

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
ГОСУДАРСТВЕННАЯ ГОРНАЯ АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ

На правах рукописи

ЛЕПЕТОВА Анна Леоновна

УДК 629. 1:445.75

ОБСНОВАНИЕ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ
НЕСУЩИХ СИСТЕМ ПОРТАЛЬНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Специальность 01.02.06 - Динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск - 1994

АВ 31.068

Работа выполнена в Днепропетровском государственном техническом университете

Научный руководитель - кандидат технических наук, старший научный сотрудник Бейгул О.А.

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор Колесник И.А. доктор технических наук, профессор Редько С.Ф.

Ведущая организация - Государственное специальное конструкторско-технологическое бюро транспорта металлургии (г. Мариуполь)

Защита состоится "2" ноября 1994г. в 14-30 часов на заседании специализированного совета К-068.08.04. Адрес: 320 027, Днепропетровск, пр. Карла Маркса, 19, ГТА Украины.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке горной академии.

Автореферат разослан "29" сентября 1994г.

Ученый секретарь специализированного совета доктор технических наук, профессор

В.В.Мишин

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00777083 (W)

В. Стефаніка
ЛННБ України

Актуальность работы. Осуществление технического перевооружения и дальнейшего подъема производительности труда в черной металлургии неразрывно связаны с совершенствованием структуры и качества промышленного транспорта. На вновь строящихся и расширяющихся заводах появляется ряд технологических линий, где традиционный железнодорожный транспорт вытесняется более гибким в своем применении спецавтотранспортом. На участках перевозки крупногабаритных штучных грузов находят применение порталные автомобили. Однако в практике отечественного автомобилестроения мало аналогов автомобилей такого типа, а существующие методики их проектирования содержат ряд недостатков. Данная работа направлена на создание научно обоснованной методики проектирования несущих систем автомобилей порталного типа. Внедрение в практику проектирования такой методики позволит снизить металлоемкость машин на 20-30% и выйти на уровень лучших мировых образцов. На основании вышеизложенного работу можно считать актуальной.

Цель работы. Научно обоснованный выбор параметров несущих систем порталных автомобилей.

Идея работы состоит в учете закономерностей и особенностей параметров напряженно-деформированного состояния и колебаний порталных несущих систем, связанных с типом применяемых профилей, конструктивным исполнением узлов сопряжения основных силовых элементов, условиями движения, влияющих на прочность, долговечность и эксплуатационные свойства порталных автомобилей.

Методика исследований. При выборе типа профилей силовых элементов сравнивались рамы с открытыми и закрытыми профилями методами сопротивления материалов с использованием критерия металлоемкости.

В основу математической модели формирования внешних нагрузок положены характерные режимы движения с учетом компоновочных особенностей порталных несущих систем.

Экспериментальные исследования нагружения конструкций осуществлялись методами тензометрирования и осциллографирования.

Научные положения:

- при выборе параметров рам порталных несущих систем, состоящих из открытых профилей, в условиях реальных перекосов можно пре-

небрежь крутящими моментами и поэтому размеры силовых элементов определяются только изгибом;

- выбор параметров несущих систем portalного типа определяется не только силовым, но и частотным нагружением;

- математическая модель формирования внешних нагрузок на несущие системы portalных автомобилей основана на характерных режимах движения, обусловленных взаимодействием колес с полотном дороги.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций обоснована:

- применением апробированных методов теоретической механики и сопротивления материалов;

- достаточной сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований, расхождение не превышает 18,1%.

Научная новизна работы заключается в:

- математической модели формирования внешних нагрузок на несущие системы, учитывающей компоновочные особенности portalных автомобилей;

- впервые полученных дифференциальных уравнениях возмущенного движения portalных автомобилей и найденных из них собственных динамических характеристиках несущих систем;

- впервые полученных зависимостях, определяющих допустимые скорости движения portalных автомобилей по критерию частотного нагружения.

Практическая ценность заключается в:

- методике проектирования несущих систем portalных автомобилей;

- алгоритме и программе проекторочного расчета основных силовых элементов несущей системы portalных автомобилей;

- алгоритме и программе расчета собственных частот несущей системы portalных автомобилей.

