

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ЖЕСТКОСТИ

С.Г. Воронин, Д.В. Коробатов, С.В. Кондаков

С помощью математической модели исследована возможность регулирования жесткости амортизатора и возможность рекуперации механической энергии колебаний гидравлического амортизатора транспортного средства при установке в гидродинамию шестеренного насоса, соединенного с электрическим генератором. Приведены результаты моделирования, рассчитаны параметры элементов модели, обеспечивающие требуемую динамику гидроэлектромеханической системы.

Ключевые слова: амортизатор, поршень, колебания, шестеренный насос, генератор.

При движении по неровностям дороги возникают колебания корпуса транспортной машины. Гашение колебаний обеспечивают амортизаторы, рассеивающие энергию в окружающую среду. Источником энергии колебаний, как это ни парадоксально звучит, является двигатель внутреннего сгорания (ДВС). До 30 % энергии ДВС рассеивается в амортизаторах. Рекуперация энергии колебаний корпуса является актуальной задачей. Основной характеристикой амортизатора является его жесткость, определяемая усилием, возникающим в ответ на перемещение поршня. Известно, что для получения требуемой устойчивости транспортной машины в различных условиях движения необходима различная жесткость амортизаторов. Таким образом, регулирование жесткости амортизатора также является актуальной задачей, одно из существующих решений которой – это приме-

нение жидкостей, изменяющих вязкость при воздействии магнитного поля. Рассматриваемый способ регулирования жесткости позволяет решать указанные выше актуальные задачи.

Для исследования возможности регулирования жесткости с рекуперацией энергии механических колебаний в электрическую энергию разработана математическая модель амортизатора с встроенным в гидравлическую линию шестеренным насосом, соединенным с генератором. В литературе имеется две математические модели нагружения подвески эквивалентными силами, используемые для оценки свойств подвески по плавности хода, для подбора параметров упругого и демпфирующего элементов [1, с. 121].

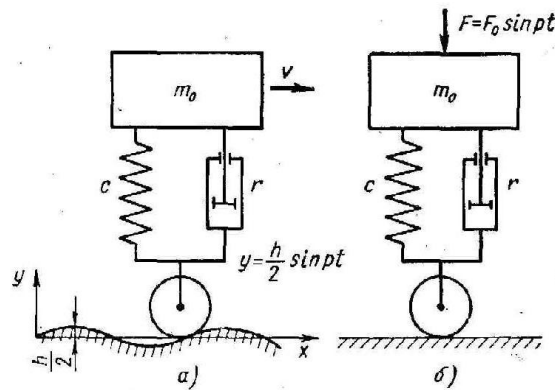


Рис. 1. Расчетная схема подрессоренной массы при различных вариантах действия возмущающих сил

Уравнение движения для схемы а) имеет вид:

$$m_0 \ddot{z} + r \dot{z} + cz = c \frac{h}{2} \sin pt + r \frac{h}{2} p \cos pt,$$

а при смещении начала отсчета на четверть периода вправо по рис а):

$$m_0 \ddot{z} + r \dot{z} + cz = c \frac{h}{2} \cos pt + r \frac{h}{2} p \sin pt \quad (1)$$

Уравнение движения для схемы б) имеет вид:

$$m_0 \ddot{z} + r \dot{z} + cz = F_0 \sin pt, \quad (1^*)$$

где m_0 – подрессоренная масса, кг; r – коэффициент сопротивления амортизатора, Н/(м/с); c – жесткость подвески, Н/м; z – перемещение поршня, м; h – высота неровностей, p – частота внешнего возмущения.

Если рассматривать только нагрузки, действующие на амортизатор, то уравнения (1) и (1^{*}) принимают одинаковый вид:

$$m_0 \ddot{z} + r \dot{z} = F_0 \sin pt \quad (2)$$

где $F_0 = r \frac{h}{2} p$, если возмущение формирует дорога, или просто независимая константа, равная максимуму приложенной гармонической силы по рис б).

Если соединить полости амортизатора не через клапана, а через шестеренчатый насос, к которому присоединен электропривод, как показано на рис. 2, то для шестерен насоса можно записать систему уравнений (3–6), по сути, являющуюся уравнением (2) с расписанным для электропривода сопротивлением амортизатора:

