УДК 62-97/-98

© Б. С. Доброборский, канд. техн. наук, доцент
 © Е. Е. Медрес, канд. экон. наук, доцент
 © Е. В. Голов, магистрант
 (Санкт-Петербургский государственный
 архитектурно-строительный университет)
 E-mail: 5542797@rambler.ru, fire_21@mail.ru,
 egorgoloff@yandex.ru

DOI 10.23968/1999-5571-2017-14-3-189-193

© B. S. Dobroborskiy, PhD in Sci. Tech., Associate Professor
 © E. E. Medres, PhD in Sci. Ec., Associate Professor
 © E. V. Golov, undergraduate
 (Saint Petersburg University of Architecture
 and Civil Engineering)
 E-mail: 5542797@rambler.ru, fire_21@mail.ru,
 egorgoloff@yandex.ru

ПРИНЦИПЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВИБРОБЕЗОПАСНОСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

PRINCIPLES OF ENSURING VIBRATION SAFETY OF PNEUMATIC IMPACT MACHINES

В результате теоретического анализа функционирования ручных и переносных пневматических машин ударного действия как неравновесных термодинамических систем разработаны новые конструкции, полностью решающие проблемы усилий подачи и вибрации рукояток при сохранении массы и основных свойств этого вида машин как легких, мобильных и недорогих устройств.

Ключевые слова: пневматическая машина, ударное действие, вибрация.

As a result of the theoretical analysis of performance of manual and portable pneumatic impact machines as non-equilibrium thermodynamic systems, there have been developed some new designs which completely solve problems of stroke forces and vibration of handles while preserving the weight and the main properties of machines of this type as easy in usage, mobile and inexpensive facilities.

Keywords: pneumatic machine, impact action, vibration.

Современные ручные и переносные пневматические машины ударного действия: отбойные и рубильные молотки, бетоноломы, перфораторы — генерируют значительные уровни вибрации рукояток, многократно превышающие санитарные нормы, и при этом для своей производительной работы требуют приложения значительных усилий подачи операторов: для отбойных молотков — до 400 Н, для перфораторов — более 1000 Н [1, 3].

Применяемые виброгасящие устройства, содержащие упругие элементы, не обеспечивают эффективное гашение вибрации, так как при больших усилиях подачи приобретают значительную жесткость.

Для решения этой проблемы другим способом, в отличие от традиционного на основе законов механики Ньютона, нами было проведено исследование функционирования этих машин с позиции неравновесной термодинамики.

В основе проведенного исследования были использованы результаты теоретического анализа неравновесных термодинамических систем, вы-

полненного Б. С. Доброборским в 2010 году [2]. В этой работе предложена новая классификация термодинамических систем, делящихся на пассивные, в которых происходит перераспределение энергии, и активные, в которых происходит преобразование одного вида энергии в другой.

При этом пассивные термодинамические системы стремятся к равновесному неустойчивому термодинамическому состоянию, зависящему от состояния окружающей среды, что может быть описано уравнением теплопроводности Фурье:

$$J_q = -k \cdot \text{grad} T, \quad (1)$$

где J_q — вектор потока тепла — количество энергии, проходящей через единицу площади (плотность потока энергии) в единицу времени перпендикулярно оси x ; k — коэффициент теплопроводности; T — температура.

В отличие от них активные термодинамические системы стремятся к устойчивому неравновесному термодинамическому состоянию, как это видно из уравнения

$$J_c = J_{\text{ср.вн}} + J_k + J_T, \quad (2)$$

где J_c — энергия системы; $J_{ср.вн}$ — средняя внутренняя энергия системы; J_k — преобразуемая энергия; J_T — тепловая энергия, выделяемая в окружающую среду.

Все машины, поскольку они преобразуют один вид энергии в другой, относятся к активным термодинамическим системам.

В нашем случае работа пневматических машин ударного действия, заключающаяся в преобразовании сжатого воздуха в кинетическую энергию возвратно-поступательных движений поршня-ударника, сопровождается понижением их температуры в результате расширения сжатого воздуха, вплоть до обмерзания выхлопа, и характеризуется при постоянных давлении сжатого воздуха и других внешних параметрах постоянной частотой ударов поршня-ударника по рабочему инструменту.

