На правах рукописи

004602283

Николаев Валентин Георгиевич

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ МЕТОДЫ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ РАБОТЫ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ И ВОДООТВЕДЕНИЯ

05.23.04 – водоснабжение, канализация,
строительные системы охраны водных ресурсов

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

2 0 МАЙ 2010

Москва - 2010

Работа выполнена на кафедрах гидравлики и коммунального и промышленного водопользования Московской Государственной Академии коммунального хозяйства и строительства

Официальные оппоненты:

доктор технических наук **Лезнов Борис Семенович**

доктор технических наук, профессор **Щербаков Владимир Иванович**

доктор технических наук **Крылов Юрий Алексеевич**

Ведущая организация: **ООО «Институт «Гипрокоммунводоканал», г. Москва**

Защита состоится «09» июня 2010 г. в 11-00 на заседании диссертационного совета по защите диссертаций на соискание ученой степени доктора наук Д.303.004.01 при ~~ОАО «~~НИИ ВОДГЕО~~»~~ по адресу: 119048, Москва, Г-48, Комсомольский проспект, 42, стр. 2.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью организации, просьба направлять по адресу: 119048, Москва, Г-48, Комсомольский проспект, 42, стр. 2, диссертационный совет Д 303.004.01.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОАО «НИИ ВОДГЕО».

Автореферат разослан 26.04.2010 г.

Ученый секретарь диссертационного совета, канд. техн. наук Кедров Ю.В.Кедров

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы

Рост потребления электроэнергии в нашей стране за последнее десятилетие значительно превышал темпы ввода в эксплуатацию генерирующих мощностей, что привело к образованию дефицита резерва свободной мощности в большинстве регионов России. Проблема дефицита мощности может решаться двумя путями: либо наращиванием темпов строительства и ввода генерирующих мощностей, либо путем рачительного расхода производимой энергии и внедрением новейших энергосберегающих технологий. Необходимо учитывать, что затраты на создание 1 кВт генерирующей мощности составляют от 1500 до 2000$ США, тогда как затраты на внедрение современных энергосберегающих технологий соответственно равны от 100 до 250$. Кроме того, сроки строительства и ввода в действие тепловых, атомных и гидроэлектростанций составляют от 5 до 10 лет и требуют значительных инвестиций, тогда как результаты экономии энергии при внедрении энергосберегающих технологий могут быть получены в ближайшие один-два года.

Поэтому снижение потребления энергии в нашей стране в настоящее время представляет важнейшую народнохозяйственную проблему, основные направления решения которой сформулированы в Федеральном законе «Об энергосбережении и повышении энергоэффективности» №261-ФЗ от 23.11.09 г. Одним из крупнейших потребителей электроэнергии в стране (более 20%) являются лопастные насосные агрегаты, большая часть которых используется в промышленности, коммунальном и сельском хозяйстве.

Одним из наиболее эффективных способов экономии энергии в насосных установках, работающих с переменной нагрузкой, является применение регулируемого электропривода (РЭП). Приведенный в работе анализ результатов применения РЭП показал, что в одних случаях его установка приводит к ощутимой экономии энергии, в других – она незначительна, в-третьих, установка привода не обеспечивает получение экономии. Исследование методов и форм применения регулируемого привода

свидетельствует о том, что на практике чаще всего используются технически наиболее простые, а экономически наименее эффективные способы управления насосными установками, такие, как стабилизация давления на выходе из насоса. Степень использования потенциала энергосбережения, при этом, составляет не более 15-30%, что приводит к тому, что большая часть потенциала, даже после установки регулируемого привода остается невостребованной. Одной из основных причин такого положения является недостаточная изученность влияния РЭП на работу систем водоснабжения и водоотведения.

В диссертационной работе проблема внедрения современных энергосберегающих технологий на основе использования регулируемого привода в системах ВиВ решается путем создания математической модели виртуального насоса и математического моделирования гидродинамических систем «приемный резервуар – насосная установка – трубопроводная система». Для минимизации затрат энергии при работе насосных установок решен целый ряд оптимизационных задач с разработкой принципиально новых методов определения оптимальных параметров насосного оборудования и способов управления им. С целью оптимального распределения нагрузки между параллельно подключенными агрегатами с различными характеристиками использовались оптимизационные методы неопределенных множителей Лагранжа и проекций градиента.

Диссертационная работа выполнена на опытно-промышленных установках и промышленных объектах, а также на кафедрах гидравлики и коммунального и промышленного водопользования Московской государственной академии коммунального хозяйства и строительства (МГАКХиС).

Цель и задачи исследования

Целью настоящей работы являлось развитие научных основ энергосбережения при работе насосных установок систем водоснабжения и водоотведения на базе их математического моделирования с использованием современных информационных технологий и оптимизационных методов.

При выполнении работы были поставлены следующие задачи

1. Обосновать выбор объективного критерия для оценки энергоэффективности работы насосных установок систем водоснабжения и водоотведения (ВиВ) и составить рекомендации для определения имеющегося потенциала энергосбережения.

2. Выполнить анализ фактических режимов работы насосных установок систем ВиВ и обобщить имеющуюся информацию об эффективности различных способов управления.

3. Исследовать влияния нарушений условий гидродинамического подобия гидромашин на КПД лопастного насоса и пересчет его характеристик. Данные нарушения возникают в результате изменения частоты вращения рабочего колеса при поддержании минимально-допустимых напоров в диктующей точке водопроводной сети (при наличии статической составляющей поддерживаемого напора).

4. Разработать математическую модель функционирования виртуального и реального насосных агрегатов при оснащении их регулируемым приводом и без его использования.

5. Оценить влияние выбора способа управления насосным агрегатом и характера распределения нагрузки во времени на определение его оптимальных параметров.

6. Провести сравнительный анализ энергоэффективности различных способов управления насосной установкой с одним насосным агрегатом с учетом возможности применения регулируемого привода.

7. Исследовать особенности работы насосных агрегатов с регулируемым приводом в составе группы при их параллельном подключении.

8. Решить оптимизационную задачу минимизации затрат энергии при работе группы параллельно подключенных агрегатов, имеющих различные характеристики с оптимальным распределением нагрузки между ними.

9. Провести сравнительный анализ энергоэффективности различных способов управления при работе группы параллельного подключенных насосных агрегатов с регулируемым приводом и без его использования при переменной нагрузке.

10. Разработать практические рекомендации по снижению потребления электроэнергии насосными установками в системах водоснабжения и водоотведения.

Научная новизна

1. Впервые установлено, что базовым (эталонным) значением максимальной энергоэффективности, необходимым для определения потенциала энергосбережения насосных установок систем ВиВ, является теоретический минимум целевой функции минимизации затрат энергии, который может быть достигнут в том случае, если напор в диктующей точке водопроводной системы или на выходе из насосной установки (для систем водоотведения) на всем диапазоне изменения подачи будет минимально допустимым, а отклонения КПД от своего максимального значения равны нулю.

2. Впервые введено новое понятие «виртуальный насос» и созданы математические модели виртуальных и реальных насосных установок, работающих с постоянной и переменной частотой вращения рабочих колес. Разработка математической модели виртуального насосного агрегата открывает принципиально новые возможности для исследования энергоэффективности работы сложных гидродинамических систем «резервуар – насосная установка – трубопроводная система».

3. Разработана принципиально новая методика определения оптимальных параметров насосных установок, обеспечивающих их максимальную энергоэффективность для заданных технологических условий.

Выбор параметров насоса осуществляется путем решения оптимизационной задачи минимизации затрат энергии на всех возможных режимах его работы, с вычислением параметров наиболее эффективного виртуального насоса. Затем по полученным параметрам виртуального насоса подбирается реальный насос, параметры которого наиболее близки к виртуальному.

4. Впервые разработана методика определения области возможных режимов работы насосного агрегата с регулируемым приводом и учетом имеющихся ограничений при его эксплуатации: помпажу, кавитации, КПД, мощности электродвигателя привода, максимальному и минимальному значениям частоты вращения рабочего колеса. Определение границ области допустимых режимов обеспечивает возможность исследования совместимости характеристик насосных агрегатов при оценке целесообразности и эффективности включения их в совместную работу.

5. Впервые путем сканирования области возможных режимов работы насосов получены дифференциальные характеристики $\frac{\partial N}{\partial Q} = f_1(Q)$ и $\frac{\partial N}{\partial H} = f_2(H)$ для ряда насосных агрегатов отечественного и зарубежного производства. Исследование характера поведения полученных зависимостей обеспечивает возможность выбора оптимизационного метода для решения задач, связанных с оптимальным распределением нагрузки между насосными агрегатами при их совместной (параллельной или последовательной) работе.

6. Впервые для группы параллельно подключенных агрегатов, имеющих различные характеристики и работающих с переменной нагрузкой, решена задача одновременной оптимизации состава и режимов их работы с использованием специальной матрицы возможных состояний агрегатов. Для оценки надежности и достоверности полученных результатов задача минимизации затрат энергии была решена двумя различными оптимизационными методами: неопределенных множителей Лагранжа и проекций антиградиента (т.к. определялся минимум энергетического функционала).

Практическая ценность

Полученные результаты и выводы базируются на материалах теоретических, модельных и экспериментальных исследований режимов работы насосных установок систем водоснабжения и водоотведения коммунального хозяйства, современных промышленных и сельскохозяйственных предприятий и позволяют с высокой степенью достоверности рекомендовать их к практическому использованию в промышленных масштабах при создании новых и реконструкции действующих насосных станций систем водоснабжения и водоотведения сточных вод коммунального и промышленного происхождения.

Разработанные рекомендации и предложения подтверждены материалами теоретических и экспериментальных работ, показавших высокую степень сходимости, что обеспечивает возможность их надежного использования в производственных условиях с учетом особенностей конструктивно-технологических характеристик систем водоснабжения и водоотведения.

Апробация работы

На базе проведенных исследований разработаны научно-методические рекомендации и научно обоснованы методы снижения энергопотребления насосного оборудования систем водоснабжения и водоотведения.

Результаты и материалы выполненной работы использованы ЗАО «Водоснабжение и водоотведение», г. Москва, внедрены в ОАО «Органический синтез», г. Казань, в системе оборотного водоснабжения для обеспечения охлаждающей водой завода по производству Бифенола-А; ООО «Рузские тепловые сети», г. Руза Московской обл., при пуско-наладочных работах системы горячего водоснабжения центрального теплового пункта (ЦТП) №2, канализационной станции и водозаборного узла, г. Руза, канализационной станции и ЦТП №5 п. Тучково Московской обл.; системы аэробной биологической очистки сточных вод животноводческого комплекса ЗАО «Кузнецовский» Московской обл.; при реконструкции и пусконаладочных работах канализационной очистной станции (КОС), Когальмское МУП «Водоканал», г. Когалым;

Материалы диссертационной работы представлены на Всероссийской выставке-форуме «Энергосбережение в регионах России», М., 2003; Международной выставке «Доркоммунэкспо-2005», М., 2005; Всероссийском научно-практическом семинаре «Проблемы водоснабжения и водоотведения», г. Когалым, 2006; Международной выставке «Доркоммунэкспо-2006», М., 2006; Научно-технической конференции «Современные проблемы инженерных систем экологии городов и населенных пунктов», МГСУ, М., 2006; Международном семинаре «Экология селитебных территорий» МГСУ, М., 2006; VII Международном конгрессе «Вода: экология и технология», М., 2007; Выставке-семинаре «Москва-энергосберегающий город. Современные информационные технологии в городском хозяйстве», М., 2007; VII Международной научно-практической конференции «Экология и безопасность жизнедеятельности», Пенза, 2007; Международной научно-практической конференции «Научные основы производства ветеринарных биологических препаратов» ВНИТИБП, Щелково, 2007; VIII Международном конгрессе «Вода: экология и технология», М., 2008.

