УДК 62-752.2, 62-754

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГИДРООПОРЫ С ИНЕРЦИОННЫМ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ ПРИ УДАРНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ*

А.Е. Шохин, Г.Я. Пановко, А.Н. Брысин, А.Н. Никифоров

Рассмотрена проблема защиты технических систем и технологических машин от удара и вибрации с помощью гидроопор с инерционным гидравлическим преобразователем. Представлена модель гидроопоры в виде системы из двух гидроцилиндров одностороннего принципа действия, соединенных жесткой гидравлической трубкой. Динамика жидкости в гидроопоре описана уравнениями Навье–Стокса для сжимаемой жидкости и уравнением состояния жидкости с учетом волновых эффектов, возникающих в гидроопоре при ударном и виброударном режимах нагружения. Методом численного моделирования в конечно-элементном программном комплексе ANSYS/LS-DYNA исследовано влияние длины и диаметра гидравлического канала на динамические свойства гидроопоры при ударных воздействиях.

Ключевые слова: гидроопора, инерционный гидравлический преобразователь, виброзащита, защита от удара.

Введение

Гидроопоры применяются для защиты от вибрации и ударов различных технических объектов в транспортном машиностроении и других областях техники [1]. Гидроопора (рис. 1) обычно представляет собой металлический корпус 3, к верхнему торцу которого привулканизирована толстостенная резиновая оболочка 2, а к нижнему торцу прикреплена эластомерная фасонная мембрана 4. Объем, ограниченный корпусом, оболочкой и мембраной, заполнен жидкостью и разделен внутренней перегородкой 1 на две камеры – рабочую (верхнюю) и компенсационную (нижнюю). Обе камеры соединены между собой с помощью каналов 5, выполненных в перегородке в виде трубок.



Рис. 1. Конструкция гидроопоры

* Работа выполнена при поддержке гранта Российского фонда фундаментальных исследований № 12-01-31070-мол_а.

В отличие от других систем виброзащиты пассивного типа гидроопоры сочетают в себе основные достоинства резинометаллических виброопор и гидравлических диссипативных элементов. Они обеспечивают пониженную динамическую жесткость в заданной частотной области за счет внутренних динамических реактивных сил, обусловленных инерционностью течения жидкости в каналах [1]. Как показано в работах [1-3], эффект снижения вибрации гидроопорой в заданном частотном диапазоне внешнего воздействия достигается за счет соответствующего выбора размеров каналов, соединяющих обе камеры. В подобных случаях эти каналы называют инерционными [1], а гидромеханическую систему гидроопоры - инерционным гидравлическим преобразователем (ИГП).

Проблема эффективного применения гидроопор с ИГП связана с выбором их конструктивных параметров, обеспечивающих заданные динамические характеристики при вибрацион-

 $F_0(t)$

Рис. 2. Расчетная схема гидроопоры с инерционным гидравлическим преобразователем

ных и ударных режимах нагружения. Эта проблема решается на основе математического моделирования динамики гидроопоры, основная сложность которого заключается в необходимости рассмотрения связанной задачи динамики жидкости и колебаний упругих элементов конструкции.

В настоящее время для анализа динамики гидроопор применяют модели, в которых реальная гидромеханическая система представляется в виде механических или электромеханических аналогов [1, 2, 4, 5]. Однако эти модели не отражают реальной динамики жидкости в гидроопоре и оказываются неприменимы для исследования быстроизменяющихся во времени процессов, имеющих место при виброударных режимах работы.

Основной целью настоящей работы явилось исследование влияния параметров инерционного канала на динамические характеристики гидроопоры с ИГП при ударных воздействиях. Исследование проводилось на основе численного моделирования динамики гидромеханической системы с учетом сжимаемости рабочей жидкости.

