_{46} (z_4' - z_6')^2 + r_{67} (z_6' - z_7')^2 + r_{p37} (z_7' - z_{p3}')^2 + r_{o33} (z_{o3}' - z_{p3}')^2 + r_{68} (z_6' - z_8')^2 + r_{p48} (z_8' - z_{p4}')^2 + r_{o44} (z_{o4}' - z_{p4}') \right] \quad (5)$$

Для поиска уравнения движения всех масс запишем уравнение Лагранжа от каждой из обобщенных координат (см. рис 3). При этом вводим допущение, что все координаты перемещаются в вертикальной плоскости и взаимосвязаны линейными жесткостями.

$$\left\{ \begin{array}{l}
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{o1'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{o1}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{o1}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{o1'}} = 0 \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{p1'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{p1}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{p1}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{p1'}} = 0 \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{1'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_1} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{1'}} = -Fkb \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{2'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_2} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_2} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{2'}} = -Fgb \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{3'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_3} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_3} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{3'}} = -Fkb \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{p2'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{p2}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{p2}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{p2'}} = 0 \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{o2'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{o2}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{o2}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{o2'}} = 0 \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{4'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{p4}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{p4}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{4'}} = -Fgt \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{5'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_5} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_5} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{5'}} = -Fgr \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{6'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_6} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{p6}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{6'}} = -Fgb \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{7'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_7} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_7} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{7'}} = -Fkb \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{p3'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{p3}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{p3}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{p3'}} = 0 \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{o3'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{o3}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{o3}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{o3'}} = 0 \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{8'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_8} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_8} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{8'}} = -Fkb \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{p4'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{p4}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{p4}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{p4'}} = 0 \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{o4'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{o4}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{o4}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{o4'}} = 0
\end{array} \right. \quad (6)$$

где Fkb – сила тяжести от приведенной массы концевой балки;

Fgb – сила тяжести от приведенной массы главной балки;

Fgt – сила тяжести от массы грузовой тележки;

Fgr – сила тяжести от массы груза.

После проведения дифференцирования по каждой из обобщенных координат получаем следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases}
m_{o1} \cdot z_{o1}'' + c_{o11}(z_{o1} - z_{p1}) + r_{o11}(z_{o1}' - z_{p1}') = 0 \\
m_{o2} \cdot z_{o2}'' + c_{o22}(z_{o2} - z_{p2}) + r_{o22}(z_{o2}' - z_{p2}') = 0 \\
m_{o3} \cdot z_{o3}'' + c_{o33}(z_{o3} - z_{p3}) + r_{o33}(z_{o3}' - z_{p3}') = 0 \\
m_{o4} \cdot z_{o4}'' + c_{o44}(z_{o4} - z_{p4}) + r_{o44}(z_{o4}' - z_{p4}') = 0 \\
m_{p1} \cdot z_{p1}'' + c_{p12}(z_{p1} - z_1) - c_{o11}(z_{o1} - z_{p1}) + r_{p12}(z_{p1}' - z_1') - r_{o11}(z_{o1}' - z_{p1}') = 0 \\
m_{p2} \cdot z_{p2}'' + c_{p23}(z_{p2} - z_3) - c_{o22}(z_{o2} - z_{p2}) + r_{p23}(z_{p2}' - z_3') - r_{o22}(z_{o2}' - z_{p2}') = 0 \\
m_{p3} \cdot z_{p3}'' + c_{p37}(z_{p3} - z_7) - c_{o33}(z_{o3} - z_{p3}) + r_{p37}(z_{p3}' - z_7') - r_{o44}(z_{o4}' - z_{p4}') = 0 \\
m_{p4} \cdot z_{p4}'' + c_{p48}(z_{p4} - z_8) - c_{o44}(z_{o4} - z_{p4}) + r_{p48}(z_{p4}' - z_8') - r_{o44}(z_{o4}' - z_{p4}') = 0 \\
m_1 \cdot z_1'' + c_{12}(z_1 - z_2) - c_{p12}(z_{p1} - z_1) + r_{12}(z_1' - z_2') - r_{p12}(z_{p1}' - z_1') = -F_{kb} \\
m_3 \cdot z_3'' + c_{23}(z_3 - z_2) - c_{p23}(z_{p2} - z_3) + r_{23}(z_3' - z_2') - r_{p23}(z_{p2}' - z_3') = -F_{kb} \\
m_7 \cdot z_7'' + c_{67}(z_7 - z_6) - c_{p37}(z_{p3} - z_7) + r_{67}(z_7' - z_6') - r_{p37}(z_{p3}' - z_7') = -F_{kb} \\
m_8 \cdot z_8'' + c_{68}(z_8 - z_6) - c_{p48}(z_{p4} - z_8) + r_{68}(z_8' - z_6') - r_{p48}(z_{p4}' - z_8') = -F_{kb} \\
m_2 \cdot z_2'' + c_{24}(z_2 - z_4) - c_{12}(z_1 - z_2) - c_{23}(z_3 - z_2) + r_{24}(z_2' - z_4') - \\
-r_{12}(z_1' - z_2') - r_{23}(z_3' - z_2') = -F_{gb} \\
m_6 \cdot z_6'' + c_{46}(z_6 - z_4) - c_{67}(z_7 - z_6) - c_{68}(z_8 - z_6) + r_{46}(z_6' - z_4') - \\
-r_{67}(z_7' - z_6') - r_{68}(z_8' - z_6') = -F_{gb} \\
m_4 \cdot z_4'' + c_{45}(z_4 - z_5) - c_{24}(z_2 - z_4) - c_{46}(z_6 - z_4) + r_{45}(z_4' - z_5') - \\
-r_{24}(z_2' - z_4') - r_{46}(z_6' - z_4') = -F_{gt} \\
m_5 \cdot z_5'' - c_{45}(z_4 - z_5) - r_{45}(z_4' - z_5') = -F_{gr}
\end{cases} \quad (7)$$

Для успешного решения этой системы уравнений, прежде всего, необходимо определить все жесткости и коэффициенты затухания металлоконструкций крана с учетом схемы, которая приведена на рис. 3. Жесткость главных и концевых балок моста можно определить исходя из знания основных размеров сечения главных и концевых балок, а также положения тележки на мосту крана. В общем случае исходя из расчетной схемы, все жесткости можно рассчитать как жесткости концевых балок с соответствующей длиной. Согласно [3] жесткость концевой балки определяется по формуле

$$c = \frac{3EJ_y}{l^3}, \quad (8)$$

где E – модуль Юнга первого рода;

J_y – момент инерции сечения главных и концевых балок относительно вертикальной оси;

l – длины этих же балок. Учитывая, что в расчетной схеме две главные балки заменены одной общей балкой их жесткости необходимо сложить. Жесткость канатов определяется по уже известной формуле

$$c_{45} = \frac{EA}{l}, \quad (9)$$

где A – площадь сечения всех проволок в канате с учетом кратности полиспаста;

l – длина грузоподъемного полиспаста.

Жесткости подшипников в буксах механизма передвижения $cp11$, $cp23$, $cp37$ и $cp48$ можно определить как геометрическая жесткость всех тел в подшипнике, которые деформируются при нагружении всего подшипника. Более подробно о расчете жесткости подшипников описано в статье [5].

Коэффициент затухания металлоконструкции находим по формуле предложенной в [6]:

$$r_{\Gamma} = 2m_M \cdot \omega_M \cdot D, \quad (10)$$

где m_M – приведенная масса металлоконструкции;

$D = 0,01$ – постоянная демпфирования [7];

ω_M – частота колебаний металлоконструкции, которую находим по формуле

$$\omega_M = \frac{\sqrt{\frac{c_M}{m_M}}}{2\pi}, \quad (11)$$

где c_M – жесткость металлоконструкции.

Так же необходимо привести массы металлоконструкций крана согласно динамической модели мостового крана приведенной на рис. 3. Так как все составные части металлоконструкции крана в данной модели рассматриваются как консольные балки, то согласно [6] их приведенную массу находим из следующего выражения

$$m = \frac{104m_K}{405}, \quad (12)$$

где m_K – масса приводимой консольной балки.

Коэффициенты затухания колебаний груза, подвешенного на канате, находим по формуле

$$r_K = m_\Gamma \cdot \omega_\Gamma \cdot D_K, \quad (13)$$

где m_Γ – масса груза, который висит на канате; D_K

$D_K = 0,14$ – постоянная демпфирования каната [7];

ω_Γ – частота колебаний груза, висящего на канате, находим по формуле

$$\omega_\Gamma = \frac{\sqrt{\frac{c_K}{m_\Gamma}}}{2\pi}, \quad (14)$$

где c_K – жесткость канатов, на которых висит груз.

В расчетной схеме необходимо учесть, что под нагрузкой металлоконструкция крана получила начальные перемещения как от веса поднимаемого груза, так и под действием собственного веса. Для определения первоначального перемещения в расчетной схеме необходимо задаться базовой вертикальной координатой, относительно которой и будут определены первоначальные перемещения всех масс в металлоконструкции крана. За ноль по вертикальной оси относительно плоскости установки крана принимаем уровень подкрановых рельс. Тогда, при движении крана по рельсовому подкрановому пути, координаты z_{p1} , z_{p2} , z_{p3} и z_{p4} будут равны 0.

Координаты концов концевых балок $z1$, $z3$, $z7$ и $z8$ изменят свое нулевое значение в отрицательную сторону, так как жесткости подшипников в ступицах крановых колес воспринимают всю нагрузку от крана. Следовательно, координаты $z1$, $z3$, $z7$ и $z8$ можно рассчитать по формуле

$$z1 = z3 = z7 = z8 = \frac{P_{кр} + P_{зр}}{4c_{p11}}, \quad (15)$$

где $P_{кр}$ – сила веса крана;

$P_{зр}$ – сила веса груза;

c_{p11} – жесткость подшипников в ступицах крана.

Согласно расчетной схемы и принятым допущениям, координаты концов главных балок z_2 и z_6 определяем по следующей формуле

$$z_2 = z_6 = -\frac{P_{кр} + P_{зр} - P_{кб}}{4c_{12}} + z_1, \quad (16)$$

где c_{12} – жесткость консоли концевой балки;

$P_{кб}$ – сила веса концевых балок вместе со ступицами и механизмами перемещения.

Координату z_4 находим с учетом первоначального перемещения координат z_2 , z_6 и перемещение от прогиба главной балки

$$z_4 = -\frac{P_{зр} + P_{тел}}{2c_{24}} + z_2 \quad (17)$$

где c_{24} – жесткость консоли главных балок;

$P_{тел}$ – сила веса грузовой тележки крана.

Координату груза z_5 определяем с учетом координаты z_4 и растяжения канатов, на которых висит груз. Эту координату можно определить по формуле

$$z_5 = -\frac{P_{\omega}}{\tilde{n}_{45}} + z_4; \quad z_5 = -\frac{P_{зр}}{c_{45}} + z_4. \quad (18)$$

В результате нами получена расчетная схема для построения динамической модели работы крана в напряженном состоянии с учетом внешних сил, действующих на кран.

В результате решения системы уравнений, описывающих процесс передвижения сосредоточенных масс в модели мостового крана при наезде колеса на уступ рельса, мы можем получить картину динамических сил, которые возникают в металлоконструкциях мостового крана при передвижении его по рельсовому пути через стык рельсов. Для этого необходимо получить функции изменения динамических сил, которые мы получаем исходя из перемещения масс в модели. Функции динамических сил мы запишем в следующем виде

$$\begin{aligned}
F_{p11}(t) &= c_{p11}(z_{p1}(t) - z_1(t)) \\
F_{12}(t) &= c_{12}(z_1(t) - z_2(t)) \\
F_{23}(t) &= c_{23}(z_2(t) - z_3(t)) \\
F_{p23}(t) &= c_{p23}(z_3(t) - z_{p2}(t)) \\
F_{24}(t) &= c_{24}(z_2(t) - z_4(t)) \\
F_{45}(t) &= c_{45}(z_4(t) - z_5(t)) \\
F_{46}(t) &= c_{46}(z_4(t) - z_6(t)) \\
F_{67}(t) &= c_{67}(z_6(t) - z_7(t)) \\
F_{68}(t) &= c_{68}(z_6(t) - z_8(t)) \\
F_{p48}(t) &= c_{p48}(z_8(t) - z_{p4}(t)) \\
F_{p37}(t) &= c_{p37}(z_7(t) - z_{p3}(t)).
\end{aligned}
\tag{19}$$

Функции изменения сил записаны в виде графика (см. рис 4)

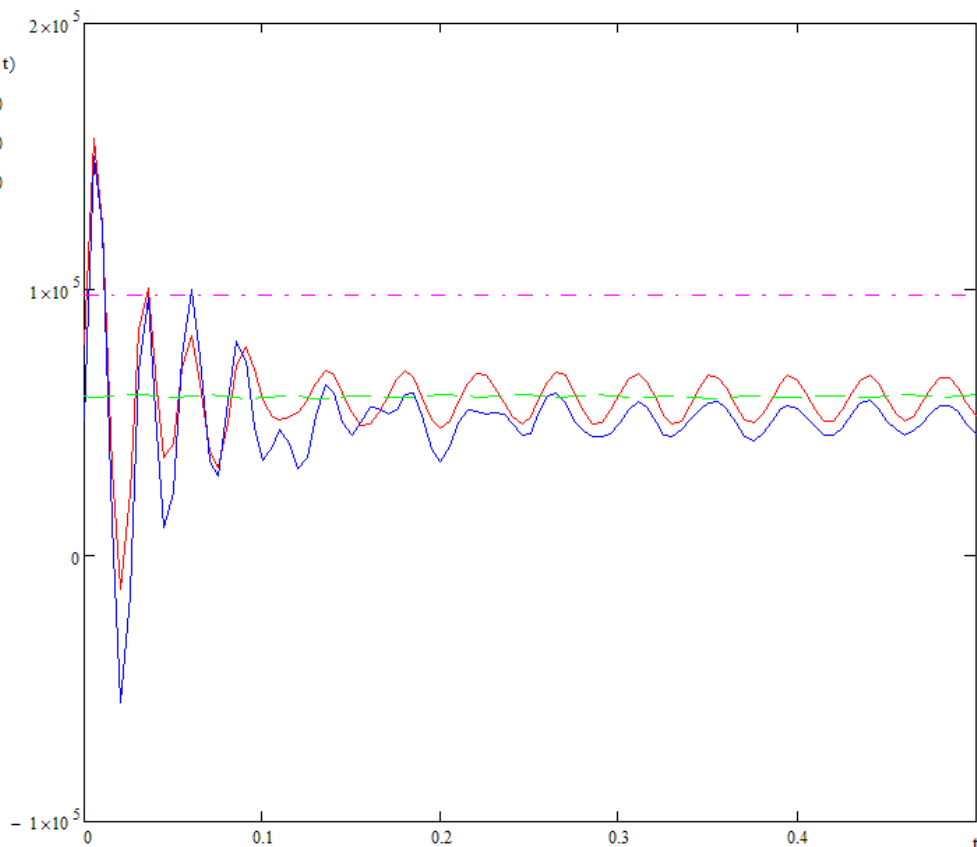


Рис. 4 – Результаты решения системы дифференциальных уравнений, где F_{p11} – функция силы от времени в буксе подшипника, F_{12} – функция силы от времени в консоли концевой балки, F_{24} – функция силы от времени в консоли главной балки.

Выводы и перспективы исследования

Предложенная модель мостового крана позволяет рассматривать так же совместное действие различных внешних сил и перемещений.

Требует уточнения влияние жесткости подкранового пути на силу удара при прохождении краном рельсового стыка. При приближенном анализе результатов вычислений (см. рис. 4) видно, что коэффициент динамичности, при прохождении краном рельсового стыка, не превышает 3. На самом деле при исследовании состояния и конструкции кранового пути данный коэффициент может отклоняться как в большую, так и в меньшую сторону. Следовательно, требуется разработать более точную модель перемещения крана через стык рельсового пути, с учетом жесткости рельса и условий удара кранового колеса о рельс.

Список использованных источников:

1. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. – М. : Высшая школа, 1980. – 408 с.
2. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Н. А. Лобов. – М. : Машиностроение, 1987. – 160 с.
3. Казак С. А. Динамика мостовых кранов. / С. А. Казак. – М. : Машиностроение, 1968. – 332 с.
4. Шевченко В. Д. Будівельна механіка металевих конструкцій дорожньо-будівельних, підйомних і транспортних машин : підручник / В. Д. Шевченко, В. Г. Піскунов. – К. : Вища шк., 2004. – 438 с.
5. Чернишенко А. В. К вопросу определения жесткости подшипников качения в буксах крановых колес / А. В. Чернишенко, А. А. Павлова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 1/5(37).
6. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа : монография / Л. Я. Будиков. – 2-е изд. – Луганск : изд-во СНУ им. В. Даля, 2003. – 210 с.
7. Dresing H. Massenkrafte in Kranen beim Anheben der Last / H. Dresing // Hebezeuge und Foerdermittel. – 1976. – №8. – S. 234–245.

Чернышенко А.В., Мельниченко А.А., Фесенко Г.И. «Ударные нагрузки при движении кранов по рельсовому пути».

В статье рассмотрена математическая модель при перемещении крана по рельсовому пути. Определены функции динамической силы в буксах крановых колес и основных металлоконструкциях моста мостового крана. Предложены дальнейшие пути исследования с использованием данной модели.

Ключевые слова: ударные нагрузки, мостовой кран, рельсовый путь, математическая модель, динамическая сила, буксы.

Чернышенко О.В., Мельниченко О.А., Фесенко Г.И. «Ударні навантаження при русі кранів по рейковому шляху».

В статті розглянуто математичну модель при переміщенні крана по рейковому шляху. Визначені функції динамічної сили в буксах кранових коліс і основних металоконструкціях мосту мостового крана. Запропоновані подальші шляхи дослідження з використанням даної моделі.

Ключові слова: ударні навантаження, мостовий кран, рейковий шлях, математична модель, динамічна сила, букси.

Chernyshenko A.V., Melnichenko A.A., Fesenko G.I. “Impact forces by movement of cranes on rail runway”.

In the article a mathematical model by movement a crane on rail runway is considered. The functions of dynamic force in axle-boxes of crane wheels and basic metalwares of bridge of overhead crane are determined. The further ways of research with using this model are suggested.

Key words: impact forces, travelling crane, rail runway, mathematical model, dynamic force, axle-boxes.

Стаття надійшла до редакції 17 травня 2009 р.

©Нестеров А.П., Осипова Т.Н.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАСПРЕДЕЛЕННОЙ МАССЫ КАНАТА НА КОЛЕБАНИЯ ГРУЗА НА НЕВЕСОМОМ КАНАТЕ

1. Постановка задачи

Ряд авторов [1, 2, 3, 4, 5, 6] исследовали влияние распределенной массы каната (пружины) на частоту колебания груза, висящего на нем. Ими определено, что с достаточной степенью точности (в пределах 10 %) эту частоту можно получить, рассматривая канат невесомым, а часть его веса прибавить к весу груза. Однако, численная оценка величины амплитуды колебания груза с учетом этого допущения для большой длины каната (порядка 1500 м) не проводилась.

В настоящей работе выполняется оценка погрешности колебаний клетки при невесомом канате по сравнению с весомым, если часть его массы прибавляется к массе клетки.

2. Содержание исследования

К исследованию принимается одноконцевая клетевая шахтная подъемная установка типа 1-6х2,4 Д со следующими параметрами: длина каната до органа навивки $L = 120 \dots 1420$ м; масса клетки $m_{кл} = 7300$ кг; масса груженой вагонетки $m_{ваг} = 7260$ кг; погонная масса одного метра каната $p = 8,4$ кг/м. Ее динамическая схема с весомым канатом представлена на рис. 1а, а с невесомым на рис. 1б.

На рис. 1в рассмотрена схема, где в висящую на канате клетку, вкатывается груженная вагонетка. Это случай внезапного приложения постоянной силы к клетке (к концу каната).

Для определения перемещения $u(t)$ клетки от постоянной, внезапно приложенной силы $G_{ваг}$, используем выражение, полученное С.П. Тимошенко [2] (см. рис. 1в) для первой формы колебаний

$$u(t)_{x=L} = \frac{4gG_{\text{каб}}L}{Fa^2\gamma} \cdot \frac{\sin^2 \beta_1}{\beta_1 \cdot (2\beta_1 + \sin 2\beta_1)} \left(1 - \cos \frac{a \cdot \beta_1 \cdot t}{L} \right), \quad (1)$$

где $u(t)_{x=L}$ – перемещение нижнего конца каната;

g – ускорение свободного падения;

F – площадь поперечного сечения проволок каната;

γ – вес единицы объема каната;

β_1 – собственное число, определяемое по графику [5] в функции α ;

α – отношение массы каната к концевой массе;

a – скорость распространения деформации в канате;

t – время.

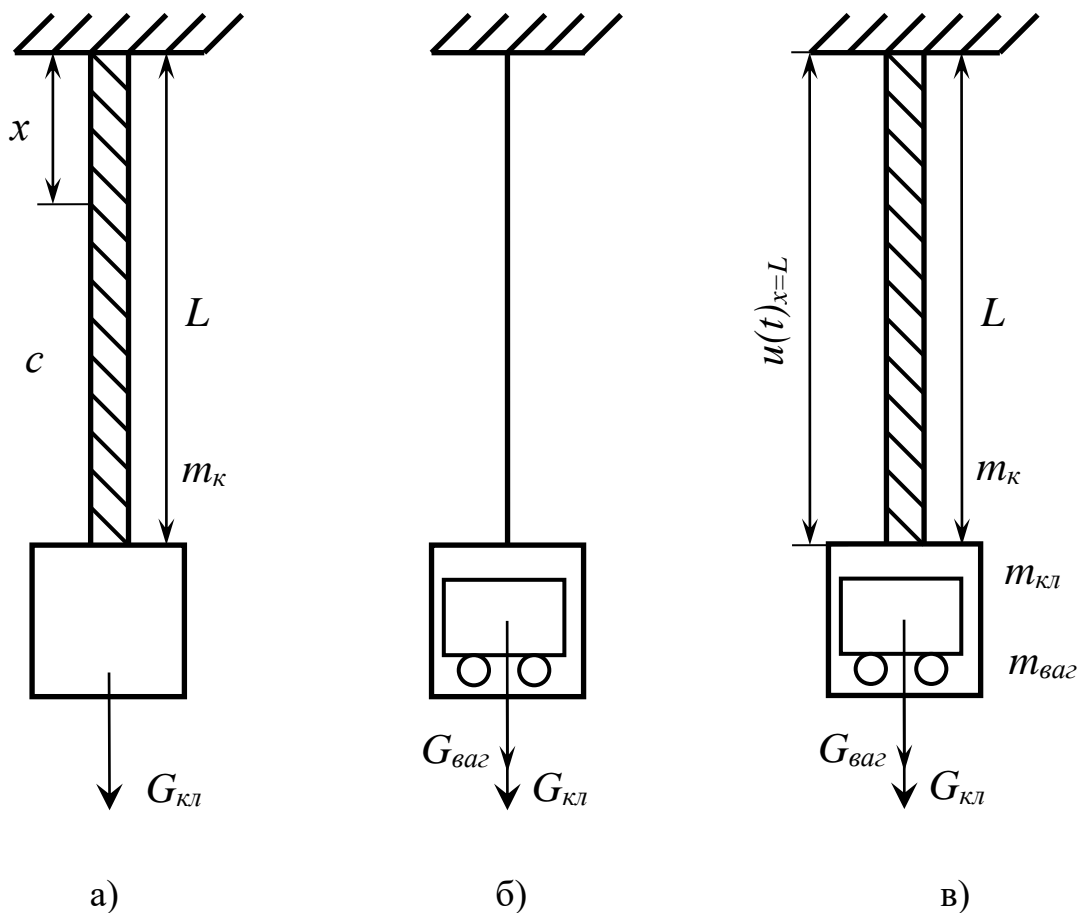


Рис. 1 – Эквивалентная динамическая схема одноконцевой подъемной установки: m_k – масса всего каната; c – жесткость каната; $G_{\text{кб}}$; $G_{\text{ваг}}$ – соответственно вес клетки и вагонетки

Выражение (1) достигает максимума в функции времени, когда составляющая

$$1 - \cos \frac{a \cdot \beta_1 \cdot t}{L} = 2. \quad (2)$$

Принимая $\sin \beta_1 = \beta_1$ и $\sin 2\beta_1 = 2\beta_1$, получим [2]

$$u(t)_{x=L}^{\max} = \frac{2gG_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}L}{Fa^2\gamma} = \frac{2G_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}L}{F \cdot E} = \frac{2 \cdot G_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}}{c}, \quad (3)$$

то есть наибольшее динамическое перемещение клетки, вызванное внезапно приложенной силой от веса вагонетки, в два раза больше перемещения от статической силы $\frac{G_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}}{c}$.

Рассмотрим колебания груза на невесомом канате по схеме 1б, прибавляя к массе груза одну треть массы каната, исходя из равенства кинетических энергий системы с весомым и невесомым канатом [2, 3, 6].

Дифференциальные уравнения, описывающие вынужденные колебания клетки, статически уравновешенной канатом при вкатывании в неё вагонетки имеет вид:

$$\left(m_{\hat{e}\hat{e}} + m_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}} + \frac{1}{3} m_{\hat{e}} \right) \ddot{x} + cx = G_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}. \quad (4)$$

Решение неоднородного обыкновенного дифференциального уравнения с постоянными коэффициентами (4) состоит из суммы общего решения однородного и частного решения неоднородного уравнений.

Общее решение однородного уравнения

$$\left(m_{\hat{e}\hat{e}} + m_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}} + \frac{1}{3} m_{\hat{e}} \right) \ddot{x} + cx = 0 \quad (5)$$

равно [2]:

$$x(t) = x_0 \cos pt + \frac{\dot{x}_0}{p} \sin pt, \quad (6)$$

где x_0, \dot{x}_0 - начальные условия при $t = 0$;

$$p = \sqrt{\frac{c}{m_{\hat{e}\hat{e}} + m_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}} + \frac{1}{3} m_{\hat{e}}}} \quad \text{- частота свободных колебаний.}$$

Частное решение неоднородного дифференциального уравнения (4) равно

$$\frac{G_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}}{c}.$$

Тогда общее решение неоднородного уравнения (4) запишем в виде

$$x(t) = B \cos pt + C \sin pt + \frac{G_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}}{c}, \quad (7)$$

и $\dot{x}(t) = -p \cdot B \sin pt + p \cdot C \cos pt,$

где B и C – произвольные постоянные.

При начальных условиях: $t = 0; x(t) = x_0; \dot{x}(t) = \dot{x}_0$ найдем произвольные постоянные B, C :

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= B + \frac{G_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}}{c}; \\ \dot{x}_0 &= pC \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

и $B = x_0 - \frac{G_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}}{c}; C = \frac{\dot{x}_0}{p}.$

Учитывая (7) и (8), получим:

$$x(t) = \left(x_0 - \frac{G_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}}{c} \right) \cos pt + \frac{\dot{x}_0}{p} \sin pt + \frac{G_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}}{c} (1 - \cos pt). \quad (9)$$

Из (9) при $x_0 = 0$ и $\dot{x}_0 = 0$ имеем:

$$x_{\max} = \frac{2 \cdot G_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}}{c}. \quad (10)$$

Следовательно, максимальные вынужденные колебания рассматриваемой системы с весомым канатом при внезапном приложении постоянной силы $G_{\text{взг}}$ в случае принятия допущений (3), можно рассчитывать по формуле (10) для невесомого каната.

Определим погрешность колебаний процесса клетки, подсчитанного по формулам (1) и (10) для весомого и невесомого канатов.

Данные расчета внесем в табл. 1

Таблица 1 – Погрешность вычисления по частоте и перемещению

Длина каната L , м	Масса длины каната, m_k , кг	Масса концевого груза с учетом 1/3 массы каната, кг	α	β_1	Максимальное перемещение, м		Частота, c^{-1}		Погрешность, %	
					$u(t)$ (весомый канат)	X_{max} (невесомый канат)	p_1 (весомый канат)	p (невесомый канат)	По перемещению	По частоте
120	1008	14896	0,069	0,25	0,1674	0,167	8,172	7,557	0	7,5276
220	1848	15176	0,127	0,34	0,3069	0,307	6,06	5,53	0,03258	8,7458
320	2688	15456	0,185	0,41	0,4462	0,446	5,026	4,54	0,06723	9,6697
420	3528	15736	0,242	0,46	0,5854	0,586	4,29	3,93	0,10249	8,3916
520	4368	16016	0,3	0,517	0,7243	0,725	3,9	3,5	0,16567	10,256
620	5208	16296	0,358	0,555	0,863	0,865	3,51	3,178	0,23175	9,4586
720	6048	16576	0,415	0,585	1,002	1,005	3,187	2,925	0,25948	8,2208
820	6888	16856	0,473	0,636	1,139	1,144	3,04	2,718	0,43898	10,592
920	7728	17136	0,531	0,665	1,277	1,284	2,835	2,545	0,54816	10,229
1020	8568	17416	0,588	0,695	1,415	1,423	2,673	2,397	0,56537	10,325
1120	9408	17606	0,646	0,72	1,552	1,563	2,522	2,27	0,70876	9,992
1220	10248	17976	0,704	0,75	1,688	1,702	2,41	2,157	0,82938	10,497
1320	11088	18256	0,761	0,771	1,825	1,84	2,291	2,058	0,82191	10,17
1420	11928	18536	0,82	0,79	1,962	1,981	2,182	1,969	0,96840	9,7616

Выводы

Анализ данных табл.1 показывает, что погрешность по перемещению находится в пределах 0 – 0,968 %, а по частоте – 7,52 – 10,592 % для длины каната, изменяющейся от 120 – 1420 м, что лежит в пределах, допускаемых для инженерных расчетов.

Список использованных источников:

1. Рэлей Дж. У. Теория звука / Дж. У. Рэлей. –1-е изд. – М. ; Л. : ГТТИ, 1940; Т. 1-2. – 2-е изд. – М., 1955.
2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко. – М. : Машиностроение, 1959. – 439 с.

3. Степанов А. Г. Динамика шахтных подъёмных установок / А. Г. Степанов. – Пермь: УРО РАН, 1994. – 263 с.
4. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний / Я. Г. Пановко. – М.: «Наука», 1971. – 240 с.
5. Нестеров А.П. Погрешность колебательного процесса при присоединении распределенной массы каната к подъемному сосуду / А. П. Нестеров, Т. Н. Осипова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2007. – № 2/4 (26). – С. 19–22.
6. Федорова З. М. Подъемники : учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / З. М. Федорова, И. Ф. Лукин, А. П. Нестеров. – К. : Вища шк., 1976. – 294 с.

Нестеров А.П., Осипова Т.Н. «Исследование влияния распределенной массы каната на колебания груза на невесомом канате».

В статье рассмотрено влияние массы каната на амплитуду колебаний клетки на канате для глубоких шахт и определены погрешности по частоте и перемещению подъемного сосуда.

Ключевые слова: подъемная установка, динамическая схема, распределенная масса каната, колебания, невесомый канат, погрешность.

Нестеров А.П., Осипова Т.М. «Дослідження впливу розподіленої маси каната на коливання вантажу на невагому канаті».

У статті розглянутий вплив маси каната на амплітуду коливань клітини на канаті для глибоких шахт і визначені погрішності по частоті й переміщенню піднімальної посудини.

Ключові слова: піднімальна установка, динамічна схема, розподілена маса канату, коливання, невагомий канат, погрішність.

Nesterov A.P., Osypova T.N. «Research of influencing of the distributed mass of rope on vibrations of load on a weightless rope».

In the article influence of mass of rope is considered on amplitude of vibrations of cage on a rope for deep mines and errors are certain on frequency and moving of lifting vessel.

Key words: lifting setting, dynamic chart, distributed mass of rope, vibrations, weightless rope, error.

Стаття надійшла до редакції 18 березня 2009 р.

УДК 621.873.11

©Подоляк О.С., Родіонов Л.А.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ПРИ ВСТАНОВЛЕННІ ДЕМПФЕРА В МЕХАНІЗМІ ПІДЙОМУ СТІЛОВИХ САМОХІДНИХ КРАНІВ

1. Постановка проблеми

Під час роботи стрілових самохідних кранів виникають поздовжні коливання в металоконструкції і канатах механізму підйому, що приводить до зменшення втомлювальної міцності і погіршує умови нормальної експлуатації крана. Ефективною протидією цьому є введення в систему елементів в'язкого опору (демпферів).

Проблемі зменшення коливань металоконструкцій вантажопідйомних машин присвячено багато робіт. В роботі Н.А. Лобова [1] пропонується використовувати демпфер в системі підвіски вантажу, в роботі В.Ф. Семенюка [2] говориться про ефективність встановлення гідравлічного демпфера в металоконструкцію козлового крана. З огляду видно, що проблемі загасання коливань стрілових самохідних кранів присвячено замало уваги, а висновки з досліджень загасань іноді носять суперечливий характер.

2. Мета дослідження

Знайти закономірності, які впливають на процес загасання коливань під час підйому вантажу з урахуванням в'язкого опору. Теоретично обґрунтувати місце встановлення демпферу в механізмі підйому стрілових самохідних кранів.

