

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТОРМОЗНОЙ СИЛЫ АМОРТИЗАТОРА ПОГРУЗЧИКА

Volodymyr Bulgakov*, Mykola Berezovyy*,
Viktor Misko**, Volodymyr Kostyuchenko**

* National Agrarian University of Ukraine, Kyiv

** Marine Institute of Technology in Kerch, Ukraine

Аннотация. На основании полученных ранее решений, путем замены характеристики упругой связи амортизатора рукояти погрузчика, с использованием численного интегрирования системы нелинейных дифференциальных уравнений, выполнена оптимизация тормозной силы амортизатора рукояти.

Ключевые слова: погрузчик, упругая связь, система дифференциальных уравнений, оптимизация, тормозная сила

ВВЕДЕНИЕ

Оптимальной тормозной силой амортизатора рукояти необходимо понимать такую силовую характеристику некоторого устройства, которая обеспечивает минимальное „галопирование” погрузчика при максимальном использовании конструктивного хода рукояти. Максимальный ход рукояти – это угол поворота рукояти от момента встречи с амортизатором до упора в жесткую конструкцию погрузчика.

После решения необходимо проверить ковш рукояти по условию геометрического сопряжения с вагонеткой. При этом не должно быть жесткого удара коша о вагонетку (в следующем исследовании).

АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ ПО ДАННОЙ ПРОБЛЕМЕ

Согласно исследованиям [Савицкий 1974], зазор в подшипнике поворота отрицательно влияет на „галопирование” и динамические нагрузки в элементах погрузчика. Поскольку на основании [Мисько 1976] предложены пути устранения зазора в подшипнике, то для определения тормозной силы амортизатора принимаем модель без зазора подшипнике в режиме работы погрузчика без упора

в вагонетку. Однако, режим работы погрузчика с упором в вагонетку более тяжелый по „галопированию” и поэтому необходимо проверить и эту модель на отсутствие жесткого удара рукояти о конструкцию.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Исходя из вышеизложенного, можем сформулировать следующую постановку задачи:

- Дано: математическая модель погрузчика [Мисько и др. 2002] без зазора в подшипнике, режим работы без упора и с упором в вагонетку.
- Определить: оптимальную тормозную силу амортизатора рукояти из условия полного использования конструктивного хода амортизатора.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Оптимальной тормозная сила, а точнее – оптимальная характеристика тормозной силы может иметь произвольный вид (в виду нелинейности математической модели) однако, реализация конструктивно такой характеристики может оказаться довольно сложной. Поэтому в первом приближении тормозную силу принимаем постоянной, тем более что конструктивно такая характеристика реализуется довольно просто – установкой пневмоцилиндров (для погрузчиков с пневмоприводом). Для этого методом перебора ряда значений тормозной силы определяют то, которое соответствует полному использованию конструктивного хода амортизатора рукояти.

Решение поставленной задачи выполним для конкретного типа погрузчика ПЛН-3. Математическая модель погрузчика с четырьмя степенями свободы (без упора в вагонетку) представлена уравнениями (9) [Мисько и др. 2002].

Вычисленные значения инерциальных коэффициентов для погрузчика ППН-3 следующие:

$$\begin{aligned} A &= 8540 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \quad B = 3740 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \quad C = 1490 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \quad D = 4930 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \\ Q &= 690 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \quad E = 2630 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \quad L = 1069 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \quad M = 1780 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \\ I_p &= 960 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \quad m_M = (m_1 + m_2 + m_3) = 6710 \text{ кг}; \quad P = 10693 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Значения коэффициентов λ, μ, ν [Мисько и др. 2002], вычисленные для погрузчика ППН-3, имеют вид:

$$\begin{aligned} \lambda &= \dot{\varphi}_1 \dot{x} (2870 - 4770\varphi_1 - 1750\varphi_2 - 670\varphi_3) + \\ &+ \dot{\varphi}_2 \dot{x} [1010 - 1750(\varphi_1 + \varphi_2) - 670\varphi_3] + 160\dot{\varphi}_3 \dot{x} - \\ &- 670(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3)\dot{\varphi}_3 \dot{x} - 28130 + 4680\varphi_1 + \\ &+ 17200\varphi_2 + 6590\varphi_3 - k_1 \rho^2 (\varphi_1 - \varphi_{1\text{н}0}); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\mu = & (\dot{\varphi}_1^2 + \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2)[-180 - 890\varphi_2 - 390\varphi_3] - 170\dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_3 - \\
& - 390(\varphi_2 + \varphi_3)\dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_3 + (\dot{\varphi}_1 \dot{x} + \dot{\varphi}_2 \dot{x}) \times \\
& \times [280 - 1750(\varphi_1 + \varphi_3) - 670\varphi_3] + 160\dot{\varphi}_3 \dot{x} - \\
& - 670(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3)\dot{\varphi}_3 \dot{x} - 2780 + \\
& + 14230(\varphi_1 + \varphi_2) + 6590\varphi_3 - k_2\varphi_2^2; \\
\nu = & [20 - 430(\varphi_2 + \varphi_3)]\dot{\varphi}_1(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2 + \dot{\varphi}_3) + \\
& + (320 - 250\varphi_3)(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2 + \dot{\varphi}_3) + \\
& + [160 - 670(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3)]\dot{x}(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2 + \dot{\varphi}_3) - \\
& - 1550 + 6590(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3) - 302890\varphi_3.
\end{aligned}$$

Уравнения (12) [Мисько и др. 2002] преобразуем к виду удобному для применения интегрирования по методу Рунге-Кутты, т.е. понизим порядок дифференциальных уравнений на единицу, они принимают вид:

$$\left. \begin{aligned}
\ddot{\varphi}_2 &= 0,459 \cdot 10^{-3} \lambda - 0,52 \cdot 10^{-3} \mu + 0,48 \cdot 10^{-5} \nu; \\
\ddot{\varphi}_3 &= 0,48 \cdot 10^{-5} \lambda - 0,78 \cdot 10^{-3} \mu - 0,78 \cdot 10^{-3} \nu; \\
\dot{\nu} &= -0,21 \cdot 10^{-3} \lambda + 10^{-4} \mu + 0,12 \cdot 10^{-4} \nu - 1,47 \operatorname{sign}(\nu); \\
\dot{\varphi}_1 &= \varpi_1; \\
\dot{\varphi}_2 &= \varpi_2; \\
\dot{\varphi}_3 &= \varpi_3; \\
\dot{x} &= \nu.
\end{aligned} \right\} \quad (1)$$

В уравнениях (11) [Мисько и др. 2002] линейную характеристику пружинного амортизатора погрузчика $c_3 \varphi_3 r$ заменяем постоянной тормозной силой вида

$$F_A = (25000 - 1000 \cdot n), H, \quad (2)$$

где:

F_A – тормозная сила амортизатора, H ;

$n = 0, 1, 2, \dots$ и т.д. – порядковый номер приближения.

Решение уравнений (1) выполняют при следующих начальных условиях:

$$\begin{aligned}
\varphi_1 &= 0; \quad \varphi_2 = 0; \quad \varphi_3 = 0; \quad \dot{\varphi}_1 = 0; \quad \dot{\varphi}_2 = 0; \\
\dot{\varphi}_3 &= 3,55 c^{-1}; \quad \varphi_{2cm} = 0,00802 \text{ rad}.
\end{aligned}$$

Максимальное значение угловой скорости $\dot{\varphi}_3 = 3,55 \text{ c}^{-1}$ взято на основании экспериментальных исследований [Кузнецов и др. 1975], при максимальном допустимом давлении в пневмосети.

Поскольку система (12) [Мисько В.В. и др. 2002], а, следовательно, и (1) также нелинейная (неудерживающие связи передних колес с рельсами и рукояти с амортизатором), то для решения системы (1) необходимо задать переходы, обусловленные этими связями:

если $\varphi_1 = 0,00216 \text{ rad}$, то $k_1 = 0$ (11) [Мисько и др. 2002] и $x = 0$;

если $\varphi_3 = -0,1 \text{ rad}$ решение системы (1) закончить в выражении (2) в n прибавить единицу и решение системы (1) повторить.

При достижении $\varphi_3 = 0,3 \text{ rad}$ (полный конструктивный ход амортизатора) решение задачи оптимизации тормозной силы закончить при $\varphi_3 = -0,1 \text{ rad}$.

