

Для оценки прочности конструкции в единой несущей системе кузова была разработана расчетная конечно-элементная модель кузова крытого вагона. (рисунок 1).

К конечно-элементной модели прикладывались нагрузки соответствующие I расчетному режиму. Рассматривались варианты нагружения с учетом действия продольной сжимающей ( $T = 2,5$  МН) и растягивающей ( $T = 2,0$  МН) нагрузок, которые прикладывались к задним и передним упорам автосцепного устройства. При действии сил, соответствующих ударному нагружению, к задним упорам автосцепного устройства с ударной стороны кузова прикладывалась продольная сила  $T = 3,5$  МН, уравновешенная продольными инерции массы вагона и груза. В элементах стен, выполненных из алюминиевого профиля, при действии сжимающей и растягивающей нагрузок максимальная величина расчетных напряжений составила 109 МПа, что не превышает 51 % от допускаемых. При действии ударной нагрузки расчетные напряжения превысили допускаемые. Поэтому возникла необходимость в её усилении, путем установки двух попе-

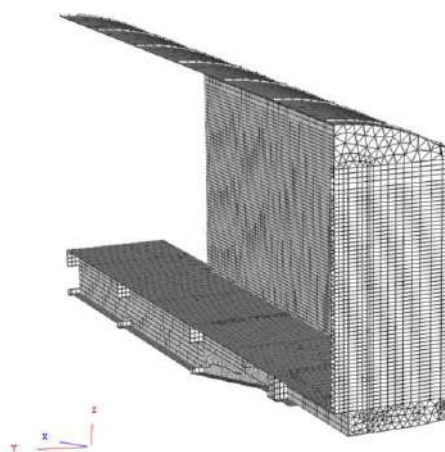


Рисунок 1 – Исходная конечно-элементная модель с усилением торцевой стены

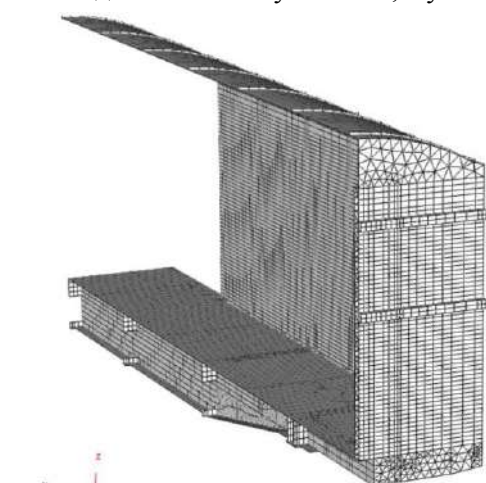


Рисунок 2 – Конечно-элементная модель кузова

речных усиливающих поясов из швеллера (рисунок 2). После усиления наибольший уровень напряжений в элементах торцевой стены составляет 218 МПа.

Разработанная расчётная модель позволит в дальнейшем определить рациональные толщины алюминиевых панелей в единой системе несущего кузова с учетом воздействия на него нормативных нагрузок.

#### Список литературы

- 1 Вагоны СССР : сб. трудов ; Научно-исследовательский институт вагоностроения. – 1975.
- 2 Исследование прочности и динамики крытого грузового вагона из алюминиевых сплавов / М. М. Грихлес [и др.] // Сборник ВНИИВ. – 1966. – № 2. – С. 68–81.
- 3 Гнутые профили в вагоностроении / Н. Г. Жигарь [и др.] // Сборник ВНИИВ. – 1966. – № 2.
- 4 Опытный полувагон с кузовом из алюминиевых сплавов / В. А. Саликов [и др.] // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2006. – № 1. – С. 9–11.

5 Каменск-Уральский металлургический завод [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.kumz.ru/>. – Дата доступа : 10.05.2020г.

6 ГОСТ 33211–2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. – Введ. 2016-07-01. – М. : Стандартинформ, 2016. – 54 с.

