

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 621.3

Н. А. Автушенко, Г. С. Ленецкий, канд. техн. наук, доц.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕХОДНЫМИ ПРОЦЕССАМИ В МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

В статье рассмотрены варианты управления магистральными системами горячего водоснабжения, дана оценка целесообразности регулирования параметров технологического процесса с помощью изменения скорости двигателя, изложен принцип расчета и построения системы автоматического управления магистральной трубопроводной системой горячего водоснабжения. Технологический объект представлен как система с распределенными параметрами. В статье предложена методика расчета экономической эффективности и срока окупаемости от внедрения систем автоматического управления магистральными трубопроводными системами горячего водоснабжения. Изложенный материал может быть использован для оценки необходимости внедрения систем управления в магистральных трубопроводных системах.

Регулирование параметров переходных процессов в магистральных трубопроводах можно получить, используя запорную арматуру (задвижку) или устройства частотного регулирования электрических параметров электродвигателя сетевого насоса. Регулирование параметров с помощью запорной арматуры может быть ручным (без применения средств автоматизации) и автоматическим (т. е. может использоваться регулятор), но в любом случае оно является неполноценным – можно говорить о потерях энергии и, как следствие, уменьшении КПД системы.

Оценка экономичности способов регулирования может быть выполнена следующим образом.

1. Регулирование расхода теплоносителя путем регулирования скорости вращения двигателя.

$$\Delta P = P_{12} - P_2,$$

где P_{12} – электромагнитная мощность двигателя; P_2 – мощность на валу двигателя.

В общем виде мощность на валу центробежного насоса подчиняется соотношениям:

$$\frac{P_2}{P_{2ном}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_{ном}} \right)^2;$$

$$P_2 = P_{2ном} \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2; \quad (1)$$

$$P_{12} = \frac{P_2}{1-s} = \left| \frac{\omega = \omega_0(1-s)}{1-s = \omega/\omega_0} \right| = \frac{P_2}{\omega} \omega_0; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} P_{12} &= P_{2ном} \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^3 \frac{\omega_0}{\omega} = \\ &= P_{2ном} \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2 \frac{\omega_0}{\omega_{ном}}; \quad (3) \end{aligned}$$

$$\Delta P = P_{2ном} \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2 \frac{\omega_0}{\omega_{ном}} - P_{2ном} \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^3. \quad (4)$$

Находятся максимальные потери как производная $d\Delta P/d\omega = 0$:

$$\frac{d\Delta P}{d\omega} = \frac{P_{2ном}\omega_0}{\omega_{ном}^2} \cdot 2\omega - \frac{P_{2ном}}{\omega_{ном}^3} \cdot 3\omega = 0; \quad (5)$$

$$\omega = 2\omega_0/3;$$

$$\Delta P_{max} = P_{2ном} \frac{4\omega_0^2}{9\omega_{ном}^2} \frac{\omega_0}{3\omega_{ном}};$$

$$\frac{\Delta P}{P_{2\text{ ном}}} = \frac{4 \omega_0^3}{27 \omega_{\text{ ном}}^3} .$$

Откуда $\frac{\Delta P_{\text{ max}}}{P_{2\text{ ном}}} \approx (15 \dots 17) \% .$

Максимальные потери энергии в роторной цепи составляют до 17 %.

2. Регулирование расхода теплоносителя путем изменения сечения трубопровода трубопроводной арматурой (скорость вращения двигателя не регулируется).

Такое регулирование приводит к изменению гидравлического сопротивления магистрали.

$$\Delta H = H_1 - H_1', \quad (6)$$

где H_1 – рабочая QH-характеристика магистрали при полностью открытой задвижке при расходе Q_1 ; H_1' – рабочая QH-характеристика магистрали при частично открытой задвижке при Q_1 .