Модель гидроопоры

Расчетная схема гидроопоры представлена на рис. 2. Камеры гидроопоры моделируются двумя гидроцилиндрами одностороннего принципа действия, соединенными между собой каналом цилиндрической формы. Поршни гидроцилиндров с упругими элементами имитируют податливость резиновых оболочек. Гидроопора жестко закреплена на неподвижном основании 4. Силой трения между поршнями и стенками гидроцилиндров пренебрегаем, что соответствует реальным условиям работы резиновых элементов конструкции. Область, ограниченная поршнями и корпусом, заполнена рабочей жидкостью. Внешнее ударное воздействие прикладывается к верхнему поршню 1.

Исследования динамики гидроопоры с учетом сжимаемости жидкости проводилось численно с использованием метода конечных элементов в комплексе ANSYS/LS-DYNA.

Для конечно-элементного моделирования движения жидкости в объеме опоры была сформирована область ее возможных перемещений, которая образуется при перемещениях поршней. Жидкость и область ее возможных перемещений образуют единое пространство с различной начальной плотностью р (плот-

64



ность в области вокруг жидкости в начальный момент времени принимается равной нулю) и одинаковыми другими физическими свойствами, которое моделируется объемными 8-узловыми конечными элементами типа SOLID [6].

Разбиение пространства на конечные элементы проводилось на равномерной кубической сетке с уменьшением размеров элементов в области сопряжения канала и рабочих камер гидроцилиндров, а также в области контакта жидкости с поршнями 1 и 5. Движение жидкости в пределах этого пространства рассматривалось на единой эйлеровой конечноэлементной сетке и описывалось системой уравнений Навье–Стокса для сжимаемой, баротропной жидкости:

- уравнениями движения сжимаемой среды

$$\rho \frac{\mathrm{d} \mathbf{v}}{\mathrm{d} t} = \rho \mathbf{F} - \mathrm{grad}(p) + \left(\mu_0 + \frac{\mu}{3}\right) \mathrm{grad}(\mathrm{div}(\mathbf{v})) + \mu \nabla^2 \mathbf{v};$$

- уравнением неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{v}) = 0;$$

- уравнением состояния жидкости

$$f(p, \rho) = 0,$$

где ρ – плотность жидкости; **v** – вектор скорости жидкости; *t* – время; **F** – вектор объемных сил, действующих на жидкость; *p* – давление; μ – коэффициент вязкости; $\mu_0 = 2\mu(1+\nu)/(3(1-2\nu))$ – коэффициент объемной вязкости; ν – коэффициент Пуассона.

Свойства жидкости и области ее возможных перемещений задаются следующими параметрами: плотностью р, коэффициентом вязкости µ, и уравнением состояния в форме Грюнайзена [6]:

$$p = \frac{\rho_0 C^2 \lambda \left[1 + \left(1 - \frac{\gamma_0}{2} \right) \lambda - a \lambda^2 \right]}{1 - (S_1 - 1) \lambda - S_2 \frac{\lambda^2}{\lambda + 1} - S_3 \frac{\lambda^3}{(\lambda + 1)^2}} + (\gamma_0 + a \lambda) E, \qquad (1)$$

где C, S_1, S_2, S_3 — коэффициенты кривой, описывающей зависимость скорости удара u_s от скорости частицы u_p в виде $u_s = C + S_1 u_p + S_2 u_p^2 + S_3 u_p^3$; γ_0 — постоянная Грюнайзена; a — коррекция объема первого порядка для γ_0 ; $\lambda = \frac{\rho}{\rho_0} - 1$ — относительное изменение плотности жидкости; ρ, ρ_0 — текущая и исходная плотности жидкости; *E* – внутренняя энергия жидкости, отнесенная к начальному объему.

Для моделирования корпуса 3 (см. рис. 2) применяются 4-узловые оболочечные элементы типа SHELL [6]. Разбиение на конечные элементы проводилось так, чтобы узлы конечно-элементной сетки корпуса совпадали с узлами конечно-элементной сетки жидкости.