Практическая реализация. Методика проектирования несущих систем portalных автомобилей внедрена в ЦКГБТрансчермет (г. Мариуполь)

Апробация работы. Основные положения диссертации доложены и получили одобрение на заседании научно-технического семинара в ДМетИ (г. Днепропетровск, 1992г.), на заседании научно-технического совета ЦКГБТрансчермет (г. Мариуполь, 1992г.), на заседании объе-

диненного семинара ГТА Украины (г.Днепропетровск, 1994г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 3 статьи.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав, заключения; изложена на 124 страницах машинописного текста, содержит 30 рисунков, 9 таблиц, список использованной литературы из 89 наименований и I страницу приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Портальные автомобили имеют специфичную несущую систему, которая вписывается в расчетную схему, состоящую из прямоугольной в плане рамы и четырех стоек, опирающихся на ходовые колеса.

Вопросы проектирования портальных автомобилей наиболее полно отражены в трудах Беккера И.Г., исследования несущих систем портального типа отражены в работах Бейгула О.А., Кучеренко В.Ф., Лебедева Г.Е., Фомина С.Ф., Щербинской Г.А., Яценко А.Н.

Известные методики проектировочных расчетов не учитывают ряд аспектов нагружения. Так, при статическом нагружении конструкции не учитываются нагрузки, складывающие раму в своей плоскости: в транспортном варианте портальный автомобиль совершает сложные колебания, которые в силу компоновочных особенностей таких машин имеют решающее значение в определении параметров основных силовых элементов. В рассмотренных методиках частотный аспект нагружения не учитывается. Известные расчетные случаи значительно идеализируют картину нагружения, как правило, дают завышенные значения расчетных нагрузок, поэтому нуждаются в экспериментальном подтверждении. Ни одна из методик не дает рекомендаций по типу профилей для основных силовых элементов несущих систем портального типа.

В связи с этим целью работы является научно обоснованный выбор параметров несущих систем портального автомобиля. Для достижения поставленной цели в диссертации поставлены и решены следующие задачи:

- обоснование параметров и выбор типа профилей для портальных несущих систем;
- разработка математической модели формирования внешних нагрузок, действующих на портальные автомобили

- исследования колебаний несущих систем порталных автомобилей;
- разработка методики проектировочного расчета несущих систем порталных автомобилей и внедрение ее в практику.

Выбор типа профилей произведен по критерию металлоемкости несущих систем, имеющих разные крутильные жесткости: Так, при условии, что силовые элементы рамы имеют одинаковые моменты сопротивления изгибу, а длина рамы в два раза больше ее ширины, крутильная жесткость выражается формулой:

$$C_{кр}^{(I)} = EJ_u / 223,3l_2, \quad (1)$$

где $C_{кр}^{(I)}$ - крутильная жесткость рамы из открытых профилей, Нм/рад;
 EJ_u - изгибная жесткость силовых элементов рамы, Нм²;
 l_2 - ширина рамы, м.

Для закрытых профилей - следующей формулой:

$$C_{кр}^{(II)} = EJ_u / 2,7l_2, \quad (2)$$

где $C_{кр}^{(II)}$ - крутильная жесткость рамы из закрытых профилей, Нм/рад.

Учитывая, что крутильная жесткость рам из открытых профилей (1) практически на два порядка ниже, чем аналогичных рам из закрытых профилей (2), можно заключить, что скручивающие нагрузки воспринимают только рамы из закрытых профилей, которые допускают зависание одного из колес, когда реализуется совместное действие изгиба и кручения. Погонная масса конструкции, найденная из условия прочности при сложном напряженном состоянии, может быть вычислена по формуле:

$$m_o^{(II)} = 0,054 \rho P l_1 / [\sigma], \quad (3)$$

где $m_o^{(II)}$ - погонная масса рамы из закрытых профилей, кг/м;

ρ - плотность материала рамы, кг/м³;

P - вертикальная сила, действующая на лонжерон рамы со стороны грузоподъемной штанги, Н;

l_1 - длина рамы, м;

$[\sigma]$ - допускаемое напряжение при растяжении, Па.