3. Хід досліджень

1. Визначимо ефективність загасання коливань механізму підйому при установці демпфера в системі підвіски вантажу і в стріловій системі.

На рисунку 1 показана динамічна модель механізму підйому стрілового самохідного крана [3] з гідравлічним демпфером в системі підвіски вантажу і в стріловій системі.

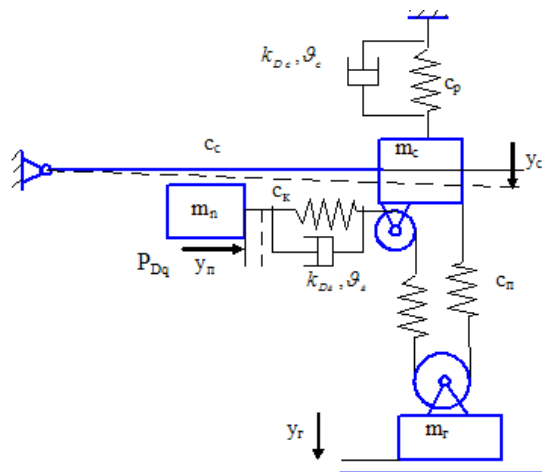


Рис. 1 – Динамічна модель механізму підйому стрілового самохідного крана

Тут m_n – зведена до канатів маса обертальних частин приводу підйому вантажу, кг; m_c – зведена маса стріли, кг; m_r – маса вантажу, кг; c_c – коефіцієнт жорсткості стріли крана, Н/м; c_p – коефіцієнт жорсткості стрілового каната, Н/м; c_k – коефіцієнт жорсткості вантажного каната на ділянці від барабана до поліспасти, Н/м; c_n – коефіцієнт жорсткості вантажного поліспасти, Н/м; k_D – коефіцієнт загасання коливань (демпфірування) металоконструкції, Н·с/м; k^D – коефіцієнт загасання коливань (демпфірування) канатів, Н·с/м; ϑ_n, ϑ_a – коефіцієнти гідравлічного тертя демпферів у стріловій системі і системі підвіски вантажу; P_{dq} – зведена до канатів сила двигуна, Н; y_n, y_c, y_r – шляхи, пройдені відповідно масами m_n, m_c, m_r від початку координат.

Відомо, що максимальні динамічні навантаження в кранах виникають при підйомі вантажу із жорсткої основи (підйом з підхватом), що включає три етапи: перший - етап холостого ходу, коли маса обертальних частин приводу m_n під впливом сили приводу P_{dq} вибирає сумарний зазор Δ_k у канатах і приводі;

другий етап - розвиток навантаження в канатах до зусилля в них, рівному вазі вантажу Q , причому маса m_{Γ} протягом другого етапу перебуває в стані спокою; третій етап – спільний рух всіх пружно зв'язаних мас системи.

Розглянемо рух стрілової системи при установці демпфера в системі підвіски вантажу.

На першому етапі вибирається зазор Δ_k у канатах і приводі, а динамічні навантаження в металоконструкції і у канатах відсутні.

Другий етап руху описується рівняннями

$$\begin{aligned} m_{\Pi} \cdot \frac{d^2 y_{\Pi}}{dt^2} + P_{K2} - P_{\partial q} &= 0; \\ m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - P_{K2} + k_D \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Закінчується другий етап руху при натягу вантажних канатів

$$P_{K2} = c_2(y_{\Pi} - y_c) + (k'_D + \mathcal{G}_2) \cdot (\dot{y}_{\Pi} - \dot{y}_c) = Q.$$

Третій етап руху описується рівняннями:

$$\begin{aligned} m_{\Pi} \cdot \frac{d^2 y_{\Pi}}{dt^2} + P_{K3} - P_{\partial q} &= 0, \\ m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - P_{K3} + k_D \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c &= 0, \\ m_{\Gamma} \cdot \frac{d^2 y_{\Gamma}}{dt^2} - P_{K3} + m_{\Gamma} \cdot g &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

де $P_{K3} = c_2(y_{\Pi} - y_c - y_{\Gamma}) + (k'_D + \mathcal{G}_2) \cdot (\dot{y}_{\Pi} - \dot{y}_c - \dot{y}_{\Gamma})$ – натяг у канатах на третьому етапі руху.

Процес загасання коливань стрілової системи гідравлічними демпферами досліджувався для крана ДЕК – 251. Числовий експеримент проводився при зміні вильоту стріли і ваги вантажу.

Розрахунок коефіцієнтів диференціальних рівнянь руху аналогічний розрахунку наведеному в роботі [3].

Вирішенням системи диференціальних рівнянь на ПЕВМ знайдені залежності $F(t)$, при встановленні демпфера в системі підвіски вантажу (див. рис. 2).

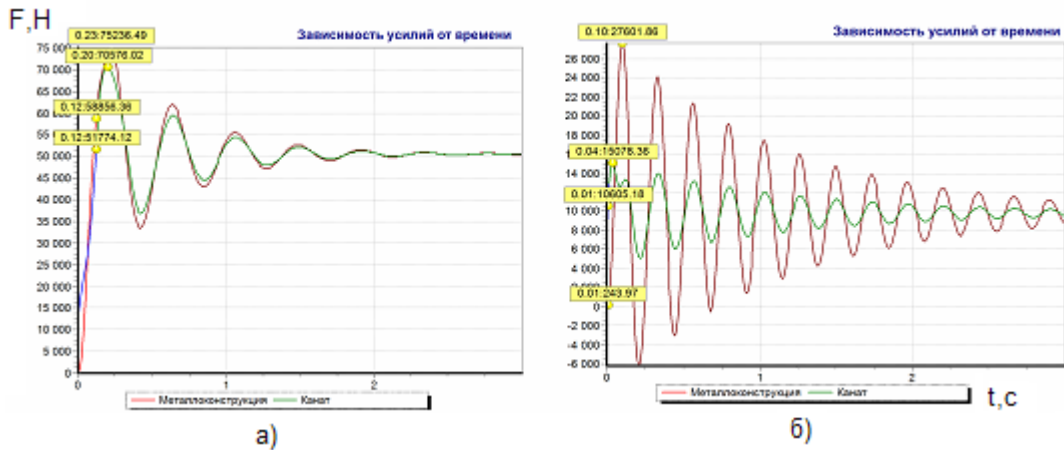


Рис. 2 – Графік зміни зусилля в часі при встановленні демпфера в системі підвіски вантажу (підйом з підхватом): а – маса вантажу більша приведеної маси стріли (5 т); б – маса вантажу менша зведеної маси стріли (1,5 т)

2. Розглянемо рух стрілової системи при установці демпфера в металокаркості стрілової системи.

для другого етапу руху системи

$$\begin{aligned}
 m_{\Pi} \cdot \frac{d^2 y_{\Pi}}{dt^2} + P_{K2} - P_{dq} &= 0; \\
 m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - P_{K2} + (k_D + g_c) \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c &= 0.
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Закінчується другий етап руху при натягу вантажних канатів

$$P_{K2} = c_e (y_{\Pi} - y_c) + k'_D \cdot (\dot{y}_{\Pi} - \dot{y}_c) = Q.$$

на третьому етапі руху:

$$\begin{aligned}
 m_{\Pi} \cdot \frac{d^2 y_{\Pi}}{dt^2} + P_{K3} - P_{dq} &= 0, \\
 m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - P_{K3} + (k_D + g_c) \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c &= 0, \\
 m_{\Gamma} \cdot \frac{d^2 y_{\Gamma}}{dt^2} - P_{K3} + m_{\Gamma} \cdot g &= 0,
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

де $P_{K3} = c_e (y_{\Pi} - y_c - y_{\Gamma}) + k'_D \cdot (\dot{y}_{\Pi} - \dot{y}_c - \dot{y}_{\Gamma})$ – натяг у канатах на третьому етапі руху.

Результати вирішення систем (2) і (3) представлені на рис. 3.

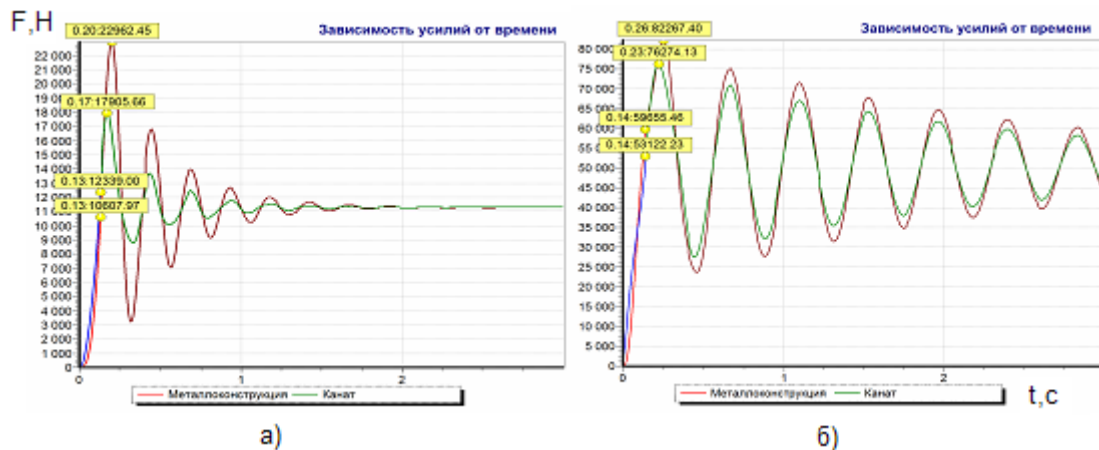


Рис. 3 – Графік зміни зусилля в часі при встановленні демпфера в металоконструкції стрілової системи (підйом з підхватом): а – маса вантажу менша приведеної маси стріли (1,5 т); б – маса вантажу більша за зведену масу стріли (5 т)

4. Обговорення результатів числового експерименту

На рис. 2 і 3 показана зміна зусилля $F(t)$ в металоконструкції (стрілі) і вантажних канатах. З рисунку 2 видно, що в випадку встановлення демпфера в систему підвіски вантажу ефективність загасання досягається, якщо, маса вантажу більша зведеної маси стріли (див. рис.2 а). При цьому коефіцієнт динамічності металоконструкції становить $k = 1,4$; час загасання коливань $t_3 = 2,5$ с; відрив вантажу здійснюється за $t_6 = 0,12$ с. Якщо, маса вантажу менша зведеної маси стріли, то ефективність загасання зменшується (див. рис.2 б); коефіцієнт динамічності металоконструкції при цьому становить $k = 1,9$; час загасання коливань $t_3 = 6$ с; відрив вантажу здійснюється за $t_6 = 0,04$ с. В випадку встановлення демпфера в металоконструкцію стрілової системи (див. рис.3) ефективність загасання коливань досягається, якщо, маса вантажу менша зведеної маси стріли (див. рис.3 а). При цьому коефіцієнт динамічності металоконструкції становить $k = 1,4$; час загасання коливань $t_3 = 2$ с; відрив вантажу здійснюється за $t_6 = 0,14$ с. Якщо, маса вантажу більша зведеної маси стріли, то ефективність загасання зменшується (див. рис.3 б); коефіцієнт динамічності металоконструкції при цьому становить $k = 1,7$; час загасання коливань $t_3 = 7$ с; відрив вантажу здійснюється за $t_6 = 0,1$ с.

Висновки

Аналіз досліджень дозволяє зробити наступні висновки:

1. В процесі загасання коливань металоконструкції механізму підйому за допомогою демпферів існує закономірність яка по'в'язує масу вантажу і зведену масу стріли;
2. При масі вантажу більшої за зведену масу стріли ефективним є встановлення демпферу в систему підвіски вантажу. При масі вантажу меншої за зведену масу стріли ефективним є встановлення демпферу в стрілову систему.
3. Некоректне встановлення демпферу приводить до збільшення коефіцієнта динамічності в 1,5-2 рази, часу загасання коливань в 3-4 раза, зменшення часу відриву вантажа до 0,04 с.

Список використаних джерел:

1. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Н. А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160с.
2. Семенюк В. Ф. Математическая модель процесса гашения колебаний металлоконструкции козлового крана / В. Ф. Семенюк, А. П. Марцинкевич // Підвищення ефективності технології та техніки для виконання вантажно-розвантажувальних, будівельних і колійних робіт на залізничному транспорті / Харк. держ. акад. залізн. трансп. – Х., 1999. – № 36. – С. 3–11.
3. Подоляк О. С. Исследование динамических нагрузок при подъеме груза с жесткого основания автомобильным краном / О. С. Подоляк // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2009. – №1/5(37). – С.43–47.

Подоляк О.С. Родионов Л.А. «Исследование динамических усилий при установке демпфера в механизм подъема стреловых самоходных кранов».

В статье найдены закономерности, которые влияют на процесс гашения колебаний при подъеме груза. Теоретически обосновано место установки демпфера в стреловой системе самоходных кранов.

Ключевые слова: динамические усилия, демпфер, механизм подъема, самоходный кран, колебания.

Подольак О.С., Родионов Л.А. «Дослідження динамічних зусиль при встановленні демпфера в механізмі підйому стрілових самохідних кранів».

В статті знайдені закономірності які впливають на процес гасіння коливань під час підйому вантажу. Теоретично обґрунтовано місце встановлення демпфера в стріловій системі самохідних кранів.

Ключові слова: динамічні зусилля, демпфер, механізм підйому, самохідний кран, коливання.

Podolyak O.S., Rodionov L.A. «Researching of the dynamics by dampener installation in the hoisting mechanism of mobile crane».

In the article the regularities which have influence on vibration damping process by load lifting are found. The place of dampener installation in the boom system of mobile crane is theoretically grounded.

Key words: dynamic efforts, dampener, hoisting mechanism, mobile crane, vibration.

Стаття надійшла до редакції 28 травня 2009 р.

К ПИТАННЮ СИНТЕЗУ МЕХАНІЗМІВ З ПАСИВНИМИ ЗВ'ЯЗКАМИ

1. Постановка проблеми

Синтез важільних механізмів – один з найвідповідальніших етапів у процесі проектування механізму, оскільки якраз на цьому етапі формуються основні кінематичні властивості, які необхідні механізму для виконання покладених на нього функцій.

Умови перетворення руху, для виконання яких проектується механізм, досить різноманітні, що визначається надзвичайно широким спектром робочих функцій, які накладаються на механізм у різних машинах, приладах і пристроях сучасної техніки. Теоретично за допомогою плоских важільних механізмів можна точно відтворити будь-яку плоску алгебраїчну криву, але із збільшенням кількості ланок у механізмі зростає ймовірність одержання недопустимих кутів передачі, збільшуються витрати потужності на тертя. Тому постає задача віднайти такі параметри механізму, які здатні забезпечити заданий закон руху і відтворити задану траєкторію.

2. Аналіз досліджень

Основні задачі синтезу, було поділено на три основні етапи. Перший етап називається структурним синтезом і полягає у виборі структурної схеми механізму, що має потрібну кількість ступенів вільності, кількість та вид ланок і кінематичних пар. Другий етап – кінематичний синтез, задача якого – визначити геометричні розміри ланок, що забезпечують задані кінематичні умови роботи механізму. Якщо потрібно врахувати також динамічні властивості механізму, розв'язується більш загальна задача динамічного синтезу. Ці задачі вирішуються в роботах І. І.Артоболевського, М.І.

Левитського, С.Н. Кожевникова та інш. [1,2,3], які пропонують вирішувати основні задачі синтезу трьома основними методами: графічним, аналітичним або графоаналітичним. Вибір того чи іншого методу значною мірою залежить від умов, поставлених при проектуванні.

3. Ціль дослідження

Основною метою даної роботи є задача сформулювати методику синтезу плоского механізму із пасивними зв'язками аналітичним методом.

4. Виклад основного матеріалу

Відомі на практиці механізми типу зведеного паралелограма або спарника (рис. 1), еліпсографа (рис. 2) і ряд інших, добре описаних у літературі [3, 4], мають пасивні (надлишкові) зв'язки, що не впливають на рух інших ланок механізму.

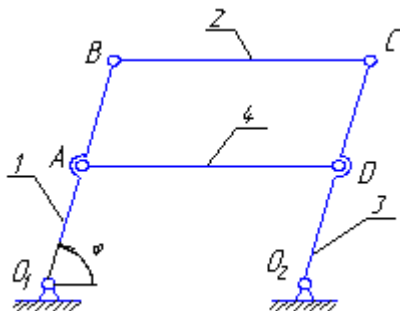


Рис. 1 – Механізм типу спарник

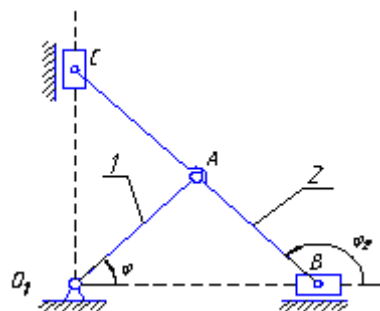


Рис. 2 – Механізм еліпсограф

Ступінь рухливості таких механізмів, знайдений по універсальних структурних формулах, виявляється нижче фактичною. Це говорить про те, що не всі зв'язки є незалежними, як передбачалося при виведенні цих формул. Поява ступеня рухливості механізму обумовлена геометричними співвідношеннями постійних параметрів ланок, на які ці зв'язки накладені. Наявність таких зайвих зв'язків може бути виявлена при аналізі рівнянь зв'язків і не завжди очевидна, якщо немає реальної фізичної моделі механізму, особливо коли механізм представлений у вигляді його структурного графа.

Наявність пасивних зв'язків можна знайти в багатьох механізмах і в тих випадках, коли точка ланки, що приєднується, має траєкторію, близьку до траєкторії приєднаної точки механізму, а рух стає можливим за рахунок зазорів у кінематичних парах. Заздалегідь врахувати наявність у механізмі пасивних зв'язків важко і знайти їх можливо тільки при більш детальному дослідженні, чим це вимагає підрахунок по формулі Чебишева. Однак можна вказати, що пасивні зв'язки з'являються у випадку паралельності або збігу траєкторій, при наявності тільки одних поступальних пар в елементарній групі, що зустрічаються при обході від однієї зовнішньої кінематичної пари до іншої, при збігу напрямків осей циліндричних шарнірів, при накладенні симетричних частин механізму однієї на іншу, паралельній роботі деяких ланок або груп ланок і ін.

Аналіз таких механізмів дозволяє розглядати їх як структурні групи Ассура, тобто кінематичні ланцюги, що мають нульовий ступінь рухливості щодо тих елементів кінематичних пар, якими вони можуть бути приєднані до стійки або інших ланок механізму [3]. Дійсно, якщо скористатися формулою П.Л. Чебишева для плоских механізмів, то

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

де W – ступінь рухливості механізму;

n – кількість рухливих ланок;

p_5 - кількість кінематичних пар V класу;

p_4 - кількість кінематичних пар IV класу

при $n = 4$, $p_5 = 6$, $p_4 = 0$, W виявиться рівної нулеві. Отже, подібні механічні ланцюжки за визначенням є структурними групами Ассура. Механізм, зображений на рис.1, є структурною групою третього класу, другого порядку (порядок групи визначений по кількості зовнішніх повідців, який група приєднується до стійки) [5]. Відповідно, механізм на рис.2 представляє структурну групу третього класу, третього порядку.

Записуючи функції положення для ланок структурної групи, одержимо групові рівняння зв'язків у неявному вигляді:

$$F_i(\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_k) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, k. \quad (1)$$

Тут k – кількість координат, що визначають положення ланок структурної групи.

Диференціюючи функції положення по кожній з координат, одержимо систему однорідних лінійних рівнянь

$$\frac{\partial F_i}{\partial \varphi_i} = 0, \quad i = 1, 2, \dots, k. \quad (2)$$

Нетривіальне рішення системи (2) існує, якщо її визначник дорівнює нулеві. Нульове значення визначника означає, що деякі рівняння зв'язків системи (1) є результатом інших рівнянь, тобто деякі зв'язки ланок пасивні [3].

Для знаходження рішення складемо якобіан системи і дорівняємо його нулеві:

$$J = \begin{vmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial \varphi_1} & \frac{\partial F_2}{\partial \varphi_2} & \dots & \frac{\partial F_1}{\partial \varphi_k} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial F_k}{\partial \varphi_1} & \frac{\partial F_k}{\partial \varphi_2} & \dots & \frac{\partial F_k}{\partial \varphi_k} \end{vmatrix} = 0. \quad (3)$$

Рішення рівняння (3) дозволяє знаходити такі геометричні розміри ланок групи, при яких стає можливим тотожна рівність нулеві якобіана однорідної системи лінійних рівнянь (2). Практично це означає, що дана структурна група має ненульовий ступінь рухливості. У протилежному випадку, коли $J \neq 0$, рішення системи (2) не існує.

Відзначимо при цьому, що особливі положення групи, що відповідають також нульовим значенням якобіана були відзначені в роботі [5], однак при цьому геометричні розміри ланок заздалегідь були задані. Пропонований нами підхід дозволяє знаходити такі геометричні розміри ланок усередині групи, при яких виникає її власна рухливість.

У підтвердження пропонованого методу розглянемо ряд прикладів кінематичного синтезу механізмів із зайвими зв'язками, побудованих на основі структурних груп Асура третього класу. Для механізму еліпсографа, зображеного на рис. 2, складемо групові рівняння:

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi = x_B + l_{BA} \cos \varphi_2, \\ l_1 \sin \varphi = 0 + l_{BA} \sin \varphi_2, \\ l_1 \cos \varphi + l_{AC} \cos \varphi_2 = 0, \\ l_1 \sin \varphi + l_{AC} \sin \varphi_2 = y_A. \end{cases} \quad (4)$$

Після диференціювання по φ одержимо:

$$\begin{cases} -l_1 \sin \varphi \cdot \varphi' - x_C' + l_{BA} \sin \varphi_2 \cdot \varphi_2' = 0, \\ l_1 \cos \varphi \cdot \varphi' - l_{BA} \cos \varphi_2 \cdot \varphi_2' = 0, \\ -l_1 \sin \varphi \cdot \varphi' - l_{AC} \sin \varphi_2 \cdot \varphi_2' = 0, \\ l_1 \cos \varphi \cdot \varphi' + l_{AC} \cos \varphi_2 \cdot \varphi_2' - y_A' = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Тоді якобіан системи групових рівнянь (4) має вигляд:

$$J = \begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi & l_{BA} \sin \varphi_2 & -1 & 0 \\ l_1 \cos \varphi & -l_{BA} \cos \varphi_2 & 0 & 0 \\ -l_1 \sin \varphi & -l_{AC} \sin \varphi_2 & 0 & 0 \\ l_1 \cos \varphi & l_{AC} \cos \varphi_2 & 0 & -1 \end{vmatrix} = -l_1 \cos \varphi \cdot l_{AC} \sin \varphi_2 - l_{BA} \cos \varphi_2 \cdot l_1 \sin \varphi \quad (6)$$

Неважко побачити, що при значеннях параметрів ланок, що задовольняють умові: $l_{BA} = l_{AC} = l_1$, сума кутів $\varphi + \varphi_2 = \kappa\pi$ і, отже, $J \equiv 0$.

Розглянемо механізм, що утворений зі структурної групи третього класу, третього порядку з внутрішньою поступальною парою. Схема механізму представлена на рис.3.

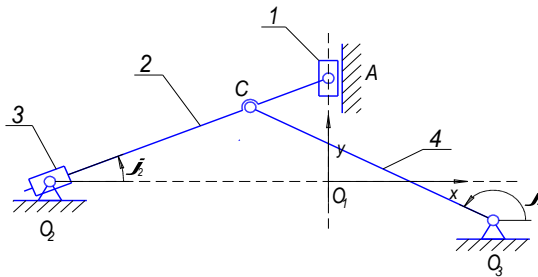


Рис. 3 – Механізм III класу

Групові рівняння зв'язків мають такий вигляд:

$$\begin{cases} x_{O2} + u \cos \varphi_2 = x_A; \\ y_{O2} + u \sin \varphi_2 = y_A; \\ x_{O3} + l_4 \cos \varphi_4 + l_{AC} \cos \varphi_2 = x_A; \\ y_{O3} + l_4 \sin \varphi_4 + l_{AC} \sin \varphi_2 = y_A. \end{cases} \quad (7)$$

Тут u – відносна координата; l_{AC} – довжина АС; l_4 – довжина ланки 4 (l_{CO_3}); φ_2 і φ_4 – абсолютні кути повороту ланок щодо осі O_1x .

Після диференціювання групових рівнянь по φ одержимо наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} -u \sin \varphi_2 \cdot \varphi_2' + u' \cos \varphi_2 = 0; \\ u \cos \varphi_2 \cdot \varphi_2' + u' \sin \varphi_2 = y_A'; \\ -l_4 \sin \varphi_4 \cdot \varphi_4' - l_{AC} \sin \varphi_2 \cdot \varphi_2' = 0; \\ l_4 \cos \varphi_4 \cdot \varphi_4' + l_{AC} \cos \varphi_2 \cdot \varphi_2' = y_A'. \end{cases} \quad (8)$$

Якобіан системи групових рівнянь (7) має вигляд:

$$J = \begin{vmatrix} -u \sin \varphi_2 & 0 & \cos \varphi_2 & 0 \\ u \cos \varphi_2 & 0 & \sin \varphi_2 & -1 \\ -l_{AC} \sin \varphi_2 & -l_4 \sin \varphi_4 & 0 & 0 \\ l_{AC} \cos \varphi_2 & l_4 \cos \varphi_4 & 0 & -1 \end{vmatrix} = u \cdot l_4 \sin \varphi_4 + l_{AC} \cdot l_4 \sin(\varphi_2 - \varphi_4) \cdot \cos \varphi_2. \quad (9)$$

Дорівнюючи нулеві вираження (9), знаходимо геометричні розміри ланок, при яких дана структурна група є рухливою системою, тобто механізмом. Отримане рішення не є єдиним.

Наприклад, ця структурна група стає механізмом при наступних співвідношеннях постійних параметрів: $x_{O_2} = -130$ мм; $y_{O_2} = y_{O_3} = 0$; $x_{O_3} = 130$ мм; $l_{AC} = 50$ мм; $l_4 = 180$ мм. За рахунок наявних зазорів у кінематичних парах механізм здобуває рухливість. Локальна рухливість виникає при $\varphi_2 = \pi$, $\varphi_4 = 0$. При максимальному зазорі в шарнірі С рівним 0,3 мм механізм має рухливість у межах -30 мм $\leq y_A \leq 30$ мм.

Методами алгебри можливо знайти таке сполучення параметрів структурної групи Ассура, при якому вона вироджується, тобто стає механізмом з ненульовим ступенем рухливості. Для цього варто скласти функціональний визначник (якобіан) системи групових рівнянь і дорівняти його тотожно до нуля. Фактично рівність якобіану нулеві означає, що деякі з рівнянь тотожні або є функцією інших; отже, один зі зв'язків, накладених при утворенні кінематичних пар, пасивний.

Висновки

В дані роботи вирішувалась задача сформулювати методика синтезу плоского механізму із пасивними зв'язками аналітичним методом. Були

проаналізовані рівняння зв'язків і визначені геометричні розміри ланок, при яких структурна група є рухливою системою, тобто механізмом.

Список використаних джерел:

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / И. И. Артоболевский – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 639 с.
2. Левитская О.Н. Курс теории механизмов и машин : учеб. пособие для механ. спец. вузов / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985. – 279 с
3. Кожевников С.Н. Основания структурного синтеза механизмов / С. Н. Кожевников. – К. : Наук. думка, 1979.
4. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов / Л. Н. Решетов. – 2-е изд, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1972. – 256 с.
5. Теория механизмов и машин : учеб. для высш. техн. учеб. заведений / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В.Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.

Малинина Ю.В. «К вопросу синтеза механизмов с пассивными связями».

В статье решается задача синтеза механизма с пассивными связями аналитическим методом.

Ключевые слова: рычаговый механизм, механизм с пассивными связями, плоский механизм.

Малініна Ю.В. «К питанню синтезу механізмів з пасивними зв'язками».

У статті вирішується задача синтезу механізму з пасивними зв'язками аналітичним методом.

Ключові слова: важільний механізм, механізм з пасивними зв'язками, плоский механізм.

Malinina J.V. “To the question of synthesis of mechanisms with passive connections”.

In the article the task of synthesis of mechanism decides with passive connections by an analytical method.

Key words: lever mechanism, mechanisms with passive connections, plain mechanism.

Стаття надійшла до редакції 11 березня 2009 р.

УДК 621.914

©Мельниченко А. О., Скоркін А. О., Кондратюк О. Л.

РОЗРАХУНОК ШАРУ, ЩО ЗРІЗУЄТЬСЯ ПРИ ФРЕЗЕРУВАННІ СКЛАДНО-ПРОФІЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ

1. Постановка проблеми

До сьогоднішнього дня в машинобудуванні широко використовуються деталі, що містять складно-профільні поверхні, а саме: формотворні поверхні штампи, прес-форми, копії та ін.

З основних способів одержання деталей з такими поверхнями ставляться: лиття, штампування, різання. Але тільки обробка різанням, зокрема фрезерування, дозволяє одержати параметри поверхні, близькими до заданого та скоротити час наступного доведення. Дуже часто цей метод є можливим єдиним методом, це особливо важливо на даний момент, тому що більшість підприємств машинобудування перейшли на серійне або дрібносерійне виробництво. Одержання деталей фрезеруванням, при такому типі виробництва, найбільше економічно виправдано.

Звичайний технологічний процес обробки складно-профільних поверхонь містить у собі наступні операції: заготівельна, фрезерна, операція по доведенню. Остання виконується вручну, при цьому трудомісткість операції визначається вихідними параметрами поверхні після фрезерування. Тому, забезпечивши високий клас шорсткості на стадії фрезерування, можна скоротити час на доведення, що є найбільш трудомісткою частиною технологічного процесу.

2. Мета дослідження

Мета дослідження – визначення параметрів при фрезеруванні складно-профільних поверхонь

3. Основна частина

Багатокоординатна обробка кінцевими радіусними фрезами просторово-складних поверхонь, пов'язана з безперервною зміною такого геометричного параметра зони різання, як товщина зрізаємого слою. Зміна даного параметра пов'язана із траєкторією руху інструмента, криволінійністю ріжучої кромки. У свою чергу товщина зрізаємого слою, що, впливає на силу різання і, отже, на продуктивність обробки в умовах заданої точності.

У випадку суцільного рівномірного припуску зрізаєма стружка, знімаємо радіусною частиною криволінійного леза фрези, має серпоподібну форму зі змінною товщиною. Товщина шару, що зрізується при фрезеруванні визначається, як відстань між двома послідовними положеннями леза фрези, вимірювана в перетинах, перпендикулярних до криволінійного профілю інструмента.

Розрахунок товщини шару, що зрізується може проводитися по формулі:

$$a_M = S_z \sin \psi_M \sin \varphi_M, \quad (1)$$

де S_z — подача на зуб;

ψ_M — значення кута контакту зуба фрези для крапки М;

φ_M — кут профілю в розглянутій крапці ріжучої кромки.

По формулі (1) можна робити розрахунок товщини шару, що зрізується при обробці просторово-складних поверхонь, але лише для даного випадку – схеми фрезерування, коли ось фрези OZ перпендикулярна вектору руху подачі \bar{S} (див. рис. 1). При фрезеруванні поверхні, що перебуває під кутом ω до горизонтальної площини, товщина шару, що зрізується не може бути визначена по даній формулі, оскільки не дотримується умова перпендикулярності осі OZ до вектора руху подачі \bar{S} . Було проведене дослідження зміни геометрії зони різання та для визначення товщини шару, що зрізується у кожній крапці криволінійної ріжучої кромки при фрезеруванні похилої поверхні запропонована формула:

$$a_i = S_Z \sqrt{1 - (\pm \sin \varphi_i \sin \psi_i \sin |\omega| + \cos \varphi_i \cos \omega)^2 - \sin^2 \varphi_i \cos^2 \psi_i}. \quad (2)$$

Формула (2) служить для розрахунку товщини шару, що зрізується при фрезеруванні поверхні з рівномірним припуском. При фрезеруванні поверхні, що має східчастий припуск, сходи впливають на форму шару, що зрізується. Сходи утворюються перетинанням вертикальних Π_1^n і горизонтальних площин, кількість яких змінюється від 1 до n і залежить від висоти сходів і кута нахилу ω оброблюваної поверхні до горизонтальної площини. На (див. рис. 2) зображена розрахункова схема для визначення товщини шару, що зрізується при фрезеруванні просторово-складних поверхонь. Як видно з рисунка, при фрезеруванні східчастого припуску утвориться нерівномірний шар, що сильно змінюється уздовж профілю фрези товщина зрізаемого шару, що обмежена в нашому випадку областями **a**, **b** та **c** (кількість областей залежить від кутів нахилу оброблюваної поверхні, діаметра інструмента, подачі на зуб).

$$\varphi_{гран1} = \arctg \left(\frac{b_{nep1}}{g_{nep1}} \right); \quad \varphi_{гран2} = \arctg \left(\frac{b_{nep2}}{g_{nep2}} \right)$$

Для визначення товщини шару, що зрізується розглянемо області **a**, **b** та **c** (див. рис. 2). Область **a** утворена двома послідовними положеннями радіусної

частини інструмента зі зсувом рівним подачі на зуб S_z . Область **b** утворена двома послідовними положеннями радіусної частини інструмента зі зсувом рівним подачі на зуб S_z та обмежена горизонтальною площиною.

