

*Scientific Research Centre
"MachineStructure"*

CreateSpace, An Amazon Company



ISSN 2474-5901

Journal of Advanced Research in Technical Science

Issue 7-1

North Charleston, USA, 2017

Journal of Advanced Research in Technical Science. –
North Charleston, USA: SRC MS, CreateSpace. –
2017. – Issue 7-1. – 92 p.

ISSN 2474-5901

Themes of journal: 1) Mechanical engineering and engineering science; 2) Mathematics and mechanics; 3) Mechatronics and robotics; 4) Transport, mining and construction machinery; 5) Power, metallurgical and chemical engineering; 6) Instrument making, metrology and information-measuring devices and systems; 7) Electrical and Electronics; 8) Informatics, computer engineering and management; 9) Engineering geometry and computer graphics; 10) Materials science; 11) Technology of food products; 12) Technology of materials and products textile and light industry; 13) Technology, machinery and equipment of Agroengineering systems; 14) Transport; 15) Construction and architecture; 16) Problems of personnel training in mechanical engineering; 17) Economy and production management.

Editor in Chief:

Ivan A. Zhukov – Siberian state industrial university. Department of mechanics and mechanical engineering

Deputy Editor:

Vyacheslav E. Yukhnov – Tomsk State University of Architecture and Building. Department of heat and gas supply

Editorial Board:

Ildar S. Barmanov – Samara national research university. Department of machine design

Elena S. Gebel – Omsk state technical university. Department of automation and robotics

Vladimir M. Demin – Siberian state industrial university. Department of mechanics and mechanical engineering

Azamat K. Djamankulov – Kyrgyz-Russian Slavic university. Department of mechanics

Pavel A. Koporushkin – Ural federal university. Department of information technologies and design automation

Oleg S. Krol – Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University. Department of engineering, machines and tools

Vladimir I. Sarbaev – Moscow polytechnic university. Department of Land Vehicles

Copyright © 2017 Authors, SRC MS

All rights reserved.

ISBN: 1981972862 ; ISBN-13: 978-1981972869

CONTENTS

Mechanical engineering and engineering science

Logutenkova E.V., Fedorov V.A. Modernization of the 1V340F30 machine	5
Malyshev E.N., Zudin S.V., Septarov S.S. Evaluation of the strength of the right-left thread connections.....	8
Kugaevskii S.S., Vlasov V.V., Oreshkin A.A. 3D face mill model creation method using feature-based modelling	11
Shevchenko S.V., Mukhovaty A.A., Krol O.S. Modification of gear clutch	18
Eremyants V.E., Sultanaliev B.S., Melis kyzy Nazira. Influence of pressure and liquid leak on the dynamics of impact system with the transmission of impact through a closed chamber with liquid	24
Kukushkin E.V., Mezhev V.G., Ushakov A.V. The new design of the stand for sanding processing of composite slabs.....	30
Kukushkin E.V., Kukushkin S.V., Menovshchikov V.A., Semenukha O.V. Construction of joint with separator.....	33
Ivanov M.E., Kukushkin E.V., Kukushkin S.V., Shvaleva N.A., Ushakov A.V. Comparative analysis of structures test apparatus for universal joint.....	37
Artamonov O.A., Ivanenko E.V., Kukushkin E.V., Kurochkina A.V. Test bench for universal joint testing with bend angle settings of universal joint transmission	42
Bogoyavlensky A.V., Bogoyavlensky M.A. Engineer-technologist work automatization	46
Adamovich A.I., Oseev D.S., Pyataev D.A., Sysoeva L.P., Chirov A.N., Shelikhova S.V. Investigation of the influence of grain and angles at the top of the single abrasive grain on the quality of the surface in abrasive-extrusion treatment.....	55
Adamovich A.I., Goryacheva M.Y., Oseev D.S., Pyataev D.A., Sysoev A.S., Sysoeva L.P., Chirov A.N., Shelikhova S.V. Influence the technological factors on the surface quality parameters after abrasive flow machining.....	60

