

ХАРЬКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

АМАШЕХ НАСЕР ЭЛЬ-ДЖИН МОХАМАД

ДИНАМИКА ОДНОКОВШОВОГО ФРОНТАЛЬНОГО ПНЕВМОКОЛЕСНОГО
ПОГРУЗЧИКА, ОБОРУДОВАННОГО НЕЛИНЕЙНЫМ
ГАЗОГИДРАВЛИЧЕСКИМ АМОРТИЗАТОРОМ

05.05.04 - Дорожные и строительные машины

Автореферат диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Харьков 1994 г.



0^а. 2. 05
5. 7. 05
4. 13. 05
Работа выполнено на ка
Харьковского государств
университета.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ: кандидат технических наук, профессор
Назаров Л. В.

КОНСУЛЬТАНТ: кандидат технических наук, доцент Емельянов В. П.

ВЕДУЩАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ: Дждормаш, г. Бердянск.

Официальные оппоненты: заслуженный изобретатель Украины
доктор технических наук, профессор
Хмара Л. А.

кандидат технических наук, доцент
Богданов Н. И.

Защита состоится " 16 " ноября 1994г. в 14 час.

на заседании специализированного совета Д 02.17.02 по специаль-
ности 05.05.04 в Харьковском государственном автомобильно-дорож-
ном техническом университете по адресу:

310078, г. Харьков, ул. Петровского, 25.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные
печатью, просим прислать на имя ученого секретаря

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан " 17 " окт 1994г.

Ученый секретарь специализированного совета,
к. т. н., доцент Подригало М. А.

1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Основными направлениями экономического и социального развития Украины на будущий период предусматривается дальнейшее повышение уровня комплексной механизации земляных, разгрузочно-погрузочных работ.

Большая доля перечисленных работ в строительстве выполняется одноковшовыми фронтальными погрузчиками.

Рабочий процесс одноковшовых фронтальных погрузчиков характеризуется высокой степенью динамичности, что ведет к чрезмерному нагружению их узлов и деталей, а вследствие этого и к отказам.

Отказы элементов гидропривода одноковшовых фронтальных погрузчиков составляют более 50% общего их числа.

В результате усталостного разрушения элементов гидропривода происходит потеря рабочей жидкости, загрязнение окружающей среды.

Проблема сохранения рабочей жидкости особенно актуальна, когда в стране имеется большой парк погрузчиков.

Существующие методы оценки пиковых давлений в гидроприводе погрузчиков в ходе черпания материалов и транспортировки грузов построены в основном на рассмотрении линейных динамических моделей машины. Они в своем большинстве не учитывают нелинейный характер изменения движущей силы и внешних сопротивлений, наличие в гидроприводе нелинейных амортизаторов.

Указанные обстоятельства не позволяют с достаточной степенью точности дать прогностическую оценку нагруженности погрузчика, разработать эффективные средства и способы ограничения динамических усилий.

Цель настоящей работы. Повышение эксплуатационных качеств одноковшового фронтального пневмоколесного погрузчика посредством ограничения уровня динамических нагрузок.

Научная новизна. Рассмотрена динамическая система адекватная

пневмоколесному погрузчику, включающая в свой состав нелинейный газогидравлический амортизатор и позволяющая установить его параметры, соответствующие заданному уровню предельных нагрузок. При решении уравнений движения на ЭВМ использован метод многовариантного моделирования процессов.

Публикации. По теме диссертации опубликована 3 печатные работы.

На защиту выносятся:

- динамические нелинейные модели погрузчика и их математическое описание;
- результаты теоретического и экспериментального исследования динамики процессов внедрения ковша в штабель сыпучего материала и переезда погрузчиком неровностей;
- методика определения параметров нелинейного газогидравлического амортизатора в подвеске рабочего оборудования к остову тягача.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения и приложений, содержит 145 страниц машинописного текста, 13 таблиц, 95 рисунков, список литературы из 68 наименований и приложения на 19 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе рассмотрены и проанализированы существующие методы оценки динамической нагруженности землеройных машин в общем и одноковшовых погрузчиков в частности.

Исследованию нагруженности машин для земляных работ посвящены труды ведущих в этой области ученых:

Т.В. Алексеевой, К.А. Артемьева, В.И. Баловнева, О.Л. Болодинского, Б.А. Бондорезича, И.П. Бородачева, В.А. Ветрова, Д.П. Волкова, Н.Г. Домбровского, М.И. Гольперина, Э.Н. Кузина, В.Л.

Картвелишвили, В.П. Ломакина, В.В. Ничке, А.С. Панкратова, В.К. Руднева, Л.А. Хмары, А.М. Холодова и др..

На основе их работ создана теория рассматриваемой группы машин, базирующаяся в основном на линейном представлении характеристик рабочих процессов и взаимодействия двигателя с опорной поверхностью.

В работах В.Н. Гольдштейна, Л.В. Назарова, Б.А. Гречишникова, В.А. Шевченко и др. сделаны попытки учесть нелинейности динамических моделей ЭТМ. На этой основе предложены средства и способы ограничения нагрузок в гидроприводе бульдозеров, скреперов, автогрейдеров, погрузчиков.

Специфика динамического нагружения фронтальных погрузчиков нашла отражения в работах В.А. Баумана, О.Д. Гагина, О.П. Иванова, С.Г. Кальмыкова, Я.Б. Кальницкого, А.Д. Костылева, Ф.А. Лапиря, Г.В. Родионова, Б.П. Семька, В.И. Стогова, Д.К. Томляновича.

Практически все авторы, исследовавшие динамическую нагруженность землеройно-транспортных машин и одноковшовых погрузчиков в частности, отмечают необходимость ограничения уровня пиковых усилий.