Публикации

Основное содержание диссертации отражено в 35 печатных работах, опубликованных в научных и научно-технических журналах, сборниках трудов конференций, симпозиумов и международных конгрессов, в числе которых патент на изобретение и 16 работ, опубликованных в журналах, входящих в Перечень изданий ВАК.

Структура и объем диссертации

Работа состоит из введения, 6 глав, общих выводов, списка использованной литературы и приложений. Работа изложена на 375 страницах машинописного текста, содержит 47 рисунков, 67 таблиц и 11 приложений. Библиография включает 210 наименований, из которых 78 на иностранных языках.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Обзор литературы, посвященный анализу современного состояния вопроса по теме работы, приведен в **главе 1.**

С целью экономии энергии с помощью регулирования режимов работы насосных установок в нашей стране и за рубежом все большее распространение получает регулируемый электропривод (РЭП). Практика его применения в нашей стране показывает, что в одних случаях его установка привела к существенной экономии энергии, в других – она незначительна, а в третьих – установка привода не дала сколь-нибудь ощутимых результатов. По данным публикаций энергоэффективность от применения РЭП составляет от 15-30% до 50-60%. В большинстве случаев при применении РЭП, в качестве принятого способа управления, используется стабилизация давления на выходе насосной установки. Технически этот способ наиболее легко реализуем, однако экономически наименее эффективен. При его использовании удается лишь частично (от 15 до 30%) использовать имеющийся потенциал энергосбережения, тогда как большая его часть оказывается невостребованной. Теоретические исследования, проведенные Б.С. Лезновым и многолетняя практика по применению им регулируемого привода в системах ВиВ показывает, что в большинстве случаев экономия энергии составляет от 8 до 12%, а иногда может достигать 20-25%. Одной из главных причин получения высокой экономии энергии при использовании стабилизации давления на выходе из насосной установки является несоответствие характеристик установленного оборудования параметрам систем водопотребления и водоотведения.

Поскольку покупка, монтаж и наладка РЭП требует значительных инвестиций, целесообразность и эффективность его установки должна определятся на стадии составления технико-экономического обоснования реконструкции объекта.

Несмотря на достаточно длительный период применения РЭП, до настоящего времени не существует единой, достаточно обоснованной и апробированной на практике методики его применения. Единственным

официально выпущенным документом является разработанная энергетическим институтом и утвержденная Минтопэнерго РФ в 1997г. «Инструкция по расчету экономической эффективности применения частотно-регулируемого привода». Однако в ней содержится ряд недостаточно обоснованных предпосылок и положений и поэтому полученные с ее помощью результаты определения энергоэффективности применения РЭП могут носить лишь приближенный, оценочный характер.

За весь период применения РЭП в нашей стране все усилия инженеров, технологов и ученых, занимающихся внедрением регулируемого привода в системах ВиВ, были направлены на снижение избыточных напоров в трубопроводных системах, полагая, что он является единственным и определяющим фактором в получаемой экономии энергии. Анализ работы насосного оборудования в системах ВиВ показывает, что характерной особенностью его эксплуатации является поддержание насосами в трубопроводных системах напоров, содержащих, как правило, значительную статическую составляющую развиваемого напора. При использовании различных способов управления, фактически поддерживаемые напоры при применении РЭП не будут равны напорам, которые соответствуют кривым равного значения КПД (кривым подобных режимов). Это обстоятельство необходимо учитывать при пересчете характеристик лопастных насосов, поскольку в основу используемых для этого формул заложена теория подобия гидравлических машин, в которой установлена взаимосвязь между подачами и напорами при изменении частоты вращения рабочего колеса. Непринятие во внимание этого фактора при определении энергоэффективности применения регулируемого привода приводит к завышению КПД насоса на фактических режимах его работы, что, в конечном счете, оказывает существенное влияние на результаты получаемой экономии энергии.

Кроме того, снижение избыточных напоров в трубопроводных системах ВиВ при использовании РЭП достигается путем понижения текущей частоты вращения рабочих колес $n_{тек}$, по отношению к номинальной $n_{ном}$. Анализ универсальных характеристик насосных агрегатов показывает, что любое

отклонение текущей частоты от номинальной также ведет к снижению КПД лопастного насоса. При небольших значениях отклонения $n_{тек}/n_{ном}$ снижение КПД будет малозаметным, однако, при более глубоком диапазоне регулирования (по мере увеличения соотношения $n_{тек}/n_{ном}$), из-за нарушения условий гидродинамического подобия отклонения КПД от своего максимума будут более существенными.

Фактические режимы работы насосных установок в системах ВиВ при колебании нагрузки, в большинстве случаев, даже при отсутствии регулируемого привода, выходят за пределы области, рекомендуемой заводом – изготовителем, как наиболее эффективной. Оснащение насосов регулируемым приводом приводит к ее существенному расширению.

Отклонение частоты вращения рабочего колеса насосного агрегата от номинальной, с одной стороны, позволяет снизить избыточные напоры в трубопроводных системах и, тем самым, создает благоприятные возможности для получения экономии энергии, однако, с другой стороны, оно приводит к снижению КПД а, следовательно, к увеличению потребления энергии. Вопросы снижения КПД при отклонении текущей частоты вращения лопастного насоса от номинальной требуют более глубокого изучения и проведения дополнительных исследований. Поэтому проблема энергосбережения в насосных установках, работающих в системах ВиВ, может быть успешно решена только с учетом всех выше перечисленных факторов на базе математического моделирования их работы, с использованием современных информационных технологий и методов оптимизации (минимизации) затрат энергии.

В главе 2 дано описание объектов исследования и приведены методы исследований и обработки их результатов, использованные при проведении работы. Объектами исследований являлись насосные установки систем водопотребления и водоотведения населенных пунктов и промышленных предприятий. В состав насосных станций систем водоснабжения и водоотведения входили насосные установки, состоящие из одного или нескольких агрегатов, трубопроводов, запорной и регулирующей арматуры,

контрольно-измерительной аппаратуры, аппаратуры управления и защиты. Насосные установки содержали несколько параллельно или последовательно соединенных насосов в совокупности с регулируемым и нерегулируемым электроприводом. Для привода насосов использовались преимущественно асинхронные короткозамкнутые и синхронные двигатели переменного тока. Электродвигатели имели мощность до 320 кВт и напряжение питания 380-660В. Использование современных методов научных исследований позволило определить влияние на технологические процессы различного рода внутренних и внешних воздействий и оценить эффективность предлагаемых технологических и конструктивных решений.

В главе 3 приведены результаты исследования рабочих режимов лопастного нагнетателя в нестационарном технологическом процессе.

Решение современных задач по анализу эффективности подбора насосного оборудования и способов управления им немыслимы без использования современных информационных технологий и специальных компьютерных программ. Для этого характеристики технологического процесса и обеспечивающего этот процесс оборудования должны быть представлены в виде аналитических зависимостей. При этом аппроксимирующие функции должны с достаточной степенью точности описывать изучаемый технологический процесс и характеристики используемого оборудования, и при этом не быть чрезмерно сложными и громоздкими, что затрудняло бы построение математической модели и решение оптимизационных задач.

Для пересчета напорной характеристики насоса $H = f(Q)$ было получено следующее выражение:

$$H_{тек} = A_i Q_{тек}^2 + KB_i Q_{тек} + K^2 C_i \qquad (1)$$

где: A_i, B_i, C_i – коэффициенты аппроксимации, вычисляемые методом наименьших квадратов; $K = \frac{n_{тек}}{n_{ном}}$ - коэффициент изменения частоты вращения, где: $n_{тек}$ и $n_{ном}$ – текущая и номинальная частота вращения.

Эта формула позволяет, располагая характеристикой лопастного насоса при номинальной частоте, осуществлять перерасчет напорных характеристик насосов в зависимости от задаваемой текущей частоты вращения рабочего колеса, что необходимо для эффективного управления насосными установками.

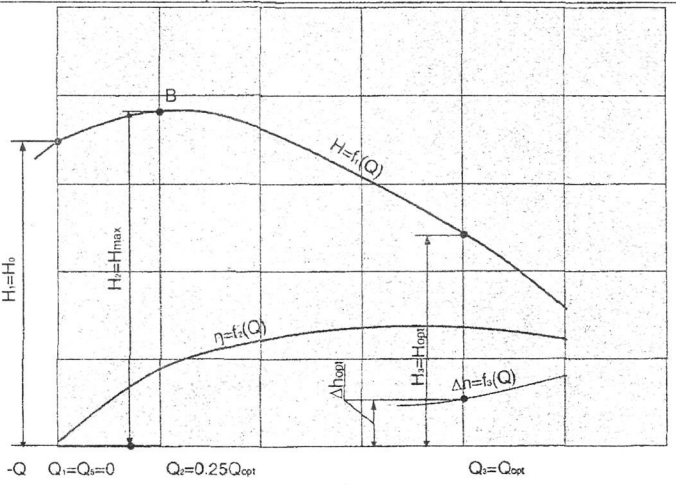
Для обеспечения возможности варьирования параметрами оборудования в широком диапазоне вне привязки к существующим конструкциям, необходимо иметь математическую модель насоса, параметры которого на оптимальном режиме (Q_{opt}, H_{opt} и η_{opt}) могут быть заранее определены в зависимости от предполагаемых условий эксплуатации и заданного характера распределения нагрузки.

Для этого представляет интерес изучение форм напорных характеристик лопастных насосов. Определенному значению быстроходности лопастного насоса n_S присуще своя специфическая форма напорной характеристики $H = f(Q)$ (рис. 1). Всякое искусственное изменение формы кривой $H = f(Q)$, как правило, вызывает снижение КПД насоса. В общем случае эта кривая представляет собой параболу, максимум которой располагается в точке B, представляющей вершину параболы, которая может быть расположена либо в I-м, либо во II-м квадранте (рис. 1, *a*, b). Для насосов с вершиной B в I-м квадранте (Q_B>0) имеется западающий участок характеристики, расположенный в области: $0<Q\leq(0{,}25\div0{,}3)\ Q_{opt}$. Данный тип характеристики $H = f(Q)$ присущ лопастным насосам с быстроходностью n_S<120. У насосов с западающей левой ветвью напорной характеристики возможны пересечение с характеристикой трубопроводной системы в двух точках. Возможность возникновения 2-х рабочих точек может привести при снижении нагрузки к возникновению явления помпажа, поэтому для насосов с $Q_B > 0$ снижение подач ниже Q_B недопустимо и должно быть учтено при определении области возможных ограничений.

