

piles is paid the constructive parameters of the system. The authors propose static characteristics of the output parameters of the system and set the limits of variation of constructive parameters. Also, held an analysis of the quality of regulation of the system, substantiates the researched parameters and set depending the quality of regulation and the effectiveness of dive piles from the investigated parameters.

**Keywords:** analysis, the automatic system, the screw pile, the static characteristic, the transient response, the quality of regulation

#### References

1. Lazuta I.V., Lazuta E.F. *Sistema avtomaticheskogo upravleniya pogruzeniem vintovoy svai* [The system of automatic control dive of the screw piles]. Vestnik SibADI, 2015, no 4, pp. 130-138.
2. Anufriev I.E., Smirnov A.B., Smirnova E.N. *MATLAB 7 [MATLAB 7]*. St. Petersburg, BHV- Petersburg Publ., 2005. 1104 p.
3. Baranov N.B. *Obosnovanie parametrov i rezhimov raboty oborudovaniya dlja ustrojstva vintonabivnyh svaj*. Diss. kand. tekhn. nauk [Justification of parameters and modes of operation of the equipment for the device for the screw piles. Cand.Tech.Sci. diss.]. Omsk, SibADI Publ., 2008. 177 p.
4. Denisova E.F. *Sistema avtomatizacii proektirovaniya osnovnyh parametrov ustrojstva upravleniya pogruzeniem vintovoy svai*. Diss. kand. tekhn. nauk [System computer-aided design of the basic parameters of control device dive of the screw piles. cand .tech. sci. diss.]. Omsk, SibADI Publ., 2011. 146 p.
5. Fedorec V.A., Pedchenko M.N., Pichko A.F., Peresad'ko Ju.V., Lysenko V.S. *Gidroprivody i gidropneumoavtomatika stankov* [Hydraulic actuator and hydro- pneumatic automatics machines]. Kiev. High School Publ., 1987. 375 p.

6. GOST 12445-80. *Gidroprivody ob'emnye, pnevmoprivody i smazochnye sistemy. Nominal'nye davlenija* [ISO 2944. Hydraulic drives volumetric, pneumatic actuators and lubrication systems. Nominal pressures]. Introduced 01/07/1980. Moscow. House of Standards Publ., 1982. 3 p.

7. GOST 13824-80. *Gidroprivody ob'emnye i smazochnye sistemy. Nominal'nye rabochie ob'emy* [State standard Hydraulic drives volumetric and lubrication systems. Rated operating volumes]. Introduced 01/07/1980. – Moscow. House of Standards Publ., 2000. 4 p.

8. Shherbakov V.S., Lazuta I.V. *Teorija avtomaticheskogo upravlenija. Linejnye nepreryvnye sistemy* [Theory of automatic control. Linear continuous systems]. Omsk, SibADI Publ., 2013. 142 p.

*Лазута Иван Васильевич (Россия, Омск) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника» ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, 2.368, e-mail: livne@mail.ru).*

*Лазута Екатерина Федоровна (Россия, Омск) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Механика» ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, 2.364, e-mail: lazutaef@mail.ru).*

*Lazuta Ivan Vasilievich (Russian Federation, Omsk) – candidate of technical science, associate professor of the department "Automation of production processes and electrical engineering" of The Siberian State Automobile and Highway Academy (SibADI) (644080, Omsk, Mira st., 5, e-mail: livne@mail.ru).*

*Lazuta Ekaterina Fedorovna (Russian Federation, Omsk) – candidate of technical science, associate professor of the department "Mechanics" of the Siberian State Automobile and Highway Academy (SibADI) (644080, Omsk, Mira st., 5, e-mail: lazutaef@mail.ru).*

УДК 62.822

## ПРИЛОЖЕНИЕ РЯДОВ ДЛЯ РАСЧЕТА РЕКУПЕРАЦИИ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПНЕВМОГИДРОАККУМУЛЯТОРА

Е.Ю. Руппель

ФГБОУ ВПО «СибАДИ», Россия, г. Омск.