Достичь этого можно установкой на машине защитного амортизирующего устройства.

Вопросами предохранения машин от чрезмерных нагрузок и теоретические основы анализа, расчета и проектирования амортизирующих систем разработаны совместными усилиями таких ученых, как В.В. Болотин, Н.Н. Болотник, Э.М. Большевцев, Э.Г. Вольперт, В.В. Гонский, А.Д. Дербаремшикер, Б.Г. Келлин, М.Э. Козловский, Д.А. Круглов, В.Б. Ларин, Л.Н. Никольский, Р.В. Ротенберг, Д.А. Туманов, К.В. Фролов, Ф.А. Фурман и других.

Вместе с тем решение задачи об ограничении нагрузок в нелинейной ее постановке не получено до настоящего времени.

Обзор литературных источников в области динамики и снижения нагруженности землеройных машин, анализ отказов погрузчиков позволил сформулировать цель и задачи настоящего исследования, сводящиеся к повышению эксплуатационных качеств одноковшового фронтального пневмоколесного погрузчика посредством оценки его динамических усилий и разработки средств ограничения нагрузок максимального уровня.

Поставленная цель достигается решением следующих основных задач:

1) разработать и исследовать динамическую модель погрузчика в процессе внедрения ковша в штабель материала с учетом этой нелинейности;

2) разработать и исследовать динамическую модель погрузчика при движении машины с поднятым загруженным ковшом по неровностям опорной поверхности; оценить эффективность использования нелинейного газогидравлического амортизатора в подвеске рабочего оборудования;

3) подготовить и провести полевые экспериментальные исследования на реальной машине с целью проверки адекватности разработанных динамических моделей натурному погрузчику для процессов внедрения ковша в штабель материала и движения машины по неровностям опорной поверхности;

4) на основе результатов проведенных исследований разработать методику расчетов динамических нагрузок на пневмоколесный погрузчик и его гидропривод с учетом нелинейной характеристики амортизатора, оценить колебания остова машины;

5) разработать рекомендации по определению параметров газогидравлического амортизатора, снижающего нагрузки в гидроприводе и колебания остова машины до заданного уровня;

6) провести сравнительные испытания погрузчика без и с амор-

тизирующим устройством для оценки его эффективности.

Вторая глава посвящена обоснованию и описанию динамических и математических моделей погрузчика в процессе интенсивного заглубления ковша в штабель сыпучего материала и в транспортном режиме движения. Отмечено, что режимы экстремального нагружения целесообразно рассматривать с позиции детерминированной динамики.

Для построения динамической модели погрузчика в процессе внедрения ковша в сыпучий материал использован ряд общепринятых упрощений, что дало основание представить машину в виде двухмассной нелинейной модели (рис.1).

Предложенная двухмассная модель позволила исследовать процесс внедрения ковша в материал при наличии нелинейной силы сопротивления перемещению ковша $W_{\text{вн}}$, нелинейной движущей силы T и упругой силы, формируемой нелинейным амортизатором.

Сопротивление внедрению ковша в штабель сыпучего материала представлено равенством

$$W_{\text{вн}} = W_{\text{т}} + W_{\text{тз}} + 2W_{\text{тб}} \quad (1)$$

где $W_{\text{вн}}$ — сопротивление внедрению режущей кромки и вертикальных боковых стенок ковша;

$W_{\text{т}}$ — сила трения днища ковша о разрабатываемую среду;

$W_{\text{тз}}$ — сила трения среды о внутреннюю поверхность днища;

$2W_{\text{тб}}$ — сила трения боковых стенок ковша о материал.

Входящие в уравнение (1) слагаемые рассматривались в отдельности и после их преобразования получена зависимость (2) описывающая сопротивление внедрению ковша в перегружаемый материал, в виде полинома третьей степени

$$W_{\text{вн}} = \mu \cdot N + \alpha_1 \cdot S + \beta_1 \cdot S^2 + \epsilon_1 \cdot S^3 \quad (2)$$

где α_1 , β_1 , ϵ_1 — коэффициенты полинома, зависящие от вида разрабатываемого материала и геометрических параметров ковша.

N — вертикальная реакция на ковше;

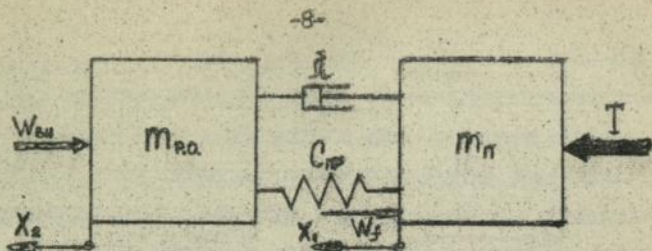


Рис.1. Динамическая схема погрузчика в процессе внедрения.

S - горизонтальное перемещение ковша.

Важной отличительной особенностью пневмокошечного движителя по сравнению с гусеничным является существенное его буксование при выполнении машиной рабочих операций. В качестве характеристики, учитывающей степень потери скорости машины в результате проскальзывания движителей относительно поверхности качения, использован коэффициент буксования. В связи с чем действительная скорость движения погрузчика u_A в функции реализуемой им силы тяги T описана соотношением:

$$u_A = u_T \left\{ 1 - \left[A \frac{T}{G_{сц}} + B \left(\frac{T}{G_{сц}} \right)^m \right] \right\} \quad (3)$$

в котором u_T - теоретическая скорость; $G_{сц}$ - сцепная масса машины; A и B - коэффициенты.

