

УТОЧНЕНИЕ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДЛЯ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОУПРУГОГО ПРИВОДА

Роганов М. Л., Роганов Л. Л., Абрамова Л. Н., Грановский А. Е.

Были уточнены такие важные характеристики, как величина аккумулируемой при сжатии рабочей жидкости энергии и ход подвижных частей привода на этапе формирования импульса ударного ускорения, которые являются функциями основных параметров гидроупругого привода: рабочего давления, объема деформируемой жидкости, рабочей площади плунжера, модуля объемной упругости жидкости и массы подвижных частей. Рассчитаны относительные погрешности для масла АМГ-10 в интервале давлений 2...300 МПа. Также были выведены и подтверждены соответствующими расчетами наиболее точные формулы для определения энергии сжатой рабочей жидкости и хода подвижных частей привода. По данным построены соответствующие графики. Сделаны выводы о интервалах давлений, для которых возможно использование данных уточненных зависимостей.

Були уточнені такі важливі характеристики, як величина акумулюємої при стисканні робочої рідини енергії й хід рухомих частин привода на етапі формування імпульсу ударного прискорення, котрі є функціями основних параметрів гідропружного привоу: робочого тиску, об'єму рідини, що деформується, робочої площі плунжера, модуля об'ємної пружності рідини й маси рухомих частин. Розраховані відносні похибки для масла АМГ-10 в інтервалі тиску 2...300 МПа. Також були виведені і підтвержені відповідними розрахунками найбільш точні формули для розрахунку енергії стиснутої робочої рідини й ходу рухомих частин привода. По даним побудовано відповідні графіки. Зроблені висновки про інтервали тиску, для котрих можливо використання цих уточнених залежностей.

Such important behaviour like value of the energy accumulating when compression of the working fluid and motion of movable parts of a drive have been qualified at period of formation of the impulse of shock acceleration. These behaviour are functions of the basic characteristics of hydroelastic drive such as working pressure, volume of deforming fluid, work area of plunger, the bulk modulus variation of the fluid and a mass of movable parts. Relative errors for oil АМГ-10 in interval of pressure 2...300 МПа have been calculated. The most accurate formulas for determination of the energy of compressed working fluid and motion of movable parts of a drive have also been deduced and confirmed by suitable calculations. According to the data corresponding graphs have been constructed. Conclusions about the intervals of pressure for which use of these qualified functions is possible have been inferred.

Роганов М. Л.

канд. техн. наук, доц., директор ИПКПК

Роганов Л. Л.

д-р техн. наук, проф. каф. МТО ДГМА
lev.roganov@dgma.donetsk.ua

Абрамова Л. Н.

канд. техн. наук, доц. каф. ОПМ ДГМА

Грановский А. Е.

магистр ДГМА

ИПКПК – Институт повышения квалификации и переподготовки кадров, г. Краматорск.

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск.

УДК 621.81:539.3/5

Роганов М. Л., Роганов Л. Л., Абрамова Л. Н., Грановский А. Е.

УТОЧНЕНИЕ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДЛЯ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОУПРУГОГО ПРИВОДА

Несмотря на большое количество разнообразных работ, которые были выполнены по тематике проектирования машин на основе гидроупругого привода, в частности ударных стендов, основные характеристики гидроупругого привода вычисляются по приближенным зависимостям, имеющим упрощения и не учитывающим определенных параметров.

При создании гидроупругих приводов для ударных стендов [1–5] и других машин ударного действия [6–9] исходными характеристиками для их проектирования являются пиковое значение ударного ускорения, время его действия, форма импульса.

Данные характеристики вычисляются по приближенным зависимостям, которые не учитывают такие важные параметры как, например, изменение давления и модуля объемной упругости, что вносит неточности в вычисления данных характеристик.

Целью работы является уточнение зависимостей для основных характеристик гидроупругого привода, таких как величина аккумулируемой при сжатии рабочей жидкости энергии и ход подвижных частей привода на этапе формирования импульса ударного ускорения.