$$\Delta P = c Q_1 \Delta H = c Q_1 (H_1 - H_1'); \quad (7)$$

$$H_1' = H_{\text{ ном}} \left(\frac{Q_1}{Q_{\text{ ном}}} \right)^2; \quad (8)$$

$$\Delta P = c Q_1 \left(H_1 - H_{\text{ ном}} \left(\frac{Q_1}{Q_{\text{ ном}}} \right)^2 \right) =$$

$$= \left. \begin{array}{l} \frac{H_1}{H_{\text{ ном}}} \approx 1, \text{ т.к. } H_1 \approx H_{\text{ ном}} \\ \frac{Q_1}{Q_{\text{ ном}}} = q \end{array} \right| = c Q_1 H_{\text{ ном}} (1 - q^2);$$

$$P_{2\text{ ном}} = c Q_{\text{ ном}} H_{\text{ ном}};$$

$$\Delta P = c Q_1 H_{\text{ ном}} \frac{Q_{\text{ ном}}}{Q_{\text{ ном}}} (1 - q^2) = P_{2\text{ ном}} q (1 - q^2); \quad (9)$$

$$\Delta P = P_{2\text{ ном}} q (1 - q^2); \quad (10)$$

$\frac{d(\Delta P)}{dq} = P_{2\text{ ном}} (1 - 3q^2)$ при условии, что

$$q = \frac{1}{\sqrt{3}};$$

$$\frac{\Delta P}{P_{\text{ ном}}} = q(1 - q^2) = \frac{1}{\sqrt{3}} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{3}} \right) =$$

$$= 0,385 = 38,5 \% .$$

Таким образом, такое регулирование приводит более чем к двукратному увеличению потерь мощности в сравнении с регулированием скорости двигателя.

Полноценное регулирование параметров технологического процесса может осуществляться с помощью частотного привода. В данной системе сетевых насосных агрегатов может быть использовано несколько способов включения частотных приводов – преимущественно индивидуальный и групповой. Индивидуальный привод предполагает использование для каждого электродвигателя сетевого насоса своего частотного преобразователя. Данный способ построения системы регулирования является дорогостоящим, но при этом позволяет наиболее полно использовать преобразователи в процессе регулирования – сделать процесс регулирования – с максимальным КПД.

Работа одного частотного преобразователя на два частотных привода имеет ряд своих ограничений. При таком регулировании либо частотный привод ставится со значительно завышенной мощностью для регулирования во всем диапазоне одновременно двух приводов по идентичному алгоритму. Такой способ не является удачным, т. к. когда параметры сети значительно снижены (это обусловлено технологическим процессом), необходимо отключить первый двигатель. Второй остается с нагрузкой, близкой к номинальной, при этом параметры преобразователя находятся в нижней части диапазона регулирования. При дальнейшем снижении мощности привод попадает на нижнюю границу диапазона, там привод может работать нестабильно, ухудшается КПД электрической части и системы в целом. При работе в перегрузке системы и необходимости аварийного отключения из системы приходится выводить сразу два

сетевых насосных агрегата, что может привести к отключению всей станции, т. к. при отсутствии воды в котлоагрегатах (водогрейных) образуется «дефицит воды», что может привести к образованию паровой фазы в водогрейном контуре (при исправной работе защит и автоматики котлоагрегатов). Такое событие в работе станции (особенно в осенне-зимний период) является недопустимым. Для полноценной реализации такого режима работы оборудования, как правило, ставят дополнительно один индивидуальный частотный привод.

В условиях жесткого контроля расходования денежных средств на модернизацию основных фондов энергосистемы в основном проектируется один частотный привод с мощностью, ближайшей большей к параметрам механических мощностей сетевого насоса с учетом возможных перегрузок. Такой режим позволяет при работе двух и более насосных агрегатов осуществлять регулирование только в очень узком диапазоне (не более $\pm 10\%$ от номинального расхода). Регулирование осуществляется следующим образом: все насосы запускаются в номинальном (нерегулируемом) режиме – становятся в «базу», последний насос догружает систему до требуемых параметров. Общая производительность составляет $Q_{\Sigma} = nQ_{H/A}$ (n – количество работающих насосов). При таких параметрах гидравлической системы, когда расход значительно возрастает или снижается, общая производительность будет подчиняться следующим требованиям:

– в случае увеличения

$$Q_{\Sigma} \gg nQ_{\text{ном } H/A}, \quad Q_{\Sigma} = (n+1)Q_{H/A};$$

– в случае снижения

$$Q_{\Sigma} \ll nQ_{\text{ном } H/A};$$

$$Q_{\Sigma} = (n-1)Q_{H/A}.$$

При регулировании в большем диапазоне, когда давление, формируемое регулируемым насосом значительно ниже номинального, и все насосные агрегаты,

как в данном случае, работают на один общий Прямой коллектор, регулируемый насос будет незначительно влиять на QH-параметры системы или вообще не будет оказывать влияния на параметры системы. Попросту говоря, насос будет «задавлен» давлением прямого коллектора, сформированным другими нерегулируемыми насосами. При этом остальные насосы будут перегружены – при общей точке «входа» они разделят, насколько это возможно, нагрузку регулируемого насоса.

Данные проблемы регулирования исчезают при использовании индивидуального привода. Алгоритм управления является одинаковым для всех насосов, условия отключения/включения дополнительного насоса, перечисленные выше, сохраняются.

Построение самой системы управления может быть полноценным при условии рассмотрения объекта управления как системы с распределенными параметрами.

В качестве объекта исследования используется участок магистральной тепловой сети от МТЭЦ-2 – П2 по Гомельскому шоссе в г. Могилеве. Наружный диаметр трубопровода исследуемого участка составляет 1024 мм. Общая протяженность исследуемого объекта составляет 4283,7 м. Участок разбит на две части: МТЭЦ-2 – ТК-9А и ТК-9А – П2. Способ прокладки – наземный на отдельно стоящих опорах. Сетевой контур источника горячего водоснабжения содержит две ступени повышения сетевого давления в системе: первая ступень – шесть насосных агрегатов, вторая ступень – 10 насосных агрегатов. Геодезическая отметка «0» составляет 168 м, максимальная отметка системы – 176 м над уровнем моря. В качестве насосных агрегатов и электродвигателей сетевого контура станции для второго подъема используются асинхронные двигатели 630 кВт, 6 кВ и насосы СЭ2500-140.

На основании уравнений Навье-Стокса в цилиндрических координатах

и уравнения неразрывности получены зависимости, которые в операторной форме функции двух переменных описывают поведение жидкости в трубопроводе. Их решение получено с использованием функций Бесселя. Далее для приведения имеющегося решения к желаемой форме используются волновые свойства объекта, которые учтены гидравлическими сопротивлениями линии. Рассмотрено влияние значений коэффициента затухания δ и коэффициента фазы ε – составляющих $\theta(p)$ на характер переходного процесса.

$$\rho_2(s, x) = \rho_1(s, 0) \cdot ch[\theta(s)l] - (\theta^2(s)B_{TP} \cdot v_1(s, 0)/s) \cdot sh[\theta(s)l]; \quad (11)$$

$$v_2(s, l) = v_1(s, 0) \cdot ch[\theta(s)l] - (s \cdot p_1(s, 0)/\theta^2(s)B_{TP}) \cdot sh[\theta(s)l], \quad (12)$$

где $\theta(s)$ – операторный коэффициент распространения возмущений; B_{TP} – приведенный модуль упругости трубы с жидкостью.

По общепринятым формулам выполнен расчет числа Рейнольдса и сделано заключение о характере потока в трубопроводе: поток является ламинарным, что соответственно определяет свойства системы и правильность выбора математического пакета [1]. Далее по известным таблицам распределения вязкости воды при различных значениях давления и температуры найдена формула плотности функции температуры и давления [2]. При описании динамической составляющей поведения жидкости в трубе встречается величина B_{TP} , одним из множителей которой является первая производная давления по плотности $\partial p/\partial \rho$; решение может быть получено графоаналитическим способом.

С помощью полученных результатов выполняется приведение передаточных функций гидродинамической составляющей поведения жидкости в трубопроводе к виду, удобному для моделирования в среде MATLAB [3]:

$$\frac{p_2(s, l)}{p_1(s, l)} = \frac{K}{ch[\theta(s)l] + \frac{Z_{ВЛ}(s)}{Z_1(s)} sh[\theta(s)l]}. \quad (13)$$

При помощи (3) выполнен анализ частотных свойств функции, путем разложения в ряд $th[\theta(s)l]$ и с использованием максимально возможных технологических параметров получены корни функции для первых 10 резонансов.