**Аннотация.** В статье предлагается метод решения математической модели с использованием пневмогидроаккумулятора для рекуперации кинетической энергии приведенной массы строительных машин. В данной статье доказано, что применение пневмогидроаккумулятора для рекуперации кинетической энергии поршня, к которому приведена масса движущейся части машины позволяет уменьшить мощность двигателя при его разгоне. Приведен пример расчета мощности, затрачиваемой двигателем внутреннего сгорания на разгон автомобиля при наличии системы рекуперации.

**Ключевые слова:** пневмогидроаккумулятора, система рекуперации, мощность двигателя.

#### Введение

Многие машины имеют периодический характер движения. Цикл их работы состоит

из разгона, равномерного движения и замедления (торможения). На разгон затрачивается много энергии, большая часть которой расхо-

дуется на сообщение кинетической энергии машине, а при замедлении кинетическая энергия поглощается тормозами, превращаясь в тепло. К таким машинам можно отнести экскаватор, башенный кран, автомобиль и др.[1,2].

Одним из способов повышения эффективности использования энергоресурсов строительных машин и автомобилей является рекуперация кинетической энергии при их

торможении или торможении их подвижных частей. при рекуперации происходит преобразование кинетической энергии подвижной массы во внутреннюю энергию газа.

**Математическая модель гидросистемы с приведенной массой при разгоне.** Рассмотрим применение пневмогидроаккумулятора для рекуперации кинетической энергии поршня, к которому приведена масса движущейся части машины [3,4].

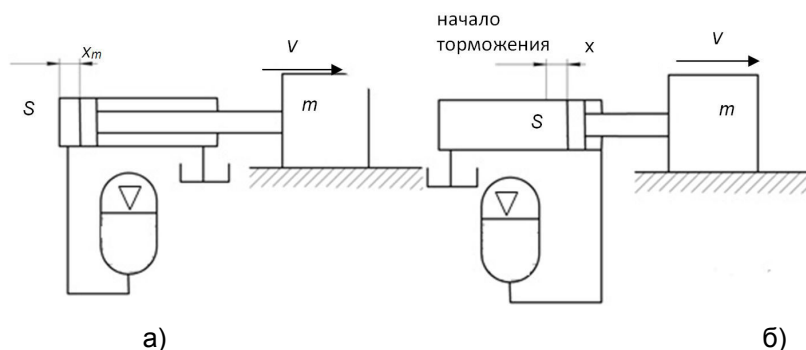


Рис.1.Расчетная схема гидросистемы с приведенной массой:

а) - схема разгона системы от аккумулятора; б) - схема торможения системы аккумулятором

При составлении и решении математической модели данного процесса широко используются приемы интегрирования и методы нахождения интегралов от неинтегрируемых в явном виде функций.

На рисунке 1, а приведена упрощенная схема разгона системы от аккумулятора, а на рис. 1, б - схема торможения системы аккумулятором. Поскольку жидкость, применяемая в гидросистемах, практически несжимаема, то можно предположить, что поршень гидроцилиндра контактирует непосредственно с газовой полостью аккумулятора, а жидкость, как несжимаемую прослойку, отбросить. Тогда аккумулятор можно совместить с гидравлическим цилиндром. Объем газа будет заключен между торцом поршня и крышкой цилиндра, противоположная полость цилиндра будет заполнена маслом. Торец газовой полости цилиндра совмещен с началом координат. Вследствие этого объем газа будет определяться как

$$V = S \cdot x, \quad (1)$$

где  $V$  - мгновенный объем газа,  $S$  - площадь поршня,  $x$  - координата поршня [5,6].

Точка  $x_m$  соответствует крайнему (левому) положению поршня. При этом давление газовой полости равно максимальному давлению в гидросистеме, от которой аккумулятор был заряжен. Координата поршня больше чем координата по рисунку 1, а на величину

$x_m$  которая определяется из следующего уравнения [2]:

$$x_m = \frac{V_m}{S} = \frac{p_0 \cdot V_0}{p_m \cdot S}, \quad (2)$$

где  $p_m$  - максимальное давление в гидросистеме;  $p_0$  - давление предварительной зарядки аккумулятора газом;  $V_0$  - конструктивный объем газовой полости аккумулятора;  $V_m$  - объем газа, соответствующий максимальному давлению;  $S$  - площадь поршня гидроцилиндра.