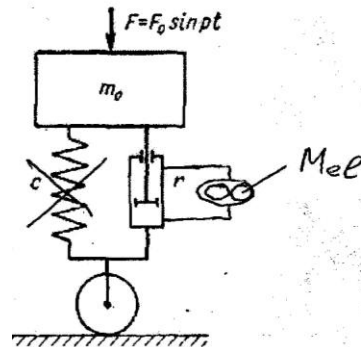


Рис. 2. Схема нагружения амортизатора с электроприводом

$$J_0 \dot{\omega} = M_n - M_{el} \quad (3)$$

$$M_n = q_n F_0 \sin pt / S_n \quad (4)$$

$$M_{el} = k \omega \quad (5)$$

$$\dot{z} = q_n \omega \quad (6)$$

где J_0 – момент инерции шестеренного насоса, электропривода и приведенной массы поршня амортизатора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ω – угловая скорость вращения шестерен насоса, рад/с ; M_n – момент на шестерне насоса от силы $F_0 \sin pt$, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_{el} – электрический момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$; q_n – объемная постоянная насоса, $\text{м}^3/\text{р}$; S_n – площадь поршня, м^2 ; k – коэффициент пропорциональности механической характеристики электромашины, $\text{Н} \cdot \text{м}/(\text{рад/с})$.

Математическая модель реализована в среде программирования VISSIM. Используются параметры реального амортизатора – геометрические и функциональные. Масса $m = 2,147$ кг; $d = 5$ см; ход амортизатора – 20 см; длина сжатого – 32 см; разжатого – 52 см; запас хода амортизатора на сжатие – 15 см, запас хода амортизатора на разжатие – 5 см; величина коэффициента сопротивления амортизатора при открытых клапанах: при отбое = 400 Нс/м, при сжатии = 300 Нс/м, относительная скорость перемещения штока и цилиндра = 0,8 м/с.

Основные зависимости, связывающие механические, гидравлические и электрические параметры «электрического амортизатора».

Для шестеренного насоса объемная постоянная определяется формулой:

$$q_0 = 2\pi n^2 b z,$$

где m – модуль шестерни; b – ширина шестерни; z – число зубьев шестерни.

Момент инерции зубчатого колеса:

$$J = 0.5MR^2 = 0.5V\rho R^2 = 0.5\pi R^2 b \rho R^2 = 0.5\pi R^4 b \rho,$$

где M , V – масса и объем шестерни; ρ – удельная масса материала шестерни; R – радиус делительной окружности шестерни.

Параметры НШ-10: объемная постоянная $10 \text{ см}^3/\text{об}$ (в системе СИ $1,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{рад}$); модуль 3 мм; ширина шестерни 15 мм; диаметр делительной окружности 30 мм; масса всего насоса, вместе с корпусом 2 кг; момент инерции $1,5 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Параметры НШ-100: объемная постоянная $100 \text{ см}^3/\text{об}$ (в системе СИ $16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{рад}$); модуль 5 мм; ширина шестерни 45 мм; диаметр делительной окружности 54 мм; масса всего насоса, вместе с корпусом 2 кг; момент инерции $3 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Соотношение постоянной времени электропривода от его момента инерции $T = 25 \cdot J$.

С помощью разработанной модели проведены расчеты для НШ-100 в нескольких вариантах: базовом, с уменьшенной длиной шестерни и при двух вариантах моментов инерции – с учетом и без учета инертности электропривода. Результаты расчетов при гармоническом воздействии на шток амортизатора внешней силы амплитудой 5000 Н и частотой 3 Гц представлены на рис 3.

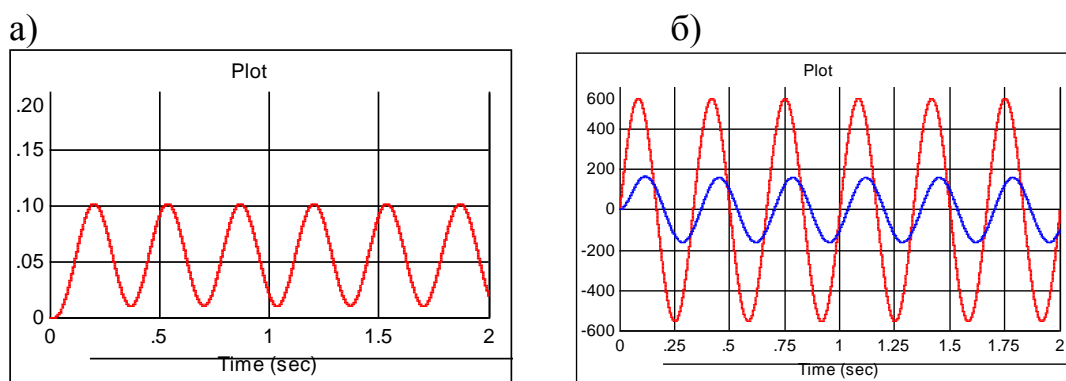


Рис. 3. Базовый вариант НШ-100: а) скорость вращения и приложенная сила; б) перемещение поршня

Недостатки НШ-100: маленькая скорость и перемещение. Для того чтобы это поправить, необходимо уменьшать объемную постоянную. А этого можно добиться уменьшением ширины шестерни, либо диаметра. Резуль-

таты расчетов для НШ-10 приведены на рисунках 4,5. На рис. 6 – результаты для уменьшенной шестерни НШ-100. На всех рисунках а) скорость вращения (рад/с) и приложенная сила (Н); б) перемещение поршня (м).