Однако при воздействии сжатого воздуха на поршень-ударник, под действием которого он перемещается, одновременно сжатый воздух действует на корпус, перемещая его в обратном направлении.

На рис. 1 показана схема функционирования такой системы.

Как видно на рис. 1, а, когда поршень-ударник принимает крайнее правое положение, соответствующее прямому ходу — x_2 , корпус с рабочим инструментом занимает крайнее левое положение — x_3 , а когда поршень-ударник занимает крайнее левое положение — x_1 (рис. 1, б) при обратном ходе, корпус с рабочим инструментом занимают крайнее правое положение — x_4 . Амплитуда возвратно-поступательных движений

Рис. 1. Функционирование машины ударного действия относительно инерциальной системы координат: 1 — корпус; 2 — поршень-ударник; 3 — рабочий инструмент

поршня-ударника определяется конструкцией машины ударного действия, а амплитуда колебаний корпуса с рабочим инструментом определяется соотношением их масс и массы поршня-ударника.

Энергия сжатого воздуха, поступающая в машину, преобразуется двумя основными путями:

1. Преобразование в кинетическую энергию, под действием которой корпус и поршень-ударник производят возвратно-поступательные движения.

2. Преобразование кинетической энергии в энергию ударного импульса, передаваемую рабочему инструменту.

Кроме того, часть энергии теряется в атмосферу.

Поскольку рабочему инструменту передается лишь часть энергии, а остальная расходуется на различные неизбежные потери: движения корпуса, трение, выпуск сжатого воздуха в атмосферу и прочее, машина всегда будет находиться в неравновесном термодинамическом состоянии, определяемом из уравнения:

$$\Delta J_{н.с} = J_{с.в} - J_{и} - J_{пот} \neq 0, \quad (3)$$

где $\Delta J_{н.с}$ — энергия неравновесного термодинамического состояния; $J_{с.в}$ — энергия сжатого воздуха; $J_{и}$ — энергия, передаваемая рабочему инструменту в результате удара; $J_{пот}$ — энергия потерь.

При этом силы и время воздействия сжатого воздуха на корпус и поршень-ударник, в соответствии с законами Ньютона, равны, а импульс, получаемый за время прямого хода поршня-ударника, определяется по формуле

$$I_{п} = S_{п} \int_0^{T_{пр.х}} P_{пр.х} dt, \quad (4)$$

где $I_{п}$ — импульс, получаемый поршнем-ударником за время прямого хода; $S_{п}$ — площадь заднего торца поршня-ударника; $P_{пр.х}$ — среднее действующее давление сжатого воздуха за время прямого хода; $T_{пр.х}$ — время прямого хода поршня-ударника.

Соотношение амплитуды перемещений корпуса s_k и поршня-ударника $s_{п}$ определяется как соотношение масс:

$$\frac{s_k}{s_{п}} = \frac{m_{п}}{m_k}. \quad (5)$$

Для обеспечения удара поршня-ударника по рабочему инструменту необходимо, чтобы рабочий инструмент был прижат к разрушаемому

материалу, что может быть выполнено прижатием корпуса машины к буртику рабочего инструмента.

В свою очередь это условие может быть выполнено с помощью усилия подачи оператора $J_{оп}$ при

$$J_{оп} \geq J_p, \quad (6)$$

где J_p — реактивная сила корпуса.

При недостаточном усилии подачи энергия ударов от поршня-ударника к рабочему инструменту и далее к разрушаемому материалу передается лишь частично и зависит от величины этого усилия.

Отсюда очевидно, что в применяемых динамических схемах машин ударного действия движения корпуса, как промежуточного элемента между рукояткой и рабочим инструментом, направленные в противоположную сторону относительно движения поршня-ударника, препятствуют ударам рабочего инструмента по разрушаемому материалу.

Проведенный автором для решения этой проблемы анализ кинематических связей в пневматических машинах ударного действия показал,

что поскольку корпус и поршень-ударник кинематически не связаны между собой в осевом направлении, обеспечение незначительного усилия подачи возможно, если их конструкция будет соответствовать следующему принципу: для эффективной передачи ударов поршня-ударника по рабочему инструменту необходимы и достаточны наличие контакта инструмента с разрушаемым материалом и соответствующая скорость поршня-ударника перед ударом относительно инструмента (разрушаемого материала). При этом корпус машины и рабочий инструмент не должны иметь кинематических связей вдоль их оси.

