

**А. М. АБАКУМОВ**

**ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЙ  
РЕГУЛИРУЕМЫЙ  
ЭЛЕКТРОПРИВОД  
ВЕНТИЛЯТОРНЫХ И НАСОСНЫХ  
УСТАНОВОК**

**Учебное пособие**

**Самара  
Самарский государственный технический университет  
2021**



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ»

---

Кафедра «Электромеханика и автомобильное электрооборудование»

А. М. АБАКУМОВ

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЙ  
РЕГУЛИРУЕМЫЙ  
ЭЛЕКТРОПРИВОД  
ВЕНТИЛЯТОРНЫХ И НАСОСНЫХ  
УСТАНОВОК

*Учебное пособие*

Самара  
Самарский государственный технический университет  
2021

Печатается по решению ученого совета СамГТУ  
УДК 621.311(075.8)  
ББК 31.29-5я73  
А 13

**Абакумов А. М.**

**Энергосберегающий регулируемый электропривод вентиляторных и насосных установок:** учеб. пособие / *А.М. Абакумов.* – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2021. – 136 с.

Приведены общие сведения о нагнетателях и характеристиках центробежных машин и способах регулирования их производительности, изложены вопросы экономии электроэнергии в насосных установках при регулировании скорости нагнетателей и типовые методики оценки технико-экономической эффективности использования частотно-регулируемого электропривода в насосных и вентиляторных установках, рассмотрена методика расчета и моделирования систем автоматической стабилизации уровня жидкости в резервуарах и давления в водопроводных системах.

Предназначено для студентов бакалавриата и магистратуры высших технических учебных заведений, обучающихся по направлению «Электроэнергетика и электротехника». Может быть использовано студентами других родственных направлений подготовки.

Рецензент: д-р техн. наук *П.К. Кузнецов*

УДК 621.311(075.8)  
ББК 31.29-5я73  
А 13

© А. М. Абакумов, 2021  
© Самарский государственный  
технический университет, 2021

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Проблема повышения энергетической эффективности электроприводов, используемых в простых установках и агрегатах, составляющих около 90% всех приводов и потребляющих до 40% всей вырабатываемой в стране электроэнергии, является одной из наиболее актуальных в электротехнике.

Предлагаемое издание адресовано студентам бакалавриата направления подготовки «Электроэнергетика и электротехника», профиля «Электромеханика», осваивающим дисциплину «Энергосберегающие технологии в электромеханике», а также студентам магистратуры, обучающимся по программе «Современные технологии в электромеханике и автоматизированном электроприводе» и может быть полезно студентам бакалавриата и магистратуры других профилей.

В учебном пособии приведены общие сведения о нагнетательных машинах и способах регулирования их технологических переменных, показана возможность существенного повышения энергетической эффективности режимов работы насосных и вентиляторных установок за счет использования частотно-регулируемого привода (ЧРП), рассмотрены вопросы расчета и моделирования систем автоматического управления напором и уровнем жидкости в гидравлических системах.

В первом разделе приведены общие сведения о типах нагнетательных машин, областях применения насосов и вентиляторов, основных переменных, характеризующих работу нагнетателей.

Во втором разделе поясняется принцип работы центробежного насоса, приведены уравнения, описывающие характеристики центробежных машин и трубопроводов, рассмотрены условия установившегося режима работы гидравлической системы.

В третьем разделе рассмотрены способы регулирования производительности и напора центробежных машин за счет

изменения числа агрегатов, с помощью затвора (дросселирования) и управления скоростью нагнетателя, показаны достоинства частотного управления.

В четвертом разделе проведен сравнительный анализ зависимости мощности на валу нагнетателя от производительности при дроссельном и частотном регулировании. Показана возможность существенного улучшения энергетических показателей установки за счет использования частотно-регулируемого привода.

В пятом разделе рассмотрена методика оценки экономии электроэнергии и экономической оценки эффективности проектов использования ЧРП в нагнетательных установках с переменной производительностью.

В шестом разделе изложены типовые методики оценки технико-экономической эффективности использования частотно-регулируемого привода в промышленных нагнетательных установках, работающих с задаваемой производительностью, и в установках ЖКХ, для которых характерен случайный характер изменения расхода воды.

В седьмом разделе рассмотрена задача стабилизации напора в диктующей точке разветвленной водопроводной сети, дана характеристика объекта управления, приведена математическая модель системы автоматического управления (САУ), обсуждаются методика и результаты моделирования динамических характеристик системы.

В восьмом разделе поясняется задача стабилизации уровня жидкости в резервуаре, сформулированы требования к качеству регулирования, разработана математическое описание САУ, проведено моделирование переходных процессов в системе.

В девятом разделе рассмотрены особенности анализа энергетической эффективности использования частотно-регулируемого привода в вентиляторных установках.

Разделы пособия содержат теоретическую часть, задания для самостоятельного выполнения, примеры расчетов и вопросы для самопроверки.

Материал, изложенный в издании, может использоваться, с учетом учебного плана, для лекционных и практических занятий, проведения лабораторных работ, а также заданий на самостоятельную работу для студентов очной и заочной форм обучения, в том числе, при дистанционной форме работы.

Учитывая актуальность проблемы энергосбережения, рассмотренные в издании исследования могут послужить основой или составной частью последующей выпускной квалификационной работы обучающихся.

## ВВЕДЕНИЕ

Проблема энерго- и ресурсосбережения в последние десятилетия становится одной из важнейших на современном этапе развития техники и технологий. Ее актуальность определяется ограниченностью традиционных топливно-энергетических ресурсов и обострением экологических проблем в условиях непрерывного роста их потребления.

В области электроэнергетики и электротехники важнейшей задачей становится разработка и внедрение мероприятий и проектов, обеспечивающих рациональное производство и потребление электроэнергии.

У нас в стране и за рубежом около 60% всей вырабатываемой электроэнергии потребляется электроприводами различных механизмов и установок в сфере промышленности, сельского хозяйства, жилищно-коммунального хозяйства и т.д.

При всем многообразии электроприводов их можно условно разделить на две группы [9].

К первой относятся электроприводы, обслуживающие сложные промышленные установки и агрегаты, например, прокатные станы, металлорежущие станки, бумагоделательные машины, роботы и т. д. Реализация технологических процессов на таких установках невозможна без тонкого управления технологическими координатами. Именно для таких установок в первую очередь разрабатывались и использовались регулируемые электроприводы.

Вторая группа электроприводов (около 90% всех приводов) используются в простых установках и агрегатах: насосах, вентиляторах, транспортерах, конвейерах и т.п.

Для привода таких установок традиционно использовались простые нерегулируемые электроприводы с асинхронными короткозамкнутыми электродвигателями (АД). Такой подход является вполне обоснованным, если установка работает с постоянной производительностью и не требует регулирования скорости.

Основным способом повышения энергоэффективности нерегулируемых электроприводов с АД является использование энергосберегающих двигателей, а также оптимизация режимов работы электроприводов [2, 9].

Однако, подавляющее большинство насосных, вентиляторных, конвейерных и других установок и агрегатов работают с переменной производительностью или требует регулирования некоторых технологических переменных.

Наиболее рациональным и энергосберегающим способом управления в этих условиях является регулирование скорости электропривода.

Именно в совершенствовании режимов работы приводов второй группы содержится огромный потенциал энергосбережения.

Экономическая целесообразность использования регулируемых приводов для указанных установок и агрегатов стала оправданной в конце прошлого века после появления на рынке приемлемых по цене частотно-регулируемых приводов на базе асинхронных короткозамкнутых двигателей.

В обсуждаемой тематике используются понятия энергосбережение и энергетическая эффективность [7, 8].

Основные виды показателей энергосбережения и энергетической эффективности устанавливает стандарт ГОСТ 31532-2012 [7].

Применительно к понятию энергоэффективность существуют различные трактовки.

Так в ГОСТе [7] дано следующее определение: «Энергоэффективность - совокупность характеристик, отражающих отношение полезного эффекта использования энергетических ресурсов к затратам энергетических ресурсов, произведенным в целях получения такого эффекта, применительно к продукции, технологическому процессу, юридическому лицу, индивидуальному предпринимателю».

Согласно этому определению при оценке энергоэффективности проектов модернизации нагнетательных установок с использованием



ЧРП следует сравнивать достигаемый полезный эффект с дополнительными затратами на реализацию проекта.

Основной полезный эффект при использовании ЧРП в насосных и вентиляторных установках заключается в сокращении потребления электроэнергии и, соответственно, экономии затрат на электроэнергию.

Дополнительные затраты на реализацию рассматриваемых проектов модернизации включают стоимость используемого преобразователя частоты, а также стоимость его монтажа и наладки.

# 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НАГНЕТАТЕЛЯХ.

## ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Нагнетателями называют машины, служащие для перемещения жидкостей и газов и повышения их потенциальной и кинетической энергии.

В зависимости от вида перемещаемого рабочего тела нагнетательные машины подразделяют на две группы: **насосы**, подающие жидкости; **вентиляторы и компрессоры** – машины, подающие воздух и технические газы.

Применительно к насосам используются следующие понятия [13, 14].

**Насосом** называется гидравлическая машина, создающая напорное перемещение жидкости при сообщении ей энергии.

**Насосный агрегат** - насос в совокупности с электроприводом и передаточным механизмом.

**Насосная установка** - комплекс оборудования, обеспечивающий работу насосов в требуемом режиме.

Насосная установка, обычно, состоит из одного или нескольких насосных агрегатов, трубопроводов, запорно-регулирующей арматуры, контрольно-измерительной аппаратуры, аппаратуры управления и защиты.

Насосные установки подразделяются на водопроводные, канализационные, теплофикационные, нефтеперекачивающие и др.

**Водопроводные насосные станции (ВНС)** подразделяют на станции I и II подъёма и повысительные. ВНС I подъёма забирают воду из источника водоснабжения и подают её на очистные сооружения. Далее обработанная вода самотёком попадает в резервуары чистой воды.

ВНС II подъёма подают воду из резервуара чистой воды по водоводам, магистралям в распределительную сеть трубопроводов, откуда она поступает потребителю. Если развиваемое давление недостаточно для подъёма воды на требуемую высоту, сооружаются

повысительные насосные станции (станции подкачки), которые осуществляют забор воды как через промежуточные резервуары, так и непосредственно из водопроводной сети. В последнем случае станции работают по схеме «из трубы в трубу».

Водопроводные насосные станции подразделяются также на ВНС технической и питьевой воды. Устройство этих ВНС одинаково, но режимы их работы отличаются друг от друга. Режим работы ВНС технической воды определяется технологическим процессом предприятия, а режим работы ВНС питьевой воды диктуется потребителями.

**Канализационные насосные станции (КНС)** предназначены для перекачки сточных вод к месту очистки. Сточные воды из самотечной канализационной сети поступают в приемный резервуар КНС, откуда подаются насосами в напорные водоводы, а из них через камеры гашения попадают в самотёчные коллекторы. Через несколько ступеней перекачки, стоки попадают на очистные сооружения (станции аэрации и т. п.).

**Теплофикационные** насосные станции предназначены для подачи горячей воды в системы отопления и горячего водоснабжения.

Источниками горячей воды являются центральные котельные и теплоэлектроцентрали, на которых устанавливаются сетевые насосы. С их помощью вода пропускается через водонагреватели (бойлеры), где она нагревается паром, поступающим из теплофикационных отборов турбин, и далее через трубопроводную сеть к тепловым пунктам потребителей. Отдав своё тепло через теплообменные аппараты, охлаждённая вода по обратной линии возвращается на всасывающий коллектор сетевых насосов.

Насосные установки **тепловых электростанций (ТЭС)** выполняют разнообразные функции в технологическом процессе выработки электрической и тепловой энергии: питательные подают воду в котельные агрегаты, конденсатные перекачивают конденсат (превратившийся в воду отработавший в турбине пар) в деаэратор. Циркуляционные обеспечивают постоянную циркуляцию

охлаждающей воды через конденсатор и охлаждающие устройства (градирни, брызгальные бассейны).

Насосные станции комплектуются одним или несколькими насосными агрегатами, количество которых колеблется в широких пределах: от 1 до 20.

Если в состав насосной установки входят несколько агрегатов, напорные и всасывающие линии насосов связывают между собой напорными и всасывающими коллекторами.