Поршни 1 и 5 моделировались объемными 8-узловыми конечными элементами типа SOLID, имеющими по одной степени свободы в каждом узле – перемещения в направлении оси у. Разбиение на конечные элементы проводилось на равномерной кубической сетке с размерами элементов, равными размерам элементов в прилегающих областях жидкости. При этом каждый поршень рассматривался как абсолютно твердое тело, движение которого описывается уравнениями динамического равновесия сил действующих на поршень:

- для верхнего поршня 1

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} = F_0(t) + F_1(y_1) - \int_4 p_3(x, z, t) dA_1;$$

- для нижнего поршня 5

$$n_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} = \int_{A_1} p_3(x, z, t) dA_1 - F_2(y_2),$$

где y_1, y_2 – координаты поршней l и 5 соответственно; F_1, F_2 – силы, действующие со стороны пружин 6 и 2; F_0 – внешняя сила, действующая на поршень $l; A_1, A_2$ – площади поперечного сечения поршней l и 5; p_3, p_4 – давления в жидкости в сечении контакта с поршнями l и 5.

Свойства материала поршней задавались плотностью, которая выбиралась из условий, что масса верхнего поршня l должна быть равна m_1 (см. рис. 2), а масса нижнего поршня $5 - m_2$. На каждый поршень действует постоянное во времени и равномерно распределенное по их площади атмосферное давление $p = 1 \cdot 10^5$ Па, которое уравновешивается внутренним давлением в жидкости.

Пружины 6 и 2 моделировались 2-узловыми безмассовыми конечными элементами типа DESCRETE [6], имеющими по одной степени свободы в каждом узле – перемещения в направлении оси у. Принималось, что пружины обладают линейными упругими характеристиками с заданными коэффициентами жесткости.

Ударное воздействие прикладывалось к поршню *l* (см. рис. 2). В процессе моделиро-

вания рассматривались два варианта ударного воздействия при одинаковом значении полного импульса. В первом случае ударное воздействие задавалось скачком скорости верхнего поршня l на величину v_0 в момент времени t_1 , т. е. моделировался абсолютно упругий удар по верхнему поршню с мгновенным изменением его скорости. Во втором случае задавалась функция изменения силы удара во времени в виде

$$F_0(t) = F_0 b t e^{-bt}, \qquad (2)$$

где F_0 – пиковое значение силы; $b = 1/\tau$ (τ – период возрастания силы $F_0(t)$).

Оценка эффективности гидроопоры при ударе проводилась по максимальным значениям силы, передаваемой на основание, и максимальным значениям смещений верхнего поршня; одновременно определялись давление и скорости движения жидкости.

При расчете были приняты следующие значения параметров модели:

- диаметры рабочих камер гидроцилиндров D₁=D₂=30 мм (см. рис. 2);
- исходная высота столба жидкости в рабочих камерах гидроцилиндров $L_1 = L_2 = 30$ мм;
- масса верхнего поршня $m_1 = 1$ кг;
- масса нижнего поршня m₂=0,02 кг;
- жесткости верхней и нижней пружин соот ветственно $c_1 = 5 \cdot 10^4$ H/м, $c_2 = 5 \cdot 10^3$ H/м;
- плотность жидкости р =1000 кг/м³;
- коэффициент вязкости $\mu = 1,052 \cdot 10^{-3}$ Па·с;
- коэффициент относительной вязкости $\mu_0 = 2,81.$

Параметры уравнения состояния (1):

 V_0 =0,999954; C=1480 м/с; S_1 =1,75; S_2 = S_3 =0; γ_0 =0,28; a = 0; E = 0 Дж/м³, где V_0 – относительный объем жидкости в начальный момент времени, определяемый из условия статического равновесия с внешним постоянным атмосферным давлением $p = 1 \cdot 10^5$ Па, действующим на поршни.