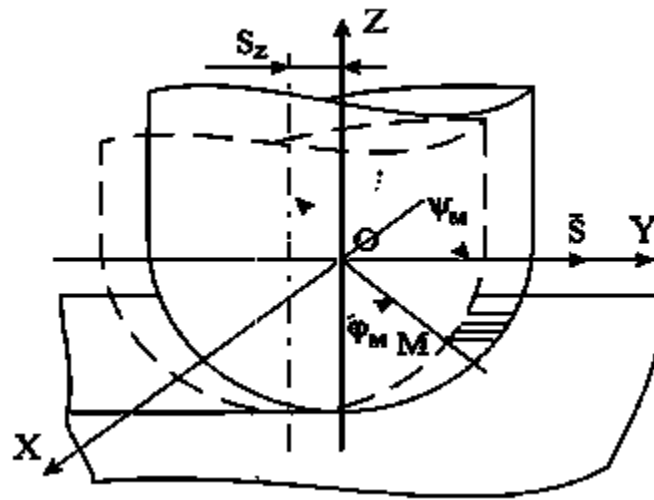


Рис. 1 – Схема фрезерування горизонтальної площини

Область **c** утворена перетинанням радіусної частини інструмента з вертикальною та горизонтальною площинами. У випадку розгляду областей **b** та **c** реальна товщина зрізаємого слою, що буде менше товщини зрізаємого слою, що розраховується по формулі (2), що не враховує східчасту конфігурацію припуску. Товщина шару, що зрізується розраховується, як різниця радіуса фрези R і радіуса-вектора, проведеного із центра фрези O_1 до вертикальної або горизонтальної площини.

Визначення положення розрахункової товщини шару, що зрізується здійснюється шляхом знаходження граничних кутів $\varphi_{гран1}$ та $\varphi_{гран2}$:

При розрахунку товщини шару, що зрізується при фрезеруванні просторово-складної поверхні можна виділити три випадки:

- радіус-вектор ρ_i (див. рис. 2) з кутом профілю φ_i перетинає горизонтальну площину сходи n ;
- радіус-вектор ρ_i (див. рис. 2) з кутом профілю φ_i перетинає вертикальну площину сходи $n+1$;

- радіус-вектор ρ_b (див. рис. 2) з кутом профілю φ_b не перетинає ні вертикальну, ні горизонтальну площини, що формують сходи.

Для першого випадку товщина шару, що зрізується визначається:

$$a_i = R - \left((n - 2)dy + A \frac{\sin(90 - \theta) \sin \varphi_i}{\sin(\psi + \theta)} \right) \quad (3)$$

де n — порядковий номер площини;

dy — ширина;

A — відстань, пройдена інструментом, із кроком рівним подачі на зуб;

θ — кут повороту щодо руху подачі.

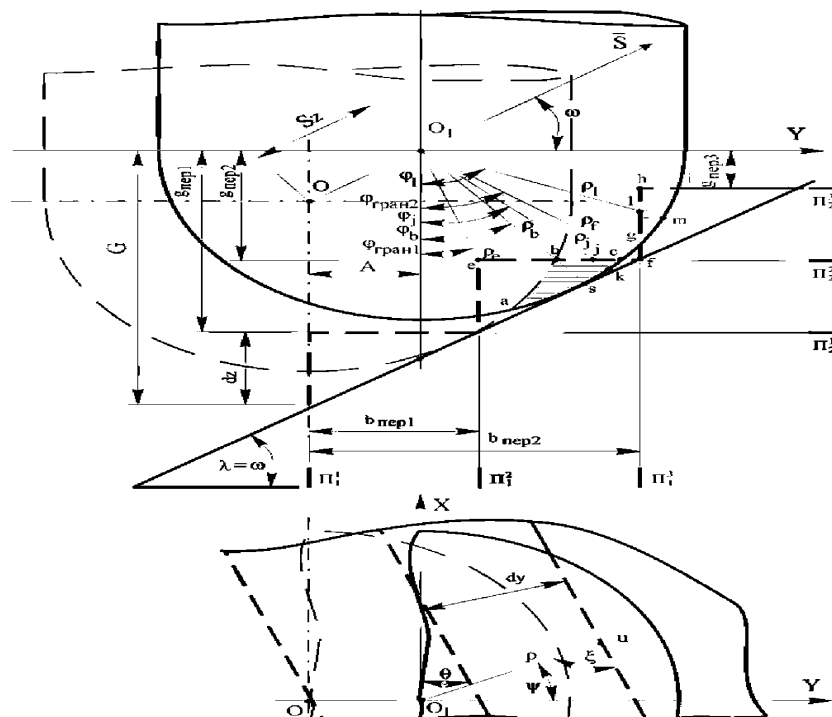


Рис. 2 – Розрахункова схема для визначення товщини шару, що зрізується при фрезеруванні просторово-складної поверхні

Для другого випадку товщина шару, що зрізується визначається:

$$a_j = R - \frac{G - \operatorname{tg} \lambda \times A - dz(n - 1)}{\cos_j}, \quad (4)$$

де G — відстань від початку координати;

λ — кут нахилу, оброблюваної поверхні до горизонтальної площини, розташований під кутом ψ (при $\psi = 90^\circ$ кут $\lambda = \omega$);

dz — висота.

У третьому випадку товщина зрізаного слою, що не обмежується площинами та визначається як відстань між двома послідовними положеннями інструмента. Розрахунок у цьому випадку робиться по формулі (2).

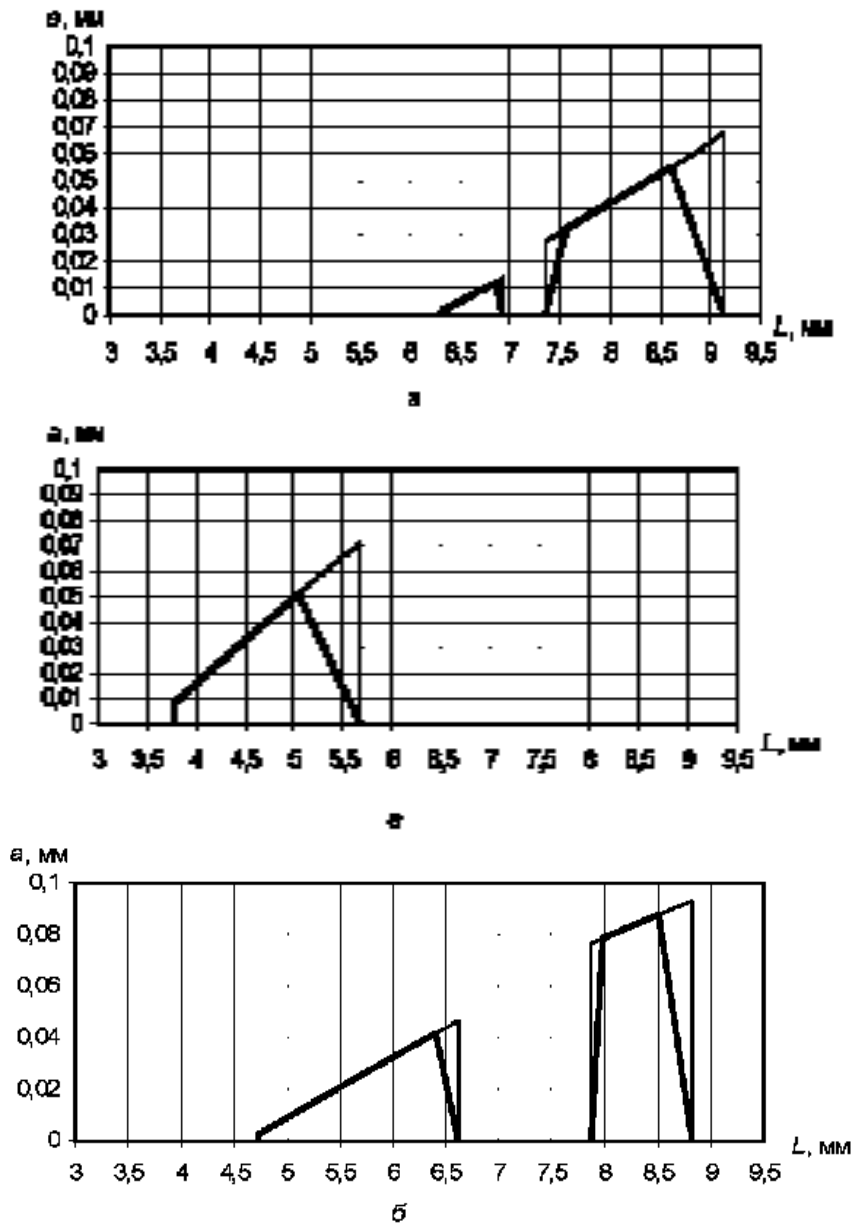


Рис. 3 – Графік зміни товщини зрізу вздовж ріжучої кромки при: **а** — $\omega=60^\circ$; $\psi=90^\circ$; **б** — $\omega=45^\circ$; $\psi=90^\circ$; **в** — $\omega=30^\circ$; $\psi=90^\circ$

Для аналізу обліку впливу на розрахунок товщини шару, що зрізується створена розрахункова програма для ЕОМ. За допомогою даної програми зроблений розрахунок товщини шару, що зрізується. Розрахунок вироблявся для кінцевої радіусної фрези з радіусом $R = 6$ мм, подачею $S_Z = 0,15$ мм/зуб,

висоти сходи 2 мм. Для різних кутів нахилу ω побудовані графіки зміни товщини шару, що зрізується "а" уздовж криволінійної ріжучої кромки довжиною L (рис. 3).

Висновки

З (див. рис. 2) видно значна зміна фактичної товщини шару, що зрізується на ділянках ріжучої кромки, які сполучаються з горизонтальними площинами. Формули (3) та (4) дозволяють зробити точний розрахунок товщини що зрізується при фрезеруванні просторово-складної поверхні. Аналіз результатів розрахунків по запропонованих формулах показав, що погрішність розрахункової величини зрізаємого шару по раніше існуючим формулам може перевищувати 50 % на граничних ділянках.

Список використаних джерел:

1. Батуєв В.А. Підвищення продуктивності та точності фрезерування просторово-складних поверхонь на верстатах з ЧПУ шляхом стабілізації сил різання : дис. ... канд. техн. наук / В. А. Батуєв ; Челябінськ. політехн ін-т.– Челябінськ, 1986.

Мельниченко А. О., Скоркин А. О., Кондратюк О. Л. «Расчёт срезанного слоя при фрезеровании сложно-профильных поверхностей».

В статье рассмотрен расчет срезанного слоя при фрезеровании сложно-профильных поверхностей. Сделаны выводы о целесообразности использования данных расчетов.

Ключевые слова: фрезерование, сложно-профильные поверхности, срезанный слой, толщина слоя.

Мельниченко А. О., Скоркин А. О., Кондратюк О. Л. «Розрахунок шару, що зрізується при фрезеруванні складно-профільних поверхонь».

В статті розглянуто розрахунок зрізаємого слою при фрезеруванні складно-профільних поверхонь. Зроблено висновки про доцільність використання даних розрахунків.

Ключові слова: фрезерування, складно-профільні поверхні, шар, що зрізується, товщина шару.

Melnichenko A. O., Skorkin A. O., Kondratyuk O. L. "Calculation cut layer under milling in a complicated difficulty-type of the surfaces".

In the article the considered calculation cut away sloyu at milling of difficulty-type surfaces. Conclusions are done about expedience of the use of these calculations.

Key words: milling, complicated difficulty-type of the surfaces, cut away layer, thickness of layer.

Стаття надійшла до редакції 26 лютого 2009 р.

УДК 621.95

©Сичов Ю.І., Лях Б.Г., Кондратюк О.Л.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОБРОБКИ ОТВОРІВ НА БАГАТООПЕРАЦІЙНИХ ВЕРСТАТАХ

1. Постановка проблеми в загальному вигляді

У виробництві машин і механізмів значну трудомісткість складає обробка основних і допоміжних отворів у корпусних деталях, які, в умовах багато номенклатурного виробництва, найбільш ефективно оброблювати на багатоопераційних верстатах (БВ) свердлильно-фрезерно-розточувальної групи.

2. Аналіз досліджень и публікацій за темою статті

Виявлені перспективні напрямки підвищення продуктивності свердління і розточування отворів на БВ, шляхом внесення значних змін до структури технологічної операції, що передбачає розробку і використання нового допоміжного інструменту для додаткового спрямування свердел під час роботи, а також використання дворізцевого розточування.

3. Мета роботи

Метою роботи є обґрунтування розробки засобів технологічного оснащення операцій обробки отворів на БВ, які дозволяють скоротити число технологічних переходів і різальних інструментів та підвищити ефективність обробки отворів.

4. Основний зміст

Обробка деталей на БВ має ряд особливостей, пов'язаних з широкими технічними можливостями цих прогресивних верстатів, тому технологічні процеси обробки основних отворів на них в деякій мірі відрізняються від обробки на звичайних верстатах.

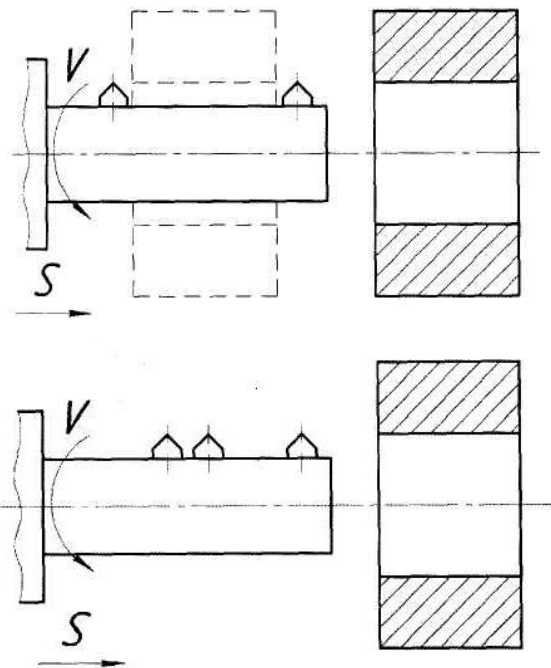
Основні отвори корпусних деталей у переважній більшості отримуються на заготівельних операціях з припуском на механічну обробку. Відлиті в чавуні або прошиті в сталі основні отвори доцільно оброблювати розточуванням різцем, встановленим в розточувальній оправці. Нерівномірність припуску при першому проході викликає відтискання і увід інструмента. Якщо перший прохід виконувати зенкером, то внаслідок нерівномірного припуску радіальна і тангенціальна складові сили різання, які виникають на кожному лезі інструменту, будуть неоднакові, рівнодіюча цих сил зміщується й уводить інструмент, а внаслідок і вісь оброблюваного отвору. При розточуванні отвору різцем нерівномірний припуск безперервно змінює діючу на лезо силу різання, зміщуючи різець до осі. В такому випадку увод і зміщення осі буде значно меншим. При чорновій обробці відлитих отворів необхідно віддавати перевагу розточуванню, а не зенкеруванню, хоча воно і продуктивніше розточування.

Перший прохід при обробці отворів великого діаметру доцільно виконувати фрезеруванням кінцевими фрезами по контуру отворів.

Нерівномірний припуск, який викликає перемінну по колу силу різання, буде зміщувати фрезу до осі, тим самим зменшуючи увод осі отвору.

Напівчистову і чистову обробку основних отворів, як правило, виконують розточуванням. Найбільше поширення отримала схема однорізцевого розточування. Це пов'язано з простотою налагодження розточувального інструменту, а в деяких випадках, наприклад при обробці глухих отворів, можлива тільки однорізцева обробка. Недоліком даної схеми обробки є її низька продуктивність, так для чорнової та чистової обробки необхідно використовувати декілька розточувальних оправок. На рис. 1 та 2 наведено схеми, на яких суміщено чорнову і чистову обробки.

Використання даних схем обробки дозволяє за один прохід виконувати чорнову і чистову обробку. Недоліком даних схем є необхідність значного збільшення довжини розточувальних оправок, що ускладнює їх використання на верстатах з автоматичною зміною інструменту і негативно впливає на точність оброблюваних отворів. Для зменшення довжини розточувальних оправок використовують схему обробки (рис. 1), у якій різці працюють одночасно.

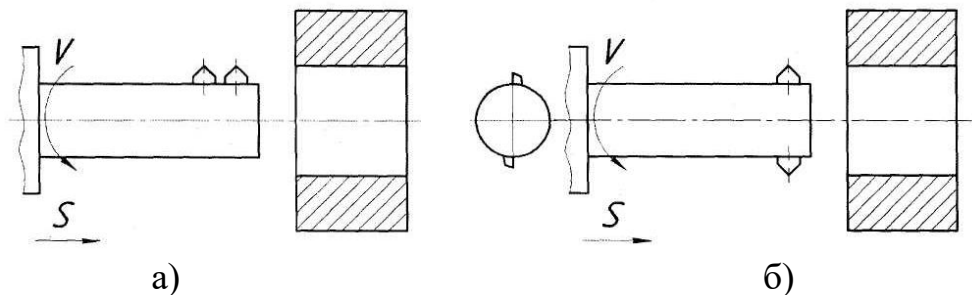


а)

б)

Рис. 1 – Суміщення чорнової та чистової обробки: а) дворіздева послідовна чорнова та чистова обробки; б) триріздева послідовна обробка одним чорновим та двома чистовими різцями.

Технологічні схеми обробки, наведені на рис. 1 та рис. 2, передбачають різні варіанти сполученої обробки, при цьому різці ділять між собою припуск. Продуктивність даних схем доволі висока, але подача інструменту при обробці таким способом обмежується висотою мікронерівностей, які утворюються після проходження чистового різця.



а)

б)

Рис. 2 – Суміщення чорнової та чистової обробки а) дворіздева послідовно-сполучена обробка чорновим і чистовим різцями; б) дворіздева обробка чистовими різцями.

Висновки

Необхідно розробити таку конструкцію дворіздевої оправки, перший різець якої буде знімати шар матеріалу, який дорівнює припуску на обробку, а другий різець буде знімати гребінці, що залишилися після проходу першим різцем. У цьому випадку глибина різання на першому різці повинна складати 0,1 - 0,5 мм, на другому різці 0,03 - 0,07 мм. Виходячи з цього, сили різання на різцях будуть різні та віджим різців від обробленої поверхні також буде неоднаковим. Це у свою чергу позитивно вплине на точність обробки та шорсткість поверхні отвору.

Список використаних джерел:

1. Решетов Д.Н. Точность металлорежущих станков / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман. – М. : Машиностроение, 1986. – 336 с.

2. Hinduja S. Assessment of Force-Induced Errors in CNC Turning / S. Hinduja // Annals CIRP. – 2003. –Vol. 52. N. 1. – P. 328 –332.

Сычев Ю.И., Лях Б.Г., Кондратюк О.Л. «Повышение эффективности обработки отверстий на многооперационных станках».

В статье рассмотрены возможные способы обработки отверстий на многооперационных станках. Представлены методы обработки отверстий с использованием многолезцовых оправок и сделан акцент на положительных качествах и недостатках данных державок. Также даны рекомендации по улучшению их конструкций.

Ключевые слова: обработка отверстий, многооперационный станок, многолезцовая оправка, производительность сверления, черновая обработка, чистовая обработка.

Сичов Ю.І., Лях Б.Г., Кондратюк О.Л. «Підвищення ефективності обробки отворів на багатоопераційних верстатах».

В статті розглянуті можливі способи обробки отворів на багатоопераційних верстатах. Представлені методи обробки отворів з використанням багаторізцевих оправок та зроблений акцент на додатніх якостях та недоліках даних державок. Також подані рекомендації по покращенню їх конструкцій.

Ключові слова: обробка отворів, багатоопераційний верстат, багаторізцевий оправок, продуктивність свердління, чорнова обробка, чистова обробка.

Sychov Y.I., Ljakh B.G., Kondratuk O.L. “Increasing of the porting efficiency by multioperation machines”.

In the article the possible ways of the porting by multioperation machines are considered. The ways of the porting with multibars using are presented and accent on

the merits and shortcomings of given toolholders are made. Also the prompts about improvement their construction are given.

Key words: ways of the porting, multioperation machine, porting with multibars using, productivity of drilling, roughing, finishing.

Стаття надійшла до редакції 15 травня 2009 р.

ОСОБЛИВОСТІ ГЕОМЕТРІЇ СВЕРДЕЛ ДЛЯ ОБРОБКИ ПОЛІМЕРНИХ МАТЕРІАЛІВ

1. Актуальність проблеми

У машинобудуванні широко застосовуються термопластичні і терморезистивні полімерні матеріали. Їх частка в загальному об'ємі виробництва деталей машин і приладів з кожним роком збільшується [1]. З них найширше використовуються полімери типу поліетилену, капрону, фторопласту і ряд композиційних полімерів.

Так, наприклад, застосування композиційних полімерних матеріалів в сучасних конструкціях дає істотний вигаш в масі, питомій міцності, довговічності і корозійній стійкості.

Ці матеріали застосовуються на практиці, як замітники металу, так і для виробництва оригінальних полімерних деталей. Із загального об'єму полімерних матеріалів, споживаних для заміни металів, 40...50% йде на виготовлення деталей автомобілів, приладів, рахункових машин і інших виробів загального машинобудування; 30...35% на виготовлення труб і стандартних профілів; 10... 15% - корпусов судів, деталей літаків, ракет [4].

Наприклад, використання подібних матеріалів дозволило понизити злітну масу ІЛ-62 на 17%, що рівнозначно підвищенню корисного навантаження на 5 т., збільшенні числа пасажирів на 30 осіб або дальності польоту - на 1000 км. [1].

2. Стан питання

Приведені приклади показують, що сучасні полімерні матеріали широко використовуються в різних галузях промисловості і область їх застосування розширюється.

Прогресивні методи виготовлення деталей з полімерів (литво під тиском, екструзія і т. д.) дозволяють отримувати вироби щодо високої точності і якості поверхні. У теж час у багатьох випадках об'єм механічної обробки залишається істотним.

Механічна обробка необхідна для досягнення необхідної точності і якості поверхні деталей і доведення їх до збірки кінцевого виробу. Це цілком виправдано, особливо при порівняно невеликих об'ємах дрібносерійного виробництва ідентичних виробів, коли розробка і виготовлення складних прес-форм виявляються економічно не вигідними.

При виготовленні виробів з полімерів часто потрібне застосування наступних видів механічної обробки: точіння; свердлення і розгортання; фрезерування; розрізання; шліфування і нарізування різьблення.

Проте, на жаль, робіт, присвячених механічній обробці деталей з полімерів дуже мало, що говорить про те, що цей процес вивчений недостатньо.

3. Виклад основного матеріалу

Відомо, що однією з найбільш поширених операцій механічної обробки полімерних матеріалів є свердлення. У плитах і пластинах - це свердлення різних отворів під кріпильні елементи і для інших експлуатаційних цілей; у оболонках - це, головним чином, свердлення великої кількості крізних і глухих отворів для штифто-болтового з'єднання оболонки з іншими елементами конструкції. Основні вимоги до отворів: точність в межах 10 - 13-го квалітетов, параметр шорсткості поверхні $R_z = 10...40$ мкм. При необхідності отримання отворів вищої точності, а головним чином, вищої якості їх поверхні іноді необхідно застосовувати операцію розгортання.

В зв'язку з цим розглянемо форми заточування ріжучої частини і конструкції свердел, що рекомендуються, з твердих сплавів для обробки полімерних матеріалів (табл. 1) [1]. Як видно з таблиці, форма ріжучої частини свердел для обробки полімерних матеріалів пропонується аналогічній формі свердел для обробки металів.

Так, наприклад, для свердел з твердих сплавів, призначених для обробки полімерів, рекомендуються наступні геометричні параметри ($2\varphi = 100^\circ...105^\circ$, α

$= 15^{\circ} \dots 200^{\circ}$, $\gamma = 10^{\circ} \dots 150^{\circ}$). У теж час ці кути для обробки металів мають набагато менші значення. При неправильно вибраних геометричних параметрах свердел і роботі з великими значеннями зносу свердел по задній поверхні якість поверхні на вході і виході свердла буде незадовільною.

Таблиця 1 – Форми заточування ріжучої частини і конструкції свердел, що рекомендуються, з твердих сплавів для обробки полімерних матеріалів

Форма ріжучої частини	Ескіз заточування ріжучої частини	Матеріал	Значення заднього кута α , град.
Спіральна з нормальною заточуванням (НПЛ)		Стекло -, вугілля - і боропластик	20
		Метали	6
Спіральна з подвійною заточуванням (ДПЛ)		Стекло -, вугілля - і боропластик	15
		Метали	8
Спіральна з підрізуванням перемички (ПРК)		Стекло-пластик (глухі отв.)	15
		Метали	6

Приведені вище рекомендації стосуються композиційних полімерів, а для обробки вязкоупругих полімерів типу поліетилену, капрону, фторопласту, гуми

слабо представлені в технічній літературі і скористатися цими даними на практиці не представляється можливим.

Другою відмінністю при обробці полімерів від обробки металів виступає критерій критичного затуплення інструменту. Якщо для обробки сталей затуплення інструменту надає менший вплив на якість отримуваних отворів, то для полімерів воно істотне.

Інтенсивне зношування свердел при обробці полімерних матеріалів обумовлене поряд причин, до яких належать тертя стружки і заготівки про поверхню інструменту, пластична деформація і викришення ріжучої кромки, абразивна дія армуючих волокон і т.д. В результаті зносу знижуються точність і якість обробки, особливо на вході і виході свердла, а також продуктивність із-за частої зміни інструменту. У таблиці 2 представлені дані про допустимий знос свердел при обробці композиційних полімерів [1]. Знос свердел відбувається по задній поверхні ріжучої кромки. Вимірювання зносу проводиться за допомогою оптичних приладів контролю. Аналіз даної таблиці показує, що допустимий діапазон затуплення дуже малий ($\sim 0,05$ мм) і тому потрібні додаткові дослідження по виявленню впливу інших чинників на зносостійкість свердел.

Таблиця 2 – Критерії затуплення свердел при обробці полімерних матеріалів

Оброблюваний матеріал	Матеріал ріжучої частини свердла	Критерій затуплення свердел, мм
Стеклопластик	P6M3, P6M5, P9Ф5K5, P12, P6M5K5	0,15.. .0,20
	BK3, BK3-M, BK4, BK6-M, BK8	0,10.. .0,15
Боропластик	BK3, BK3-M, BK6-M, BK8	0,25...0,30
Вуглепластик	P6M3, P6M5, P12, P6M5K5, BK3, BK3-M, BK4, BK8	0,10.. .0,15

Досвід показує, що процес різання полімерних матеріалів істотним чином відрізняється від процесу різання металів [1]. Ця відмінність пояснюється головним чином специфічними властивостями самих оброблюваних матеріалів: анізотропія їх властивостей, їх відносно низька твердість і дуже низька в

порівнянні з металами теплопровідність. Наявність полімеру в матеріалі і його неминуча деструкція під дією механічних і термічних навантажень приводить до специфічних явищ в зоні різання, яке відсутнє при різанні металів. Навіть простого перерахування характерних явищ, супутніх цьому процесу, достатньо для того, щоб зробити вивід про необхідність його всебічного дослідження.

Список використаних джерел:

1. Баранчиков В. И. Обработка специальных материалов в машиностроении: справочник / В. И. Баранчиков, А. С. Тарпанов, Г. А. Харламов. – М.: Машиностроение, 2002. – 264 с.
2. Потураев В. Н. Резание труднообрабатываемых материалов / В. Н. Потураев. – М.: Высшая школа, 1974. – 185 с.
3. Гуревич Я. Л. Режимы резания труднообрабатываемых материалов : справочник / Я. Л. Гуревич, М. В. Горохов, В. И. Захаров. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1986. – 240 с.
4. Степанов А. А. Обработка резанием высокопрочных композитных полимерных материалов / А. А. Степанов. – К.: Знание, 1987. – 176 с.

Тарасюк А.П., Кондратюк О.Л., Сичев Ю.І. «Особенности геометрии сверл для обработки полимерных материалов».

В статье рассматриваются особенности геометрии сверл при обработке полимеров. Дается обзор области применения полимерных материалов. Рассматриваются особенности механической обработки полимерных материалов. Приводится критерий износа режущего инструмента при обработке полимеров.

Ключевые слова: сверло, механическая обработка, полимерный материал, критерий затупления.

Тарасюк А.П., Кондратюк О.Л., Сичев Ю.І. «Особливості геометрії свердел для обробки полімерних матеріалів».

У статті розглядаються особливості геометрії свердел при обробці полімерів. Дається огляд області застосування полімерних матеріалів. Розглядаються особливості механічної обробки полімерних матеріалів. Приводиться критерій зносу ріжучого інструменту при обробці полімерів.

Ключові слова: свердло, механічна обробка, полімерний матеріал, критерій затуплення.

Tarasjuk A.P., Kondratyik O.L, Sychev J. I. «Features of geometry of drills for treatment of polymeric materials».

In the article the features of geometry of drills are examined at treatment of polymers. The review of application of polymeric materials domain is given. The features of tooling of polymeric materials are examined. A criterion over of wear of cutting instrument is brought at treatment of polymers.

Key words: drill, polymeric materials, tooling, criterion of wear.

Стаття надійшла до редакції 25 березня 2009 р.

УДК 621.9:001.895

©Холод А.В., Тарасюк А.П.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЧИСТОВОЙ ОБРАБОТКИ НОВЫМ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫМ НАНОМАТЕРИАЛОМ «ВОЛЬКАР»

1. Постановка проблемы

Развитие машиностроения тесно связано с главной технической задачей применения новых технологий и материалов с целью интенсификации производства и достижения высокого качества продукции, а также автоматизацией производственных процессов. Особое значение в

машиностроении приобретают эффективные технологии механической обработки новых материалов с повышенными прочностными и эксплуатационными свойствами. К числу наиболее труднообрабатываемых материалов относятся твердые сплавы, в частности вольфрамсодержащие, в связи с их широким применением для изготовления режущего инструмента.

В связи с тем, что в современной промышленности и технике все более широкое применение находят труднообрабатываемые сплавы и материалы, актуальным становится вопрос повышения работоспособности и долговечности этих инструментальных материалов [1, 2]. В качестве нового материала был исследован «ВОЛЬКАР».

2. Цель исследования

На кафедре резания НТУ «ХПИ» были проведены исследования обрабатываемости материала «ВОЛЬКАР». Исследования, заключались в определение коэффициента шлифования данного материала и сравнение его обрабатываемости и износостойкости с другими материалами данной группы (ВК6, Т5К10, твердосплавная пластина с покрытием производства «Сандвик Кормант»(Швеция)). С помощью данной методики, разработанной на кафедре резания НТУ «ХПИ», мы определяем обрабатываемость материала, вводя соответствующий коэффициент шлифования разработанный под руководством профессора Узуныяна М.Д.

3. Основное содержание

Коэффициент шлифования $K_{ш} = \frac{P_z}{P_y}$ отражает процесс резания в динамике, а так же учитывает свойства обрабатываемого материала и состояние рабочей поверхности круга.

Коэффициент шлифования, как правило, меньше единицы, а при определенных условиях его значение может приближаться к коэффициенту трения пары - притупленный шлифовальный круг и обрабатываемый материал.

При больших значениях коэффициента шлифования взаимодействие абразивного инструмента с материалом более эффективно. Следует также отметить, что в условиях упругого шлифования большему значению силы P_z соответствует лучшая обрабатываемость материала, так как тангенциальное усилие определяется суммарным мгновенным сечением среза.

Измерение силы P_z при постоянной задаваемой силе P_y осуществлялось с помощью специального динамометра, устанавливаемого на приспособление для упругого шлифования. Изучение влияния различных факторов и условий взаимодействия на силы резания позволило оценить коэффициенты шлифования. Для сравнения результатов полученных исследований наноматериала «ВОЛЬКАР» использовали традиционный твёрдый сплав с кобальтовой связкой марки ВК6 (см. рис.1).

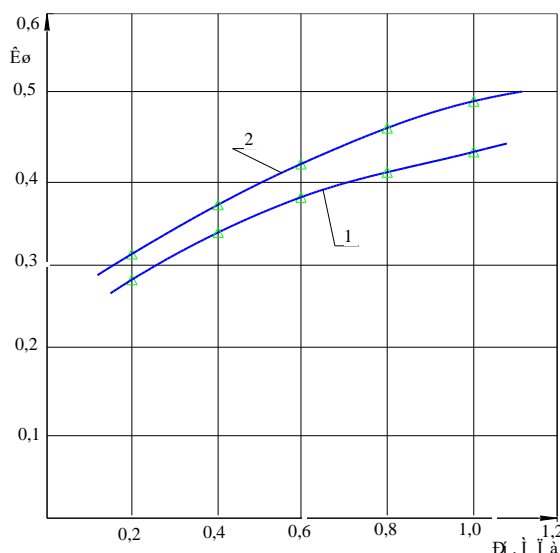


Рис. 1 – Влияние нормального давления на коэффициент шлифования: 1 - ВОЛЬКАР; 2 - ВК6. Условия обработки: $V=25$ м/с; круг 12A2-45⁰ АС6 100/80 МІ-01-4

Из рис. 1 видно, что коэффициент шлифования для «ВОЛЬКАРА» меньше чем для ВК6, что свидетельствует о том, что инструмент, при обработке исследуемого материала «ВОЛЬКАР» находится в более жестких условиях.