Приведенное уравнение не разрешается в явном виде относительно T . Тем не менее, оно позволяет построить графическую зависимость движущей силы T в функции действительной скорости движения машины и использовать ее при решении задач динамики на ЭВМ. Условие, ограничивающее значение T связано со стопроцентным буксованием движителя, когда

$$T = \varphi_{сц} \cdot G_{сц} \quad (4)$$

Где $\varphi_{сц}$ - коэффициент сцепления движителя с опорной поверхностью.

При описании упругих сил, действующих в динамической системе, соответствующей одноковшовому колесному погрузчику, (рис.2), полагалось, что наиболее податливыми элементами системы являются гидропривод управления рабочим органом, с установленным в нем амортизатором и опорные пневматики.

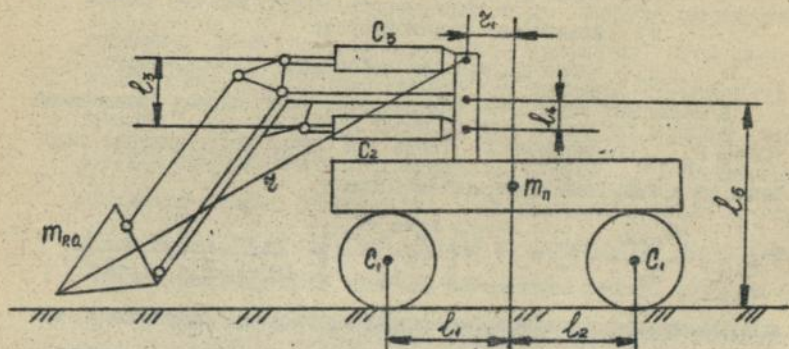


Рис.2. Схема, соответствующая одноковшовому погрузчику.

Анализ характеристик режимов нагружения рабочего оборудования землеройных машин позволяет сделать вывод, что при срабатывании газогидравлического амортизатора имеет место адиабатическое сжатие газовой пружины. Уравнение состояния газа в этом случае описывается соотношением:

$$P_0 V_0^\gamma = P V^\gamma \quad (5)$$

где P , P_0 - текущее и начальное давление газа;

V , V_0 - текущий и начальный объем газа;

γ - показатель политропы адиабатического процесса сжатия газа.

Если амортизирующее устройство подсоединено к механизму подъема стрелы, то в процессе внедрения ковша в материал работающей будет поршневая полость гидроцилиндра. Поэтому, рассматривая совместную работу газогидравлического амортизатора и гидроцилинд-

ров, удается выразить силу упругости газовой пружины, через смещение поршня гидроцилиндра X :

$$P_{с\text{ впр}} = P_0 \frac{l_4 * F_{п} * n_{ц} (n_{а} * V_0)^{\gamma}}{l_5 * (n_{а} * V_0 - F_{п} * n_{ц} * X * l_4 / l_5)^{\gamma}} \quad (6)$$

где $F_{п}$ - площадь поршня гидроцилиндра;

X - смещение ковша;

$n_{а}$ - количество амортизаторов;

$n_{ц}$ - число параллельно работающих гидроцилиндров.

Коэффициент упругости определяется как первая производная усилия $P_{с\text{ впр}}$ по смещению X . Тогда для случая подсоединения амортизатора к гидроцилиндрам подъема стрелы

$$C_{с\text{ ам}} = \frac{dP_{с\text{ впр}}}{dx} = P_0 (n_{а} * V_0)^{\gamma} \left[\frac{F_{п} * n_{ц} * l_4}{l_5} \right]^{\gamma} \frac{\gamma}{[n_{а} * V_0 - F_{п} * n_{ц} * l_4 / l_5 * X]^{\gamma+1}},$$

а приведенный к режущей кромке ковша коэффициент упругости в момент срабатывания амортизирующего устройства будет нелинейным и зависит от величины горизонтального смещения ковша с учетом податливости гидропривода:

$$C_{пр. ам} = \frac{C_{пр} * C_{с. ам}}{C_{пр} + C_{с. ам}} \quad (7)$$

где $C_{пр}$ - приведенная к режущей кромке ковша жесткость системы подвески ковша без амортизатора.

Анализ аналитической формы движущих сил и сил сопротивлений позволяет выделить следующие особенности математической модели погрузчика при выполнении операции внедрения ковша в штабель материала.

Во-первых, практически все силы, действующие в данной динамической системе, нелинейны относительно смещения X либо относительно скорости \dot{X} . Во-вторых, при срабатывании защитной системы можно выделить два этапа в работе устройства. На начальном этапе,

когда давление жидкости в гидроприводе не превышает начального давления газа P_0 в амортизаторе, происходит, в основном, деформирование элементов системы управления и опорных пневматиков. Как только давление жидкости в системе превысит уровень давления газа P_0 , совместно с гидроприводом и пневматиками начинает деформироваться газовая пружина гидроамортизатора. Упругая характеристика системы в целом при этом существенно изменяется. Если на первом этапе работы упругая сила описывается линейной зависимостью от смещения, то на втором этапе за счет включения в работу газовой пружины она становится нелинейной. В-третьих, в соответствии с изложенным выше, демпфирующие силы появляются только на втором этапе срабатывания защитной системы и описываются квадратичными зависимостями линейной скорости перемещения машины. Движущая сила системы изменяется в пределах от номинального тягового усилия T_n до 0 и описывается полиномом шестой степени.