Adamovich A.I., Oseev D.S., Pyataev D.A., Sysoev A.S., Chirov A.N., Shelikhova S.V. Thermo-mechanical analysis of the rheological properties of working environment (WE) for abrasive-extrusion processing (AEP).....	65
Pchelkin V.M., Duyun T.A. Peculiarities of wearing of simple coverings of the turning tools at the processing with shock	68
Yudin K.A., Harin N.P. Modeling mixer with bi-directional rotational impact on the material	73
Krucilo V.G., Papsheva N.D. Effect of strengthening on the physico-mechanical characteristics of heat-resistant and difficult materials.....	76

Transport, mining and construction machinery

Zhukov I.A. Proof of the practical usefulness of the idea of using the effect of geometrical parameters of colliding parts to improve the performance of impact mining machines	80
Rakova G.K. Diagnostics of a modern car	85
Egorov V.A., Baksheev Yu.K., Sukhonevich D.A. On adhesion of wet cohesive soils with a hard surface	89

ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ И УТЕЧЕК ЖИДКОСТИ НА ДИНАМИКУ УДАРНОЙ СИСТЕМЫ С ПЕРЕДАЧЕЙ УДАРА ЧЕРЕЗ ЗАМКНУТУЮ КАМЕРУ С ЖИДКОСТЬЮ

Еремьянц В.Э., Султаналиев Б.С., Мелис кызы Назира

Ключевые слова: поршень, камера с жидкостью, инструмент, удар, давления, утечки жидкости, алгоритм расчета.

Аннотация. Рассмотрена модель ударной системы с передачей удара через замкнутый объем жидкости. Предложен алгоритм и получены формулы для определения влияния давления и утечек жидкости из замкнутой камеры на параметры динамических процессов, протекающих в системе.

INFLUENCE OF PRESSURE AND LIQUID LEAK ON THE DYNAMICS OF IMPACT SYSTEM WITH THE TRANSMISSION OF IMPACT THROUGH A CLOSED CHAMBER WITH LIQUID

Eremyants V.E., Sultanaliyev B.S., Melis kyzy Nazira

Keywords: piston, chamber with liquid, tool, impact, pressure, fluid leakage, calculation algorithm.

Abstract. A model of a impact system with transfer of impact through a closed volume of liquid is considered. Proposed the algorithm and formulas are derived for determining the effect of pressure and fluid leakage from a closed chamber on the parameters of the dynamic processes taking place in the system.

В предшествующих работах [1-3] рассмотрена ударная система молота 514 HEFTI фирмы Джой (США), в которой удар передается инструменту через замкнутый объем жидкости (рисунок 1, а). Такое техническое решение позволяет, по мнению его авторов, существенно увеличить скорость поршня перед ударом, а, следовательно, повысить энергию удара без увеличения массы и габаритов молота.

В [1] показано, что для анализа процессов, протекающих в данной системе, можно использовать модель, в которой поршень и инструмент представлены твердыми недеформируемыми телами с массами m_1 и m_2 , а замкнутый объем жидкости – безинерционным упругим элементом с коэффициентом жесткости c (рисунок 1, б).