В качестве критерия, характеризующего крутизну напорной характеристики, используется коэффициент крутизны $K_н = H_{max}/H_{opt}$. Коэффициент крутизны напорной характеристики $K_н$ определяется в

зависимости от значения коэффициента быстроходности n_S. Зависимость коэффициента K_H от быстроходности насоса приведена в таблице.

Коэффициент быстроходности насоса n_S	Вид напорной характеристики	Коэффициент напорной характеристики K_H
$40 < n_S < 80$	Пологая	$1{,}05 \div 1{,}08$
$80 < n_S < 150$	Средняя	$1{,}08 \div 1{,}20$
$150 < n_S < 250$	Крутопадающая	$1{,}20 \div 1{,}30$



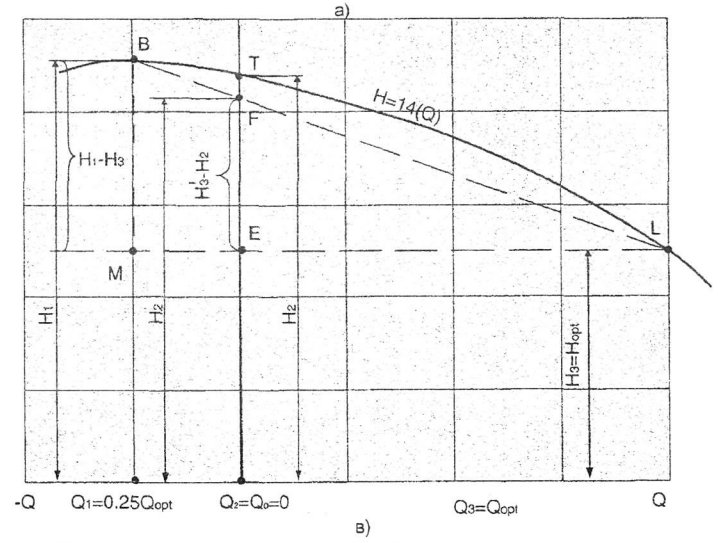


Рис. 1. К построению математической модели виртуального насоса:
а) вершина напорной характеристики (точка В) расположена в I^{м} квадранте (Q_B>0)
в) то же во II^{м} (Q_B<0)

Математические модели напорных характеристик в зависимости от расположения их вершины $H = f(Q)$ будут различны:

I. Случай, когда вершина параболы B расположена в первом квадранте (рис. 1, *а*). Представленная на рисунке кривая $H = f(Q)$ характерна для лопастных насосов в диапазоне быстроходностей от 40 до 120.

Для построения математической модели насоса необходимо получить его следующие аналитические характеристики: напорную $H = f_1(Q)$, КПД $\eta = f_2(Q)$ и кавитационную: $\Delta h = f_3(Q)$. Исходными параметрами при этом являются подача Q_{opt} и напор H_{opt} насоса на оптимальном режиме. Как указывалось ранее, напорная характеристика лопастного насоса может быть аппроксимирована полиномом 2-й степени.

Анализ форм характеристик $H = f(Q)$ для насосов с западающей левой ветвью показывает, что вершина параболы (точка B) располагается при подаче насоса, равной от 0,2 до 0,3 от Q_{opt} (рис. 1 *а*). В этой связи для получения коэффициентов аппроксимации может быть принята следующая последовательность расчетов:

1. Располагая значением Q_{opt} и H_{opt} определяется быстроходность насоса по формуле:

$$n_S = \frac{3{,}65 n \sqrt{Q_{opt}}}{(H_{opt})^{\frac{3}{4}}} \qquad (2)$$

где n – частота вращения рабочего колеса, мин$^{-1}$; Q_{opt} – подача насоса на оптимальном режиме, м^3/с; H_{opt} – напор насоса на оптимальном режиме, м.

2. Определяем напор насоса H_1 при нулевой подаче по формуле:

$$H_1 = H_{opt} \cdot K_H \qquad (3)$$

3. Принимаем ординату вершины параболы $Q_B = 0{,}25 Q_{opt}$, а значение напора, на основе анализа характеристик насосов типов: K, D и B, может быть принято равным 1,05 H_1.

4. Таким образом получаем координаты 3-х точек, необходимых для построения параболы $H = f(Q)$:

$Q_1 = 0$	$Q_2 = 0{,}25Q_{opt}$	$Q_3 = Q_{opt}$
$H_1 = H_{opt} \cdot K_H$	$H_2 = 1{,}05H_1$	$H_3 = H_{opt}$

5. Подставляем приведенные значения напоров и подач в уравнение аппроксимации и получаем систему 3-х уравнений:

$$\begin{cases} AQ_1^2 + BQ_1 + C = H_{opt} \cdot K_H \\ AQ_2^2 + BQ_2 + C = 1{,}05H_{opt} \cdot K_H \\ AQ_3^2 + BQ_3 + C = H_{opt} \end{cases} \quad (4)$$

6. Решая приведенную систему получаем значения коэффициентов аппроксимации A, B и C для случая, когда вершина параболы расположена в I-м квадранте ($Q_B > 0$).

II. Случай, когда насос имеет устойчивую ниспадающую характеристику ($n_S > 120$) приведен на рис. 1, b. Из приведенного рисунка видно, что вершина параболы располагается во II-м квадранте. Методика определения параметров насоса в характерных точках для получения коэффициентов аппроксимации может быть принята следующей:

1. Анализ форм характеристик лопастных насосов типов K, M и D показывает, что вершина параболы (точка B) располагается при подаче равной: - (0,2 ÷0,3) Q_{opt}. Принимаем значение $Q_1 = -0{,}25Q_{opt}$ (рис. 1, b).

2. Напор насоса H_1 в этой точке вычисляем с учетом быстроходности по формуле:

$$H_1 = H_{opt} \cdot K_H \quad (5)$$

3. Для построения напорной характеристики необходимо определить напор насоса в точке F (рис. 1, b), абсцисса которой Q_2 равна нулю. Для этого рассмотрим подобные треугольники LEF и LMB. Из условий их подобия можно записать следующее:

$$\frac{H_2' - H_3}{H_1 - H_3} = \frac{Q_3 - Q_2}{Q_3 - Q_1} \quad (6)$$

После преобразований находим напор в точке F

$$H_2' = \frac{Q_1 H_3 - Q_3 H_1}{Q_1 - Q_3} \quad (7)$$

Необходимый для построения параболы $H = f(Q)$ напор в точке T находим по формуле:

$$H_2 = \frac{H_1 + H_2'}{2} \tag{8}$$

При этом соблюдается условие: $H_2' < H_2 < H_1$, обеспечивающее ниспадающий характер напорной характеристики насоса.

4. Таким образом, получим координаты 3-х точек, необходимых для построения параболы $H = f(Q)$:

$Q_1 = -0{,}25Q_{opt}$	$Q_2 = 0$	$Q_3 = Q_{opt}$
$H_1 = H_{opt} \cdot K_H$	$H_2 = \frac{H_2' + H_1}{2}$	$H_3 = H_{opt}$

5. Подставляем приведенные выше значение напоров и подач в уравнение аппроксимации и получаем систему 3-х уравнений:

$$\begin{cases} AQ_1^2 + BQ_1 + C = H_{opt} \cdot K_H \\ AQ_2^2 + BQ_2 + C = H_2 \\ AQ_3^2 + BQ_3 + C = H_{opt} \end{cases} \tag{9}$$

6. Решая приведенную систему уравнений, получаем значения коэффициентов аппроксимации для случая, когда вершина параболы характеристики $H = f(Q)$ расположена во II-м квадранте ($Q_B < 0$).

Для сравнения энергоэффективности выбираемых вариантов оборудования и способов управления им важнейшей характеристикой насоса является характеристика его КПД, т.е. $\eta = f_2(Q)$. Характеристики КПД лопастных насосов с достаточной степенью точности могут быть аппроксимированы параболой вида $\eta = DQ^2 + EQ + F$. Поэтому при разработке математической модели важное значение имеет определение коэффициентов аппроксимации D, E и F по заданным значениям оптимальной подачи Q_{opt} и оптимального (максимального) значения КПД η_{max}.

Поскольку парабола вида: $\eta = DQ^2 + EQ + F$ выходит из начала координат, то при $Q_1 = 0$ будем принимать $F = 0$. Если значение подачи будет

равным $Q = Q_{opt}$, то КПД в этой точке имеет свое максимальное значение, т.е. при $Q = Q_{opt}$ $\eta = \eta_{\max}$. Поскольку парабола симметрична относительно своей вершины (при $Q = Q_{opt}$), то при $Q = 2Q_{opt}$ значение КПД равно нулю. Таким образом, можно составить следующую таблицу:

$Q_1 = 0$	$Q_2 = Q_{opt}$	$Q_3 = 2Q_{opt}$
$\eta_1 = 0$	$\eta_2 = \eta_{\max}$	$\eta_3 = 0$

Поскольку $F = 0$, получаем систему из двух уравнений:

$$\begin{cases} DQ_{opt}^{\ 2} + EQ_{opt} = \eta_{\max} \\ D \cdot 4Q_{opt}^{\ 2} + 2EQ_{opt} = 0 \end{cases} \qquad (10)$$

Располагая значениями Q_{opt} и $\eta_{\max}$, решаем приведенную систему уравнений и находим коэффициенты аппроксимации:

$$D = \frac{-\eta_{\max}}{Q_{opt}^{\ 2}}; \qquad E = \frac{2\eta_{\max}}{Q_{opt}} \qquad (11)$$

Наиболее распространенным явлением, ограничивающим область применения насосов, а, следовательно, их энергоэффективность, является кавитация. Поэтому математическая модель насоса не может быть полноценной без моделирования кавитационной характеристики насоса $\Delta h_{кр} = f(Q)$. Кавитационная характеристика насоса с достаточно высокой степенью точности может быть аппроксимирована полиномом вида: $\Delta h_{кр} = A_h Q^2 + B_h Q + C_h$, где: A_h, B_h и C_h – коэффициенты аппроксимации.

