

На правах рукописи



ГАВРИЛОВ Пётр Александрович

**МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ СЕЙСМОСТОЙКОСТИ МАШИН
С УЧЕТОМ ИХ НЕЛИНЕЙНЫХ СВОЙСТВ**

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и
детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2016

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Научный руководитель: **Соколов Сергей Алексеевич**
доктор технических наук, профессор
ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский
государственный политехнический
университет Петра Великого»

Официальные оппоненты **Рутман Юрий Лазаревич**
доктор технических наук, профессор, ФГБОУ
ВО «Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет»,
профессор-консультант кафедры механики

Цейтлин Борис Вениаминович
кандидат технических наук, доцент, АО
«ВНИИГ им. Б.Е.Веденеева», ведущий
научный сотрудник лаборатории динамики и
сейсмостойкости сооружений

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное
учреждение науки Институт проблем
машиноведения Российской академии наук

Защита состоится: 14.06.2016 в 12:00 на заседании совета Д.212.229.12
ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого» по адресу: 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВО «Санкт-
Петербургский политехнический университет Петра Великого» и на сайте
<http://www.spbstu.ru>

Автореферат разослан «11» апреля 2016 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
Д.212.229.12, к.т.н., профессор



А. Н. Евграфов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы

Настоящая работа посвящена методам расчета сейсмостойкости машин общего назначения, которыми в данной работе называются машины и оборудование, на которые распространяется Технический регламент о безопасности машин и оборудования ТР ТС 010/2011. Сейсмостойкое проектирование строительных конструкций и машин в настоящее время в России регламентируется СНиП II-7-81* и ГОСТ 30546. Специфика расчета указанных машин связана с тем, что они в большинстве случаев содержат связи, имеющие нелинейные свойства. Кроме того для этих машин в условиях сейсмических воздействий могут быть допущены не критические повреждения, то есть не нарушающие несущую способность элементов машины. Все эти аспекты не могут быть учтены при использовании нормативных методов расчета, которые основываются на линейно-спектральной теории. Линейная квазистатическая постановка задачи динамического анализа не позволяет учитывать односторонние связи, такие как опирание колеса машины на основание, одностороннюю работу стальных канатов, проскальзывания, нелинейные физические свойства материалов. В связи с этим, актуальной является задача разработки методики прогнозирования сейсмостойкости машин, позволяющей учесть указанные нелинейные факторы и применимой на ранней стадии проектирования, когда известны только общие параметры металлической конструкции машины и примерное распределение масс.

Объект исследования

Объектом исследования в данной работе является поведение машин общего назначения в условиях сейсмических воздействий.

Предмет исследования

Предметом исследования являются методы моделирования нелинейных параметров машин общего назначения в условиях сейсмических воздействий.

Цель работы

Целью работы является совершенствование методик сейсмического анализа машин общего назначения.

Основные задачи исследования

1. Разработка методики моделирования сейсмического поведения машин с учетом их геометрически и физически нелинейных свойств.
2. Экспериментальное подтверждение адекватности разработанных математических моделей и исследование влияния линеаризации нелинейной механической системы на результат динамического анализа.
3. Разработка методики оценки сейсмостойкости машин с П-образными порталами, учитывающей возможные некритические повреждения, применимой на ранней стадии проектирования.
4. Разработка рекомендаций для инженерного анализа сейсмостойкости машин общего назначения.

Положения, выносимые на защиту

1. Методика моделирования сейсмического поведения машин с учетом их геометрически и физически нелинейных свойств.
2. Методика оценки сейсмостойкости машин с П-образными порталами, учитывающая возможные некритические повреждения, применяемая на ранней стадии проектирования.
3. Результаты экспериментальной проверки методов моделирования динамического отклика сложной механической системы на примере трехмассовой конструкции с геометрически и физически нелинейными связями.
4. Рекомендации для инженерного анализа сейсмостойкости машин общего назначения.

Методы исследования

Методы, используемые в ходе работы для решения указанных задач, являются известными методами математического анализа, аналитической механики. При выполнении расчетов, численных экспериментов использованы программные комплексы Mathcad 14, CREO elements/pro 5.0, NX Nastran, Femap v. 10.2, Компас-3D v12 и др.

Научную новизну работы составляют:

1. Методика моделирования сейсмического поведения машин с учетом их геометрически и физически нелинейных свойств.
2. Результаты анализа влияния нелинейных связей на динамическое поведение машин в условиях сейсмических воздействий.
3. Результаты экспериментальной проверки методов моделирования динамического отклика сложной механической системы с геометрически и физически нелинейными связями, подтвердившие их адекватность.
4. Методика оценки сейсмостойкости машин общего назначения, учитывающая возможные не критические повреждения и применимая на ранней стадии проектирования.

Практическую значимость имеют следующие результаты:

1. Рекомендации для инженерного анализа сейсмостойкости машин общего назначения.
2. Вычислительная программа, реализующая методику оценки сейсмостойкости машин с П-образными порталами, учитывающая возможные не критические повреждения и применимая на ранней стадии проектирования.

Достоверность научных положений и выводов, содержащихся в диссертации, подтверждена натурным и численным экспериментами, корректным использованием методов математического анализа и аналитической механики.