Все указанные замечания позволили описать математическую модель процесса внедрения ковша в штабель материала и оговорить условия, ограничивающие ее применение:

1 этап работы амортизатора ($P < P_0$)

$$\begin{aligned}
 M_{r_0} \ddot{X}_2 &= C_{np} (X_2 - X_1) - W_{np} \\
 M_n \ddot{X}_1 &= T(\dot{X}_1) - W_r - C_{np} (X_2 - X_1) \\
 \dot{X}_1 &= u_r \left\{ 1 - \left[A \frac{T}{G_{cu}} + B \left(\frac{T}{G_{cu}} \right)^4 \right] \right\} \\
 W_r &= M_n \alpha \epsilon \alpha f ; \quad X_2 < l_0
 \end{aligned} \tag{8}$$

2 этап работы амортизатора ($P > P_0$)

$$\begin{aligned}
 M_{r_0} \ddot{X}_2 &= P_{vnp} + P_{rr} - W_{np} \\
 M_n \ddot{X}_1 &= T(\dot{X}_1) - W_r - P_{vnp} - P_{rr}
 \end{aligned} \tag{9}$$

$$P_{\text{гир}} = \frac{C_{\text{гир}} \approx C_{\text{АМ}} (X_2 - X_1)}{C_{\text{гир}} + C_{\text{АМ}}}$$

$$P_{\text{гир}} = \pi_{\text{гир}} \approx F_{\text{гир}} \left\{ A \left[\frac{(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \approx l_0}{l_3} \right] + B \frac{(\dot{X}_2 - X_1) \approx l_0}{l_3} \right\} \frac{l_0}{l_3}, \quad R_0 < 2320$$

$$P_{\text{гир}} = \pi_{\text{гир}} \approx F_{\text{гир}} \left\{ A \left[\frac{(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \approx l_0}{l_3} \right] + D \left[\frac{(\dot{X}_2 - X_1) \approx l_0}{l_3} \right]^{1,75} \right\} \frac{l_0}{l_3}, \quad R_0 > 2320$$

Область действия предложенной математической модели ограничивается рассмотрением смещения рабочего оборудования только вдоль горизонтальной оси. Модель описывает только пневмоколесные машины.

Вторая часть рассматриваемой главы посвящена обоснованию динамической модели погрузчика в процессе движения по неровной опорной поверхности.

В работах других исследователей доказано, что пневмоколесная машина в транспортном режиме может быть формально представлена в виде сосредоточенных масс, соединенных невесомыми упругими элементами. При этом выделяются две группы масс: поддрессоренные (кузов, рама, двигатель, кабина и т.д.) и неподдрессоренные (мосты, колеса). В качестве упругих и диссипативных элементов выступают, как правило, шины и элементы подвески: рессоры, амортизаторы и т.д.

В поднятом состоянии стрела фронтальные погрузчики, шарнирно присоединенная к порталу, опирается на гидроцилиндры подъема рабочего оборудования. Учитывая, что рамные конструкции машины являются очень жесткими, а элементы гидропривода и ходового оборудования в сравнении с ними обладают существенной податливостью, в динамической схеме в качестве упругих элементов выделены: шины и

гидропривод подъема стрелы.

При исследовании колебаний в продольной вертикальной плоскости рассматриваемая система представлена в виде двухмассной модели с тремя степенями свободы (рис.3).

Первая масса M_1 включает в себя базовую машину. С.с. частью

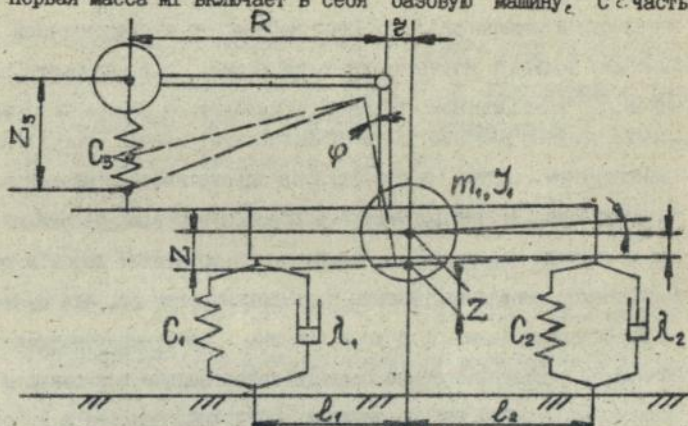


Рис.3. Динамическая схема погрузчика в транспортном режиме.

погрузочного оборудования, жестко закрепленной на ней. Вторая масса M_2 является приведенной и включает в себя подвижные элементы рабочего оборудования.

Приведенные к массе M_2 силы упругого сопротивления со стороны защитного устройства и силы трения, возникающие при его срабатывании выражаются зависимостями

$$P_{\text{упр}} = \frac{P_0 (\eta_A \cdot V_0)^{\beta} \cdot F_n \cdot \eta_{\text{ц}} \cdot \Gamma_1}{R \left\{ \eta_A \cdot V_0 - F_n \cdot \eta_{\text{ц}} \left[Z_s - [Z + \varphi \cdot (r+R)] \right] \right\} \Gamma_1 / R} \quad (10)$$

для ламинарного режима движения жидкости

$$P_{\text{тр}} = \eta_{\text{ц}} \cdot F_n \left\{ A \left[\frac{\{\dot{Z}_s - [\dot{Z} + \dot{\varphi}(r+R)]\} \Gamma_1}{R} \right]^2 + B \frac{\{\dot{Z}_s - [\dot{Z} + \dot{\varphi}(r+R)]\} \Gamma_1}{R} \right\} \frac{\Gamma_1}{R} \quad (11)$$

для турбулентного режима движения жидкости

$$P_{тр} = \pi_{\alpha} F_n \left\{ A \left[\frac{(\ddot{Z}_2 - [\ddot{Z} + \dot{\varphi}(r+R)]) \Gamma_4}{R} \right]^2 + D \left[\frac{(\ddot{Z}_2 - [\ddot{Z} + \dot{\varphi}(r+R)]) \Gamma_4}{R} \right]^{1.75} \right\} \frac{\Gamma_4}{R}$$

Воздействие опорной поверхности на погрузчик при его транспортном перемещении определяется профилем этой поверхности.

