

## Устройство для защиты от вибрации

Корчагин А.Б.\*

Доцент, Омский государственный технический университет,  
г. Омск, проспект Мира, 11, РФ

### Аннотация

Проблема создания устройства вибрационной защиты заключается в обеспечении качества как упругих, так и демпфирующих свойств подвески. Решение состоит в проектировании упругих и демпфирующих элементов подвески с сопоставимыми мощностями. Целью данной статьи является обоснование применения в одном устройстве упругих и демпфирующих элементов с равноценными возможностями. Использование в подвеске пассивного упругого элемента совместно с управляемым демпфером может приводить к снижению эффективности последнего и наоборот. Диссипативные свойства пневматических упругодемпфирующих элементов хуже таковых у гидравлических демпферов. Технические возможности управляемых упругих и демпфирующих элементов могут удовлетворять требованиям взаимного соответствия. Статья состоит из следующих разделов: введения, теоретических основ, описания пневматического и магнитоореологического демпфирования, аналитического представления динамики системы и заключения.

**Ключевые слова:** вибрационная защита, пневматическая пружина, магнитоореологический демпфер.

### *The device for protection against vibration*

*Korchagin A.B.*

*Assistant Professor, Omsk State Technical University, Omsk, Russia*

### **Abstract**

*The problem of creating a device vibration protection is to ensure the quality of both elastic and damping properties of the suspension. The solution is to design the elastic and damping of the suspension with comparable capacities. The purpose of this article is to study the use of a single device elastic and damping elements with equivalent capabilities. Using the suspension passive elastic member together with the controlled damper can lead to reduced effectiveness of the latter and vice versa. Dissipative properties of pneumatic elastic-damping elements are worse those of hydraulic dampers. Technical possibilities of elastic and damping controlled elements may satisfy the mutual correspondence requirements. The article includes the following sections: introduction, theoretical foundations, describing pneumatic and magnetorheological damping analytical representation of the system dynamics and conclusions.*

**Key words:** *vibration protection, air spring, magnetorheological damper.*

### **Введение**

Неизменной проблемой при создании системы вибрационной защиты является обеспечение одинакового качества как упругих, так и демпфирующих свойств подвески. При этом очевидно, что определение параметров системы подвески осуществляется в соответствии с предъявляемыми к данной системе требованиями, поэтому свобода выбора зависит, в первую очередь, от области применения системы защиты, а именно транспорта, сейсмической защиты, гражданского и промышленного строительства, строительства и эксплуатации мостов и т. д.

В процессе развития подвески ее основные элементы существенно изменились. Во многих случаях металлические упругие элементы (тяжелые и шумные листовые

---

\*E-mail: [omankor@mail.ru](mailto:omankor@mail.ru)

рессоры и скрипящие пружины) заменяются упругими элементами на основе резинокордных оболочек, опыт применения которых относится еще к первой половине 19 века, и только отсутствие материалов каркаса с необходимыми техническими характеристиками явилось причиной задержки широкого использования пневматических упругих элементов.

Практикой подтверждено, что пневматические упругие элементы, называемые также пневматическими рессорами или пневматическими пружинами (далее ПП) легче и долговечнее металлических аналогов, что они, впрочем, как и гидравлические амортизаторы, обладают одновременно упругими свойствами и свойствами рассеивания (диссипации) энергии [1]. В настоящее время разработаны пневматические подвески на основе резинокордных оболочек (РКО) с управляемыми упругодемпфирующими характеристиками.

Интенсивное развитие одновременно происходило в области создания демпфирующих элементов систем вибрационной защиты. В конце шестидесятых годов прошлого века было предложено принять к сведению, что «...на современном уровне развития техники наиболее легкими и компактными при одинаковой мощности могут быть только гидравлические амортизаторы, которые обладают также доступностью регулировки и стабильностью характеристик в широком диапазоне частот колебаний (до 20 Гц)...» [2]. Внимание исследователей обращается также на расширение применения устройств, регулирующих характеристики как упругих, так и рассеивающих энергию устройств в соответствии с изменением параметров системы вибрационной защиты: «В современных подвесках все шире применяются устройства, регулирующие характеристики упругих элементов и амортизаторов в зависимости от изменяющихся параметров системы. В недалеком будущем, очевидно, регулирующие устройства подвески станут ее неотъемлемым и важнейшим элементом» [2]. Высказывания относились к будущему автомобильной отрасли, однако они по-прежнему актуальны, т. к. имеют общий характер, и в настоящее время воплощены в методиках проектирования систем управления [3, 4] для различных промышленно выпускаемых устройств вибрационной защиты.

