

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
УССР

ЛЬВОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ИМЕНИ
ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

ВИНИК ВАЛЕНТИН ВАЛЕНТИНОВИЧ

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
ТРАНСМАНИПУЛЯТОРА И ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ
ПАРАМЕТРОВ ЕГО РАБОТЫ

Специальность 05.02.02 - Машиноведение и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Львов - 1991

718 220.316

Работа выполнена на кафедре технической механики Киевского политехнического института им. 50 - летия Великой Октябрьской социалистической революции

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор,
член корреспондент АН УССР
ИВАНЧЕНКО Ф.К.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
ВАСИЛЕНКО Н.В. - кафедра сопротивления
материалов Киевского политехнического института
кандидат технических наук, доцент
СТОЛЯРЧУК В.Ф. - кафедра технической
механики Тернопольского приборостроительного института

Ведущая организация - Научно-производственное объединение
"Автогрузмаш" (г. Львов)

Защита состоится " 21 " мая 1991 г. в " 15 " часов
на заседании специализированного совета К.068.56.05 во Львовском
политехническом институте по адресу: 290646, ул. Мира I, ДюЛПИ

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института

Автореферат разослан " 19 " апреля 1991 г.

Ученый секретарь
специализированного совета,
кандидат технических наук

 Гарасиж Е.М.

ЛНБ України ім.В.Стефаника



00815762 (T)

А Н Н О Т А Ц И Я

Диссертационная работа посвящена актуальной проблеме повышения эффективности использования трансманипулятора путем выбора рациональных параметров его работы. Объектом исследования является стеллажный кран-штабелер, являющийся важнейшим элементом автоматизированных складских систем.

Целью диссертационной работы является создание научно-обоснованных методов расчета конструкций, разработка методик по повышению точности позиционирования и производительности трансманипулятора.

В работе решены следующие задачи:

1. Разработаны уточненные математические модели свободного движения трансманипулятора при подвижной и неподвижной грузонесущей каретке.
2. Решена задача о колебаниях подвижной вертикальной балки с движущимся по ней грузом.
3. Разработана математическая модель вынужденного движения трансманипулятора и определены выражения для анализа упруго-деформированного состояния конструкции.
4. Разработана методика определения точности позиционирования трансманипулятора и необходимого диапазона регулирования скорости.
5. Разработана и исследована математическая модель движения трансманипулятора с приводом от управляемого асинхронного двигателя, с учетом электромагнитных процессов, протекающих в нем.
6. Исследовано гашение колебаний остановленного трансманипулятора. Разработана методика определения демпфирующего усилия с учетом осцилляционных свойств конструкции трансманипулятора и высоты расположения грузонесущей каретки.

Автор защищает

1. Математическую модель свободного движения трансманипулятора с подвижной и неподвижной грузонесущей кареткой.
2. Решение задачи о колебаниях подвижной вертикальной балки с движущимся по ней грузом.

АНУ РСР

3. Математическую модель вынужденного движения трансманипулятора.
4. Методику определения точности позиционирования.
5. Математическую модель движения трансманипулятора с приводом от управляемого асинхронного двигателя.
6. Решение задачи о гашениях колебания остановленного трансманипулятора.

Общая характеристика работы

Актуальность. Современное машиностроение настоятельно нуждается в комплексной механизации и автоматизации тяжелых и трудоемких работ. Первостепенное значение этот вопрос приобретает в сфере погрузочно-разгрузочных, складских и транспортных операций.

Используемые ранее, на этих работах крюковые краны общего назначения не отвечают возросшим технологическим и эксплуатационным требованиям. Трансманипуляторы вновь создаваемых конструкций оборудованы жестким подвесом, позволяющим механизировать операции захватывания и освобождения груза, а также наведения захвата на объект погрузки и установку последнего на требуемое место.

Практика эксплуатации и проектирования кранов с ориентируемым захватом выдвигает ряд требований предъявляемых к захватным органам, конструкциям трансманипуляторов и их приводам. В процессе эксплуатации металлоконструкции трансманипуляторов подвергается интенсивному динамическому нагружению. Возникающие колебательные явления существенно сказываются на производительности и долговечности кранов, а также транспортно-складских комплексов в целом. К приводам трансманипуляторов предъявляются требования по обеспечению необходимых кинематических параметров основных движений.

В связи с этим, исследование движения трансманипулятора является актуальным.

Общая методика исследований. При решении поставленных в работе задач использовались основные положения теории механических колебаний непрерывных систем, аппарат математической физики и теории электропривода.