Рассмотрим возможности уточнения таких важных характеристик, как величина аккумулируемой при сжатии рабочей жидкости энергии и ход подвижных частей привода на этапе формирования импульса ударного ускорения, который в дальнейшем будем называть активным ходом подвижных частей привода.

Названные характеристики являются функциями основных параметров гидроупругого привода: рабочего давления, объема деформируемой жидкости, рабочей площади плунжера, модуля объемной упругости жидкости и массы подвижных частей.

Энергия упругой деформации рабочей жидкости.

Известна приближенная зависимость для определения величины энергии, накапливаемой рабочей жидкостью при ее сжатии [10] (1):

$$W = \frac{1}{2} \cdot \frac{p_p^2 V}{E} \quad (1)$$

При определении величины энергии по формуле (1) полагают, что модуль объемной упругости не зависит от давления рабочей жидкости.

Экспериментально было установлено [11, 12], что модуль объемной упругости как изотермический E_T , так и адиабатический E_A линейно возрастают с ростом давления (2):

$$E_T = E_{T0} + c_T p; \quad E_A = E_{A0} + c_A p \quad (2)$$

Всегда $E_{A0} > E_{T0}$. Например, для масла АМГ-10 при температуре 20°C $E_{A0} = 1680$ МПа, $c_A = 12,8$; $E_{T0} = 1500$ МПа, $c_T = 12,7$ [10].

В Донбасской государственной машиностроительной академии [13] были также проведены эксперименты, подтверждающие линейную зависимость модуля упругости от давления, для ряда минеральных масел (АМГ-10, МГЕ-10А, И-20А, И-40А).

Выражение (1) для величины энергии может быть уточнено, если в качестве модуля объемной упругости принимать не минимальное или максимальное его значение для заданного перепада давления, а среднее для этого интервала значение (3):

$$E_{cp} = E_0 + c p_{cp}, \quad (3)$$

где $p_{cp} = 0,5p_1$ (p_1 – давление зарядки);

$E_0 = E_{A0}$ (считаем, что процесс высвобождения энергии деформированной жидкости происходит без теплообмена с окружающей средой).

Тогда величина энергии может быть определена по формуле (4):

$$W = \frac{1}{2} \cdot \frac{p_{cp}^2 V}{E_{cp}}. \quad (4)$$

Если же воспользоваться дифференциальной зависимостью [12] (5):

$$dp = -E(dV/V), \quad (5)$$

где $E = E_0 + cp$ – модуль объемной упругости.

Перепишем данное дифференциальное уравнение с учетом E , тогда получим (6):

$$dp = -(E_0 + cp) \frac{dV}{V}. \quad (6)$$

Разделяем переменные и интегрируем выражение, получаем:

$$\int_{p_1}^p \frac{dp}{E_0 + cp} = - \int_{V_1}^V \frac{dV}{V}, \quad (7)$$

где p_1 – максимальное давление зарядки рабочей жидкости;

V_1 – объем рабочей камеры;

c – угловой коэффициент.

После интегрирования получаем (8):

$$\frac{E_0 + cp}{E_0 + cp_1} = \left(\frac{V_1}{V} \right)^c. \quad (8)$$

Тогда закон изменения давления будет иметь вид (9):

$$p = \frac{1}{c} \cdot (E_0 + cp_1) \cdot \left(\frac{V_1}{V} \right)^c - \frac{E_0}{c}. \quad (9)$$

Энергия упругой деформации жидкости будет определяться по следующей зависимости (10):

$$W = \int_V^{V_1} p dV = \frac{V_1}{c} \left\{ \frac{E_0 + cp_1}{(c-1)} \left[\left(\frac{V_1}{V} \right)^{c-1} - 1 \right] - E_0 \left(1 - \frac{V}{V_1} \right) \right\}. \quad (10)$$