В силу малой крутильной жесткости рам из открытых профилей, они отслеживают неровности дорог, практически не воспринимая скручивающие нагрузки. По этой причине можно пренебречь перераспределением реакций опор и считать их равными. Тогда рама нагружается только изгибом, и погонная масса ее найденная из условия прочности при

изгибе равна:

$$m_o^{(I)} = 0,024 \rho P L_c / [\sigma], \quad (4)$$

где $m_o^{(I)}$ - погонная масса рамы из открытых профилей, кг/м.

Как следует из выражений (3) и (4), погонная масса рамы portalного автомобиля из открытых профилей в 2,25 раза меньше, чем соответствующей рамы из закрытых профилей. Поэтому для portalных автомобилей следует рекомендовать рамы из открытых профилей.

Несущая система portalного автомобиля подвержена сложному нагружению, поэтому для каждого несущего элемента выделяем основные силовые факторы, которые определяют силовое взаимодействие между элементами конструкции и нагружение несущей системы в целом.

Для стоек определяющими являются изгибающие моменты в поперечной и продольной плоскостях. Эти моменты реализуются в двух расчетных случаях: 1) боковой крен при превышении одной колеи над другой 300мм; 2) осесимметричное преодоление фронтального препятствия на грани срыва сцепления ведущих колес:

$$M_k = K_{a2} (m_k + m_r) g H \Delta h / 4 L_k, \quad (5)$$

где M_k - изгибающий момент в корневом сечении стойки в поперечной плоскости, Нм;

K_{a2} - коэффициент динамичности;

m_k - масса снаряженного автомобиля, кг;

m_r - масса полезного груза, кг;

g - ускорение силы тяжести, м/с²;

H - высота стойки, м;

Δh - превышение одной колеи над другой, м;

L_k - колея portalного автомобиля, м.

$$M_z = K_{a3} (m_k + m_r) g f H / 4, \quad (6)$$

где M_z - изгибающий момент в корневом сечении стойки в продольной плоскости, Нм;

f - коэффициент сцепления колес с полотном дороги.

Учитывая возможность совместного воздействия двух моментов, стойки рекомендуем закрытого профиля, диаметр которых можно вычислить из следующего условия:

$$d_c \geq \sqrt[3]{\frac{(m_k + m_r) g H \sqrt{(K_{a2} \Delta h / L_k)^2 + (K_{a3} f)^2}}{0,4 [\sigma] (1 - \alpha^4)}}, \quad (7)$$

где d_c - наружный диаметр круглой стойки, м;
 d - отношение внутреннего диаметра к наружному.

Для лонжеронов определяющим является изгибающий момент в продольной плоскости, в сечении установки грузоподъемной штанги, который реализуется наложением двух расчетных случаев: 3) движение по неровностям на горизонтальном участке дороги; 4) экстренное торможение на горизонтальном участке дороги.

В первом случае расчетный изгибающий момент равен:

$$M_z^{(1)} = K_{d1} m_r g (L - L_{\delta}) / 8, \quad (8)$$

где $M_z^{(1)}$ - изгибающий момент в сечении установки грузоподъемной штанги, соответствующий третьему расчетному случаю, Нм;

K_{d1} - коэффициент динамичности, соответствующий третьему расчетному случаю;

L - база портального автомобиля, м;

L_{δ} - база грузоподъемного устройства, м.

Во втором случае расчетный изгибающий момент равен:

$$M_z^{(2)} = (m_k + m_r) a H / 4, \quad (9)$$

где $M_z^{(2)}$ - изгибающий момент в торцевом сечении лонжерона, соответствующий четвертому расчетному случаю, Нм;

a - ускорение экстренного торможения, м/с².

Опасными являются сечения закрепления грузоподъемных штанг, где два момента накладываются. Из условия прочности при изгибе получаем:

$$W_{z\delta} \geq (K_{d1} m_r g L (L - L_{\delta}) + 2(m_k + m_r) a H L_{\delta} / 8 [\sigma] L, \quad (10)$$

где $W_{z\delta}$ - момент сопротивления изгибу лонжеронов рамы, м³.