Научная новизна работы заключается в следующем: трансманипулятор рассмотрен как дискретно-непрерывная система; разработана инженерная методика определения осцилляционных параметров подвижной системы с перемещающейся по несомой балке массы; изучено вынужденное движение трансманипулятора с учетом электромаг-

нитых процессов и управление электродвигателем; проанализированы основные аспекты позиционирования крана-штабелера.

Практическая ценность: Разработана математическая модель движения трансманулятора, методика расчета точности позиционирования и выбора демпфирующего усилия доведены до уровня использования в инженерной практике и позволяют обоснованно решать задачи, связанные с проектированием крано-штабелеров, повышением их производительности, надежности и долговечности.

Математические модели движения реализованы на ЕС ЭВМ 1061. Ряд частных задач по определению осцилляционных параметров конструкции ориентированы на использование персональных ЭВМ типа IBM PC/AT.

Практическая реализация. Методика расчетов и пакеты программ переданы в ПКИ конвейеростроения. Экономический эффект от внедрения ориентировочно составит 10-12 тыс.руб. на опытный образец.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 6 печатных работ.

Апробация. Основные положения работы докладывались и обсуждались на: заседании секции оборудования и систем управления интегральными гибкими производственными системами научно-технического совета проектно-конструкторского института конвейеростроения; объединенном заседании кафедры "Техническая механика" и кафедры "Металловедение, технология конструкционных материалов и детали машин" Киевского политехнического института; заседании кафедры "Детали машин" Львовского политехнического института; научном семинаре по теории машин Академии наук УССР.

Структура и объем работы. Диссертационная работа объемом 200 страниц состоит из введения, четырех глав, основных выводов и результатов работы, изложенных на 149 страницах машинописного текста, содержащего 16 рисунков, 11 таблиц, 2 фотографии, 110 наименований литературных источников и 6 приложений.

Содержание работы

В первой главе выполнен анализ отечественных и зарубежных работ по исследованию движения стеллажных трансмануляторов; изложены особенности существующих и перспективных конструкций кранов; дано обоснование проводимых исследований, сформулированы цели и задачи работы, а также принятые при этом допущения; выбраны расчетные схемы движения трансманулятора.

Практика проектирования и эксплуатации стеллажных трансма-

нипуляторов выдвигает перед исследователями ряд задач: повышение производительности, надежности, долговечности и точности позиционирования, уменьшении металлоемкости конструкции и снижение в ней динамических нагрузок, возникающих во время переходных режимов.

Вопросами изучения движения трансманипулятора посвящены работы Зерцалова А.И., Клева И.В., Дидермана И.С., Тибора, Певзнера Б.И., Соболева В.А. и других. В качестве расчетных схем автомата, преимущественно, используются дискретные механические системы, в которых раме или колонне трансманипулятора, являющиеся стержневыми конструкциями, представлены в виде сосредоточенных масс соединенных упругой безинерционной связью. Такой подход к анализу движения крана вносит значительные погрешности в определении относительных смещений отдельных конструктивных элементов и возникающие при этом динамические нагрузки. Поэтому в работе предложена непрерывно-дискретная схема, содержащая балку с закрепленной на ней или перемещающейся вдоль сосредоточенной массой.

Общие вопросы динамики балки с расположенными на ней сосредоточенными неподвижными массами обстоятельно рассмотрены в работах В.Л. Бидермана, В.В. Болотина, Я.Г. Пенюко, Н.К. Снитко, С.П. Тимошенко, А.П. Филипова и других. Особого внимания заслуживает рассмотрение влияния движущейся грузонесущей каретки на колебания металлоконструкции трансманипулятора. Изучением влияния движущейся массы на колебания балок посвящены работы Болотина В.В., Филипова А.П., Кохманюка С.С. Однако, конструктивные и эксплуатационные особенности кранов-штабелеров не позволяют в полной мере использовать теоретические разработки перечисленных авторов. Поэтому, возникает необходимость в дополнительном исследовании динамики балок с находящимися на ней подвижными и неподвижными массами.

Как показывает опыт эксплуатации электроприводных машин, во время переходных процессов, конструкции испытывают значительные динамические нагрузки, обусловленные тесной взаимосвязью электромагнитных и механических колебаний. В существующих работах, по изучению движения трансманипулятора, этот вопрос не **атабжен**

На основании проведенного анализа определены задачи исследования и выбраны расчетные схемы движения рис. 1; рис. 2.