Анализ форм кавитационных характеристик насосов типов K, D и B и др. показывает, что при подаче равной 0,7 ÷ 0,8 от Q_{opt}, значение критического кавитационного запаса составляет 0,7 ÷ 0,8 от $\Delta h_{кр}^{opt}$, а при подаче, равной $Q = 1{,}25 \div 1{,}35 Q_{opt}$ его значение находится в пределах 1,2 ÷ 1,4 от $\Delta h_{кр}^{opt}$. На основании статистического анализа форм кавитационных характеристик может быть составлена следующая таблица:

$Q_1 = 0{,}8Q_{opt}$	$Q_2 = Q_{opt}$	$Q_3 = 1{,}3Q_{opt}$
$H_1 = 0{,}75\ \Delta h_{кр}^{opt}$	$H_2 = \Delta h_{кр}^{opt}$	$H_3 = 1{,}3\Delta h_{кр}^{opt}$

Вводим приведенные в таблице значения в уравнение аппроксимации:

$$\begin{cases} A_h Q_1^2 + B_h Q_1 + C_h = 0{,}75\Delta h_{кр}^{opt} \\ A_h Q_2^2 + B_h Q_2 + C_h = \Delta h_{кр}^{opt} \\ A_h Q_3^2 + B_h Q_3 + C_h = 1{,}3\Delta h_{кр}^{opt} \end{cases} \qquad (12)$$

Вычислив предварительно $\Delta h_{кр}^{opt}$ по формуле С.С. Руднева и решая приведенную выше систему уравнений, получим значения коэффициентов аппроксимации: A_h, B_h и C_h.

Основной целью моделирования является исследование энергоэффективности различных методов подбора насосного оборудования и способов управления им. В этой связи представляет интерес сопоставление параметров реальных и виртуальных насосов, включая потребление ими энергии. Такое сопоставление было проведено для ряда отечественных и зарубежных насосов. Разность результатов расчета потребляемой энергии для одинаковых условий эксплуатации и способа управления агрегатами составила менее 1,6%. Это свидетельствует о том, что разработанная математическая модель лопастного насоса достаточно полно отражает основные качества и характеристики реальных машин и поэтому может служить надежным инструментом для проведения исследований.

Известно, что основными параметрами, определяющими энергию, потребляемую насосом, являются его подача, напор и КПД, значения которых определяется его характеристиками, полученными для номинальной частоты вращения рабочего колеса. При применении регулирования частоты вращения подача, напор и КПД насоса изменяются, а пересчет его характеристик на другую частоту вращения, согласно классической теории подобия гидромашин, может быть осуществлен по формулам пересчета при одновременном соблюдении двух следующих условий: $Q_{ном}/Q_{тек} = n_{ном}/n_{тек}$ и $\frac{H_{ном}}{H_{тек}} = \left(\frac{n_{ном}}{n_{тек}}\right)^2$. При

этом, условно принимается постоянство КПД вдоль кривых подобных режимов (КПР), т.е. $\eta_{ном}/\eta_{тек}=1$.

В системах водоснабжения подача насосов задается потребителем и является неуправляемым параметром. С помощью регулируемого привода в целях экономии энергии добиваются снижения давления в трубопроводных системах. Степень снижения давлений (напоров) будет зависеть от допустимых напоров в системе, которые в значительной мере определяются значением статической составляющей напора и принятым способом управления. Однако, независимо от способа управления, стремление снизить избыточные напоры при сохранении задаваемой системой подачи, приводит к нарушению одного из двух, приведенных выше условий подобия, что ведет к снижению КПД насоса.

В работе, в качестве примера, на основании математического моделирования лопастного насоса КМ-100-65-250 приведены результаты изменения его КПД при изменении диапазона регулирования подач от $0{,}3Q_{max}$ до Q_{max} и широком диапазоне изменения статической составляющей создаваемого напора ($0 \le H_{st}/H_n \le 0{,}995$). Результаты проведенного анализа убедительно показывают, что текущее значение КПД при работе насоса с регулируемым приводом (при $H_{st} \neq 0$) является функцией двух переменных $\eta = f(Q, H_{st}/H_n)$, то есть его значение определяется не только подачей насоса, но и соотношением H_{st}/H_n.

При пересчете характеристик лопастных насосов принято считать, что его КПД вдоль кривых подобных режимов остается постоянным. Однако, еще К. Пфлейдерер в 30-е годы 20-го века в своей монографии указывал, что испытания действительных насосов не подтверждают полностью закона постоянства КПД вдоль кривых подобных режимов, т.е. выполнения условия: $\eta_{ном}/\eta_{тек}=1$. О непостоянстве КПД насоса вдоль кривых подобных режимов свидетельствуют эллипсовидные концентрические формы КПД постоянного уровня, приводимые на универсальных характеристиках насосов.

Поскольку до применения регулируемого привода этот вопрос имел чисто теоретическое значение, то с его появлением и широким внедрением в

системы ВиВ вопрос отклонения КПД насоса от своего максимального значения при изменении частоты вращения рабочего колеса перешел в практическую плоскость. С целью оценки влияния на КПД насоса отклонения текущей частоты вращения колеса от номинальной, в работе был проведен анализ универсальных характеристик лопастных насосов отечественных и зарубежных фирм. В результате проведенного анализа было установлено, что зависимость снижения КПД насоса от своего максимального значения при отклонении текущей частоты от номинальной является существенно нелинейной и в значительной мере определяется глубинный диапазона регулирования подач, т.е. соотношением $n_{тек}/n_{ном}$. При небольшой глубине регулирования $n_{тек}/n_{ном} = 0{,}85 \div 0{,}9$ снижение КПД незначительны и составляют от 2 до 4%. По мере расширения диапазона регулирования до $n_{тек}/n_{ном} = 0{,}6 \div 0{,}7$ снижение КПД на границе диапазона регулирования составляет до 6-8% для насосов небольшой производительности и может достигать 12-17% для крупных канализационных насосов. Это обстоятельство требует при определении энергоэффективности регулируемого привода учета фактора снижения значений КПД за счет отклонения текущей частоты от номинальной.

Применение энергосберегающих технологий при работе насосных установок требует для объективной оценки их энергоэффективности применения надежного критерия. Предпринимаемые попытки введения норм потребления энергии для оценки эффективности работы насосного оборудования не дали положительных результатов. Из-за большого разнообразия и несопоставимости технологических условий работы насосов, наибольшей трудностью, возникающей при оценке эффективности работы насосных установок с переменной нагрузкой, является выбор эталонного (базового) значения максимальной эффективности. Проведенные исследования по минимизации затрат энергии насосных установок показывают, что показатель базового значения максимальной энергоэффективности может быть легко увязан с теоретически минимальным значением энергетического функционала (значением целевой функции оптимизации).

Теоретический минимум энергопотребления может быть достигнут тогда, когда избыточные напоры в трубопроводной системе будут минимально допустимыми на всем диапазоне изменения нагрузки, а отклонения КПД от своего максимального значения будут равны нулю, независимо от подачи насоса. Имеющийся потенциал энергосбережения, в этом случае, может быть установлен как разность фактических затрат энергии и теоретически минимальным значением целевой функции оптимизации. Степень использования потенциала энергосбережения может служить в этом случае объективным и надежным критерием для оценки энергоэффективности применения тех или других энергосберегающих мероприятий и технологий.

В главе 4 изложена методика определения оптимальных параметров лопастного насоса, позволяющая увязать предполагаемые параметры оборудования с характеристикой трубопроводной системы и статистическим распределением нагрузки.

При использовании регулируемого электропривода для лопастных насосов их КПД будет являться функцией трех переменных $\eta = f\ (Q, H_{st}$ и $K)$. На потребляемую насосом энергию будет влиять не только само значение отклонения фактических значений КПД $\Delta\eta$ от его максимального значения, но и время работы с этим отклонением.

Поэтому, в качестве критерия максимизации КПД при переменной нагрузке, принимаем минимальное значение математического ожидания отклонений фактических значений КПД от максимального:

$$M(\Delta\eta) = \sum_{j=1}^{m} \Delta\eta_j p_j = \sum_{j=1}^{m} (\eta_{\max} - \eta_j) p_j \Rightarrow \min \qquad (13)$$

Для выполнения условия (13) необходимо таким образом расположить вершину параболы, аппроксимирующей характеристику КПД насоса (рис. 2, кривая 5, точка С), чтобы выполняя условие $\eta_c = \eta_{\max}$, площадь S (на рисунке заштрихована), представляющая собой разность площадей прямоугольника МВДЕ и параболы (кривая 5) с учетом вероятностей подач в диапазоне от Q_{min} до Q_{max} была минимальной, то есть:

$$S(Q_{opt}) = \int_{Q_{min}}^{Q_{opt}} [\eta_{max} - \eta(Q)] p(Q) dQ + \int_{Q_{opt}}^{Q_{max}} [\eta_{max} - \eta(Q)] p(Q) dQ \qquad (14)$$

$$S(Q_{opt}) \Rightarrow \min \qquad (15)$$

После преобразований получим:

$$\int_{Q_{min}}^{Q_{max}} \frac{\partial \eta(Q)}{\partial Q_{opt}} \cdot p(Q) dQ = 0 \cdot \qquad (16)$$

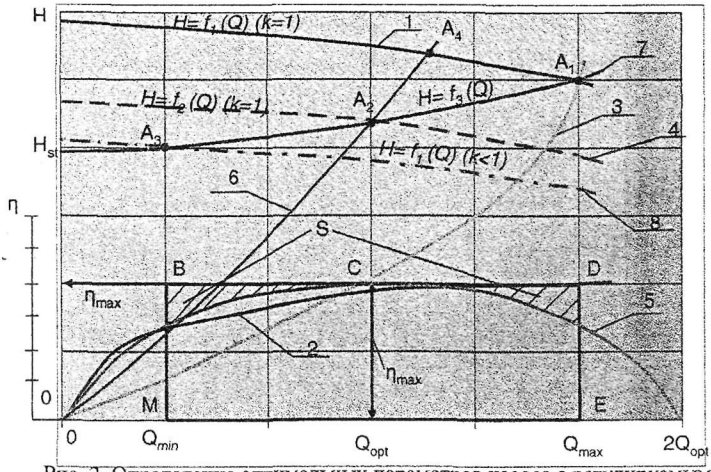


Рис. 2. Определение оптимальных параметров насоса с регулируемым электроприводом при переменной нагрузке для традиционного и рекомендуемого способов выбора

(1,2,3 - положение напорной характеристики (1), характеристики КПД (2) и кривой подобных режимов максимального значения КПД (3) для традиционного способа ; 4,5,6 –положение напорной характеристики (4), характеристики КПД (5) и кривой подобных режимов для рекомендуемого способа; 7-характеристика трубопроводной системы; 8-положение напорной характеристики при обеспечении минимальной подачи.

Характеристика КПД насоса может быть аппроксимирована полиномом второй степени:

$$\eta(Q) = DA^2 + EQ + F \qquad (17)$$

где D, E и F – коэффициенты аппроксимации.

Подставим в формулу (17) граничные условия, приведенные в таблице.