Для поперечины определяющим является изгибающий момент в поперечной плоскости, который реализуется первым расчетным случаем: боковой крен не превышает 300 мм:

$$M_x = K_{d2} (m_k + m_r) g H \Delta h / 4 [\sigma] u L_k \quad (11)$$

Из условия прочности при изгибе получаем выражение момента сопротивления изгибу:

$$W_{xH} \geq K_{d2} (m_k + m_r) g H \Delta h / 4 [\sigma] u L_k, \quad (12)$$

где W_{xH} - момент сопротивления изгибу поперечины в вертикальной плоскости, м³.

При диагональном нагружении рамы появляются силы, складывающиеся в своей плоскости. Лонжероны и поперечины, рассчитанные на на-

грузки из плоскости, не приспособлены к восприятию складывающихся сил, когда силовые элементы должны работать в плоскости минимальных моментов сопротивления изгибу, а узлы сопряжения больше походят на шарнирные, чем моментные. Введение растяжек, расположенных по диагоналям рамы, снимает эту проблему. При этом лонжероны и поперечины освобождаются от изгиба в плоскости рамы, работают на сжатие, растяжки работают только на растяжение, узлы сопряжения допускают шарнирное исполнение. Растяжки следует выполнять из легкого открытого профиля, тогда они не влияют на крутильную жесткость рамы.

Моделирует такое нагружение пятый расчетный случай: 5) косо-симметричное преодоление фронтального препятствия на грани срыва сцепления ведущих колес. При этом одна растяжка сжата, теряет устойчивость и выбывает из восприятия внешних нагрузок, другая растяжка работает на растяжение, усилие в растяжке определяется по формуле:

$$N = K_{03} (m_k + m_r) g f \sqrt{l^2 + l_k^2} / 4l, \quad (13)$$

где N - усилие в растяжке, работающей на растяжение, Н.

Из условия прочности при растяжении получаем площадь поперечного сечения растяжки:

$$F_p \geq K_{03} (m_k + m_r) g f \sqrt{l^2 + l_k^2} / 4[\sigma]_p l, \quad (14)$$

где F_p - площадь поперечного сечения растяжки, m^2 .

У штанг определяющим является изгибающий момент в поперечной плоскости, который реализуется первым расчетным случаем при мягкой эксплуатации, либо изгибающий момент в продольной плоскости, который реализуется четвертым расчетным случаем при жесткой эксплуатации.

Соответствующие размеры штанг, полученные из условий прочности при изгибе, определяются по следующим выражениям:

$$d_{r1} \geq \sqrt[3]{K_{02} m_r g \Delta h l_r / 0,4 [\sigma]_u (1 - \alpha^4)} l_k, \quad (15)$$

где d_{r1} - наружный диаметр штанги, полученный по первому расчетному случаю, м;

l_r - длина штанги, м.

$$d_{r2} \geq \sqrt{m_r a l_r / 0,4 [\sigma]_u (1 - \alpha^4)}, \quad (16)$$

где d_{r2} - наружный диаметр штанги, полученный по четвертому расчетному случаю, м.

Расчетные нагрузки, полученные аналитически, уточняются введением соответствующих коэффициентов динамичности, которые устанавливаются при экспериментальном исследовании. Экспериментальное исследование проведено на базе портального автомобиля фирмы VALMET грузоподъемностью 30т в условиях завода Запорожсталь. Динамика нагружения оценивается по величине напряжений в характерных точках несущей системы.

В основу экспериментального исследования положен тензометрический метод с привлечением стандартной аппаратуры, приспособленной под питание постоянным током напряжением 24В и 12В - осциллограф К 12-22 и усилитель Топаз-3 соответственно. Для замера напряжений в элементах конструкции используются тензорезисторы с базой 20мм, номинальным сопротивлением 200 Ом.

В результате проведенного эксперимента получены следующие значения коэффициентов динамичности: $K_{д1} = 1,5$; $K_{д2} = 1,25$; $K_{д3} = 1,1$.

Конструкция несущей системы портального типа характерна наличием длинномерных несущих элементов, разнесенных масс, которые при движении по неровностям дорог совершают сложные колебания.

