

ЛАРИН А. Э.

## ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЕ ДЕМПИРУЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО В ИМПУЛЬСНОЙ СИСТЕМЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

**Аннотация.** В статье рассматривается принципиальная схема электромеханического демпфирующего устройства. Выведено уравнение для расчета коэффициента полезного действия этого устройства, графически отображены результаты проведенных экспериментов.

**Ключевые слова:** импульсная система теплоснабжения, гидравлический удар, демпфирование, гидравлический аккумулятор, гидравлический цилиндр.

LARIN A. E.

## ELECTROMECHANICAL DAMPING DEVICE IN PULSE HEATING SYSTEM

**Abstract.** The article considers the circuit diagram of an electromechanical damping device. The author develops an equation for calculating the device efficiency. Graphical displays of the experimental study results are also presented.

**Keywords:** pulse heating system, hydraulic shock, damping, hydraulic accumulator, hydraulic cylinder.

Любая система теплоснабжения являет собой сложную гидродинамическую среду, в которой непрерывно с различной интенсивностью происходят колебания таких параметров, как расход, температура и давление. Наиболее чувствительным для системы теплоснабжения является изменение скорости движения теплоносителя, поскольку ввиду незначительной сжимаемости жидкости возможны гидравлические удары.

Термином «гидравлический удар» обычно определяют изменение давления в напорных трубопроводах в результате изменения во времени средней скорости движения жидкости в каком-либо поперечном сечении потока. При этом проявляются как инерционные, так и упругие свойства жидкости и трубопровода [1]. В тех случаях, когда явление удара не используется, а его действие вредно отражается на нормальной работе трубопровода или на его прочности, система должна быть оборудована устройствами, которые не позволили бы осуществить мгновенное уменьшение скорости (запорные устройства вентильного типа), или должны быть установлены приспособления, которые ограничивали бы распространение удара [2].

В системах теплоснабжения со стационарным движением теплоносителя данная проблема решается с помощью расширительных баков, которые сглаживают колебания давления в системе за счет преобразования кинетической энергии теплоносителя во внутреннюю энергию сжатого газа. Данный процесс можно считать адиабатным, принимая во внимание быстротечность протекания гидравлического удара.

Пренебрегая потерями тепла из расширительного бака в окружающую среду, запишем закон сохранения энергии для рассматриваемого процесса:

$$E_{кин} = \Delta U = \frac{m \cdot R \cdot \Delta T}{\aleph - 1} \quad (1)$$

где  $\Delta U$  – изменение внутренней энергии,  $m$  – масса газа в расширительном баке,  $R$  – универсальная газовая постоянная,  $\aleph$  – показатель адиабаты,  $\Delta T$  – разность между начальной и конечной температурой газа при адиабатическом сжатии.

Для стационарных систем теплоснабжения подобный относительно редкий переход энергии потока в тепловую энергию не является существенным фактором, однако, в импульсной системе теплоснабжения, где гидравлический удар происходит с регулярным временным интервалом, он может значительно сказаться на энергоэффективности работы всей системы. Очевидно, что каким бы кратковременным не был единичный гидравлический удар, регулярный тепловой процесс сжатия и расширения, происходящий в газовой части гидроаккумулятора уже нельзя рассматривать как адиабатный. Температура стенок расширительного бака будет расти и рост этот, как и потери тепловой энергии в окружающую среду, будет напрямую зависеть от интенсивности и силы гидравлических ударов, происходящих в импульсной системе теплоснабжения.

Одним из способов снижения потери энергии при демпфировании колебаний давления является применение электромеханических демпфирующих устройств. Суть подобных устройств заключена в том, что процесс демпфирования колебаний происходит не только за счет процессов сжатия и расширения газа в гидравлическом аккумуляторе, но и за счет отвода части механической энергии и последующего преобразования ее в электрическую энергию. Полученную энергию при желании можно расходовать на различные нужды, например, питание теплосчетчиков, освещение участков системы теплоснабжения там, где в этом бывает кратковременная необходимость и т.д. Принципиальная схема электромеханического демпфирующего устройства представлена на рисунке 1.

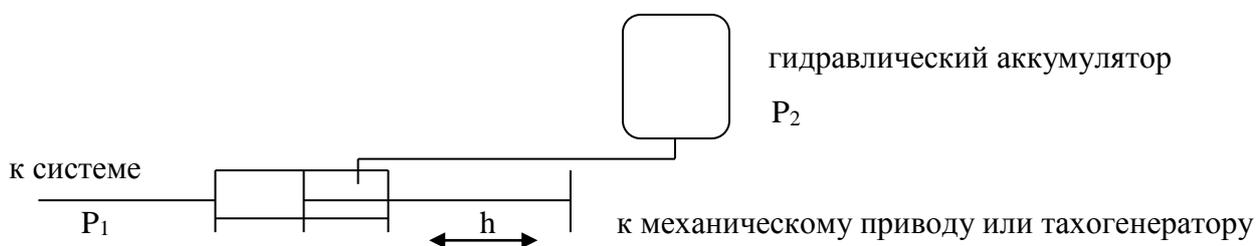


Рис. 1. Принципиальная схема электромеханического демпфирующего устройства.