При наличии приёмных резервуаров всасывающие коллекторы могут не предусматриваться, а всасывающие линии насосов соединяются непосредственно с резервуаром.

На современных насосных установках наибольшее распространение получили лопастные насосы (центробежные и осевые).

В качестве трубопроводной арматуры в насосных установках используются задвижки, затворы, обратные клапаны.

*Машины для перемещения и сжатия воздуха и газов* подразделяют по степени сжатия на *вентиляторы, воздуходувки и компрессоры*.

*Вентиляторы* обеспечивают подачу воздуха при сравнительно низком давлении, и широко используются в системах вентиляции тоннелей, предприятий горной промышленности, системах кондиционирования воздуха производственных зданий т.д.

*Воздуходувки* используются в котельных для подачи воздуха в зону горения котлов и обеспечения эффективного горения углей, мазута, в металлургическом производстве для подачи воздуха в конвертеры, домны, мартеновские печи и т.д.

*Компрессоры* используются для подачи сжатого воздуха в цеха промышленных предприятий, для повышения давления (компримирования) природного газа на компрессорных станциях магистральных газопроводов и т.д.

В состав *вентиляторной установки* входят вентилятор с приводным двигателем и вспомогательным комплектующим оборудованием и воздухопроводы.

Систему воздухопроводов и других элементов воздушного тракта, на которые подаёт воздух вентилятор, называют вентиляционной сетью.

Для привода насосов и вентиляторов используются преимущественно асинхронные короткозамкнутые двигатели. При мощности 200 кВт и более применяются также синхронные двигатели.

Основными переменными, характеризующими работу нагнетательных машин, являются: *производительность (подача) и давление или напор*.

*Производительность (подача)  $Q$ , м<sup>3</sup>/с*— количество жидкости или газа перемещаемое машиной в единицу времени.

*Давление  $p$ , Па*, развиваемое нагнетателем, характеризует энергию, которая сообщается нагнетателем единице веса перекачиваемого продукта.

Для насосных установок используют переменную *напор*, взаимосвязанный с давлением.

*Напор  $H$ , м вод. ст.* (метры водяного столба), представляет собой высоту столба жидкости с плотностью  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, уравновешивающего давление  $p$ . Величина напора определяется соотношением

$$H = \frac{p}{\rho g},$$

где  $g$ — ускорение свободного падения, м/с.

Применительно к компрессорам различают объемную и массовую производительность. Под объемной производительностью  $Q$ , м<sup>3</sup>/с понимают объем газа, перемещаемый компрессором в единицу времени. В компрессорах из-за повышения давления и плотности газа объемная производительность на выходе меньше, чем на входе. В связи с этим объемную производительность компрессоров обычно

вычисляют по физическим условиям на входе компрессора. Массовая производительность – это масса газа, подаваемая машиной в единицу времени:

$$Q_m = \rho Q,$$

где  $\rho$  – плотность газовой среды, кг/м<sup>3</sup>.

Важнейшими энергетическими показателями нагнетателя являются **мощность и коэффициент полезного действия (КПД)**.

Различают полезную мощность  $P_{\Pi}$ , механическую мощность на валу нагнетателя  $P_{\text{мех}}$  и мощность, потребляемую двигателем из сети  $P_c$ .

Полезная мощность  $P_{\Pi}$  затрачивается на сообщение жидкости или газу энергии и определяется выражением

$$P_{\Pi} = \rho g Q H.$$

Мощность на валу  $P_{\text{мех}}$  больше полезной мощности из-за потерь энергии в нагнетателе, которые учитываются коэффициентом полезного действия нагнетателя  $\eta_H$ :

$$P_{\text{мех}} = \frac{P_{\Pi}}{\eta_H}.$$

Значение  $\eta_H$  зависит от конструкции и степени износа нагнетателя (для центробежных насосов  $\eta_H=0,6... 0,7$ , для поршневых  $\eta_H=0,8...0,9$ ). Мощность, потребляемая двигателем  $P_c$  из сети, больше мощности на валу нагнетателя вследствие потерь в двигателе и механических потерь в передаче от двигателя к нагнетателю.

Это учитывается КПД механической передачи  $\eta_{\text{мп}}$  и КПД двигателя  $\eta_d$ :

$$P_c = \frac{P_{\text{мех}}}{\eta_{\text{мп}}\eta_{\text{д}}}$$

### **Вопросы для самопроверки**

- 1) Дайте определение понятию нагнетатель.
- 2) Перечислите основные типы нагнетателей.
- 3) Укажите основные переменные, характеризующие работу нагнетателей.
- 4) Укажите основные энергетические показатели нагнетателей.

## 2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН

Схема насосной установки приведена на рис. 2.1 [11, 15, 16]. Основными элементами насосной установки являются: приемная емкость 1, напорная емкость 2, насос 3, всасывающий и нагнетательный трубопроводы. Жидкость перекачивается из приемной емкости в напорную.

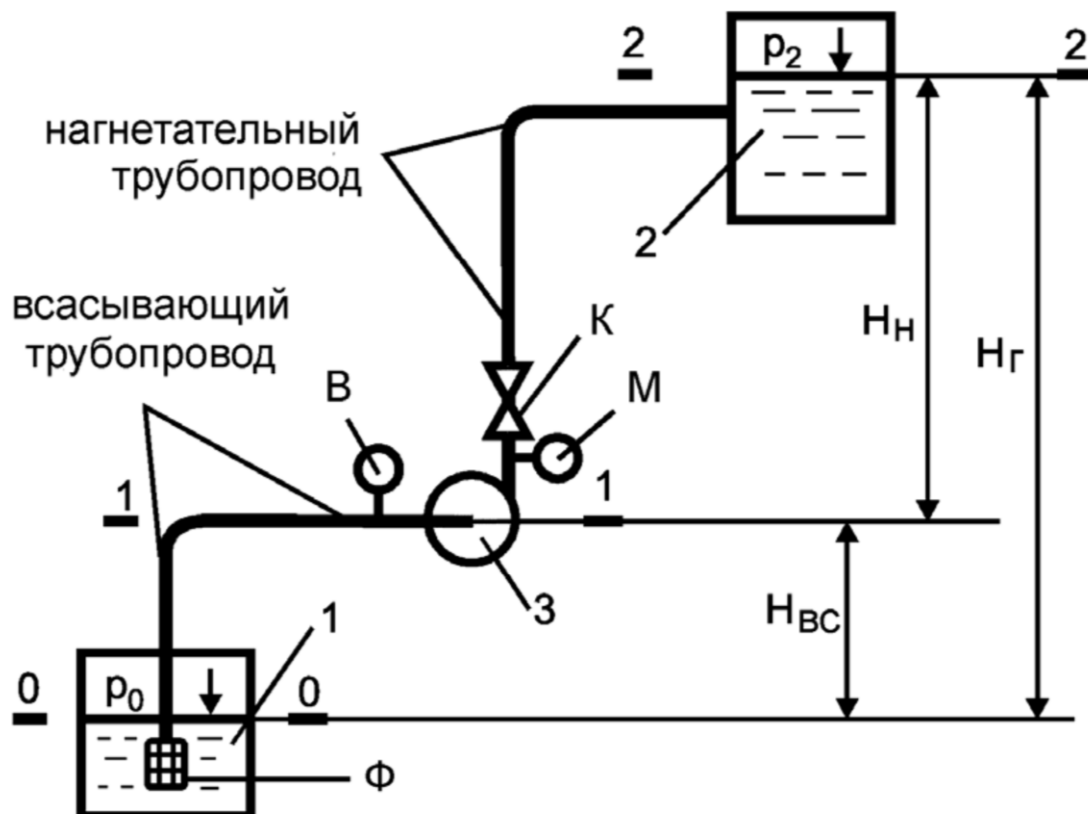


Рис. 2.1. Схема насосной установки

На схеме обозначено:  $p_0$  – давление в приемной емкости;  $p_2$  – давление в напорной емкости. Участок трубопровода от приемной емкости до насоса называется всасывающим, от насоса до напорной емкости – напорным или нагнетательным. Давление во всасывающем патрубке меньше, чем в нагнетательном (как правило, во всасывающем патрубке давление ниже атмосферного, т.е. – вакуум). Высота всасывания  $H_{вс}$  – расстояние от уровня жидкости в приемной емкости до оси насоса. Высота нагнетания  $H_{н}$  – расстояние от оси



насоса до уровня жидкости в напорной емкости. Геометрическая высота подъема жидкости  $H_{\Gamma}$  – расстояние по вертикали между уровнями жидкости в приемной и напорной емкостях. Насосная установка обычно оснащается на всасывающем трубопроводе вакуумметром В и манометром М на нагнетательном трубопроводе. На погружном конце всасывающего патрубка устанавливают фильтр-клапан Ф, а на нагнетательном трубопроводе в непосредственной близости от насоса устанавливают кран (вентиль) К.

Необходимый (или потребный) напор для обеспечения нужной подачи можно определить, из уравнения Бернулли для характерных сечений 0–0, 1–1 и 2–2:

$$H = H_{\Gamma} + \frac{p_2 - p_0}{\rho g} + h_{\text{наг}} + h_{\text{вс}}, \quad (2.1)$$

где  $h_{\text{наг}}$  и  $h_{\text{вс}}$  – потери напора на нагнетательном и всасывающем участках.

Из уравнения (2.1) следует, что потребный напор насоса  $H$  затрачивается на перемещение жидкости на геометрическую высоту подъема  $H_{\Gamma}$ , преодоление разности давлений в напорной и приемной емкостях

$$\frac{p_2 - p_0}{\rho g}$$

и преодоление гидравлических сопротивлений нагнетательного и всасывающего трубопроводов.

Сумму первых двух слагаемых в формуле (2.1) называют статическим напором:

$$H_{\text{ст}} = H_{\Gamma} + \frac{p_2 - p_0}{\rho g}. \quad (2.2)$$

При допущении о равенстве давлений в приемной и напорной емкостях статический напор равен геометрическому  $H_{\text{ст}} = H_{\Gamma}$ .

Обозначив сумму потерь напора на нагнетательном  $h_H$  и всасывающем  $h_{BC}$  участках, как потери в трубопроводах

$$h_T = h_{наг} + h_{вс}, \quad (2.3)$$

формулу (2.1) можно записать в виде:

$$H = H_{ст} + h_T. \quad (2.4)$$

Т. е. напор насоса  $H$  затрачивается на перемещение жидкости на геометрическую высоту подъема  $H_{ст}$  и потери в трубопроводах  $h_T$ .

Для транспортировки жидкостей и газов наибольшее применение в различных отраслях экономики получили центробежные машины – насосы и вентиляторы.

К центробежным машинам массового применения относятся сотни тысяч агрегатов мощностью 2...50 кВт: вентиляторы общего применения, насосы горячего и холодного водоснабжения [9].

Принцип работы центробежного насоса поясняет рис. 2.2. Рабочее колесо 3 насоса имеет лопасти 2, заключенные между дисками 7. Спиральный корпус 1 переходит в напорный патрубок, на котором монтируется задвижка 5, перекрывающая выход в напорный трубопровод 6. К центральной части рабочего колеса примыкает входной (всасывающий) патрубок 8, к которому присоединяется всасывающий трубопровод 9.

Перед пуском полости насоса и всасывающей линии заполняют жидкостью через горловину 4. Для того, чтобы жидкость при заливке насоса не вытекала из него в исходный резервуар, на погруженном конце всасывающей трубы устанавливается приемный обратный клапан 10, снабженный фильтром (сеткой) для предохранения от загрязнений.

При вращении рабочего колеса возникает центробежная сила, под действием которой жидкость между лопатками колеса устремляется к

его периферии. На всасывающем трубопроводе создается разрежение, и под действием внешнего давления жидкость поступает в центральную часть рабочего колеса. Выходя из колеса, она поступает в спиральную камеру насоса, а из нее в нагнетательный трубопровод 6. Таким образом, образуется непрерывный поток жидкости в насос, а из него – к месту подачи.