Уравнения колебаний получены в форме уравнений Лагранжа второго рода и описывают возмущенное движение несущей системы портальных автомобилей в продольной, поперечной плоскостях, а также в плоскости движения при шарнирном и моментном соединении грузоподъемных штагов с лонжеронами рамы.

Возмущенное движение портального автомобиля из состояния покоя или равномерного прямолинейного движения при шарнирном соединении грузоподъемных штагов с лонжеронами представляет собой колебания системы около центра масс и вписывается в аналогию эллиптического маятника. При нулевых начальных скоростях получаем следующие уравнения свободных колебаний в возмущенном движении портального автомобиля.

$$X_1 = (m_r / m_k + m_r) l_r \sin \varphi \quad (17)$$

$$\ddot{\varphi}_1 + \omega_1^2 \varphi_1 = 0, \quad (18)$$

где X_1 - абсцисса рамы при отсчете от центра масс системы, м;
 φ_1 - угла поворота грузоподъемных штагов в продольной плоскости, рад;

ω_1 - собственная круговая частота несущей системы по аналогии эллиптического маятника, c^{-1} .

$$\omega_1 = \sqrt{((m_k + m_r) / m_k) g / l_r} \quad (19)$$

Колебания несущей системы в продольной вертикальной плоскости при шарнирном соединении грузоподъемных штанг с лонжеронами рамы описываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$(m_k + m_r)\ddot{y} + 4C_3 y = 2C_3(h_1 + h_2); \quad (20)$$

$$(J_k + J_r + m_k h_{ck}^2 + m_r H^2)\ddot{\varphi} + (C_3 l^2 - m_r g H)\varphi + m_r l_r H \ddot{\varphi}_1 = - (m_k h_{ck} + m_r H)\dot{V} + C_3 l (h_1 - h_2); \quad (21)$$

$$m_r l_r^2 \ddot{\varphi}_1 + m_r g l_r \varphi_1 + m_r l_r H \ddot{\varphi} = - m_r l_r \dot{V}, \quad (22)$$

где y - вертикальная координата центра масс системы, м;

φ - угол поворота несущей конструкции в продольной вертикальной плоскости, рад;

φ_1 - угол поворота грузоподъемных штанг в продольной вертикальной плоскости, рад;

J_k - момент инерции несущей конструкции относительно оси Z , проходящей через центр масс системы, кгм^2 ;

J_r - момент инерции груза относительно оси Z , проходящей через центр масс системы, кгм^2 ;

h_{ck} - высота центра массы конструкции, м;

V - скорость движения портального автомобиля, м/с;

C_3 - приведенный коэффициент жесткости подвески, Н/м;

h_1 - высота неровностей под передней подвеской, м;

h_2 - высота неровностей под задней подвеской, м.

Уравнение (20) независимо и после преобразования принимает каноническую форму

$$\ddot{y} + \omega_2^2 y = \frac{\omega_2^2}{2} (h_1 + h_2), \quad (23)$$

где ω_2 - собственная круговая частота несущей системы в вертикальных колебаниях, с^{-1} .

$$\omega_2 = \sqrt{4C_3 / (m_k + m_r)} \quad (24)$$

Уравнения (21) и (22) образуют систему, которую используем для получения частотного уравнения продольных колебаний несущей конструкции.

$$((J_k + J_r + m_k h_{ck}^2 + m_r H^2) m_r l_r^2 - m_r^2 l_r^2 H^2) (\omega^2)^2 - ((J_k + J_r + m_k h_{ck}^2 + m_r H^2) m_r g l_r + (C_3 l^2 - m_r g H) m_r l_r^2) \omega^2 + (C_3 l^2 - m_r g H) m_r g l_r = 0 \quad (25)$$

Колебания несущей системы в продольной вертикальной плоскости при моментном соединении грузоподъемных штанг с лонжеронами рамы описываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$(m_k + m_r)\ddot{y} + 4C_{\Sigma}y = 2C_{\Sigma}(h_1 + h_2); \quad (26)$$

$$(\mathcal{J}_K + \mathcal{J}_r + m_k h_c^2)\ddot{\varphi} + (C_{\Sigma}L^2 + C_x(H - L_r)^2)\varphi - C_x(H - L_r)\chi = -m_k h_c \ddot{v} + C_{\Sigma}L(h_1 - h_2); \quad (27)$$

$$m_r \ddot{\chi} + C_x \chi - C_x(H - L_r)\varphi = -m_r \ddot{v}, \quad (28)$$

где X - абсцисса центра массы груза, м.