Так, например, при обработке закаленной стали с большим содержанием никеля при скорости 150 м/мин температура достигает 1000 °С. При такой температуре активируются физико-химические процессы взаимодействия

инструментального и обрабатываемого материала, особенно диффузионные. Распределение механизмов износа при обработке стали 12X18H10 приведено на рис. 2 [1]. Проведенные испытания при обработке режущими пластинами «ВОЛЬКАР» из монокарбида вольфрама без связки показали, что распределение механизмов износа подобное, однако в связи с тем, что материал имеет достаточно высокую твердость, снижается фактор абразивного износа.

Новый инструментальный материал «ВОЛЬКАР» на основе монокарбида вольфрама показал высокую твердость и износостойкость, сопоставимую с инструментальными материалами на основе кубического нитрида бора. Сравнительные испытания проводились с применением различных инструментальных материалов [2, 3]. Результаты проведенных испытаний показаны на рис. 3.

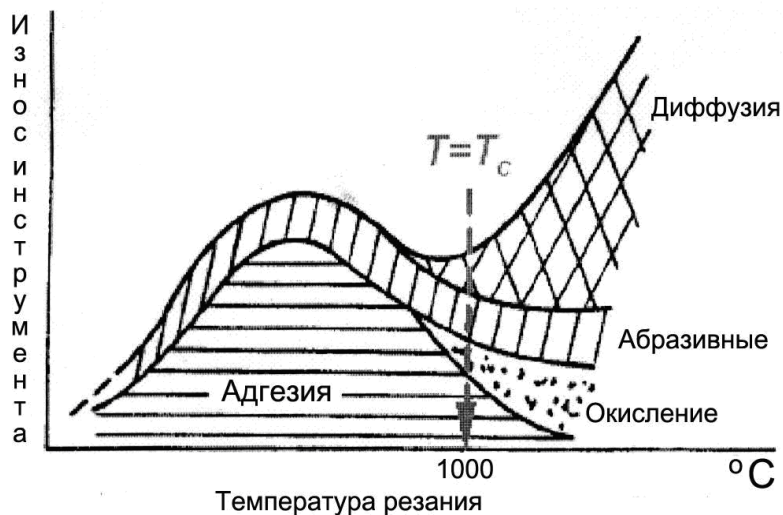


Рис. 2 – Механизмы износа инструментального материала ВОЛЬКАР при обработке стали 12X18H10 с твердостью HRC 56...58.

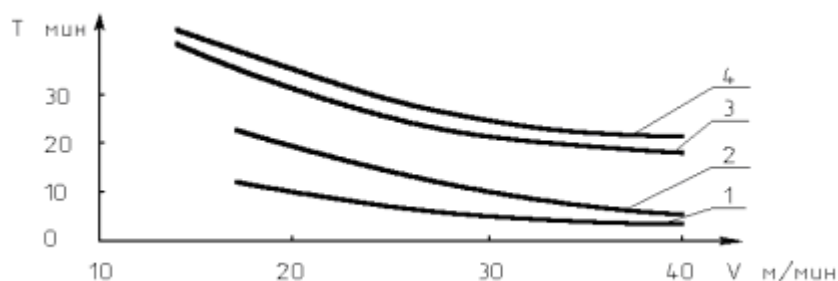


Рис. 3 – Зависимость стойкости инструментальных материалов от скорости резания при обработке Ферротитанита–S: 1 – пластина T5K10; 2 – твердосплавная пластина с покрытием производства «Сандвик Коромант»(Швеция); 3 – ВолКар; 4 – VN – «Валенайт»(США).

Обработку Ферротитанита-S пластиной из нитрида бора проводили при скоростях $V=10, 20$ и 40 м/мин, подаче $S = 0,1$ мм/об и глубине резания $t=0,2$ мм. Наибольшая интенсивность изнашивания пластин по задней поверхности наблюдалась при точении со скоростью 40 м/мин, наибольшая стойкость при 10 м/мин – $25-26$ мин для одной режущей кромки. За критерий износа принимался износ по задней поверхности $h_{из} = 0,4$ мм. Использовались пластины ВОЛЬКАР с передним углом $\gamma-5^\circ$ и задним углом $\alpha-5^\circ$. Для точения инструментами на основе твердых сплавов подача и глубина оставались неизменными: $S = 0,1$ мм/об, $t=1$ мм. Скорость резания принималась равной 10 и 20 м/мин. При обработке неперетачиваемыми твердосплавными пластинами с покрытием производства компании «Сандвик Коромант» (Швеция) из-за возникновения сильного абразивного действия обрабатываемого материала на поверхность покрытия происходит интенсивное изнашивание, особенно при обработке высокими скоростями резания. На рис. 3 показан характер износа режущих пластин. В исследованиях при скорости 10 м/мин стойкость режущей кромки твердосплавной пластины производства «Сандвик Коромант» составила $10 - 12$ мин, разработанный новый инструментальный материал на основе монокарбида вольфрама при тех же режимах резания показал стойкость почти в три раза выше.

Износ пластин на основе монокарбида вольфрама также абразивный, однако при скоростях резания 40 м/мин и более периодически образуется небольшой нарост, который исчезает в случае применения СОТС.

Характер износа твердосплавных пластин на основе карбида вольфрама производства «Сандвик Коромант» (Швеция) и T15K10 производства Кировоградского Завода Твердых Сплавов абразивно-адгезионный, при этом на передней поверхности постоянно образуется нарост. Применение СОТС позволяет избежать образования нароста, однако в этом случае образуется ярко выраженная лунка износа, что в конечном итоге приводит к обсыпанию режущей кромки при образовании площадки износа по задней поверхности более $0,8$ мм. Износ пластин на основе монокарбида вольфрама «ВОЛЬКАР» производства «Кермет-У» (Украина) и на основе кубического нитрида бора фирмы «Валенайт» (США) –

преимущественно абразивный. При скоростях резания 40 м/мин и более износ для пластин из монокарбида вольфрама «ВОЛЬКАРА» абразивно-диффузионный. Этим можно объяснить образование небольшой лунки износа на передней поверхности, которая отделяется неизношенной площадкой от режущей кромки. Сечения по лунке износа в данной пластине свидетельствуют об отсутствии пластической деформации сдвига материала. Известно, что скорость диффузионного износа зависит от скорости диффундирования атомов из инструмента в материал заготовки. Несмотря на то, что атомы углерода малы и могут быстро перемещаться между атомами железа, в материале режущей пластины они прочно связаны с вольфрамом и не могут перемещаться самостоятельно. Равномерный износ карбидных зерен подтверждает возможность диффузионного износа. В связи с тем, что в режущей пластине на основе монокарбида вольфрама отсутствует кобальт, износ по задней поверхности происходит значительно медленнее, чем, к примеру, у пластин T15K6. Исследования влияния формы и размеров исследуемых пластин показали, что период стойкости по критерию допустимого износа для различных пластин имеет сходную зависимость от глубины резания. Подача в пределах от 0,05 до 0,1 мм/об практически не влияет на износ исследуемых пластин. Однако при повышении значения подач более 0,1 мм/об, происходит изменение характера стружкоотделения. В частности, при обработке пластинами на основе монокарбида вольфрама ВОЛЬКАР увеличивается длина стружки надлома и налипание друг к другу, что создает видимость сливной стружки. Это, по-видимому, объясняется более низким коэффициентом трения, между передней поверхностью инструмента и обрабатываемым материалом. У других исследуемых инструментальных материалов такой эффект не наблюдается даже в случае применения охлаждающей жидкости.

Таким образом, проведенные испытания показали, что новый инструментальный материал на основе монокарбида вольфрама «ВОЛЬКАР», имеет достаточно высокую износостойкость и перспективен при обработке труднообрабатываемых материалов.

Применение данного инструментального материала позволяет в несколько раз увеличивать производительность обработки по сравнению с традиционно

используемыми твердосплавными материалами. С целью расширения диапазона использования разработанного материала были проведены исследования по его усовершенствованию, в частности были апробированы различные добавки нанопорошков оксида алюминия [2]. Лучшие режущие свойства продемонстрировал. За критерий износа принимался износ по задней поверхности $h_{из} = 0,4$ мм, данные сведены в табл. 1.

Из табл. 1 видно, что режущие пластины, полученные из смеси нанопорошков оксида алюминия (50 мас. %) и карбида вольфрама (50 мас. %) имеют более высокую износостойкость, чем оксидно-карбидная керамика с добавками оксида циркония марки ВОК71 (ГОСТ 26630 – 85). Это объясняется высокой твердостью и прочностью материала, которые являются следствием его тонкой структуры и прочности границ между зернами.

Таблица 1 – Сравнительная стойкость к износу некоторых труднообрабатываемых инструментальных материалов

Материал режущей части	Скорость резания V, м/мин	Подача s, мм/об	Глубина резания t, мм	Стойкость T, мин
ВОК 71	80	0,075	0,5	80
WC – 50мас.% Al ₂ O ₃	80	0,075	0,5	85
ВК6	80	0,75	0,5	50

Выводы

1. Применение материала «ВОЛЬКАР» позволяет заменить дорогостоящие материалы на основе алмаза, и значительно снизить затраты на режущий инструмент в процессе обработки.

2. Обработка труднообрабатываемых материалов сопровождается значительным износом режущей части инструмента. При обработке таких материалов пластинками твердых сплавов, такими как ВК6 и Т5К10, и «ВОЛЬКАРОМ» показало, что износ режущей части пластины «ВОЛЬКАРА» намного ниже, чем у твердых сплавов.

Список использованных источников:

1. Семко М. Ф. Интенсифицированные методы алмазно-абразивной обработки инструментами из сверхтвёрдых материалов / М. Ф. Семко // Пути повышения производительности, качества и эффективности процессов абразивной, алмазной и эльборной обработки в машиностроении : тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. Москва, 23-25 ноября 1976 г.) / НИИМАШ. – М., 1976. – С. 21–24.

2. Андриевский Р. А. Нанокompозиты на основе тугоплавких соединений / Р. А. Андриевский, В. С. Урбанович // 1-я Всероссийская конференция по наноматериалам «НАНО-2004», Москва, 17-21 декабря 2004 г.: сб. докл. / ИМЕТ РАН. – М., 2004. – С. 23–27.

3. McCandlish L. E. Processing and properties of nanostructured WC—Co / L. E. McCandlish, B. N. Kear, B. K Kim // Nanostr. Mat. – 1992. – V. 1, N 2. – С. 119–124.

Холод А.В., Тарасюк А.П. «Исследование процесса чистовой обработки новым инструментальным наноматериалом «ВОЛЬКАР».

В статье рассматривается применение нового наноструктурного инструментального материала «ВОЛЬКАР» для обработки труднообрабатываемых материалов, возможность замены дорогостоящих материалов на основе алмаза.

Ключевые слова: чистовая обработка, режущий инструмент, наноматериал, режущая пластина, износостойкость.

Холод О.В., Тарасюк А.П. «Дослідження процесу чистової обробки новим інструментальним наноматеріалом «ВОЛЬКАР».

У статті розглядається застосування нового наноструктурного інструментального матеріалу «ВОЛЬКАР» для обробки важкооброблюваних матеріалів, можливість заміни дорогих матеріалів на основі алмазу.

Ключові слова: чистова обробка, різальний інструмент, наноматеріал, пластина, що ріже, зносостійкість.

Kholod A.V., Tarasyuk A.P. «Research of process of clean treatment new instrumental nanomaterial of «Volkar».

In the article application of new nanostructured instrumental material of «VOLKAR» is examined for treatment of hard-processing materials, possibility of replacement of expensive materials on the basis of diamond.

Key words: finishing, cutting tool, nanomaterial, cutting plate, wear resistance.

Стаття надійшла до редакції 14 травня 2009 р.

УДК 621.91

©Чернякова О.В., Маршуба В.П.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ И АДГЕЗИОННОЙ СОСТАВЛЯЮЩИХ СИЛЫ ТРЕНИЯ ПО ЗАДНЕЙ ПОВЕРХНОСТИ СПИРАЛЬНОГО СВЕРЛА НА МОДЕЛИРУЮЩЕЙ УСТАНОВКЕ

1. Постановка проблемы

По данным работ А.Я. Котлярова и др. [1], И.В. Крагельского и др. [2] известно, что адгезионное взаимодействие на контактных поверхностях инструмента приводит к цикличности нагрузок (вибрации), дестабилизирует силу резания и коэффициент трения в зоне контакта, способствует возникновению усталостных разрушений и отрыву микро - и макрочастиц инструментального материала. Следовательно, силы адгезии инициируют возникновение таких физических явлений: как образование и рост наростов, износ контактных площадок инструмента и обрабатываемых деталей, пакетирование стружки и др.

Исходя из того, что наросты возникают в результате совместного действия высоких температур и больших контактных напряжений, часто по интенсивности их образования судят об адгезионном взаимодействии инструментального и обрабатываемого материалов. Это может привести к

ошибочным выводам по доле адгезионного взаимодействия в силе резания, но так как наросты возникают в результате не только адгезионного, но и механического взаимодействия (при заклинивании небольших объемов приконтактного слоя металла в микронеровностях поверхности инструмента). При этом поверхностные слои обрабатываемого материала, в связи с высокой скоростью деформации, сильно упрочняются, и разрушение стружки при трении будет происходить в нижележащих слоях, а внедрившиеся частицы металла останутся на поверхности $A\gamma$ даже при небольшом адгезионном взаимодействии. Это явление наблюдается в виде белого налета на рабочей части сверла даже после его непродолжительной эксплуатации, причем увеличение интенсивности наблюдается по направлению к вершине инструмента, что и подтверждает данное предположение.

Установить цикличность образования наростов на контактных поверхностях (передняя и задняя) инструмента можно лишь на основе количественной оценки адгезионной и механической составляющей силы трения. Это позволит установить природу сил трения и тангенциальную прочность адгезионной связи, а также выявить и объяснить закономерности износа режущего инструмента и пакетирования стружки в стружечных канавках на основе действия составляющих силы трения.

Закономерности изменения тангенциальной прочности адгезионной связи зависят от нормальных контактных напряжений и величины температуры, как в зоне резания, так и в зоне обработки, т.е. для каждого избранного набора параметров значение τ_α будет постоянным, как для передней, так и задней поверхности. Тогда как закономерности изменения величин адгезионного и механического взаимодействия претерпевают, в зависимости от зоны действия, большие изменения, т.е. могут переходить из одного агрегатного состояния в другое. Следовательно, необходимо разделить задачу по исследованию механической и адгезионной составляющей силы трения разделить на две части: исследовав влияние составляющих силы трения, как по передней поверхности режущего инструмента, так и по задней.

При решении этой задачи определяли отдельно по передней и задних поверхностях изменение закономерностей тангенциальной прочности адгезионной связи от нормальных напряжений и температуры.

Необходимые сведения о природе образования пакетов стружки в стружечных канавках спиральных сверл, и количественная оценка величины силы трения при взаимодействии пар алюминий – быстрорежущая сталь, алюминий – нитрид и карбид титана в настоящее время приведены в работе [3]. Других данных по этому вопросу в отечественной и зарубежной литературе нет, кроме общих сведений о коэффициентах адгезии различных пар материалов, т.е. в них имеются отрывочные данные о взаимодействии различных материалов применительно к процессу чистого трения. Поэтому необходимо провести ряд исследований, направленных на определение адгезионной (тангенциальной) составляющей силы трения по передней поверхности на моделирующей установке [4].

2. Анализ последних исследований

Измерение составляющих механического и адгезионного взаимодействия силы трения, для разнообразных исследуемых пар материалов, по данным различных авторов [1...3], проводилось при разных значениях температуры, как в естественных условиях (на воздухе), так и вакууме, с охлаждением зоны контакта, так и без него, при трении или статическом контакте поверхностей под давлением.

Поэтому на базе существующих в настоящее время исследований по вопросу определения адгезионного взаимодействия силы трения, автором разработан метод, который основан на определении тангенциальной составляющей контактных напряжений (тангенциальной силы адгезионной связи) при трении исследуемых двух видов материалов. Опыты проводились в условиях заданных температур и других параметрах рассматриваемого процесса, которые соответствуют условиям протекания процесса резания при обработке глубоких отверстий [4].

3. Цель статьи

Определение величины адгезионной составляющей силы трения в процессе резания различных материалов по передней поверхности спирального сверла. Взяв за основу разработанный метод исследований составляющих силы трения, а также существующие закономерности взаимодействия физических явлений возникающих и протекающих в процессе резания, создать физическую и математическую модель процесса образования наростов на основе исследованного механизма механической и адгезионной составляющей силы трения.

4. Изложение основного материала

Экспериментальная установка [4] для определения адгезионной составляющей силы трения включает в себя: устройство для определения тангенциальной прочности адгезионной связи, динамометр, блок питания и реостат для нагревательных элементов, регистрирующую аппаратуру.

Во время проведения опытов использовали цилиндрический образец из различных марок литейных алюминия, имеющий центральное отверстие $\varnothing 5$ мм (рис. 1) с двух сторон. Кроме этого на образце выполнялись контактные поверхности в виде переходного конуса под углом 140° с торцовой поверхности на центральное отверстие.

Образец сжимали, между двумя инденторами из быстрорежущей стали Р6М5Ф3, либо между такими же инденторами с нанесенными на их рабочую поверхность износостойкими тонкими покрытиями, оксида или нитрида титана по ГОСТ 9.073–77.

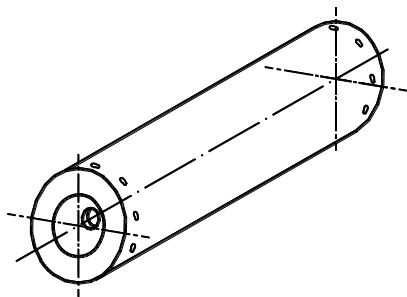


Рис. 1 – Образец для измерения тангенциальной прочности адгезионной связи из алюминиевых сплавов.

Измеряя усилие, необходимое для вращения образца, при различных температурах и давлениях, определяли удельную силу трения, которая при достаточно высокой геометрической точности контактных поверхностей сверл и низкой шероховатости, равна тангенциальной прочности адгезионной связи. Задние поверхности сверла затыловали под большим углом, чтобы

уменьшить до минимума величину контакта по задней поверхности. Переднюю поверхность инструмента шлифовали и полировали, обеспечив шероховатость поверхности $R_a=0,04...0,063$ мкм. Плотность контакта между образцом и сверлом осуществлялась путем врезания инструмента в поверхность заготовки.

Контактную зону сверл нагревали с помощью нихромовых нагревательных элементов, охватывающих их цилиндрическую поверхность. Температуру в зоне контакта контролировали с помощью восьми хромель-алюмелевых термопар, термоэлектроды, которых были установлены в радиальных отверстиях образца.

Сверло и образец перед проведением опытов обезжировали в кипящем толуоле и протирали активированным углем.

Рассчитанная по формуле $\tau_\alpha = \tau_o + \beta\rho$ тангенциальная прочность адгезионной связи $\Delta\tau_\alpha$ на поверхности $A\alpha$ будет иметь некоторое среднее значение, так как нормальные напряжения на контактных площадках изменяются по экспоненциальному закону. Поэтому нормальные напряжения на поверхности $A\alpha$ имеют наибольшее значение вблизи ГРК и на этом же участке контактной площадки будет максимальная тангенциальная прочность адгезионной связи.

Форма эпюры нормальных напряжений мало изменяется от условий обработки глубоких отверстий, согласно данных работы Е.М. Трента. Поэтому можно полагать, что изменение среднего значения тангенциальной прочности

адгезионной связи $\Delta\tau_a$, МПа на поверхности $A\alpha$ инструмента (табл. 1) в зависимости от скорости резания будет отражать изменение силы адгезионного взаимодействия на контактной площадке по поверхности $A\alpha$.

Определяли влияние скорости резания на адгезионную составляющую суммарной удельной силы трения $\tau_{a\alpha}$ (рис. 2), на адгезионную составляющую коэффициента трения $\mu_{a\alpha}$ (рис. 3) и соотношение адгезионной составляющей суммарной удельной силы трения $\tau_{a\alpha} / \Delta\tau_\alpha$ (рис. 4) на поверхности $A\alpha$.

По результатам анализа данных, полученных в процессе проведения экспериментов, было установлено, что на прочность адгезионного шва оказывают влияние два фактора: его тепловое разупрочнение и деформационное упрочнение под действием нормальных напряжений.

Таблица 1 – Суммарные значения тангенциальной прочности адгезионной связи $\Delta\tau_a$, МПа на поверхности $A\alpha$ стандартных сверл

	N, H	$\Sigma\Delta\tau_a$, МПа					ρ , МПа
		20°,С	100°,С	200°,С	300°,С	400°,С	
Р6М5Ф3	500	27,9	26,2	21,4	24,4	19,8	57,9
	1000	48,3	36,6	42,0	34,3	28,0	115,7
	1500	62,6	55,3	49,5	42,0	39,9	173,6
	2000	80,6	71,4	60,0	46,6	46,6	231,4
$\Delta\tau_a$, МПа		54,85	47,37	43,22	36,82	33,57	
Р6М5Ф3 +покрытие КОН Ti 6 изн.	500	20,9	19,8	19,8	17,7	15,7	57,9
	1000	35,6	37,0	26,6	26,0	20,8	115,7
	1500	57,5	47,1	42,2	31,2	25,7	173,6
	2000	65,8	62,6	52,6	40,3	37,5	231,4
$\Delta\tau_a$, МПа		44,95	41,62	35,3	28,8	24,92	
Р6М5Ф3 +покрытие КОН TiN 10 изн.	500	20,1	19,9	16,5	12,4	8,5	57,9
	1000	31,9	30,9	25,3	18,7	22,1	115,7
	1500	47,6	37,3	34,7	24,9	19,8	173,6
	2000	65,1	50,4	43,6	35,1	28,6	231,4
$\Delta\tau_a$, МПа		41,17	34,62	30,02	22,77	19,75	

Для литейных алюминиевых сплавов коэффициент упрочнения β с увеличением температуры ϑ С уменьшается. Поэтому преимущественное влияние оказывает снижение прочности мостиков схватывания под действием

возрастающей температуры в зоне резания. В результате прочность адгезионного шва в начале выбранного интервала скоростей резания несколько возрастает, а в конце интервала резко снижается. В связи с этим зависимость $\Delta\tau_a$ от скорости резания V , м/мин определяется характером изменения нормальных напряжений.

При обработке глубоких отверстий в литейных алюминиевых сплавах в интервале скоростей резания от 28,13 до 35,17 м/мин нормальные напряжения ρ возрастают в пять раз, что вызывает снижение прочности мостиков схватывания под действием возрастает увеличение $\Delta\tau_a$, в том же интервале скоростей резания в начале в два раза, а в конце интервала снижение до прежнего уровня. Уменьшение нормальных напряжений сопровождается снижением $\Delta\tau_a$.

Влияние скорости резания на адгезионную составляющую коэффициента трения $\mu_{a\alpha}$ (рис. 3) подобно ее влиянию на суммарный коэффициент трения. При глубоком безвыводном сверлении в литейных алюминиевых сплавах адгезионная составляющая коэффициента трения составляющую суммарной удельной силы трения $\tau_{a\alpha}$, МПа на поверхности $A\alpha$, при взаимодействии стали Р6М5Ф3, износостойких покрытий КОН Ti 6 изн. и КОН TiN 10 изн. с алюминиями $\mu_{a\alpha}$ уменьшается с увеличением скорости резания, что вызвано повышением нормальных напряжений.

Деформационная составляющая коэффициента трения $\mu_{\partial\alpha}$ на поверхности $A\alpha$ рассчитана по формуле: $\mu_{\partial\alpha} = \mu_{\alpha} - \mu_{a\alpha}$.

Коэффициент μ_{γ} находим из соотношения тангенциальной прочности адгезионной связи к нормальному напряжению по формуле М.Ф. Полетики:

$$\mu_{\alpha} = \frac{\tau_{\alpha}}{\rho}.$$

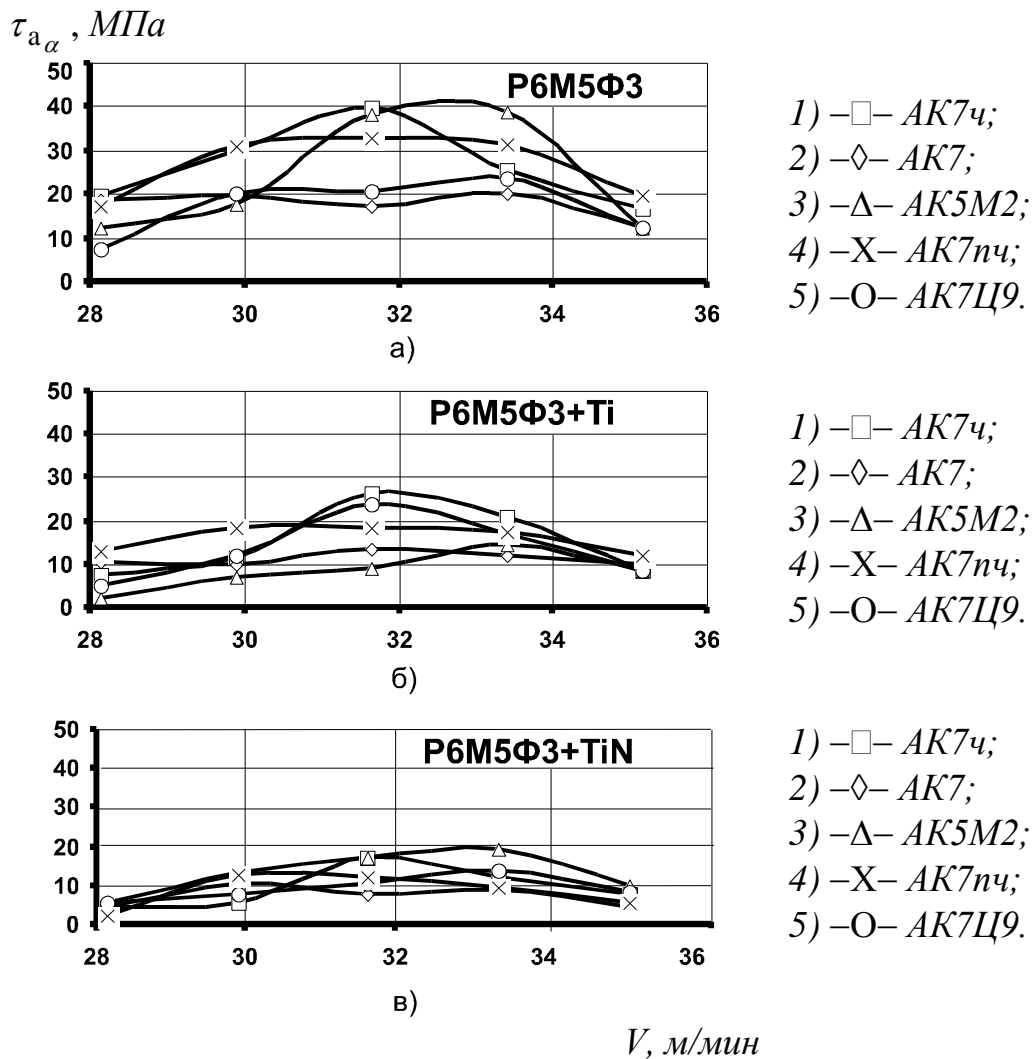


Рис. 2 – Влияние скорости резания на адгезионную составляющую коэффициента трения $\mu_{a\alpha}$ на поверхности $A\alpha$

Коэффициент трения $\mu_{\partial\alpha}$ в среднем изменяется в больших пределах от 0,01 до 0,15 для литейных алюминиевых сплавов при взаимодействии со сталью P6M5Φ3 и ИзТП. То есть значение среднего коэффициента трения μ_a на поверхности $A\alpha$, обусловлено преимущественно изменением коэффициента трения μ_γ на поверхности $A\gamma$, т.е. изменением адгезионной составляющей. Однако коэффициент трения $\mu_{\partial\alpha}$ для разных сплавов не одинаков, поэтому рассмотрим его для каждого конкретного случая.

При резании сплава АК7 влияние скорости резания на $\mu_{a\alpha}$ имеет нелинейный вид, коэффициент трения изменяется в пределах, от 0,47 до 0,13.

Наибольшее значение $\mu_{a\alpha}$ имеет при скорости резания 28,13 м/мин. При этом применение износостойких покрытий в среднем значение $\mu_{a\alpha}$ для покрытия Ti в 1,3 раза, а для TiN в 1,5 раза.

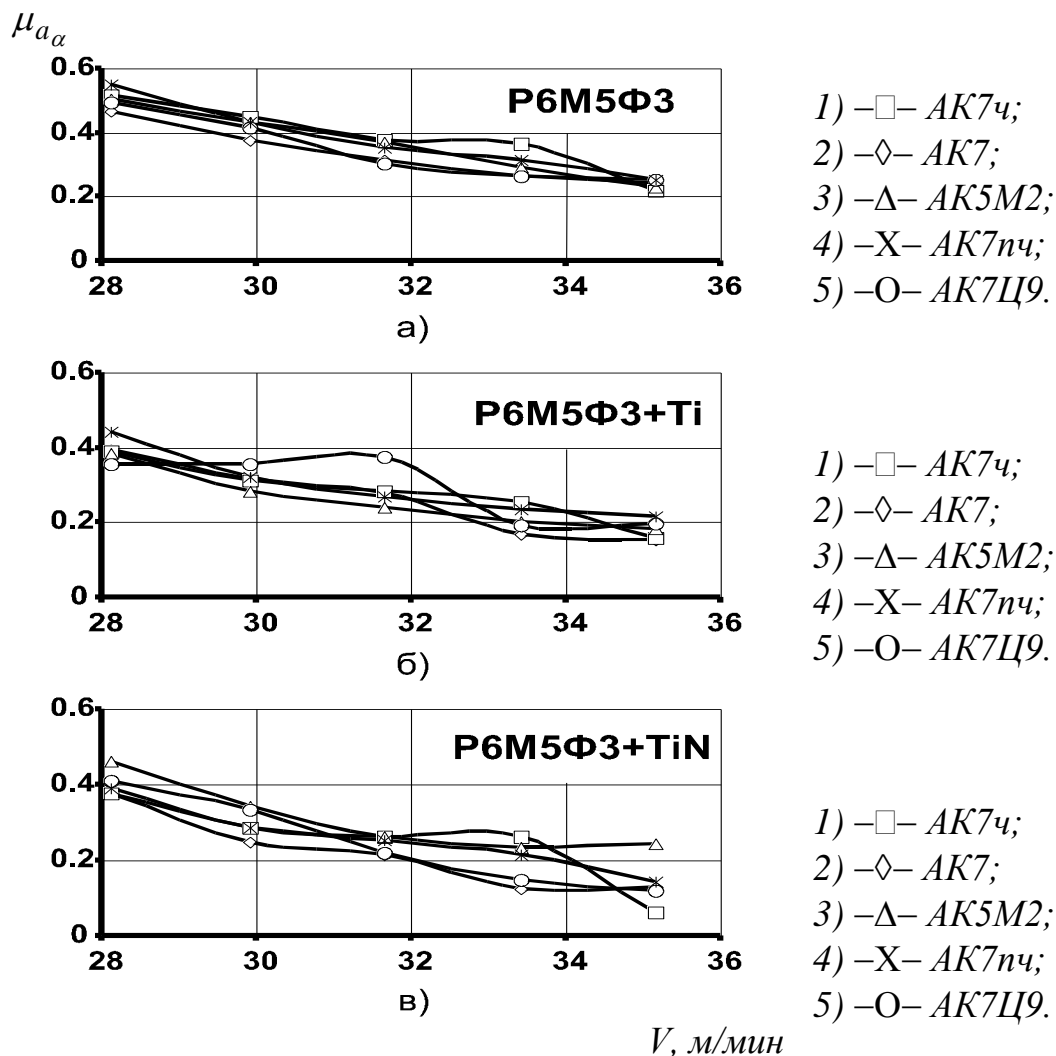


Рис. 3 – Влияние скорости резания на адгезионную составляющую коэффициента трения $\mu_{a\alpha}$ на поверхности $A\alpha$, при взаимодействии стали P6M5Ф3 (а), износостойких покрытий КОН Ti 6 изн. и КОН TiN 10 изн. с алюминиями

При резании сплава АК7ч влияние скорости резания на значение $\mu_{a\alpha}$ также имеет нелинейный вид, тогда как он изменяется в пределах от 0,52 до 0,06. Наибольшее значение $\mu_{a\alpha}$ имеет при скорости резания 28,13 м/мин. Применение покрытий Ti и TiN снижает в среднем значение $\mu_{a\alpha}$ на 1,4 и 1,5 раза соответственно.