Для предложенной модели приняты следующие условные обозна-

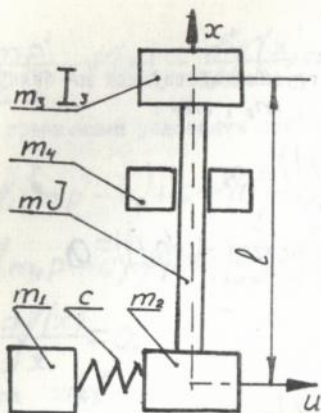


Рис. 1.

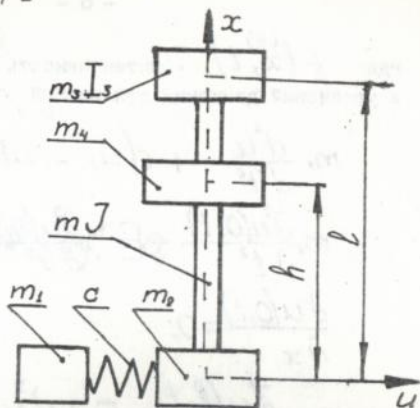


Рис. 2.

чения: m_1 - масса ротора электродвигателя, приведенная к поступательно движущейся транспортной платформе; m_2 - масса транспортной платформы, определенная с учетом приведения к ней трансмиссии крана-штабелера; m_3 - масса оголовка колонны одноколонного или верхней горизонтальной балки двухколонного трансманипулятора; m_4 - масса грузонесущей каретки; J - момент инерции поперечного сечения стойки; m - погонная масса стойки (в общем случае функция высоты трансманипулятора); I_3 - момент инерции тела массой m_3 относительно оси перпендикулярной к плоскости чертежа; c - приведенная жесткость приводного механизма; l - высота крана-штабелера; H - высота положения грузонесущей каретки; u - координата перемещения трансманипулятора вдоль стеллажей; x - продольная координата, отсчитанная от транспортной платформы; V - скорость перемещения грузонесущей каретки вдоль колонны или рамы трансманипулятора.

Во второй главе разработана математическая модель свободного движения трансманипулятора для случаев: с подвижной грузонесущей кареткой, с неподвижной грузонесущей кареткой и с неподвижной транспортной платформой; решена задача о колебаниях подвижной вертикальной балки несущей движущийся груз; исследованы осцилляционные свойства металлоконструкции крана-штабелера.

Уравнение движения трансманипулятора записывается на основании уравнения колебаний балки

$$m \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + [EJ] \frac{\partial^4 u(x,t)}{\partial x^4} = f(x,t)$$

(I)

где $f(x, t)$ - интенсивность нагрузки действующей на балку, и уравнений движения тел массой m_1 ; m_2 ; m_3 :

$$\begin{aligned} m_1 \frac{d^2 u_1}{dt^2} + c(u_1 - u(0, t)) &= 0; \\ m_2 \frac{\partial^2 u(0, t)}{\partial t^2} - [E] \frac{\partial^3 u(0, t)}{\partial x^3} - c(u_1 - u(0, t)) &= 0; \\ \frac{\partial u(0, t)}{\partial x} &= 0; \\ m_3 \frac{\partial^2 u(l, t)}{\partial t^2} - [E] \frac{\partial^3 u(l, t)}{\partial x^3} &= 0; \\ I_3 \frac{\partial^3 u(l, t)}{\partial t^2 \partial x} - [E] \frac{\partial^2 u(l, t)}{\partial x^2} &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Дополнив эти уравнения начальными условиями при $t = 0$.

$$m_i = S_i; \quad \frac{du_i}{dt} = V_i; \quad u(x, t) = S(x); \quad \frac{\partial u(x, t)}{\partial t} = V(x)$$

получена смешанная неоднородная задача.

Неоднородность настоящей задачи обусловлена тем, что влияние грузонесущей каретки на балку представлено внешним силовым фактором $f(x, t)$.

Для получения математической модели свободного движения трансманипулятора с подвижной грузонесущей кареткой решение задачи представлено как сумма общего решения однородной $y(x, t)$ и частного решения неоднородной $w(x, t)$ задачи.