Уравнение (26) совпадает с уравнением (20), соответствующая собственная круговая частота определяется по формуле (24). Уравнения (27) и (28) образуют систему, которую используем для получения частотного уравнения

$$\left((\mathcal{J}_K + \mathcal{J}_r + m_k h_c^2) m_r \right) (\omega^2)^2 - \left((\mathcal{J}_K + \mathcal{J}_r + m_k h_c^2) \right) \times C_x (C_{\Sigma} L^2 + C_x (H - L_r)^2 m_r) \omega^2 + C_x C_{\Sigma} L^2 = 0 \quad (29)$$

Колебания несущей системы в поперечной вертикальной плоскости при шарнирном соединении грузоподъемных штанг с лонжеронами рамы описываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$(m_k + m_r)\ddot{y} + 4C_{\Sigma}y = 2C_{\Sigma}(h_3 + h_4); \quad (30)$$

$$(\mathcal{J}_{K\theta} + \mathcal{J}_{r\theta} + m_k h_{ck}^2 + m_r H^2)\ddot{\theta} + (C_{\Sigma}l_k^2 - m_r g H)\theta + m_r L_r H \ddot{\theta}_1 = C_{\Sigma}l_k(h_3 - h_4); \quad (31)$$

$$m_r L_r^2 \ddot{\theta}_1 + m_r g l_r \theta_1 + m_r L_r H \ddot{\theta} = 0, \quad (32)$$

где θ - угол поворота несущей конструкции в вертикальной поперечной плоскости, рад;

θ_1 - угол поворота грузоподъемных штанг в поперечной вертикальной плоскости, рад;

$\mathcal{J}_{K\theta}$ - момент инерции несущей конструкции относительно продольной оси X , проходящей через центр массы системы, кгм^2 ;

$\mathcal{J}_{r\theta}$ - момент инерции груза относительно продольной оси X , проходящей через центр массы системы, кгм^2 ;

l_k - колея портального автомобиля, м;

h_3 - высота неровностей под правыми колесами, м;

h_4 - высота неровностей под левыми колесами, м.

Уравнение (30) не зависит от уравнений (31) и (32). Собственная круговая частота определяется по формуле (24). Систему уравнений (31) и (32) используем для получения частотного уравнения:

$$\begin{aligned} & ((J_{кв} + J_{гв} + m_{к} h_{с}^2 + m_{г} H^2) m_{г} l_{г}^2 - m_{г}^2 L_{г}^2 H^2) (\omega^2)^2 - \\ & - ((J_{кв} + J_{гв} + m_{к} h_{с}^2 + m_{г} H^2) m_{г} g l_{г} + (C_{з} l_{к}^2 - m_{г} g H) m_{г} L_{г}^2 \omega^2 + \\ & + (C_{з} l_{к}^2 - m_{г} g H) m_{г} g l_{г} = 0 \end{aligned} \quad (33)$$

Колебания несущей системы в поперечной вертикальной плоскости при моментном соединении грузоподъемных штанг с лонжеронами рамы описываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$(m_{к} + m_{г}) \ddot{y} + 4 C_{з} y = 2 C_{з} (h_{з} - h_{у}); \quad (34)$$

$$\begin{aligned} & (J_{кв} + J_{гв} + m_{к} h_{с}^2) \ddot{\theta} + (C_{з} l_{к}^2 + C_{з} (H - L_{г})^2) \theta - \\ & - C_{з} (H - L_{г}) z = C_{з} l_{к} (h_{з} - h_{у}); \end{aligned} \quad (35)$$

$$m_{г} \ddot{z} + C_{з} z - C_{з} (H - L_{г}) \theta = 0, \quad (36)$$

где $C_{з}$ - коэффициент поперечной жесткости грузоподъемных штанг, Н/м.