При расширении газа поршень будет перемещаться вправо. Текущий объем газа  $V$  будет прямо пропорционален перемещению поршня  $x$ . Точка  $x_0$  соответствует полной разрядке, когда газ займет весь конструктивный объем  $V$  аккумулятора.

Изотермический процесс характеризуется уравнением [2]:

$$p_0 V_0 = p_m V_m = pV = const. \quad (3)$$

Согласно второму закону динамики для случая разгона можно записать:

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = S \cdot p, \quad (4)$$

где  $m$  - масса системы, приведенная к поршню.

Решая совместно уравнения (1), (3) и (4) получим:

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{p_0 \cdot V_0}{x}, \quad \text{так как } v = \frac{dx}{dt}, \quad \text{то}$$

$$m \cdot \frac{dv}{dt} \cdot dx = \frac{p_0 \cdot V_0}{x} \cdot dx \quad \text{или} \quad m \cdot v \cdot dv = \frac{p_0 \cdot V_0}{x} \cdot dx,$$

интегрируя последнее, получим:

$$\frac{m \cdot v^2}{2} = p_0 \cdot V_0 \cdot \ln \frac{x}{x_m}, \quad (5)$$

где  $v$  - скорость поршня. Из уравнения (5) найдем

$$v = \sqrt{\frac{2p_0 \cdot V_0}{m}} \cdot \sqrt{\ln \frac{x}{x_m}}. \quad (6)$$

Обозначим

$$v_c = \sqrt{\frac{2p_0 \cdot V_0}{m}}, \quad (7)$$

тогда уравнение (6) примет вид

$$v = \frac{dx}{dt} = v_c \cdot \sqrt{\ln \frac{x}{x_m}}. \quad (8)$$

Выражение  $\frac{m \cdot v^2}{2}$  представляет собой кинетическую энергию поршня, которая в конце разгона равна

$$\frac{m \cdot v_0^2}{2} = p_0 \cdot V_0 \cdot \ln \frac{x_0}{x_m}, \quad (9)$$

где  $v_0$  - скорость поршня в конце разгона. Из уравнений (1) и (3)

$$\frac{V_0}{V_m} = \frac{x_0}{x_m} = \frac{p_m}{p_0} = \varepsilon_m, \quad (10)$$

где  $\varepsilon_m$  - степень сжатия газа.

Поскольку максимальное давление  $p_m$  определено гидросистемой и является величиной постоянной, то величина кинетической энергии определяется давлением начальной зарядки  $p_0$  аккумулятора. Исследуем уравнение (9) на экстремум. Для этого перепишем его правую часть в виде  $p_0 \cdot V_0 \cdot \ln \frac{p_0}{p_m}$  и вычислим производную по переменной  $p_0$  от полученной функции. Приравняв полученное

выражение к нулю, получим  $\ln \frac{p_0}{p_m} = 1$ . Откуда

$$\frac{x_0}{x_m} = \frac{p_m}{p_0} = \varepsilon_{opt} = e,$$

где  $e$  - основание натурального логарифма,  $\varepsilon_{opt}$  - оптимальное значение степени сжатия.

Таким образом максимальная кинетическая энергия достигается, если:

$$\frac{x_0}{x_m} = e \quad \text{и её значение равно}$$

$$\left( \frac{m \cdot v_0^2}{2} \right)_{\max} = p_0 \cdot V_0.$$

Если подставить в уравнение (8) значение  $\varepsilon_{opt}$  то мы получим максимальную скорость, которую можно достичь от данного аккумулятора  $v_{0\max} = v_c$

Следовательно  $v_c$  выражает скорость поршня в конце разгона при выборе оптимальной степени сжатия.