Применив метод разделения переменных для решения однородной смешанной задачи $y(x, t)$ представляется как

$$y(x, t) = \psi(x) \varphi(t) \quad (3)$$

После подстановки (3) в уравнения (1) и (2) получена краевая однородная задача

$$\frac{m\rho^2}{EJ} \psi(x) - \frac{d^4\psi(x)}{dx^4} = 0. \quad (4)$$

с граничными условиями при $x = 0$

$$\psi_1(m_1\rho^2 - c) + c\psi(0) = 0;$$

$$(m_2\rho^2 - c)\psi(0) + EJ \frac{d^3\psi(x)}{dx^3} + c\psi_1 = 0;$$

$$\frac{d\psi(x)}{dx} = 0;$$

при $x = l$

$$m_3\rho^2\psi(x) - EJ \frac{d^3\psi(x)}{dx^3} = 0;$$

$$I_3\rho^2 \frac{d\psi(x)}{dx} + EJ \frac{d^2\psi(x)}{dx^2} = 0. \quad (5)$$

Решением уравнения (4) является функция

$$\psi(x) = C_1 K_1(\alpha x) + C_2 K_2(\alpha x) + C_3 K_3(\alpha x) + C_4 K_4(\alpha x)$$

где $C_1 \dots C_4$ - неизвестные постоянные, $K_1 \dots K_4$ - функции Крылова

$$\alpha = \frac{m\rho^2}{EJ}$$

После подстановки значения функции $\psi_n(x)$ в выражение для граничных условий получена система однородных алгебраических уравнений с неизвестными ψ_{1n} , C_{1n} , C_{2n} , C_{3n} , C_{4n} и α_n . Привравняв определитель, составленный из коэффициентов при неизвестных ψ_{1n} ; C_{1n} ; C_{2n} ; C_{3n} ; C_{4n} к нулю, получено частотное уравнение для определения собственной частоты ρ . Произвольно задав одну из постоянных $C_{1n} = 1$ и определив значения остальных неизвестных получена собственная функция $\psi_n(x)$.

Далее в работе доказывается условие ортогональности собственных функций. В виду наличия сосредоточенных и распределенных параметров соотношение ортогональности принимается в виде равенства нулю интеграла Стильтьеса от приведения собственных функций, взятого по мере $\mu(l)$. Приняв в этом интеграле, что n стремится к K , определяется квадрат нормы собственных функций.

С учетом условия ортогональности собственных функций опре-

деляются постоянные, входящие в выражение временной функции $\varphi(t)$.

Для нахождения частного решения смешанной неоднородной задачи $w(x, t)$ действие грузонесущей каретки на металлоконструкцию приложенное в точке $\xi = Vt$ представлено в виде распределенной нагрузки:

$$f(x, t) = -m_0 \frac{d^2 w(\xi, t)}{dt^2} \delta(x - \xi) \quad (6)$$

$\delta(x - \xi)$ - импульсивная функция Дирака.

Значение $\frac{d^2 w(\xi, t)}{dt^2}$ представляет собой полное ускорение массы грузонесущей каретки. Решение $w(\xi, t)$ представимо в виде ряда:

$$w(\xi, t) = \sum_{n=0}^{\infty} z_n(t) \psi_n(x) \quad (7)$$

где $\psi_n(x)$ - собственные функции системы без учета грузонесущей каретки, $\varphi(t)$ - временная функция.

Тогда что:

$$\sum_{n=0}^{\infty} \left(\frac{dz_n(t)}{dt^2} + p_n^2 z_n(t) \right) \psi_n(x) = f(x, t)$$

При разложении правой части в ряд по собственным функциям, с учетом ортогональности собственных функций и особенностей интегрирования импульсивных функций, находится уравнение для временной функции $z_n(t)$. Пренебрегая произведением собственных функций, соответствующих разным собственным числам уравнение можно записать в виде:

$$\begin{aligned} & \frac{d^2 z_n(t)}{dt^2} + [\alpha_1 \psi_n^2 + \alpha_2 \psi_n^2(0) + \alpha_3 \psi_n^2(\ell) + \\ & + \frac{N}{\ell m}][\alpha_1 \psi_n^2 + \alpha_2 \psi_n^2(0) + \alpha_3 \psi_n^2(\ell) + \\ & + \alpha_4 \psi_n^2(\xi) + \frac{N}{\ell m}]^{-1} p_n^2 z_n(t) = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

Здесь \mathcal{N} - квадрат нормы собственных функций, p_n - собственная частота системы.