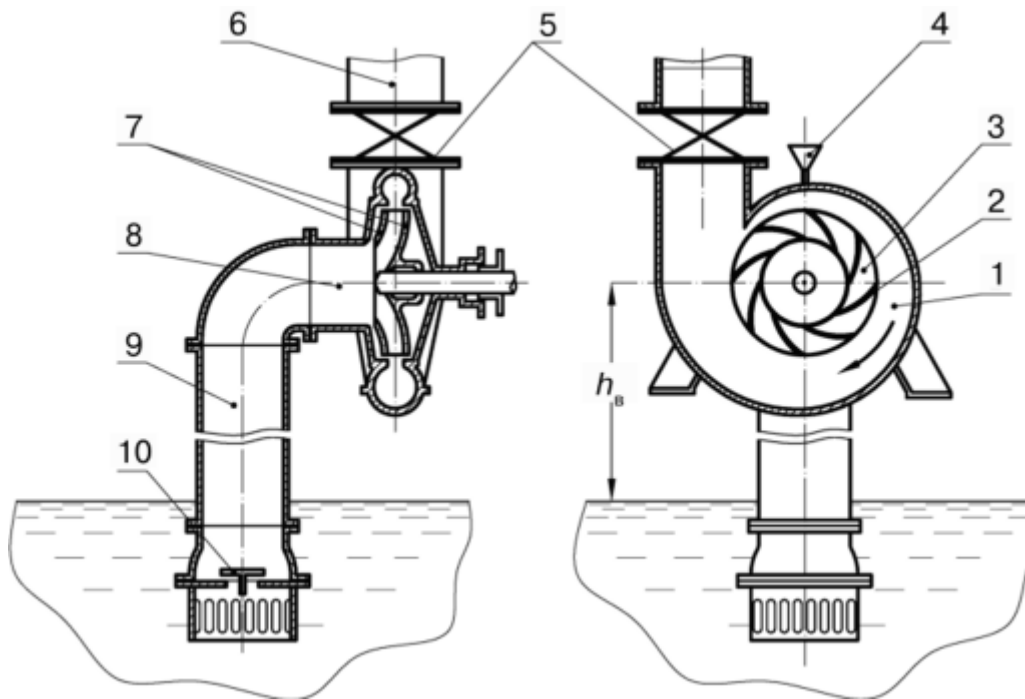


Рис.2.2. Схема центробежного насоса

По величине создаваемого напора различают: низконапорные центробежные насосы (при напоре до 20 м вод. ст.); насосы среднего давления (напор от 20 до 60 м вод. ст.), а при напоре более 60 м вод. ст. – насосы высокого давления.

#### ***Характеристики нагнетателей и трубопроводов.***

Рабочая (напорная) характеристика нагнетателя  $H_n(Q)$  устанавливает связь между разностью напоров (давлений) на выходе и входе нагнетателя и производительностью  $Q$  [13 -16]. При неизменной номинальной частоте вращения нагнетателя напорная характеристика на рабочих участках может быть описана уравнением:

$$H_H(Q) = H_\Phi - h_H(Q) = H_\Phi - S_\Phi Q^2, \quad (2.5)$$

где –  $H_\Phi$  фиктивное давление нагнетателя при  $Q = 0$ ;

$h_H(Q)$ – потери напора в нагнетателе;

$S_\Phi$  – фиктивное гидравлическое сопротивление нагнетателя.

Напорная характеристика нагнетателя (рис. 2.3) имеет вид отрезка квадратичной параболы и показывает, что с увеличением производительности напор на выходе нагнетателя снижается.

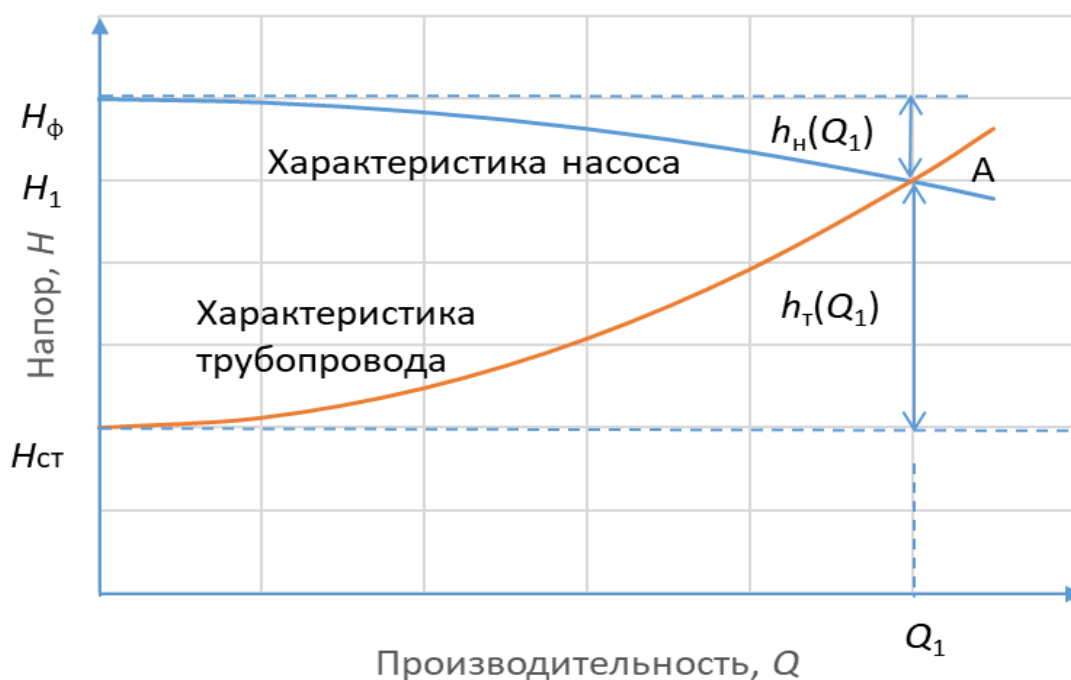


Рис. 2.3. Характеристики насоса и трубопровода

Режим работы нагнетателя определяется не только его характеристикой, но и характеристикой сети – подключенных к нагнетателю трубопроводов. Иными словами, нагнетатель и сеть должны рассматриваться как единая система.

Обобщенная характеристика трубопроводов, по которым перекачиваются жидкости и газы, отражает взаимосвязь между расходом жидкости через трубопровод и напором, который требуется для обеспечения этого расхода. Расход в системе «насос – трубопровод» равен производительности насоса.

Характеристика трубопровода описывается уравнением:

$$H_T(Q) = H_{ст} + h_T(Q) = H_{ст} + S_T Q^2, \quad (2.6)$$

где  $H_T$ - напор в начале трубопровода;

$H_{ст}$ - статический напор;

$h_T(Q)$  - потери напора (гидравлические потери) в трубопроводе;

$S_T$  - гидравлическое сопротивление трубопровода.

Как следует из последнего выражения, потери напора зависят от квадрата расхода  $Q^2$ , и при увеличении расхода потери напора (давления) в трубопроводной системе возрастают.

На рис. 2.3 приведена характеристика трубопровода и показаны отдельные составляющие уравнений (2.5), (2.6) для  $Q = Q_1$ .

В установившемся режиме напор на выходе нагнетателя  $H_H$  уравновешен напором в начале трубопровода:

$$H_H = H_T;$$

или с учетом (2.5), (2.6)

$$H_{\phi} - h_H(Q) = H_{ст} + h_T(Q). \quad (2.7)$$

Этому условию соответствует точка А (рис. 2.3), в которой графики рассматриваемых характеристик пересекаются. При этом установившийся режим характеризуется определенной производительностью (расходом)  $Q_1$  и напором  $H_1$ .

В водопроводных системах промышленных зданий, многоэтажных домов, технологических установок и т. д. на вход насоса обычно поступает вода под некоторым напором  $H_{вх}$ . В этом случае напор на выходе насоса будет

$$H_{вых} = H_H + H_{вх}. \quad (2.8)$$

Различные варианты упрощенных схем насосных установок

приведены на рис. 2.4.

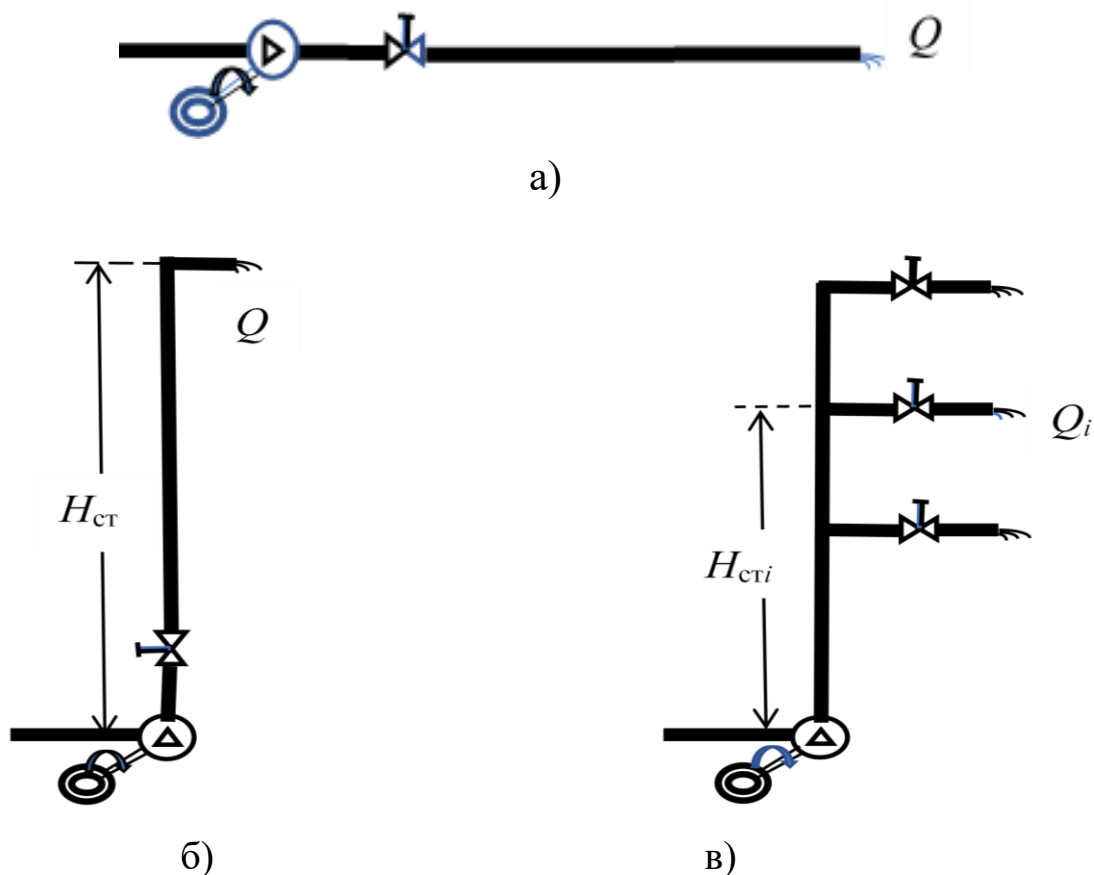


Рис. 2.4. Упрощенные схемы водопроводных систем

В схеме горизонтального трубопровода (рис. 2.4, а) статический напор равен нулю, и напор на выходе насоса расходуется только на гидравлические потери в трубопроводе:

$$H_{\text{вых}}(Q) = h_{\text{т}}(Q) = S_{\text{т}}Q^2. \quad (2.9)$$

В схеме по рис. 4, б статический напор определяется как разность высот выхода трубопровода и оси насоса, и напор на выходе насоса расходуется на преодоление статического напора и гидравлические потери в трубопроводе:

$$H_{\text{вых}}(Q) = H_{\text{ст}} + h_{\text{т}}(Q) = H_{\text{ст}} + S_{\text{т}}Q^2. \quad (2.10)$$

Следует учитывать, что напоры в разных точках трубопровода отличаются.

В схеме разветвленного трубопровода (рис. 2.4, в), характерной для многоэтажных домов и зданий, расход воды зависит от степени открытия водоразборных устройств (арматуры) у потребителей, т. е. расход диктуется потребителями. Статические напоры и гидравлические потери для отдельных точек сети различны.