Заменяя в полученной зависимости отношение объемов выражением из формулы (8), получим (11):

$$W = \frac{E_0 V_1}{c} \left\{ \frac{E_0 + cp_1}{E_0 (c-1)} \left[\left(\frac{E_0 + cp}{E_0 + cp_1} \right)^{\frac{c-1}{c}} - 1 \right] - \left[1 - \left(\frac{E_0 + cp_1}{E_0 + cp} \right)^{\frac{1}{c}} \right] \right\}. \quad (11)$$

Проведем сравнительный анализ результатов определения величины энергии деформации в зависимости от давления для масла АМГ-10, используя данные работы [12] для начального модуля $E_0=1680$ МПа и коэффициента $c=12,8$. При вычислении энергии по формуле (1) принимаем $E = E_0$. Если обозначить энергию упругой деформации, определяемую по формуле (1) через W_1 , а определяемую по зависимостям (4) и (11) соответственно через W_2 и W_3 , то величины абсолютных погрешностей будут соответственно:

$$\Delta W_{21} = W_2 - W_1; \quad \Delta W_{31} = W_3 - W_1; \quad \Delta W_{32} = W_3 - W_2. \quad (12)$$

Соответствующие относительные погрешности:

$$\Delta_{21} = \frac{\Delta W_{21}}{W_2}; \quad \Delta_{31} = \frac{\Delta W_{31}}{W_3}; \quad \Delta_{32} = \frac{\Delta W_{32}}{W_3}. \quad (13)$$

Результаты вычислений погрешностей приведены в табл. 1 и представлены на графике (рис. 1).

Таблица 1

Величины относительных погрешностей определения энергии упругой деформации в зависимости от давления рабочей жидкости

p , МПа	5	10	25	50	75	100	150	200	250	300
Δ_{21} , %	1,9	3,9	9,5	19,0	28,6	38,1	57,1	76,2	95,2	114,3
Δ_{31} , %	2,5	4,5	12,5	23,7	35,1	46,4	68,4	89,8	110,9	131,7
Δ_{32} , %	0,6	1,0	2,3	3,9	5,1	6,0	7,1	7,8	8,1	8,2

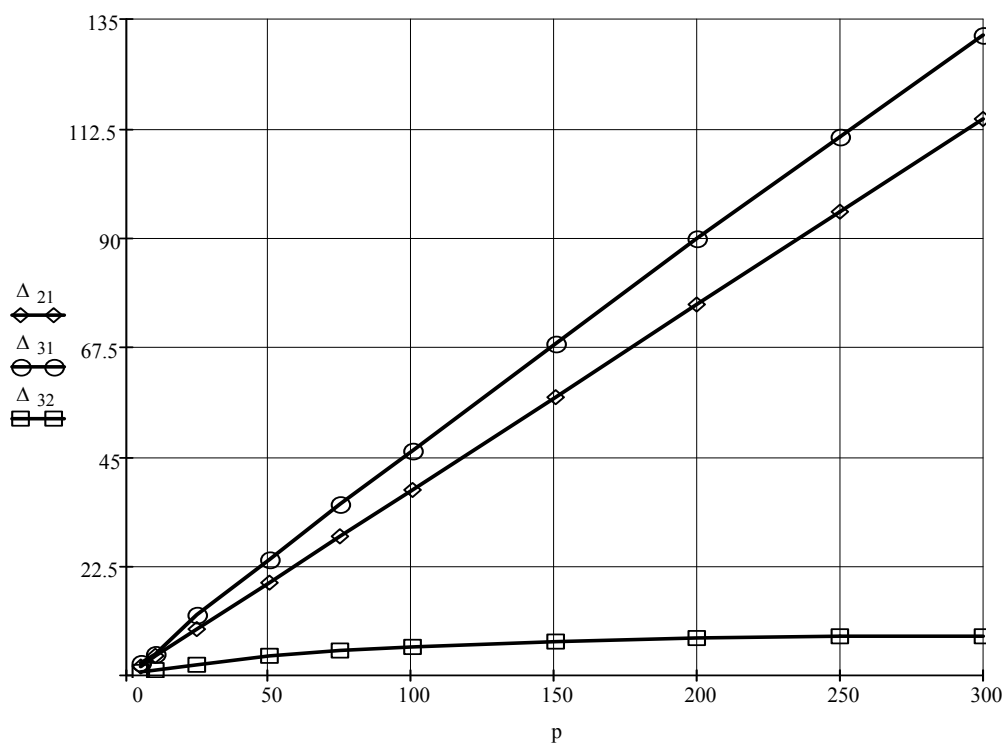


Рис. 1. Относительные погрешности определения энергии упругой деформации по формулам (1), (4), (11) для масла АМГ-10 в зависимости от давления

Активный ход подвижных частей привода.