Результаты построения ЛАЧХ показали, что в диапазоне от 0 до 10 Гц система имеет при различной протяженности от одного до нескольких резонансных частот. Выбирается данный частотный диапазон как диапазон, в котором система имеет максимальные колебательные процессы, которые гасятся самой системой в гораздо меньшей степени, чем в других частотных диапазонах. Остальные колебания, вызванные резонансами в частотных диапазонах высших порядков, гасятся самой системой, в частности электромеханической частью системы электродвигатель – насос – магистральный трубопровод. При исследованиях выбираются первые резонансы (до 10) как наиболее вредоносные. Большее количество, как показали исследования, не увеличивает точность, хотя и существенно затрудняет расчеты, т. к. приходится использовать большее количество членов гиперболического ряда. Однако в целом с использованием разложения точность существенно снижается, в то время как полученная гиперболическая передаточная функция практически со 100-процентной точностью совпадает с исследуемой при использовании поправочного коэффициента K .

Для построения модели рабочего органа рассмотрены особенности гидравлических характеристик системы: основные зависимости, последовательная и параллельная работа насосов, по паспортным данным насосов рассчитаны QH-характеристики.

Добавляя к предложенному математическому описанию динамической составляющей статическую составляющую и описание трубопроводов сетевого контура, может быть разработана математическая модель в среде MATLAB. На основании формулы определения потерь на трение в различных элементах трубопроводов Дарси-Вейсбаха, уравнений Кирхгофа и уравнения Бернулли выполнен статический расчет сетевого контура трубопроводов источника горячего водоснабжения и исследуемого участка магистральной тепловой сети [4, 5]. Тепловой выполнен по [2].

Для построения модели выполнены расчет параметров электродвигателей сетевых насосных агрегатов и расчет параметров частотного электропривода.

Выполнено построение математической модели в среде MATLAB, представлены статические и динамические составляющие трубопровода. В модели представлен источник теплоснабжения в виде каскада сетевых электронасосов (насос-электродвигатель), выходные параметры которых формируют прямой коллектор, откуда в соответствии с запросом потребителей формируются выходные технологические параметры отпускающих магистралей. В модели реализован блок температуры, учитывающий влияние температуры наружного воздуха и температуры теплоносителя. Каждый участок представлен модулем расчета динамической составляющей и статических потерь. Модель, учитывающая изменение плотности от давления и температуры, устроена так, что без перестраивания структуры, только вводя параметры системы, можно воспроизводить любой из существующих технологических режимов.

Реализация индивидуальной схемы включения выполнена на базе автономного инвертора напряжения с ШИМ-модуляцией, каналами управления напряжением и частотой и встроенным ПИД-регулятором скорости.

Для реализации моделирования управления с помощью частотного при-

вода схема электродвигателя представлена в осях ХУ теории обобщенной машины.

В качестве координаты, по которой будет осуществляться управление, выбирается давление; принцип построения системы управления выбирается, как и в других системах с распределенными параметрами [6], по принципу подчиненного регулирования, но со своими особенностями построения регулятора.

Для расчета регулятора давления в конце трубопровода необходимо рассчитать передаточные функции насосного агрегата и магистрального трубопровода.

Расчет передаточной функции насосного агрегата содержит ряд трудностей (квадрат расхода рабочей жидкости). Для получения искомой передаточной функции частично используется расчет А. К. Аракеляна и А. В. Шепелина [7]. Предложенная ими передаточная функция, раскладывающаяся в ряд, содержит степенные функции в числителе и знаменателе. Окончательно передаточная функция насоса примет вид:

$$W_H(p) = k_n \frac{-2\tau}{1 - 0,6 \cdot (1 - 2\tau p)}, \quad (14)$$

где k_n – коэффициент линеаризации кривой напора насоса от скорости; τ – время распространения волны в один конец трубопровода.

Далее выполняется расчет датчика давления обратной связи $K_{ДР}$, выбирается малая некомпенсируемая постоянная T_μ .