Разделим переменные в уравнении (8)

$$dt = \frac{1}{v_c} \cdot \frac{dx}{\sqrt{\ln \frac{x}{x_m}}}. \quad (11)$$

При изменении времени от 0 до  $t$  координата поршня изменяется от  $x_m$  до  $x$ , тогда

$$\int dt = \int_{x_m}^x \frac{1}{v_c} \cdot \frac{dx}{\sqrt{\ln \frac{x}{x_m}}}.$$

Делая подставку  $\alpha = \ln \frac{x}{x_m}$ , получим

$$t = \frac{x_m}{v_c} \cdot \int_0^\alpha \frac{e^\alpha d\alpha}{\sqrt{\alpha}}.$$

Последний интеграл является несобственным, для его вычисления раскладываем подынтегральную функцию в равномерно сходящийся ряд на интервале  $(0; \alpha)$  [7]:

$$\frac{e^\alpha}{\sqrt{\alpha}} = \left( \alpha^{-\frac{1}{2}} + \frac{\alpha^{\frac{1}{2}}}{1!} + \frac{\alpha^{\frac{3}{2}}}{2!} + \frac{\alpha^{\frac{5}{2}}}{3!} + \dots \right).$$

Применяя почленное интегрирование, получим:

$$t = \frac{x_m}{v_c} \cdot \int_0^\alpha \frac{e^\alpha}{\sqrt{\alpha}} d\alpha = \int_0^\beta \left( \alpha^{-\frac{1}{2}} + \frac{\alpha^{\frac{1}{2}}}{1!} + \frac{\alpha^{\frac{3}{2}}}{2!} + \frac{\alpha^{\frac{5}{2}}}{3!} + \dots \right) d\alpha = \frac{x_m}{v_c} \left( 2\alpha^{\frac{1}{2}} + \frac{2}{3} \cdot \frac{\alpha^{\frac{3}{2}}}{1!} + \frac{2}{5} \cdot \frac{\alpha^{\frac{5}{2}}}{2!} + \frac{2}{7} \cdot \frac{\alpha^{\frac{7}{2}}}{3!} + \dots \right) =$$

$$= \frac{2 \cdot \alpha^{\frac{1}{2}} \cdot x_m}{v_c} \cdot \left( 1 + \frac{\alpha^2}{1!} + \frac{\alpha^3}{2!} + \frac{\alpha^5}{3!} + \dots \right) \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \cdot \alpha + \frac{2^2}{3 \cdot 5} \cdot \alpha^2 - \frac{2^3}{3 \cdot 5 \cdot 7} \cdot \alpha^3 + \dots \right) =$$

$$= \frac{2 \cdot e^\alpha \cdot x_m \cdot \sqrt{\alpha}}{v_c} \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \cdot \alpha + \frac{2^2}{3 \cdot 5} \cdot \alpha^2 - \frac{2^3}{3 \cdot 5 \cdot 7} \cdot \alpha^3 + \dots \right).$$

Таким образом, учитывая что  $x = e^\alpha \cdot x_m$ , получим:

$$t = \frac{2 \cdot x \cdot \sqrt{\alpha}}{v_c} \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \cdot \alpha + \frac{2^2}{3 \cdot 5} \cdot \alpha^2 - \frac{2^3}{3 \cdot 5 \cdot 7} \cdot \alpha^3 + \dots \right). \quad (12)$$

Уравнение (12) является уравнением движения поршня. Подставляя в это уравнение

$$x = \frac{p_0 \cdot V_0}{S \cdot p}$$

и, обозначая  $\alpha = \ln \frac{x}{x_m} = \ln \frac{p}{p_m}$ ,

мы получим

$$t = \frac{2 \cdot p_0 \cdot V_0 \cdot \sqrt{\alpha}}{S \cdot v_c \cdot p} \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \cdot \alpha + \frac{2^2}{3 \cdot 5} \cdot \alpha^2 - \frac{2^3}{3 \cdot 5 \cdot 7} \cdot \alpha^3 + \dots \right). \quad (13)$$

Уравнение (13) выражает зависимость между временем и давлением в аккумуляторе при движении поршня.

Далее, пользуясь уравнением (4), получим:

$$p = \frac{m}{S} \cdot \omega,$$

где  $\omega$  - ускорение поршня. Подставляем это значение в уравнение (13).

$$t = \frac{v_c \cdot \sqrt{\alpha}}{\omega} \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \cdot \alpha + \frac{2^2}{3 \cdot 5} \cdot \alpha^2 - \frac{2^3}{3 \cdot 5 \cdot 7} \cdot \alpha^3 + \dots \right). \quad (14)$$

Это уравнение выражает зависимость между временем и ускорением поршня при его движении. В этом уравнении

$$\alpha = \ln \frac{\omega_m}{\omega},$$

где  $\omega_m$  - ускорение в начале движения, соответствующее давлению  $p_m$ .