Система водоснабжения [11, 15, 16] должна обеспечить подачу воды ко всем водоразборным устройствам (арматуре). Для комфортного водоснабжения в каждой  $i$ -ой точке подключения потребителей разветвленной сети должно обеспечиваться некоторое превышение напора - так называемый, свободный напор  $H_{свi}$ . Он определяется как напор на выходе насоса за вычетом статического напора  $H_{стi}$  и гидравлических потерь  $h_{тi}$  для этой точки:

$$H_{свi} = H_{вых} - (H_{стi} + h_{тi}). \quad (2.11)$$

Иными словами, напор на выходе насоса должен обеспечить подъем воды до каждого водоразборного устройства на высоту  $H_{стi}$ , возместить потери напора  $h_{тi}$  на преодоление всех сопротивлений по пути движения воды и создать необходимый рабочий (свободный) напор  $H_{свi}$ .

Статический напор  $H_{стi}$  в соответствующей точке зависит от высоты ее расположения. Суммарные гидравлические потери  $h_{тi}$  в общем случае определяются потерями на отдельных участках трубопровода от выхода насоса до соответствующей точки, и зависят от квадрата расходов на отдельных участках.

Наименьший свободный напор, в соответствии с уравнением (2.11), будет в точке подключения потребителей, для которой значение  $(H_{стi} + h_{тi})$  максимально, т. е. в наиболее высокой точке с наибольшими гидравлическими потерями.

Именно эта точка диктует требования к напору насоса

**(диктующая точка)** – напор насоса необходимо выбирать так, чтобы обеспечить требуемое значение свободного напора в диктующей точке в условиях максимальных расходов всех потребителей, когда гидравлические потери максимальны. При этом значения напоров в других точках подключения потребителей будут превышать необходимые значения.

Когда общий расход снижается (например, в водопроводных сетях ЖКХ в ночные часы), уменьшаются и гидравлические потери, а свободные напоры как в диктующей точке, так и в других точках повышаются. Это приводит: во-первых, к возрастанию утечек в сети и повышению риска аварий, и, во-вторых, к бесполезному расходу электроэнергии приводных электродвигателей насосных агрегатов на создание избыточных напоров.

В этих условиях значительный эффект может дать управление режимами работы насосных установок.

Рабочие **характеристики вентиляторов** (аэродинамические характеристики) подобны характеристиками насосов. Отличия определяются тем, что в насосах энергия расходуется на подъем и перемещение жидкости по трубопроводам, а в вентиляторах - на перемещение воздуха по воздуховодам. Кроме того, насосы перекачивают воду — несжимаемую жидкость, а воздуходувные машины — сжимаемый воздух (газ). Уравнения для рабочих характеристик вентиляторов и воздуховодов аналогичны соотношениям (2.5), (2.6) для насосов и трубопроводов. Вместо переменной - напор для вентиляторов, как правило, рассматривается давление.

### **Вопросы для самопроверки**

- 1) Что понимают под статическим напором?
- 2) Взаимосвязь каких переменных описывают характеристики нагнетателя и трубопровода. Запишите соответствующие уравнения, расшифруйте, входящие в них параметры и переменные.



- 3) Приведите графики характеристик насоса и трубопровода. Укажите на графиках рабочую точку.
- 4) Что понимают под свободным напором?
- 5) Поясните смысл понятия «диктующая точка».

### 3. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Вследствие неравномерности графика расходов потребителей возникает задача целенаправленного изменения (регулирования) производительности (подачи) нагнетателей.

Регулирование режимов работы нагнетательных установок может осуществляться различными способами [13, 14]:

- изменением количества работающих агрегатов;
- изменением схемы нагнетательной установки;
- дросселированием напорных или всасывающих напорных линий;
- изменением частоты вращения (скорости) всех или отдельных нагнетателей;
- сбросом части воды или газа из напорных коммуникаций во всасывающие.

Может использоваться и комбинация различных способов регулирования.

#### 3.1. Регулирование производительности изменением числа агрегатов

Производительность (подача) нагнетательных установок, состоящих из нескольких агрегатов, может регулироваться включением/отключением отдельных агрегатов.

Для установок с несколькими нагнетателями, работающими параллельно или последовательно, используют суммарные характеристики нескольких нагнетателей [13, 14].

При *параллельной* работе нагнетатели рабочее тело подают в один напорный водовод или воздуховод, и их общая подача равна сумме подач каждого насоса (вентилятора). График суммарной характеристики параллельно работающих нагнетателей строится сложением абсцисс их характеристик при одном и том же значении ординаты (напора). Например, если два нагнетателя имеют

одинаковые характеристики (кривая 1 на рис. 3.1, а), то суммарная характеристика (кривая 2, на рис. 3.1, а) находится удвоением производительности  $Q$  при фиксированных значениях напора.

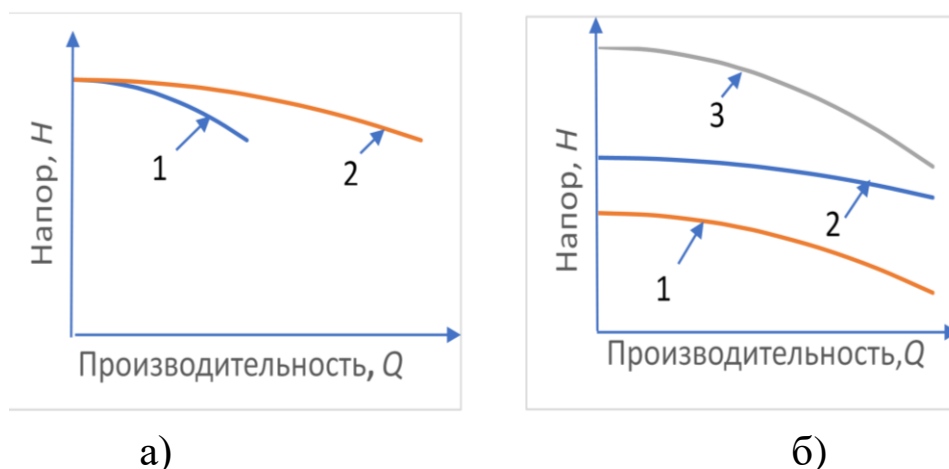


Рис. 3.1. Характеристики нагнетателей: а) при параллельном включении; б) при последовательном включении

При **последовательном** включении нагнетателей общий напор равен сумме напоров отдельных нагнетателей. График суммарной характеристики в этом случае строится сложением ординат (напоров) характеристик нагнетателей при одном и том же значении абсцисс (производительности). Пример суммарной характеристики (кривая 3 на рис. 3.1, б) нагнетателей с характеристиками 1 и 2 при последовательном включении приведен на рис. 3.1, б.

Комбинируя различные способы соединения нескольких насосов, и изменяя число работающих насосов, можно дискретно изменять режим работы установки.

### 3.2. Регулирование производительности с помощью затвора (дресселирование)

Для центробежных нагнетателей с нерегулируемой частотой вращения наиболее широко используется **дрессельное регулирование (регулирование задвижкой)**. Дресселирующее устройство для насосов, как правило, устанавливается на напорном трубопроводе, на

выходе насоса.

В вентиляторных установках дросселирование потока осуществляется введением в вентиляционную сеть дополнительного аэродинамического сопротивления (поворотные шиберы, жалюзи). Дросселирующий элемент устанавливают после нагнетательного патрубка вентилятора при нагнетательной вентиляции и перед всасывающим устройством вентилятора при всасывающей вентиляции.

Для насосной установки характеристика трубопровода с полностью открытым затвором показана на рис. 3.2, кривая 1.

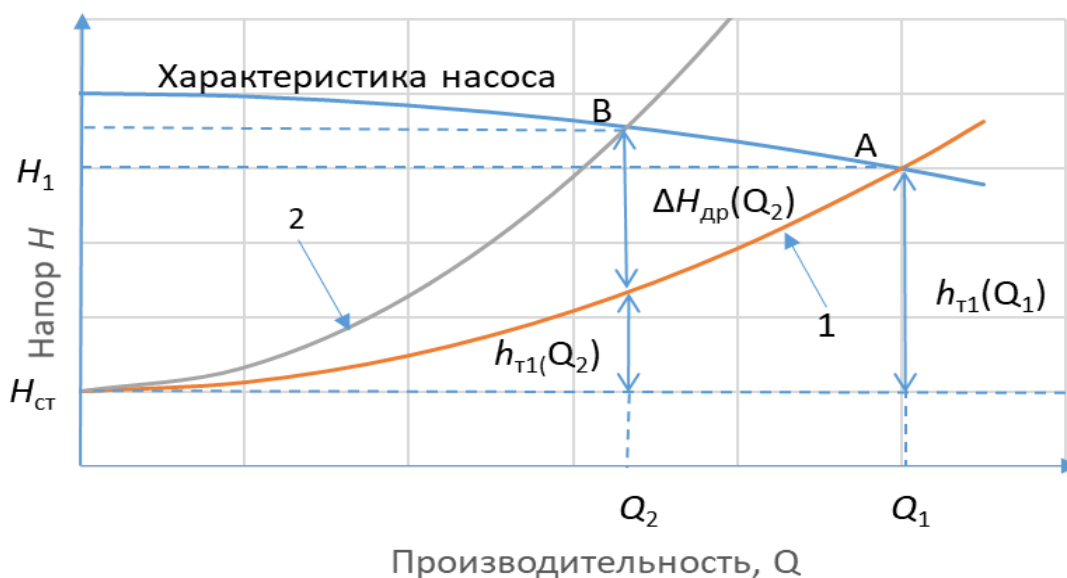


Рис. 3.2. Графики характеристик при дроссельном регулировании

Установившемся режиму работы с подачей  $Q_1$  соответствует рабочая точка А, в которой напор на выходе насоса уравновешен статическим напором  $H_{ст}$  и гидравлическими потерями  $h_{т1}(Q_1)$  в трубопроводе:

$$H_1 = H_{ст} + h_{т1}(Q_1) = H_{ст} + S_T Q_1^2. \quad (3.1)$$

Если затвор (дроссель) прикрывают, то в трубопроводной сети появляется дополнительное гидравлическое сопротивление,  $S_{др}$ , на котором возникают дополнительные потери напора:

$$\Delta H_{\text{др}}(Q) = S_{\text{др}} Q_2^2. \quad (3.2)$$

А общие гидравлические потери в трубопроводной сети становятся равны

$$h_{\text{т2}}(Q) = h_{\text{т1}}(Q) + \Delta H_{\text{др}}(Q) = S_{\text{т}} Q_2^2 + S_{\text{др}} Q_2^2. \quad (3.3)$$

Уравнение (3.1) в этом случае преобразуется к виду:

$$H_2 = H_{\text{ст}} + h_{\text{т2}}(Q_2) = H_{\text{ст}} + S_{\text{т}} Q_2^2 + S_{\text{др}} Q_2^2. \quad (3.4)$$

Характеристика трубопроводной сети с дросселем принимает вид кривой 2 на рис. 3.2. Новому установившемуся режиму соответствует точка В на том же рисунке. В новом режиме производительность снижается до значения  $Q_2$ , гидравлические потери  $h_{\text{т1}}(Q_2)$  в трубопроводе за дросселем снижаются, напор на выходе нагнетателя повышается до значения  $H_2$ .

При таком способе регулирования для преодоления потерь напора на дросселе *бесполезно расходуется энергия* приводного двигателя.

За счет изменения степени закрытия дросселя могут быть получены и промежуточные характеристики трубопроводной сети и, соответственно, различные значения производительности.

Обратим внимание на то, что производительность при этом регулируется только в сторону снижения. Причем, чем больше степень закрытия дросселя, тем меньше производительность и больше потери мощности на регулирование.

Таким образом, энергетическая эффективность этого способа регулирования низка, а его широкое применение связано с простотой реализации.

Для расчетов удобно использовать относительные единицы (о. е.). Примем за базовые величины номинальный напор  $H_{\text{ном}}$  и номинальную подачу  $Q_{\text{ном}}$  нагнетателя. Тогда рассматриваемые переменные в относительных единицах будут:

$$H_H^* = \frac{H_H}{H_{НОМ}}, \quad H_{СТ}^* = \frac{H_{СТ}}{H_{НОМ}}, \quad Q_H^* = \frac{Q_H}{Q_{НОМ}}. \quad (3.5)$$

Гидравлическое сопротивление так же будем выражать в относительных единицах, оставив прежнее обозначение. Подача в относительных единицах может изменяться от 0 до 1.