Здесь и далее введены обозначения:

$$\alpha_1 = \frac{m_1}{l m} ; \alpha_2 = \frac{m_2}{l m} ; \alpha_3 = \frac{m_3}{l m} ; \alpha_4 = \frac{m_4}{l m} .$$

Из решения уравнения (8) получена зависимость между собственной частотой колебаний системы без движущегося по балке груза и собственной частотой с движущимся грузом:

$$\omega_n = \left(\alpha_1 y_n^2 + \alpha_2 y_n^2(0) + \alpha_3 y_n^2(l) + \frac{J}{l m} \right)^{1/2} \left(\alpha_3 y_n^2 + \alpha_2 y_n^2(0) + \alpha_3 y_n^2(l) + \alpha_4 y_n^2(\xi) + \frac{\mathcal{N}}{l m} \right)^{-1/2} p_n$$

Математическая модель свободного движения трансманипулятора с неподвижной грузонесущей кареткой описывается уравнением (1) и (2). Интенсивность распределенной нагрузки $f(x, t)$ в данном случае представлена в следующем виде:

$$f(x, t) = -m_4 \frac{d^2 u(h, t)}{dt^2} \delta(x - h) \quad (9)$$

где h - высота расположения грузонесущей каретки.

Подставляя (9) в (1) получено однородное дифференциальное уравнение в частных производных:

$$(m + m_4 \delta(x - h)) \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + E J \frac{\partial^4 u(x, t)}{\partial x^4} = 0.$$

Применяя метод разделения переменных приходим к неоднородной краевой задаче.

Применяя операционное исчисление получено выражение собственных функций. Подставляя определенные значения собственных функций $y_n(x)$ в выражение для граничных условий, приходим к системе однородных алгебраических уравнений с неизвестными y_n , C_{1n} , C_{2n} , C_{3n} , C_{4n} и α . Составив определитель данной системы и приравняв его к нулю получено частотное уравнение для собственных чисел системы неподвижной грузонесущей каретки. Далее произвольно вздев из неизвестных постоянных $C_{1n} = 1$ определяются значения других неизвестных y_n , C_{2n} , C_{3n} , C_{4n} .

что дает возможность записать выражения для собственных функций при любом значении высоты расположения грузонесущей каретки h . Интегрируя интеграл Стильтьеса от произведения собственных функций для различных собственных чисел, доказывается ортогональность функций $y_n(x)$ и $y_k(x)$. Рассматривая границу этого интеграла при условии, что h стремится к K определяется квадрат нормы собственных функций.

Для получения математической модели свободных колебаний трансманипулятора после остановки, ввиду отсутствия перемещений и поворота в нижней точке стойки, кривые условия при $x = 0$ имеют вид

$$u(0, t) ; \frac{\partial u(0, t)}{\partial x} = 0.$$

Поскольку в подавляющем большинстве случаев, остановка трансманипулятора осуществляется с неподвижной грузонесущей кареткой, то выражения распределенной нагрузки $f(x, t)$ в уравнении (I) имеет вид (6). Применяя метод разделения переменных получена краевая задача. Решая последнюю известными методами определены собственные числа и собственные функции системы с неподвижной транспортной платформой.

В работе приведены полученные с помощью разработанных программы графические интерпретации решения частотных уравнений, а также графики изменения нормированных и ненормированных собственных функций. Расчет производился для одноколонного крана-штабелера высотой 8 метров и грузоподъемностью 50 кг.

В третьей главе разработана математическая модель вынужденного движения трансманипулятора; получены выражения для определения деформаций и внутренних силовых факторов; разработана методика определения точности позиционирования трансманипулятора; создана математическая модель движения трансманипулятора с приводом от управляемого по частоте и напряжению асинхронного двигателя, с учетом электромагнитных процессов, протекающих в нем; исследованы переходные процессы, протекающие в металлоконструкции крана-штабелера при различных режимах включения привода; рассмотрена задача о гашении колебаний остановленного трансманипулятора и разработана методика определения демпфирующего усилия с учетом осцилляционных свойств конструкции и высоты расположения грузонесущей каретки.

Дифференциальные уравнения движения трансманипулятора для системы с подвижной и неподвижной грузонесущей каретки, получены

на основании уравнений Лагранжа второго рода.

Представляя перемещение любой инерционной точки расчетной модели в виде суммы ряда

$$u(x, t) = \sum_{n=0}^{\infty} g_n(t) \psi_n(x)$$

где $g_n(t)$ - обобщенная координата соответствующая n -ой форме колебания.