На основании полученных результатов исследований для обеспечения производительной работы при незначительном усилии подачи и низком уровне вибрации может быть применена новая схема механизма машин ударного действия, в которой усилие подачи подается не на корпус машины, а непосредственно на рабочий инструмент, как это показано на рис. 2.

При работе этой машины поршень-ударник совершает возвратно-поступательные движения, нанося удары по хвостовику рабочего инструмен-

Таблица 1

Уровни виброскорости на рукоятке опытного образца пневматического отбойного молотка МОР-3.2Д

Источник данных испытаний	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
	Уровни виброскорости, см/с							
ООО «Элин-Техно»	0,2	0,8	0,7	0,5	0,2	0,12	0,05	0,01
СанПиН 2.2.2.540–96	2,8	1,4

Рис. 2. Новая динамическая схема машины ударного действия: 1 — рукоятка; 2 — корпус; 3 — направляющие; 4 — трубки; 5 — поршень-ударник; 6 — держатель рабочего инструмента; 7 — рабочий инструмент

Рис. 3. Опытный образец пневматического отбойного молотка МОП-3.1Д

Рис. 4. Опытный образец пневматического отбойного молотка МОП-3.2Д

Таблица 2

Уровни виброскорости на рукоятке опытного образца пневматического отбойного молотка МОП-3.1Д

Источник данных испытаний	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
	Уровни виброскорости, см/с							
УМ ОАО «Метрострой»	0,3	1,1	0,8	0,4	0,2	0,1	0,03	0,01
СанПиН 2.2.2.540–96	2,8	1,4						

та. При этом корпус совершает движения в противофазе, скользя при помощи трубок по направляющим. При этом рукояткой посредством направляющих и держателя рабочего инструмента инструмент прижимается к разрушаемому материалу. При нанесении удара поршнем-ударником по рабочему инструменту последний передвигается вперед по полости в держателе инструмента, не передавая ударный импульс на рукоятку.

Для проверки работоспособности машины по указанной схеме ООО «СПбГАСУ-Дорсервис» были разработаны и опробованы два варианта

пневматических отбойных молотков: МОП-3.1Д и МОП-3.2Д.

На рис. 3 и 4 показаны отбойные молотки МОП-3.1Д и МОП-3.2Д, а в табл. 1 и 2 приведены результаты измерений вибрации рукояток этих молотков. Молотки обеспечивали эффективную работу практически при отсутствии усилий подачи операторов.

Как видно из табл. 1 и 2, вибрация рукояток обоих молотков значительно ниже допустимых норм.

Таким образом, предложенная новая схема функционирования машины ударного действия

обеспечивает эффективную работу без больших усилий подачи и без вибрации.

Библиографический список

1. Горбунов В. Ф., Бабуров В. И. О динамике сил, действующих на корпус пневматического молотка // Известия Томского политехнического института. 1966. Т. 146: Механика и машиностроение. С. 12–20.
2. Доброборский Б. С. Об активных и пассивных термодинамических системах. URL: <http://www.interlibrary.narod.ru/GenCat/GenCat.Scient.Dep/GenCatPhysics/150000011/150000011.htm>.
3. Кусницын Г. И., Зеленецкий С. Б., Доброборский С. И. и др. Пневматические ручные машины: справочник. М.: Машиностроение, 1968. 367 с.

References

1. Gorbunov V. F., Baburov V. I. *O dinamike sil, deystvuyushchikh na korpus pnevmaticheskogo molotka* [About dynamics of forces acting on the case of the air-operated hammer]. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo instituta. Mekhanika i mashinostroenie – Bulletin of the Tomsk Polytechnic Institute. Mechanics and mechanical engineering*, 1966, vol. 146, pp. 12–20.
2. Dobroborskiy B. S. *Ob aktivnykh i passivnykh termodynamicheskikh sistemakh* [About active and passive thermodynamic systems]. Available at: <http://www.interlibrary.narod.ru/GenCat/GenCat.Scient.Dep/GenCatPhysics/150000011/150000011.htm>
3. Kusnitsyn G. I., et al. *Pnevmaticheskie ruchnye mashiny. Spravochnik* [Pneumatic manual machines. Reference book]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968, 367 p.