Как показано в [9], напор нагнетателя в области рабочих подач можно принять постоянным:

$$H_H(Q) = H_{НОМ} = \text{const.}$$

Или в относительных единицах

$$H_H^*(Q^*) = \frac{H_H}{H_{НОМ}} = 1.$$

На графике это будет горизонтальная линия Н.

Выражение для рабочей характеристики трубопровода без дросселя (3.1), в относительных единицах, будет:

$$H_{Т1}^*(Q^*) = H_{СТ}^* + S_{Т1} Q^{*2}. \quad (3.6)$$

Формула (3.4) для рабочей характеристики трубопровода с дросселем, в относительных единицах, преобразуется к виду:

$$H_{Т2}^*(Q^*) = H_{СТ}^* + S_{Т2} Q^{*2} = H_{СТ}^* + (S_{Т1} + S_{др}) Q^{*2}. \quad (3.7)$$

Откуда суммарное гидравлическое сопротивление трубопроводной сети, необходимое для обеспечения заданной подачи  $Q_{тр}^*$ , можно найти по выражению:

$$S_{T2} = \frac{1 - H_{ст}^*}{Q_{тр}^{*2}}. \quad (3.8)$$

Сопротивление дросселя, требуемое для обеспечения заданной подачи, определяется выражением:

$$S_{др} = S_{T2} - S_{T1}. \quad (3.9)$$

Потери напора на дросселе в относительных единицах:

$$\Delta H_{др}^*(Q^*) = \frac{H_{др}(Q^*)}{H_{ном}} = S_{др} Q_{тр}^{*2}. \quad (3.10)$$

Для малых степеней сжатия мощность нагнетателя, в относительных единицах, упрощенно, определяется выражением:

$$P_H^*(Q^*) = H_H^* Q^*. \quad (3.11)$$

Потери мощности на дросселе:

$$\Delta P_{др}^*(Q^*) = Q_{тр}^* \Delta H_{др}^*. \quad (3.12)$$

После преобразований зависимость потерь мощности на дросселе от требуемой подачи можно представить в виде:

$$\Delta P_{др}^*(Q_{тр}^*) = (1 - H_{ст}^*)(1 - Q_{тр}^{*2})Q_{тр}^*. \quad (3.13)$$

Характеристики вентиляторных установок при дроссельном регулировании аналогичны рассмотренным для насосов.

## Задание №1 и пример расчета

Для исходных данных, приведенных в табл. 3.1, рассчитать и построить характеристики нагнетателя и трубопровода без дросселя и при введении дросселя. Рассчитать и построить графики зависимостей потерь мощности на дросселе и мощности нагнетателя от требуемого значения подачи.

Исходные данные для расчетов приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

№ вар.	$H_{ст}^*$ , о.е.	$S_{т1}$	$Q_{тр}^*$ , о.е.
1	0,2	0,8	0,5
2	0,3	0,7	0,6
3	0,4	0,6	0,7
4	0,3	0,7	0,8
5	0,2	0,8	0,4
6	0,2	0,8	0,6

Поясним порядок выполнения задания на примере варианта №6.

В относительных единицах рабочая характеристика трубопровода без дросселя описывается выражением (3.6). Задаваясь значениями  $Q^*$  от 0 до 1 с шагом 0,1, рассчитываем по этому выражению рабочую характеристику  $H_{т1}^*(Q^*)$  (см. табл. 3.2), и строим график – кривая 1 на рис. 3.3.

Таблица 3.2

$Q^*$ , о.е.	$H_N^*(Q^*)$ , о.е.	$H_{т1}^*(Q^*)$ , о.е.	$H_{т2}^*(Q^*)$ , о.е.	$\Delta P_{др}^*(Q^*)$ , о.е.	$P_N^*(Q^*)$ , о.е.
0,00	1,00	0,20	0,20	0,00	0,00
0,20	1,00	0,23	0,29	0,15	0,20
0,40	1,00	0,33	0,56	0,27	0,40
0,60	1,00	0,49	1,00	0,31	0,60
0,80	1,00	0,71	1,62	0,23	0,80
1,00	1,00	1,00	2,42	0,00	1,00

Суммарное гидравлическое сопротивление трубопроводной сети, необходимое для обеспечения заданной подачи  $Q_{тр}^*$ , находим по



выражению (3.8):

$$S_{T2} = \frac{1 - H_0^*}{Q_{Tр}^{*2}} = \frac{1 - 0,2}{0,6} = 2,22.$$

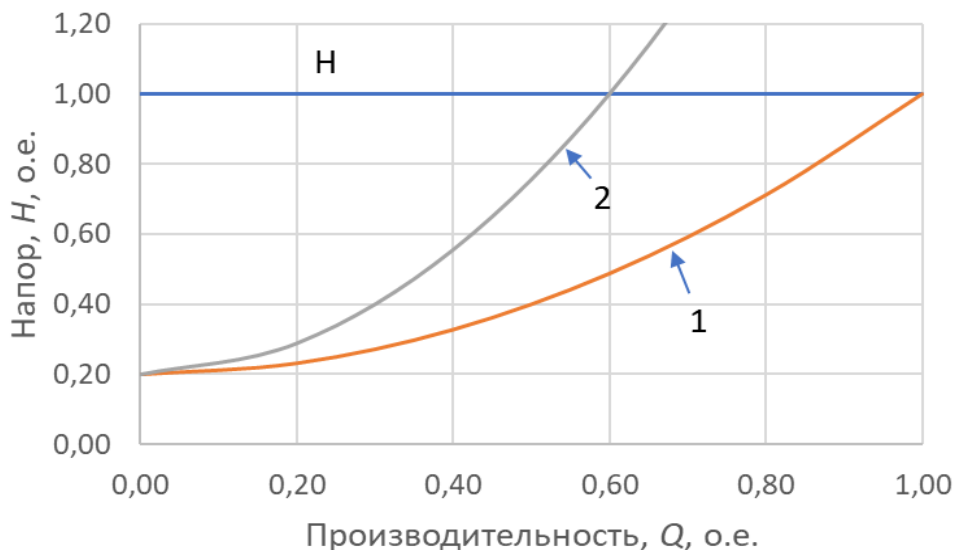


Рис. 3.3. Расчетные графики характеристик нагнетателя Н и трубопровода: 1 – без дросселя, 2 – с дросселем.

Требуемое сопротивление дросселя по формуле (3.9)

$$S_{др} = S_{T2} - S_{T1} = 2,22 - 0,80 = 1,42.$$

Рассчитываем характеристику трубопровода с дросселем по выражению (3.7):

$$H_{T2}^*(Q^*) = H_{ст}^* + S_{T2}Q^{*2}.$$

Результаты расчетов  $H_{T2}^*(Q^*)$  сведены в табл. 3.2, график показан на рис. 3.3 – кривая 2.

Мощность нагнетателя  $P_H^*(Q^*)$  в относительных единицах рассчитываем по выражению (3.11). Соответствующий график приведен на рис. 3.4.

Зависимость потерь мощности  $\Delta P_{др}^*(Q_{Tр}^*)$  на дросселе от требуемой подачи рассчитываем по формуле (3.13). В этих расчетах принимаем,

что требуемое значение подачи  $Q_{\text{тр}}^*$  изменяется от 0 до 1. Т. е. в расчетной табл. 3.2 принимаем  $Q_{\text{тр}}^* = Q^*$ .

Результаты расчетов приведены в табл. 3.2. Соответствующие графики показаны на рис. 3.4.

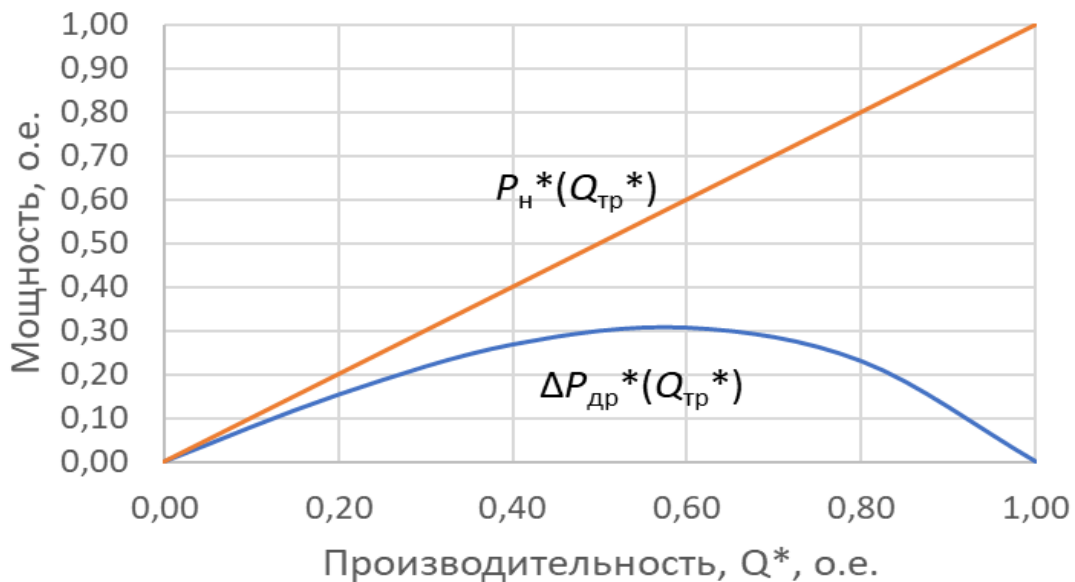


Рис. 3.4. Потери мощности на дросселе  $\Delta P_{\text{др}}^*(Q_{\text{тр}}^*)$  и мощность нагнетателя  $P_{\text{н}}^*(Q_{\text{тр}}^*)$

### 3.3. Регулирование режимов работы изменением скорости нагнетателя

Такой способ регулирования получает все большее применение в последние десятилетия [4, 5, 6, 9, 12 – 14, 18]. Для его реализации используется частотно-регулируемые приводы с асинхронными короткозамкнутыми или синхронными двигателями. В связи с этим регулирование скорости насосных агрегатов называют также *частотным регулированием*.

Характеристики нагнетателей при регулировании скорости описываются формулами подобия [9, 13, 14]. Они отражают взаимосвязи между выходными переменными нагнетателя, работающего с номинальной скоростью  $\omega_{\text{ном}}$  и с некоторой скоростью  $\omega_0$ :

$$Q_0 = Q_{\text{НОМ}} \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}} = Q_{\text{НОМ}} \frac{n_0}{n_{\text{НОМ}}}; \quad (3.14)$$

$$H_0 = H_{\text{НОМ}} \left( \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^2 = H_{\text{НОМ}} \left( \frac{n_0}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2; \quad (3.15)$$

$$M_0 = M_{\text{НОМ}} \left( \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^2 = M_{\text{НОМ}} \left( \frac{n_0}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2; \quad (3.16)$$

$$P_0 = P_{\text{НОМ}} \left( \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^3 = P_{\text{НОМ}} \left( \frac{n_0}{n_{\text{НОМ}}} \right)^3. \quad (3.17)$$

Приведенные выражения показывают, **что подача (производительность) пропорциональна относительной скорости, момент на валу зависит от квадрата, а мощность от куба относительной скорости нагнетателя.** Именно за счет этого имеется возможность существенного снижения энергозатрат при регулировании подачи изменением скорости нагнетателя.

Так, например, если нужно снизить подачу относительно номинальной в 2 раза, необходимо уменьшить относительную скорость в 2 раза:  $\frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}} = 0,5$ .

Момент на валу нагнетателя в этом случае составит  $M_{\text{НОМ}} \left( \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^2 = M_{\text{НОМ}} \cdot 0,5^2 = 0,25M_{\text{НОМ}}$ , т.е. снизится в 4 раза, а мощность будет  $P_{\text{НОМ}} \left( \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^3 = P_{\text{НОМ}} \cdot 0,5^3 = 0,125P_{\text{НОМ}}$ , т.е. снизится в 8 раз.

При регулировании частоты вращения нагнетателя его фиктивный напор изменяется пропорционально квадрату относительной скорости, а гидравлические потери не зависят от скорости. Соответственно, выражение для напорной характеристики нагнетателя принимает вид:

$$H_H = H_\Phi \left( \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^2 - h_H(Q) = H_\Phi \left( \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^2 - S_\Phi Q^2. \quad (3.18)$$

Предположим, что частота вращения нагнетателя регулируется от значения  $n_1$  в сторону уменьшения. Характеристика нагнетателя для  $n_1$  обозначена на рис. 3.5  $H_1$ , характеристика трубопровода –  $T$ .