Запишем закон сохранения энергии для ненагруженного электромеханического демпфирующего устройства:

$$\Delta E_{\text{кин}} = A_{\text{мех}} + \Delta U = F_{\text{тр}} \cdot h + \frac{m \cdot R \cdot \Delta T}{\gamma - 1} \quad (2)$$

где  $F_{\text{тр}}$  – сила трения поршня о стенки гидроцилиндра,  $h$  – ход поршня.

В импульсной системе теплоснабжения передача части кинетической энергии электромеханическому демпфирующему устройству идет за счет избыточного давления, возникающего в результате гидравлического удара, поэтому можно записать:

$$\partial E_{\text{кин}} = F \cdot \partial h = P_{\text{изб}} \cdot S \cdot \partial h = P_{\text{изб}} \cdot \partial V \quad (3)$$

где  $F$  – сила, с которой система давит на поршень гидроцилиндра в момент гидравлического удара,  $P_{\text{изб}}$  – перепад давления, возникающий в результате гидроудара на входе в электромеханическое демпфирующее устройство,  $S$  – площадь поршня,  $\partial h$  – приращение хода поршня,  $\partial V$  – дифференциал объема.

$$P_{\text{изб.}} = P_1 - P_2 \quad (3.1)$$

Таким образом, приращение кинетической энергии прямо пропорционально приращению объема. Интегрируя уравнение относительно объемного дифференциала, получим:

$$\Delta E_{\text{кин}} = P_{\text{изб.}} \cdot \Delta V = P_{\text{изб.}} \cdot h \cdot S \quad (3.2)$$

Сведем полученные соотношения в единое уравнение для полезной работы за один ход поршня в электромеханическом демпфирующем устройстве:

$$A_{\text{пол}} = h \cdot (P_{\text{изб.}} \cdot S - F_{\text{мп}}) - \frac{m \cdot R \cdot \Delta T}{\gamma - 1} \quad (4)$$

Проведенные эксперименты на установке с начальным давлением в 4 атм., начальным объемом воздуха в гидравлическом аккумуляторе 2 л. и сечением поршня 0,003 м<sup>2</sup> выявили характер зависимости изменения хода поршня от величины избыточного давления гидравлического удара, данная зависимость представлена на рисунке 2.

Очевидно, что пределом функции перемещения поршня при стремлении избыточного давления к бесконечности является отношение начального объема воздуха в гидравлическом аккумуляторе к площади поршня, при условии того, что конструктивные особенности гидроцилиндра позволяют такое перемещение.

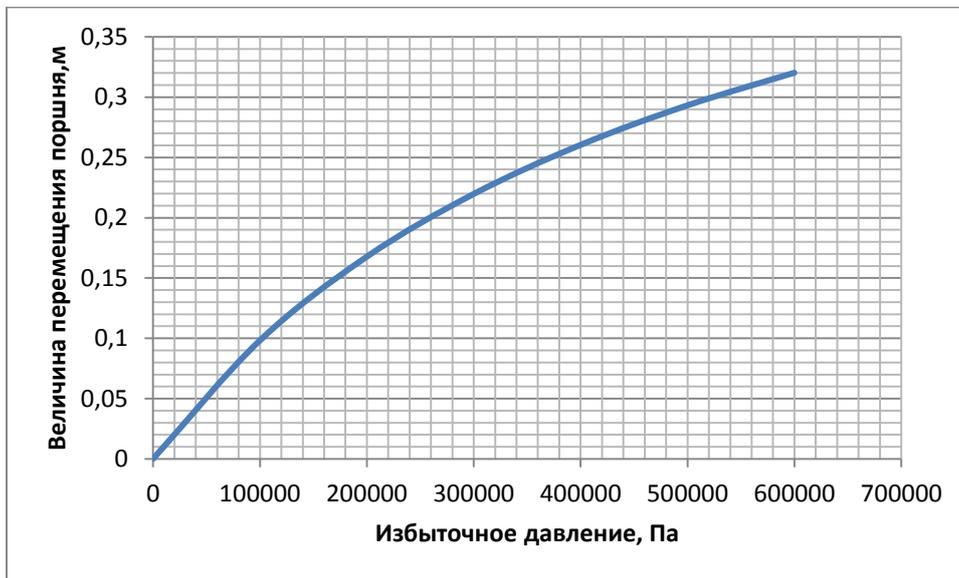


Рис. 2. Зависимость изменения хода поршня от величины избыточного давления гидравлического удара.

Величина изменения температуры сжатого воздуха является функцией от изменения объема, то есть работы сжатия, произведенной над газом в гидравлическом аккумуляторе, поэтому можно записать:

$$P_1 \cdot h \cdot S = \frac{m \cdot R \cdot \Delta T}{\kappa - 1} \quad (4.1)$$

На рисунке 3 показан линейный характер зависимости изменения температуры от хода поршня.