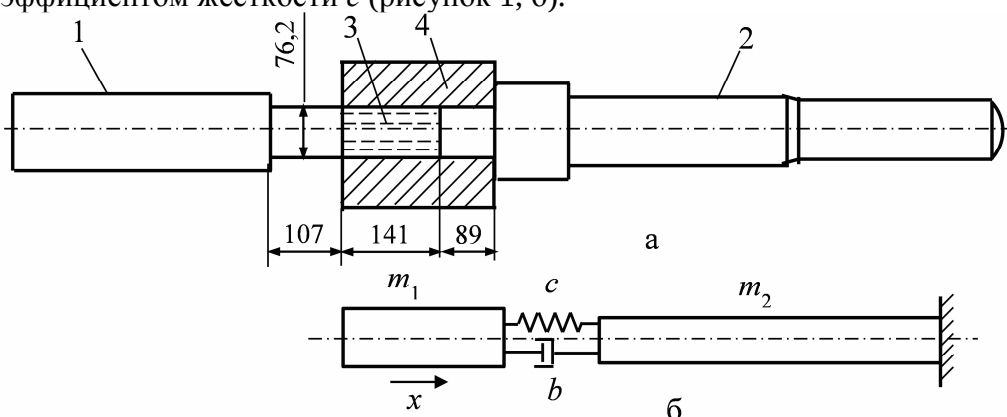


Рис. 1. Конструктивная (а) и расчетная (б) схемы ударной системы с замкнутой жидкостной камерой: 1 – поршень, 2 – инструмент, 3 – камера с жидкостью; 4 – корпус камеры

С использованием этой модели в работах [2, 3] рассмотрено взаимодействие такой ударной системы с крепкими горными породами, прочными и мерзлыми грунтами. Получены зависимости давлений в жидкостной камере при ударе и усилий в контакте инструмента с обрабатываемой средой от времени, зависимости этих параметров и эффективности использования энергии удара от жесткости обрабатываемой среды.

Однако при описании динамических процессов в упомянутых работах не учитывалось влияние на эти процессы давления и утечек рабочей жидкости из замкнутой камеры. В связи с этим задачей данной работы являлась оценка этого влияния.

Потери энергии на утечки жидкости в рассматриваемой системе моделировались силой вязкого сопротивления пропорциональной скорости движения поршня относительно корпуса камеры:

$$F = b\dot{x}, \quad (1)$$

где b – коэффициент вязкого сопротивления, определяемый методом последовательных приближений по величине энергии, рассеиваемой в системе за один удар; x – перемещение поршня относительно корпуса камеры.

Не теряя общности получаемых результатов, принималось, что инструмент опирается на жесткую поверхность.

Уравнение движения рассматриваемой системы:

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + k^2x = 0, \quad (2)$$

$$\text{где} \quad 2h = b / m_1; \quad k^2 = c / m_1; \quad c = E_k S_k / l_k, \quad (3)$$

c – коэффициент жесткости замкнутой камеры с жидкостью; E_k – объемный модуль упругости жидкости; S_k , l_k – площадь поперечного сечения и длина камеры с жидкостью.

Решением уравнения (2) при $k > h$ и начальных условиях

$$x(0) = 0; \quad \dot{x}(0) = V_0$$

является функция:

$$x(t) = \frac{V_0}{\lambda} e^{-ht} \sin \lambda t; \quad \lambda = \sqrt{k^2 - h^2}. \quad (4)$$

С учетом этого зависимость давления в жидкостной камере от времени имеет вид:

$$p(t) = \frac{cx(t)}{S_k} = \frac{cV_0}{\lambda S_k} e^{-ht} \sin \lambda t, \quad (5)$$

а время удара и максимальное значение давления находятся по формулам:

$$\tau = \pi / \lambda; \quad p_m = V_0 \sqrt{\frac{m_1 E_k}{S_k l_k}} e^{-\frac{h}{\lambda} \operatorname{arctg} \frac{\lambda}{h}}. \quad (6)$$

Среднее значение давления за время удара определяется как:

$$p_c = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} p(t) dt = \frac{cV_0}{S_k \pi} \int_0^{\tau} e^{-ht} \sin(\lambda t) dt = \frac{m_1 V_0 \lambda}{\pi S_k} (1 + e^{-\pi h / \lambda}). \quad (7)$$

Известно [4], что утечки через кольцевой зазор вычисляются по формуле:

$$Q_y = \pi D \frac{\Delta p \delta^3}{12 \mu L}, \quad (8)$$

где D – средний диаметр зазора; Δp – перепад давлений на входе и выходе из зазора; δ – величина зазора; μ – динамический коэффициент вязкости жидкости; L – длина зазора.