Результаты решений (максимальные значения) представлены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты решений

Table 1. Results of computation

Модель	F_A , кН	φ_1 , рад	$\dot{\varphi}_1$, с ⁻¹	φ_2 , рад	$\dot{\varphi}_2$, с ⁻¹	φ_3 , рад	$\dot{\varphi}_3$, с ⁻¹	X , м
Четыре степени свободы	25	0,0098	0,196	0,0042	0,112	0,205	3,6	0,092
	17	0,0049	0,122	0,0042	0,109	0,2917	3,6	0,087
Три степени свободы	25	0,01298	0,273	0,00424	0,110	0,233	3,6	—
	18	0,0127	0,241	0,00421	0,112	0,3021	3,6	—

В качестве проверочного варианта, как наиболее опасного по „галоупированию”, выполним решение для режима работы погрузчика с упором в вагонетку. Для получения дифференциальных уравнений движения для этого случая введем идеальную дополнительную связь, реализуемой силой, приложенной со стороны вагонетки F_B (рис. 1) [Мисько и др. 2002]. Уравнение этой связи имеет вид:

$$f(x_i, y_i) = e \quad \text{или} \quad e(\gamma - \varphi_1) + x = 0.$$

Подставив эту связь в уравнение Лагранжа второго рода и, выполнив необходимые преобразования, получим уравнения подобные уравнениям (1). Далее выполнив решение этих уравнений с указанными выше начальными условиями и условными аналогичными переходами, получим решение для математической модели с тремя степенями свободы, результаты решения представлены в таблице 1.

По полученным решениям выполним расчет геометрических параметров пневматического амортизатора – диаметра поршня, диаметр штока и хода поршня.

Исходя из условия прочности определим диаметр штока, который принимаем $d = 0,03$ м, при номинальном давлении в шахтной сети $p_c = 0,62$ МПа вычислим значение диаметра цилиндра при значении тормозной силы $F_A = 17$ кН и $F_A = 18$ кН.

Элементарным подсчетом получаем диаметры цилиндров для указанных сил $D_1 = 0,136$ м и $D_2 = 0,14$ м соответственно. Принимаем значение $D = 0,14$ м, ход штока выбираем в соответствии с максимальным ходом амортизатора $l = 0,25$ м.

Дальнейшему исследованию подлежит проверка геометрического сопряжения ковша рукояти с вагонеткой, прижатой к погрузчику, на предмет отсутствия удара ковша о вагонетку.

ВЫВОДЫ

1. Решена задача определения оптимальной тормозной силы амортизатора рукояти и получены геометрические параметры пневматического амортизатора. Решение задачи с использованием амортизатора с постоянной тормозной силой можно считать в некоторой степени приближенным, обусловленным простотой реализации такой характеристики. Однако возможно существуют другие характеристики, включая и нелинейной зависимости. Эта задача имеет только теоретический интерес, поскольку реализация сложной зависимости тормозной силы в шахтных условиях очень проблематично.

2. В математической модели необходимо учитывать жесткость рельсового пути, поскольку статическая деформация пути соизмерима с „галопированием” погрузчика при работе с пневматическим амортизатором.

3. Установка пневматического амортизатора позволит снизить вибросмещения на рабочем месте оператора в 30...40 раз в сравнении с пружинным.

ЛИТЕРАТУРА

- Мисько В.В., Костюченко В.А., Булгаков В.М., Гальченко В.В. 2002: Математическая модель «галопирования» погрузчиков прямой погрузки. Сб. науч. трудов КМТИ: Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. Издательство КМТИ, 4, 200–205.
- Савицкий Ю.П. 1974: Теоретические основы расчета шахтных погрузочных машин прямой погрузки на продольную устойчивость. Сб: Вопросы рудничного транспорта. Наукова думка, 13, 276–286.
- Мисько В.В. 1976: Решение задачи выбора зазора в подшипнике поворота ковшового погрузчика прямой погрузки. Днепропетровский горный институт им. Артема, 646, 11.
- Кузнецов Б.А., Тарасов В.И., Мисько В.В. и др. 1975: Экспериментальные исследования устойчивости погрузочных машин при разгрузке ковша. Шахтный и карьерный транспорт. 2, 188–195.

THEORETICAL RESEARCH OF BRAKE FORCE OF THE SHOCK-ABSORBER
OF THE LOADER

Summary. On the basis of obtained before solutions, by substitution of elastic connection performance of the shock-absorber of the loader handle, with use of a numerical integration of a system of the nonlinear differential equations, brake force optimization of the shock-absorber of the handle is carried out.

Key words: loader, elastic connection, system of the differential equations, optimization, brake force

Reviewer: Wojciech Tanaś, Prof. Sc. D. Eng.