Далее определяются кинетическая энергия системы с подвижной и неподвижной грузонесущей кареткой, а также потенциальная энергия, которая состоит из потенциальной энергии деформации упругой связи и энергии деформации балки. На основании принципа виртуальных работ получено выражение определения обобщенных сил соответствующих n -ой обобщенной координате.

Подставляя выражение кинетической и потенциальной энергии, а также обобщенных сил в уравнение Лагранжа второго рода получим: для модели с неподвижной грузонесущей кареткой

$$\frac{d^2 g_{nk}(t)}{dt^2} + p_n^2 g_{nk}(t) = \frac{1}{M_{nk}} (F_1 \psi_{1nk} - (F_{c2} + F_{r2}) \psi_{nk}(0) - F_{c3} \psi_{nk}(l)) \quad (I)$$

для модели с подвижной грузонесущей кареткой

$$\frac{d^2 g_{nv}(t)}{dt^2} + \omega_n^2 g_{nv}(t) = \frac{1}{M_{nv}} (F_1 \psi_{1nv} - (F_{c2}^+ + F_{r2}) \psi_{nv}(0) - F_{c3} \psi_{nv}(l)) \quad (II)$$

где M_n - обобщенная масса трансманипулятора, соответствующая n -ой частоте движения; $F_1, F_{c2}, F_{c3}, F_{r2}$ - внешние силы, действующие на различные конструктивные элементы крана.

Здесь величины относящиеся к модели с неподвижной грузонесущей кареткой помечены индексом K , а модели с подвижной кареткой V .

Согласно технической теории изгибных колебаний записаны выражения для определения деформаций и внутренних силовых факторов.

Далее в работе рассмотрен вопрос точности позиционирования трансманипулятора. Необходимость точной наводки грузонесущей каретки на объект перегрузки и взятие его с первого подхода требует решения задачи о точном позиционировании. Поскольку процесс остановки крана-штабелера осуществляется при отключенном электроприводе и неложных механических тормозах уравнение движения соответствующее этому процессу запишется следующим образом:

$$\frac{d^2 g_n(t)}{dt^2} + p_n^2 g_n(t) = - \frac{(F_{c0} + F_{r0})}{M_n} \psi_n(0).$$

Далее вводятся абсолютные и относительные отклонения величин определяющих максимальную ошибку точной остановки трансманипулятора. После определения максимального и минимального пути проходимого трансманипулятором до точной остановки, получено среднее значение перемещения $u(0, t)_{cp}$, на котором необходимо устанавливать датчик точной остановки. Полуразность максимального и минимального пути определяет ошибку остановки Δu . Принимая, что ошибка позиционирования Δu равна требуемой $[\Delta u]$ определяется необходимое значение установочной скорости:

$$V_{уст} = w \sqrt{K_1^2 + 2 \frac{K_2}{w}} - K_1 w,$$

где

$$K_1 = \frac{\Delta_2 w + \Delta_1}{w(\xi_3 + \xi_5)}, \quad K_2 = \frac{[\Delta u] - \Delta_1 t_0}{\xi_3 + \xi_5}.$$

Здесь Δ_1 , Δ_2 - абсолютные отклонения установочной скорости и времени срабатывания аппаратуры; ξ_3 ; ξ_5 - относительные отклонения массы трансманипулятора и сил сопротивления; - среднее ускорение крана во время остановки.

Глубокий анализ движения трансманипулятора требует исследования переходных процессов протекающих в нем с учетом взаимовлияния механических и электромагнитных колебаний. Специфические условия эксплуатации кранов-штабелеров заключаются в работе на больших и низких скоростях.

Задача формирования рациональных переходных процессов состоит в обеспечении отработки электроприводом заданного изменения скорости от $V_{кр}$ до $V_{уст}$, за минимальное время при минимальных динамических нагрузках конструкции трансманипулятора. В качестве привода был выбран асинхронный электродвигатель, как наиболее дешевый и перспективный. Регулирование скорости двигателя предполагается изменением частоты и напряжения. Развертка частоты во времени представима линейной зависимостью

$$\alpha = \alpha_0 \pm \xi t.$$

где α_0 , α - начальная и текущая относительная частота, ξ - темп изменения частоты. Дополнив это уравнение, уравнением изменения напряжения, при регулировании скорости с неизменным магнитным потоком, получена зависимость управляющих воздействий для обеспе-

чения оптимальных переходных процессов.