Уравнение (34) не зависит от уравнений (35) и (36). Собственная круговая частота, вытекающая из уравнения (34), определяется по формуле (24). Систему уравнений (35) и (36) используем для получения частотного уравнения

$$\begin{aligned} & ((J_{кв} + J_{гв} + m_{к} h_{с}^2) m_{г}) (\omega^2)^2 - ((J_{кв} + J_{гв} + m_{к} h_{с}^2) C_{з} + \\ & + (C_{з} l_{к}^2 + C_{з} (H - L_{г})^2) m_{г}) \omega^2 + C_{з} C_{з} l_{к}^2 = 0 \end{aligned} \quad (37)$$

Крутильные колебания несущей системы в плоскости движения при шарнирном соединении грузоподъемных штанг с лонжеронами рамы описываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$J_{к\gamma} \ddot{\alpha} + (C_{ш} z l^2 + \frac{m_{г} g (l_{с}^2 + l_{г}^2)}{4 l_{г}}) \alpha - \frac{m_{г} g (l_{с}^2 + l_{г}^2)}{4 l_{г}} \alpha_1 = 0; \quad (38)$$

$$J_{г\gamma} \ddot{\alpha}_1 + \frac{m_{г} g (l_{с}^2 + l_{г}^2)}{4 l_{г}} \alpha_1 - \frac{m_{г} g (l_{с}^2 + l_{г}^2)}{4 l_{г}} \alpha = 0, \quad (39)$$

где α - угол поворота рамы в плоскости движения, рад;

α_1 - угол поворота груза в плоскости движения, рад;

$J_{к\gamma}$ - момент инерции несущей конструкции относительно вертикальной оси, проходящей через центр массы системы, кгм^2 ;

$J_{г\gamma}$ - момент инерции груза относительно вертикальной оси, проходящей через центр массы системы, кгм^2 ;

$C_{ш}$ - коэффициент поперечной жесткости шины колеса, Н/м.

Систему уравнений (38) и (39) используем для получения частотного уравнения:

$$J_{ky} J_{gy} (\omega^2)^2 - \left(\frac{mrg}{4L_r} (l_{\delta}^2 + L_r^2) \right) J_{ky} + (C_{sz} L^2 + mrg \frac{l_{\delta}^2 + L_r^2}{4L_r} J_{gy}) \omega^2 + mrg \frac{l_{\delta}^2 + L_r^2}{4L_r} C_{sz} L^2 = 0 \quad (40)$$

Крутильные колебания несущей системы в плоскости движения при моментном соединении грузоподъемных штанг с лонжеронами рамы записываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$J_{ky} \ddot{\alpha} + (C_{sz} L^2 + C_{\alpha}) \alpha - C_{\alpha} d_1 = 0 \quad (41)$$

$$J_{gy} \ddot{d}_1 - C_{\alpha} d_1 - C_{\alpha} \alpha = 0, \quad (42)$$

где C_{α} — коэффициент крутильной жесткости, приведенный к участку грузоподъемных штанг, Нм.

Систему уравнений (41) и (42) используем для получения частотного уравнения

$$J_{ky} J_{gy} (\omega^2)^2 - (C_{\alpha} J_{ky} + C_{\alpha} J_{gy} + C_{sz} L^2 J_{gy}) \omega^2 + C_{\alpha} C_{sz} L^2 = 0 \quad (43)$$

После введения соответствующих обозначений частотные уравнения записываются в каноническом виде

$$A_j (\omega^2)^2 - B_j \omega^2 + C_j = 0, \quad j = 1, 2, \dots, 6 \quad (44)$$

Откуда получаем:

$$\omega_{k, k+1} = \sqrt{(B_j \mp \sqrt{B_j^2 - 4A_j C_j}) / 2A_j} \quad (45)$$

где $\omega_{k, k+1}$ — низшая и высшая собственные круговые частоты колебаний соответственно, с⁻¹; $k = 3, 5, \dots, 13$

Основным источником вынужденных колебаний являются кинематические возмущения от неровностей дорог. Принимая расчетный коэффициент динамичности равным 1,5, а также учитывая, что такое нагружение может быть реализовано как в дорезонансной зоне, так и в зарезонансной зоне, получаем для каждой собственной частоты по два предельных значения скорости и 14 условий, гарантирующих безопасную работу конструкции по частотному нагружению.