Q	0	Q_{opt}	$2Q_{opt}$
η	0	η_{max}	0

С учетом того, что парабола (17) выходит из начала координат, т.е. $F=0$ при $Q=0$, получим систему уравнений:

$$\begin{cases} F=0 \\ DQ_{opt}^2+EQ_{opt}=\eta_{max} \\ 4DQ_{opt}^2+2EQ_{opt}=0 \end{cases} \qquad (18)$$

Решая систему уравнений (18) находим значения коэффициентов аппроксимации D и E:

$$D=\frac{\Delta_D}{\Delta}=-\frac{\eta_{max}}{Q_{opt}^2}; \qquad E=\frac{\Delta_E}{\Delta}=-\frac{2\eta_{max}}{Q_{opt}} \qquad (19)$$

Подставляем полученные значения коэффициентов D и E в уравнение (16) и после преобразования получим формулу для определения оптимальной подачи, соответствующей положению максимального значения КПД:

$$Q_{opt}=\frac{\int_{Q_{min}}^{Q_{max}} Q^2 p(Q)\,dQ}{\int_{Q_{min}}^{Q_{max}} Q\ p(Q)\,dQ} \qquad (20)$$

Определяя из формулы (20) Q_{opt} и подставляя его в выражение (19) находим численные значения коэффициентов D и E в уравнении аппроксимации характеристики КПД насоса. Таким образом, получаем уравнение характеристики КПД насоса, привязанное к статистическому распределению нагрузки.

Для выбора насоса недостаточно знать только его подачу Q_{opt}, а необходимо также определить напор H_{opt} на оптимальном режиме.

При использовании такого, наиболее эффективного способа управления, как минимизация избыточных напоров в трубопроводной системе, в точке соответствующей координатам Q_{opt} и H_{opt}, должно соблюдаться три условия:

1) принадлежность к напорной характеристике подбираемого насоса;

2) принадлежность к кривой подобных режимов для максимального значения КПД;

3) равенство нулю избыточного напора (так как H_{opt} = $H_{тр}$), т.е. принадлежность к характеристике трубопроводной системы.

Этим условиям соответствует единственная точка A_2 (рис. 2, пересечение кривых 6 и 7).

При традиционной методике выбора насоса напорная характеристика $H = f_1(Q)$ при номинальной частоте вращения $(k = 1)$ пересекается с характеристикой трубопроводной системы (рис. 2, кривая 7) в точке A_1, соответствующей максимальному значению подачи. Кривая подобных режимов максимального значения КПД проходит в этом случае также через эту точку (кривая 3). При применении регулируемого привода напорная характеристика $H = f_1(Q)$ (кривая 1) становится плавающей и при уменьшении нагрузки перемещается за счет снижения частоты вращения рабочего колеса $(k < 1)$ эквидистантно самой себе и при достижении минимального значения нагрузки проходит через точку A_3, занимая положение, представленное на рис. 2 (кривая 8).

В отличие от традиционного способа выбора оборудования, оптимальной подаче насоса, вычисленной с помощью формулы (20), соответствует положение напорной характеристики $H = f_2(Q)$, представленное на рис. 2 (кривая 4). Напорная характеристика пересекается с характеристикой трубопроводной системы в точке A_2, соответствующей оптимальной подаче и оптимальному напору насоса, а, следовательно, максимальному значению КПД. Кривая подобных режимов максимального значения КПД также проходит через точку A_2 (кривую 6). При увеличении нагрузки выше оптимальной, за счет повышения частоты вращения рабочего колеса $(k > 1)$, напорная характеристика $H = f_2(Q)$ перемещается и при достижении максимального значения нагрузки занимает положение, приведенное на рис. 2. (кривая 1). При уменьшении нагрузки ниже оптимальной, за счет снижения частоты вращения рабочего колеса $(k < 1)$ напорная характеристика насоса перемещается и при достижении минимального значения нагрузки проходит через A_3, занимая положение, приведенное на рис. 2 (кривая 8).

В главе 5 приведен сравнительный анализ энергоэффективности работы насосных установок с одним насосным агрегатом, работающим при переменной

нагрузке. Для этого рассматривалась работа насосных агрегатов, подобранных по традиционной методике по максимальной (пиковой) нагрузке. В качестве примера, для сравнения энергоэффективности использовались различные по производительности насосные агрегаты отечественного и зарубежного производства, такие как: Д-3200-75, КМ-100-65-250, СР-3531/865 (Швеция), Д-1250-654, 600В-1,6/100-0. Проанализированы основные причины низкой эффективности работы насосного оборудования при переменной нагрузке. Проведено сопоставление энергоэффективности таких способов управления, как: дросселирование, стабилизация давления на выходе насосной установки, минимизация избыточных напоров в трубопроводных системах и оптимизация (минимизация избыточных напоров с предварительной оптимизацией параметров подбираемого оборудования). Приведена зависимость энергопотребления насосного агрегата от выбора давления стабилизации. Показано, что наименее эффективным способом управления с применением регулируемого привода является широко применяемая в нашей стране стабилизация давления на выходе насосной установки, т.к. позволяет использовать только незначительную часть потенциала энергосбережения.

В главе 6 приведен сравнительный анализ энергоэффективности различных способов управления работой группы параллельно подключенных насосных агрегатов с регулируемым приводом и без его использования при переменной нагрузке.

Особенностью большинства насосных систем являются значительные колебания нагрузки во времени, особенно в системах, поддающих воду непосредственно в городскую сеть, диапазон изменения подач насосных установок может находиться в широких пределах от 0,25 Q_{max} до Q_{max}. Для покрытия достаточно широких диапазонов нагрузки, а также с целью регулирования подачи на практике достаточно часто используют включение в параллельную работу двух, трех и более насосных агрегатов.

Подключение к одиночно работающему агрегату второго однотипного насоса увеличивает подачу системы менее, чем в 2 раза, а добавка подачи от включения каждого последующего насоса будет еще ниже, чем предыдущего.

Поэтому в практике водоснабжения максимальное число насосных агрегатов, включаемых в параллельную работу, составляет не более 6-8 единиц, при этом применение разнотипных насосов не меняет приведенную картину.

Регулирование подачи системы, состоящей из нескольких нерегулируемых насосных агрегатов, осуществляется путем введения в работу (или выключения из нее) дополнительного одного или нескольких агрегатов, что приводит, при отсутствии устройств плавного пуска, к скачкообразному изменению параметров всех находящихся в работе агрегатов.

Теоретический анализ работы системы, состоящей из группы параллельно подключенных насосных агрегатов, полностью или частично оснащенных регулируемым приводом, показал, что надежность и устойчивость работы такой системы может быть обеспечена только при рассмотрении ее как единой целостной динамической системы, работающей в рамках четко обозначенных пределов ограничений. Для удержания работы системы, состоящей из группы агрегатов, в рамках ограничений необходимо четко очертить область возможных (допустимых) режимов ее работы. Поскольку границы работы всей системы формируются из границ отдельных, входящих в нее агрегатов, необходимо четко установить область возможных режимов каждого агрегата с учетом ограничений. Следует особо подчеркнуть, что определение границ системы важно, как с точки зрения обеспечения надежной и устойчивой работы системы, так и выбора наиболее эффективного способа управления, поскольку положение возможных границ оказывает существенное влияние на энергетические показатели работы системы в целом.

Рассмотрим разработанную нами методику определения ограничений. При работе насосного агрегата с переменной нагрузкой происходят отклонения фактических режимов его работы от оптимального как в область более высоких значений подач (перегрузочные режимы), так и в зону пониженных подач (недогрузочные режимы). При смещении режимов работы в область больших значений подач основными причинами ограничений являются: кавитация, установленная мощность электродвигателей привода, предельно-допустимая (из условий прочности конструкции) частота вращения рабочего колеса. При

снижении подачи основными ограничениями являются: помпаж и низкий КПД насоса, а также минимально-допустимая частота вращения рабочего колеса.

Предельно-допустимое значение подачи регулируемого насосного агрегата по условию недопущения кавитации может быть получено из следующего выражения:

$$F_k = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_{н.п}}{\gamma} - \Delta h_{кр} - h_w^{вс.л} - h_{вс}, \qquad (21)$$

где F_k – кавитационный функционал, м; P_a и $P_{н.п}$ – атмосферное давление и давление насыщенного пара, Па; $\Delta h_{кр}$ – критическое значение кавитационного запаса, определяемое по кавитационной характеристике насоса в зависимости от его подачи и частоты вращения рабочего колеса, м; $h_w^{вс.л}$ – гидравлические потери на всасывающей линии насоса, зависящие от его подачи и определяемые по формуле: $h_w^{вс.л} = \alpha Q^2$, где α – коэффициент гидравлического сопротивления всасывающего трубопровода; ; γ – удельный вес жидкости, н/м^3; $h_{вс}$ – высота всасывания насоса, принимаемая равной разности отметок оси рабочего колеса и уровня воды в приемном резервуаре, м. В случае исследования параметров виртуального насоса, значение кавитационного запаса Δh может быть вычислено по формуле С.С. Руднева.

Максимально-возможную подачу для фиксированного значения напора находим из формулы (21), решая уравнение относительно подачи Q методом последовательных приближений, принимая $F_k = 0$.

Предельно-допустимую подачу по условию недопущения перегрузки электродвигателя привода насоса можно получить из выражения:

$$N_{тек} - N_{дв} = 0, \qquad (22)$$

где $N_{тек}$ – текущее значение мощности, потребляемой электродвигателем привода, кВт, вычисляемое по формуле

$$N_{тек} = \frac{\gamma Q H}{1000\eta}, \qquad (23)$$

где H – напор, для которого определяется максимально-возможная подача, м; η – КПД, вычисляемый в зависимости от подачи и частоты вращения рабочего колеса.

Предельно-допустимая подача может быть получена из формулы (22), решая уравнение методом последовательных приближений для фиксированного значения напора.

Несмотря на отставание теоретической базы по минимизации потребления энергии при работе группы параллельно подключенных агрегатов и отсутствие энергоэффективных алгоритмов управления, для этих целей используются не основные параметры, характеризующие эффективность работы насоса: напор, подача, КПД и потребляемая энергия, а такие легко доступные измерению параметры, как нагрузка электродвигателей по току и частоте тока частотного преобразователя привода. Включение (отключение) насосов в существующих системах автоматического управления производится по допустимому току нагрузки электродвигателя привода или предельной частоте электрического тока ($f = 50$ Гц), подводимого от частотного преобразователя, что соответствует номинальной частоте вращения рабочего насоса. Использование указанных приемов означает, что переключение насосов происходит на границе области возможных (часто недостаточно обоснованных) ограничений по мощности двигателя, а не по минимуму потребляемой энергии. Решение задачи минимизации энергозатрат на основе одновременной оптимизации состава и режимов работы насосных агрегатов показывает, что минимум энергии, потребляемой группой агрегатов, как правило, находится не на границе области возможных ограничений, а внутри ее.

Решение задачи минимизации затрат энергии связано с необходимостью кратковременного повышения частоты вращения рабочих колес у современного насосного оборудования при покрытии пиковой нагрузки на 20-30% превышающих номинальную. В свою очередь, увеличение частоты вращения сверх номинальной может привести к возрастанию осевых и радиальных усилий на подшипники, а, следовательно, на корпус насоса. Проведенные нами расчеты показывают, что повышение осевых и радиальных нагрузок не

вызывает неразрешимых конструктивных проблем и может быть решен при их модернизации насосов путем замены подшипников и усиления, в случае необходимости, корпуса насоса. В качестве привода модернизированных насосов наиболее эффективным будет использование выпускаемых промышленностью электродвигателей с номинальной частотой тока $f = 60$ Гц. Поскольку находящийся в эксплуатации парк насосов оснащен асинхронными электродвигателями номинальной частотой тока $f = 50$ Гц, представляет интерес исследование возможностей их использования для работы с частотой тока $f = 60 - 65$ Гц. Для подтверждения возможности работы существующих насосных агрегатов с повышенной частотой вращения интересен опыт двухлетней работы насосного агрегата КМ-125-100-160 с частотой f = 60 Гц на ЦТП № 2Ю, г. Руза Моск. обл.