Случайный характер расположения неровностей на опорной поверхности и разнообразие их форм заставляет исследователей формализовать подход к изучению динамики машин, и в частности погрузчиков, в транспортном режиме. Поскольку в данном исследовании стоит задача разработки математической модели погрузчика в транспортном режиме и проверка ее адекватности реальной машине, то вполне достаточно рассмотреть процесс переезда погрузчика через единичную неровность. Такой подход позволяет перейти от стохастической модели нагружения к детерминированной, что существенно упрощает расчеты. С другой стороны, детерминированная модель позволяет достаточно точно оценить качественные возможности амортизирующего устройства по снижению нагруженности узлов и обеспечению плавности передвижения машины в забое. Подобный подход широко используется в авто- и тракторостроении.

Вместе с тем отметим, что в случае адекватности динамической модели натурной машине, в последующем возможно ее использование для анализа случайных колебаний погрузчика в транспортном режиме движения.

Наиболее часто применяемым в исследованиях нелинейных моделей машин профилем неровности является единичная синусоида, характеризующаяся длиной l_0 и высотой $2h_0$.

$$h_1 = h_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi v t}{l_0} \right) \quad (12)$$

Формула (12) определяет аналитическое выражение возмущения, действующего на передние колеса машины. Задние колеса наедут на неровность позже, так как конструктивно они отстоят от передних

колес на расстоянии L , соответствующем базе машины. Исходя из этого, возмущающее воздействие на задние колеса аналитически можно записать в виде равенства

$$h_z = h_0 \left[1 - \cos \frac{2\pi(V^*t + L)}{l_0} \right] \quad (13)$$

На основании уравнений Лагранжа второго рода математическая модель двухмассной динамической системы в транспортном режиме движения погрузчика (рис.3) описывается выражениями:

1-ый этап работы амортизатора ($P < P_0$)

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{Z} + C_1(Z + \varphi^{*l_1}) + C_2(Z - \varphi^{*l_2}) - C_3 \{ Z_3 - [Z + \varphi^{*(r+R)}] \} + \\ + \lambda_1(\dot{Z} + \dot{\varphi}^{*l_1}) + \lambda_2(\dot{Z} - \dot{\varphi}^{*l_2}) = C_1 * h_1 + C_2 * h_2 \\ J_1 * \ddot{\varphi} + C_1 * l_1 (Z + \varphi^{*l_1}) - C_2 * l_2 (Z - \varphi^{*l_2}) - C_3 (r+R) \{ Z_3 - [Z + \varphi^{*(r+R)}] \} + \\ + \lambda_1 * l_1 (\dot{Z} + \dot{\varphi}^{*l_1}) - \lambda_2 * l_2 (\dot{Z} - \dot{\varphi}^{*l_2}) = C_1 * l_1 * h_1 - C_2 * l_2 * h_2 + \\ M_3 \ddot{Z}_3 + C_3 \{ Z_3 - [Z + \varphi^{*(r+R)}] \} = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

2-ой этап работы амортизатора ($P > P_0$)

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{Z} + C_1(Z + \varphi^{*l_1}) + C_2(Z - \varphi^{*l_2}) - P_{\text{упр}} + \lambda_1(\dot{Z} + \dot{\varphi}^{*l_1}) + \\ + \lambda_2(\dot{Z} - \dot{\varphi}^{*l_2}) - P_{\text{тр}} = C_1 * h_1 + C_2 * h_2 \\ J_1 * \ddot{\varphi} + C_1 * l_1 (Z + \varphi^{*l_1}) - C_2 * l_2 (Z - \varphi^{*l_2}) - P_{\text{упр}} (r+R) + \lambda_1 * l_1 (\dot{Z} + \dot{\varphi}^{*l_1}) - \\ - \lambda_2 * l_2 (\dot{Z} - \dot{\varphi}^{*l_2}) - P_{\text{тр}} (r+R) = C_1 * l_1 * h_1 - C_2 * l_2 * h_2 + \\ M_3 \ddot{Z}_3 + P_{\text{упр}} + P_{\text{тр}} = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

Решение уравнений движения погрузчика в обоих рассмотренных случаях выполнено на ЭВМ типа IBM AT 363/387 ДМ. Используемые программы решения поставленных задач, помимо результатов оценки адекватности математической модели натурной машине, позволили провести факторный эксперимент для анализа исследуемых процессов и оформление результатов в виде таблиц и графиков. Результаты аналитического исследования приведены в четвертой главе.

В третьей главе на основании анализа предложенных теоретических положений сформулированы цель и задачи экспериментального исследования, разработаны программа и методика проведения опытов.

Целью экспериментального исследования является:

- получение информации о закономерностях формирования нагруженности пневмоколесного фронтального погрузчика с защитной системой в виде газового гидроамортизатора и без нее в ситуациях интенсивного заглужения ковша в штабель материала и перемещения в транспортном режиме через единичную неровность синусоидальной формы.

- сопоставление полученных экспериментальных и теоретических данных о динамической нагруженности пневмоколесного одноковшового погрузчика и оценка адекватности предложенных математических моделей реальным процессам.

В качестве объекта исследования был выбран серийно выпускаемый погрузчик типа Т0-11 Бердянского завода "Иждормаш".