Дифференциальные уравнения, описывающие электромагнитные состояния двигателя представляются в виде:

$$\frac{d i_s}{d t} = A_s(u_s - r_s i_s) + B_s(\Omega_r \psi_r - r_r i_r) \quad (12)$$

$$\frac{d i_r}{d t} = B_r(u_s - r_s i_s) + A_r(\Omega_r \psi_r - r_r i_r)$$

где i_s , i_r , u_s - матрицы-столбцы токов статора и ротора и напряжения; A_r , B_r , A_s , B_s - матрицы связи; Ω_r - матрица частоты вращения; ψ_r - матрица-столбец потокоцепления; индекс s - указывает на принадлежность величины к обмотке статора, r - роторе.

Вычислив по известной зависимости момент двигателя M_d и подставив его в (10) ил (11) получаем уравнение движения трансмиссионного узла, описывающее частотный переходный процесс протекающий в электромашиной системе преобразователь частоты - асинхронный двигатель - трансмиссионный узел.

Для решения уравнений (12), с учетом выражений определяющих управляющие воздействия частоты и напряжения, совместно с уравнениями движения (10) и (11), разработан алгоритм и составлена программа на алгоритмическом языке Фортран-IV. Решение выполнялось для прямого и частотного пуска электродвигателя, а также для частотного торможения.

Результаты расчетов представлены в виде графиков и таблиц. На основании полученных результатов сделаны следующие выводы:

- колебания момента двигателя, обусловленные электромагнитными переходными процессами приводят к увеличению динамических нагрузок на 50-60%;
- применение частотного пуска приводит к значительному уменьшению максимальных динамических нагрузок в среднем на 73 ± 75%;
- частотное торможение обеспечивает оптимальное быстродействие и плавное убывание скорости до значения ω_{opt} идет при незначительных знакопостоянных нагрузках.

Далее в работе рассмотрен вопрос о гашении колебаний остановленного трансмиссионного узла и разработана методика определения демпфирующего усилия с учетом осцилляционных свойств конструкции и высоты расположения грузонесущей каретки.

Уравнение для главных координат колеблющегося остановленного

трансманипуляторе записывается в виде:

$$\frac{d^2 g_n(t)}{dt^2} + p_n^2 g_n(t) = -\frac{F_{c3}}{M_n} \psi_n(l) \operatorname{sign}\left(\frac{du(x,t)}{dt}\right). \quad (13)$$

Начальными условиями для этого периода движения являются относительные смещения и относительные скорости возникающие в конструкции трансманипулятора непосредственно перед остановкой. Далее находится решение уравнения (13) и определяется условие прекращения движения:

$$u(l,0) - (2K+1) a = 0,$$

где $a = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F_{c3}}{M_n p_n} \psi_n^2(l)$, $\therefore K$ - количество полупериодов колебаний совершаемое металлоконструкцией до их полного затухания.

$$K \approx \frac{t_3 p_1}{\pi}. \quad (14)$$

Проведя необходимые преобразования получено требуемое усилие F_{c3} для обеспечения заданного времени затухания колебаний определяемого зависимостью (14)

$$F_{c3} = -\frac{(F_{c2} + F_{r2})}{2K+1} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\psi_n(0)}{\psi_n(l)} (\cos p_n t_r - 1) \quad (15)$$

Уравнение (15) определяет демфирующее усилие F_{c3} в зависимости от высоты расположения грузонесущей каретки и осцилляционных свойств конструкции.

Четвертая глава посвящена экспериментальной проверке основных теоритических положений диссертации.

Экспериментальные исследования производились на базе двухколонного стеллажного трансманипулятора высотой 4 м и грузоподъемностью 0,5 т. Исследовались ускорения отдельных конструктивных элементов крана-штабелера, отражающих картину динамических нагрузок с точностью до аддитивных составляющих.

Для проведения эксперимента использовалась виброизмерительная аппаратура ВИБ-ТН, работающая в комплекте с датчиками ускорения ДУ-5С.

Планирование эксперимента, оценка достоверности полученных результатов, а также проверка адекватности экспериментальных результатов теоритическим расчетам проводились на основании совре-

менных методик. Результаты исследований представлены в работе в виде осциллограмм и таблиц.

Сравнительный анализ ускорений транспортной платформы, грузонесущей каретки и ригеля, полученных экспериментальным и расчетным путем, показал достаточно хороший для практики точность расчетов, производимых на основе предложенной модели движения.

Наибольшие отклонения расчетных величин от экспериментальных значений не превышают 14%. Полученные результаты подтверждают правомерность принятых допущений, приемлемость для практических исследований основных теоретических положений.