Основными причинами ограничений в области недогрузочных режимов являются: помпаж, низкие значение КПД и минимально-допустимая частота вращения рабочего колеса.

Анализ геометрических форм напорных характеристик насосов показал, что явление помпажа может возникнуть у насосов с западающей левой ветвью напорной характеристики, для которых коэффициент B аппроксимирующего полинома больше нуля ($B > 0$). Это качество присуще лопастным нагнетателям с быстроходностью $n_S < 120$. Поэтому ограничение подачи по причине возникновения явления помпажа устанавливается только для насосов с коэффициентом $B > 0$.

Вся область, лежащая левее этой кривой будет областью помпажа или недопустимо низких значений КПД (рис. 3, кривая OFLA).

При работе лопастных насосов с незначительной составляющей статистического напора H_{st}/H_n, а также при достаточно широких диапазонах изменения подач возникает необходимость значительного снижения напора и подачи. Это связано с существенным снижением частоты вращения ротора электродвигателя и частоты подводимого к нему электрического тока (в случае применения частотно-регулируемого привода – ЧРП). Снижение частоты

электрического тока приводит: к снижению КПД самого насоса из-за отклонения фактических режимов работы от номинального; снижению КПД электродвигателя привода; снижению КПД частотного привода; снижению качества электрического тока, подводимого от частотного преобразователя, что связано с появлением гармоник высшего порядка и перегревом электродвигателя.

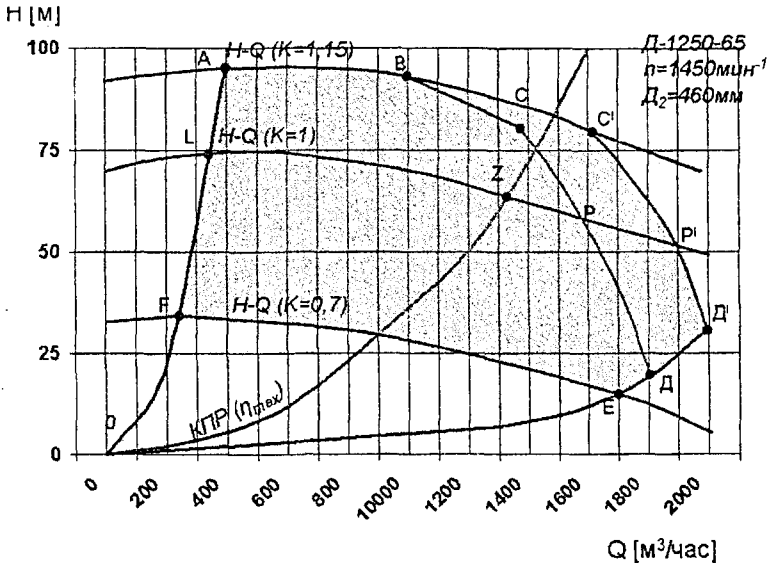


Рис. 3. Область возможных режимов работы насоса Д-1250-65 регулируемым приводом (с учетом ограничений)

где: $K=n_t/n_н$ (n_t, $n_н$ – текущая и номинальная частота вращения рабочего колеса)
A L F O; Z O; Д' Д E O – кривые подобных режимов, соответствующие принятым значениям КПД

На основе отечественного и зарубежного опыта применения ЧРП с целью недопущения перегрева электродвигателей привода из-за ухудшения качества тока принято допускать снижение вращения рабочего колеса нагнетателя частоты не более, чем в 2 раза по отношению к номинальной, т.е. принимается

$$n_{тек} / n_{ном} \geq 0.5$$

С целью определения области возможных режимов работы насосных агрегатов нами была разработана специальная компьютерная программа «SKAN-NAS», позволяющая определить границы области возможных режимов

и получить ее графическое изображение. В качестве примера, на рис. 3 показана область возможных режимов работы насоса Д-1250-65 с регулируемым приводом. При этом необходимо разделить возможные ограничения на жесткие и мягкие. Под жестким характером ограничений понимаются такие, превышение которых может привести к выходу оборудования из строя, нарушению его механической прочности и созданию аварийной ситуации. Под мягкими ограничениями будем подразумевать ограничения, нарушение которых приводит к существенному ухудшению технико-экономических показателей работы системы.

Из приведенного рисунка видно, что область возможных режимов работы насосного агрегата Д-1250-65, оснащенного регулируемым приводом, представляет криволинейный многоугольник FLABCDE, каждая из сторон которого представляет ограничение по определенному параметру: помпажу, кавитации и т.д. Область возможных режимов ограничена слева (кривая FA) по условию помпажа, сверху – кривая AB представляет ограничение по предельно-допустимой частоте вращения рабочего колеса. Кривая BC представляет ограничение по мощности электродвигателя привода. Ограничение справа (кривая CD) обусловлено кавитацией, допустимым значением КПД (кривая DE) и минимально-допустимой частотой вращения EF. Кривые AB, LZP и FE представляют собой напорные характеристики насоса для максимально-допустимой частоты вращения рабочего колеса (AB), номинальной (LZ) и минимально-допустимой (FE). Кривые OA, OZ и OED являются кривыми подобных режимов, где OA и OED построены для заданных ограничений по помпажу и минимально-допустимому значению КПД, а кривая OZ – представляет кривую подобных режимов для максимального значения КПД.

Кривая BCPD ограничений получена для установленной мощности электродвигателя $N_{дв}$ = 350 кВт и высоты всасывания, $h_{вс} = 0$. Повышение уровня в приемном резервуаре или снижение отметки оси насоса на 3 м и установка электродвигателя мощностью $N_{дв}$ = 450 кВт (вместо $N_{дв}$ = 350 кВт)

позволяет существенно расширить область возможных режимов работы насоса (рис. 3, кривая ВС'Р'Д').

При параллельной работе группы параллельно подключенных агрегатов с регулируемым приводом или при совместной работе регулируемых и нерегулируемых агрегатов возникает необходимость оптимального распределения нагрузки между насосными агрегатами. Выбор оптимизационного метода существенно зависит от характера зависимости мощности от подачи при фиксированном в данный момент времени значения напора. Разработанная нами математическая модель и программа «SKAN-NAS» позволяет не только очертить область возможных режимов работы регулируемого насоса, но и сканировать ее по вертикали (для выбранного фиксированного значения подачи) и горизонтали (для выбранного фиксированного значения напора).

Кроме того, программа «SKAN-NAS» позволяет получить дифференциальные характеристики насосных агрегатов: $\frac{\partial N}{\partial Q} = f(Q)$, что необходимо для решения задач оптимального распределения нагрузки между агрегатами (рис. 4).

На основе проведенных теоретических исследований разработан принципиально новый способ расчета оптимальных параметров для группы параллельно подключенных агрегатов, работающих при переменной нагрузке, при заданном их количестве. Как показывают результаты исследований, наибольшая энергоэффективность при работе группы насосных агрегатов, достигается в том случае, если используемые агрегаты будут разнотипными с различными значениями подач и напоров на оптимальных режимах их функционирования. Применение разнотипных агрегатов, а также одновременное функционирование регулируемых и нерегулируемых агрегатов требуют, в свою очередь, для решения задачи минимизации затрат энергии, оптимального распределения нагрузки между агрегатами. Для этого были использованы оптимизационные методы неопределенных множителей Лагранжа и метод проекций градиента.

Для решения задачи оптимизации (минимизации) затрат энергии, потребляемой группой насосных агрегатов с использованием оптимизационного метода неопределенных множителей Лагранжа был принят следующий уточненный алгоритм расчетов:

1. Из заданного статистического ряда вводится значение подачи Q_j.

2. Соответственно принятому способу управления (минимизации избыточных напоров, стабилизации и т.д.) определяется требуемый напор H_j с использованием гидравлической характеристики трубопроводной системы.

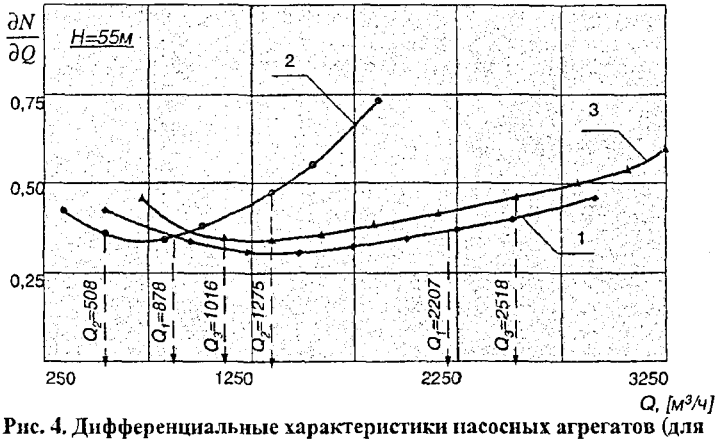


Рис. 4. Дифференциальные характеристики насосных агрегатов (для фиксированного значения напора)
1. Д-2500-62; 2. Д-1600-90; 3. Д-3200-75

3. Из заданного статистического ряда вводится значение подачи Q_j.

4. Соответственно принятому способу управления (минимизации избыточных напоров, стабилизации и т.д.) определяется требуемый напор H_j с использованием гидравлической характеристики трубопроводной системы.

5. Составляется матрица возможных состояний насосных агрегатов. Число возможных состояний принималось 2^n (где: состояние 0 – насосный агрегат не работает; состояние 1 – агрегат работает) .

6. На предварительном этапе для каждого из возможных состояний агрегатов проверяется условие их совместимости по подаче, т.е. выполнение

условий $\sum Q_{ij}^{лев} \le Q_j \le \sum Q_{ij}^{прав}$. Состояния, не удовлетворяющие данному условию, отсеиваются.

7. Для насосных агрегатов, удовлетворяющих приведенному выше критерию, производится сканирование характеристик с целью определения для рассматриваемого значения H_j левой $Q_{лев}$ и правой $Q_{прав}$ границ области возможных режимов.

8. В полученном для каждого насосного агрегата интервала подач ($Q_{ij}^{лев} \le Q_{ij} \le Q_{ij}^{прав}$) вычисляются значения $\frac{\partial N}{\partial Q}$ и строится дифференциальная характеристика $\frac{\partial N}{\partial Q} = f(Q)$ (рис. 4).