Апробация работы

Результаты исследований докладывались на международных научно-практических и научно-технических конференциях, таких как «XXXIX неделя науки СПбГПУ», 6-11 декабря 2010 года, СПбГПУ, «III международная научно-практическая конференция «Актуальные вопросы науки, технологии и производства», 21-22 ноября 2014 года, «Неделя науки СПбПУ», 1-6 декабря 2014 года, СПбГПУ. Имеется акт об использовании результатов диссертационной работы.

Результаты исследований обсуждались на заседаниях международного технического комитета ISO/TC 96 Cranes, проходивших 02-05 июня 2013 года в Варшаве, Польша и 30-02 мая 2014 года в Нью-Йорке, США.

Публикации

Основные положения и результаты исследований отражены в пяти публикациях автора, в том числе 2 статьи в журналах, входящих в перечень рецензируемых журналов ВАК.

Объем и структура диссертации

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 95 наименований и четырех приложений. Объем диссертации составляет 154 страницы, включая 45 рисунков и 12 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы работы, изложены цель, задачи и методы исследования, сформулированы научная новизна и практическая значимость работы.

В первой главе представлен обзор существующих и разрабатываемых методов анализа сейсмостойкости машин и оборудования, в том числе международный стандарт ISO/DIS 11031, регламентирующий процедуру анализа сейсмостойкости грузоподъемных машин общего назначения. В частности, обозначены особенности линейно-спектрального метода, метода сейсмического коэффициента и метода прямого интегрирования. Рассмотрены особенности конструкций машин и вопросы их адекватного моделирования при сейсмическом анализе. Представлены исследования как зарубежных, так и отечественных авторов: М. Био, Е. Содерберга, Н. А. Абрамсона, К. С. Завриева, Монобэ, М. Хамады, К. Кэмпбелла, Охно, Дж. Ние, Б. Шриканта, Н. Кобаяши, К. Сузуки, С. Такаши, Д. Н. Спициной, А. В. Синельщикова, Н. Н. Панасенко, А. Щукина, М. Вайндраха.

По результатам обзора показаны основные достоинства и недостатки применения существующих методов для расчета машин общего назначения. Сформулированы цели и задачи настоящего исследования.

Вторая глава посвящена разработке метода моделирования сейсмического поведения машин с учетом их геометрически и физически нелинейных свойств. Так, в данной главе предложены математические модели машин, позволяющие учитывать при сейсмическом анализе одностороннюю работу гибкого подвеса груза, возможность разрыва связей и проскальзывания в контактных парах, нелинейные диаграммы деформирования материалов и упругопластические деформации. Данные модели представлены в виде комбинаций трех основных реологических моделей поведения твердых тел или жидкости: модель Гука, модель Сен-Венана и модель Ньютона.

В частности, разработана динамическая модель, описывающая сейсмические колебания мостового крана в вертикальном направлении (см. рисунок 1). Данная математическая модель позволяет учитывать одностороннюю работу связей между краном и основанием, тележкой и краном, грузом и тележкой, а также нелинейный характер деформирования связи между грузом и тележкой. При этом, нелинейные функции вида $c(x) = c^{con}, x > 0; 0, x \leq 0$ и $\vec{F} = f(\text{sign}(\dot{x}))$ в работе аппроксимируются функцией арктангенса: $c(x) = \frac{c^{con}}{\pi} \arctan(x \cdot \gamma) + \frac{c^{con}}{2}$; $\text{sign}(\dot{x}) \approx \frac{2 \cdot F}{\pi} \arctan(\dot{x} \cdot \gamma)$. Параметр γ , как показано в диссертации, следует принимать не менее 20. Система уравнений, описывающая сейсмические колебания данной модели имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{X}_c(t) = A(t) \\ \ddot{X}_1(t) \cdot m_1 + c_1(t) \cdot (X_1(t) - X_c(t)) - c_2(t) \cdot (X_2(t) - X_1(t)) + \mu \cdot (\dot{X}_1(t) - \dot{X}_c(t)) - \\ - \mu \cdot (\dot{X}_2(t) - \dot{X}_1(t)) = g \cdot m_1 \\ \ddot{X}_2(t) \cdot m_2 + c_2(t) \cdot (X_2(t) - X_1(t)) - c_3(t) \cdot (X_3(t) - X_2(t)) + \mu \cdot (\dot{X}_2(t) - \dot{X}_1(t)) - \\ - \mu \cdot (\dot{X}_3(t) - \dot{X}_2(t)) = g \cdot m_2 \\ \ddot{X}_3(t) \cdot m_3 + c_3(t) \cdot (X_3(t) - X_2(t)) + \mu \cdot (\dot{X}_3(t) - \dot{X}_2(t)) = g \cdot m_3 \\ c_1(t) = \frac{c_1^{con}}{\pi} \arctan((X_1(t) - X_c(t)) \cdot \gamma) + \frac{c_1^{con}}{2} \\ c_2(t) = \frac{c_2^{con}}{\pi} \arctan((X_2(t) - X_1(t)) \cdot \gamma) + \frac{c_2^{con}}{2} \\ c_3(t) = C(X_3(t) - X_2(t)) \end{array} \right. , \quad (1)$$