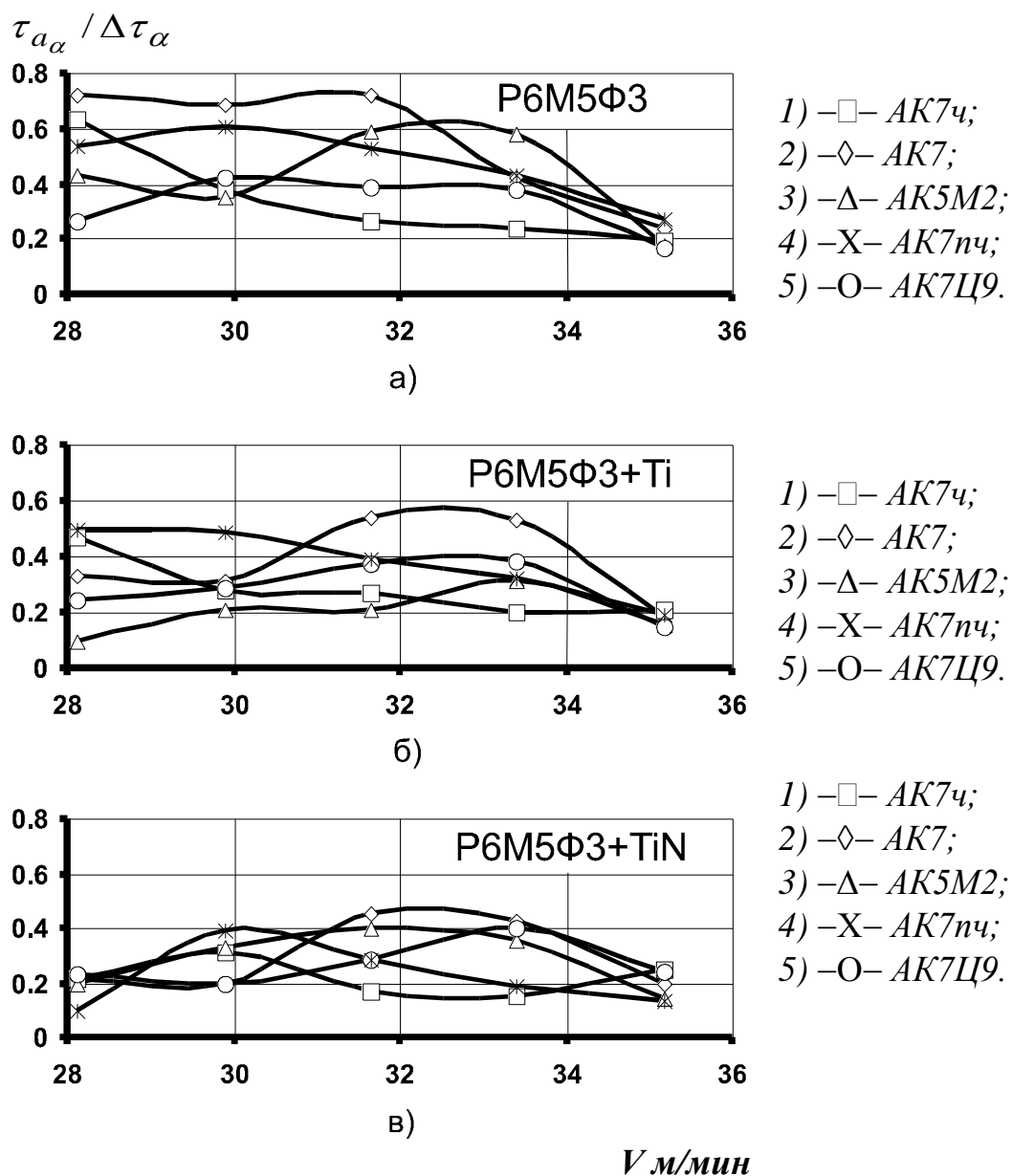


Рис. 4 – Влияние скорости резания на соотношение адгезионной составляющей к суммарной удельной силы трения на поверхности $A\alpha$, при взаимодействии стали P6M5Ф3 (а), покрытий КОН Ti (б) и КОН TiN (в) с алюминиями

При резании сплава АК7пч влияние скорости резания на значение $\mu_{a\alpha}$ имеет нелинейный вид, и изменяется в пределах от 0,5 до 0,2. Наибольшее значение $\mu_{a\alpha}$ имеет при скорости резания 28,13 м/мин. Применение покрытий Ti и TiN снижает в среднем значение $\mu_{a\alpha}$ на 1,4 и 1,2 раза соответственно.

При резании сплава АК5М2 влияние скорости резания на значение $\mu_{a\alpha}$ имеет нелинейный вид при взаимодействии со сталью P6M5Ф3 и покрытием

TiN, а при взаимодействии с Ti имеет ярко выраженный горообразный характер. Наибольшее значение $\mu_{a\alpha}$ имеет при скорости резания 28,13 м/мин, а для Ti 31,65 м/мин. Применение покрытий Ti и TiN снижает в среднем значение $\mu_{a\alpha}$ на 1,2 и 1,4 раза соответственно.

При резании сплава АК7Ц9 влияние скорости резания на значение $\mu_{a\alpha}$ имеет нелинейный вид, и изменяется в пределах от 0,56 до 0,2. Наибольшее значение $\mu_{a\alpha}$ имеет при скорости резания 28,13 м/мин. Применение покрытий Ti и TiN снижает в среднем значение $\mu_{a\alpha}$ на 1,3 и 1,2 раза соответственно.

При взаимодействии литейных алюминиевых сплавов со сталью Р6М5Ф3 и износостойких покрытий адгезионная составляющая коэффициента трения $\mu_{a\alpha}$ для этих сплавов не одинакова, это обусловлено в первую очередь наличием как в обрабатываемом так и инструментальном материале микровключений легирующих элементов и примесей, и их взаимодействием между собой.

Отношение адгезионной составляющей к суммарной силе трения $\tau_{a\alpha} / \Delta \tau_{\alpha}$ (см. рис. 4) характеризует вклад адгезионной связи в процесс фрикционного взаимодействия обрабатываемого и инструментального материалов, а также износостойким покрытием Ti и TiN. Отношение $\tau_{a\alpha} / \Delta \tau_{\alpha}$ имеет наибольшее значение при резании сплава АК7 инструментом из быстрорежущей стали. При увеличении скорости резания отношение адгезионной составляющей к суммарной силе трения уменьшается от 0,7 до 0,2. То есть в области относительно низких скоростей выбранного интервала преобладает молекулярное взаимодействие в зоне резания. А в области относительно высоких скоростей преобладает механическое взаимодействие микронеровностей поверхности инструмента с обрабатываемым материалом. При взаимодействии с Ti в отношении $\tau_{a\alpha} / \Delta \tau_{\alpha}$ в начале интервала скоростей резания преобладает адгезионное взаимодействие, при повышении скорости резания – механическое. При механическом и адгезионном взаимодействии с износостойким покрытием TiN со всеми этими сплавами, а

также при адгезионном взаимодействии обрабатываемого материала с быстрорежущей сталью, в этом интервале скоростей резания преобладает механическое взаимодействие. Следовательно, в этом случае основное влияние на интенсивность износа поверхностей $A\alpha$ будут оказывать силы адгезионного взаимодействия, а на характер разрушения адгезионные связи.

При резании сплава АК7ч инструментом из стали Р6М5Ф3 в интервале относительно низких скоростей резания (28,13...32,17 м/мин) преобладает адгезионное взаимодействие, тогда как при увеличении скорости резания преобладает механическое взаимодействие. При взаимодействии износостойкого покрытия Ti и TiN отношение $\tau_{a\alpha} / \Delta\tau_{\alpha}$ уменьшается от 0,5 до 0,2, то есть в этом интервале скоростей резания преобладает механическое взаимодействие силы трения. В этом случае основное влияние на интенсивность износа поверхностей $A\alpha$ будут оказывать силы механического взаимодействия микронеровностей поверхности инструмента с обрабатываемым материалом.

При резании сплава АК7пч инструментом из стали Р6М5Ф3, кривая графика отношений $\tau_{a\alpha} / \Delta\tau_{\alpha}$ имеет горообразный вид, то есть в избранном интервале скоростей резания преобладает адгезионное взаимодействие, тогда как при увеличении скорости резания в интервале от 31,65 до 33,41 м/мин преобладает адгезионное взаимодействие в зоне резания. При дальнейшем увеличении скорости резания вклад адгезионной составляющей несколько уменьшается для этих сплавов. Следовательно, адгезионное взаимодействие уменьшается, что обусловлено постоянством адгезионной составляющей удельной силы трения и уменьшением, в связи с тепловым разупрочнением адгезионной связи подрезцового слоя обрабатываемого материала и деформационной составляющей удельной силы трения. При взаимодействии этого сплава с покрытиями Ti и TiN преобладает механическое взаимодействие в интервале скоростей резания от 28,13 до 35,17 м/мин.

При резании сплава АК5М2 инструментом из стали Р6М5Ф3 в интервале скоростей резания (от 28,13 до 35,17 м/мин) отношение $\tau_{a\alpha} / \Delta\tau_{\alpha}$ изменяется от 0,5 до 0,1.

При резании сплава АК7Ц9 инструментом из стали Р6М5Ф3 в интервале скоростей резания от 28,13 до 35,17 м/мин отношение $\tau_{a\alpha} / \Delta\tau_{\alpha}$ снижается от 0,6 до 0,1. Вначале избранного интервала скоростей резания при взаимодействии с быстрорежущей сталью преобладает адгезионное взаимодействие, тогда как с повышением скорости резания начинает преобладать механическое. При взаимодействии обрабатываемого материала с покрытиями Ti и TiN преобладают силы механического взаимодействия. Следовательно, в этом случае основное влияние на интенсивность износа поверхностей $A\alpha$ инструмента при обработке литейных алюминия будут оказывать силы механического взаимодействия микронеровностей поверхности инструмента с обрабатываемым материалом.

Таким образом, на основе совместного анализа данных моделирования и установленных закономерностей изменения контактных характеристик в зоне резания, по поверхностям $A\alpha$, установлены соотношения адгезионной и механической составляющей в удельной силе трения, дающие представление о роли механического и адгезионного факторов в процессе фрикционного взаимодействия инструментального и обрабатываемого материалов. Очевидно что, чем выше тангенциальная прочность адгезионной связи по сравнению с суммарной силой трения, тем значительнее будет роль сил адгезии. Следовательно, можно сделать вывод, что при обработке литейного алюминиевого сплава марки АК7 основное влияние по поверхности $A\alpha$ на процесс трения оказывают силы адгезионного взаимодействия, тогда как при обработке литейных алюминия основное влияние по поверхности $A\alpha$ на процесс трения оказывают силы механического взаимодействия.

Список использованных источников:

1. Прочность адгезионной связи резца со стружкой при прерывистом резании сплавов титана / А. Я. Котляров [и др.] // Станки и инструмент. – 1979. – №9. – С. 19–21.
2. Крагельский И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 526 с.

3. Маршуба В. П. Адгезионное взаимодействие быстрорежущей стали с литейными алюминиевыми сплавами / В. П. Маршуба // "Высокие технологии в машиностроении: тенденции развития, менеджмент, маркетинг" : тр. VII Междунар. семинара, 24-28 сент. 1997 г./ Харьк. гос. политехн. ин-т. – Х., 1997. – С. 185–187.

4. Маршуба В. П. Моделирующая установка по определению адгезионной составляющей силы трения в процессе резания материалов / В. П. Маршуба, И. Б. Плахотникова, О. В. Маршуба // Вісник НТУ "ХПІ" : зб. наук. пр. – Х., 2008. – № 23: Темат. вип.: Технології в машинобудуванні. – С. 56–64.

Чернякова О.В., Маршуба В.П. «Определение механической и адгезионной составляющих силы трения по задней поверхности спирального сверла на моделирующей установке».

Статья посвящена определению тангенциальной прочности адгезионной связи и механической составляющей силы трения по задней поверхности спирального сверла на специально разработанной моделирующей установке. При анализе данных, полученных в ходе проведения экспериментов, было установлено: что исследуемые закономерности адгезионного и механического взаимодействия литейных алюминия с поверхностями $A\gamma$ и $A\alpha$ сверл из стали Р6М5Ф3, с нанесенными на них износостойкими покрытиями подчиняются биномиальному закону молекулярного трения. Сдвиговое сопротивление адгезионной связи экстремально изменяется в зависимости от температуры в связи с противоположным влиянием двух факторов: термической активацией адгезионного взаимодействия; тепловым разупрочнением мостиков схватывания.

Ключевые слова: адгезия; трение; спиральное сверло; тепло; мостики схватывания; задняя поверхность.

Чернякова О.В., Маршуба В.П. «Визначення механічної і адгезійної складових сили тертя по задній поверхні спірального свердла на моделюючій установці».

Стаття присвячена визначенню тангенціальної міцності адгезійного зв'язку і механічної сили тертя, що становить по задній поверхні спірального свердла на спеціально розробленій моделюючій установці. При аналізі даних, отриманих в ході проведення експериментів, було встановлено: що досліджувані закономірності адгезійної і механічної взаємодії ливарних алюмініїв з поверхнями $A\gamma$ і $A\alpha$ свердел із сталі Р6М5Ф3, з нанесеними на них зносостійкими покриттями підкоряються біноміальному закону молекулярного тертя. Сдвиговий опір адгезійному зв'язку екстремально

змінюється залежно від температури у зв'язку з протилежним впливом двох чинників: термічною активацією адгезійної взаємодії; тепловим разупрочненням містків схоплювання.

Ключові слова: адгезія; тертя; спіральне свердло; тепло; містки схоплювання; задня поверхня.

Chernyakova O.V., Marshuba V.P. «Determination mechanical and adhesion constituents of backe of friction on the front surface of spiral drill on the designing setting».

The article is devoted to determination of tangential durability of adhesion connection and mechanical making force of friction on the back surface of spiral drill on the specially developed designing setting. During the analysis of data, got experiments during in the process experiments it was stated that the probed conformities of adhesion and mechanical co-operation of castings aluminizes with the surfaces of $A\gamma$ and $i A\alpha$ of stud drills, with the wear proof coverage's inflicted on them submit to binominal law of molecular friction. Shearing resistance adhesion connection changes extremely depending on the temperature in connection with opposite influence of two factors: thermal activating of adhesion co-operation; and thermal softening bridges of grasping.

Key words: adhesion; friction; spiral drill; warm; grasping bridges; back surface.

Стаття надійшла до редакції 14 травня 2009 р.

УДК 621.923

©Емец Н.В.

ОПТИМИЗАЦИЯ ЧЕРНОВОГО ЭТАПА ВРЕЗНОГО ШЛИФОВАНИЯ

1. Актуальность вопроса

На круглошлифовальных врезных станках, работающих по настройке, реализуется в основном двуступенчатый цикл, включающий черновую и чистовую подачи. На черновом этапе выполняется основной сьем металла. Величина этого

съема зависит не только от принятой величины подачи, но и длительности участка врезания, определяемого жесткостью технологической системы станка.

В практике при назначении подачи, как правило, руководствуются рекомендациями, приведенными в [1]. Рекомендованные численные значения подач носят весьма укрупненный характер и колеблются в 2...3 раза. Что касается длительности участка врезания, то его можно сокращать применением в станках систем автоматического управления с различными алгоритмами управления (например, $P_y = const$, $S_\phi = const$ и другие). Эксплуатационные характеристики САУ (влияние на точность обработки, производительность) исследованы крайне мало [3]. Между тем, как назначение оптимальной величины врезной подачи, так и обоснованный выбор алгоритма управления станком, реализуемый САУ, являются значительным резервом повышения производительности шлифования. В приведённой постановке они не исследовались.

2. Постановка задачи

Цель исследования:

- предложить метод выбора оптимальной черновой врезной подачи:
- обосновать выбор системы автоматического управления, обеспечивающей минимальное время (максимальную производительность) чернового этапа.

3. Изложение основного материала

Технологическая цель чернового этапа – обеспечить срезание большей части припуска за минимальное время. Это можно достичь принятием больших подач. Увеличение подачи приводит к сокращению времени на съём металла, хотя при неограниченном увеличении подачи возникает ряд отрицательных моментов: повышенный износ шлифовального круга и связанное с этим ухудшение качества шлифования, дисбаланс круга, структурные изменения в материале детали, что в дальнейшем из-за дефектного слоя снижает её работоспособность.

Названные отрицательные последствия практически невозможно контролировать в производственных условиях, хотя некоторые из них поддаются исправлению.

Дефектный слой детали, например, возникший на черновом этапе удаляется при чистовом шлифовании, а дисбаланс шлифовального круга можно устранить лишь операцией «правка круга», время на которую соизмерено со временем цикла операции.

Представленное показывает, что выбор фактора, доминирующего при назначении подачи, является проблемным вопросом. Поэтому был рассмотрен, имеющиеся в литературе, информативный материал по связи врезной подачи с указанными отрицательными факторами. Оказалось, что многие зависимости носят чисто локальный характер и нельзя их рекомендовать в качестве обобщенных. Наиболее обширны материалы по связи подачи и характера износа шлифовальных кругов. Кроме того, следует учесть, что характер износа круга по влиянию на сопутствующие шлифованию явления носит интегральный характер. Поэтому в качестве фактора, ограничивающего величину черновой врезной подачи, рекомендуется принять вид ожидаемого износа круга. Нормативный материал по этому вопросу приведен в [2].

Как отмечалось ранее, время чернового этапа можно сократить за счет уменьшения длительности участка врезания, что можно решить применением САУ. Рассмотрим, какая из систем автоматического управления, наиболее часто используемых в практике, $P_y = const$ или $S_{\phi} = const$ более эффективно влияет на продолжительность чернового этапа, т.е. производительность шлифования. В качестве исходного примем уравнение связи радиальной силы и врезной подачи.

Для САУ $P_y = const$:

$$P_{y_{кр}} = aS_{\phi_i}^n + bt \quad (1)$$

где $P_{y_{кр}}$ – критическая радиальная сила, принятая по [2] в соответствии с заданным видом износа шлифовального круга;

S_{ϕ_i} – фактическая подача в i -тый момент времени;

t – время работы круга.

Поскольку система стабилизирует радиальную силу, то подача в процессе шлифования будет уменьшаться согласно уравнению:

$$S_{\phi i} = \frac{(P_{ykp} - \epsilon t)^{\frac{1}{n}}}{a^{\frac{1}{n}}}. \quad (2)$$

Припуск, снятый за промежуток времени от t_0 до t_1 , равен:

$$\Pi = \int_{t_0}^{t_1} \frac{(P_{ykp} - \epsilon t)^{\frac{1}{n}}}{a^{\frac{1}{n}}} dt = - \frac{n \cdot (P_{ykp} - \epsilon t)^{\frac{n+1}{n}}}{a^{\frac{1}{n}} \cdot b(n+1)} \Big|_{t_0}^{t_1} = \frac{n}{a^{\frac{1}{n}}(n+1)\epsilon} \left[P_{ykp}^{\frac{n+1}{n}} - (P_{ykp} - \epsilon t_1)^{\frac{n+1}{n}} \right] \quad (3)$$

При этом принято, что $t_0 = 0$.

На основе полученной формулы можно рассчитать припуск, снятый при любом значении t , и затем, разделив его на припуск для одной детали, рассчитать производительность обработки. При подсчете производительности необходимо также учесть время, затрачиваемое на установку заготовки и правку круга, которые связаны с размером партии деталей.

Число партий, обработанных за некоторый заданный фонд времени работы станка (смена, час, например) при $P_y = \text{const}$ равно:

$$K = \frac{\Phi}{\sum_{i=1}^{i=n_{\partial}} n_{\partial_i} \cdot t_i + n_{\partial} \cdot t_{yct} + t_{npav}}, \quad (4)$$

где Φ – расчетный фонд времени работы станка;

K – число партий деталей, обработанных за время Φ ;

n_{∂} – число деталей в партии;

t_{yct} – установочное время;

t_{npav} – время, затраченное на правку;

n_{∂_i} – i -тая деталь.

Производительность обработки выразится произведением $K \cdot n_{\partial}$.

При САУ $S_{\phi} = \text{const}$ радиальная сила от детали к детали растет.

Удельный прирост радиальной силы вследствие заступления шлифовального круга составит: $\Delta P_y = \epsilon \cdot t_{\partial}$,

где t_{∂} – время шлифования одной детали;

ϵ – коэффициент затупления.

При достижении радиальной силы критического значения P_y необходимо выполнить правку круга. Число валов в партии в этом случае зависит от $S_{\phi_{прин}}$ и $P_{y_{кр}}$.

Из соотношения (1) получим:

$$S_{\phi_{прин}} = n \sqrt{\frac{P_{y_{кр}} - n_{\partial} \cdot \epsilon \cdot t_{\partial}}{a}}, \quad (5)$$

Большее принятие значения подачи приведет к обработке меньшего числа деталей из-за более быстрого достижения радиальной силы до критической.

Число партий деталей K , обработанных за время t при САУ $S_{\phi} = const$, равно:

$$K = \frac{\Phi}{n_{\partial} \cdot \frac{\Pi}{S_{\phi_{прин}}} + n_{\partial} \cdot y_{уст} + t_{прав}}. \quad (6)$$

Производительность шлифования при САУ $S_{\phi} = const$, как и в предыдущем варианте, составит $K \cdot n_{\partial}$.

Проиллюстрируем методику определения производительности шлифования при использовании систем САУ на конкретном примере.

Исходные данные: выполняется операция врезного шлифования, материал заготовки – сталь 45, HRC 50...55, диаметр заготовки – 60 мм, ширина шлифования – 56 мм, шлифовальный круг 24A40C17K5.

Необходимо установить, какая из систем САУ, которыми может быть оснащен круглошлифовальный станок, $P_y = const$ или $S_{\phi} = const$, обеспечивает максимальную производительность.

Согласно [2] для принятого шлифовального круга радиальная сила на один сантиметр линии реза не должен превосходить 10 кгс. В этом случае характер износа шлифовального круга – частичное самозатачивание и частичное затупление, что характерно для черного этапа.

При использовании САУ $P_y = const$ расчеты выполнялись по уравнениями (1), (2), (3), (4). В качестве постоянных величин приняты: $a = 56,4$ и $n = 0,81$, $P_{y_{кр}} = 56$ кгс, $\Pi = 0,2$ мм, $v = 3,6$. Результаты расчетов показаны в табл. 1.

Таблица 1 – Производительность шлифования при $P_y = const$

b , коэффициент затупления	S_ϕ , мм/мин	t_l , время, мин	K , число партий за смену	n_d , число деталей в партии	$\hat{E} \cdot n_a$, производительность, шт
3,6	1	0,204			
3,51	0,975	0,206			
3,454	0,959	0,21			
3,397	0,943	0,213			
3,341	0,928	0,215	182	5	910
3,285	0,912	0,219			
3,229	0,897	0,222			
3,172	0,881	0,227			
3,155	0,876	0,229			
3,098	0,86	0,234	97,5	10	975
3,042	0,845	0,235			
2,987	0,829	0,238			
2,933	0,815	0,241			
2,879	0,799	0,243			
2,825	0,784	0,245	64,9	15	985
2,772	0,777	0,248			
2,72	0,755	0,25			
2,669	0,741	0,252			
2,619	0,727	0,254			
2,569	0,713	0,256	48,6	20	972

При использовании САУ $S_\phi = const$ расчеты выполнялись по уравнениям (5), (6).

Результаты расчетов показаны в табл. 2.

Таблица 2 – Производительность шлифования при $S_\phi = const$

$S_{\phi_{прин}}$, мм/мин	K , число партий за смену	n_d , число деталей в партии, шт	$\hat{E} \cdot n_a$, производительность, шт
0,942	181	5	905
0,889	95,7	10	957
0,835	63	15	941
0,781	45,7	20	914

3. Выводы

Для оптимизации черного этапа по параметру «производительность» целесообразно:

- выбор величины черновой подачи определять по ограничивающему критерию «характер износа шлифовального круга»;
- использовать САУ с $P_y = const$.

Список использованных источников:

1. Справочник технолога машиностроителя : В 2-х т. Т. 2 / под ред. А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. – М. : Машиностроение, 1985. – 496 с.
2. Кенджаев Х. Х. Влияние затупления и износа шлифовального круга на производительность и точность обработки при круглом шлифовании : дис. ... канд. техн. наук. / Х. Х. Кенджаев. – 1960.
3. Михелькевич В. Н. Автоматическое управление шлифованием / В. Н. Михелькевич. – М. : Машиностроение, 1973. – 304 с.

***Емец Н.В.* «Оптимизация чернового этапа врезного шлифования».**

В статье рассматривается вопрос оптимизации чернового этапа врезного шлифования по параметру «производительность обработки». Предлагается номинальную величину врезной подачи назначать на основе взаимосвязи характера износа шлифовального круга и ее величины. Для сокращения длительности участка врезания рационально использовать системы автоматического управления. В статье дан сравнительный анализ двух систем САУ с $P_y = const$ и $S_\phi = const$. Показано, что система с $P_y = const$ обеспечивает большую производительность. Материалы статьи могут быть использованы при проектировании чернового этапа врезного шлифования.

Ключевые слова: врезное шлифование, шлифовальный круг, «производительность обработки», автоматическое управление. черновой этап.

***Емец М.В.* «Оптимізація чорнового етапу врізного шліфування».**

В статті розглядається питання оптимізації чорнового етапу врізного шліфування по параметру «продуктивність обробки». Запропоновано номінальну величину врізної подачі призначати на основі взаємозв'язку її величини і характеру

зносу шліфувального круга. Для скорочення тривалості ділянки врізання раціонально використовувати системи автоматичного керування. В статті поданий порівняльний аналіз двох систем $P_y = const$ і $S_f = const$. Показано, що система з $P_y = const$ забезпечує більшу продуктивність. Матеріали статті можуть бути використані при проектуванні чорнового етапу врізного шліфування.

Ключові слова: врізне шліфування, шліфувальний круг, «продуктивність обробки», автоматичне керування, чорновий етап.

Jemets N.W. “Perfecting of rough stage of in-feed grinding”.

The article is devoted the problem of perfecting of rough stage of in-feed grinding by index “chip production”. It is suggested the nominal of size of feed to set on the base of connection its size with nature of wear and tear of abrasive wheel. For reducing of duration of section of in-feeding it is worth while to use the systems of automatic operating.

In the article it has done comparative analysis two systems: with $P_y = const$; $S_f = const$. It was shown that the systems with $P_y = const$ ensured more production. The results of this work can be used by projecting of rough stage of in-feed grinding.

Key words: in-feed grinding, abrasive wheel, “chip production”, automatic operating, rough stage.

Стаття надійшла до редакції 18 лютого 2009 р.

УДК 621.9

©Светличный А.И., Лях Б.Г., Сычев Ю.И., Исьемини И.И.

О ВОЗМОЖНОСТИ ЭКОНОМИИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ В ЦЕХАХ С БОЛЬШИМ СТАНОЧНЫМ ПАРКОМ

1. Актуальность

В данное время практически на всех предприятиях Украины и стран СНГ износ станочного парка превышает 50%, а на отдельных предприятиях – 60%. Станки,

длительное время находившиеся в эксплуатации и в результате этого морально и физически устаревшие, сохраняют свою ценность для предприятий. Безусловно, такие станки можно продать и, добавив немалую сумму, купить на их место другие, более современные, однако в последнее время нехватка средств на покупку нового оборудования вынуждает большинство предприятий восстанавливать имеющиеся у них станки по возможности с одновременной их модернизацией.

2. Анализ существующих решений

Станочный парк почти всех предприятий состоит из станков, выпущенных в 70 – 90-е годы XX столетия. В те годы все токарные и фрезерные станки с ручным управлением выпускались с двигателями, которые рассчитывались с запасом мощности, как для главного привода, так и для вспомогательных приводов станков. Например, для главного привода запас мощности составлял 20–50%. Это приводит к лишнему расходу электроэнергии, что в сегодняшних условиях, когда владелец предприятия ищет возможность сэкономить на всем, является нежелательным фактором.

3. Постановка задачи

Необходимо, чтобы электроэнергия, которая не используется станком, была затрачена на дополнительное оборудование, в котором есть потребность предприятия, например, лампу для местного освещения станка и зарядное устройство для аккумуляторов.

4. Основной материал

Для экономии электроэнергии необходимо провести модернизацию станка, которая заключается в подключении к станку дополнительных приборов. Обязательным является подключение генератора напряжением 12, 24 или 36 В, в зависимости от производственной необходимости.

Несмотря на большое разнообразие конструкций станков, в их устройстве и принципе работы есть много общего. Поэтому для подключения генератора

применяют несколько способов. Подключение может быть выполнено как к главному двигателю привода, так и к вспомогательному, который работает в непрерывном цикле. Рассмотрим три способа подключения генератора.

В первом способе, показанном на рис. 1, генератор подключается к главному электродвигателю (привод главного движения – вращения шпинделя). Генератор устанавливается на регулируемой кронштейне с возможностью натяжения ремня привода, т.е. выполняет еще и функцию натяжителя клиноременной передачи.

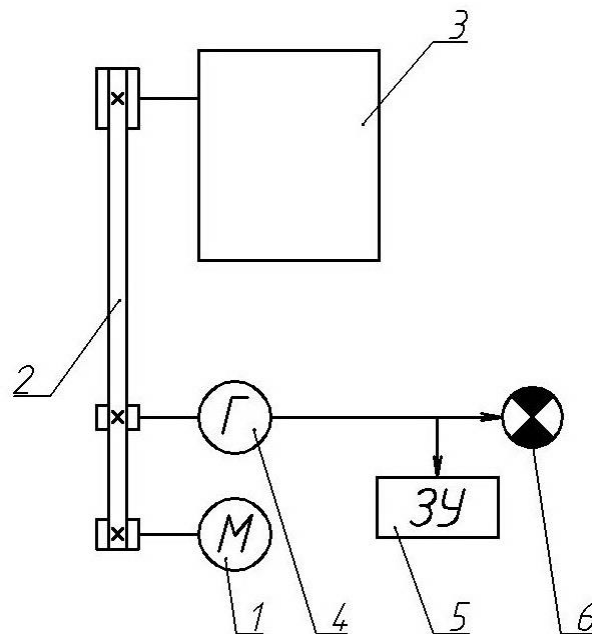


Рис. 1 – Схема подключения генератора

На рис. 1 цифрами обозначены следующие элементы: 1 – электродвигатель привода вращения шпинделя; 2 – клиноременная передача; 3 – станок; 4 – генератор; 5 – зарядное устройство; 6 – лампа местного освещения станка.

Второй способ показан на рис. 2.

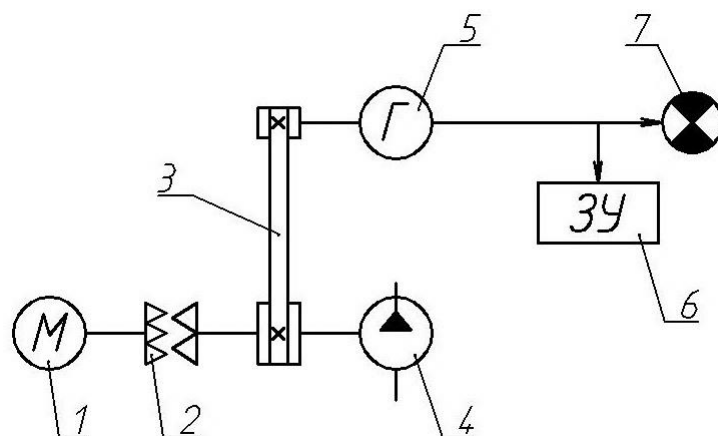


Рис. 2 – Схема подключения генератора

На рис. 2 цифрами обозначены следующие элементы: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – клиноременная передача; 4 – насос принудительной смазки; 5 – генератор; 6 – зарядное устройство; 7 – лампа местного освещения станка. Здесь генератор подключается к вспомогательному двигателю смазки станка с помощью переходной муфты и клиноременной передачи. Данный механизм закрепляется на корпусе станка. Преимущество данного способа состоит в том, что электродвигатель смазки станка включается одновременно с включением станка в сеть и не зависит от главного привода и второстепенного привода.

Для станков, где двигатель главной подачи находится в самом станке, существует третий способ подключения генератора, показанный на рис. 3. В этом случае генератор подключается непосредственно к главному приводу вращения шпинделя станка через редуктор. Здесь цифрами обозначены следующие элементы: 1 – электродвигатель; 2 – станок; 3 – шестеренчатый редуктор; 4 – генератор; 5 – зарядное устройство; 6 – лампа местного освещения станка. Преимущество данного способа подключения по сравнению со вторым состоит в том, что для подключения генератора не нужна клиноременная передача, а соответственно, габариты площади, занимаемой подключаемым оборудованием, меньше.