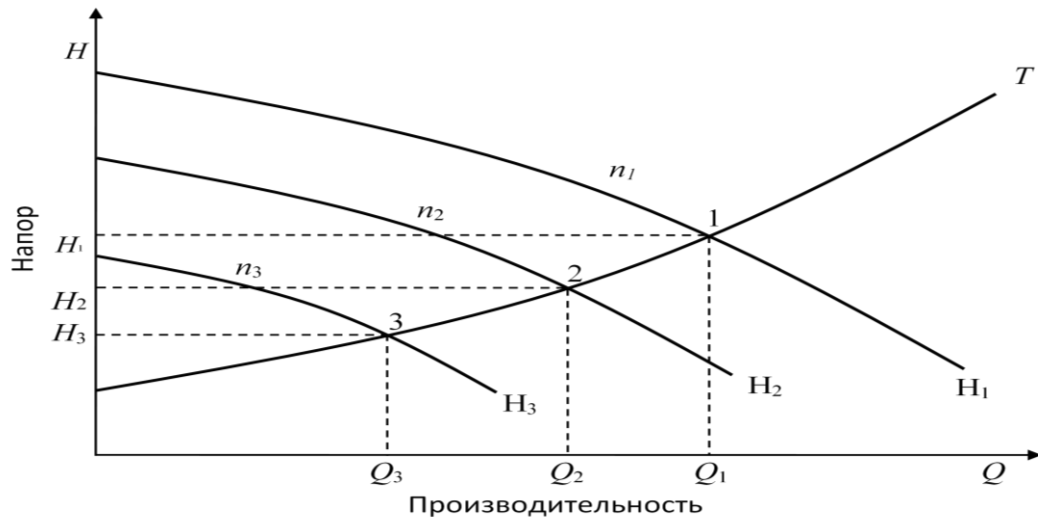


Рис. 3.5. Характеристики нагнетателя и трубопроводной системы при частотном регулировании

При снижении частоты вращения напорные характеристики нагнетателя  $H_2$  и  $H_3$ , соответствующие частотам вращения  $n_2$  и  $n_3$ , смещаются вниз, как показано на рис. 3.5, а характеристика  $T$  трубопровода остается неизменной. Установившиеся режимы для различных значений частоты вращения нагнетателя показаны на рис. 3.5 точками 1, 2, 3. Этим точкам соответствуют значения производительности  $Q_1, Q_2, Q_3$ , и напора  $H_1, H_2, H_3$ . Очевидно, что, плавно изменяя частоту вращения, можно получить серию характеристик нагнетателя и любые промежуточные значения производительности. Как следует из приведенных графиков, при таком способе регулирования большей производительности соответствует большее давление. Степень изменения давления зависит от крутизны характеристики  $T$  – чем меньше крутизна характеристики трубопровода, тем меньше изменение напора.

Таким образом, изменяя частоту вращения нагнетателя, можно получить нужную производительность без дополнительных потерь мощности. Например, в отличие от дроссельного регулирования, необходимая производительность  $Q_2$  достигается снижением частоты вращения до значения  $n_2$ . При этом здесь напор на выходе нагнетателя равен напору в трубопроводной сети, и нет потерь напора и мощности на дросселе.

Таким образом, регулирование скорости насосных агрегатов позволяет значительно **снизить расход электроэнергии**.

Следует отметить и дополнительные достоинства использования ЧРП нагнетателей.

В насосных установках с регулируемым приводом можно обеспечить **плавный пуск** насосных агрегатов и исключить гидравлические удары, повышающие аварийность водопроводных сетей.

Кроме того, опыт внедрения и эксплуатации насосных установок с ЧРП [9, 10, 13, 14] показывает, что в определенных условиях использование регулируемого привода позволяет за счет уменьшения утечек **снизить расход воды** в системах холодного водоснабжения и **потери тепла** в системах горячего водоснабжения.

### Вопросы для самопроверки

- 1) Как определяется суммарная характеристика при последовательном и параллельном включении нагнетателей?
- 2) Запишите формулу для рабочей характеристики трубопровода с дросселем, расшифруйте, входящие в нее параметры и переменные.
- 3) Укажите достоинства и недостатки дроссельного регулирования производительности нагнетателей.
- 4) Как изменяются производительность, напор, момент и мощность на валу нагнетателя при регулировании скорости?
- 5) Укажите достоинства регулирования производительности нагнетателей за счет изменения скорости.

## 4. ЭКОНОМИЯ МОЩНОСТИ В НАСОСНЫХ УСТАНОВКАХ ПРИ ЧАСТОТНОМ РЕГУЛИРОВАНИИ

Расчеты энергетических характеристик нагнетателей удобно выполнять с использованием относительных единиц (о. е.), приняв за базовые номинальные значения соответствующих переменных.

Обозначим:

- подача (производительность) в относительных единицах

$$Q^* = \frac{Q}{Q_{\text{НОМ}}}; \quad (4.1)$$

- напор в относительных единицах

$$H_{\text{Н}}^* = \frac{H_{\text{Н}}}{H_{\text{НОМ}}}; \quad (4.2)$$

- статический напор в относительных единицах

$$H_{\text{СТ}}^* = \frac{H_{\text{СТ}}}{H_{\text{НОМ}}}; \quad (4.3)$$

- скорость или частота вращения в относительных единицах

$$\omega^* = \frac{\omega}{\omega_{\text{НОМ}}} = n^* = \frac{n}{n_{\text{НОМ}}}. \quad (4.4)$$

Для детального исследования энергопотребления насосных установок необходимо использовать характеристики конкретных нагнетателей и трубопроводов. Когда такие данные отсутствуют, для анализа принимают ряд упрощающих допущений, не приводящих к большим погрешностям [9]:

- Считают, что давление или связанный с ним напор нагнетателя

при постоянной частоте вращения в пределах рабочих участков характеристики ( $0 < Q < Q_{\text{ном}}$ ) не зависит от подачи

$$H_{\text{н}} = H_{\text{ном}} = \text{const}$$

или в относительных единицах

$$H_{\text{н}}^* = 1. \quad (4.5)$$

При регулировании скорости напор нагнетателя  $H_{\text{н}}^*(\omega^*)$  в соответствии с формулами подобия будет пропорционален квадрату относительной скорости  $\omega^*$ :

$$H_{\text{н}}^*(\omega^*) = \omega^{*2}. \quad (4.6)$$

- Механическую мощность (мощность на валу нагнетателя) при неизменной номинальной скорости и регулировании производительности дросселем считают линейно зависящей от расхода:

$$P_{\text{мех}}^{\text{др}}(Q^*) = P_{\text{мех.ном}}[c + (1 - c)Q^*], \quad (4.7)$$

где  $P_{\text{мех.ном}}$ , кВт - механическая мощность в номинальном режиме, т.е. при  $\omega = \omega_{\text{ном}}$ ,  $H_{\text{н}} = H_{\text{ном}}$ , м вод. ст., и  $Q = Q_{\text{ном}}$ ,  $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$ :

$$P_{\text{мех.ном}} = \frac{H_{\text{ном}} Q_{\text{ном}}}{367 \eta_{\text{ном}}}. \quad (4.8)$$

Номинальный КПД для современных насосов принимают  $\eta_{\text{ном}} = 0,7$ ; коэффициент  $c$  для центробежных насосов  $c=0,4$ ; для центробежных вентиляторов  $c=0,2 \dots 0,6$ .

В качестве примера на рис. 4.1 (прямая 1) показана зависимость механической мощности от относительной подачи

(производительности) при дроссельном регулировании для  $P_{\text{мех.ном}} = 50$  кВт.

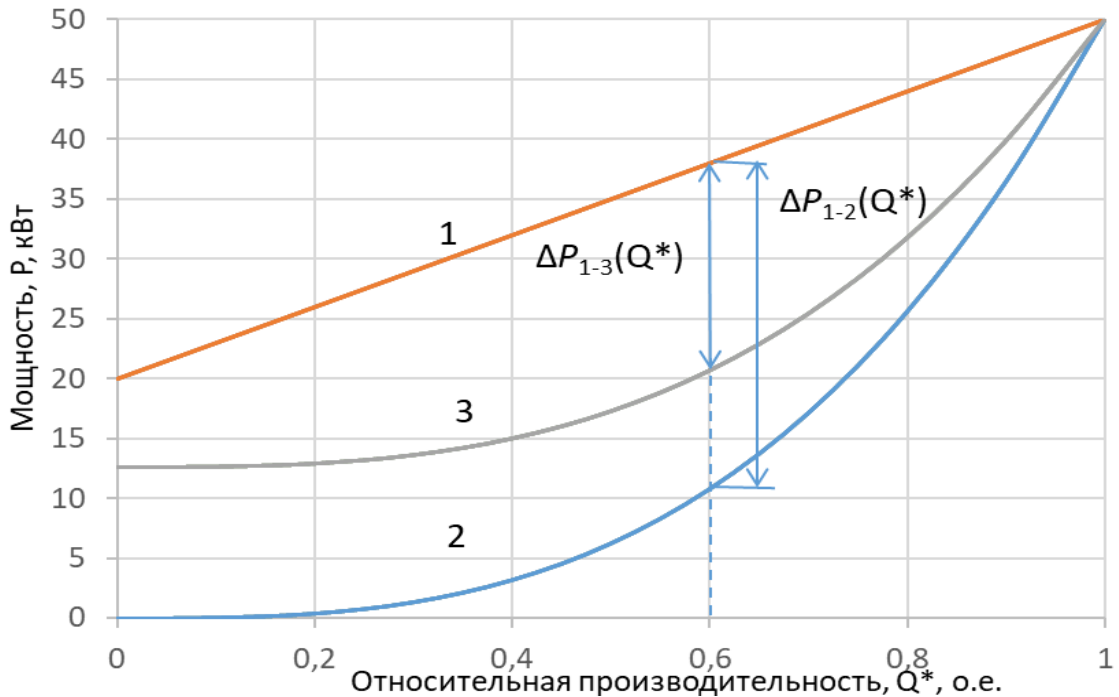


Рис. 4.1. Графики зависимости механической мощности от подачи:

1- при дроссельном регулировании; 2 - при частотном регулировании и нулевом статическом напоре; 3 - при частотном регулировании и статическом напоре  $H_{\text{ст}}^* = 0,4$ .

При регулировании частоты вращения и **отсутствии статического напора**,  $H_{\text{ст}}=0$ , производительность насоса, в соответствии с формулами подобия, пропорциональна относительной скорости:

$$Q = Q_{\text{ном}} \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}}; \quad Q^* = \omega^*, \quad (4.9)$$

а механическая мощность зависит от скорости в третьей степени

$$P_{\text{мех1}}^{\text{чрп}}(Q^*) = P_{\text{мех.ном}} \left( \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \right)^3 = P_{\text{мех.ном}} \omega^{*3} = P_{\text{мех.ном}} Q^{*3}. \quad (4.10)$$

Эта зависимость для рассматриваемого далее примера показана на рис. 4.1 (кривая 2).



Экономия мощности при использовании частотного регулирования вместо дроссельного определяется как разность ординат прямой 1 и кривой 2 на рис. 4.1:

$$\Delta P_{1-2}(Q^*) = P_{\text{мех}}^{\text{др}}(Q^*) - P_{\text{мех1}}^{\text{чрп}}(Q^*). \quad (4.11)$$

График зависимости экономии мощности  $\Delta P_{1-2}(Q^*)$  приведен на рис. 4.2. Экономия мощности для случая, когда статический напор равен нулю, составляет около 58% и достигается при  $Q^* \approx 0,45$ .