9. Производится исследование дифференциальных характеристик с целью выявления возможного минимума на исследуемом интервале подач. В случае выявления минимума левая граница интервала подач переносится в точку минимума. Реализуется процедура аппроксимации дифференциальной характеристики с достаточной степенью точности, что позволяет получить однозначное решение оптимального распределения нагрузки между агрегатами, т.е. определяются подачи каждого агрегата.

10. Определяется мощность каждого насосного агрегата, работающего в данном состоянии, а затем суммарная мощность, потребляемая группой агрегатов.

11. Поскольку возможно несколько состояний, удовлетворяющих условию подачи (пункт 4), определяется подача и мощность каждого агрегата и суммарная потребляемая мощность для других состояний. Полученные значения суммарной мощности сопоставляются между собой и выбирается ее минимальное значение.

12. Осуществляется переход к следующей подаче Q_j из статистического ряда, а затем цикл повторяется.

13. Определяются суммарные затраты энергии, потребляемой группой насосных агрегатов за год при работе оборудования на всем возможном статистическом интервале подач.

Необходимость переноса левой границы допустимых подач на дифференциальных характеристиках современных насосных агрегатов сужает область поиска возможных оптимальных решений. С учётом этого, а также с целью проверки достоверности и надёжности результатов, полученных методом неопределённых множителей Лагранжа, задача оптимального распределения нагрузки между агрегатами была решена методом проекций градиента. С целью недопущения выхода итерационного процесса за пределы установленных ограничений, была применена специальная матрица возможных состояний насосных агрегатов. Число возможных состояний принималось равным 4^n, где: n – число агрегатов (состояния 0 и 1 те же, что и в методе Лагранжа, состояние 3 – работа на левой границе ограничений, 4 - работа на правой границе ограничений).

Результаты проведенного сопоставления затрат мощности и энергии, полученных различными оптимизационными методами показывают, что они достаточно близки между собой, что свидетельствует о достоверности и высокой степени их надежности. Наряду с этим, можно сделать вывод о том, что оба метода (неопределенных множителей Лагранжа и метод проекции градиента) являются надежным инструментом, как для решения задачи минимизации энергозатрат на стадии проектирования и подбора насосного оборудования, так и для создания алгоритмов для эффективного управления им при работе насосов с переменной нагрузкой в режиме реального времени. Вместе с тем, метод проекций градиента является более предпочтительным, поскольку позволяет получить однозначное и более точное решение без использования аналитического выражения дифференциальной характеристики лопастного насоса и анализа характера её поведения.

С целью установления зависимости энергии, потребляемой группой насосных агрегатов с регулируемым приводом от их числа, параметров и способа управления при покрытии одного и того же диапазона нагрузки, а

также выявления оптимального соотношения между числом регулируемых и нерегулируемых агрегатов была разработана математическая модель, имитирующая работу насосной станции. В качестве исходных данных были приняты следующие:

– число установленных насосных агрегатов;

– диапазон изменения подач и закон его распределения во времени (либо статистическое распределение за достаточно длительный период времени, не менее одного года);

– характеристика трубопроводной системы в виде выражения:

$$H_{mp} = H_{st} + \beta Q^2;$$

– характеристики устанавливаемого оборудования, а именно: напорная $H = f_1(Q)$, КПД $\eta = f_2(Q)$ и кавитационная $\Delta h = f_3(Q)$. Характеристики насосных агрегатов могут быть представлены либо в табличной форме, либо в виде коэффициентов полиномиальной аппроксимации A_i, B_i, C_i (напорная характеристика), D_i, E_i, F_i (характеристика КПД); A_h, B_h, C_h (кавитационная характеристика).– установленная мощность электродвигателей привода насосов $N_{дві}$;

– давление насыщенных паров $P_{н.п}$ (Па);

– гидравлические потери на всасывающей линии насосов на оптимальном режиме их работы $h_{wвс}^{вс.л}$ (м);

– коэффициент кавитационной быстроходности C (для виртуальных насосов);

– значение КПД на оптимальном режиме работы (для виртуальных насосов);

– высота всасывания насосных агрегатов $h_{вс}$, принимаемая равной разнице отметок оси рабочего колеса и уровня воды в приемном резервуаре;

– минимально допустимое значение КПД;

– минимально допустимые и максимально возможные значения коэффициента изменения частоты вращения $K_{\min}$ и $K_{\max}$. Значения

коэффициента K принимались как в качестве параметра ограничения, так и критерия подключения (отключения) дополнительного агрегата в зависимости от принятого способа управления;

– способ управления насосными агрегатами;

– число и номер нерегулируемого агрегата (в случае частичного оснащения агрегатов регулируемым приводом).

Для вычисления энергии, потребляемой группой насосных агрегатов, был принят алгоритм вычислений, описанный выше в методе неопределенных множителей Лагранжа.

На основе описанного выше алгоритма была разработана специальная компьютерная программа оптимизации (минимизации) энергозатрат при работе группы насосных агрегатов при переменной нагрузке «ОРТ-21».

С помощью указанной выше компьютерной программы было проведено вычисление затрат энергии, потребляемой группой насосных агрегатов при переменной нагрузке для различных способов управления. Для покрытия одного и того же диапазона подач и ее статистического распределения число насосных агрегатов, работающих одновременно, принималось равным от одного до шести. Известно, что на значение потребляемой энергии, кроме числа насосных агрегатов, существенное влияние оказывают технологические условия и, в первую очередь, соотношение статической составляющей полного напора H_{st} и полного напора H_n. При выполнении расчетов соотношение H_{st}/H_n изменялось в широком диапазоне от 0,16 до 0,82. Если учесть, что стабилизация является предельным случаем минимизации, а соотношение H_{st}/H_n при стабилизации принято равном единице, можно считать, что был охвачен практически весь диапазон соотношений H_{st}/H_n.

В качестве примера, на рис. 5 приведены результаты построения графика зависимости потребляемой энергии за год группой насосных агрегатов, состав которой изменялся от одного до шести. Затраты энергии были подсчитаны для различных способов управления, типа насосных агрегатов и характеристик

привода. Значение статической составляющей напора для графика приведенного на рис. 5, принималось равным H_{st} = 40 м (H_{st}/H_n = 0,65).

Из графика на рис. 5 видно, что потребление энергии при покрытии одного и того же диапазона нагрузки различным числом насосных агрегатов существенно зависит от их числа, а также от принятого способа управления. Это утверждение справедливо для всех рассмотренных способов управления, кроме минимизации избыточных напоров с применением синхронного управления насосными агрегатами. Как видно из рис. 5, наиболее эффективным способом управления, по сравнению с повсеместно применяемым дросселированием, является минимизация избыточных напоров. Значительное снижение потребления энергии происходит при увеличении числа агрегатов от одного до трех или четырех, а затем дальнейшее увеличение их числа не дает сколько-нибудь заметного снижения, потребляемой энергии.

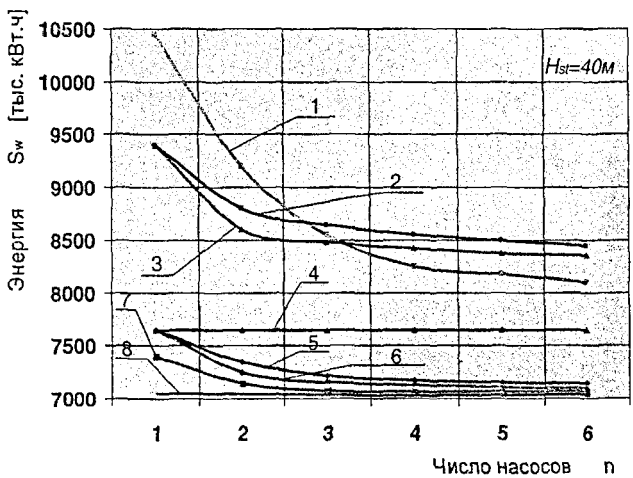


Рис. 5. Зависимость потребляемой насосными агрегатами энергии от их числа при переменной нагрузки для различных способов управления

1-дросселирование;
2-стабилизация давления на выходе из насосной установки;
3-то же с одновременно оптимизацией состава и режимов работы агрегатов;
4-минимизация избыточных напоров с синхронным управлением однотипными агрегатами;
5-то же с индивидуальном управлением однотипными агрегатами;
6-то же с одновременной оптимизацией состава и режимов работы;
7-то же с разнотипными насосными агрегатами; 8.-теоретически минимально-возможные затраты энергии (значение целевой функции оптимизации)

Наиболее эффективным способом управления насосными агрегатами является минимизация избыточных напоров в трубопроводной системе. Минимизация избыточных напоров может быть достигнута различными способами и для ее поддержания могут быть использованы как однотипные, так и разнотипные насосные агрегаты, а также, как индивидуальный, так и групповой привод. В этой связи представляет интерес сопоставление энергоэффективности различных видов минимизации. Результаты сопоставления потребляемой энергии от числа насосных агрегатов для различных способов минимизации приведены на рис. 5. С целью экономии капитальных вложений в ряде случаев вместо индивидуального привода используется групповой привод, когда несколько насосных агрегатов подключаются к одному частотному преобразователю. Управление ими осуществляется путем одновременного снижения частоты вращения рабочих колес у всех находящихся в работе агрегатов. Зависимость потребляемой энергии от числа насосных агрегатов при синхронном управлении приведена на рис. 5 (кривая 4). Из рисунка видно, что по мере увеличения числа насосных агрегатов при синхронном управлении потребляемая энергия изменяется незначительно, что свидетельствует о нецелесообразности увеличения числа агрегатов при использовании этого способа управления.

На рис. 5 также показаны кривые зависимости потребляемой энергии при минимизации избыточных напоров от числа агрегатов при выборе различных критериев подключения (отключения) дополнительного агрегата. Кривая 5 получена для случая, когда переключение агрегатов производилось при достижении рабочим колесом насоса номинальной частоты вращения, а подача насоса становится при этом равной оптимальной. Кривая 6 получена при минимизации для случая, когда в качестве критерия подключения (отключения) дополнительного агрегата принимался минимум потребляемой ими энергии. Достижение минимума потребляемой энергии достигалось путем решения задачи одновременной оптимизации (минимизации) состава и режимов работы однотипных насосных агрегатов.

Расчеты показывают, что применение оптимизации при работе группы однотипных агрегатов (рис. 5, кривая 6) позволяет при переход от одного агрегата к двум получить экономию энергии 111 тыс. кВт·ч, а при переходе к трем агрегатам экономия снижается до 40 тыс. кВт·ч и затем по мере дальнейшего увеличения числа агрегатов до шести экономия энергии продолжает плавно снижаться до 10 тыс. кВт·ч.

Значительный интерес представляет минимизация избыточных напоров при использовании разнотипных насосных агрегатов. Параметры насосов определялись теоретически, путем увязки их параметров с характеристикой трубопроводной системы и статистическим распределением нагрузки. Зависимость потребляемой энергии от числа разнотипных агрегатов, параметры которых были предварительны оптимизированы, приведена на рис. 5 (кривая 4).