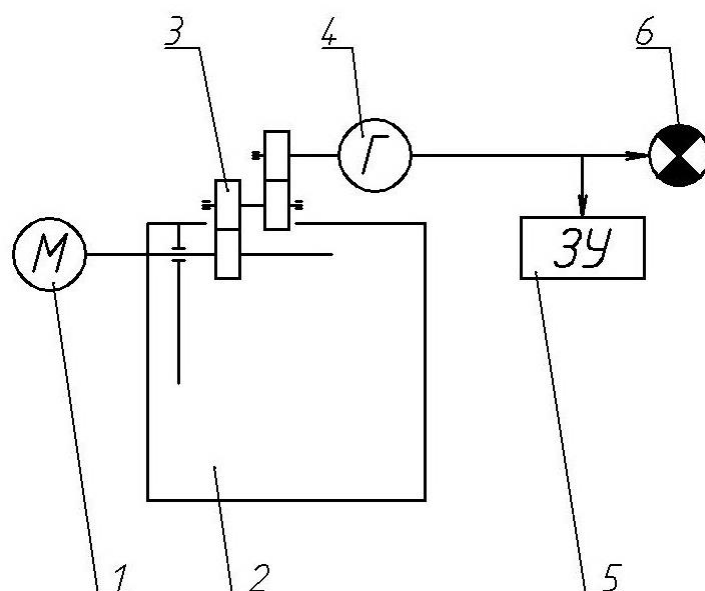


Рис. 3 – Схема подключения генератора

Выводы

Экономия электроэнергии достигается за счет включения в кинетическую схему станка генератора. Таким образом можно модернизировать токарные, фрезерные, сверлильные, шлифовальные и другие станки, которые все вместе составляют большую часть парка металлорежущих станков. В зависимости от типа станка выбирается способ подключения генератора к станку. К генератору подключается лампа местного освещения станка и дополнительные источники потребления, например, зарядное устройство для аккумуляторов. Рассмотренные схемы модернизации станков позволяют существенно сэкономить электроэнергию. С последующей модернизацией станка есть возможность запитать всю электрическую схему от низковольтных реле.

Список использованных источников:

1. Чернов Н. Н. Металлорежущие станки / Н. Н. Чернов. – М. : Машиностроение, 1965. – 396 с.

Светличный А.И., Лях Б.Г., Сычев Ю.И., Исьемини И.И. «О возможности экономии электроэнергии в цехах с большим станочным парком».

В статье рассмотрены способы, позволяющие сэкономить электроэнергию в цехах с большим станочным парком путем модернизации станков, а также показаны варианты подключения генератора для осуществления экономии.

Ключевые слова: экономия электроэнергии, станок, модернизация станков, генератор.

Светлічний О.І., Лях Б.Г., Сичов Ю.І., Ісьєміні І.І. «Про можливість економії електроенергії в цехах з великим верстатним парком».

У статті розглянуті способи, що дозволяють зекономити електроенергію в цехах з великим верстатним парком шляхом модернізації верстатів, а також показані варіанти підключення генератора для здійснення економії.

Ключові слова: економія електроенергії, верстат, модернізація верстатів, генератор.

Svetlichnyi A.I., Ljakh B.G., Sychov Y.I., Isyemini I.I. “About possibility of economy of power in the workshops with big machinery equipment”.

In the article the ways allowing to save the power in the workshops with big machinery equipment by modernization of machine tools are considered, and also the modification of connection of the generator for realization economy are shown.

Key words: energy saving, machine tool, rebuilding of machine tools, generator.

Стаття надійшла до редакції 15 квітня 2009 р.

©Черкашина О.С., Коробко С.И., Трищ Р.М.

РАСЧЕТ СБОРОЧНЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ В УСЛОВИЯХ ВЫСОКОТОЧНОГО ПРОИЗВОДСТВА

1. Постановка проблемы

Развитие промышленности в последнее десятилетие характеризуется значительным повышением внимания производителей и потребителей к качеству промышленной продукции. Выпуск продукции высокого качества рассматривается теперь во всех странах мира как одно из важнейших условий развития национальной экономики, от которого зависят темпы промышленного развития страны, эффективность использования трудовых ресурсов, успехи внешней торговли и национальный престиж страны на международном уровне.

Перед тем как любое изделие будет направлено для изготовления на производство и дальнейшую эксплуатацию, должен быть выполнен большой объем подготовительных работ связанных, в частности, с технологической подготовкой производства. В основу технологической подготовки производства входит размерный анализ, который позволяет обеспечить качество и технологичность изделий, их элементов [1].

К размерному анализу относится такой вопрос, как выбор вида сборки по уровню взаимозаменяемости, обеспечение заданных значений выходных характеристик изделия.

Наиболее распространенным методом сборки является метод неполной взаимозаменяемости, который обеспечивается расчетом размерных цепей по методу, основанному на теории вероятностей. Достоинством этого метода является то, что его использование позволяет значительно расширить допуски на составляющие звенья размерной цепи. Недостатком – при расчете

используются состоятельные смещенные оценки, что влияет на правильность получения результата.

2. Анализ исследований

Для того чтобы при расчетах погрешностей замыкающего звена можно было бы учесть любой закон распределения составляющих звеньев, А.Н. Бородачев предложил ввести коэффициент относительного рассеивания K_i , который характеризует степень отличия распределения погрешностей i -го звена от нормального распределения, и коэффициент относительной асимметрии α_i , выражающий смещение центра рассеяния относительно середины поля допуска. В работе [2] был рассмотрен такой вопрос как использование коэффициентов относительного рассеяния K и относительной асимметрии α для расчета сборочной размерной цепи при нормальном закона распределения.

Систематизация, анализ и математическая обработка этих данных позволило составить таблицу значений коэффициентов K и α для равномерного закона распределения случайных величин (см. табл.1).

3. Постановка цели статьи

Целью статьи является получения состоятельных несмещенных оценок для расчета сборочных размерных цепей в условиях высокоточного производства.

4. Изложение основного материала

Никакой ограниченный статистический материал не позволяет точно определить вероятностные характеристики качества. Вместо этого с помощью такого материала можно найти статистические характеристики (оценки параметров), т. е. функции от наблюдаемых величин, которые должны давать достаточно хорошие (в смысле заданного критерия) приближения истинного параметра. Данные оценки должны быть состоятельными, несмещенными и эффективными.

Известно, что оценка называется состоятельной, если вероятность отклонения ее оцениваемого параметра на величину, меньшую как угодно малого положительного числа ε , стремится к единице при неограниченном увеличении числа n наблюдений, т.е.

$$P[|\theta' - \theta| < \varepsilon] \rightarrow 1 \text{ при } \varepsilon > 0 \text{ и } n \rightarrow \infty,$$

где θ – некоторый параметр генеральной совокупности;

θ' – оценка этого параметра.

Оценка называется несмещенной, т.е. в ней отсутствуют систематические погрешности, если математическое ожидание этой оценки равно оцениваемому параметру $M\theta' = \theta$.

Эффективной является оценка, у которой дисперсия будет наименьшей относительно θ .

Известно, что для определения коэффициента относительного рассеяния K используется формула

$$K_i = \frac{\lambda_i}{\lambda_H}, \quad (1)$$

где λ_i – коэффициент относительного среднеквадратического отклонения i -го звена;

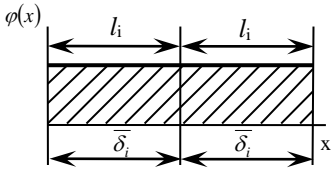
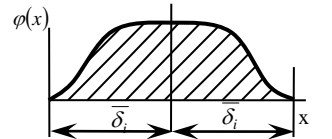
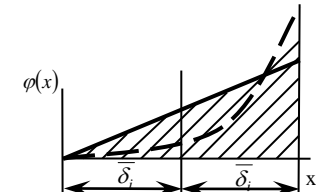
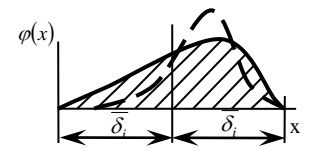
λ_H – коэффициент относительного среднеквадратического отклонения звена, рассеяние которого подчинено нормальному закону. Данные коэффициенты можно определить

$$\lambda = \frac{2\sigma}{T}, \quad (2)$$

где T – поле рассеивания.

В условиях высокоточного производства рассеяние отклонений звеньев размерной цепи подчиняется закону равной вероятности. Из-за сложности получения размеров высокой точности вероятности попадания размера заготовки в узкие допуски становится одинаковой. Для данного закона рассеивание отклонений звеньев при 6-м и точнее качествах точности, с функцией плотности:

Таблица 1 – Значения коэффициентов относительного рассеяния и относительной асимметрии при равномерном законе распределения

Тип	Характеристика закона распределения	Эскиз кривой распределения	Параметры кривой распределения			Коэффициенты		Примечание
			4	5	6	α_i	K_i	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
V	Закон равной вероятности (равномерное распределение)		-	-	-	0	1,73	-
VI	Композиция закона Гаусса и закона равной вероятности		$l/3\delta$	-	-	0	1,10	l и 3δ - параметры составляющих законов
			1	-	-	0	1,19	
			2	-	-	0	1,38	
			3	-	-	0	1,49	
VII VIIA	Равномерно (-) или ускоренно (----) возрастающее распределение		n	-	-	+0,33	1,41	n - показатель степени аппроксимирующей параболы $x = f(t)$
			2	-	-	+0,50	1,16	
			3	-	-	+0,67	0,85	
VIII VIIIА	Композиция закона Гаусса и равномерно (-) или ускоренно (---) возрастающего распределения		n	$l/3\delta$	-	+0,19	1,03	-
			2	1	-	+0,29	1,21	
			2	3	-	+0,45	0,77	
			5	1	-	+0,63	0,75	

$$f(x) = \frac{1}{\theta_2}; \theta_1 - \frac{1}{2}\theta_2 \leq x \leq \theta_1 + \frac{1}{2}\theta_2, \quad (3)$$

где θ_1 – математическое ожидание и θ_2 – размах в [3], применяется оценка поля рассеивания параметров качества

$$Q_1 = 2\sqrt{3} \cdot S. \quad (4)$$

Здесь $S = \sqrt{\frac{n}{n-1}} \sigma^*$ – эмпирический стандарт.

Она является состоятельной и смещенной, а смещение происходит в сторону уменьшения истинного значения, и оно уменьшается с ростом n . Это смещение в среднем составляет, для равномерной модели распределения при $n = 5$ – 4%, при $n = 10$ – 1,5%, и при $n = 50$ – 0,4%.

Если применить данную оценку для определения коэффициента относительного среднеквадратического отклонения звена, то получим

$$\lambda_1 = \frac{2\sigma}{2\sqrt{3}S} = \frac{\sigma}{\sqrt{3}S}. \quad (5)$$

В соответствии с методом Ллойда по способу наименьших квадратов, А. Сарханом и Б. Гринбергом найдены оптимальные линейные несмещенные оценки для равномерной модели распределения [4]:

$$Q_2 = \frac{n+1}{n-1}(X_{(n)} - X_{(1)}), \quad (6)$$

$$Q_3 = \frac{1}{2}(X_{(n)} + X_{(1)}), \quad (7)$$

которые представляют собой функции только экстремальных значений выборки.

Тогда

$$\lambda_2 = \frac{2\sigma(n-1)}{(n+1)(X_{(n)} + X_{(1)})}, \quad (8)$$

$$\lambda_3 = \frac{4\sigma}{X_{(n)} + X_{(1)}}. \quad (9)$$

В зависимости от номинального размера звена размерной цепи и качества при использовании оценки Q_1 , был найден коэффициент относительного среднеквадратического отклонения. Данный коэффициент имеет одинаковое значение при различных номинальных размерах (до 3150 мм) и качествах (IT1 – IT7), что показано на фрагменте таблицы 2.

Чтобы исследовать изменение величины λ , используя оценки Q_1 , Q_2 , определили данный коэффициент при различных объемах выборки n .

С учетом оценок Q_1 , Q_2 и выборки объема для равномерного закона распределения составлена табл. 3 и рис. 1.

Таблица 2 – Числовые значения коэффициента относительного среднеквадратического отклонения для номинальных размеров до 3150 мм

Квалитеты

IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731
0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731	0,562731

В [4] было показано, что для равномерного распределения экстремальные значения $X_{(1)}$ и $X_{(n)}$ есть достаточные статистики. Поэтому оценка Q_2 оказывается наилучшей не только среди линейных несмещенных оценок, но среди всех возможных.

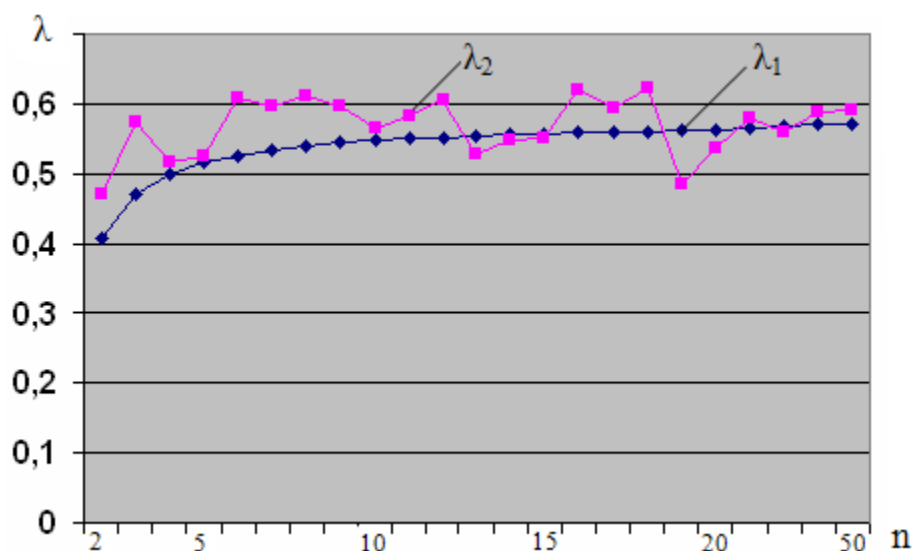


Рис. 1 – Зависимость величины λ_1 и λ_2 от объема выборки n

Таблица 3. – Величина коэффициента относительного среднеквадратического отклонения для равномерного закона распределения

n	λ_1	λ_2	n	λ_1	λ_2	n	λ_1	λ_2
2	0,408248	0,4714045	10	0,547723	0,565903	18	0,561084	0,623119
3	0,471405	0,573178	11	0,550482	0,58391	19	0,561951	0,486681
4	0,5	0,517353	12	0,552771	0,604852	20	0,562731	0,537042
5	0,516398	0,524864	13	0,5547	0,529836	25	0,565685	0,580319
6	0,527046	0,607493	14	0,556349	0,549732	30	0,567646	0,559757
7	0,534522	0,597461	15	0,557773	0,551229	40	0,570088	0,588408
8	0,540062	0,612641	16	0,559017	0,619109	50	0,571548	0,590713
9	0,544331	0,596138	17	0,560112	0,594753			

Выводы

При расчете размерных цепей, где используется равномерный закон распределения, должна использоваться несмещенная оценка Q_2 . Предлагается таблица для определения коэффициента относительного среднеквадратического отклонения при равномерном законе распределения в зависимости от объема выборки n и оценок Q_1 и Q_2 .

Список использованных источников:

1. Размерный анализ технологических процессов / В. В. Матвеев, М. М. Тверской, Ф. И. Бойков [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982. – 264 с.

2. Черкашина О.С. Стандартизация расчета сборочных размерных цепей в машиностроении путем вероятностного суммирования / О. С. Черкашина, С. И. Коробко, Р. М. Трищ // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008, – №6/6 (36). – С.24–28.

3. Маталин А.А. Технология машиностроения : учеб. для вузов по спец. «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты» / А. А. Маталин. – Л. : Машиностроение, 1985. – 512 с.

4. Введение в теорию порядковых статистик : под ред. А. Я. Боярского. – М.: Статистика, 1970. – 416 с.

Черкашина О.С., Коробко С.И., Трищ Р.М. «Расчет сборочных размерных цепей в условиях высокоточного производства».

В статье рассмотрены вопросы, связанные с применением несмещенных статистических оценок для расчета размерных цепей. Рассмотрены статистические характеристики данных оценок. Составлена таблица для определения коэффициента относительного среднеквадратического отклонения звеньев размерной цепи.

Ключевые слова: размерная цепь; замыкающее звено; коэффициент относительного рассеяния; закон распределения; оценка качества; погрешность; статистическая характеристика.

Черкашина О.С., Коробко С.И., Трищ Р.М. «Розрахунок складальних розмірних ланцюгів в умовах точного виробництва».

У статті розглянуто питання пов'язані з застосуванням незсуненими статистичними оцінками для розрахунку розмірних ланцюгів. Розглянуто статистичні характеристики даних оцінок. Складено таблицю для визначення коефіцієнта відносного середньоквадратичного відхилення ланки розмірного ланцюга.

Ключові слова: розмірний ланцюг; ланка, що замикає; коефіцієнт відносного розсіювання; закон розподілу; оцінка якості; похибка; статистична характеристика.

Chercashina O., Korobko S., Trisch R. «Calculation of assembling size chains in the conditions of high-fidelity production».

The questions linked with the use of the undisplaced statistical estimations for the calculation of size chains are considered in the article. Statistical descriptions of these estimations are considered. A table for determination of relative coefficient of srednekvadraticheskogo declination of links size chain is made.

Key words: dimensional chain; closing link; the coefficient of relative dispersion; the distribution; quality assessment; error; statistical characteristics.

Стаття надійшла до редакції 11 лютого 2009 р.

УДК 621.86

©Смирнов И.П.

РАЗВИТИЕ ТЕХНОЛОГИИ РЕМОНТА ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Создание ремонтпригодных конструкций подъемно-транспортных объектов и проведение собственно ремонтных работ, являются важными и взаимосвязанными задачами, от решения которых зависит качество, и, следовательно, дальнейшая успешная эксплуатация изделий.

Как известно, качество изделий зависит от качества составляющих его деталей и узлов, а именно - степени их соответствия нормативным документам, в частности, чертежам и техническим требованиям, согласно которым они изготовлены. Однако оценить качество самих этих нормативных документов на соответствие современному состоянию науки и техники представляется затруднительным. Другими словами, оценка качества проектируемого изделия не как совокупности качества элементов, из которой оно состоит, а как некой

системы, предназначенной выполнять определенные функции, на стадии проектирования не всегда прогнозируется достаточно уверенно.

Целью данной статьи является развитие одного из принципов конструирования крупногабаритных деталей подъемно-транспортных машин и оборудования для улучшения качества проектируемого изделия, а именно - повышение показателя его ремонтпригодности, и выявление наиболее технологичных решений для реализации данного принципа.

Развитие и совершенствование технологий позволяет изготавливать новые детали и стандартные узлы относительно недорогими по себестоимости. За счет относительной дешевизны их ремонт производится простой заменой вышедших из строя деталей и узлов и исключается из технологии ремонтных работ их восстановление. Так поступают при замене подшипников, шаровых шарниров, небольших зубчатых колес, крепежных деталей и других [1, 2].

Однако, данный метод модульного ремонта, нельзя считать экономически целесообразным в случае, если ремонт вызван выходом из строя трудо- и материалоемких деталей, себестоимость изготовления которых достаточно высока. В этом случае более рациональным является путь восстановления работоспособности негодных, по какой-либо причине, к дальнейшей эксплуатации деталей.

Для осуществления такого восстановления при проектировании трудо- и материалоемких деталей необходимо заранее учитывать в конструкции возможность их повторного использования после ликвидации причины, вызвавшей замену.

При различных прочностных и других расчетах конкретной детали коэффициенты запаса получаются различными, и при потере работоспособности детали по одному из видов напряженного состояния, она остаётся работоспособной по остальным.

Наиболее часто причиной потери работоспособности механизма или системы в целом является предельный износ одной из рабочих поверхностей детали. В случае износа трудо- и материалоемких деталей снизить затраты на восстановление работоспособности возможно было бы заменив только ту поверхность детали, которая подверглась предельному износу. Для этого необходимо заранее

проектировать деталь составной с возможностью замены только износившейся части. Например, замена венца зубчатого колеса, бандажа кранового колеса, обечайки барабана конвейера, валка прокатного стана и других [3, 4].

Составная деталь должна отвечать следующим требованиям:

- по прочностным характеристикам и геометрическим параметрам она не должна существенно отличаться от цельной;
- конструкция соединения должна предусматривать возможность разборки, причем остающаяся для повторного использования часть не должна иметь повреждений контактных поверхностей;
- процесс соединения и разборки составных элементов должен быть достаточно технологичным не только на предприятии-изготовителе, но и в условиях ремонтного производства.

Наиболее приемлемым и удовлетворяющим вышеперечисленным требованиям является соединение составных деталей по посадке с натягом. Для обеспечения сборки деталей с натягом в настоящее время используют методы: прессовый, с охлаждением охватываемой детали, с нагревом охватывающей.

При использовании прессового метода при сборке и разборке не гарантируется целостность контактирующей поверхности детали, предназначенной для повторного использования. К тому же при больших габаритах соединения данный метод требует наличия мощного прессы, что тоже может стать проблемой в условиях ремонтного производства.

Охлаждение охватываемой детали также сопряжено с трудностями технологического характера и мероприятиями по обеспечению безопасности при хранении и использовании хладагентов. Данный метод позволяет получить разность температур охватываемой и охватывающей деталей около 200° С и его оправдано применять в случае, когда по каким-либо причинам нежелательно подвергать охватывающую деталь интенсивному нагреву.

Наиболее приемлемым является нагрев охватывающей детали - проще технологическое оборудование, температура нагрева ограничена только техническими требованиями к материалу детали. Нагрев охватывающей детали

может осуществляться: в печах, масляных ваннах, ТВЧ, индукционным нагревом, газовыми горелками и так далее.

Здесь наибольший интерес вызывает индукционный нагрев. Он является более предпочтительным по следующим причинам [5]:

- тепловая энергия образуется непосредственно в материале детали, а не передается извне;
- нагреву подвергается не вся деталь целиком, а только необходимая локальная ее часть;
- есть возможность обеспечить скоростной интенсивный нагрев охватываемой детали, предохранив при этом от нагрева охватываемую для обеспечения качественной разборки соединения;
- по сравнению с другими способами нагрева затраты энергии минимальны;
- простота управления режимом нагрева дает возможность автоматизировать процесс сборки-разборки.

К тому ж, если сравнить нагрев крупногабаритных и небольших деталей, то для обеспечения в соединениях одинаковой величины натяга первые необходимо нагревать до меньшей температуры.

Однако, используемое для индукционного нагрева оборудование не является стандартным, оно изготавливается единичными экземплярами и предназначено для нагрева одной или нескольких близких по размерам подобных деталей, вследствие чего данное оборудование разнообразно по конструкции и размерам. Для технологичного производства и, тем более, ремонта может понадобиться целый ряд индукционных установок, что может стать проблемой в условиях мелкосерийного и единичного производства.

Для обеспечения надежной взаимосвязи системы «составное изделие - индукционный нагреватель» необходимо классифицировать типы индукционного оборудования с унификацией их параметрических рядов таким образом, чтобы охватить максимальное количество типоразмеров. Такие классификации существуют [6], предпринимаются также попытки классифицировать детали и соединения для

унификации технологических операций и типизации нагревателей [7, 8, 9, 10]. Данные классификаторы помогают оптимизировать технологические процессы изготовления и ремонта соединений с натягом для решения вопросов снижения трудоемкости и сохранения качества [11].

Во многих случаях, при часто сменяемой номенклатуре деталей и соединений технологические вопросы также могут быть решены применением универсальных индукционных нагревателей, созданных по принципу агрегатирования. В качестве одного из вариантов конструкторской реализации принципа агрегатирования на рисунке 1 изображена индукционная установка, состоящая из базы-основания (поз. 1), на которой монтируются отдельные индукторы (поз. 2) со своими магнитными системами (поз. 3). Индукционная установка трансформируется под каждый типоразмер (поз.4) с учетом особенностей конструкции соединения (рис. 1 - а, б, в).

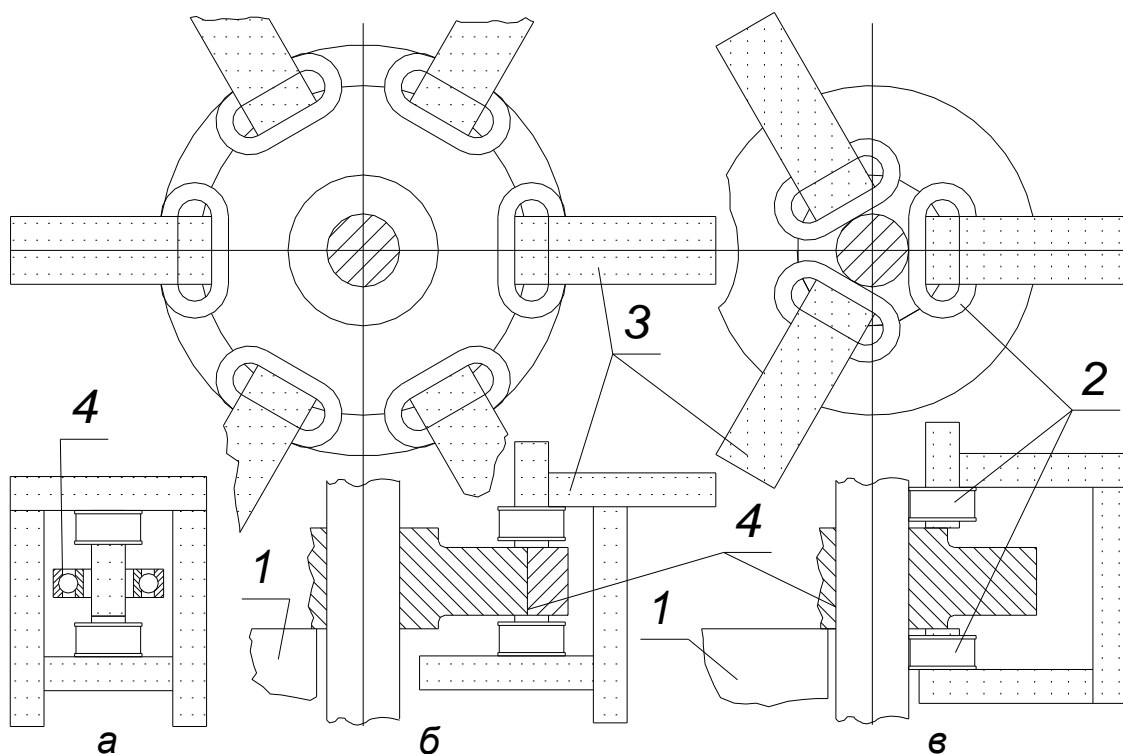


Рис. 1 – Универсальная индукционная установка для нагрева деталей под сборку и разборку

Катушка индуктора состоит из двух полукатушек (верхней и нижней) и имеет овальную форму для более равномерного распределения магнитного

потока вдоль поверхности соединения, кроме того, количество одновременно работающих катушек следует брать кратным трем, чтоб имелась возможность подключить их по схеме замкнутого треугольника - при этом силовая электросеть загружена равномерно.

Некоторое снижение производительности, коэффициента полезного действия и неравномерности нагрева компенсируются универсальностью оборудования, что, в свою очередь, приводит к сокращению количества необходимых для производства разнообразных по конструкции и типоразмерам индукционных нагревателей. Следует отметить, что в каждом конкретном случае применение универсальных индукционных нагревателей должно быть оправдано с экономической точки зрения.

Таким образом, для повышения качества изделия при проектировании конструкции крупногабаритных деталей подъемно-транспортных машин, учитывая их значительную трудо- и материалоемкость, следует принимать во внимание его ремонтпригодность, для чего необходимо выполнить следующие условия:

- предусмотреть возможность повторного использования элементов после замены износившейся в процессе эксплуатации поверхности, для чего проектировать деталь составной по посадке с натягом;
- по возможности оставить открытым доступ к месту соединения для осуществления сборки и разборки с помощью индукционного нагрева, как наиболее технологичного метода сборки соединений с натягом;
- при проектировании технологических процессов сборки и разборки соединений шире использовать универсальное индукционно-нагревательное оборудование, созданное по принципу агрегатирования.

Список использованных источников:

1. Гельберг Б.Т. Ремонт промышленного оборудования : учеб. для проф.-техн. училищ / Б. Т. Гельберг, Г. Д. Пекелис. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1975.

2. Пукенец И.К. Ремонт промышленного оборудования. учеб. пособие для повышения квалификации слесарей-ремонтников / И. К. Пукенец, Н. В. Мурашев. – М. : Высш. шк., 1969.

3. Лебедь В.Т. Сборка крупногабаритных изделий ответственного назначения с использованием термовоздействия / В. Т. Лебедь, Б. М. Арпентьев // Вестник национального технического университета "ХПИ": сб. науч. тр. – 2009. – № 2. – С. 74–82.

4. Лебедь В.Т. Технология восстановления крупногабаритных и тяжеловесных составных изделий / В. Т. Лебедь // Вестник национального технического университета "ХПИ": сб. науч. тр. – 2009. – № 1. – С. 62–70.

5. Андреев Г. Я. Тепловая сборка колесных пар / Г. Я. Андреев. – Х. : ХГУ, 1965. – 227 с.

6. Арпентьев Б.М. Индуктори для нагріву деталей під складання і розбирання в механоскладальному виробництві та їх класифікація / Б. М. Арпентьев, М. К. Резніченко, А. М. Лагода // Вісник Сумського національного аграрного університету. – Суми, 2006. – №9(15). – С. 148–154.

7. Нормативное обеспечение качества технологии разборки соединений с натягом с использованием индукционного нагрева // Современные проблемы подготовки производства, заготовительного производства, обработки, сборки и ремонта в промышленности и на транспорте: материалы 8-го Междунар. науч.-техн. семинара, г. Свалява. – К. : АТМ Украины, 2008. – С. 116–117.

8. Арпентьев Б. М. Унификация технологических процессов разборки соединений с натягом при нагреве / Б. М. Арпентьев // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”: зб. наук. пр. – Х., 2005. – №39. – С.45–50.

9. Классификация соединений с натягом в машиностроительных сборочных единицах для технологической разборки с индукционным нагревом // Весник КНУТД. – 2006. – №6. – С. 47–51.

10. Арпентьев Б. М. Классификация соединений, технологических операций и оборудования для построения технологических процессов / Б. М.

Арпентьев // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2006. – № 3/2(21). – С. 74–77.

11. Зенкин А.С., Арпентьев Б.М. Сборка неподвижных соединений термическими методами / А. С. Зенкин, Б. М. Арпентьев. – М.: Машиностроение, 1987. – 128 с.

Смирнов И.П. «Развитие технологии ремонта подъемно-транспортного оборудования».

В статье рассмотрены проблемы создания ремонтнопригодных конструкций подъемно-транспортных объектов и проведения ремонтных работ, развития одного из принципов конструирования крупногабаритных деталей подъемно-транспортных машин и оборудования для улучшения качества проектируемого изделия и выявления наиболее технологичных решений для реализации принципа ремонтнопригодности.

Ключевые слова: технология ремонта, подъемно-транспортное оборудование, ремонтные работы, качество, ремонтнопригодность.

Смирнов І.П. «Розвиток технології ремонту підйомно-транспортного встаткування».

У статті розглянуті проблеми створення ремонтнопридатних конструкцій підйомно-транспортних об'єктів і проведення ремонтних робіт, розвитку одного з принципів конструювання великогабаритних деталей підйомно-транспортних машин і устаткування для поліпшення якості проєктованого виробу і виявлення найбільше технологічних рішень для реалізації принципу ремонтнопридатності.

Ключові слова: технологія ремонту, підйомно-транспортне встаткування, ремонтні роботи, якість, ремонтнопридатність.

Smirnov I. «Development of technology of repair of lifting-transporting equipment».

The problems of creation of maintainable designs of hoisting-and-transport objects and carrying out of repair work is solving in the article. Principle designing of large-sized details of hoisting-and-transport cars and the equipment for improvement of quality are offer. A projected product and revealing of the most technological decisions for realization of a principle of maintainability are considered.

Key words: technology of repair; lifting-transporting equipment; repair work; quality; maintainability.

Стаття надійшла до редакції 9 квітня 2009 р.

УДК 621.002.019.3

©Оболенская Т. А., Лазаренко В. И., Светличная Н. С.

ВЕРОЯТНОЕ КАЧЕСТВО ПРОДУКЦИИ И СХЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДЕФЕКТНЫХ ИЗДЕЛИЙ В ПАРТИИ ПРОДУКЦИИ

1. Постановка проблемы

Обычно при нормальном ходе процесса изготовления изделий качество всех партий при идеальной схеме должно быть одинаковым. Однако при наличии случайных факторов вполне закономерно появление брака. Классифицировав эти факторы, можно построить математическую модель процесса.

2. Анализ последних исследований

Как известно, качество продукции один из важнейших факторов, влияющий на срок службы изделия, его долговечность, конкурентоспособность и т. д. В связи с действием большого числа факторов, а именно: наличие дефектов оборудования, действие переменных напряжений, изнашивание, процент выбраковки изделий все еще достаточно велик.