Современные полуактивные магнитореологические, электрореологические и другие демпфирующие устройства обеспечили избавление от громоздких и сложных гидросистем в системах подвески [4], в результате созданы «интеллектуальные» подвески, которые обеспечивают не только безопасность, удобство использования, соответствие действий транспортных средств дорожным условиям за счет непрерывного изменения свойств подвески, но и успешно применяются в других областях, ранее упомянутых.

Исходя из оценки состояния технологии вибрационной защиты, наиболее целесообразным в настоящее время представляется совмещение в единой управляемой системе подвески пневматических упругодемпфирующих элементов на основе резинокордных оболочек и магнитореологических демпфирующих устройств.

## 1. Теоретические основы

Разработчик подвески транспортного средства (ТС) ищет компромиссный выход, решая две задачи. Первая состоит в обеспечении управления относительным движением подрессоренной массы и основания в соответствии с состоянием системы; вторая задача – изоляция движения подрессоренной массы от движения основания. Идеальная подвеска поддерживает подрессоренную массу, сохраняет устойчивость объекта в процессе управления, создает комфортные условия людям, управляет

положением колес и кузова, уменьшает возможность передачи вертикальной силы, т. е. устраняет противоречия между управляемостью и плавностью движения.

В настоящее время пневматическая подвеска используется в различных видах подвесок. Использование ПП в полуактивных подвесках позволяет достичь результатов, недостижимых для металлических пружин. Важными свойствами ПП при использовании в ТС являются [5]:

- обеспечение плавности хода ТС за счет низкой собственной частоты;
- возможность достижения постоянства собственной частоты системы в широком диапазоне значений подрессоренной массы путем регулирования их статической высоты;
- значительно более совершенные виброизоляционные характеристики ПП в области высоких значений диапазона частот возбуждения по сравнению с механическими пружинами, достигаемые вследствие сжимаемости воздуха;
- постоянство высоты ПП для всех условий нагрузки позволяет поддерживать полезный ход подвески неизменным как при сжатии, так и при расширении;
- меньшие вес и размеры воздушных пружин по сравнению с металлическими винтовыми пружинами с сопоставимыми характеристиками.

Для других областей применения ПП перечень преимуществ отличается количеством и формулировками, однако общими во всех случаях являются, по меньшей мере, превосходство виброизоляционных характеристик ПП на более высоких частотах возбуждения по сравнению с механическими пружинами, отношение воспринимаемой нагрузки к собственному весу, а также цена.

В качестве недостатков ПП можно отметить возможные трудности в управлении ТС из-за крена вследствие низкой собственной частоты ПП, наиболее приемлемой для виброизоляции, причем ослабление проблемы за счет стабилизации крена делает подвеску более жесткой, что нежелательно; необходимость большего ухода, чем требуют металлические пружины, и возможность случайного повреждения острыми предметами [5].

## 2. Пневматическое демпфирование

Принцип пневматического (воздушного) демпфирования заключается в организации потока воздуха через отверстия определенного сечения за счет мгновенного перепада давления, где энергия расходуется на преодоление сопротивления движению потока через дроссели и/или клапанные устройства и сопутствующее вихреобразование [6, 7]. ПП выполняется в виде двух объемов: переменного рабочего и постоянного дополнительного, между которыми периодически создается движение потока воздуха или другого газа через клапанное устройство (рис. 1). В этом случае ПП выполняет функции пневматического амортизатора, совмещая упругие и демпфирующие свойства.