Для определения зависимости между скоростью и временем воспользуемся уравнением (8), из которого найдем, что

$$\sqrt{\ln \frac{x}{x_m}} = \frac{v}{v_c} = \sqrt{\alpha},$$

где  $\gamma$  - выражает отношение мгновенного значения скорости поршня к  $v_c$

Далее находим, что  $x = x_m \cdot e^{\gamma^2}$ .

Подставляя значения  $x$ ,  $\gamma$  и  $\sqrt{\alpha}$  в уравнение движения (12), получим:

$$t = \frac{m \cdot e^{\gamma^2} \cdot v}{S \cdot p_m} \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \cdot \gamma^2 + \frac{2^2}{3 \cdot 5} \cdot \gamma^4 - \frac{2^3}{3 \cdot 5 \cdot 7} \cdot \gamma^6 + \dots \right). \quad (15)$$

Это уравнение выражает зависимость между временем и скоростью поршня при его движении.

**Математическая модель гидросистемы с приведенной массой при торможении.** Разберем теперь случай торможения. На рис. 1, б изображен схематически совмещенный гидроцилиндр, о котором сказано выше, для случая торможения. Так как сила  $P = S \cdot p$  направлена против движения поршня, то для случая торможения уравнение второго закона динамики будет иметь вид:

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = -S \cdot p \quad \text{или} \quad m \cdot \frac{dv}{dt} = -S \cdot p.$$

Из уравнения (3) найдем

$$p = \frac{p_0 V_0}{V} = -\frac{p_0 V_0}{S \cdot x}.$$

Подставляя значение  $p$  и разделяя переменные, получим

$$mvdv = p_0 V_0 \cdot \frac{dx}{x}. \quad (17)$$

Уравнение (17) тождественно уравнению (6), которое выведено для случая разгона.

После интегрирования найдем

$$\frac{m \cdot v^2}{2} = p_0 \cdot V_0 \cdot \ln x + C. \quad (18)$$

Для начальных условий  $v = v_0$  и  $x = x_0$

$$\frac{m \cdot v_0^2}{2} - p_0 \cdot V_0 \cdot \ln x_0 = -C.$$

Подставляя значение  $C$  в уравнение (18), получим

$$\frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{m \cdot v_0^2}{2} - p_0 \cdot V_0 \cdot \ln \frac{x_0}{x}. \quad (19)$$

Если для определения  $C$  выбрать  $v = 0$  и  $x = x_m$ , то  $C = p_0 \cdot V_0 \cdot \ln x_m$ .

Подставляя значение  $C$  в уравнение (18), получим

$$\frac{m \cdot v^2}{2} = p_0 \cdot V_0 \cdot \ln \frac{x}{x_m}.$$

Последнее уравнение одинаково пригоден как для процесса разгона так и для торможения, т.к. в уравнение входит отношение

$\frac{x}{x_m}$ , которое всегда будет положительно.

Из уравнения (19)  $v = 0$  и  $x = x_m$  (из последнего уравнения  $v = v_0$  и  $x = x_0$ ) определим

$$v_0 = v_c \cdot \sqrt{\ln \frac{x_0}{x_m}}.$$

Откуда  $x_m = \frac{x_0}{e^{\gamma_0^2}} = -\frac{V_0}{S \cdot e^{\gamma_0^2}}$ , где  $x_0 = -\frac{V_0}{S}$ ;

$$\gamma_0 = -\frac{v_0}{v_c}.$$

Обычно при расчетах нас интересует величина пути торможения, которая равна

$$x_T = x_0 - x_m = \frac{V_0}{S} \left( 1 - \frac{1}{e^{\gamma_0^2}} \right).$$

Путь разгона отличаться будет только знаком

$$x_p = \frac{V_0}{S} \left( 1 - \frac{1}{e^{\gamma_0^2}} \right).$$

Однако для определения пути разгона удобнее пользоваться уравнением

$$x_p = x_0 - x_m = \frac{V_0 - V_m}{S} = \frac{V_0}{S} \left( 1 - \frac{p_0}{p_m} \right). \quad (20)$$