Передаточные функции регулятора и фильтра примут вид:

$$W_{\text{рег}}(s) = \frac{abT_\mu s + 1}{abT_\mu s} \cdot \frac{K_{ДС}(T_{H/A}s + 1)}{2 \cdot T_\mu K_{ДР} K_{\text{ТЭС}} K_{\Gamma 2} K_{H/A} s} \times \frac{T_{\text{ТР}}^2 s^2 + 2 \cdot \gamma \cdot T_{\text{ТР}} + 1}{0,00001s^2 + 0,0001s + 1}; \quad (15)$$

$$W_{\text{фco}}(s) = \frac{1}{abT_\mu s + 1}, \quad (16)$$

где T_{TP} – постоянная времени трубопровода; γ – параметр аппроксимирующей модели РП-объекта, $\gamma = \left(\omega_{PEZ(i)} / \omega_{PEZ(i-1)} \right)^2$.

По результатам исследования

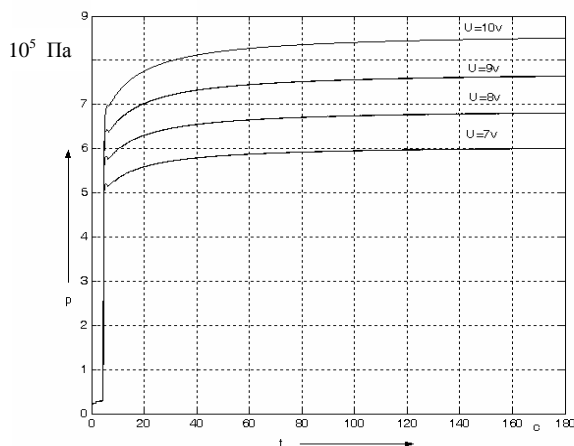


Рис. 1. График переходного процесса при использовании системы регулирования для исследуемого объекта

Применение такой системы регулирования (реализация регулятора) затруднительно с использованием стандартных контроллеров. Здесь может найти применение специальное программное обеспечение, позволяющее модели в среде MATLAB с регулятором, задающими воздействиями, обрабатывать сигналы с задатчика пульта. Такой аппаратно-программный комплекс разработан ICPDAS.

Оценка экономической эффективности от внедрения предложенной системы выполняется следующим образом.

Работа теплоисточника напрямую зависит от запроса потребителей (от требуемых расхода давления и температуры). Таким образом, каждые сутки она может изменяться. Для анализа из оперативного журнала смены взяты реальные состояния за 2005 г. Схема, количество, состав оборудования может меняться через 12 ч, следовательно, из оперативного журнала смены взято 728 различных состояний.

$T_{\Phi} = 4T_{TP}$. Результаты моделирования системы автоматического управления магистральной трубопроводной системой горячего водоснабжения от МТЭЦ-2 представлены на рис. 1 и 2.

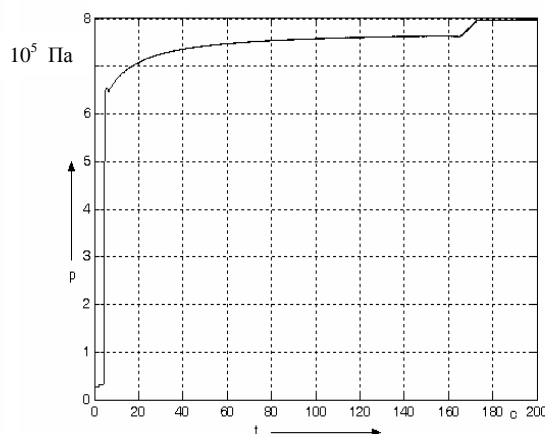


Рис. 2. График переходного процесса давления исследуемого объекта при одновременном пуске насосных агрегатов и плавном увеличении задания с 9 до 9,37 В за 10 с

$$Q_{СУМ} = \sum_{i=1}^m Q_{магистраль(i)}, \quad (17)$$

где m – общее количество отходящих от теплоисточника магистралей горячего водоснабжения.