где m_1 – приведенная к середине пролета масса моста крана; m_2 – масса тележки крана; m_3 – масса груза и грузозахватного устройства; $X_c(t)$ –

перемещения сейсмической массы (основания); $X1(t)$ – перемещения приведенной массы моста крана; $X2(t)$ – перемещения тележки крана; $X3(t)$ – перемещения груза; $c1^{con}$ – жесткость моста крана; $c2^{con}$ – жесткость контакта тележки с мостом (с учетом упругих свойств металлоконструкции тележки); $c3$ – жесткость грузового полиспаста; μ – коэффициент эквивалентного вязкого трения; $A(t)$ – акселерограмма, заданная функцией времени; $C(X3(t) - X2(t))$ – зависимость усилие-деформация гибкого подвеса.

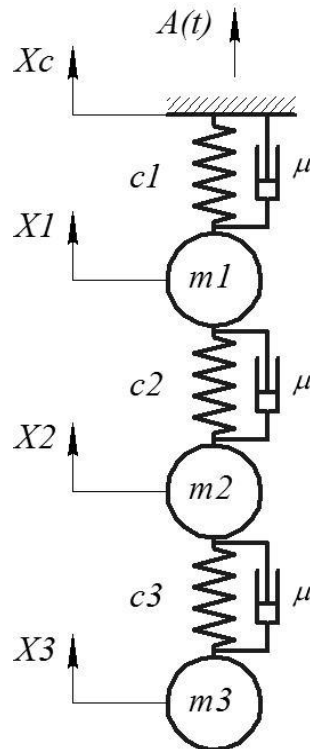


Рисунок 1 – Схема мостового крана

Также составлены упрощенные модели, составленные по аналогичной схеме, но исключаящие из расчета геометрическую (односторонние связи) и/или физическую (нелинейная диаграмма деформирования) нелинейность конструкции машины. Помимо указанных, были также разработаны математические модели, позволяющие учитывать проскальзывания кранового колеса вдоль рельса при сейсмическом возмущении основания крана и модель одномерной упругопластической связи для моделирования местных повреждений конструкции. На основе разработанных методов моделирования сейсмического поведения машин даны рекомендации к определению основных параметров динамических моделей (определение жесткостей, приведение масс,

аппроксимация нелинейных диаграмм деформирования, определение коэффициентов диссипации).

Третья глава посвящена экспериментальной проверке адекватности некоторых разработанных математических моделей и исследованию влияния линеаризации нелинейной механической системы на результат динамического анализа. Эксперимент проведен на физической трехмассовой модели, содержащей элементы с нелинейными свойствами.

Основные элементы модели (см. рисунок 2) условно именуется стержнем 3, тележкой 4 и подвеской 6. Стержень закреплен в шарнирных опорах 1 и 2, при этом подвижная опора 2 позволяет опорной точке стержня перемещаться в направлении собственной продольной оси. На стержне закреплены тензометрические датчики 7 на расстоянии в четверть пролета от опор. В центре пролета на стержень опирается тележка. Подскок тележка контролируется датчиком 8. На тележке закреплены грузы 10 и акселерометр 9, измеряющий вертикальные ускорения тележки. Для исключения раскачивания тележки и подвески из вертикальной плоскости, используются направляющие тросы 12. Посредством гибкого упругого подвеса 5, изготовленного из резины, к тележке крепится подвеска 6. Подвеска также снабжена акселерометром для регистрации ускорений и дополнительными грузами. При помощи крюка 11, установленного на подвеске, вся система перед началом эксперимента оттягивалась вниз и закреплялась. Началом замеров служит момент, когда обрывается эта связь (перерезается нить, связывающая груз с основанием).