Говоря об активном ходе подвижных частей гидроупругого привода будем иметь в виду перемещение плунжера и других связанных с ним элементов привода, имеющее место при расжатии предварительно сжатой жидкости до недеформированного состояния.

Для вывода формулы, определяющей величину активного хода плунжера, воспользуемся зависимостью для модуля объемной упругости жидкости (14):

$$E = -\frac{\Delta p}{\Delta V} V_1, \quad (14)$$

где Δp – изменение давления;

ΔV – изменение объема V .

Принимая в выражении (14) изменение давления равным давлению зарядки $\Delta p = p_1$, а изменение объема равным произведению активного хода h_1 на площадь S поперечного сечения плунжера ($\Delta V = -h_1 S$), получим (15):

$$h_1 = \frac{p_1 V_1}{E_0 S}. \quad (15)$$

В формуле (15) модуль объемной упругости принят постоянным и равным начальному модулю E_0 .

Если в выражении (15) начальный модуль E_0 заменить средним E_{cp} , то получим следующую зависимость для активного хода h_2 (16):

$$h_2 = \frac{p_1 V_1}{E_{cp} S}. \quad (16)$$

С учетом зависимостей модуля объемной упругости от давления формула (15) примет вид (17):

$$h_3 = \frac{p_1 V_1}{(E_0 + cp_1) S}. \quad (17)$$

Для вывода более точной зависимости, чем (15)–(17), воспользуемся выражением (5), в котором конечное значение давления равно атмосферному $p = p_a$, а объем $V = V_1 + h_4 S$. Тогда величину активного хода можно определить по формуле (18):

$$h_4 = \frac{V_1}{S} \left[\left(\frac{E_0 + cp_1}{E_0 + cp_a} \right)^{\frac{1}{c}} - 1 \right]. \quad (18)$$

Для определения точности формул (15)–(17) по сравнению с наиболее точной формулой (18) и рабочего диапазона для каждой из них, найдем величины относительных погрешностей (19)–(21):

$$\Delta_1 = \frac{h_4 - h_1}{h_4} = 1 - \frac{p_1}{E_0 \left[\left(\frac{E_0 + cp_1}{E_0 + cp_a} \right)^{1/c} - 1 \right]}; \quad (19)$$

$$\Delta_2 = \frac{h_4 - h_2}{h_4} = 1 - \frac{p_1}{E_{cp} \left[\left(\frac{E_0 + cp_1}{E_0 + cp_a} \right)^{1/c} - 1 \right]}; \quad (20)$$

$$\Delta_3 = \frac{h_4 - h_3}{h_4} = 1 - \frac{p_1}{(E_0 + cp_1) \left[\left(\frac{E_0 + cp_1}{E_0 + cp_a} \right)^{1/c} - 1 \right]}. \quad (21)$$

Произведем вычисления по формулам (19)–(21) для масла АМГ-10 в интервале давлений 2...300 МПа. Результаты вычислений приведем в виде табл. 2, по данным таблицы построим графики (рис. 2).