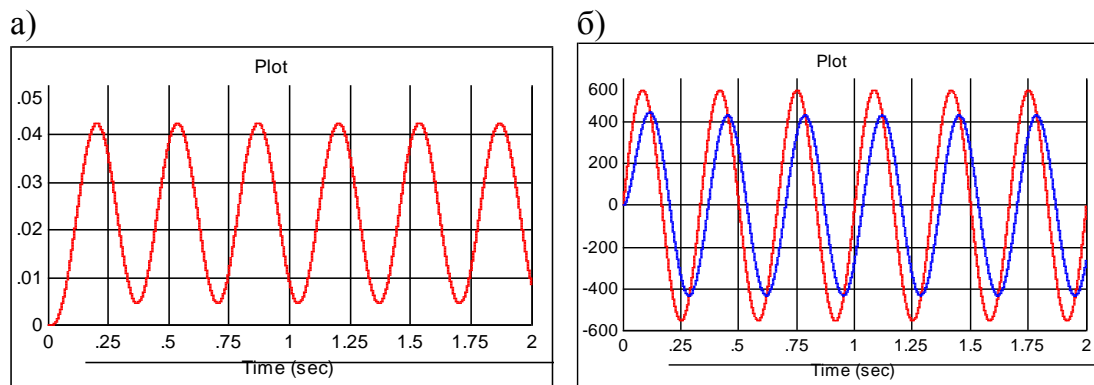


Рис. 4. Базовый НШ-10

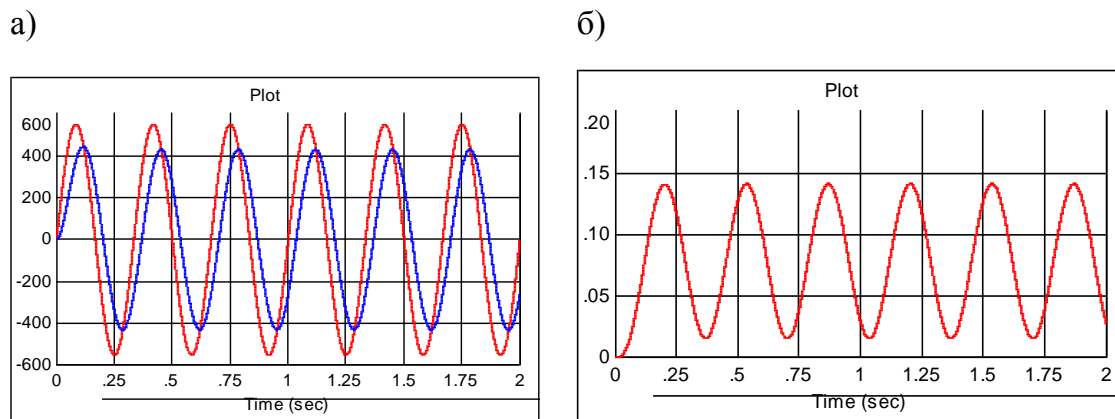


Рис. 5. НШ-10 с увеличенной до 60 мм длиной шестерни

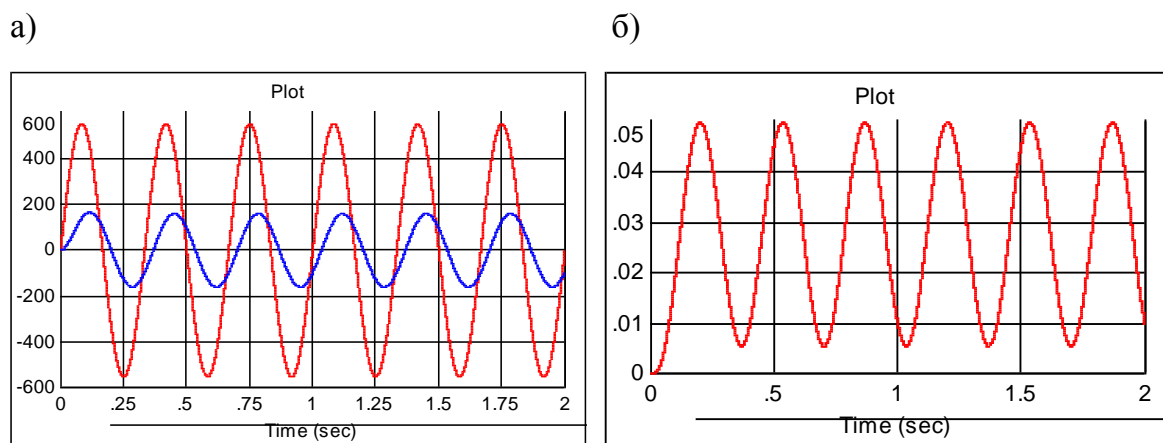


Рис. 6. НШ-100 с уменьшенной до 22 мм длиной шестерен

Обобщающие результаты сведены в таблицу.