УДК 631.869.4

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПОДЪЁМА СЕКЦИЙ КОСИЛКИ-ПЛЮЩИЛКИ РОТАЦИОННОЙ КНР-9

*В. Б. ПОПОВ*

*Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого, Республика Беларусь*

Динамический анализ гидроприводов (ГП), связанных с подъемом центральной секции КНР-9 и переводом боковых секций в транспортное положение через соответствующие механизмы подъема (МП), позволяет определить закон движения нагруженного поршня соответствующего гидроцилиндра (ГЦ). Исследование динамики процесса подъема секции – одно из условий рационального проектирования МП. В процессе подъема секции в элементах МП возникают переменные нагрузки, и

без знания закона движения поршня соответствующего гидроцилиндра  $S \ddot{t} = f(S, \dot{S}, \ddot{S}, t)$  нельзя проанализировать их изменение.

В режиме автоматизированного проектирования конструктор поэтапно выполняет многовариантный параметрический анализ и синтез МП. При этом следует помнить, что гидроцилиндры МП запитываются от шестеренного насоса гидропривода (рисунок 1), мощность которого ограничена.

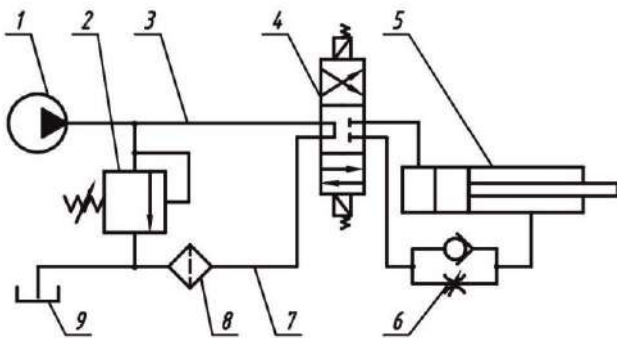


Рисунок 1 – Схема гидропривода механизма подъема секции косилки:

- 1 – насос шестеренный; 2 – клапан предохранительный (ПК);
- 3 – напорная магистраль; 4 – гидрорас-пределитель; 5 – гидроцилиндр; 6 – регулируемый дроссель; 7 – сливная магистраль;
- 8 – фильтр; 9 – бак

Уравнение движения нагруженного поршня ГЦ составляется для машинного агрегата, состоящего из ГП и МП на основе уравнения Лагранжа 2-го рода. При моделировании на макроуровне выбор динамической схемы для замещения ГП определяется соотношением отдельных объемов жидкости в напорной магистрали до и после гидрораспределителя (ГР). В большинстве случаев приемлемая точность решения системы уравнений достигается при использовании уравнения расхода с одним приведенным объемом жидкости. В данном случае принимаем, что большая часть жидкости находится после ГР, поэтому весь её объем возможно сосредоточить у ГЦ (рисунок 2).

Масса и момент инерции секции, приводятся к штоку ГЦ гидропривода. Влиянием веса звеньев МП пренебрегаем вследствие их малости по отношению к весу секции и одновременно считаем их абсолютно жесткими. Динамическая модель агрегата в составе МП и секции представляет собой материальную точку с переменной массой  $m(S)$ , которая движется под действием переменной силы  $Q(S)$ , так что обобщенная координата  $S$  (положение штока гидроцилиндра) этой точки совпадает с обобщенной координатой машинного агрегата в любой момент времени.

Из закона равенства кинетических энергий приведенная масса, с учетом упомянутых допущений, определяется как:

$$m S = m_c I_v^2 + J_c \varphi_c'^2, \quad (1)$$

где  $m_c, J_c$  – соответственно масса и момент инерции секции;  $I_v, \varphi_c'$  соответственно аналоги линейной скорости центра масс и угловой скорости секции.

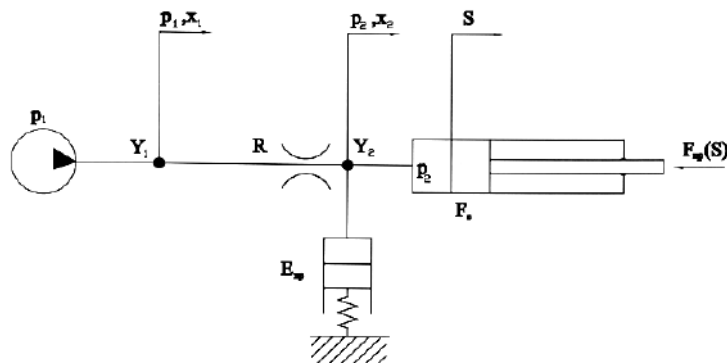


Рисунок 2 – Динамическая схема замещения гидропривода (с переменной нагрузкой на штоке гидроцилиндра)