Таблица 2

Величины относительных погрешностей определения давления активного хода в зависимости от перепада давлений

p , МПа	2	5	10	15	25	50	100	200	300
Δ_1 , %	-6,0	-3,8	-4,5	-5,9	-8,9	-16,8	-31,7	-58,8	-83,5
Δ_2 , %	-5,2	-1,9	-0,7	-0,2	0,5	1,8	4,6	9,8	14,4
Δ_3 , %	-4,4	-0,05	2,8	4,9	8,4	15,4	25,2	37,0	44,1

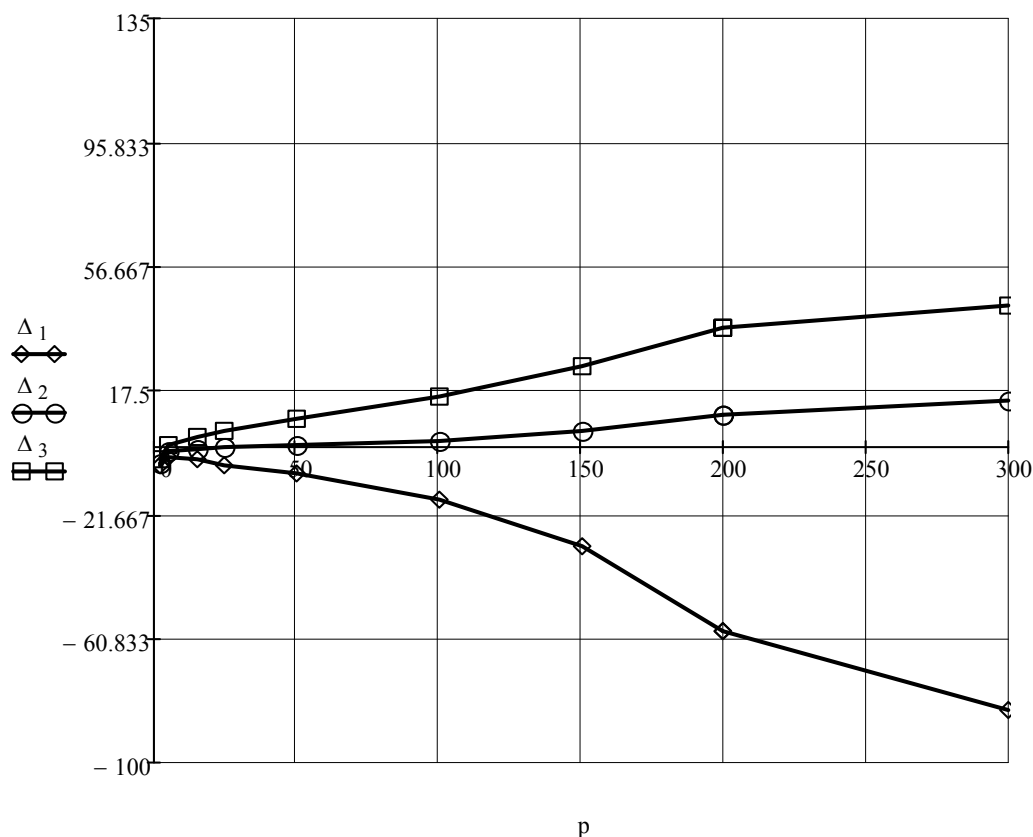


Рис. 2. Относительные погрешности определения активного хода по формулам (19)–(21) для масла АМГ-10 в зависимости от давления