При выводе уравнения движения необхо-

димо в уравнении (11) поменять местами пределы, тогда уравнение будет выглядеть так:

$$\int_t^{t_0} dt = \frac{1}{v_c} \cdot \int_x^{x_m} \frac{dx}{\sqrt{\ln \frac{x}{x_m}}}.$$

В начале пути  $x = x_0$  и  $t = 0$ . При достижении точки  $v = 0$  и  $x = -x_m$ , время будет составлять  $t_0$  (точка  $-x_m$  соответствует полной остановке поршня, т.е.  $v = 0$ ).

Исходя из этого уравнения (12), (13), (14) и (15) переписуются в виде:

$$t = t_0 + \frac{2 \cdot x \cdot \sqrt{\alpha}}{v_c} \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \cdot \alpha + \frac{2^2}{3 \cdot 5} \cdot \alpha^2 - \frac{2^3}{3 \cdot 5 \cdot 7} \cdot \alpha^3 + \dots \right); \quad (21)$$

$$t = t_0 - \frac{2 \cdot p_0 \cdot V_0 \cdot \sqrt{\alpha}}{S \cdot v_c \cdot p} \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \cdot \alpha + \frac{2^2}{3 \cdot 5} \cdot \alpha^2 - \frac{2^3}{3 \cdot 5 \cdot 7} \cdot \alpha^3 + \dots \right); \quad (22)$$

$$t = t_0 - \frac{v_c \cdot \sqrt{\alpha}}{\omega} \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \cdot \alpha + \frac{2^2}{3 \cdot 5} \cdot \alpha^2 - \frac{2^3}{3 \cdot 5 \cdot 7} \cdot \alpha^3 + \dots \right); \quad (23)$$

$$t = t_0 - \frac{m \cdot e^{\gamma^2} \cdot v}{S \cdot p_m} \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \cdot \gamma^2 + \frac{2^2}{3 \cdot 5} \cdot \gamma^4 - \frac{2^3}{3 \cdot 5 \cdot 7} \cdot \gamma^6 + \dots \right). \quad (24)$$

С помощью выведенных уравнений можно рассчитывать системы с рекуперацией кинетической энергии. Исходными данными для расчета могут быть: приведенная масса  $m$  или приведенный момент инерции  $J$ ; скорость равномерного движения  $v_0$  или  $\omega_0$ ; путь разгона  $x_p$  или приведенный к валу гидромотора угол поворота  $\varphi_p$  или время разгона  $t_0$ , максимальное давление в гидросистеме  $p_m$  и минимальное  $p_0$ .

**Пример расчета тормозной гидросистемы.** Расчету подлежат: конструктивный объем газовой полости аккумулятора  $V_0$ ; параметры гидродвигателя, по которым последний выбирается.

Для примера возьмем автомобиль ВАЗ "Жигули", у которого вес  $P = 13500$  Н, масса  $m = 1,38$  кг. Расчет проведем для скорости равномерного движения  $v_0 = 60$  км/ч = 16,67 м/с, времени разгона  $t_0 = 15$  с, максимального давления  $p_m = 16$  МПа и давления предварительной зарядки аккумулятора газом  $p_0 = 0,5$  МПа. Низкое давление выбирается из соображений, чтобы при подключении аккумулятора для торможения не было резкого удара.

Расчет:

1. Определяем конструктивный объем газовой полости аккумулятора

$$V_0 = \frac{mv_0^2}{2p_0 \cdot \ln \frac{p_m}{p_0}} = \frac{1,38 \cdot 1667^2}{2 \cdot 5 \cdot \ln \frac{160}{5}} = 100000 \text{ см}^3 = 100 \text{ л}.$$

Если внутренний диаметр баллона выбрать равным 250 мм, то эта емкость составит из 2-х баллонов длиной 1,3 м каждый.