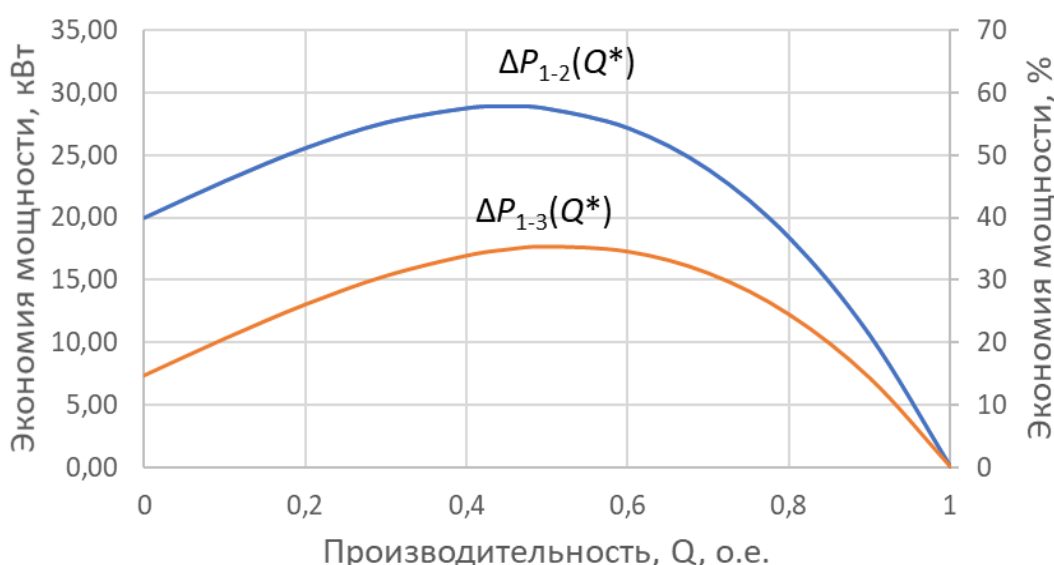


Рис. 4.2. График зависимости экономии мощности при частотном регулировании взамен дроссельного:  $\Delta P_{1-2}(Q^*)$ - при нулевом статическом напоре;  $\Delta P_{1-2}(Q^*)$  - при статическом напоре  $H_{\text{ст}}^* = 0,4$ .

Результаты исследования характеристик насосов с регулируемой скоростью показывают [13, 14], что при снижении частоты вращения до значений меньших  $(0,1 \dots 0,15)n_{\text{ном}}$  однозначная зависимость между напором и подачей нарушается и могут возникать недопустимые режимы работы насоса. В связи с этим не рекомендуется уменьшать частоту вращения приводных двигателей центробежных насосов ниже предельной:

$$n_{\text{предmin}} = (0,1 \dots 0,15)n_{\text{ном.}}$$

Рассмотрим другую ситуацию, когда гидравлическая система работает со *статическим напором*.

В этом случае для снижения производительности до нуля скорость следует снизить до минимальной  $\omega_{min}^*$ , при которой напор насоса будет уравновешивать статический напор:

$$H_H^*(\omega_{min}^*) = H_{ст}^*.$$

Учитывая выражение (4.6) для напора, найдем требуемую минимальную скорость:

$$\omega_{min}^* = \sqrt{H_{ст}^*}. \quad (4.12)$$

В режиме работы с минимальной скоростью производительность равна нулю, а следовательно и полезная мощность насоса равна нулю. Однако, в этом режиме требуется механическая мощность на валу для перемешивания воды в насосе при наличии статического напора. Наиболее надежным способом определения этой мощности является экспериментальный [13, 14].

В рассматриваемой задаче учтем, что в выражении (4.7) коэффициент  $c$  – это доля механической мощности при полностью закрытой задвижке ( $Q=0$ ) и работе насоса с номинальной скоростью.

Для регулируемого привода долю механической мощности, с учетом ее зависимости от куба скорости, при наличии статического напора и  $Q=0$  примем:

$$c_\omega = c\omega_{min}^{*3}. \quad (4.13)$$

Тогда, уравнение для механической мощности в случае использования ЧРП и наличия статического напора можно записать в виде:

$$P_{мех2}^{ЧРП}(Q^*) = P_{мех.ном}[c_\omega + (1 - c_\omega)Q^{*3}]. \quad (4.14)$$

Пример графика механической характеристики, построенный по уравнению (4.14), приведен на рис. 4.1, кривая 3.

Экономия мощности в этом случае определяется как разность ординат прямой 1 и кривой 3:

$$\Delta P_{1-3}(Q^*) = P_{\text{мех}}^{\text{Др}}(Q^*) - P_{\text{мех}2}^{\text{ЧРП}}(Q^*). \quad (4.15)$$

Как следует из изложенного, наличие статического напора приводит к некоторому снижению эффективности использования ЧРП.

### **Вопросы для самопроверки**

1) Запишите выражение для мощности на валу насоса при неизменной номинальной скорости и регулировании производительности дросселем, расшифруйте входящие в него параметры и переменные.

2) Приведите выражение для мощности на валу насоса при регулировании его скорости и нулевом статическом напоре, расшифруйте входящие в него параметры и переменные.

3) Как изменяется выражение для мощности на валу нагнетателя при регулировании его скорости и наличии статического напора.

4) Как изменяется экономия мощности в зависимости от производительности в случае ее регулирования изменением скорости вместо дроссельного?

### **Задание №2 и пример расчета**

Известны номинальная производительность и номинальный напор насосного агрегата. Установка работает с изменяющейся производительностью. Регулирование технологического режима осуществляется с помощью заслонки (дросселя).

Требуется рассчитать механическую мощность на валу насоса, и оценить экономию мощности при замене дроссельного регулирования

на частотное. Исследование провести для двух значений статического напора  $H_{ст1} = 0$  и  $H_{ст2}$ . Исходные данные для расчета приведены в табл. 4.1.

Поясним порядок выполнения задания на примере варианта № 6.

1) Используя исходные данные, приведенные в табл. 4.1, рассчитываем по формуле (4.8) номинальную механическую мощность на валу насоса

$$P_{\text{мех.ном}} = \frac{H_{\text{ном}} Q_{\text{ном}}}{367 \eta_{\text{ном}}} = \frac{90 \cdot 144}{367 \cdot 0,7} = 50 \text{ кВт.}$$

Таблица 4.1

№ вар.	$Q_{\text{ном}}, \text{ м}^3/\text{ч}$	$H_{\text{ном}}, \text{ м вод. ст.}$	$H_{ст2}^*$
1	60	55	0.80
2	40	70	0,70
3	50	45	0,85
4	80	75	9,80
5	100	80	0,70
6	144	90	0,75

2) Задаемся значениями относительной подачи  $Q^*$  и рассчитываем по формуле (4.7) зависимость механической мощности от относительной подачи при дроссельном регулировании. Результаты расчета приведены в табл. 4.2, и показаны на рис. 4.1, прямая 1.

3) Для тех же значений относительной подачи по формуле (4.10) рассчитываем зависимость  $P_{\text{мех1}}^{\text{чрп}}(Q^*)$  при частотном регулировании и нулевом статическом напоре (см. табл. 4.2). Соответствующий график приведен на рис. 4.1, кривая 2.

4) Для расчета зависимости  $P_{\text{мех2}}^{\text{чрп}}(Q^*)$  при статическом напоре  $H_{ст2}$  предварительно вычисляем:

- относительную минимальную скорость, необходимую для обеспечения статического напора, по формуле (4.12):

$$\omega_{min}^* = \sqrt{H_{ст}^*} = \sqrt{0,75} = 0,866$$

- коэффициент  $c_\omega$  по формуле (4.13):

$$c_\omega = c\omega_{min}^{*3} = 0,4 \cdot 0,866^3 = 0,260.$$

Далее проводим расчет зависимости  $P_{мех2}^{чрп}(Q^*)$  по формуле (4.14) (см. табл. 4.2). По полученным результатам построена кривая 3 на рис. 4. 1.

Используя формулы (4.11), (4.14), рассчитываем экономию мощности  $\Delta P_{1-2}(Q^*)$ ,  $\Delta P_{1-3}(Q^*)$  в именованных единицах, а также относительную экономию механической мощности:

$$\Delta P_{1-2}(Q^*)\% = 100 \frac{\Delta P_{1-2}(Q^*)}{P_{мех.ном}} \%;$$

$$\Delta P_{1-3}(Q^*)\% = 100 \frac{\Delta P_{1-3}(Q^*)}{P_{мех.ном}} \%.$$

Данные этих расчетов представлены в табл. 4.2, соответствующие графики показаны на рис. 4.2.

Таблица 4.2

$Q^*$ , о.е.	$P_{мех}^{др}(Q^*)$ кВт	$P_{мех1}^{чрп}(Q^*)$ кВт	$P_{мех2}^{чрп}(Q^*)$ кВт	$\Delta P_{1-2}(Q^*)$ кВт	$\Delta P_{1-2}(Q^*)$ %	$\Delta P_{1-3}(Q^*)$ кВт	$\Delta P_{1-3}(Q^*)$ %
0	20,0	0,0	13,0	20,0	40,0	7,0	14,0
0,1	23,0	0,1	13,0	23,0	45,9	10,0	19,9
0,2	26,0	0,4	13,3	25,6	51,2	12,7	25,4
0,3	29,0	1,4	14,0	27,7	55,3	15,0	30,0
0,4	32,0	3,2	15,4	28,8	57,6	16,6	33,3
0,45	33,5	4,6	16,4	28,9	<b>57,9</b>	17,1	34,3
0,5	35,0	6,3	17,6	28,8	57,5	17,4	<b>34,8</b>
0,6	38,0	10,8	21,0	27,2	54,4	17,0	34,0
0,7	41,0	17,2	25,7	23,9	47,7	15,3	30,6
0,8	44,0	25,6	31,9	18,4	36,8	12,1	24,1
0,9	47,0	36,5	40,0	10,6	21,1	7,0	14,1
1	50,0	50,0	50,0	0,0	0,0	0,0	0,0

***В выводах по*** работе проанализируйте результаты расчетов. Определите при каком относительном значении подачи достигается максимальная экономия мощности для конкретных исходных данных при  $H_{ст1}^* = 0$  и  $H_{ст1}^*$ , отличном от нуля. Оцените эффективность использования частотного регулирования вместо дроссельного.

## 5. ЭКОНОМИЯ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ В НАСОСНЫХ УСТАНОВКАХ ПРИ ЧАСТОТНОМ РЕГУЛИРОВАНИИ. ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЧРП

Если насосная установка в течении времени  $T_p$  работает с неизменным значением производительности  $Q_i^*$ , то экономия мощности за счет использования ЧРП может быть определена умножением найденной выше экономии мощности на длительность работы.

Большинство насосных установок работают с изменяющейся производительностью [4, 5, 9, 12 - 14]. В этом случае, для расчета экономии электроэнергии от применения ЧРП используют графики изменения производительности на некотором временном интервале (цикле). Реальный график требуемой производительности (расхода)  $Q(t)$  заменяют ступенчатым, состоящим из  $l$  интервалов длительностью  $t_i$  с постоянными значениями  $Q_i$ , (рис. 5.1).