Таблица 1

	$q, \text{ м}^3/\text{р}$	$J, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$	Скор вращ, р/с	Перемещение, м
Базовые модели насосов				
НШ-100 45 мм	0.0000105	0.00059	180	0,1
НШ-10 18 мм	0.0000016	0.000033	420	0,04
Измененные размеры				
НШ-10 60 мм 3 момента инерции	0.0000054	0.000112	420	0,14
Нш-10 60 мм 2 момента инерции	0.0000054	0.000075	650	0,2
НШ-100 22 мм 2 момента инерции	0.0000051	0.00029	180	0,05
Нш-100 22 мм 3 момента инерции	0.0000051	0.00043	100	0,03

На основе полученных данных сформулированы приведенные в выводах требования к геометрическим размерам шестерен гидронасоса, при которых обеспечивается частота среза 3 Гц.

Для уточнения параметров модели были определены главные размеры и момент инерции ротора для электрогенератора мощностью $P_2=900$ Вт, с номинальными частотами вращения 225, 450 и 900 рад/с. Расчет выполнялся «энергетическим» методом [5]. Результаты расчета приведены в таблице.

Таблица 2

$\omega, \text{ рад/с}$	$D_p, \text{ м}$	$l_\delta, \text{ м}$	$J \cdot 10^{-4}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$
225	0,055	0,225	16,20
450	0,044	0,179	5,00
900	0,034	0,142	1,55

Далее было проведено сравнение моментов инерции двигателей с разными номинальными частотами вращения. Результаты сравнения показали, что при заданных параметрах генератора, которые были получены при моделировании, момент инерции ротора превышает установленное при моделировании значение почти в 3 раза. При этом невозможно обеспечить требуемую динамику системы, а именно, частоту среза в 3 Гц. Поэтому, было принято решение использовать генератор с номинальными параметрами, полученными для частоты вращения 900 рад/с, так как его момент инерции еще позволяет добиться желаемой динамики системы.

Регулирование жесткости обеспечивается путем изменения мощности, снимаемой с генератора при постоянном напряжении на его выходе, равном напряжению бортовой сети. Это возможно с применением соответствующих алгоритмов управления, описанных в [6].

Выводы

1. Оба базовые насоса НШ-10 и НШ-100 не удовлетворяют требованиям по перемещению поршня, а НШ-100 еще и требованиям электропривода по скорости.
2. Изменение длины шестерни насоса ведет к пропорциональному изменению производительности и момента инерции одной шестерни
3. Изменение присоединенного момента инерции электромашины ведет к изменению максимальной скорости вращения шестерен насоса и амплитуды перемещения поршня амортизатора.
4. Момент инерции электромашины для частоты вращения 450 рад/с оказался в 3 раза больше принятого при моделировании. При этом выполнение заданных требований невозможно.
5. Рекомендуемые размеры шестерен насоса для «электрического амортизатора»: диаметр шестерни 20 мм, модуль 3 мм, количество зубьев 10, осевая длина шестерен 100 мм.

Библиографический список

1. Дмитриев, А.А. Теория и расчёт нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин / А.А. Дмитриев, В.А. Чобиток, А.В. Тельминов. – М.: Машиностроение, 1976. – 207 с.
2. Горобцов, А.С. Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография / А.С. Горобцов, С.К. Карцев, А.Е. Плетнев, Ю.А. Поляков. – М.: Машиностроение, 2011. – 463 с.
3. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
4. Бутерин, Н.В. Курс теоретической механики. Том 2. Динамика / Н.В. Бутерин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – М. Машиностроение, 1973. – 340 с.
5. Лифанов, В.А. Расчет электрических машин малой мощности с возбуждением от постоянных магнитов: учебное пособие / В.А. Лифанов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – 164 с.
6. Воронин, С.Г. Сравнительная оценка различных способов управления коммутацией вентильных двигателей по энергетическим показателям и регулировочным свойствам / С.Г. Воронин, Д.А. Курносков, А.С. Кульмухаметова // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2013 – Т. 13. – № 1. – С. 96–103.

[К содержанию](#)