В В О Д Н

Основные результаты диссертационной работы заключаются в следующем:

1. Разработана математическая модель свободного движения трансманипулятора с подвижной и неподвижной грузонесущей кареткой с неподвижной транспортной платформой. Используя предложенную автором модель, возможно определить осцилляционные свойства металлоконструкции трансманипулятора, позволяющие производить на высоком уровне инженерные расчеты конструкции.

2. Решена задача о колебаниях подвижной вертикальной балки под действием движущегося груза. Предлагаемое решение позволяет установить между собственными частотами колебаний вертикальной балки с учетом и без учета движущегося груза.

3. Разработана математическая модель вынужденного движения трансманипулятора, позволяющая исследовать протекание динамических процессов в конструкции крана. Предлагаемая модель позволяет определить упруго-деформируемое состояние металлоконструкции трансманипулятора во время переходных процессов.

4. Разработана методика определения точности позиционирования, позволяющая определить необходимый диапазон регулирования скорости с целью обеспечения высокой производительности и точности останковки трансманипулятора.

5. Создана математическая модель движения трансманипулятора с приводом от управляемого по частоте и напряжению асинхронного двигателя и с учетом взаимовлияния механических и электромагнитных колебательных явлений. Использование предлагаемой математической модели позволяет определить требуемые законы изменения управляющих параметров (для асинхронного двигателя частоты и напряжения) для обеспечения максимального быстродействия и минималь-

ных динамических нагрузок.

6. Исследованы динамические процессы, протекающие в трансмануляторе при различных режимах включения двигателя. Были рассмотрены прямой и частотный пуск асинхронного двигателя, а также частотное торможение. В результате проведенных исследований установлено:

- при частотном пуске динамические нагрузки уменьшаются в среднем на 70-75% по сравнению с нагрузками, возникающими при прямом включении двигателя в сеть;
- при частичном пуске развитие динамических нагрузок в металлоконструкции трансманулятора имеет плавный характер;
- с помощью частотного управления процессом торможения асинхронного двигателя возможно наибольшее быстроедействие и плавное убывание скорости до установочного значения при незначительных динамических нагрузках.

7. Разработана методика определения демпфирующего усилия, с учетом осцилляционных свойств металлоконструкции трансманулятора, для обеспечения требуемого затухания колебаний. Получена аналитическая зависимость величины демпфирующего усилия от высоты расположения грузонесущей каретки. Применение настоящей методики при расчете демферов, установленных в верхней части крана, позволяет сократить время затухания колебаний до требуемого значения и снизить динамические нагрузки в металлоконструкции, возникающие во время переходных процессов.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Винник В.В. Про математическую модель свободного движения трансманулятора и ее решение. Киев, 1989. С.9. Деп. в УкрНИИТИ, № 1836. Аннотирована в р.ж. "Робототехника и манипуляторы". № II 1989 г.
2. Винник В.В. Про собственные формы и частота движения трансманулятора. Киев, 1989, С.7. деп. в УкрНИИТИ № 1837. Аннотирована в р.ж. "Робототехника и манипуляторы" № II 1989 г.
3. Винник В.В. К математическому моделированию процессов движения трансманулятора. Киев, 1990. С.8. деп. в УкрНИИТИ, № 1306-УК 90.
4. Винник В.В. К математической модели вынужденного движения трансманулятора с подвижной грузонесущей кареткой. Киев, 1990, С.12. деп. в УкрНИИТИ, № 1305-УК 90.

5. Винник В.В. Математическая модель свободного движения крана-штабелера с неподвижной грузонесущей кареткой. Киев, 1990. С.13. Деп. в УкрНИИТИ, № 1304-Укр 90.

6. Иванченко Ф.А., Винник В.В. Составление математической модели для переходных процессов трансманипулятора. Киев, 1989, с.13. Рукпись деп. в УкрНИИТИ, № 1040. Аннотирована в р.ж. "Робототехника и манипуляторы" № 11 1989 г.



Подп. к печати 12.04.91. Формат 60x84¹/16
Бумага типограф. № 2. Офс. печ. Усл.печ. л. 1
Усл. крас.-отт. 1. Учетно-изд. л. 1
Тираж 100 экз. Зак. 76. Бесплатно

ЛПМ 290646 Львов-13, Мира, 12

Участок оперативной печати опытного завода ЛПМ
Львов, ул. 1-го Мая, 28а

78 25 316
AB 25.316

2/2