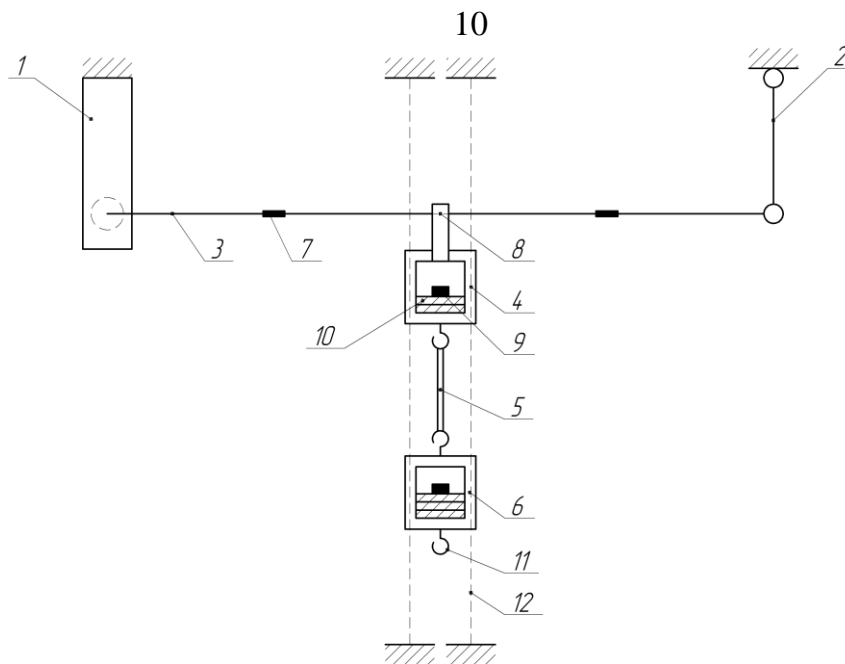


Рисунок 2 – Схема экспериментальной установки

Для проведения расчетов по предложенным моделям была разработана программа в среде Mathcad 14, реализующая предложенные в главе 2 методы моделирования нелинейных связей динамических систем и позволяющая проводить сравнительный анализ результатов расчетов с экспериментальными данными. Графики перемещений точки подвеса тележки, полученные расчетным путем по разработанным моделям и соответствующие экспериментальным данным, приведены на рисунке 3.

Экспериментальное исследование показало, что физическая и геометрическая линеаризация математической модели, описывающей процесс свободных затухающих колебаний трехмассовой динамической системы, приводит к отклонению расчетных значений перемещений от экспериментально определенных на 9%-22%. Аналогичное отклонение по ускорениям тележки и подвески составляет 20%-53%. Продолжительность подскока при линеаризации модели отклонилась от экспериментальной на 35%-143%. При этом, отклонение выходных данных геометрически и физически нелинейной модели (рисунок 3, а), описываемой системой уравнений, аналогичной (1), по отношению к эксперименту составила: по перемещениям – 1%; по ускорениям тележки – 3%; по ускорениям подвески – 22%; по продолжительности подскока – 8%.

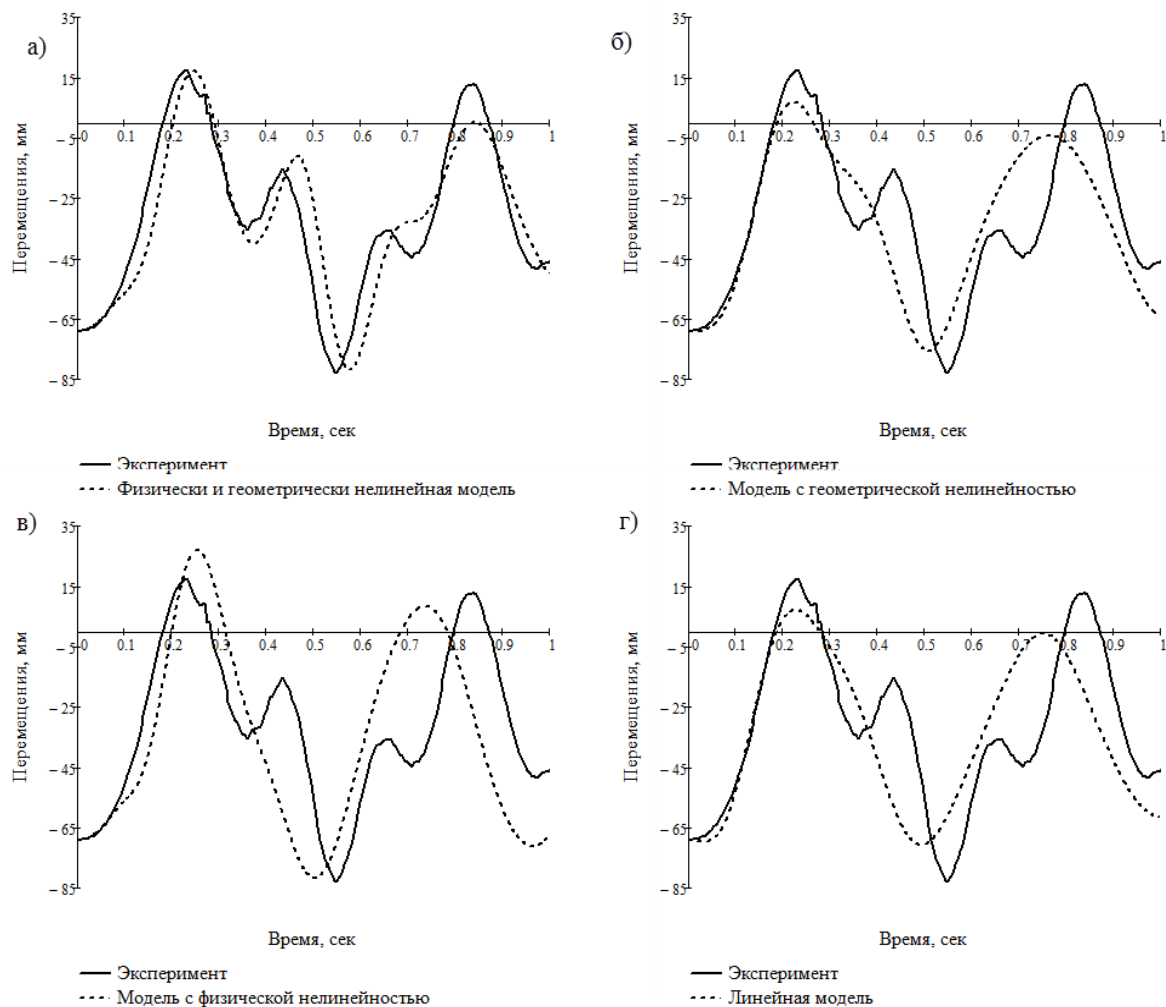


Рисунок 3 – Сравнительные графики перемещений центра пролета стержня

В четвертой главе изложен результат применения методики моделирования нелинейных механических систем (глава 2) для расчета козлового крана с П-образной металлической конструкцией портала с учетом всех выше перечисленных видов нелинейных связей. Составленная динамическая модель позволяет учитывать возможный подскок грузовой тележки на рельсе, ослабление грузовых канатов, проскальзывание тележки на рельсе и некритические пластические деформации в опасном сечении пролетного строения.