При рассмотрении задач контроля предполагается, что при нормальном ходе процесса изготовления изделий качество всех партий оказывается совершенно одинаковым. Это, конечно, идеальная схема, которая никогда не наблюдается на практике. В действительности даже при полной стабильности всех условий производства качество изготовленных партий окажется неодинаковым из-за наличия случайных колебаний, присущих любому технологическому процессу [1, 2]. Изучение закономерностей, управляющих вариацией качества партий, имеет практическое значение для стандартизации продукции и выработки правил ее контроля.

В дальнейшем под качеством партии принимаем либо число X имеющихся в ней дефектных изделий, либо долю $q = \frac{X}{N}$ дефектности в партии.

3. Основное содержание

Большое разнообразие причин, вызывающих появление брака, можно свести в несколько классификационных групп и каждой такой группе дать математическое изображение (составить ее математическую модель). Можно указать следующие группы.

А. Постоянно действующие причины. Причины этой группы создают постоянную для всего хода процесса вероятность появления дефектного изделия. Это означает, что каждое изготавливаемое изделие может с вероятностью ε_0 оказаться дефектным и с вероятностью $1 - \varepsilon_0$ годным.

К причинам этой группы относятся, например, несоответствие точности оборудования заданному допуску, ошибки рабочего-сборщика и ряд других.

Б. Мгновенные повреждения. Схема возникновения мгновенных повреждений следующая. Будем предполагать, что с вероятностью γ_0 рабочий орган может при изготовлении любого изделия получить повреждение. Если повреждение своевременно не обнаружено и рабочий орган не заменен, то оно способно вызвать появление дефектных изделий. Предполагается, что в результате повреждения вероятность возникновения брака становится равной $\varepsilon > 0$.

В. *Накапливающиеся повреждения.* Здесь предполагается, что с момента получения r повреждений вероятность возникновения брака становится равной $\varepsilon > 0$. Говоря производственными терминами, следовало бы сказать, что вероятность возникновения брака становится больше нуля с момента разладки процесса обработки.

Г. *Внешние причины.* Причины этой группы в отличие от предыдущих не присущи технологическому процессу как таковому и являются следствием нарушения технологической дисциплины. К ним относятся, например, изготовление изделий из некондиционного материала, грубые промахи при наладке процесса и т. п. Эти причины вызывают изменение условий протекания процесса изготовления изделий в том смысле, что изменяются величины $\varepsilon_0, \varepsilon, \gamma_0, \gamma$.

Рассмотрим несколько задач на вычисление распределения числа X в зависимости от причины появления брака.

Случай 1. Брак появляется исключительно вследствие наличия постоянно действующей причины. Вычислить вероятность $P\{X = m\}$.

Рассматривая изготовление одного изделия как один опыт, убеждаемся, что событию Б (изделие — брак) отвечает вероятность ε_0 , а событию $\Gamma = \bar{B}$ — вероятность $1 - \varepsilon_0$. Если партия состоит из N изделий, вероятность того, что в результате N опытов событие Б наблюдается m раз, будет

$$P\{X = m\} = C_N^m \varepsilon_0^m (1 - \varepsilon_0)^{N-m} \quad (1)$$

или, иначе говоря, число X имеет биномиальное распределение.

Для дальнейшего понадобится производящая функция биномиального распределения. Её можно получить способом, который является типичным и для всех последующих рассуждений.

Введем в рассмотрение случайную величину y_i , принимающую значение, равное единице, если в данном i -м опыте имело место Б, и равное нулю, если в данном i -м опыте имело место Γ . Тогда получим распределение величины y_i :

$$\begin{aligned} P\{y_i = 1\} &= \varepsilon_0, \\ P\{y_i = 0\} &= 1 - \varepsilon_0, \quad i = 1, 2, \dots, N. \end{aligned} \quad (2)$$

Это распределение является частным случаем биномиального распределения, когда общее число опытов равно единице. Для него нетрудно получить производящую функцию. Согласно (2),

$$H_{y_i}(s) = 1 - \varepsilon_0 + \varepsilon_0 s = 1 - \varepsilon_0(1 - s). \quad (3)$$

Поскольку X — общее число дефектных изделий в партии, т. е. число случаев, когда $y_i = 1$, то можно написать

$$X = y_1 + y_2 + \dots + y_n. \quad (4)$$

Величины y_i независимы, и, следовательно, X образуется как сумма N независимых случайных величин, каждая из которых имеет производящую функцию, заданную (3). Производящая функция распределения числа X будет

$$H_X(s) = [1 - \varepsilon_0(1 - s)]^N. \quad (5)$$

Пользуясь (5) легко получить выражения для математического ожидания и дисперсии числа X :

$$E(X) = N\varepsilon_0, \quad D(X) = N\varepsilon_0(1 - \varepsilon_0).$$

Случай 2. Перед началом изготовления партии процесс изготовления изделий отлаживается, так что до возникновения разладки вероятность появления брака $\varepsilon_0 = 0$ (нет постоянно действующих причин появления брака). Разладка процесса является следствием мгновенного повреждения и вызывает вероятность $\varepsilon_1 > 0$ появления брака. Профилактический контроль отсутствует, и после возникновения разладки вероятность ε_1 остается неизменной до окончания изготовления партии. Перед началом изготовления следующей партии процесс отлаживается вновь и т. д. Вычислить производящую функцию распределения числа X , математическое ожидание $E(X)$, дисперсию $D(X)$, вероятность $P\{X = m\}$.

Здесь имеем схему мгновенных повреждений с той, однако, особенностью, что процесс изготовления партии заканчивается после изготовления N изделий в отличие от случая 1, где процесс длился сколь угодно долго.

Допустим, что разладка (повреждение) имела место при изготовлении изделия с номером k , где номер изделия отчитывается от начала изготовления партии. Тогда это k -е и каждое следующее за ним изделие может с

вероятностью ε_1 оказаться дефектным и с вероятностью $1 - \varepsilon_1$ годным. Всего при наличии разладки будет изготовлено $N - k + 1$ изделий. Вводя случайную величину y_i с распределением

$$\begin{aligned} P\{y_i = 1\} &= \varepsilon_1 \\ P\{y_i = 0\} &= 1 - \varepsilon_1, \quad i = k, k + 1, \dots, N \end{aligned} \quad (6)$$

можно написать, что число дефектных изделий в партии

$$X = y_k + y_{k+1} + \dots + y_N. \quad (7)$$

Число $N - k + 1$ слагаемых в правой части (7) является случайным, так как $m = k - 1$ – случайное число. Следовательно, число X образуется как сумма случайного числа $(N - k + 1)$ независимых случайных величин y_i .

Определение. Если случайная величина z образуется как сумма случайного числа m^* независимых случайных величин z_i $z = \sum_{i=1}^{m^*} z_i$, то имеет место сложное распределение.

Рассмотрим основу полученных здесь результатов.

В качестве одного из существенных использовалось предположение, что с момента разладки вероятность ε появления брака остается неизменной. Практически это предположение может нарушаться. Во-первых, если имеется причина, вызывающая мгновенные повреждения, и если поврежденный орган не заменен, то та же причина способна вызвать его последующие повреждения, что может приводить к росту вероятности появления брака; во-вторых, при наличии профилактического контроля смена поврежденного органа до окончания изготовления партии приведет к уменьшению вероятности появления брака. Поэтому в реальных условиях вероятность ε может иметь в случайные моменты времени скачкообразные изменения.

Выводы

Мы рассмотрели некоторые схемы образования распределения числа X дефектных изделий в партии продукции. Эти схемы не являются исчерпывающими. В частности, не изучены распределения, которые

образуются, когда вероятность ε имеет три и более скачкообразных изменений за время изготовления партии. В частности не было указано, при каких условиях за время изготовления партии число разладок не превзойдет одной. Игнорировалась возможность применения профилактического контроля при стационарных причинах и т. д. Все эти ограничения связаны с недостаточными возможностями решения задач при помощи дискретных распределений. Очевидно, значительную часть введенных здесь ограничений можно будет снять за счет перехода к непрерывным распределениям.

Список использованных источников:

1. Болотин В. В. Статистические методы строительной механики / В. В. Болотин. – М. : Стройиздат, 1961.

2. Кордонский Х. Б. Расчеты усталостной долговечности методами теории вероятностей / Х. Б. Кордонский, Б. Е. Корсаков / РИИГВФ. – Рига, 1961.

Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Светличная Н.С. «Вероятное качество продукции и схемы распределения дефектных изделий в партии продукции».

В статье рассматриваются схемы распределения числа дефектных изделий в партии продукции в зависимости от причин, вызывающих появления брака. В качестве математического аппарата применяется метод дискретных распределений.

Ключевые слова: продукция, дефектные изделия, партия, брак, метод дискретных распределений.

Оболенська Т.О., Лазаренко В.І., Светлічна Н.С. «Імовірна якість продукції та схеми розподілення дефектних виробів в партії продукції».

В статті розглядаються схеми розподілення числа дефектних виробів в партії продукції в залежності від причин, які спричиняють появу браку. В якості математичного апарату застосовано метод дискретних розподілень.

Ключові слова: продукція, дефектні вироби, партія, брак, метод дискретних розподілів.

Obolenskaya T.A., Lazarenko V.I., Svetlichnaya N.S. «The probability quality of production and schemes of distribution of defective articles in the production group».

In the article the schemes of distribution the numbers of defective articles in the productions group depending on the reasons, which cause the appearance of faulty production are examined. In the grade of mathematical apparatuses the method of the discrete distribution is used.

Key words: production; defective articles; lot; spoilage; method of the discrete distribution.

Стаття надійшла до редакції 31 березня 2009 р.

УДК 621.01

©Коваленко І.В., Мовчан А.О.

КОМПОНОВОЧНІ РІШЕННЯ В РЕАЛІЗАЦІЇ ГРУПОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ВИГОТОВЛЕННЯ ВИРОБІВ

У гнучких автоматизованих виробництвах реалізуються основні напрямки науково-технічного прогресу в промисловості: інтеграція керування, проектування й виготовлення виробів на основі високого рівня автоматизації; удосконалювання організації виробництва і його підготовок; впровадження ЕОМ для рішення проектних і виробничих завдань. При розробці нових автоматизованих виробництв і реконструкції існуючих, на перший план висувається обґрунтування доцільності капіталовкладень, вибір устаткування, ефективність проектування за умови, що обґрунтовано номенклатуру виробів підметів виготовленню в умовах гнучкої виробничої системи (ГВС), визначені технологічні маршрути, час обробки, контроль.

У більшості випадків ГВС формуються на базі верстатів зі ЧПУ, що в значній мірі сприяє впровадженню групових методів обробки. Використання дорогого встаткування з ЧПУ, промислових роботів і групових методів у серійному й дрібносерійному виробництві повинне передбачати моделювання й побудову оптимального руху потоків предметів праці по робочих позиціях. Результати такого моделювання надалі повинні використатися як при побудові окремих роботизированих ланок виробничого процесу, так і при проектуванні роботизированного виробництва в цілому. Знайдена в результаті моделювання оптимальна схема потоків предметів праці залежно від того, як було сформульоване вихідне завдання, дозволяє визначити або оптимальну структуру гнучкого виробництва, що забезпечує високий ступінь використання основних фондів, або знайти варіант, що забезпечує максимальне завантаження встаткування в умовах існуючої структури виробництва.

Під компоновочним рішенням (КР) розуміється принципова схема взаєморозташування й взаємозв'язку основного (верстатного) і допоміжного устаткування, трас руху межопераційного транспорту, а також, якщо необхідно, що забезпечують служб ГВС.

Компоновочні структури (схеми) ГВС залежать від серійності виробництва, для якого створюється ГВС [3]. Типові компоновочні структури наступні:

1. Залежно від типів організації матеріальних потоків: із централізованим складом; із проміжним накопичувачем; з комбінованою структурою.

Варіанти розміщення із централізованою структурою застосовують в одиничному й дрібносерійному виробництві деталей з великою верстатоемкістю, а також великогабаритних деталей. Реалізуються вони за схемою склад-верстат-склад (Скл-В-Скл) на ГВС із верхнім рівнем керування АТСС (мал. 1, а) і за схемою дільничний накопичувач-верстат-дільничний накопичувач (Н-В-Н) - на ГВС, де потрібна мала місткість нагромадження й невисокий рівень керування АТСС (див. рис. 1, б). Варіанти розміщення із проміжним нагромадженням реалізуються за схемою скл-н-в-н-скл-н-в-н-скл і скл-Н-в-н-в-н-скл у виробництві, що вимагає частих переналагоджень (див. рис. 1, в і 1, г), і є найпоширенішими.

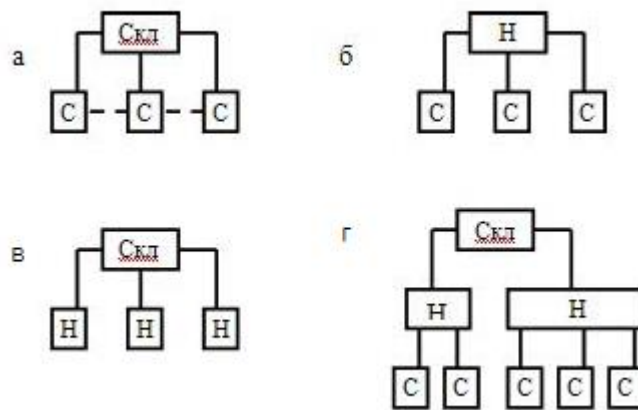


Рис. 1 - Типи організації матеріальних потоків

2. Типові компоновочні структури залежно від прийнятої технології підрозділяються: по методу групування однотипного встаткування, при якому спрощується проблема максимального завантаження встаткування; по методу групової технології - групування різнотипного встаткування оптимальної продуктивності, але при цьому ускладнюється проблема рівномірного завантаження встаткування; по методу твердої технологічної послідовності операцій.

В інтегрованому виробництві можна застосовувати сполучення зазначених методів.

3. Типові компоновочні структури залежно від взаєморозташування робітників зон і зон обслуговування наступні (див. рис. 2).

Фронтальне, поперечне, дипольне й кутове компонування є лінійними. Найбільш просте лінійне компонування - фронтальна. Вона поширена як у ГВС для виготовлення деталей типу тіл обертання з використанням порталних роботів або маніпуляторів, так і корпусних деталей. Дипольне компонування рекомендується у випадку необхідних перестановок і дають можливість промислового роботу або маніпулятору обслуговувати два верстати. Поперечне компонування застосовне для ГВС, що виготовляють корпусні деталі й деталі типу тіл обертання. У якості приверстатного транспорту може застосовуватися конвеєр або порталний робот.

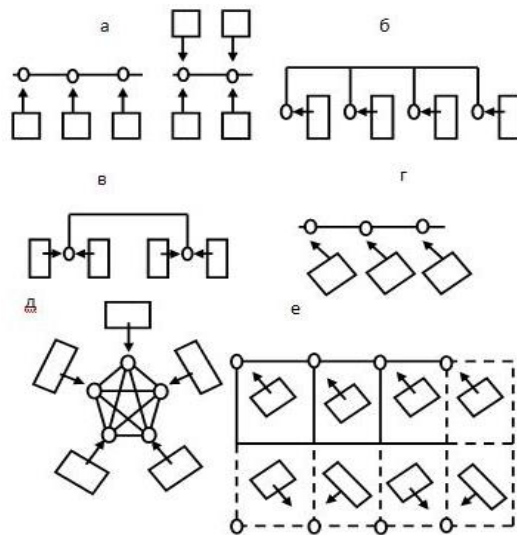


Рис. 2 – Рекомендовані схеми розміщення основного технологічного обладнання:

а – фронтальна; б – поперечна; в – дипольна; г – кутова; д – кругова; е – комбінована

Умови компоновання ГВС дозволяють скоротити її довжину й доцільні у випадку виготовлення деталей типу тіл обертання. Кругове компоновання застосовують у ГВС для виготовлення різних деталей при використанні в якості транспортного й завантажувального засобу маніпулятора обертального типу. Комбіноване компоновання краще, якщо воно виконується у формі ґрат із квадратними осередками.

4. Типові компоновочні структури залежно від способів реалізації подачі інструмента наступні: з ручним візком, із загальним автоматичним транспортом для деталей і інструмента; зі спеціальним транспортом для інструмента.

5. Типові компоновочні структури залежно від компоновання АТСС по напрямку довжини складу наступні: уздовж лінії верстатів; перпендикулярно лінії верстатів; без складу.

Склади уздовж лінії верстатів доцільно використати при однорядному розташуванні верстатів; поперечні склади рекомендуються при багаторядному розташуванні верстатів. Планування з поперечним складом займають меншу площу, але потрібен транспорт, що обслуговує верстати.

6. Способи видалення відходів можуть бути наступними: централізований, що забезпечує автоматичне збирання стружки; децентралізований, більше дешевий, потребує періодичного обслуговування людиною.

7. При проектуванні компоновочних структур варто прагнути до мінімізації використовуваної виробничої площі, сумарного шляху переміщення транспортних засобів (ТЗ) і суми витрат на створення транспортної системи.

8. Кількість і технічні параметри ТЗ варто вибирати з урахуванням підвищеного коефіцієнта використання верстатного встаткування в складі ГПС і можливості роботи у двох основних режимах: автоматичному – з керуванням від центральної ЕОМ і напівавтоматичному – з керуванням від оператора.

9. Як основний принцип побудови ГВМ і ТЗ варто використати агрегатно-модульний, що дозволяє на єдиній конструктивній базі реалізовувати різні компоновочні структури й технологічні процеси з урахуванням специфіки конкретних виробничих приміщень.

10. Основні технічні параметри ГВС. При числі верстатів у ГВС від 2 до 50 (переважно 4...8) на них виготовляють виробу необмеженої номенклатури, однак в основному типу тіл обертання й корпусних деталей. Габаритні розміри виготовлених деталей на супутниках становлять 10...5000 мм, але найчастіше 250...800 мм.

Для транспортування заготівель застосовуються найчастіше рейкові візки й індуктивно керовані візки - робокари. Крім того, знаходять застосування електрокари, крани й роботи.

Завантаження-розвантаження верстатів ГВС здійснюються найчастіше на супутниках, рідше роботом або вручну. Разом з тим, зміна інструмента в магазинах верстатів здійснюється головним чином вручну й рідше АСІО на супутниках або касетами.

Актуальність завдання проектування КР обумовлена тим, що саме на цьому етапі ГВС формується як інтегрована система верстатів і автоматизованого транспорту. Раціональність закладених тут рішень дозволить зменшити капітальні витрати на допоміжне устаткування, поліпшити організаційні показники роботи ГВС (зменшити час знаходження деталі в системі, підвищити надійність функціонування й ін.), поліпшити використання виробничих площ. При внесенні завдань проектування КР у контур

автоматизованого проектування ефект може бути отриманий не тільки за рахунок поліпшення якості проекту, але й за рахунок інтенсифікації процесу проектування.

ГВС орієнтується на використання групових методів виробництва, при яких для груп однорідної по тимі або інших конструктивно-технологічних ознаках продукції встановлюються однотипні високопродуктивні методи обробки з використанням однорідних і швидкопереналагоджувальних знарядь виробництва. Представляється можливим використання типових технологічних рішень, узагальнених маршрутів обробки, характерних для певного класу, групи деталей, модифікації виробів і що дозволяють формувати індивідуальні технологічні маршрути залежно від конструктивних і технологічних ознак конкретних деталей. Груповий метод виробництва значною мірою визначає виробничу структуру цехів і ділянок, систему планування й обслуговування.

Моделювання руху потоків предметів праці дає можливість для окремих виробничих процесів, що використовують устаткування зі ЧПУ, зварювальні роботи, автоматизовані складально-зварювальні комплекси, здійснювати групування операцій на окремих позиціях, що забезпечує необхідний ступінь синхронізації роботи встаткування в межах заданого ритму роботи.

У сформованому варіанті розміщення КР у площі ділянки позиції основного встаткування знеособлені, тобто в кожену позицію допускається установка будь-якого верстата системи. Для остаточного визначення принципово-можливих структурно-компоновочних рішень необхідно розподілити встаткування по позиціях (мал. 3). А оскільки схема розподілу основного технологічного встаткування (ВІД) значно впливає на такі показники якості проектного варіанта КР ГВС як пробіг транспорту, сумарний вантажопотік у системі, час транспортування деталей, то розподіл повинне бути оптимальним.

Методи рішення завдання відносного розміщення встаткування підрозділяються на графічні й математичні [2].

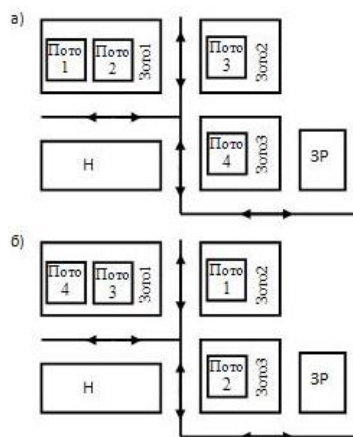


Рис. 3 – Варіантність розміщення позицій ОТО по зонам типового структурно-компоновочного рішення (на прикладі ГПС "Мурата", Японія). Пото – позиції ОТО; Зото – зони розміщення ОТО; ЗР – завнтаження-розвантаження ОТО; Н – нагромаджувач заготовок

Графічні методи використовують діалоговий графічний екран, наочні й ефективні при використанні разом з математичними.

З математичних методів широке поширення одержали аналітичні, які вирішують завдання в припущенні, що площа кожної одиниці встаткування розміщується на будь-якім можливому місці розташування.

У більшості випадків витрати призначення певного встаткування на дане місце залежать від призначення іншого встаткування на місця, що залишилися. Тобто, витрати переміщення предметів по робочих місцях є функція відносного розміщення встаткування. Така постановка завдання квадратична «завдання про призначення» [1].

Якщо на n робітників місць потрібно призначити n одиниць устаткування, то із двох матриць $A=(a_{ij})$ і $B=(b_{kl})$ розміром $n \times n$, де a_{ij} – відстань між місцями i і j у напрямку $i \rightarrow j$; b_{kl} – інтенсивність переміщення предметів між устаткуванням k і l у напрямку $k \rightarrow l$ шукається матриця рішень $X_i=(x_{ik})$, у якій

$$x_{ik} = \begin{cases} 1, \text{ якщо на місце } i \text{ назначається обладнання } k; \\ 0, \text{ в протилежному випадку} \end{cases}$$

$$\sum_{i=1}^n x_{ik} = 1; \quad \sum_{k=1}^n x_{ik} = 1; \quad t \in 1:n!,$$

де t – призначення й кожне t позначає єдину перестановку з $n!$ безлічі всіх перестановок з n .

У цьому випадку мінімізується величина витрат пов'язана із транспортуванням предметів праці по всій розглянутій системі.

Якщо ГВС із n верстатів призначена для випуску виробів L модифікацій реалізацією n – операцій, то враховуються вагові коефіцієнти α^l випуску продукції l -ої модифікації.

При цьому передбачається, що всі одиниці (групи) устаткування пронумеровані, площі для розміщення кожної з них однакові, тобто ділянка розбита на n рівних частин і між ними виділені транспортні шляхи. Технологічні маршрути виготовлення кожної з L модифікацій задані матрицями

технологічних маршрутів C^l , $l=1, \vec{L}$ розмірністю $n \times n$, елементи яких визначені як елементи суміжності або звязності верстатів (груп устаткування).

Вагові коефіцієнти α^l , $l=1, \vec{L}$ пропорційні: $\alpha^1 + \alpha^2 + \dots + \alpha^L = 1$.

Уводиться матриця відстаней $D = \{d_{ij}\}$, $i, j = 1, n$, де d_{ij} – довжини шляху між i -ої й j -ої позиціями.

Визначається довжина шляхів S^l , пройдені виробами кожної з l модифікацій

$$S^l = \sum_{i,j,\mu,\nu=1}^n x_{i\mu} x_{j\nu} d_{ij} C_{\mu\nu}^l,$$

де x_{ij} визначаються як

$$x_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{якщо } j - \text{е обладнання розміщується на } i - \text{тій позиції;} \\ 0, & \text{в протилежному випадку.} \end{cases}$$

$$\sum_{i=1}^n x_{i\mu} = 1; \quad \sum_{\mu=1}^n x_{i\mu} = 1$$

З урахуванням вагових коефіцієнтів α^l оптимізується згортка S^l , $l=1, \vec{L}$

$$Z = \sum_{l=1}^L \sum_{i,j,\mu,\nu=1}^n \alpha^l x_{i\mu} x_{j\nu} d_{ij} C_{\mu\nu}^l,$$

а з веденням позначень

$$A_{i\mu j\nu} = d_{ij} \sum_{l=1}^n \alpha^l C_{\mu\nu}^l$$

перебуває мінімум функції

$$Z = \sum_{i,j,\mu,\nu=1}^n x_{i\mu} x_{j\nu} A_{i\mu j\nu}$$

Теоретичне число можливих призначень може бути зменшене в результаті розгляду надмірності конкуруючих призначень і обмежень в умовах кожного конкретного розміщення.

Обмеження завдання є результатом обліку технологічних і економічних факторів. Наприклад, токарські верстати рекомендують розташовувати уздовж цеху, що приводить до економії виробничих площ і ін.

Завдання розміщення встаткування може вирішуватися із застосуванням методів релаксації, попарних перестановок, галузей і границь і т.д.

Результати моделювання КР ГВС важливі для машинобудування й інших галузей промисловості, економічний ефект від застосування яких забезпечується тим, що:

- знайдена в результаті моделювання оптимальна схема потоків предметів праці дозволяє визначити оптимальну структуру гнучкого виробництва, що забезпечує високий ступінь використання основних фондів, знайти варіант, що забезпечує максимальне завантаження встаткування в умовах існуючої структури виробництва;

- моделювання руху потоків предметів праці дає можливість для окремих виробничих процесів здійснювати групування операцій на окремих позиціях, що забезпечує необхідний ступінь синхронізації роботи встаткування в межах заданого ритму роботи;

- установлені в результаті моделювання інтенсивності потоків предметів праці між окремими робочими позиціями є основою для рішення питань про компонування встаткування в ГВС і окремих ГВС у цеху, що забезпечує мінімальні витрати на організацію переміщення предметів праці;

- при оптимальному розміщенні встаткування на виробничій площі ділянки сумарна довжина транспортних переміщень, прохідних всіма деталями в процесі їхньої обробки є мінімальною; виконання цієї умови зменшує загальну довжину транспортного шляху при межопераційних перевезеннях, що дозволяє скоротити необхідне число транспортних засобів і витрати, пов'язані із транспортними переміщеннями;

- поліпшується безпосередньо якість проекту й збільшується інтенсифікація процесу проектування.

Список використаних джерел:

1. Эффективность переналаженных роботизированных производств / В. А. Козловский, Э. А. Козловский, В. М. Макаров. – Л. : Машиностроение, 1985. – 224 с.
2. Автоматизовані системи технологічної підготовки робототехнічного виробництва / Л. С. Ямпольский, О. М. Калинин, М. М. Ткач. – К.: Вища шк., 1987. – 271 с.
3. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем : справочник-учебник в 3-х т. Т. 3: Проектирование станочных систем / под общ ред. А. С. Проникова. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана; Станкин, 2000. – 584 с.
4. Технологическое оборудование ГВС / под общ. ред. А. И. Федотова, О. Н. Миляева. – Л. : Политехника, 1991. – 320 с.

Коваленко И.В., Мовчан А. А. «Компоновочные решения в реализации групповой технологии изготовления изделий»

Рассмотрены типовые компоновочные структуры гибких производственных систем, которые зависят от серийности производства, для которого создаются системы и методы решения задания относительного размещения оборудования».

Ключевые слова: компоновочное решение, технология, серийное производство, материальный поток, оптимальное размещение оборудования.

Коваленко І.В., Мовчан А.О. «Компоновочні рішення в реалізації групової технології виготовлення виробів»

Розглянуті типові компоновальні структури гнучких виробничих систем, які залежать від серійності виробництва, для якого створюються системи та методи рішення завдання відносно розміщення обладнання».

Ключові слова: компоновочное рішення, технологія, серійне виробництво, матеріальний потік, оптимальне розміщення встаткування.

Kovalenko I.V., Movchan A.A. «Komponovochnye decisions in realization group technologists fabrications product»

The model layout structures of the flexible production systems, which depend on the rangeability of production which the systems and methods of decision of task of the relative placing of equipment are created for, are considered”.

Key words: arranging decisions, technology, rangeability of production, material flow, relative placing of equipment.

Стаття надійшла до редакції 4 лютого 2009 р.

©Юхнов Б.Ю., Яшинов О.Л.

ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ТА СПОСОБИ ВИМІРУ ІННОВАЦІЙНОГО ПРОЦЕСУ НА ПІДПРИЄМСТВАХ МАШИНОБУДУВАННЯ

1. Постановка проблеми

Сучасне машинобудівне підприємство, яке функціонує в складному суспільно-економічному середовищі, мусить постійно створювати та впроваджувати різноманітні інновації для забезпечення своєї ефективності в ринковій економіці. Проте аналіз структури економіки України свідчить про її невідповідність цим викликам. Значну частку у виробничому секторі економіки нашої країни мають підприємства, що займаються виробництвом продукції з низькою наукомісткістю, використовують «відкриточні» технології. Така стан справ спостерігався ще за радянських часів, але за роки незалежності він тільки погіршився. За останні 15 років більш ніж удвічі знизилась кількість підприємств, які використовують інновації, а також кількість освоєних нових видів техніки і впроваджених технологій. Чинниками, які гальмують впровадження інновацій, є: низька зацікавленість бізнесу у застосуванні інновацій, відірваність наукового потенціалу країни від виробничої сфери, складна система патентного оформлення нових розробок та їхнього законодавчого захисту тощо. До того ж ситуація ускладнюється наявністю серйозної економічної кризи, вихід з якою неможливий без широкого використання інновацій. Таким чином, для усіх українських підприємств, а машинобудівних в значній мірі, просування до інноваційної моделі взагалі стає головним чинником виживання та підвищення конкурентоспроможності. Науково – теоретичною передумовою такого просування є осмислення суті інноваційного процесу та надання виважених рекомендацій щодо його виміру та оцінки.

2. Аналіз останніх досліджень

В науковій літературі присутня велика кількість дефініцій інновацій, які помітно відрізняються між собою. При цьому існують два підходи до інновації: широкий та вузький.

Основою для широкого підходу є дефініція, яка запропонована відомим американським економістом Й.Шумпетером. Він визначав інновацію як «непостійне проведення нових комбінацій» у наступних випадках:

- впровадження нового товару, тобто товару, з яким споживачі ще не знайомі, або нового різновиду певного товару;
- впровадження нового метода виробництва, тобто метода, ще не випробуваного практично в даній галузі;
- відкриття нового ринка, на якому дана галузь промисловості даної країни ще не була присутня, незалежно від того, чи існував цей ринок, чи його не було;
- оволодіння новим джерелом сировини чи напівфабрикатів;
- проведення нової організації якої-небудь промисловості, наприклад, здобуття позиції монополіста або її втрата[7, с.104].

На базі наведеної дефініції виник ряд варіантів, які зазвичай подаються в трьох значеннях: функціональному, атрибутивному і предметному. При функціональному підході акцент робиться на показі інновації як процесу свідомого здійснення змін в техніці, технології та організації праці [1, с.48]. При атрибутивному підході інновація розглядається як одна з можливих реакцій підприємства на суспільні потреби або як елемент соціально-економічного прогресу [5, с.37]. Нарешті, при предметному підході інновація «виявляється в використанні нових видів інструментів або нових принципів користування ними; впровадженні нового технологічного процесу або процедури; застосуванні нового виду сировини чи матеріалу; використанні нового місця або території; виконанні нової дії»[3, с.34]. Але в жодному з цих варіантів дуже важко визначити, де здійснюється інновація – на макро-, мезо- чи мікрорівні.

Більшість дослідників інновації, зокрема, українських, таких як Ж.Говоруха, І.Лепьохіна, Є.Шарадкіна [Див.: 2, с.109; 4, с.30; 6, с.17], тяжіє до

більш вузького розуміння інновації з суто технічної точки зору, коли аналізуються насамперед зміни в виробах або технологічних процесах. Організаційні зміни, які мають місце в сфері виробництва, розглядаються при цьому в сукупності зі змінами в техніці.

Таке трактування інновації, на наш погляд, обумовлено:

- а) дійсно великою роллю технічних змін в економічних процесах на підприємстві, особливо машинобудівному;
- б) недооцінкою значення організаційних, економічних і соціальних змін;
- в) більш детальною і глибокою науковою розробкою проблеми технічних змін порівняно зі змінами, які відбуваються в економіці, організації та соціальних умовах підприємства;
- г) відносною легкістю визначення та швидкістю досягнення економічних результатів технічних інновацій порівняно з іншими інноваціями.

3. Формулювання цілей статті

Наявність різних, часто однобічних трактувань поняття «інновації» потребує її визначення та дослідження, використовуючи комплексний підхід, який більш за все відповідає сучасним вимогам до функціонування машинобудівних підприємств, особливо в умовах відчутної економічної кризи в країні та світі. Втім, цей підхід слід використовувати разом з підходом конкретним. Тому цілями даної статті є системне визначення поняття «інновації», проведення класифікації її основних видів та їхній послідовний аналіз.