2. Рабочий объем гидромотора

$$r = \frac{\sqrt{2 \cdot p_0 \cdot V_0 \cdot J \cdot \sqrt{\alpha}}}{t_0 \cdot p_0} \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \cdot \alpha + \frac{2^2}{3 \cdot 5} \cdot \alpha^2 - \frac{2^3}{3 \cdot 5 \cdot 7} \cdot \alpha^3 + \dots \right).$$

Приведенный момент инерции

$$J = m \cdot \left( \frac{v_0}{\omega_0} \right)^2 = 1,38 \cdot \left( \frac{1667}{100} \right)^2 = 3,83 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \text{ где}$$

$$\text{угловая скорость } \omega_0 = \frac{\pi n_0}{30} = \frac{3,14 \cdot 980}{30} = 100 \text{ с}^{-1}.$$

$$r = \frac{\sqrt{2 \cdot 5 \cdot 100000 \cdot 3,83 \cdot \sqrt{3,47}}}{15 \cdot 5} \cdot 0,16 = 77,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

3. Теоретический расход гидромотора

$$Q_T = r \cdot n_0 = 77,7 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{980}{60} = 1269 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$$

или  $Q_T = 1,269 \text{ л/с}$ .

Выбираем гидромотор 11М № 30, у которого число оборотов приводного вала  $n_0 = 13 \text{ об/с}$ ; теоретический расход  $Q_T = 1,269 \text{ л/с}$ ; крутящий момент, развиваемый при давлении 10 МПа  $M_{кр} = 1170 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; общий КПД  $\eta = 0,93$ ; габариты 213 x 213 x 550 мм; вес 110 Н.

4. Площадь поперечного сечения условного поршня:

$$S = \frac{\sqrt{2 \cdot p_0 \cdot V_0 \cdot m \cdot \sqrt{\alpha}}}{t_0 \cdot p_0} \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \cdot \alpha + \frac{2^2}{3 \cdot 5} \cdot \alpha^2 - \frac{2^3}{3 \cdot 5 \cdot 7} \cdot \alpha^3 + \dots \right) = \frac{\sqrt{2 \cdot 5 \cdot 100000 \cdot 1,38 \cdot \sqrt{3,47}}}{t_0 \cdot p_0} \cdot 0,16 = 0,000467 \text{ м}^2.$$

5. Путь разгона:

$$x_p = \frac{V_0}{S} \left( 1 - \frac{p_0}{p_m} \right) = \frac{100000}{4,67} \cdot \left( 1 - \frac{5}{160} \right) = 20800 \text{ см} = 208 \text{ м}.$$

6. Мощность, затрачиваемая двигателем внутреннего сгорания на разгон автомобиля в течение 15 с до скорости 60 км/час:

$$N_{ин} = \frac{mv_0 x_p}{t_0^2} = \frac{1350 \cdot 16,67 \cdot 208}{15^2} = 20804 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^3} = 20,8 \text{ кВт}.$$

7. Мощность сил сопротивления (трения и аэродинамических сил):

$$N_{сопр} = \frac{F_{мп} v_0}{75} + kv_0^2 = \frac{27 \cdot 16,7}{75} + 2,6 \cdot 10^{-3} \cdot 60^2 = 11,25 \text{ кВт}.$$

8. При наличии системы рекуперации мощность двигателя уменьшается

$$\frac{N_{ин} + N_{сопр}}{N_{сопр}} = \frac{20,8 + 11,25}{11,25} = 2,86.$$

### Заключение

Анализ приведенных выше расчетов позволяет сделать вывод о целесообразности применения пневмогидроаккумулятора для рекуперации кинетической энергии приведенной массы движущейся части машины при помощи гидромотора. Это позволяет уменьшить мощность двигателя при его разгоне за счет высвобождаемой энергии, полученной при торможении, что в конечном итоге приводит к уменьшению расхода топлива.