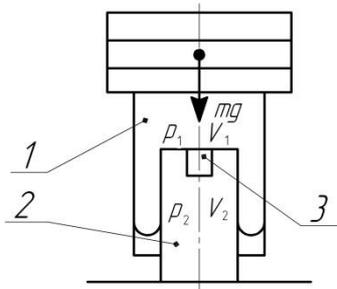


Рис. 1. Пневматический амортизатор

1 – рабочий объем, 2 – дополнительный объем, 3 – клапанное устройство,

$p_1$  – давление в рабочем объеме,  $p_2$  – давление в дополнительном объеме,  
 $V_1$  – рабочий объем,  $V_2$  – дополнительный объем

Процесс демпфирования происходит в ПП при создании перепада давлений между объемами рабочим и дополнительным как на ходе отбоя, так и на ходе сжатия. Их объемы соединяются кратковременно по окончании ходов сжатия и отбоя посредством клапанного устройства и разъединяются в начале каждого следующего хода. Термодинамические процессы в рабочем объеме при этом происходят непрерывно, а в дополнительном объеме – лишь в течение коротких отрезков времени в начале каждого хода сжатия и отбоя.

Рабочие режимы и диапазон упругодемпфирующих характеристик ПП определяются конструкциями клапанных устройств и их настройкой. Оптимальные режимы работы ПП устанавливаются на основе описания термодинамических процессов, происходящих в объемах ПП. В систему дифференциальных уравнений входят уравнения динамики объекта вибрационной защиты (ОВ) [6].

Принципы активной и полупассивной пневматической подвески сформулированы, а происходящие процессы детально описаны в [8]. Конструкции ПП с упругодемпфирующими характеристиками изменялись и совершенствовались, пройдя путь развития от простых устройств с механическим управлением [9, 10] до ПП с управляемыми клапанными устройствами [6, 7].

### 3. Магнитореологическое демпфирование

Наиболее соответствующими требованиям функциональной гибкости диссипативными устройствами являются магнитореологические (МР) демпферы. Их достоинства: малое потребление энергии, быстроедействие, измеряемое микросекундами, создание демпфирующих усилий только при наличии относительных перемещений элементов подвески, стабильность свойств рабочей магнитореологической жидкости (МР жидкости), достаточно широкий температурный диапазон и т.д. [3, 4].

Демпфирование в МР демпфере происходит при движении МР жидкости под давлением в процессе преодоления гидравлических сопротивлений в зазорах между поршнем и стенками цилиндра или в отверстиях дросселей поршня. Вязкость МР жидкости изменяется многократно под действием магнитного поля, создаваемого обмотками соленоидов, размещенными в поршне или вокруг цилиндра или отверстий дросселей [3]. Управляемое изменение вязкости МР жидкости позволяет устанавливать необходимые в данных условиях значения мощности демпфера [2] в соответствии с уровнем и характером вибрации.

Одной из основных расчетных схем полупассивных МР демпферов является измененная модель вязкоупругого тела (рис. 2). Алгоритмы полупассивного управления описаны в [3].

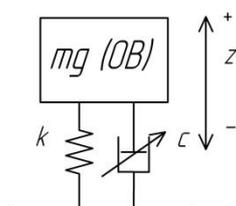


Рис.2. Измененная модель вязкоупругого тела

В исследовании, посвященном управляемым полупассивным подвескам, используемым на судах [11], представлена гистерезисная модель Бука-Вэня, в которой

MR демпфер установлен параллельно с пассивной ПП, обсуждаются преимущества применения упругого и демпфирующего в одном устройстве. Такая объединенная система виброизоляции весит меньше, чем две отдельные системы – упругая и демпфирующая. Достоинством модели является то, что во внимание приняты как упругие, так и демпфирующие свойства ПП (рис. 3).

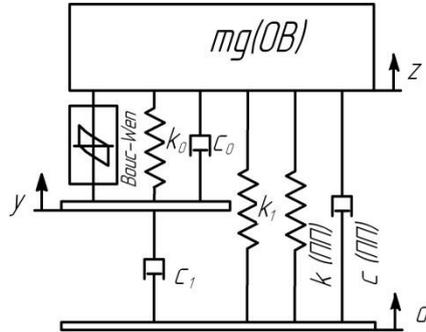


Рис.3. Параллельное соединение магнитоэологического демпфера (MR демпфера) и пассивной пневматической пружины (ПП)  
 $c$  (ПП) и  $k$  (ПП) – параметры жесткости и демпфирования пассивной ПП,  
 $c_0, k_0, c_1, k_1$  и Voise-Wen – параметры MR демпфера,  
 $d, y$  и  $z$  – смещения основания, MR демпфера и объекта вибрационной защиты.