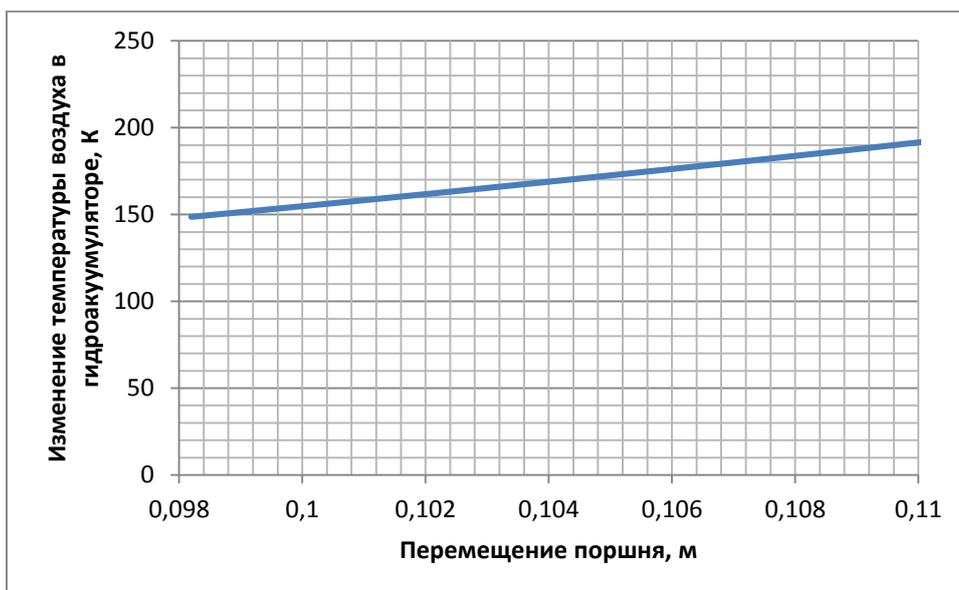


Рис. 3. Зависимость изменения температуры демпфирующего воздуха от величины перемещения.

Из уравнения (4) можно вывести формулу для коэффициента полезного действия электромеханического демпфирующего устройства:

$$\eta = \frac{h \cdot (P_{изб} \cdot S - F_{тр}) - \frac{m \cdot R \cdot \Delta T}{\kappa - 1}}{P_{изб} \cdot h \cdot S} \cdot 100\% \quad (5)$$

Используя полученные зависимости хода поршня от давления и перепада температур от хода поршня, построим зависимость КПД электромеханического демпфирующего устройства от величины избыточного давления (рисунок 4).

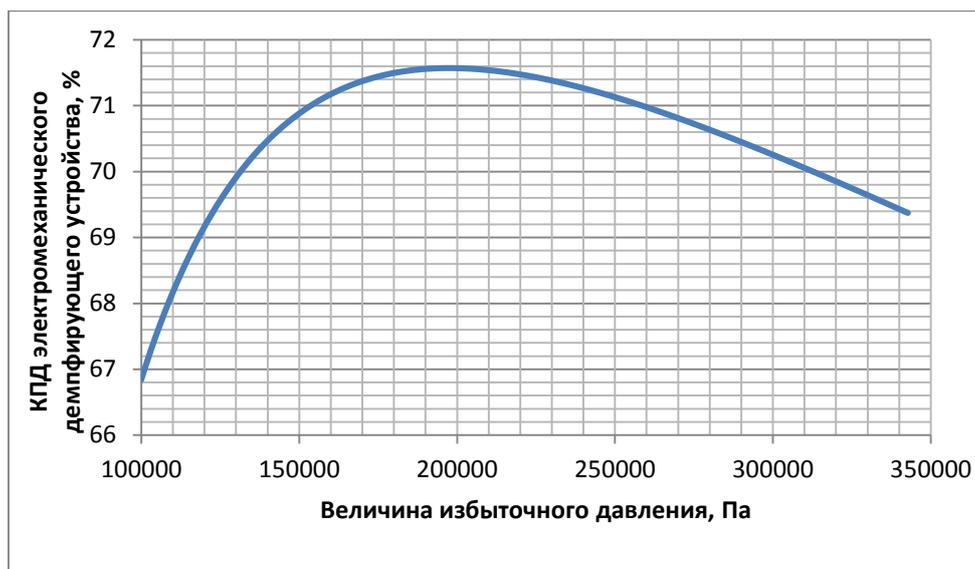


Рис.4. Зависимость КПД электромеханического демпфирующего устройства от величины избыточного давления.

Из полученной на графике зависимости видно, что наиболее эффективным избыточным давлением для установки, использованной в эксперименте, является давление, равное 200000 Па, при котором коэффициент полезного действия устройства достигает 71,6%.

Уравнение (5) показывает, что основные перспективы дальнейшего повышения эффективности электромеханических демпфирующих устройств лежат в области уменьшения потерь полезной работы на преодоление силы трения в гидроцилиндрах и минимизации тепловых потерь в гидравлическом аккумуляторе.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гиргидов А. Д. Техническая механика жидкости и газа. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1999. – 395 с.
2. Френкель Н. З. Гидравлика. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. – 456 с.