В качестве примера расчета использован козловой кран грузоподъемностью 45 т производства КТБ «Технорос». Схема расчетной динамической модели приведена на рисунке 4. Адекватность расчетов проверена путем сравнения с результатами численного эксперимента.

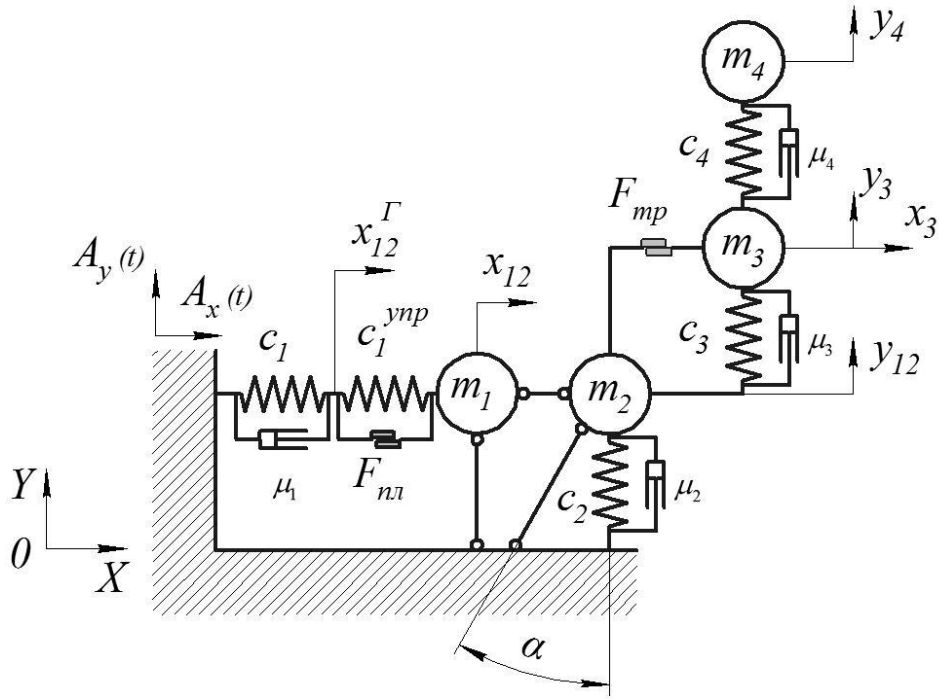


Рисунок 4 – Схема расчетной динамической модели

Система уравнений, описывающая сейсмические колебания крана имеет

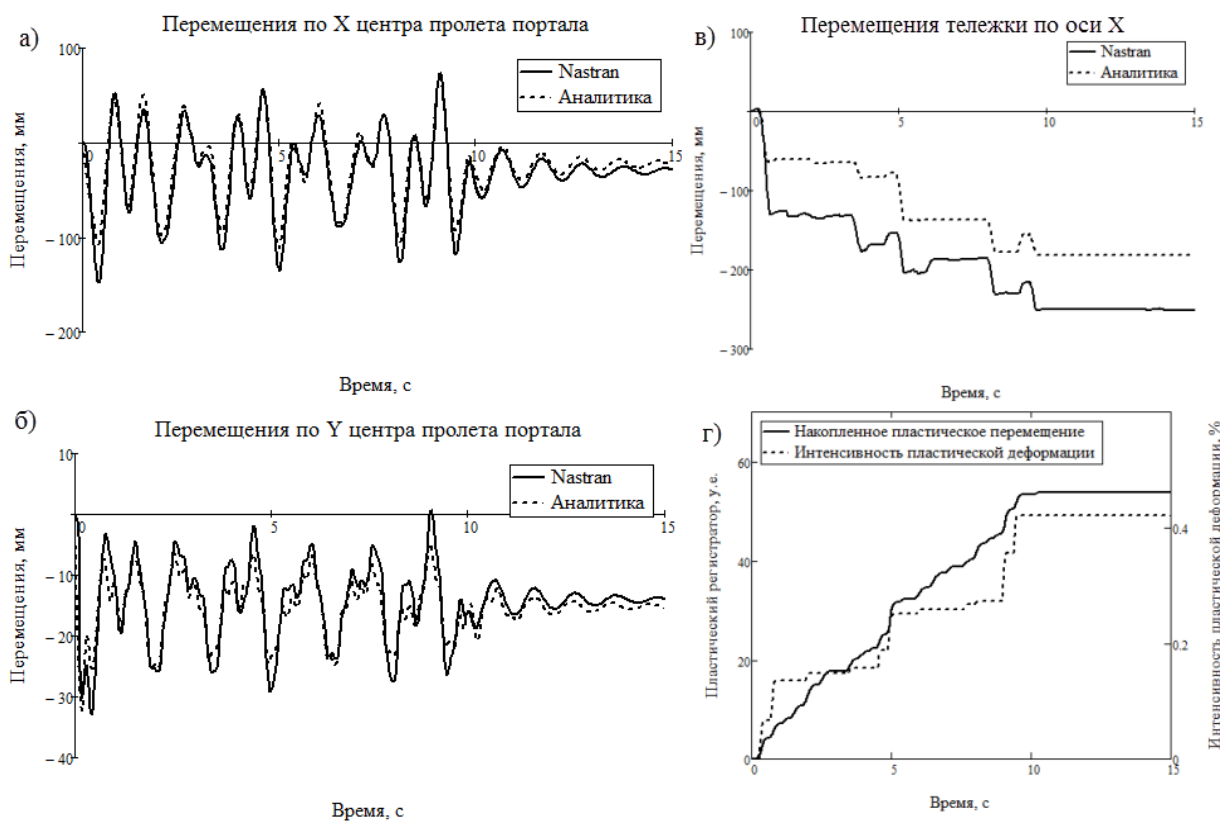
вид:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \ddot{X}(t) = A_x(t) \\
 \ddot{Y}(t) = A_y(t) \\
 \ddot{y}_{12}(t) \cdot m_2 + c_2 \cdot (y_2(t) - Y(t)) + \mu_2 \cdot (\dot{y}_2(t) - \dot{Y}(t)) + \ddot{x}_{12}(t) \cdot m_2 \cdot \sin(\alpha) = \\
 = g \cdot m_2 + c_3 \cdot (y_3(t) - y_2(t)) + \mu_3 \cdot (\dot{y}_3(t) - \dot{y}_2(t)) \\
 c_1 \cdot (x_{12}^{\Gamma}(t) - X(t)) + \mu_1 \cdot (\dot{x}_{12}^{\Gamma}(t) - \dot{X}(t)) = F(t) + c_1^{ynp} \cdot (x_{12}(t) - x_{12}^{\Gamma}(t)) \\
 \ddot{x}_{12}(t) \cdot (m_1 + m_2) + F(t) + c_1^{ynp} \cdot (x_{12}(t) - x_{12}^{\Gamma}(t)) + F_{mp}(t) = 0 \\
 \ddot{x}_3(t) \cdot m_3 = F_{mp}(t) \\
 \ddot{y}_3(t) \cdot m_3 + c_3(t) \cdot (y_3(t) - y_2(t)) + \mu_3 \cdot (\dot{y}_3(t) - \dot{y}_2(t)) = \\
 = g \cdot m_3 + c_4(t) \cdot (y_4(t) - y_3(t)) + \mu_4 \cdot (\dot{y}_4(t) - \dot{y}_3(t)) \\
 \ddot{y}_4(t) \cdot m_4 + c_4(t) \cdot (y_4(t) - y_3(t)) + \mu_4 \cdot (\dot{y}_4(t) - \dot{y}_3(t)) = g \cdot m_4 \\
 c_3(t) = \frac{C_3^{con}}{\pi} \arctan((y_3(t) - y_2(t)) \cdot \gamma) + \frac{C_3^{con}}{2} \\
 c_4(t) = \frac{C_4^{con}}{\pi} \arctan((y_4(t) - y_3(t)) \cdot \gamma) + \frac{C_4^{con}}{2} \\