### Библиографический список

1. Алексеева, Т.В. Использование принципа аккумулирования энергии в системе управления землеройно-СДМ транспортной машины / Т.В. Алексеева и др. // Исслед. и испытания дорог. и строит. машин: сб. науч. работ. 1969г. – Вып. 1. / СибАДИ. – Омск, 1969. – С. 70–75.
2. Алексеева, Т.В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин / Т.В. Алексеева. – М.: Машиностроение, 1966. – 147 с.
3. Щербаков, В.Ф. Рекуперативная система привода гидроподъемных машин // Строительные и дорожные машины. – 2008. – № 9. – С. 49-51.
4. Хмара, Л.А. Применение аккумуляторов потенциальной энергии в строительных машинах (на примере одноковшового экскаватора) / Л.А. Хмара // Строительство. Материаловедение. Машиностроение: сборник науч. тр. Вып. 33. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин / ПГАСА. – Днепропетровск, 2005. – С. 17-33.
5. Ламм, В.Ю. Моделирование гидропривода с аккумулятором реверса / В.Ю. Ламм, Н.А. Усманова // Станки и инструменты. – 1971. – №11. – С.31-38.
6. Щербаков, В.Ф. Энергосберегающие гидроприводы строительных и дорожных машин / В.Ф. Щербаков // Строительные и дорожные машины. – 2011. – № 11. – С. 43-44.
7. Руппель, Е.Ю. Курс высшей математики. Часть 2: учеб. пособие / Е.Ю. Руппель. – СибАДИ. – Омск, 2001. – 228 с.

THE APP SERIES FOR CALCULATION OF KINETIC ENERGY RECOVERY WHEN USING A GAS HYDRAULIC ACCUMULATOR

E.Ju. Ruppel'

**Abstract.** The paper proposes a method for solving a mathematical model using gas hydraulic battery energy recovery kinetic reduced mass construction machinery. In this article it is proved that the use of battery gas hydraulic to recover the kinetic energy of the piston, which shows the mass of the moving parts of the machine can reduce engine power when accelerating. An example of calculation power required for an internal combustion engine in the presence of a vehicle acceleration of recovery.

**Keywords:** gas hydraulic accumulator, recovery system, the power of the engine.

**References**

1. Alekseeva T.V., Remizovich Ju.V., *Sherman Je.B. Ispol'zovanie principa akumulirovaniya jenergii v sisteme upravlenija zemlerojno- SDM transportnoj mashiny* [Use of the principle of accumulation of energy in a control system of digging SDM of the transport vehicle]. Omsk, 1969. pp. 70–75.
2. Alekseeva T.V. *Gidroprivod i gidroavtomatika zemlerojno-transportnyh mashin* [Hydraulic actuator and hydroautomatic equipment of digging transport vehicles]. Moscow, Mashinostroenie, 1966. - 147 p.
3. Shherbakov V.F. *Rekuperativnaja sistema privoda gidropod'jomnyh mashin* [Recuperative system of the drive of hydrohoist engines]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*, 2008, no 9. pp. 49-51.
4. Hmara L.A. *Primenenie akkumuljatorov potencial'noj jenergii v stroitel'nyh mashinah (na primere odnokovshovogo jekskavatora)* [Use of accumulators of potential energy in construction cars (on the example of the odnokovshovy excavator)]. *Stroitel'stvo. Materialovedenie. Mashinostroenie: sbornik nauch. tr. Vyp. 33. Intensifikacija rabo-chih processov stroitel'nyh i dorozhnyh mashin*. PGASA. Dnepropetrovsk, 2005. pp. 17-33.
5. Lamm V.Ju., Usmanova N.A. *Modelirovanie gidroprivoda s akkumuljatorom reversa*. [Modeling of a hydraulic actuator with the reverse accumulator]. *Stanki i instrument*, 1971, no 11. pp. 31-38.
6. Shherbakov V.F. *Jenergoberegajushhie gidroprivody stroitel'nyh i dorozhnyh mashin* [Energy saving hydraulic actuators of construction and road cars]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*, 2011, no 11. pp. 43-44.
7. Ruppel' E.Ju. *Kurs vysshej matematiki* [Course of the higher mathematics]. SibADI. Omsk, 2001. 228 p.

*Руппель Елена Юрьевна (Россия, г. Омск) – доцент кафедры «Высшая математика» ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (646800, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: ruppelsan@mail.ru).*

*Ruppel. E.U. (Russian Federation, Omsk) – associate professor, associate professor Department of mathematics, of The Siberian State Automobile and Highway Academy (SibADI) (644080, Mira, 5 prospect, Omsk, e-mail: ruppelsan@mail.ru).*