Авторами [12, 13, 14] используется схема подвески, в которой изменяются характеристики упругих и демпфирующих элементов (рис. 4). Предложенная в [12] гибридная система подвески, содержащая бесступенчатый гидравлический полуактивный демпфер и пружину, жесткость которой регулируется дополнительным приводом, установленным последовательно пружине. Недостатком устройства является использование металлической пружины в качестве основного упругого элемента.

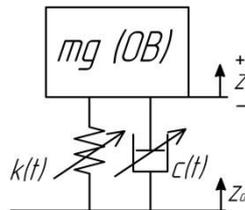


Рис. 4. Схема подвески с изменяемыми характеристиками упругих и демпфирующих элементов,  $c(t), k(t)$  – параметры демпфирования и жесткости,  $d$  и  $z$  – смещения основания и объекта вибрационной защиты

#### 4. Аналитическое представление динамики системы

Так называемая идеальная линейная модель для полуактивной системы вибрационной защиты (рис. 2) представлена в виде [5]:

$$m\ddot{z} + (\beta + c_s)\dot{z} + kz = (\beta + c_s)\dot{d} + kd, \quad (1)$$

где в левой части расположены характеристики системы, в правой части – внешние возмущения, действующие на систему:

- $z$  – абсолютное смещение, м;
- $\dot{z}$  – скорость, м/с;
- $\ddot{z}$  – ускорение массы, м/с<sup>2</sup>;
- $d$  – смещение основания, м;

$\dot{d}$  – скорость основания, м/с;  
 $m$  – поддресоренная масса, кг;  
 $c_s$  – коэффициент демпфирования, кг/с;  
 $k$  – жесткость пружины, кг/с<sup>2</sup>.

Коэффициент демпфирования «с» содержит составляющие демпфера и других демпфирующих элементов системы, значения которых малы по сравнению с демпфирующей силой демпфера. Изменение  $\beta$  с течением времени происходит согласно закону управления, воспроизводимому системой управления. При  $\beta = 0$  система сохраняет свойство демпфирования.

Линейное уравнение предполагает линейность силы демпфирования, т. е. она является линейной функцией относительной скорости с наклоном, равным коэффициенту демпфирования. Уравнение (1) можно представить в виде:

$$m\ddot{x} + F_d + F_s = 0, \quad (2)$$

где демпфирующая сила определяется как

$$F_d = (\beta + c_s)(\dot{z} - \dot{d}), \quad (3)$$

и усилие пружины определяется как

$$F_s = k(z - d), \quad (4)$$

где  $(z - d)$  – относительное смещение, м;

$(\dot{z} - \dot{d})$  – относительная скорость, м/с.

Рассуждая аналогичным образом, усилие пружины с регулируемыми характеристиками можно представить в виде:

$$F_s(p, V) = (\kappa + k_s)(z - d), \quad (5)$$

где  $\kappa$  – изменяемая составляющая жесткости.

Уравнение (1) можно записать в виде

$$m\ddot{z} + (\beta + c_s)\dot{z} + (\kappa + k)z = (\beta + c_s)\dot{d} + (\kappa + k)d. \quad (6)$$

Вследствие нелинейности действительных сил демпфирования и упругости, такое представление упругой силы усложняет анализ системы. Однако, учитывая преимущества управляемых пневматических пружин и МР демпферов, целесообразно их использовать в одном устройстве. Функции основных упругих и демпфирующих элементов в нем выполняют ПП и МР демпфер, при этом ПП обладает ограниченными демпфирующими свойствами.

На рис. 5 показана схема устройства вибрационной защиты, состоящего из ПП и МР демпфера. Устройство сочетает в себе перечисленные достоинства упругих и демпфирующих элементов, приведенных ранее. Схема ПП аналогична схеме, показанной на рис. 1.