Так как насосы второй ступени исследуемого объекта работают на один коллектор, то условно предполагается, что вся вода равномерно распределяется между работающими насосами. Тогда количество воды, приходящееся на один насос, составит в общем случае и для рассматриваемой схемы:

$$Q_{Наi} = \frac{Q_{СУМ}}{n}, \quad (18)$$

где n – количество работающих насосов

Принимается, что давление в обратном коллекторе составит 0,2 МПа.

Зная расход каждого насосного агрегата, по QH-характеристике рассчитывается давление на коллекторе, производимое каждым насосом для регулируемого $p_{РЕГ}$ и нерегулируемого $p_{НЕРЕГ}$ процессов.

Обратным пересчетом по [5] рассчитывается желаемое давление на насосном агрегате $p_{НА РЕГ}$.

Для расчета потребляемой мощности насоса используется значение перепада давлений, которое есть разница давлений в прямом и обратном коллекторах в нашем случае или разница давления напора насосов второй ступени подъема давлений и напора насосов первой ступени подъема давлений:

$$dp_{НЕ РЕГ} = p_{НА НЕ РЕГ} - p_{ОК}; \quad (19)$$

$$dp_{РЕГ} = p_{НА РЕГ} - p_{ОК}, \quad (20)$$

где $p_{ОК}$ – давление обратного коллектора.

Формула для расчета потребляемой мощности сетевого насоса (далее в расчете все значения мощности согласованы с паспортной QH-характеристикой) имеет вид:

$$N_{НА} = \frac{Q_{НА} \cdot dp \cdot k}{\eta_{НА}}, \quad (21)$$

где $\eta_{НА}$ – КПД насосного агрегата, $\eta_{НА} = 0,85$; k – коэффициент запаса на неточность характеристики насоса, для насосов более 300 кВт $k = 0,7$.

Таким образом, расчетные значения мощности насосного агрегата для регулируемого $N_{НА РЕГ}$ и прямого (нерегулируемого) $N_{НА НЕ РЕГ}$ включения

$$dN = N_{НА НЕ РЕГ} - N_{НА РЕГ}. \quad (22)$$

При установке ПЧ необходимо учесть потери мощности на преобразователе $dP_{ПЧ}$. Пусть потери в час составляют 2,5 кВт (здесь электрическая мощность будет рассеиваться на тепло при нагреве силовых ключей и блока питания).

Тогда формула (22) будет скорректирована с учетом потерь на преобразователе частоты:

$$dN = N_{НА НЕ РЕГ} - (N_{НА РЕГ} + dP_{ПЧ}). \quad (23)$$

Рассчитывается разница в потребляемой мощности за 12 ч:

$$dN_{12} = 12dN. \quad (24)$$

Для исследуемой системы dN_{12} в зимний период составит до 637,42 кВт.

Так, когда в системе работает четыре сетевых насоса, по сетевому контуру МТЭЦ-2 экономия электроэнергии составит за 12 ч:

$$dN_{c/2} = 4dN_{12}. \quad (25)$$

Общая экономия за год \mathcal{E} , кВт·ч, (для исследуемого объекта по данным за 2005 г. – 1906 МВт) определится как

$$\mathcal{E} = \sum_{i=1}^{i=728} dN_{c/2(i)}. \quad (26)$$

С учетом того, что стоимость 1 кВт 145 р. (T – тариф), ожидаемый экономический эффект в год в денежном эквиваленте $\mathcal{E}_Д$, млн р., составит:

$$\mathcal{E}_Д = T \cdot \mathcal{E}. \quad (27)$$

Для исследуемого объекта экономический эффект в год в денежном эквиваленте составит 276,36, млн р.

Помимо ожидаемого экономического эффекта целесообразно рассчитать срок окупаемости оборудования, для чего необходимо учесть затраты на внедрение оборудования.

Предполагается, что при установке частотных преобразователей ПЧ строительная часть не требуется – преобразователи крепятся навесным способом к стене или устанавливаются в пределах 5 м напольным способом.