Для достижения поставленной цели и решения задач экспериментального исследования выполнен анализ основных параметров, влияющих на формирование динамической нагруженности погрузчика. На основании этого были назначены варьируемые факторы эксперимента.

В качестве защитной системы, ограничивающей нагрузки, использовались два опытных образца шарообразных газогидравлических амортизаторов объемом 2л каждый в процессе внедрения ковша в штабель материала и один амортизатор объемом 10л при транспортировке груза.

Для более полной оценки описания динамической нагруженности погрузчика в качестве регистрируемых факторов были приняты следующие:

- напряжения в металлоконструкциях рабочего оборудования;
- давление рабочей жидкости в гидроцилиндрах системы управле-

ния рабочим оборудованием;

- ускорение центра тяжести машины;
- скорость движения погрузчика;
- путь, пройденный погрузчиком.

Процесс внедрения ковша в сыпучую среду осуществлялся на горизонтальной грунтовой площадке. Штабель щебня формировался из частиц размером 25-50 мм. Скорость движения погрузчика варьировалась в интервале значений 0,94...1,78 м/с.

Экспериментальное исследование процесса переезда погрузчиком обособленной неровности выполнено в производственных условиях в УМР-1 г. Харькова. На пути движения погрузчика из цементно-битонных блоков формировалась неровность синусоидального вида длиной 1,7 м и высотой 0,2 м.

Исходя из целей экспериментального исследования варьировались начальное давление газа в амортизирующем устройстве и скорость движения погрузчика, как оказывавшие наибольшее влияние на динамическую нагруженность машины.

В четвертой главе приведены результаты аналитического и экспериментального исследования, выполнен их анализ и сопоставление.

Установлено, что сопротивление внедрению ковша в штабель щебня $R_{\text{н}}$ в функции перемещении S описывается равенством

$$R_{\text{н}} = 0,53 \cdot S + 66,7 \cdot S^2 + 1,3 \cdot S^3, \text{ кН}$$

Его использование в качестве входного воздействия на двухмассную динамическую модель дает решение уравнений (8 и 9) по характеру, временным и силовым показателям совпадающее с экспериментальными данными. Расхождение между экспериментальными и расчетными величинами не превышает 5,5% по давлению и 9% по ускорению, что свидетельствует об адекватности расчетной модели натурной машине. В процессе внедрения ковша в сыпучий материал со ско-

ростями от 0,94 до 1,78 м/с пиковые значения давления рабочей жидкости в запертых гидроцилиндрах подъема стрелы, не оборудованных амортизатором, изменяются от 11,2 до 15,4 МПа.

Включение нелинейного амортизатора с начальным давлением 9 МПа в гидропривод погрузчика влечет за собой снижение пиковых значений давления в 1,7 раз. Вместе с этим снижается и нагрузка на рабочем органе. Однако это достигается не столько за счет амортизатора, сколько в результате уменьшения реакций на ведущих пневматиках из-за повышенной эластичности механизма подвески стрелы. По этой причине в стопорном режиме остов машины смещается вперед на стрелу. Последняя приподнимает передок тягача, разгружая пневматику и снижая тем самым тяговое усилие. Анализ описанного явления дал основание рекомендовать отключение амортизатора в процессе внедрения ковша в перегружаемую среду.

Данные опытов и аналитического исследования позволили оценить динамическую нагруженность погрузчика Т0-11 в транспортном режиме движения, выявить эффективность установки нелинейного газогидравлического амортизатора в механизме подъема стрелы.

Соответствие предлагаемой динамической модели натурному транспортному средству произведено сравнением расчетных данных с опытными при переезде машиной единичной неровности синусоидальной формы.

На всех режимах движения погрузчика через неровность характер колебательных процессов динамической модели в основном отражает процессы, протекающие на натурной машине.

Рассогласание между опытными и расчетными величинами в среднем составляет 3,8%, а в худших случаях не превышает 13,3%. Это свидетельствует о возможности использования предлагаемой динамической модели для анализа транспортного режима движения погрузчика.

В результате проведения полевых опытов, и их обработки, расчетов колебательных процессов предлагаемой динамической модели на ЭМ установлено следующее. Переезд погрузчиком единичной неровности синусоидальной формы вызывает вертикальные и угловые колебания остова машины на пневматиках и рабочего оборудования относительно тягача.

Увеличению скорости движения погрузчика без амортизатора с 0,94 до 1,78 м/с соответствует рост давления жидкости в гидроцилиндрах в 1,32...1,46 раз. Экспериментально установленный коэффициент динамичности нагрузок на гидроцилиндры без амортизатора меняется в диапазоне значений 1,2...1,76. Подключение нелинейного газогидравлического амортизатора вместимостью 0,010 м³ к подъемным гидроцилиндрам снижает динамические нагрузки на гидропривод до 1,32 раз. С повышением транспортной скорости защитные свойства амортизатора проявляются в большей мере. Это свидетельствует об эффективности его установки с целью снижения динамических нагрузок на погрузчик в транспортном режиме.

Увеличение транспортной скорости погрузчика, не оборудованного амортизатором, с 0,94 до 1,78 м/с в случае переезда им неровности ведет к росту вертикальных ускорений центра тяжести машины на 0,1g...0,7g.

Установка газогидравлического амортизатора снижает уровень приращения ускорений до 1,7 раз, это дало основание рекомендовать повышение транспортной скорости движения погрузчика, оборудованного амортизатором, без ухудшения условий труда водителя, до 30%.

При постоянном объеме газовой полости амортизатора изменение начального давления газа в пределах 3...6 МПа влечет за собой относительно небольшое увеличение пиковых давлений в гидроприводе (до 13,8%). В такой же примерно мере на динамические нагрузки гидропривода влияет и объем газовой камеры при неизменном началь-

ном давлении. Его увеличение с 0,008 до 0,014 м³ влечет за собой снижения максимального давления на 8%.