Уравнение движения для машинного агрегата получим из уравнения Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial S'} \right) - \frac{\partial T}{\partial S} = Q S. \quad (2)$$

Подставляя в (2) известное выражение для кинетической энергии  $T$ , осуществляя необходимые преобразования и учитывая, что обобщенная сила  $Q(S)$  равна разности между движущей силой  $F_{дв}$  на штоке гидроцилиндра и приведенной к нему со стороны секции нагрузкой  $F_{пр}(S)$ , получим

$$m S \cdot \frac{d^2 S}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dm S}{dS} \cdot \left( \frac{dS}{dt} \right)^2 = F_{дв} - F_{пр} S . \quad (3)$$

Из-за присутствия в рабочей жидкости пузырьков нерастворенного воздуха считаем её сжимаемой. Кроме того, при формировании динамической схемы учитываются назначение МП и особенности работы ГП. Процесс подъема секции протекает за относительно короткое время и по характеру близок к адиабатическому. Поэтому температура, плотность, вязкость рабочей жидкости, а также количество нерастворенного в ней воздуха в процессе подъема принимаются постоянными. Также считается, что структурные элементы ГП: гидронасос (ГН), ГР и предохранительный клапан (ПК) работают безинерционно. В итоге получают функциональную математическую модель (ФММ) динамического анализа в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E_{пр}}{V_0 + F_c S - S_0} \cdot Q_{ГН} - \frac{F_c \cdot E_{пр}}{V_0 + F_c S - S_0} \cdot \dot{S} \\ p_2 = p_1 - a_1 \cdot \ddot{S} + a_2 \cdot \dot{S} + a_3 \cdot S^2 - \Delta p_{др} \\ m(S) \cdot \ddot{S} + \frac{1}{2} \cdot m'(S) \cdot \dot{S}^2 = p_2 \cdot F_c - [F(S) + F_{тр}^{мп}(S)] \end{cases} ,$$

где  $F_c$  – площадь поршня ГЦ;  $\dot{p}_1$  – скорость изменения давления у ГН;  $Q_{ГН}$  – подача ГН;  $V_0$  – начальный объем жидкости;  $E_{пр}$  – приведенный модуль объемной упругости гидроцепи;  $p_2$  – давление у ГЦ;  $a_1$  – коэффициент, учитывающий инерцию жидкости;  $a_2$  – коэффициент, учитывающий ламинарный характер течения жидкости;  $a_3$  – коэффициент, учитывающий турбулентный характер течения жидкости и местные гидравлические сопротивления;  $m(S)$ ,  $m'(S)$  – соответственно приведенная масса и её производная по обобщенной координате;  $F(S)$  – полезная нагрузка;  $F_{тр}^{мп}(S)$  – сила трения.

В результате решения системы уравнений методом численного интегрирования определяется закон движения поршня ГЦ –  $S(t) = f(S, \dot{S}, \ddot{S}, t)$  – и изменение давления у ГН –  $p_1(t)$  и ГЦ –  $p_2(t)$ .

УДК 51-74, 656.2

## МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ФОРМИРОВАНИЯ И ИДЕНТИФИКАЦИИ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ПОЛЕЙ В ПРИМЕНЕНИИ К ОЦЕНКЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

*А. П. ПРУДКО*

*Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара, Украина*

*Д. А. БОСЫЙ*

*Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта  
им. акад. В. Лазаряна, Украина*

Создание любых сложных систем в современном мире обязательно проходит определенные этапы. Развитие технологического процесса обуславливает наиболее скорейшее продвижение сложных технических разработок от идеи до конечного продукта. Не являются исключением и технологически сложные в изготовлении и требовательные к безопасности при эксплуатации детали подвижного состава железных дорог.

Эволюция подвижного состава коррелирует с постоянным трендом увеличения его мощности, скорости движения, точности управления, универсальности. Особое требование предъявляется к соответствующему повышению уровня надежности и безопасности.