Утечки происходят с двух сторон камеры через зазоры между корпусом камеры, поршнем и инструментом. Общие утечки можно определить через приведенную длину зазоров L по формуле:

$$L = l_1 l_2 / (l_1 + l_2), \quad (9)$$

где l_1 , l_2 – длина зазоров в сопряжении корпуса камеры соответственно с поршнем и инструментом.

В начальный момент удара инструмент упирается в корпус камеры с жидкостью (рисунок 1, а), а поршень только входит в камеру. При этом $l_1 \ll l_2$ и основные утечки происходят между поршнем и корпусом камеры. При движении поршня длина зазора l_2 изменяется от нуля до максимального перемещения поршня x_m , определяемого по формуле:

$$x_m = \frac{V_0}{k} e^{-\frac{h}{\lambda} \operatorname{arctg} \frac{\lambda}{h}}. \quad (10)$$

При приближенных расчетах в формуле (9) можно пренебречь утечками между инструментом и корпусом камеры и принимать среднее значение перемещения поршня за время τ , которое равно:

$$L = \frac{m_1 V_0 \lambda}{c \pi} (1 + e^{-\pi h / \lambda}). \quad (11)$$

Сложность использования формулы (8) в поставленной задаче связана с тем, что в ней величина μ зависит от температуры и давления жидкости, а давление p в свою очередь зависит от модуля упругости жидкости, который с изменением температуры и давления также изменяется.

На основании обработки данных, приведенных в работе [4], следует, что в диапазоне изменения температур от 40 до 60°C и давлений от 0 до 50 МПа зависимость модуля упругости жидкости от давления с погрешностью, не превышающей 2%, может быть описана линейной функцией:

$$E = E_0 + a_1 p, \quad (12)$$

где E_0 – модуль упругости жидкости при атмосферном давлении (МПа); p – давление жидкости (МПа); a_1 – коэффициент, зависящий от вязкости масла.

Зависимость плотности жидкости и динамического коэффициента вязкости от давления аппроксимируется линейными функциями

$$\rho = \rho_0 + a_2 p; \quad \mu = \mu_0 + a_3 p, \quad (13)$$

где ρ_0 , μ_0 – соответственно плотность и динамический коэффициент вязкости при атмосферном давлении; a_2 , a_3 – коэффициенты, зависящие от вязкости жидкости; p – давление (МПа).

При этом в указанном диапазоне изменения давлений погрешность определения плотности жидкости не превышает $\pm 0,2\%$, а динамического коэффициента вязкости $\pm 3\%$.

Для масла МГ-30, наиболее часто используемого в гидросистемах мобильных машин, при рабочей температуре 50°C на основании данных работы [4] получено: $E_0 = 1450 \text{ МПа}$, $a_1 = 14$; $\rho_0 = 863 \text{ кг/м}^3$, $a_2 = 0,52 \text{ кг/м}^3 \text{ МПа}$; $\mu_0 = 25 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, $a_3 = 0,72 \cdot 10^{-3} \text{ с}$.

Коэффициент вязкого трения в рассматриваемой ударной системе определяется следующим образом

Предположим вначале, что потери энергии в системе пренебрежимо малы и $h = 0$. Тогда в формулах (4)–(7) $\lambda = k$, экспоненциальный член стремится к единице, и формула (7) принимает вид

$$p_c = \frac{2V_0}{\pi} \sqrt{\frac{m_1 E_k}{S_k l_k}}. \quad (14)$$

Подставляя в эту формулу зависимость модуля упругости жидкости от давления (12), получим:

$$p_c = \frac{2V_0}{\pi} \sqrt{\frac{m_1 (E_0 + a_1 p_c)}{S_k l_k}}.$$

Возводя обе части равенства в квадрат приходим к уравнению:

$$p_c^2 - B_c a_1 p_c - B_c E_0 = 0; \quad B_c = \frac{4m_1 V_0^2}{S_k l_k \pi^2}.$$