Увеличение объема амортизатора с одновременным снижением начального давления газа в нем способствует повышению эластичности подвески, но и росту амплитуды колебаний рабочего оборудования. В этой связи возникает опасность появления ударов поршней о крышку или боксу гидроцилиндров. Подобное может привести к нагрузкам аварийного характера. Изложенное дает основание к поиску оптимальных параметров нелинейного газогидравлического амортизатора в механизме подъема рабочего оборудования погрузчика.

В пятой главе в результате выполненного исследования обоснованы практические рекомендации, оценена эффективность их использования на погрузчике типа Т0-11, приведены данные сравнительных испытаний.

На одноковшовых фронтальных пневмоколесных погрузчиках целесообразна установка нелинейных газогидравлических амортизаторов в механизме подъема стрелы с их подключением к поршневым полостям гидроцилиндров. В процессе работы амортизатора штоковые полости гидроцилиндров должны сообщаться с гидроемкостью. Снижение длительности колебательных процессов достигается подключением амортизатора к гидроприводу посредством устройства, включающего в себя обратный клапан и дроссель. В процессе заполнения ковша погрузчика перегружаемым материалом рекомендуется амортизатор отключать, включая его в работу лишь в ходе выполнения транспортных операций.

Максимальной энергопоглощающей способностью, при условии ограничения верхнего уровня давлений в гидроприводе, обладают газогидравлические амортизаторы с параметрами

$$P_0 = P * \sqrt{\frac{\left[\frac{1}{2} + (\gamma-1) \frac{P_{ст}}{P} \right]^{\gamma}}{\gamma}} \quad (19)$$

$$V_0 = \frac{2 * P_0 * \left\{ \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{1/\gamma} * \left[\frac{P}{P_{ст}} - (\gamma-1) \right] \right] - \gamma \left[\left(\frac{P_0}{P_{ст}} \right)^{1/\gamma} \right] \right\}}{(\gamma-1) * M * v^2} \quad (20)$$

где P_0, V_0 - начальное давление и объем газа в амортизаторе;

$P, P_{ст}$ - предельное и статическое значение давления.

Расчеты по приведенным зависимостям показывают, что на погрузчике ТУ-11 для ограничения давления жидкости в гидроприводе рекомендуется установка амортизатора вместимостью 0,014 м³ при начальном давлении газа 6,3 МПа.

С целью оценки достоверности практических рекомендаций проведены полевые сравнительные испытания погрузчика ТУ-11 с амортизатором и без него. В ходе испытаний при прочих равных условиях достигнуто на 1,04...1,32 раз снижение максимального уровня давлений в запертых гидроцилиндрах подъема стреле погрузчика, оборудованного амортизатором, в сравнении с машиной без амортизатора.

В этой же главе приведена методика экспресс-анализа предельных динамических нагрузок на рабочий орган погрузчика в процессе внедрения ковша в штабель сыпучего материала и при его встрече с труднопреодолимым препятствием.

Эффективность использования амортизирующего устройства оценена ростом производительности погрузчика типа ТУ-11 на дистанциях движения 10...25 м до 20% при стоимости амортизатора и системы его подключения не выше 0,1% стоимости машины в целом.

Основные результаты и выводы

- 1) Предложенные математические модели отражают динамические

процессы, сопровождающие работу погрузчика. Рассогласование между соответствующими расчетными и экспериментальными данными в среднем составляет 3,8...13,3% и не превышает в худших случаях 18%.

2) Анализ существующих устройств и способов снижения динамических нагрузок, действующих на землеройные машины и транспортные средства позволил предложить использование газопневматического амортизатора в подвеске рабочего оборудования к остоу тягача погрузчика. Разработана схема включения амортизатора в гидропривод управления рабочим оборудованием погрузчика, обеспечивающая его работу в транспортном режиме движения и блокирование в ходе внедрения ковша в штабель сыпучего материала.

3) Использование на погрузчике типа Т0-11 амортизатора с максимальной энергопоглощающей способностью при заданном предельном давлении жидкости влечет за собой снижение пиковых значений усилий в гидроприводе в 1...1,32 раз в сравнении с машиной, не оборудованной амортизатором.

4) Для погрузчика Т0-11 рекомендуется использовать нелинейный амортизатор емкостью 0,014 м³ с начальным давлением газа в нем 6,3 МПа.

5) В транспортном режиме движения погрузчика, оборудованного нелинейным амортизатором, вертикальные ускорения центра масс при прочих равных условиях уменьшаются на 30% в сравнении с серийно выпускаемой машиной.

6) Установка нелинейного амортизатора позволяет без увеличения вертикальных ускорений центра масс повысить транспортную скорость погрузчика на 30% а производительность на дистанции около 25 м до 20%.

7) Сравнительные испытания погрузчика с амортизатором и без него на грунтовой дороге с естественными неровностями подтвердили эффективность применения нелинейного амортизатора в качестве за-

питного устройства гидропривода. Величина средномаксимальных давлений при этом снижается на 20%.