Для расчета функции изменения силы удара (2) во времени задавались параметры ударных воздействий: $t_1 = 10^{-9}$ с; $v_0 = 0,5$ м/с; $F_0 = 920$ Н; $\tau = 0,2$ мс. Для исследования влияния параметров инерционного канала на характеристики гидроопоры варьировались длина канала $L_3 = 10...120$ мм и диаметр канала $D_3 = 4...10$ мм.

Анализ результатов

На рисунке 3 представлены графики перемещения верхнего поршня гидроопоры при диаметре канала $D_3 = 6$ мм и длине канала $L_3 = 80$ мм. Видно, что характер изменения перемещений во времени и их максимальные значения существенно различаются в зависимости от принятой модели удара. Так, при моделировании удара в виде скачка скорости (кривая 1) максимальные значения перемещений поршня намного превышают аналогичные значения, полученные в случае моделирования удара в виде временной зависимости силы (кривая 2).

При этом в первом случае максимальные смещения поршня наблюдаются в фазе его обратного хода, т. е. в направлении, противоположном направлению действия удара, что является следствием учета в модели сжимаемости жидкости.



66

Машиностроение и инженерное образование, 2013, № 4

Во втором случае максимальное смещение поршня наблюдается в направлении действия удара, что, по-видимому, связано с тем, что за время действия ударной силы часть жидкости успевает перетечь в нижний гидроцилиндр, тем самым снижая эффект воздействия накопленной в жидкости верхнего гидроцилиндра упругой энергии сжатия обратно на поршень.

На рисунке 4 даны графики изменения во времени силы, передаваемой на основание. Видно, что упругие волны в жидкости быстро затухают, о чем свидетельствует уменьшение амплитуды скачков и довольно гладкая форма графиков силы, начиная с t = 2 мс.

Как и при анализе перемещений можно отметить, что максимальные значения сил, передаваемых на основание при моделировании удара скачком скорости верхнего поршня (кривая 1), оказываются значительно больше, чем в случае моделирования удара в виде временной зависимости силы (кривая 2).

На рисунке 5 представлены зависимости максимальных значений силы, действующей на основание при ударе, от диаметра D_3 и длины L_3 канала. Каждая кривая на графиках соответствует определенной длине канала.







Рис. 6. Максимальные перемещения y_1 верхнего поршня в зависимости от диаметра канала D_3 при скачкообразном изменении скорости (*a*) и при ударе с заданной формой импульса (*б*): $1 - L_3 = 10$ мм; 2 - 20 мм; 3 - 40 мм; 4 - 60 мм; 5 - 80 мм; 6 - 100 мм; 7 - 120 мм

При моделировании удара скачком скорости (рис. 5, *a*) увеличение диаметра D_3 инерционного канала приводит к монотонному уменьшению силы *F*, передаваемой при ударе на основание. При увеличении длины канала L_3 передаваемая сила монотонно возрастает, асимптотически приближаясь к определенному значению. При длине канала свыше 60 мм значение передаваемой силы практически линейно зависит от диаметра канала.

При моделировании удара в виде временно́й зависимости силы (рис. 5, δ) передаваемые усилия оказываются существенно ниже, чем в предыдущем случае. При этом также сохраняется общая тенденция снижения значений передаваемой силы по мере увеличения диаметра канала и уменьшения его длины. На рисунке 6 представлены графики максимальных значений смещения верхнего поршня y_1 в зависимости от диаметра D_3 и длины L_3 канала. При моделировании удара скачком скорости (рис. 6, *a*) увеличение диаметра инерционного канала при длине канала больше 30 мм приводит к монотонному уменьшению значений перемещения поршня. При длине канала до 30 мм возрастание его диаметра практически во всем рассматриваемом диапазоне изменения приводит к увеличению значений перемещения поршня.

При временной зависимости силы (рис. 6, δ) значения перемещения верхнего поршня монотонно убывают при уменьшении диаметра канала и увеличении его длины. При длине канала больше 50 мм эти зависимости имеют практически линейный характер.