Решение этого уравнения имеет вид:

$$p_c = 0,5 B_c a_1 + \sqrt{0,25 B_c^2 a_1^2 + B_c E_0}. \quad (15)$$

Учитывая кратковременность удара, определение коэффициента вязкого сопротивления b проводится по среднему давлению в замкнутой камере за время удара. Для этого вначале находятся потери энергии на утечки жидкости:

$$W = Q_y p_c \tau \quad (17)$$

и работу сил вязкого трения

$$W = b \int_0^\tau \dot{x}^2 dt = b V_0^2 \int_0^\tau \cos^2(kt) dt = 0,5 b V_0^2 \tau, \quad (18)$$

а затем, приравнявая выражения (17) и (18), определяется коэффициент вязкого сопротивления b :

$$b = 2 Q_y p_c / V_0^2. \quad (19)$$

Далее по найденному значению b определяются параметры h , λ и расчет повторяется по формулам (7)–(13), учитывающим утечки жидкости в системе.

Таким образом, расчет проводится методом последовательных приближений по следующему алгоритму. Вначале по формуле (15) находится среднее давление p_c . Далее по формулам (12), (13) вычисляются значения E_k и μ . По формуле (8) находятся утечки Q_y и по формуле (19) определяется

коэффициент b . Затем по формулам (3), (4) вычисляются параметры k , h , λ и по формуле (7) уточняется среднее давление. По этому давлению корректируются значения E_k , μ и далее весь цикл повторяется до тех пор, пока расхождение в значениях p_c предыдущего и последующего цикла не станет меньше заданной величины, например 1%.

В качестве примера проведен расчет для ударной системы молота 514 НЕФТИ. Принималось, что в гидросистеме используется масло МГ-30 с кинематической вязкостью при температуре 50°C равной 30 мм²/с. Скорость поршня в момент удара, равна 15 м/с. Остальные исходные данные для расчета следующие: $D = 76,2$ мм; $m_1 = 43,03$ кг; $S_k = 45,6$ см²; $l_k = 0,141$ м, $\delta = 0,1$ мм.

В результате расчета по формулам (15), (12), (13) получено: $p_c = 146$ МПа, $E_k = 3494$ МПа, $\mu = 130 \cdot 10^{-3}$ Па·с. При этом из формул (3), (11) следует: $c = 113 \cdot 10^6$ Н/м, $k = 1,6205 \cdot 10^3$ с⁻¹, $L = 5,89$ мм.

Подставляя полученные данные в формулы (8), (19), находим:

$Q_y = 3,804 \cdot 10^{-3}$ м³/с, $b = 4937$ Нс/м. С учетом этого $h = 57,36$ с⁻¹, $\lambda = 1619,5$ с⁻¹ и в соответствии с формулой (7) $p_c = 138,3$ МПа.

После повторного цикла расчета получим:

$E_k = 3386$ МПа, $\mu = 124,6 \cdot 10^{-3}$ Па·с, $c = 109,5 \cdot 10^6$ Н/м, $k = 1595,3$ с⁻¹, $h = 57,36$ с⁻¹, $\lambda = 1594,2$ с⁻¹, $L = 5,66$ мм, $Q_y = 3,912 \cdot 10^{-3}$ м³/с, $b = 4809$ Нс/м, $h = 55,88$ с⁻¹, $\lambda = 1594,3$ с⁻¹, $p_c = 136,2$ МПа.

В следующем цикле расчета:

$E_k = 3355$ МПа, $h = 52,0$ с⁻¹, $\lambda = 1587,6$ с⁻¹, $p_c = 136,05$ МПа.

Среднее значение давления отличается от предыдущего всего на 0,1%. Подставляя конечные значения параметров в формулу (6), найдем время удара и максимальное давление в жидкостной камере: $\tau = 1,98 \cdot 10^{-3}$ с, $p_m = 213,8$ МПа. Значение максимального давления, найденного без учета утечек, составляет 224,8 МПа.