В результате теоретических и экспериментальных исследований разработаны методика и алгоритм проекторочного расчета несущей системы порталных автомобилей, составлена программа расчета основных параметров несущей системы на языке "БЕЙСИК".

Разработанная автором методика проекторочного расчета несущей системы порталных автомобилей принята Центральным проектно-конструкторским и технологическим бюро промышленного транспорта

черной металлургии (г. Мариуполь).

Экономическая эффективность от принятия данной методики исходит из рационального назначения металлоемкости несущих систем на фоне известных аналогов, снижения эксплуатационных затрат по сравнению с железнодорожным транспортом. Экономический эффект от внедрения одного портального автомобиля в технологическую линию металлургического завода в масштабах цен 1992 года составляет 100 тысяч рублей в год.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе выполнены научно обоснованные разработки по выбору параметров несущих систем портальных автомобилей, учитывающие особенности их компоновки, формирования внешних нагрузок, напряженно-деформированного состояния основных силовых элементов, что способствует созданию рациональных конструкций, снижению металлоемкости, увеличению производительности.

2. Установлено, что крутильная жесткость прямоугольных рам из закрытых профилей на два порядка выше, чем аналогичных рам из открытых профилей, что дает основание для выбора открытых профилей в качестве силовых элементов рам несущих систем портальных автомобилей.

2. Разработана математическая модель формирования внешних нагрузок на несущие системы портальных автомобилей, основанная на учете взаимодействия колес с несовершенствами дорожного покрытия,

3. Получены математические зависимости между параметрами конструкций и микропрофилем дорожного покрытия, которые позволяют выбирать режимы движения в зависимости от характеристик дорог или выбирать параметры несущих систем при заданных режимах движения.

4. Выведены дифференциальные уравнения возмущенного движения портальных автомобилей, описывающих изгибные колебания несущих систем в продольной и поперечной плоскостях, а также изгибно-крутильные колебания в плоскости движения.

5. Получены аналитические выражения для 14 собственных частот несущих систем портальных автомобилей, характеризующие колебания в трех плоскостях при моментных и шарнирных условиях крепления грузонесущих штанг.

6. На основании выполненных исследований разработаны алгоритмы проектировочного расчета несущих систем перемещаемых грузов.

7. Разработаны алгоритмы проектировочного расчета несущих систем и определения собственных динамических характеристик, составлены программы машинного счета, которые апробированы на конкретных числовых примерах.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Бейгул О.А., Лебедев Г.Е., Лепетова А.Л. О связи метал. эластичности несущей конструкции с динамикой нагружения. - Деп. в ЦНИИ-ТЭИтяжмаш, №303 - ТМ 88. Указатель ВИНТИ "Депонированные рукописи". - М.: 1989. - №4(210). - с.147.

2. Бейгул О.А., Лебедев Г.Е., Лепетова А.Л. О выборе количества продольных силовых элементов грузовых платформ технологического спецавтотранспорта. - Деп. в ЦНИИ-ТЭИтяжмаш, №298 - ТМ 88. Указатель ВИНТИ "Депонированные рукописи". - М.: 1989. - №4(210) - с.146.

3. Бейгул О.А., Лебедев Г.Е., Лепетова А.Л. О линеаризации упругих характеристик пневмо-гидравлических цилиндров. - Деп. в ЦНИИ-ТЭИтяжмаш, №1816 - ТМ 88. Указатель ВИНТИ "Депонированные рукописи". - М.: 1989. №7(214). - с.97.

Подписано к печати 6.07.94г. Объем 1 п.л. Заказ № 555,
тираж 100 экз. Бесплатно

Ксерокс Днепродзержинского государственного технического
университета. 322618, г.Днепродзержинск, ул.Днепростроевская, 2.