Заключение

Предложенная в настоящей статье модель гидроопоры с ИГП позволяет описывать ее динамику при ударных воздействиях с учетом особенностей движения жидкости и ее взаимодействия с упругими элементами гидроопоры.

Анализ влияния параметров инерционного канала показал, что для уменьшения динамических усилий, передаваемых при ударе на основание, при отсутствии ограничений на перемещение поршня, следует уменьшать длину канала и увеличивать его диаметр. Вместе с тем при разработке реальных конструкций гидроопор всегда существуют ограничения на перемещения поршней, что связано с условиями эксплуатации защищаемого оборудования и прочности конструктивных элементов. Однако, как показали расчеты, перемещения поршня зависят как от длины и диаметра канала, так и от характера ударного воздействия.

В связи с этим, при учете ограничений на перемещения необходимо решать задачу оптимального проектирования с учетом особенностей предполагаемого удара.

Список литературы

- Гордеев Б.А., Ерофеев В.И., Синев А.В., Мугин О.О. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред. – М.: Физматлит, 2004. – 176 с.
- 2. Бакланов В.С., Горобцов А.С., Карцов С.К. и др. Анализ реактивных свойств динамических жесткостей и передаточных функций

68

гидроопор // Проблемы машиностроения и надежности машин. № 3. 1999. С. 33–37.

- 3. Брысин А.Н., Шохин А.Е., Синев А.В. Возможности систем виброзащиты на базе инерционного преобразователя с дополнительным щелевым демпфированием // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. № 4. Ч. 1. 2011. С. 72–74.
- 4. *Branch R.M., Haddow A.G.* On the dynamic response of hydraulic engine mounts // Proceedings of SAE noise and vibration conference. 1993. № 931328.
- 5. *Lee K.H. et.al.* Performance Design of Hyraulic Mount for Low Frequency Engine Vibration and Noise Control // Proceedings of SAE noise and vibration conference. 1994. № 941777.
- 6. *Hallquist J.O.* LS-DYNA theory manual. Livermore Software Technology Corporation, 2006. – 680 p.
- 7. Гордеев Б.А., Синев А.В. Эффективность гашения вибрации гидроопорой силового агрегата в зависимости от размеров соединительной трубки и свойств рабочей жидкости // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2001. №. 1. С. 110–113.

Материал поступил в редакцию 03.06.13.

ШОХИН	Кандидат технических наук, научный сотрудник лаборатории вибромеханики
Александр Евгеньевич	Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Сфера научных интере-
E-mail: shohinsn@mail.ru	сов – динамика механических систем, гидромеханика, виброзащита, методы
Тел.: (499) 135-55-84	компьютерного моделирования. Автор 10 научных статей, трех изобретений.
ПАНОВКО Григорий Яковлевич E-mail: gpanovko@yandex.ru Тел.: (499) 135-30-47	Заслуженный деятель науки РФ, доктор технических наук, профессор, заведующий лабораторией вибромеханики Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Сфера научных интересов – прикладная механика, динамика технологических систем и процессов, вибрационная техника и технология. Автор более 100 научных работ.
БРЫСИН Андрей Николаевич E-mail: brysin@rambler.ru Тел.: (499) 135-61-46	Кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории иссле- дования и разработки средств виброзащиты систем «человек – машина» Ин- ститута машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Сфера научных интересов – гидромеханика, вибрационные процессы, виброзащита, управление техни- ческими системами. Автор шести научных статей, шести изобретений.
НИКИФОРОВ	Кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории вибро-
Андрей Николаевич	механики Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Сфера науч-
E-mail: n.andre@mail.ru	ных интересов – динамика и устойчивость роторов, вибрационные процессы,
Тел.: (499) 135-55-79	виброзащита. Автор 14 научных статей, одного изобретения.