8) Выполненный факторный эксперимент на ЭВМ показал, что при увеличении отношения масс рабочего оборудования с ковшем и тягача свыше 6 и жесткости подвески рабочего оборудования свыше 1200кН/м влечет за собой несущественное изменение динамических нагрузок на ковше (не более 7.7%). У существующих погрузчиков отношение величин названных масс более 8. Это дает основание для экспресс анализа динамических усилий использовать одномассную расчетную модель.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1) Назаров Л.В., Амашех Насер. Снижение динамических нагрузок в приводе управления фронтальных погрузчиков //Харьков: Тезисы докладов: Ресурсосберегающие технологии и материалы в строительстве и строительной индустрии. -1992. - С.42-43

2) Амашех Насер, Назаров Л.В. Газогидравлический амортизатор в подвеске рабочего оборудования одноковшового фронтального погрузчика //Кременчуг: Тезисы докладов: Актуальные вопросы охраны окружающей среды от антропогенного воздействия. - 1994.- С.39-41

3) Назаров Л.В., Амашех Насер, Гречишников Б.А., Емельянов В.П. Исследование колебаний пневмоколесного погрузчика //Кременчуг: Тезисы докладов: Актуальные вопросы охраны окружающей среды от антропогенного воздействия. - 1994.- С.41-43

4) Амашех Насер. Доклад на всесоюзной научно-технической конференции во ВНИИГИДРОПРИВОДЕ, Харьков, 1991г.

Амавех Насер Эль-Ддин Мухамад. Динаміка одноковшового фронтального навантажувача устаткованого нелінійним газогідравлічним амортизатором.

Дисертація на здобуття вченого ступеню кандидата технічних наук з спеціальності 05.05.04 - дорожні та будівельні машини. Харківський державний автомобільно-дорожній технічний університет.

Захищається робота, яка вище результати досліджень в галузі динаміки дорожніх та будівельних машин.

Встановлено, що найбільші динамічні навантаження на одноковшовий фронтальний пневмоколісний навантажувач і його гідропривід формуються в процесі вмикання ковша в штабель сипучого матеріалу і при переміщенні вантажу навантажувачем по нерівній поверхні дорожнього покриття.

Двомасові моделі навантажувача з двома і трьома ступенями вільного ходу дозволили визначити ефективність використання нелінійних газогідравлічних амортизаторів в системі підвіски робочого обладнання до остова тягача.

Розміщення в гідроприводі машини амортизатора з параметрами, які ми рекомендуємо, зменшує динамічне навантаження гідроприводу в 1,32 раза, а вертикальні прискорення робочого місця оператора до 30%.

Опрацьовані методики розрахунків динамічних навантажень і коливальних процесів навантажувача з нелінійними амортизаторами. Використання, зазначених амортизаторів на навантажувач Т0-11 дозволяє збільшити його продуктивність за рахунок зростання транспортних швидкостей до 30%.

Ключеві слова: навантажувач, амортизатор, динаміка гідроприводу, динамічне навантаження, тиск.

Amasheh Naser El-Ddin Moh'd. "Dynamic of mechanical loader with a frontal single - bucket equiped with a mechanism of protection.

Ph. d. Reserch Work

Speciality No 05.05.04 "Bulding and road machine". Kharkov State Automobil - Highway Technical Univercity.

The author is defending a work, which sums up the results of investigations done on the dynamics of road bulding machines. It has been established that the greatest dynamic load applied on mechanical loader with a single - bucket, and on its hydraulic drive lose their shape at the moment when the bucket is introduced in a stack of loose friable soil and the load carried up and moved on rough road surface.

By a model of mechanic loader with a second or third level of freedom, it has been appreciated how important it was to use non linear hydro - gas shock absorbers in the hanging working part of the machine.

The introduction in the hydraulic drive of a shock absorber, with recommended parameters, brings its level of loading down to 1,32 time and reduces the vertical acceleration of the drivers place to 30%.

Some methods of calculation of dynamic loads and process of loader vibration equiped with non linear shock absorbers have been determined.

The use of mentioned shock absorbers put on the loader TO - 11 allows to perform its productivity and to encrease at the same time the engine velocity.

Key words: mechonics loader, dynamic, shock absorber.

Amasheh Naser El-Ddin Moh'd La dynamique du chargeur pneumatique a godet frontal unique equipe d'un mecanisme de defense.

THESE DE Ph.D.

Selon la specialite 05.05.04 - Engins Routiers et de Genie Civil. University Technique d'Etat d'Automobiles et des ponts et chaussées de Kharkov.

L'auteur soutient une these qui renferme des resultats de recherches menees dans le domaine de la dynamique des engins de construction routiere.

Il est etabli que la charge maximale exercee sur un chargeur pneumatique a godet frontal unique et sur son mecanisme de commande se deforment au moment ou l'on enfonce le godet dans un tas de materiau mouvant, au moment ou l'on transporte la charge par un deplacement du chargeur aux prises avec des surfaces de resistance.

Par un modele de chargeur a masse double a degre de dependance deux et trois on a pu apprecier le caractere rationnel de l'utilisation des amortisseurs non lineaires hydrogazeux inserables dans le systeme des pendeloques de l'organe de travail a fixer a la charpente du tracteur.

L'insertion dans le mecanisme de commande d'un amortisseur de parametres recommandes diminue son degre de chargement de 1,32 fois et diminue l'acceleration de la place de l'operateur dans le plan vertical de pres de 30%.

Des methodes de calcul des charges dynamiques et des processus de vibration du chargeur equipe d'amortisseurs non lineaires ont ete determinees.

L'utilisation des amortisseurs indiques sur le chargeur TO-11 permet de croitre sa productivite et augmente au meme moment la vitesse de deplacement de l'engin.

Mots clés: chargeur, dynamique, amortisseur, charge dynamique.

Подписано к печати 14.10.94 формат 60x84, I/16
бумага для множительных аппаратов, печать офсетная
ротапринт ОП ХОУС, заказ 1503 тираж 120
310002, г. Харьков, ул. Маршала Бажанова, 28

AB 31.186

AB 31.186