На рисунке также приведена зависимость значения целевой функции оптимизации, от числа насосов, которые равны минимально-возможным затратам энергии для заданных условий эксплуатации. По полученным расчетам, видно, что в случае предварительной оптимизации параметров насосного агрегата значение потребляемой энергии может быть уменьшено на 285 тыс. кВт·ч, при переходе к двум агрегатам – на 112 тыс. кВт·ч, а затем по мере увеличения числа агрегатов до шести экономия постепенно снижается до 74 тыс. кВт·ч.

Результаты сравнения энергоэффективности различных способов минимизации избыточных напоров показывают, что наиболее энергоэффективным из них является минимизация с одновременной оптимизацией состава и режимов работы разнотипных насосов с предварительно оптимизированными параметрами агрегатов.

Основные результаты и выводы

1. Установлено, что отклонение текущей частоты вращения $n_{тек}$ от номинальной $n_{ном}$ при регулировании режимов работы насосных установок не подтверждает закона постоянства КПД вдоль кривых подобных режимов для лопастного насоса. Зависимость снижения КПД от соотношения $n_{тек}/n_{ном}$ является нелинейной и определяемой глубиной диапазона регулирования, т.е. соотношением $n_{тек}/n_{ном}$, что необходимо учитывать при определении целесообразности и энергоэффективности применения регулируемого привода.

2. Впервые установлено, что теоретически минимально возможные затраты энергии (значение теоретического минимума целевой функции оптимизации) при работе насосной установки с переменной нагрузкой могут быть достигнуты, если требуемый напор в диктующей точке водопроводной сети на всем диапазоне изменения подачи насоса будет минимально допустимым, а отклонения КПД от своего максимального значения равны нулю.

3. Показано, что теоретический минимум целевой функции оптимизации оказывается надежно связанным с понятием базового (эталонного) значения максимальной энергоэффективности установленного оборудования, а потенциал энергосбережения может быть определен как разность фактических затрат энергии, потребляемой насосом, и значением минимума целевой функции оптимизации. Степень использования потенциала энергосбережения может в этом случае быть объективным и надежным критерием для оценки не только энергоэффективности различных способов управления насосными установками, но и качества подбора ранее установленного или предлагаемого к установке оборудования.

4. Впервые введено новое понятие «виртуальный насос» и создана математическая модель для виртуальных и реальных насосов, работающих с постоянной и переменной частотой вращения. Наличие модели виртуального насоса открывает возможность для исследования энергоэффективности работы

сложных гидродинамических систем «резервуар – насосная установка – трубопроводная система».

5. Разработана принципиально новая методика определения оптимальных параметров насоса, обеспечивающих его максимальную энергоэффективность для заданных технологических условий. Выбор параметров насоса рекомендуется осуществлять на основе минимизации затрат энергии и получения параметров виртуального насоса, по которым затем подбирается реальный насос, характеристики которого наиболее близки к виртуальному.

6. Впервые разработана новая методика определения области возможных режимов работы реальных и виртуальных лопастных насосов, оснащенных регулируемым приводом, с учетом возможных ограничений при их эксплуатации (минимальное значение КПД, помпаж, кавитация, мощность электродвигателя привода, максимальное и минимальное значение частоты вращения рабочего колеса). Получение границ области возможных режимов работы насосов позволяет с помощью специально составленных компьютерных программ исследовать совместимость их характеристик при оценке целесообразности и эффективности включения насосов в параллельную или последовательную работу.

7. Впервые получены дифференциальные характеристики $\frac{\partial N}{\partial Q} = f_1(Q)$ и $\frac{\partial N}{\partial H} = f_2(H)$ при сканировании области возможных режимов работы лопастных насосов по горизонтали (H=const; Q=var) и вертикали (Q=const; H=var). Полученные зависимости могут быть использованы для решения оптимизационных задач, связанных с минимизацией потребления энергии насосами при распределении нагрузки между агрегатами для случаев их параллельного или последовательного подключения.

8. Показано, что группу параллельно подключенных агрегатов следует рассматривать как единую, целостную динамическую систему, работающую в рамках установленной области ограничений и управляемую из единого центра по заданному алгоритму. На основе математического моделирования с

решением задачи минимизации энергозатрат и использованием численных методов впервые установлено, что наибольшая энергоэффективность при работе группы насосов может быть достигнута в том случае, если в ее состав будут входить разнотипные агрегаты с различными значениями напоров и подач на номинальном режиме.

9. Впервые для группы лопастных насосов с различными характеристиками, работающими с переменной нагрузкой, решена задача минимизации затрат энергии путем одновременной оптимизации состава и режимов их работы с использованием матрицы их возможных состояний и оптимального распределения нагрузки между ними. Для решения задачи минимизации затрат энергии использовались оптимизационные методы неопределенных множителей Лагранжа и проекций антиградиента (т.к. определялся минимум затрат энергии). Установлено, что наиболее универсальным методом минимизации затрат энергии при работе группы разнотипных агрегатов является метод проекций антиградиента.

10. Впервые разработана и опробована на опытно-промышленной установке методика оценки эффективности работы насосного оборудования канализационных насосных станций с применением регулируемого привода и без его использования. Выбор насосного оборудования КНС по рекомендуемой методике и его реализация позволяют не только получить экономию энергии, но и значительно повысить качество очистки сточных вод за счет обеспечения более равномерного их поступления на очистные сооружения.

11. Показано, что применение стабилизации уровня воды в приемном резервуаре КНС, несмотря на возможность получения в определенных условиях экономии энергии, автоматически переносит неравномерность притока сточных масс с приемного резервуара КНС на сооружения биологической очистки сточных вод (аэротенки). При этом не используются регулирующая способность приемных резервуаров КНС что, как показали натурные испытания, существенно ухудшает качество очистки сточных вод.

12. Впервые проведен сравнительный анализ энергоэффективности различных способов управления насосными установками с регулируемым

приводом и без его использования. Результаты математического моделирования и промышленная апробация показали, что применение регулируемого привода позволяет получить экономию энергии от 5-10 до 25-30%, а в случае сочетания его применения с предварительной оптимизацией параметров насосных установок и гидромеханического оборудования позволит увеличить экономию энергии до 50-60%. Это обеспечит использование имеющегося потенциала энергосбережения на 95-98%, что не может быть достигнуто ни одним из других ранее известных методов.

Предложения для практики

На основании проведенных исследований разработаны научно-методические рекомендации по основам метода снижения энергопотребления технологического оборудования сооружений аэробной биологической очистки сточных вод агропромышленного комплекса (Утв. Отделением ветеринарной медицины, РАСХН, 04.12.2007 г.)

Результаты и материалы выполненной работы внедрены в ЗАО «Водоснабжение и водоотведение», г. Москва, внедрены в ОАО «Органический синтез», г. Казань, в системе оборотного водоснабжения для обеспечения охлаждающей водой завода по производству Бифенола-А с годовым экономическим эффектом 11,65 млн. руб.; ООО «Рузские тепловые сети», г. Руза Московской обл., при пуско-наладочных работах системы горячего водоснабжения центрального теплового пункта (ЦТП) №2, канализационной станции и водозаборного узла, г. Руза, канализационной станции и ЦТП №5 п. Тучково Московской обл. годовой экономический эффект 1 млн. 900 тыс. руб.; системы аэробной биологической очистки сточных вод животноводческого комплекса ЗАО «Кузнецовский» Московской обл., а также при реконструкции и пусконаладочных работах канализационной очистной станции (КОС), Когалымское МУП «Водоканал», г. Когалым с годовым экономическим эффектом 6 млн. рублей.

Основные положения диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Николаев В.Г. Повышение производительности земснарядов путем применения погружных насосов. // Строительные материалы №11, 1975, с. 32-34.

2. Николаев В.Г. Способ регулировки работы системы лопастных нагнетателей при переменной нагрузке. Патент 2230938 РФ. // Бюллетень. Изобретения. Полезные модели, 2004, № 17, ч.2.

3. Николаев В.Г. Анализ энергоэффективности различных способов управления насосными установками с регулируемым приводом. // Водоснабжение и санитарная техника, № 11, ч. 2, 2006, с. 6-16.

4. Николаев В.Г. Энергосберегающие методы выбора оптимальных параметров лопастных нагнетателей и способа управления ими в нестационарных технологических процессах. // Вестник Московского агроинженерного государственного университета им. В.П. Горячкина, № 3, 2007, с. 36-49.

5. Николаев В.Г. Энергосберегающие методы управления группой лопастных насосов при переменной нагрузке. // Экология и промышленность России, март, №3, 2008, с. 40-44.

6. Николаев В.Г. Способы повышения энергоэффективности управления насосными установками сооружений биологической очистки сточных вод. // Экология и промышленность России, январь, №1, 2008, с. 21-23.

7. Николаев В.Г. Энергосберегающие методы выбора оптимального числа, параметров и способов управления группами лопастных насосов в системах водоснабжения АПК. // Вестник Московского агроинженерного государственного университета им. В.П. Горячкина, № 1, 2008, с. 25-36.

8. Николаев В.Г. Влияние выбора способа управления лопастным насосом на определение его оптимальных параметров при переменной нагрузке. // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика, № 5, 2008, с. 23-30.

9. Николаев В.Г. Энергосберегающие способы управления режимами работы группы лопастных насосов, работающих параллельно. // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика, № 6, 2008, с. 17-25.

10. Николаев В.Г. Энергосберегающие способы управления группой лопастных насосов с регулируемым электроприводом. // Техника в сельском хозяйстве, № 3, 2008, с. 18-21.

11. Николаев В.Г. Управление группой насосов с регулируемым приводом при переменной нагрузке. // Мелиорация и водное хозяйство, № 2, 2008, с. 10-14.

12. Николаев В.Г. Выбор оптимальных параметров насосного оборудования и способов управления им. // Механизация и электрификация сельского хозяйства, № 1, 2008, с. 43-46.

13. Николаев В.Г. Управление режимами работы группы лопастных насосов. // Водоснабжение и санитарная техника, № 5, 2008, с. 9-16.

14. Николаев В.Г. Энергоэффективные способы выбора параметров и управления лопастными насосами при переменной нагрузке. // Технология нефти и газа, №5, 2008, с.40-43.

15. Николаев В.Г. Энергосберегающие способы управления режимами работы группы параллельно включённых лопастных насосов. // Гидротехническое строительство, №7, 2009, с. 50 – 56.

16. Николаев В.Г. Исследование энергоэффективности работы оборудования насосных станций. // Гидротехническое строительство, №9, 2009, с. 39 – 45.

17. Николаев В.Г. Влияние характеристик насосов на энергопотребление канализационных насосных станций и качество очистки сточных вод. // Водоснабжение и санитарная техника, №10, ч.2, 2009, с. 3 – 10.

Подписано в печать 12.04.10.
Формат 60x84 $^{1}/_{16}$. Объем 2 авт. л. Riso печать. Бумага офсетная.
Гарнитура Times New Roman. Тираж 100 экз. Заказ № 15

Отпечатано ИПЦ МГАКХиС
109029, Москва, Средняя Калитниковская ул., д. 30
Тел. 911-58-03, факс 670-71-80