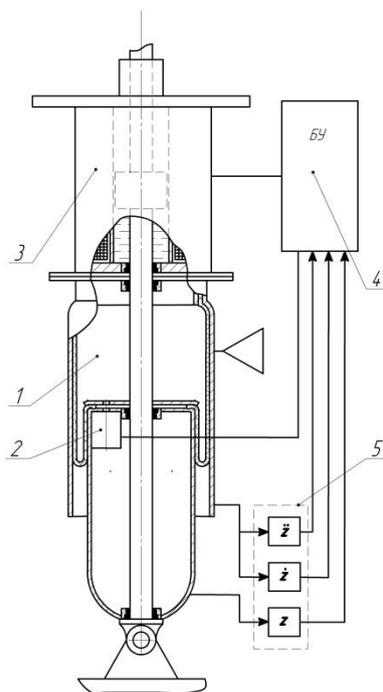


Рис. 5. Устройство вибрационной защиты с ПА и МР демпфером  
 1 – ПП, 2 – клапанное устройство, 3 – МР демпфер, 4 – блок управления, 5 – датчики перемещения, скорости и ускорения.

### Заключение

Результаты выполненной в соответствии с заявленной темой работы показывают, что наиболее целесообразно сочетание в одном полуактивном устройстве управляемых упругих и демпфирующих элементов. Итоги обзора литературных источников свидетельствуют об интересе разработчиков как к общей проблеме создания устройства с идеальными характеристиками, так и к отдельным ее сторонам. Успех решения проблемы зависит от глубокого изучения процессов, происходящих при ослаблении вибрации техническими средствами, а также от достигнутого уровня техники. В настоящей статье не приведена, вследствие незавершенности работы и ограниченности объема статьи, развернутая методика расчета предложенного устройства. В состав методики входят начальные и граничные условия, соответствующие заданной области применения подвески, содержащей данное устройство; система нелинейных дифференциальных уравнений для выражения сил демпфирования и упругости; система линеаризованных дифференциальных уравнений, преобразованная из предыдущей с учетом возможных упрощений и допущений; нелинейные уравнения, записанные в удобном для моделирования системы управления подвеской виде; технология моделирования подвески и т. д. Показано исходное уравнение системы с управляемыми параметрами демпфирования и жесткости, не накладывающее ограничений на многообразие подходов к созданию устройств вибрационной защиты.

### Список литературы

1. Равкин Р.А. Пневматическая подвеска автомобиля М.: Машгиз, 1962 - 287 с.
2. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. М.: Машиностроение. 1969. – 236 с.

3. Guglielmino, E. Semi-active Suspension Control / E. Guglielmino, T. Sireteanu, C. W. Stammers et al. – Springer, Verlag London Limited // 2008. – 294 P. – ISBN 978-1-84800-230-2.
4. Savaresi, S.M. Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles / S.M. Savaresi, C. Poussot-Vassal et al. – Elsevier, 2010. – 240 P. – ISBN: 978-0-08-096678-6.
5. Robinson, W. D. A pneumatic semi-active control methodology for vibration control of air spring based suspension systems / Robinson, W. D. Graduate Theses and Dissertations. Paper 12555. Iowa State University, Ames, Iowa. – 2012. – 134 P.
6. Аверьянов, Г.С. Исследование процессов и путей повышения эффективности воздушного демпфирования в пневматических амортизаторах виброзащитных систем. – Омск, Омский гос. тех. ун-т., 1999. – 115 с. – Деп. в ВИНТИ 17.06.99, № 1957 – В99.
7. Калашников, Б.А. Система амортизации объектов с дискретной коммутацией упругих элементов / Б.А. Калашников. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. – 344 с.
8. Акопян, Р.А. Пневматическое поддрессирование автотранспортных средств. – Львов: Вища школа, 1984. – Ч. 3. – 240 с.
9. А. с. СССР № 261926, М. кл. 63с,41; 47а,16/10. Пневматический упругий элемент / К.А. Гвинерия, Г.Д. Джохадзе. – № 1163498/27; заявл. 12.06. 1967, опубл. 13.01.1970. Бюл. № 5.
10. А. с. СССР № 467844, М. кл. В6Оg 11/26, F 16 f 9/04 . Пневматический упругий элемент подвески транспортного средства / В. А. Поляков, Н.Н. Рахманов, А.В. Рябов – № 1852645/27-11; заявл. 02. 12. 72, опубл. 25. 04.75. Бюл. № 15.
11. Mosher, M. and Tanner, E.T. A Numerical Investigation of Combined Shock and Vibration Isolation Through the Semi-active Control of a Magnetorheological Fluid Damper in Parallel with an Air Spring. – Proceeding of the 71 st SAVIAC Shock Vibration Symposium, Arlington, Virginia, November 6 - 9, 2000. – 14 P.
12. Koch, G. Experimental validation of a new adaptive control approach for a hybrid suspension system / G. Koch, S. Spirk, E. Pellegrini, N. Pletschen and B. Lohmann. In Proceeding of the 2011 American Control Conference on O'Farrell Street, San Francisco, CA, USA, June 29 – July 01, 2011. – P. 4580 - 4586.
13. Litak, G. Chaotic vibration of a quarter-car model excited by the road surface profile / G. Litak, M. Borowiec, M. I. Friswell, K. Szabelski. – Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation. 13 (2008). P. 1373 – 1383.
14. Verros, G. Design Optimization of Quarter - car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation / G. Verros, S. Natslavas, C. Papadimitriou / Journal of Vibration and Control. 11, 2005. – P. 581- 606.