 F_{mp}(t) = -\frac{2 \cdot k_{mp}}{\pi} \cdot (c_3(t) \cdot (y_3(t) - y_2(t))) \cdot \arctan((\dot{x}_3(t) - \dot{x}_2(t)) \cdot \gamma) \\
 F(t) = \frac{2 \cdot F_{nl}}{\pi} \arctan((\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)) \cdot \gamma)
 \end{array} \right. \quad (2)$$

Здесь $A_x(t), A_y(t)$ – акселерограммы землетрясения по соответствующему направлению; $X(t), Y(t)$ – перемещения основания крана, вычисленные путем интегрирования акселерограмм; m_1, m_2 – приведенные массы портала крана, при этом масса m_1 совершает только горизонтальные колебания; m_3, m_4 – массы грузовой тележки и грузозахватного устройства с грузом соответственно; $x_{12}(t), y_{12}(t), x_3(t), y_3(t), y_4(t)$ – соответствующие перемещения приведенных масс; $x_{12}^r(t)$ – перемещения только упругой составляющей горизонтальных колебаний портала; $c_i(t)$ – соответствующие жесткости связей системы; μ_i – соответствующие коэффициенты диссипации энергии; c_1^{yup} – жесткость связи, характеризующая закритическое поведение системы, когда номинальные напряжения в опасном сечении превышают предел текучести материала; F_{nl} – усилие, при котором в опасном сечении максимальные напряжения достигают значения, равного пределу текучести материала; $F_{mp}(t)$ – сила трения между тележкой и подтележечным рельсом; γ – коэффициент, определяющий крутизну аппроксимирующих функций; $\alpha = \arctan(\Delta_x^x / \Delta_y^x)$ – угол между направлением перемещений центра пролета крана от действия горизонтальной нагрузки и линией действия этой нагрузки.