4. Виклад основного матеріалу дослідження

Застосування більш комплексного та водночас і конкретного підходу повинно базуватися на таких вихідних положеннях:

- 1) інновація є доцільною і корисною зміною в попередньому стані, яка запропонована людиною;
- 2) ця зміна мусить отримати практичне застосування, причому вперше в даній області;

3) предметом цих змін є виробни, технології, соціальні, економічні, екологічні процеси і т.п.;

4) інновації є засобом реалізації цілей розвитку підприємства, а також позитивно впливають на підвищення його ефективності.

Виходячи з цих положень, автори статті пропонують розуміти під інновацією проведення змін в техніці, технології, організації, екології, економіці, а також в соціальній сфері підприємства, зокрема машинобудівного. Найважливішим критерієм класифікації інновацій є їхній предмет. Згідно цього критерію інновації на підприємстві поділяються на технічні, організаційні, економічні, соціальні та екологічні.

Технічні інновації – це, по-перше, інновації в виробничому процесі, тобто зміни у методах виробництва, а по-друге, продуктові інновації, тобто вдосконалення товару, який вже виробляється, або розширення асортиментної структури за рахунок нового товару.

В певних випадках продуктові інновації можуть бути неможливі без змін в існуючих методах виробництва. Що ж стосується інновацій в виробничому процесі, то вони можуть спонукати до змін в структурі виробництва. Більше того, в багатьох галузях промисловості, наприклад, в машинобудуванні та металургії, просто важко знайти такі зміни в процесах, які б не впливали на зміни в продуктах.

Технічні інновації не виникають у відриві від інших процесів у соціальному житті підприємства. Їх зазвичай супроводжують зміни в організації та управлінні, екології, в галузі професійного навчання працівників, безпеки та гігієни праці, мотиваційній системі тощо. Так, без урахування фізичних і соціально-психологічних якостей робітників інновації в галузі технічних умов, інструментів, технології заздалегідь приречені на невдачу.

Продуктова інновація пов'язана з наданням продукту нових якісних рис, котрі повинні сприйматися споживачами як нові. Зміни якісних характеристик можуть бути двоякого роду: фактичні та фіктивні.

Перші породжуються змінами матеріальних характеристик і призводять до змін матеріальної та емоційної споживацької цінності. Беручи до уваги способи впливу різних рис продукту на споживачів, ми виділяємо:

- визначальні риси, які мають матеріальну споживацьку цінність: діапазон застосування, склад продукту, економічність застосування і т.п.;
- властивості, які визначають емоційну споживацьку цінність (вплив засобу на психіку споживача): відповідність тенденціям моди, етичним нормам, вимогам пристойності.

Емоційна споживацька цінність формує також нематеріальний фактор, яким є уявлення про продукт і його постачальника.

Фіктивні зміни витікають зі змін диференціації, які модифікують емоційну споживацьку цінність продукту, тобто задовольняють непередметні (ефектні) вимоги споживачів.

Виділення категорії нових продуктів пов'язано з діапазоном інноваційних змін в самому продукті. В зв'язку з цим треба виділяти радикальні інновації в продукті (нові види і нові типи продуктів) і вдосконалення продукту (нові моделі продукту, перш за все у випадку модернізації).

В аналізі співвідношення продукт – технологія важливим є те, що великі можливості криються в кращому пристосуванні продукту до технологічних процесів, а також в поліпшенні конструкції для досягнення більш високої якості та більшого різноманіття варіантів продукту.

Серйозне значення має також розширення обсягу послуг, які пов'язані з продуктом. Постійне поповнення та оновлення пропозиції послуг, що надаються, дуже часто є однією з головних умов успіху підприємства.

Організаційні інновації на машинобудівному підприємстві ми визначаємо як удосконалення його функціонування як цілого, а також організаційне вдосконалення окремих ділянок виробництва з метою отримання відповідних економічних результатів. Організаційні інновації можуть виявлятися в двох основних формах: 1) інновації, не пов'язані з технічними, метою яких є поліпшення діяльності та використання наявних трудових ресурсів і майна підприємства; 2) інновації, спричинені технічними, що активно з ними співпрацюють, а також сприяють зростанню їхньої економічної ефективності.

Організаційні інновації націлені на залучення резервів, що існують в робочому часі людей та машин, в темпі їхньої праці, а також в матеріальному факторі. Атрибутом організаційних інновацій, окрім економічних і соціальних аспектів, є гуманізація будь-якої людської діяльності. Зростання продуктивності праці в результаті вдосконалення організації виробництва та управління знижує фізичні та технічні навантаження на працівників.

Основні напрями організаційних інновацій на машинобудівному підприємстві передбачають удосконалення: організаційної структури в управлінні; організації трудових колективів; організаційної системи матеріальних елементів виробництва; організації протікання виробничих процесів.

Економічні інновації на підприємствах машинобудування можна визначити як позитивні зміни в його фінансовій, маркетинговій і т.п. сферах діяльності. Прикладами економічних інновацій можуть служити впровадження нових систем: фінансування, з тим щоб гроші стимулювали ефективність господарчої діяльності підприємства; оплати праці, так, щоб вона забезпечувала матеріальну мотивацію всім групам працівників та раціоналізувала структуру зайнятості; бухгалтерського обліку для підвищення об'єктивності інформації про рух майна і кругообіг засобів підприємства; перспективного планування, яка б координувала стратегію розвитку підприємства; управління людськими ресурсами для досягнення конкурентних переваг підприємства і кращого пов'язання кадрової системи з його стратегією.

Наступною групою є соціальні інновації. Вони виразно виявляються в невиробничій діяльності машинобудівних підприємств і стосуються, наприклад, соціально-побутових умов життя робітників, культурної діяльності, організації вільного часу, а також умов безпеки та гігієни праці. Інновації в останній області мають (зокрема в Україні) особливо велике значення, яке пов'язане з досягненням наступних результатів:

- соціальних: виключення важких, шкідливих для здоров'я робіт, зменшення професійних захворювань і нещасних випадків на виробництві;

- економічних, наслідком яких є зростання продуктивності праці, приріст продукції, збільшення прибутку;
- технічних у вигляді поліпшення технічних параметрів машин, обладнання, виробів, а також організації праці та протікання технологічного процесу.

Розвиток промисловості і технічних інновацій суттєво впливає на забруднення навколишнього середовища. Цілі та результати розвитку техніки слід коригувати з урахуванням екологічних проблем. Вже сьогодні екологія стає сферою активного прояву інноваційних процесів. Тому теорія інновації мусить встигати за проблемами, які виникають в цій сфері та прогнозувати їхні наслідки.

Автори статті пропонують вважати екологічними інноваціями на машинобудівному підприємстві такі зміни в техніці, організаційній структурі та управлінні, які зменшують або нівелюють його негативний вплив на навколишнє середовище.

Висновки

Зростаюча конкуренція, нові технологічні можливості, вимоги ринку та суспільства диктують необхідність нового типу інноваційності, яка б охоплювала всі функції машинобудівного підприємства і дозволяла йому вийти за свої попередні межі. Чітке розуміння комплексної суті інноваційного процесу на такому підприємстві, його складових елементів, відмінностей і взаємозв'язків між ними дозволять галузевій науці та господарській практиці просунути машинобудування України до інноваційної моделі.

Список використаних джерел:

1. Баланова С. Инновационный круговорот (Культура инноваций в компании) / С. Баланова // Стратегии. – 2007. – № 8. – С. 42–51.
2. Говоруха Ж. Питання розвитку інноваційної діяльності підприємств України / Ж. Говоруха // Актуальні проблеми економіки. – 2007. – № 8. – С. 107–115.

3. Друкер П. Эффективность управления / П. Друкер. – М. : Гранд, 2001. – 285 с.
4. Лепьохіна І. Управління інноваційним розвитком підприємств в ринкових умовах / І. Лепьохіна // Агросвіт. – 2008. – №16. – С. 30–34.
5. Хучек М. Стратегия инновации на предприятии / М. Хучек. – М. : РАУ, 1998. – 212с.
6. Шарадкіна Є. Економічне зростання держави і інноваційна політика підприємства / Є. Шарадкіна // Економіка та держава. – 2005. – №1. – С. 12–22.
7. Шумпетер Й. Теория экономического развития / Й Шумпетер. – М. : Прогресс, 1988. – 456 с.

Юхнов Б.Ю., Яшинов А.Л. “Основные параметры та способы измерения инновационного процесса на предприятиях машиностроения”.

В статье предлагается классификация основных видов инноваций на предприятиях машиностроения, их особенностей и взаимодействия; даются конкретные рекомендации.

Ключевые слова: инновация, комплексный подход, машиностроительные предприятия.

Юхнов Б.Ю., Яшинов О.Л. “Основні параметри та способи виміру інноваційного процесу на підприємствах машинобудування”.

У статті пропонується класифікація основних видів інновацій на підприємствах машинобудування, їх особливостей і взаємодії; даються конкретні рекомендації.

Ключові слова: інновація, комплексний підхід, машинобудівні підприємства.

Yukhnov B.Y., Yashinov A.L. “The basic parameters and the modes of innovational process measuring at the machine-building enterprises”.

In article classification of the main kinds of innovations at the machine-building enterprises, its particularities and interaction is proposed; the relevant recommendations are presented.

Key words: innovation, comprehensive approach, engineering enterprises.

Стаття надійшла до редакції 23 травня 2009 р.

УДК 331.108:621

©Вихристюк М.О., Мамченко В.Г.

ВДОСКОНАЛЕННЯ КАДРОВОЇ ПОЛІТИКИ МАШИНОБУДІВНИХ ПІДПРИЄМСТВ

У сучасних умовах, як і раніше, люди, кадри є головною виробничою силою, незалежно від рівня автоматизації виробництва. Без людей з необхідними теоретичними і практичними навиками жодна організація не зможе досягти своїх цілей і успішно здійснити виробничу діяльність. Поза сумнівом, що трудові ресурси, що відносяться до соціально-економічної категорії, є одним з найважливіших аспектів теорії і практики управління. Для того, щоб ефективно управляти трудовими ресурсами необхідно правильно уміти здійснювати кадрову політику підприємства.

В умовах сучасного етапу розвитку економіки докорінно змінилася роль людини у всіх сферах діяльності: у виробництві, послугах, технології і т.п. Якщо раніше людина розглядалась тільки як один з факторів останнім, котрий нічим істотно не відрізнявся від машин і устаткування, то сьогодні вона перетворилася в головний стратегічний ресурс, знаряддя організації в ринковій боротьбі. Це пов'язано, насамперед, з її здатністю до творчості і постійного поліпшення діяльності. Рішення кадрових питань в умовах ринкових відносин і

ринку робочої сили здобуває особливо важливе значення, тому що змінюється суспільний статус працівника, характер його відношення до праці й умов продажу робочої сили. У цих умовах керівник підприємства повинен у своїх рішеннях виходити з того, що людський потенціал виявляється при сприятливих умовах для працівника, а його здатність у виконанні робіт, рішенні задач, у тому числі проблемних, залежить від багатьох якісних показників, що характеризують його як особистість і фахівця.

В Україні не так давно одним з недоліків діяльності підприємств можна було назвати недооцінку активізації та розвитку людських ресурсів, що підсилювало спад виробництва, знижувало продуктивність праці і знецінювало накопичений людський капітал. Ця тенденція просліджувалася ще в Радянському Союзі, коли в якості фактора виробництва людський потенціал не розглядався взагалі. Таким чином, на протязі десятиліть перед вітчизняними підприємствами, в основному державними, не стояла задача розробки стратегії використання та розвитку персоналу. А жаль, бо саме робітники, відповідно підготовані і розставлені по робочим місцям, повинні приносити підприємству більше, ніж витрачається на їх заробітну плату і покривати витрати на забезпечення і відтворення їх діяльності.

Ці процеси не могли не торкнутися такої сфери як машинобудування. На сьогодні кадрова ситуація на крупних підприємствах в Україні визначається як така, що не відповідає потребам держави, суспільства, окремих громадян. Не вистачає компетентних, ініціативних, відповідальних кадрів. Брак професіоналізму, невідповідність фахової підготовки, байдужість у роботі призводять до неефективного управління, викликають справедливі нарікання громадян щодо функціонування владних структур, зрештою, спричиняють плинність кадрів. Це значною мірою зумовлено дефіцитом демократизму, конкуренції й прозорості, об'єктивності і системності у кадровій роботі. Отже система роботи з персоналом потребує удосконалення.

У більшості підприємств машинобудівного комплексу відділи кадрів чи служби управління людськими ресурсами більше звикли займатися

плануванням чисельності працівників на підприємствах, їх головна задача - домогтися щоб на підприємстві було стільки працівників, скільки повинно бути у відповідності зі штатними розкладами. Але сьогодні відділам кадрів важливо вже домагатися не просто своєчасного заповнення вакансій, щоб підтримувати на належному рівні обсяг виробництва. Система роботи з кадрами повинна бути спланована таким чином, щоб постійно домагатися збільшення в складі робочої сили підприємства тих людей, хто має гарні знання, і стежити за тим, щоб таких працівників ставало усе більше в кожному підрозділі.

У підсумку може бути розроблена погоджена кадрова політика, що включає системи набору, підготовки, удосконалювання просування. Цей стратегічний план може бути розбитий на конкретні програми використання трудових ресурсів.

Таким чином, зараз кадрова політика націлена на рішення принципово нових, глобальних, довгострокових задач, підвищення економічної і соціальної ефективності роботи організації, підтримку її рівноваги з зовнішнім соціальним середовищем.

При виборі кадрової політики необхідно враховувати фактори, властиві зовнішньому і внутрішньому середовищу підприємства, такі як:

- вимоги виробництва, стратегія розвитку підприємства;
- фінансові можливості підприємства, обумовлений їм припустимий рівень витрат на керування персоналом;
- кількісні і якісні характеристики наявного персоналу і спрямованість їх зміни в перспективі й ін.;
- ситуація на ринку праці (кількісні і якісні характеристики пропозиції праці по професіях підприємства, умови пропозиції);
- попит на робочу силу з боку конкурентів, що складається рівень заробітної плати;
- впливовість профспілок, твердість у відстоюванні інтересів працівників;

- вимоги трудового законодавства, прийнята культура роботи з найманим персоналом та інше [2].

Загальні вимоги до кадрової політики в сучасних умовах зводяться до наступного:

1. Кадрова політика повинна бути тісно ув'язана зі стратегією розвитку підприємства. У цьому відношенні вона являє собою кадрове забезпечення реалізації цієї стратегії.

2. Кадрова політика повинна бути досить гнучкою. Це значить, що вона повинна бути, з одного боку, стабільною, оскільки саме зі стабільністю зв'язані визначені чекання працівника, з іншого боку – динамічною, тобто коректуватися відповідно до зміни тактики підприємства, виробничої й економічної ситуації. Стабільними повинні бути ті її сторони, що орієнтовані на врахування інтересів персоналу і мають відношення до організаційної культури підприємства.

3. Оскільки формування кваліфікованої робочої сили зв'язано з визначеними витратами для підприємства, кадрова політика повинна бути економічно обґрунтованою, тобто виходити з його реальних фінансових можливостей.

4. Кадрова політика повинна забезпечити індивідуальний підхід до своїх працівників[1].

Таким чином, кадрова політика повинна бути спрямована на формування такої системи роботи з кадрами, що орієнтувалася б на одержання не тільки економічного, але і соціального ефекту за умови дотримання діючого законодавства.

У реалізації кадрової політики можливі альтернативи. Вона може бути швидкою, рішучою (у чомусь спочатку, можливо, і не дуже гуманною стосовно працівників), заснованою на формальному підході, пріоритеті виробничих інтересів, або, навпаки, заснованою на обліку того, як її реалізація позначиться на трудовому колективі, до яких соціальних витрат для нього це може привести[6].

Зміст кадрової політики не обмежується найманням на роботу, а стосується принципів позицій підприємства у відношенні підготовки, розвитку персоналу, забезпечення взаємодії адміністрації і працівників. У той час як кадрова політика зв'язана з вибором цільових задач, розрахованих на далеку перспективу, що поточна кадрова робота орієнтована на оперативне рішення кадрових питань. Між ними повинен бути, природно, взаємозв'язок, що буває звичайно між стратегією і тактикою досягнення поставленої мети.

Кадрова політика носить і загальний характер, коли стосується кадрів підприємства в цілому, і приватний, виборчий, коли орієнтується на рішення специфічних задач (у межах окремих структурних підрозділів, функціональних або професійних груп працівників, категорій персоналу).

Робота з персоналом - це не тільки приймання-звільнення і статистика. Це рішення комплексу питань, що, у кінцевому рахунку, приводять до ефективної праці апарату, що виконує функції відповідно до Конституції України. Це постійна, повсякденна турбота про формування злагодженого, працездатного колективу, про те, щоб кожен його працівник, кожен підрозділ трудилися в повну міру своїх знань, сил, здібностей, з любов'ю до справи, постійно удосконалюючи свою професійну майстерність. Робота з кадрами планується таким чином, щоб поступово домагатися збільшення у своєму складі тих людей, хто краще володіє сучасними професійними навичками. Це турбота і відповідальність усього керівного складу установи.

Принцип підбору і розміщення персоналу передбачає розробку конкретних вимог до персоналу виходячи з масштабів його діяльності, його конкурентоздатності на ринку, традицій, а також схему раціонального розміщення персоналу між підрозділами, відділами цеху.

Умови наймання і звільнення визначаються конкретними правилами, по яких керівництво підприємства набирає і звільняє персонал. Ці правила містять визначені вимоги до персоналу. При найманні: професійна підготовка, рівень освіти, вік, рекомендації з минулих місць роботи, розмір пропонованої заробітної плати. Рівень молодих кадрів визначається в основному по ступені отриманої освіти, а рівень

кадрів старшого віку - за рівнем професійної підготовки і досвіді роботи в виробничій сфері. В умовах звільнення в основному враховуються такі фактори як порушення виробничої етики і дисципліни, безініціативність, відсутність прагнення підвищувати кваліфікацію, видача виробничих таємниць.

Навчання і підвищення кваліфікації передбачають постійне навчання персоналу на всіх рівнях або в рамках самого заводу, або в спеціальних навчальних центрах або вищих навчальних закладах. Необхідність навчання з метою підвищення кваліфікації обумовлена в основному вимогами і кон'юктурою ринку, конкуренцією і високим рівнем науково-технічного прогресу в виробничих технологіях.

Оцінка персоналу і його діяльності передбачає аналіз роботи персоналу підприємства протягом визначеного періоду(1 -2 роки) на всіх рівнях з метою підвищення ефективності його діяльності. Після аналізу й оцінки роботи персоналу керівництвом приймаються визначені рішення в області кадрової політики, що може полягати в ротатії кадрів, звільненні, напрямку на навчання і заохоченні або санкціях [1-5].

Правильно обрана кадрова політика забезпечує:

- своєчасне укомплектування кадрами робітників і фахівців з метою забезпечення безперебійного функціонування виробництва, своєчасного освоєння нової продукції, послуг;

- формування необхідного рівня трудового потенціалу колективу підприємства при мінімізації витрат (економія в розумних межах витрат, зв'язаних з найманням працівників, підготовкою кадрів з обліком не тільки витрат у поточному періоді, але і на наступну перепідготовку і підвищення кваліфікації і так далі);

- стабілізацію колективу завдяки врахуванню інтересів працівників, надання можливостей для кваліфікаційного росту й одержання інших пільг;

- формування більш високої мотивації до високопродуктивної праці;

- раціональне використання робочої сили по кваліфікації й у відповідності зі спеціальною підготовкою і так далі.

Однак досягнення цих результатів можливо при правильній оцінці здійснення кадрової політики в конкретних організаційно-технічних і соціальних умовах. Така оцінка необхідна вже на стадії вибору кадрової політики.

Необхідна перевірка кадрової політики на її відповідність сформованій на підприємстві традиціям у роботі з кадрами, звичним для колективу і прийнятою ним. Крім того, варто враховувати психологічний клімат на підприємстві, потенційні можливості колективу, зміни в зовнішньому оточенні. Тому доцільно проводити соціологічні дослідження з метою вивчення реакції з боку колективу на обрану кадрову політику.

Таким чином, при розгляді перспективних напрямків у роботі з кадровим потенціалом машинобудівних підприємств в першу чергу, на мій погляд, варто думати про розвиток корпоративного духу, культури серед співробітників усього підприємства і про розширення мотивації співробітників, особливо в плані самовираження і самореалізації.

Отже, система керування персоналом повинна носити комплексний характер і будуватися на концепції, відповідно до якої робоча сила розглядається як не поновлюваний ресурс чи людський капітал. Одним з важливих видів діяльності менеджерів при керуванні людськими ресурсами є прийом на роботу. Задачею залучення персоналу є забезпечення покриття потреби в персоналі в якісному і кількісному відношенні з врахуванням місця і часу, а також ефективне поєднання характеру розв'язуваних підприємством задач з людською природою працівників, що виконують цю задачу. Хоча багато менеджерів при прийомі на роботу орієнтується насамперед на те, де раніше працювала людина, одержуючи цю інформацію найчастіше з особистої бесіди чи трудової книги, існують визначені технології підбору персоналу, що з успіхом використовуються у світовій практиці. Вони включають два різних види діяльності: набір і добір персоналу. Перш ніж організація запропонує кому-небудь роботу, вона повинна знайти тих людей, які хотіли б її одержати. У цьому і полягає набір - створити необхідний резерв кандидатів на всі посади, з яких потім будуть відібрані найбільш придатні працівники. Тобто звідси

головна задача добору персоналу - вибір найбільш придатних кандидатів з резерву, створеного в ході набору. При цьому використовуються численні форми і методи добору за допомогою яких фірми й організації відбирають, найбільш придатних їм людей.

Удосконалення кадрової політики – це основа для реалізації адміністративної реформи, одним з напрямів якої є якісне покращення діяльності працівників як машинобудівних, так і підприємств інших галузей промисловості. Воно також дозволить здійснити ті перетворення в нашій державі, які приведуть її до добробуту та процвітання і дозволять їй зайняти достойне місце серед інших високорозвинених, демократичних, правових держав, у яких головними є інтереси людини.

Список використаних джерел:

1. Кибанов А. Я. Основы управления персоналом : учебник / А. Я. Кибанов. – М. : ИНФРА, 2003. – 304 с.
2. Корпоративне управління в Україні. Теоретико-методологічні аспекти : монографія / О. М. Сохацька, Н. П. Тарнавська, А. М. Тибінь [та ін.]. – Тернопіль: Економічна думка, 2007. – 359 с.
3. Туленков М. В. Сучасні теорії менеджменту: навч. посіб. / М. В. Туленков. – К. : Каравела, 2007. – 303 с.
4. Хомяков В. І. Менеджмент підприємства / В. І. Хомяков. – 2-ге вид., перероб. і доп. – К. : Кондор, 2005. – 434 с.
5. Швайка Л. А. Планування діяльності підприємства: навч. посіб. / Л. А. Швайка. – 2-ге вид.стер. – Л. : Магнолія, 2006, 2007. – 264 с.
6. Щекин Г. В. Основы кадрового менеджмента: учебник / Г. В. Щекин. – 5-е изд., стереотип. – К.: МАУП, 2004. – 280 с.

Вихристюк М.О., Мамченко В.Г. «Усовершенствование кадровой политики машиностроительных предприятий».

В статье актуализируется необходимость усовершенствования кадровой политики предприятий машиностроительной области промышленности, так как

усовершенствование кадровой политики - это один из основных направлений развития системы управления предприятием.

Ключевые слова: кадровая политика, машиностроительное предприятие, система управления, административная реформа.

Вихристюк М.О., Мамченко В.Г. «Вдосконалення кадрової політики машинобудівних підприємств».

У статті актуалізується необхідність вдосконалення кадрової політики підприємств машинобудівної галузі промисловості, бо вдосконалення кадрової політики – це один з основних напрямів розвитку системи управління підприємством.

Ключові слова: кадрова політика, машинобудівне підприємство, система керування, адміністративна реформа.

Vikhrystyuk M.O., Mamchenko V.G. «Improvement of skilled policy of machine-building enterprises».

The necessity of improvement of skilled policy of enterprises of machine-building area of industry актуалізується in the article, because improvement of skilled policy - it one of basic directions of development of control system by an enterprise.

Key words: skilled policy; machine-building enterprise; system of management; administrative reform.

Стаття надійшла до редакції 23 травня 2009 р.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Ємець Микола Васильович – к.т.н., доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Іванов Веніамін Миколайович – к.т.н., доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ісьєміні Ілля Ігоревич – аспірант, асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Коваленко Ігор Володимирович – к.т.н., доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Кондратюк Олег Леонідович – к.т.н., доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Коробко Сергій Ілліч – генеральний директор МК СКСМ.

Лазаренко Валентина Іванівна – к.т.н., приват-професор кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ловейкин В'ячеслав Сергійович – д.т.н., професор кафедри конструювання машин Національного аграрного університету (м. Київ).

Лях Бенгард Григорович – доцент кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Малініна Юлія Володимирівна – старший викладач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Маршуба В'ячеслав Павлович – к.т.н., доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Мельниченко Олександр Анатолійович – д.т.н., професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Мовчан Анна Олександрівна – магістр кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Нестеров Артем Павлович – д.т.н., професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Нікітін Іван Федорович – к.т.н., доцент кафедри нарисної геометрії Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Оболенська Тетяна Олександрівна – к.т.н., приват-професор кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Осипова Тетяна Миколаївна – аспірантка, асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Подольак Олег Степанович – старший викладач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Родіонов Лев Анатолійович – к.т.н., доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Светлічна Неля Сергіївна – магістр кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Светлічний Олександр Іванович – технік-технолог по наладці та експлуатації станків ЧПК автоматичних ліній, виконуючий обов'язки майстра експериментального цеху вагонного депо «Основа».

Сєдов Ігор Борисович – старший викладач кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Сичов Юрій Іванович – к.т.н., декан машинобудівного факультету Української інженерно-педагогічної академії. Доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Скоркін Антон Олегович – аспірант, асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Смирнов Ігор Петрович – к.т.н., старший науковий співробітник. Доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Тарасюк Анатолій Петрович – к.т.н., проректор з навчальної роботи Української інженерно-педагогічної академії. Завідувач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Трищ Роман Михайлович – д.т.н., доцент. Завідувач кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Фесенко Геннадій Іванович – старший викладач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Фідоровська Наталія Миколаївна – к.т.н., доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Холод Олександр Володимирович – аспірант, асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Черкашина Ольга Сергіївна – аспірант кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Чернишенко Олександр В'ячеславович – старший викладач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Чернякова Ольга Вячеславівна – аспірант кафедри поліграфічного виробництва та комп'ютерної графіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Юхнов Борис Юрійович – к.е.н., доцент. Завідувач кафедри економічної теорії і фінансів Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Яшинов Олексій Леонідович – к.е.н, доцент. Завідувач кафедри суспільних наук Харківського державного університету мистецтв.

ДО УВАГИ АВТОРІВ

Загальні відомості

1. У збірнику праць “Машинобудування” друкуються закінчені оригінальні теоретичного і прикладного характеру наукові результати досліджень в галузі інженерної освіти.
2. До редакції подаються статті, які раніше не друкувалися.
3. Статті, що подаються аспірантами, пошукувачами повинні мати направлення наукового керівника, якщо він не є співавтором статті.
4. Рішення про можливість публікації статті приймається лише після її рецензування.
5. Рішення щодо публікації (позитивне або негативне) повідомляється автору. Стаття може бути повернута для доопрацювання.
6. Рукописи авторам не повертаються.
7. Збірник з опублікованою статтею надсилається автору поштою або видається у редакції.

Вимоги до оформлення статей

1. Обсяг статті не більше 12 сторінок (10 тис. знаків) формату А4 (210 x 297) щільність 80-90 г/м², надрукованих у двох примірниках на комп’ютері з використанням шрифтів текстового редактору Microsoft Word (Times New Roman, Arial) розміру 14 з полуторним (1,5) міжрядковим інтервалом по всій статті.
2. Ширина полів сторінки: ліве ,праве та верхнє – 3 см; та нижнє – 6 см.
3. До комплекту файлів має бути доданий опис, де зазначаються: назва текстового редактора, імена файлів, назви збірника і статті, прізвище, ім’я та по батькові авторів.

4. Матеріали статті приймаються до публікації в електронній версії у вигляді файлів (текст форматами DOC, RTF, графіки, малюнки – TIFF) на CD диску. До редакції приймаються документи Microsoft Word версій до 2003 року (Word 11, Microsoft Office 2003). Документи Word 2007, в форматі .docx не приймаються.
5. **Формули** (нумерація, якщо вона необхідна, ставиться справа у скобках, вирівнюється по правому краю), **рисунки й таблиці** вставляються по тексту зразу після посилання на них.
6. Ілюстрації повинні бути чіткими, формули – написані прийнятою символікою. Розмір шрифту в ілюстрованому матеріалі не менше 12 пт.
7. Звертаємо увагу на те, що рядки тексту в межах абзацу не повинні розділятися клавішею Enter. Текст не повинен мати переносів та інших елементів форматування.
8. У статтях повинна використовуватись система одиниць СІ.
9. Матеріали, подані до збірника, повинні відповідати вимогам Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 “Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України”, та повинні мати такі необхідні елементи:
 - ✓ **УДК;**
 - ✓ **прізвище та ініціали авторів** (шрифт жирний, по лівому краю);
 - ✓ **назва статті** (літери великі, шрифт жирний, посередині);
 - ✓ **текст статті;**
 - ✓ **список використаних джерел;**
 - ✓ **анотація** (подається трьома мовами – українською, російською, англійською) і повинна містити: прізвища та ініціали авторів (курсив жирний), назву статті (у лапках), текст анотації (не більше 300 знаків). Пишеться зразу після списку літератури. Слово «Анотація» не пишеться. Текст анотації 300 – 400 знаків.
 - ✓ **ключові слова** (7 – 10 слів) на трьох мовах – українською, російською, англійською.

10. Автори повинні дотримуватися такого загального плану побудови статті:

10.1. Загальна частина:

- постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями;
- аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор;
- виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням наукових результатів;
- висновки з даного дослідження.

Кожний з цих пунктів нумерується за порядком, крім висновків.

10.2. Перелік використаних джерел.

11. Стаття повинна супроводжуватися авторською довідкою (для кожного автора).

Авторська довідка

1. Назва статті.
2. Прізвище, ім'я, по батькові, дата народження.
3. Вчений ступінь, вчене звання.
4. Місце роботи.
5. Посада.
6. Адреса для листування. Для контакту – телефон, E-mail.
7. Адреса для відправки авторського екземпляру.

У кінці довідки треба зазначити:

«Поданий матеріал раніше не публікувався і до інших видавництв не надсилався».

«Не заперечую виставити повний текст статті на Сайт Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського в реферативну базу даних «Україніка наукова».

Підписи кожного автора.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

УДК 621 – 622

Машинобудування. Збірник наукових праць. Випуск 4. – Харків, Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА), 2009. – с. .

У збірнику подано результати наукових досліджень в галузі машинобудування. Розглянуто важливі проблеми міцності, стійкості, роботоздатності, динаміки вантажопідйомних, транспортуючих машин та верстатів, а також питання технології машинобудування.

Для викладачів, науковців, аспірантів, фахівців в галузі машинобудування.

SCIENTIFIC EDITION

UDC 621 – 622

Engineering. Collection of Scientific Papers. Volume 4. – Kharkiv, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy (UEPA), 2009. – p.

There were considered the important problems of strength, steadiness, capacity for work, dynamics of loading transporting, technological, machines and imporers, also a question of machine-building technologic.

For instructors, research workers, post graduates, experts in the field of machine-building.

Підписано до друку

Формат 84x108/16

Папір офсетний. Друк офсетний.

Умов. Друк. арк. - .Облік. від арк.. –

Тираж прим. . Ціна договірна.

Надруковано у видавництві

Редакційна колегія:**Головний редактор**

Нестеров А.П., д.тех.н., проф.

Заступник головного редактора:

Фідровська Н.М., к.тех.н., доц.

Члени колегії:

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.

Литвин О.М., д.ф-м.н., проф.

Ловейкін В.С., д.тех.н., проф.

Мельниченко О.А., д.тех.н., проф.

Резніченко М.К., д.тех.н., проф.

Рябчиков М.Л., д.тех.н., проф.

Редакція:**Відповідальні редактори**

Іванов В.М., к.тех.н., доц.

Родіонов Л.А., к.тех.н., доц.

Смоляков С.Л., к.тех.н., доц.

Редактор

Ротова Н.В.

Випускні редактори

Ісьєміні І.І.

Осипова Т.М.

Відповідальний секретар

Ісьєміні І.І.

Дизайнер

Жубр В.А.

Адреса редакції:

Україна, 61003, м. Харків

вул. Університетська, 16

Українська інженерно-педагогічна академія

Тел. (057)733-78-18

Факс (057)731-32-36

Е-mail: rektor@uipa.kharkov.ua

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

2009, № 4

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 № 6 від 03.07.2009 р.

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

© Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА), Харків, 2009