## References

1. Ravkin RA Air suspension vehicle M .: Mashgiz, 1962 – 287 P.
2. Derbaremdiker AD Hydraulic shock absorbers car. M .: Mechanical engineering. 1969. - 236 P.
3. Guglielmino, E. Semi-active Suspension Control / E. Guglielmino, T. Sireteanu, C. W. Stammers et al. – Springer, Verlag London Limited // 2008. – 294 P. – ISBN 978-1-84800-230-2.
4. Savaresi, S.M. Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles / S.M. Savaresi, C. Poussot-Vassal et al. – Elsevier, 2010. – 240 P. – ISBN: 978-0-08-096678-6.

5. Robinson, W. D. A pneumatic semi-active control methodology for vibration control of air spring based suspension systems / Robinson, W. D. Graduate Theses and Dissertations. Paper 12555. Iowa State University, Ames, Iowa. – 2012. – 134 P.
6. Averyanov, GS Examination of processes and ways to improve the efficiency of air in the pneumatic shock absorber damping vibration isolation systems. - Omsk, Omsk State. those. Univ., 1999. - 115 p. - Dep. VINITI 17.06.99, № 1957 - B99.
7. Kalashnikov, BA System amortization objects with discrete switching elastic elements / BA Kalashnikov. - Omsk: Publishing House of the Omsk State Technical University, 2008. - 344 P.
8. Akopyan, RA Pneumatic cushioning vehicles. - Lviv: Vishcha School, 1984 – Part 3. – 240 P.
9. A. s. USSR № 261 926, M. Cl. 63c, 41; 47a, 16/10. Pneumatic elastic element / K.A. Gvineriya, G.D. Dzhokhadze. – № 1163498/27; appl. 12.06. 1967, publ. 13.01.1970. Bull. № 5.
10. A. s. USSR № 467844, M. Cl. V6Og 11/26, F 16 f 9/04. Pneumatic elastic element of the vehicle suspension / V.A. Polyakov, N.N. Rakhmanov, A.V. Ryabov – № 1852645 / 27-11; appl. 02. 12. 72, publ. 25. 04.75. Bull. № 15.
11. Mosher, M. and Tanner, E.T. A Numerical Investigation of Combined Shock and Vibration Isolation Through the Semi-active Control of a Magnetorheological Fluid Damper in Parallel with an Air Spring. – Proceeding of the 71 st SAVIAC Shock Vibration Symposium, Arlington, Virginia, November 6 - 9, 2000. – 14 P.
12. Koch, G. Experimental validation of a new adaptive control approach for a hybrid suspension system / G. Koch, S. Spirk, E. Pellegrini, N. Pletschen and B. Lohmann. In Proceeding of the 2011 American Control Conference on O'Farrell Street, San Francisco, CA, USA, June 29 – July 01, 2011. – P. 4580 - 4586.
13. Litak, G. Chaotic vibration of a quarter-car model excited by the road surface profile / G. Litak, M. Borowiec, M. I. Friswell, K. Szabelski. – Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation. 13 (2008). P. 1373 – 1383.
14. Verros, G. Design Optimization of Quarter - car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation / G. Verros, S. Natslavas, C. Papadimitriou / Journal of Vibration and Control. 11, 2005. – P. 581- 606.