Расчет по данной модели выполнен при помощи программы в среде Mathcad 14, реализующей численное решение системы уравнений (2) методом Радау.

Результаты расчета по предлагаемой методике были сравнены с расчетом методом конечных элементов в программе Femap 10.2 с решателем NX Nastran. Графики расчетных перемещений центра пролета портала крана, грузовой тележки относительно подтележечного рельса и оценка пластических деформаций приведены на рисунке 5. Сравнение результатов расчетов показало, что предложенная методика обеспечивает моделирование динамического поведения конструкции с приемлемой погрешностью и адекватно отражает влияние пластических деформаций, проскальзываний и временного разрыва связей на результат анализа сейсмостойкости машины.



а) – перемещения центра пролета портала по оси X; б) – перемещения центра пролета портала по оси Y; в) – относительные перемещения тележки вдоль путей; г) – оценка пластических деформаций в опасном сечении.

Рисунок 5 – Сравнение результатов расчетов

В пятой главе диссертации приведены примеры расчетов грузоподъемных машин с использованием существующих и предложенных в данной работе методов. Представленные материалы содержат рекомендации по выполнению инженерного анализа сейсмостойкости машин и показывают значение учета нелинейных связей при их расчете.

1. Выполнен анализ сейсмостойкости portalного крана с прямой стрелой методом конечных элементов с учетом геометрической нелинейности связей ходовой части крана с подкрановым путем, а также односторонней работы стальных канатов грузового полиспаста. Расчетная динамическая модель крана и эпюра эквивалентных напряжений представлена на рисунке 6. На примере данного расчета продемонстрированы принципы построения конечно-элементных моделей геометрически нелинейных конструкций машин и настройки сейсмического анализа. Данный раздел показывает, что сейсмический анализ машин общего назначения следует проводить с учетом

характерных для конкретной машины нелинейных свойств конструкции. Физической нелинейностью стальных канатов допускается пренебречь.

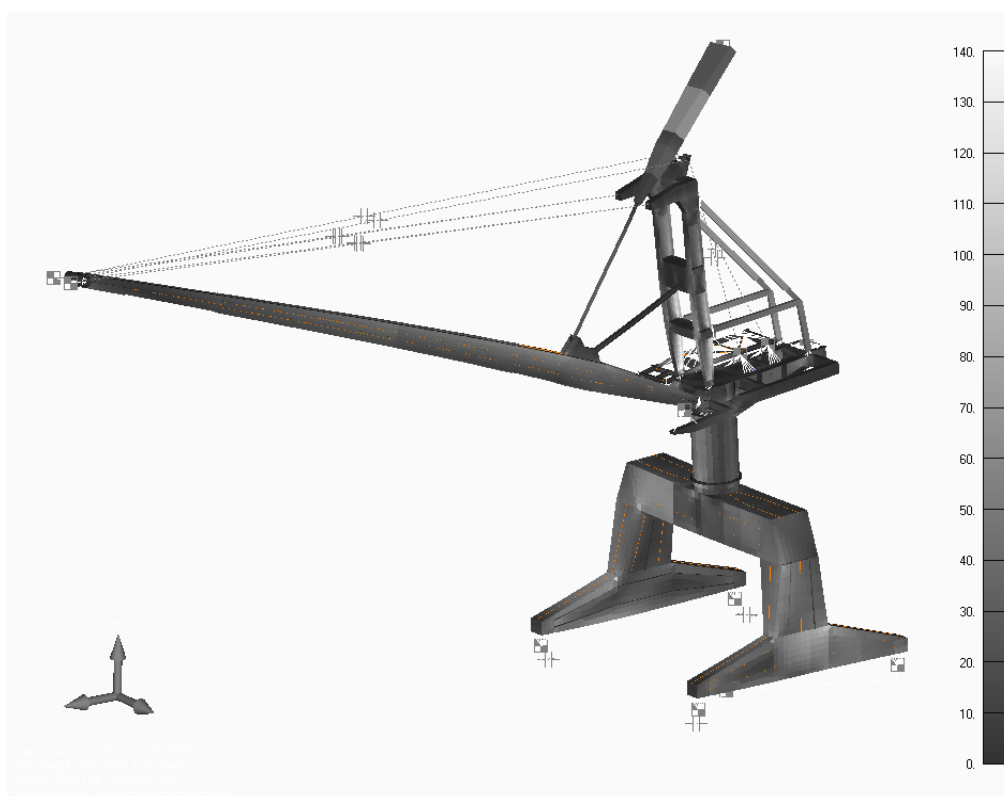


Рисунок 6 – Нагруженное деформированное состояние портального крана в момент достижения максимальной опорной реакции

2. Сравнение методов расчета сейсмостойкости на примере козлового крана показало, что сейсмический анализ машин общего назначения линейно-спектральным методом не является адекватным, так как не позволяет учесть характерные для таких машин нелинейные свойства конструкции. При этом, данный метод является более консервативным в сравнении с нелинейным динамическим анализом.