Расчет стоимости одного комплекта оборудования выполняется исходя из следующей комплектации: преобразователь частоты (6 кВ, 630 кВт), автоматический выключатель (пятый габарит), кабельная продукция (медный кабель 4×120 мм² – 5 м), синусоидальный фильтр (3 шт.), контроллер, датчик давления (диафрагменный учет) – на общую сумму 150,4 млн р.

Далее выполняется расчет стоимости внедрения одного преобразователя: используя нормы времени Минэкономэнерго НВ12, НВ39, рассчитывают стои-

мость монтажных и наладочных работ. В расчете учитывается стоимость проектно-сметной документации, строительно-монтажных работ, пусконаладочных работ. Общая стоимость работ составит 20,7 млн р.

Общая стоимость установки 10 преобразователей с учетом комплексной наладки их как системы (C_B – стоимость внедрения) составит 1719 млн р.

Кроме того, необходимо учесть, что установка преобразователя частоты позволит снизить нагрузки на ходовые части насосного агрегата и уменьшить износ двигателя насоса. Это приводит к замене капитального ремонта электродвигателя и насосного агрегата на средний (1 раз за период в 5 лет после установки ПЧ). Такая замена дает экономию затрат ($З_p$ – замена типа ремонта) с одного сетевого электронасоса 9 млн р.

Срок окупаемости внедрения можно рассчитать по формуле

$$C_o = \frac{C_B - 10 \cdot З_p}{Э_d} . \quad (28)$$

Итак, срок окупаемости внедрения системы автоматического управления на базе разработанной математической модели в среде MATLAB с использованием аппаратно-программного комплекса при инвестициях в 1,7 млрд р. составит 6 лет.

Выводы

Предложенная методика позволяет выполнить расчет экономической эффективности и расчет срока окупаемости от внедрения систем автоматического

управления магистральными трубопроводными системами горячего водоснабжения. Изложенный материал может быть использован для оценки необходимости внедрения систем управления в магистральных трубопроводных системах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Автушенко, Н. А.** Математическое описание движения жидкости в трубопроводе с учетом распределенности параметров / Н. А. Автушенко, Г. С. Ленеvский // Вестн. МГТУ. – 2006. – № 2. – С. 18–27.
2. **Автушенко, Н. А.** Тепловой расчет систем магистральных сетей горячего водоснабжения / Н. А. Автушенко, Г. С. Ленеvский // Вестн. МГТУ. – 2006. – № 2. – С. 9–17.
3. **Автушенко, Н. А.** Анализ частотных свойств динамической составляющей поведения теплоносителя в магистральном трубопроводе / Н. А. Автушенко, Г. С. Ленеvский // Изв. вузов и энергетических объединений СНГ. – 2008. – № 6. – 31 с. : ил.
4. **Автушенко, Н. А.** Расчет статической составляющей гидродинамических процессов в магистральных трубопроводах горячего водоснабжения / Н. А. Автушенко, Г. С. Ленеvский // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 1. – С. 177–184.
5. **Ленеvский, Г. С.** Моделирование источников горячего водоснабжения магистральных трубопроводов в среде MATLAB / Г. С. Ленеvский, Н. А. Автушенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 3. – С. 123–130.
6. **Киселев, Н. В.** Электроприводы с распределенными параметрами / Н. В. Киселев, В. Н. Мядзель, Л. Н. Рассудов. – Л. : Судостроение, 1985. – 220 с. : ил.
7. **Аракелян, А. К.** Способы построения систем автоматического управления электроприводами насосов, работающих на длинные трубопроводы / А. К. Аракелян, А. В. Шепелин // Электричество. – 2001. – № 2. – С. 7–8.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 09.01.2009

N. A. Avtushenko, G. S. Lenevsky
Efficiency of control systems by transients
in the main hot waterway pipelines

Variants of control in pipeline systems of hot water supply are considered in the paper. Also, the estimation on the expediency of the regulation of the technological process parameters changing engine speed is given. The principle of design and construction of the system of automatic control by the main pipeline system of hot water supply is stated. The technological object is presented as a distributed parameter system. The design procedure of the economic efficiency and the period of recovery from the introduction of the automatic control systems is offered. The material given in the paper can be used for estimation of the necessity of introducing control systems in the main pipeline systems.