Из приведенного примера следует, что учет в модели утечек жидкости позволил уточнить значения среднего и максимального давления не существенно – соответственно на 7 и 5%.

Напомним, что предлагаемый алгоритм оценки влияния давления и утечек жидкости на динамику процессов, протекающих в рассматриваемой ударной системе, основан на имеющихся в литературе данных об изменении этих параметров при давлениях от 0 до 50 МПа. В ударных системах эти давления могут достигать 300 МПа. В связи с этим для дальнейшего уточнения расчетов необходимы экспериментальные исследования влияния давления жидкости на её плотность, вязкость и модуль объемной упругости в более широком диапазоне изменения давлений.

Список литературы

1. Еремьянц В.Э., Мелис кызы Назира. К выбору модели соударения стержней через замкнутый объем жидкости // Journal of Advanced Research in Technical Science. – 2017. – №6. – С. 11-16.

2. Еремьянц В.Э., Мелис кызы Назира. Модель ударной системы с жидкостной камерой для разрушения крепких горных пород // *Фундаментальные основы механики*. – 2017. – №2. – С. 49-53.
3. Еремьянц В.Э., Мелис кызы Назира. Модель ударной системы с жидкостной камерой для разрушения прочных и мёрзлых грунтов // *Автоматизированное проектирование в машиностроении*. – 2017. – № 5. – С. 34-38.
4. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.

References

1. Eremyants V.E., Melis kyzy Nazira. To the choice of the model of impact of rods through a closed volume of liquid // *Journal of Advanced Research in Technical Science*. – 2017. – Issue 6. – P. 11-16.
2. Eremyants V.E., Melis kyzy Nazira. Model of a shock system with a liquid chamber for the destruction of strong rocks // *Fundamental Foundations of Mechanics*. – 2017. – №2. – P. 49-53.
3. Eremyants V.E., Melis kyzy Nazira. Model of a shock system with a liquid chamber for the destruction of strong and frozen soils // *Computer-Aided Design in Mechanical Engineering*. – 2017. – № 5. – P. 34-38.
4. Vasilchenko V.A. Hydraulic equipment for mobile machines. Directory. – M.: Mechanical Engineering, 1983. – 301 p.

Еремьянц Виктор Эдуардович – доктор технических наук, профессор, профессор Кыргызско-Российского Славянского университета, г. Бишкек, Кыргызская Республика	Eremyants Victor Eduardovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Kyrgyz-Russian Slavic University, Bishkek, Kyrgyz Republic
Султаналиев Бактыбек Сабырбекович – доктор технических наук, директор Института машиноведения НАН Кыргызской Республики, г. Бишкек, Кыргызская Республика	Sultanaliev Baktybek Sabyrbekovich – Doctor of Technical Sciences, Director of the Institute of Engineering Science of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Bishkek, Kyrgyz Republic
Мелис кызы Назира – инженер Института машиноведения НАН Кыргызской Республики, г. Бишкек, Кыргызская Республика	Melis kyzy Nazira – Engineer of the Institute of Engineering Science of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Bishkek, Kyrgyz Republic

Received 11.12.2017

Scientific periodical issue

ISSN 2474-5901

Journal of Advanced Research in Technical Science

Issue 7-1

ISBN: 1981972862 ; ISBN-13: 978-1981972869

Founder: Elena V. Zhukova.

Editorial: Scientific Research Centre «MachineStructure».

Editor in chief: Ivan A. Zhukov.

Printed by CreateSpace, Charleston SC.

Publication Date: 22.12.2017.

Title ID: 7936733.

Trim Size: 7" x 10" (17.78 x 25.4 cm).

Number of copies: 50 min.

North Charleston, USA:

Scientific Research Centre «MachineStructure», CreateSpace

2017