3. Расчет сейсмостойкости мостового крана, выполненный по разработанным в главе 2 динамическим моделям, наглядно продемонстрировал степень влияния проскальзываний колес крана вдоль подкранового пути на инерционные сейсмические нагрузки. Установлено, что при учете возможности проскальзывания в контактных парах (рельс-колесо) инерционные нагрузки в направлении вдоль подкрановых путей значительно снижаются относительно соответствующих нагрузок в модели, не учитывающей проскальзывания. Величина инерционных нагрузок, воспринимаемых мостовым краном

производства КТБ «Технорос» при пиковом значении ускорения основания 4 м/с^2 , снизилось в 3 раза относительно модели без учета проскальзываний (рисунок 7). На основе произведенных расчетов, сделан вывод о том, что предварительный сейсмический анализ машин общего назначения допускается проводить в плоской постановке, игнорируя сейсмические нагрузки в направлении возможного проскальзывания.

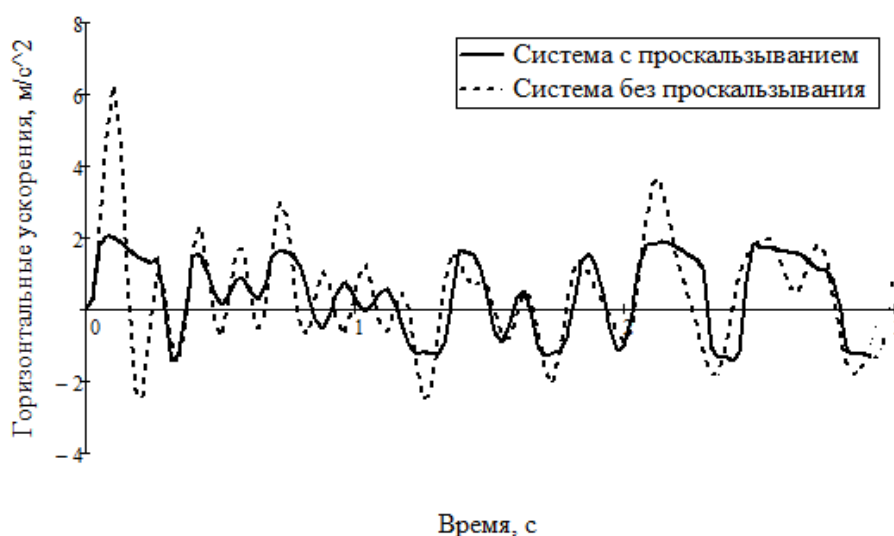


Рисунок 7 – Сравнительный график горизонтальных ускорений приведенной массы моста крана

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. По результатам анализа существующих методик расчета сейсмостойкости машин и оборудования сформулирован перечень ранее не учтенных факторов, влияющих на результат сейсмического анализа. Показано, что известные методики в основном ориентированы на расчет строительных сооружений и не учитывают ряд существенных факторов, влияющих на сейсмостойкость машин. Выдвинуто предположение о необходимости учета нелинейных свойств материалов и связей конструкции при проведении сейсмического анализа машин общего назначения.

2. Разработана методика моделирования сейсмического поведения машин с учетом их геометрически и физически нелинейных свойств. Для предварительного расчета сейсмостойкости машиностроительных конструкций предложены динамические модели с дискретными массами, позволяющие учесть нелинейные свойства связей, реализованных контактом твердых тел и

гибкими элементами, а также физическую нелинейность свойств материала конструкции.

3. Произведена проверка адекватности разработанных математических моделей путем сравнения с результатами физического эксперимента и исследовано влияние линеаризации нелинейной механической системы на результат динамического анализа. Представлены рекомендации для определения параметров нелинейных связей, встречающихся в машиностроительных конструкциях.

4. Разработана инженерная методика оценки сейсмостойкости машин с П-образными порталами, учитывающей возможные некритические повреждения, применимой на ранней стадии проектирования. Адекватность методики подтверждена численным экспериментом.

5. Сформулированы рекомендации для инженерного анализа сейсмостойкости машин общего назначения методом конечных элементов.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Основные результаты диссертационной работы опубликованы в следующих изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

1. Гаврилов П. А. Учет физической и геометрической нелинейностей при расчете сейсмостойкости крановых металлических конструкций // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2015. – №1(214). – С. 216-225.

2. Гаврилов П. А. Инженерная методика оценки сейсмостойкости конструкции козловых кранов с учетом местных повреждений // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2015. – №3(226). – С. 132-141.

Другие статьи:

3. Гаврилов П. А., Соколов С. А. Сейсмостойкость грузоподъемных машин // Сборник материалов Всероссийской межвузовской научной конференции студентов и аспирантов «XXXIX неделя науки СПбГПУ» Ч. IV. – СПб.: Изд-во СПбГПУ. – 2010. – С. 234-235.

4. Гаврилов П. А. Анализ сейсмостойкости козлового крана // Международный союз ученых «Наука. Технологии. Производство». – 2014. – № 3(3). – С. 37-40.

5. Гаврилов П. А. Анализ сейсмостойкости грузоподъемных кранов с учетом геометрической нелинейности // Материалы научно-практической конференции. Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбГПУ. Ч. 2 – СПб.: Изд-во СПбГПУ. – 2015. – С. 325-327.