ВЫВОДЫ

Из анализа графиков следует, что с увеличением давления величины относительных погрешностей растут, но с различной интенсивностью. Следовательно, если наиболее точные результаты вычисления энергии по формуле (11), то вычисления по формуле (4) дают относительную погрешность, не превышающую 3,9 % для давлений до 50 МПа и 8,2 % для давлений до 300 МПа. Если же сравнивать результаты вычислений по формулам (11) и (1), то величины погрешностей оказываются значительно большими и составляют для тех же давлений 23,7 % и 131,7 %. Анализ полученных зависимостей (15)–(18), результаты вычислений по формулам (19)–(21) относительных погрешностей Δ_1 , Δ_2 , Δ_3 позволяют сделать вывод о том, что точность определения величины активного хода уменьшается с ростом давления при использовании любой из формул. Формула (15) во всем интервале давлений дает завышенные по сравнению с уточненной формулой (18) результаты. Упрощенная формула (15) практически может быть использована в интервале давлений от 2,5 до 10 МПа, для которого относительная погрешность по модулю не превышает 5 %. Формула (16) для рабочих давлений меньших 20 МПа дает завышенные результаты, а для больших давлений – заниженные. Интервал рабочих давлений для данной формулы лежит в пределах 2,5...120 МПа. Приближенная зависимость (17) позволяет получать значения активного хода с удовлетворительной точностью при давлениях от 2 до 6 МПа (завышенные), от 6 до 16 МПа (заниженные).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. А. с. 1009592 СССР. Импульсный гидропривод машины ударного действия / К. К. Диамантопуло, Л. Л. Роганов, М. Г. Старостина (СССР). – № 3364582 ; заявл. 10.12.1981 ; опубл. 07.04.83 ; Бюл. № 13.
2. А. с. 1087797 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л. Л. Роганов, Л. Н. Соколов, А. Д. Надирадзе, В. И. Гоголев, О. В. Кузнецов, А. Н. Кулаков (СССР). – № 3556135 ; заявл. 25.11.1982 ; опубл. 23.04.84 ; Бюл. № 15.
3. А. с. 1716357 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л. Л. Роганов (СССР). – № 4776257 ; заявл. 02.01.1990 ; опубл. 02.01.90 ; Бюл. № 8.
4. Роганов Л. Л. Устройство для удержания гидроупругого механизма в исходном положении / Л. Л. Роганов, М. Л. Роганов, Л. Н. Абрамова // *Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2011. – № 2 (27). – С. 169–172.*
5. Роганов Л. Л. Совершенствование технологий и машин для разных отраслей машиностроения на основе развития гидроупругих и клиншарнирных механизмов / Л. Л. Роганов // *Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2011. – № 2 (27). – С. 163–168.*
6. Исследование и внедрение высокоскоростной резки движущихся труб на машине ударного действия с гидроимпульсным приводом : отчет о НИР (X34-80) / Краматорский индустриальный институт ; рук. Роганов Л. Л. – Краматорск, 1982. – 90 с. – № ГР 800 68067. – Инв. № 0282.0068572.
7. Исследование, разработка и внедрение пресс-молота гидравлического импульсного : отчет о НИР (X34-80) / Краматорский индустриальный институт ; рук. Роганов Л. Л. – Краматорск, 1985. – 76 с. – № ГР 0183.0055170. – Инв. № 0285.0010524.
8. Исследование, разработка и внедрение опытной пресс-молотовой установки с гидроимпульсным приводом для статико-динамического деформирования металлических порошков и порошковых заготовок : отчет о НИР (X44-83) / Краматорский индустриальный институт ; рук. Роганов Л. Л. – Краматорск, 1986. – 87 с. – № ГР 0183.0073430. – Инв. № 0285.0089445.
9. Исследование, разработка, изготовление опытного образца и внедрение гидроимпульсной ударной машины для резки движущихся крупногабаритных профилей : отчет о НИР (X29-82) / Краматорский индустриальный институт ; рук. Роганов Л. Л. – Краматорск, 1986. – 89 с. – № ГР 0182.6036811.
10. Роганов Л. Л. Анализ распределения энергии, запасаемой в гидравлическом аккумуляторе / Л. Л. Роганов // *Высокоскоростная обработка материалов давлением. – Краматорск, 1982. – № 8. – С. 96–100.*
11. Кондаков Л. А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / Л. А. Кондаков. – М. : Машиностроение, 1982. – 216 с.
12. Прокофьева В. Н. Машиностроительный гидропривод / В. Н. Прокофьева. – М. : Машиностроение, 1978. – 495 с.
13. Исследование физико-динамических свойств жидкостей с целью использования полученных результатов при создании перспективных гидроупругих приводов : отчет о НИР (X05-90 НТР) / Краматорский индустриальный институт ; рук. Роганов Л. Л. – Краматорск, 1989. – 37 с. № ГР 0189.0009099. – Инв. № 029.0039719.