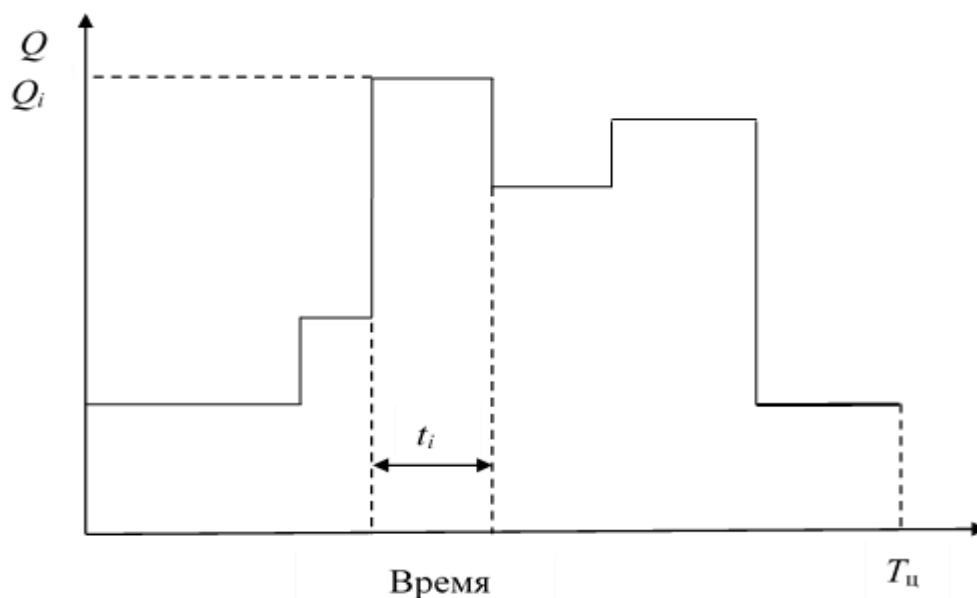


Рис. 5.1. График требуемой производительности (расхода)

Для каждого интервала по формулам, приведенным в предыдущем разделе, вычисляют экономию мощности  $\Delta P_i$  и экономию электроэнергии:

- при нулевом статическом напоре

$$\Delta W_{(1-2)i} = \Delta P_{(1-2)i}(Q_i^*)t_i = [P_{\text{мех}}^{\text{др}}(Q_i^*) - P_{\text{мех1}}^{\text{чрп}}(Q_i^*)]t_i. \quad (5.1)$$

- когда имеется статический напор

$$\Delta W_{(1-3)i} = \Delta P_{(1-3)i}(Q_i^*)t_i = [P_{\text{мех}}^{\text{др}}(Q_i^*) - P_{\text{мех2}}^{\text{чрп}}(Q_i^*)]t_i. \quad (5.2)$$

Экономию электроэнергии за цикл работы определяют суммированием экономии на отдельных интервалах:

$$\Delta W_{\text{ц}} = \sum_{i=1}^l \Delta P_i t_i. \quad (5.3)$$

Например, если используется суточный график ( $T_{\text{ц}}=24$  час) то по выражению (5.3) вычисляется экономия электроэнергии за сутки  $\Delta W_{\text{сут}}$ . Экономия электроэнергии за месяц, в предположении, что установка работает с неизменным графиком нагрузки, будет:

$$\Delta W_{\text{мес}} = 30 \cdot \Delta W_{\text{сут}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч/мес}. \quad (5.4)$$

А стоимость сэкономленной за месяц электроэнергии

$$C_{\text{ээ}} = \Delta W_{\text{мес}} c_{\text{ээ}}, \text{ руб}, \quad (5.5)$$

где  $c_{\text{ээ}}$  – тариф на электроэнергию, руб/кВт·ч.

Рассматривая проект модернизации, предполагают, что в модернизированной установке двигатель заменяться не будет, а между



питающей сетью и АД будет установлен преобразователь частоты (ПЧ), что потребует дополнительных затрат.

Требуемая мощность преобразователя частоты для регулируемого привода определяется по формуле:

$$P_{\text{пч}} = (1,1 \dots 1,2) \frac{P_{\text{мех.ном}}}{\eta_{\text{дв}}}, \quad (5.6)$$

где  $\eta_{\text{дв}}$  - КПД двигателя принимают  $\eta_{\text{дв}} = 0,8 - 0,85$ .

С учетом требуемой мощности выбирают подходящий преобразователь частоты и находят его цену  $C_{\text{пч}}$ .

Для оценки целесообразности проектов модернизации широко используется понятие «простой срок окупаемости». Он определяется как отношение суммы инвестиций в проект к планируемой ежегодной прибыли, и показывает временной период, в течение которого чистая прибыль покрывает сумму инвестиций.

В рассматриваемых задачах чистая прибыль достигается за счет снижения *затрат на электроэнергию, уменьшения утечек воды и снижения потерь тепла* в системах отопления и горячего водоснабжения.

Здесь и в дальнейших расчетах будем учитывать только основную часть прибыли от снижения затрат на электроэнергию, и рассчитывать срок окупаемости проекта модернизации по электроэнергии по формуле:

$$T_{\text{эл.энер}} = (1,2 \dots 1,3) \frac{C_{\text{пч}}}{C_{\text{ээ}}}, \text{ мес}, \quad (5.7)$$

где повышающий коэффициент  $1,2 \dots 1,3$  учитывает стоимость монтажа и наладки ЧРП.

Методика учета дополнительных положительных факторов, которые дает применение ЧРП в насосных установках, приведена в [9, 10].

Рассмотренная методика может применяться для оценки энергетической эффективности использования ЧРП в насосных

установках *с задаваемой производительностью*, т. е. в случаях, когда известен график требуемой производительности или требуемая производительность однозначно связана с режимом работы технологической установки.

К таким установкам относятся, в частности энергоблоки тепловых электростанций (ТЭС). Основными потребителями электроэнергии на собственные нужды ТЭС являются электроприводы дутьевых вентиляторов и дымососов, питательных и конденсационных насосов. Причем, их производительность находится в пропорциональной зависимости от текущей мощности энергоблока. Это позволяет задавать требуемую производительность указанных нагнетателей с учетом режима работы энергоблока.

Еще одним примером насосных установок с задаваемой производительностью могут служить насосные станции систем поддержания пластового давления, используемые для закачки воды в пласт с целью увеличения нефтеотдачи пласта. Как показывает практика, суточный график требуемой подачи таких установок достаточно длительное время остается стабильным [4, 5].

*Другой класс* нагнетательных установок составляют установки, в которых требуемая производительность изменяется *по случайным законам*. К ним относятся, в частности, насосные установки систем водоснабжения в сфере ЖКХ, в которых расход воды *определяется (диктуется) потребителем*.

Графики потребления воды в системах водоснабжения ЖКХ имеют свои закономерности. График на рис. 5.1 приближенно отражает потребление воды многоквартирного жилого дома в рабочий день. Однако, в нерабочие дни характер графика существенно изменяется. Кроме того, на его параметры значительное влияние оказывают погодные условия и другие случайные факторы. В связи с этим для таких насосных установок принудительное задание производительности является нецелесообразным, и для повышения энергетической эффективности используются другие приемы.

## Вопросы для самопроверки

- 1) Как определяется экономия мощности при работе установки с постоянной производительностью?
- 2) Как определяется экономия мощности при работе установки с переменной производительностью?
- 3) Какие установки относят к установкам с задаваемой производительностью?
- 4) Для какие установок характерен случайный закон изменения производительности?
- 5) Как рассчитывается срок окупаемости проекта использования ЧРП для насосной установки?

## Задание №3 и пример расчета

Для привод насосной установки используется асинхронный короткозамкнутый двигатель. Насосная установка, параметры которой заданы и рассчитаны в задании №2 (вариант со статическим напором), работает с изменяющейся производительностью и статическим напором. Регулирование технологического режима осуществляется с помощью заслонки (дресселирования), что ведет к непроизводительным потерям энергии.

Параметры графика требуемого расхода (производительности) заданы в табл. 5.1. Необходимо оценить технико-экономическую целесообразность использования частотно-регулируемого электропривода.

Таблица 5.1

Вар. №1	$Q_i^*$	0,55	0,60	0,70	0,50	0,45	0,65	0,80
	$t_i$ , час	3	4	1	5	6	4	1
Вар. №2	$Q_i^*$	0,45	0,50	0,75	0,55	0,35	0,60	0,85
	$t_i$ , час	3	4	1	5	6	4	1
Вар. №3	$Q_i^*$	0,45	0,50	0,75	0,55	0,25	0,60	0,85
	$t_i$ , час	4	3	2	6	7	1	1
Вар. №4	$Q_i^*$	0,35	0,45	0,65	0,50	0,25	0,65	0,80
	$t_i$ , час	4	3	2	6	7	1	1

Вар. №5	$Q_i^*$	0,55	0,60	0,70	0,50	0,45	0,65	0,80
	$t_i$ , час	4	3	2	6	6	2	1

Расчеты рекомендуется вести в следующей последовательности.

1) Задать значения  $Q_i^*$  относительной производительности и времени  $t_i$  для  $i$ -го интервала в соответствии с табл. 5.1 исходных данных (см. фрагмент расчетной табл. 5.2).

2) Рассчитать для каждого интервала мощность на валу при регулировании производительности дросселем по выражению:

$$P_{\text{мех}i}^{\text{др}}(Q_i^*) = P_{\text{мех.ном}}[c + (1 - c)Q_i^*].$$

Значение  $P_{\text{мех.ном}}$  рассчитано в задании №2.

3) Рассчитать для каждого интервала мощность на валу при использовании ЧРП и экономию мощности по выражениям:

$$P_{\text{мех}2i}^{\text{чрп}}(Q_i^*) = P_{\text{мех.ном}}[c_{\omega} + (1 - c_{\omega})Q_i^{*3}],$$

$$\Delta P_{(1-3)i}(Q_i^*) = P_{\text{мех}i}^{\text{др}}(Q_i^*) - P_{\text{мех}2i}^{\text{чрп}}(Q_i^*).$$

4) Рассчитать для каждого интервала экономию электроэнергии:

$$\Delta W_i = \Delta P_{(1-3)i} t_i.$$

5) Найти экономию электроэнергии за сутки, просуммировав экономию электроэнергии на отдельных интервалах:

$$\Delta W_{\text{сут}} = \sum_{i=1}^l \Delta W_i.$$

6) Найти экономию электроэнергии за месяц по формуле (5.4).

7) По формуле (5.5) найти стоимость сэкономленной за месяц электроэнергии.

8) Рассчитать по формуле (5.6) требуемую мощность преобразователя частоты, выбрать подходящий преобразователь, определить его стоимость. При выборе следует ориентироваться на простые ПЧ со скалярным управлением (например, Altivar, VWD и др.), т. к. электроприводы насосных установок не требуют большого диапазона регулирования и высокой точности стабилизации скорости. Цены на преобразователи частоты следует искать в Интернете.

9) Рассчитать по формуле (5.7) срок окупаемости проекта по электроэнергии.

Таблица 5.2

$Q_i^*$	$t_i$ , час	$P_{\text{мех}i}^{\text{др}}$ кВт	$P_{\text{мех}2i}^{\text{чрп}}$ кВт	$\Delta P_{(1-3)i}$ кВт	$\Delta W_i$ , кВт * ч

11) Для иллюстрации рассчитать данные и построить график зависимости стоимости сэкономленной электроэнергии за несколько месяцев (число месяцев взять на 2...3 больше  $T_{\text{эл.энер}}$ ). На этом же графике отразить стоимость частотного преобразователя.

12) Перечислить дополнительные положительные и отрицательные факторы, возникающие при использовании ЧРП для насосных установок.

## 6. ТИПОВЫЕ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЧРП В НАСОСНЫХ И ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВКАХ

При разработке проектов модернизации электроприводов нагнетательных установок в настоящее время рекомендуется руководствоваться «Инструкцией по расчету экономической эффективности применения частотно-регулируемого электропривода» [10]. В ней выделены две области применения ЧРП: 1) тепловые электростанции (ТЭС) и промышленность; 2) ЖКХ.

Для каждой области применения предложены отличающиеся методики расчета, которые рассмотрены ниже.

### 6.1. Оценка технико-экономической эффективности использования ЧРП в промышленных нагнетательных установках

Как уже отмечалось, многие насосные и вентиляторные установки в промышленности работают с изменяющейся производительностью, причем необходимая *производительность задается* в соответствии с требованиями технологического процесса. К таким установкам относятся, в частности, дутьевые вентиляторы и дымососы, питательные, конденсационные насосы на ТЭС; насосы для закачки воды в нефтяные пласты и др.

Общая методика оценки экономии электроэнергии в таких установках рассмотрена в предыдущем разделе. Она требует достаточно подробной информации о графике нагрузки установки.

Во временной Инструкции [10] предлагается для расчета экономии электроэнергии от применения ЧРП использовать обобщенные данные о нагрузке установки в течение года.

Такие данные представляют в виде, так называемых, упорядоченных диаграмм. Упорядоченная диаграмма показывает длительность работы установки с различными требуемыми

постоянными значениями производительности за время цикла. За время цикла, как правило, принимают число часов работы установки в году. Производительность установки оценивается в относительных единицах (о. е.):

$$Q^* = Q / Q_{\text{ном}},$$

где  $Q_{\text{ном}}$  – номинальная производительность установки.

Значение времени так же выражается в относительных единицах:

$$t_i^* = \frac{t_i}{T_{\text{раб}}},$$

где  $t_i$  – время работы на  $i$ -м интервале, час;  $T_{\text{раб}}$  – число часов работы установки в течение года.

Пример упорядоченной диаграммы приведен на рис. 6.1, где показана длительность временных интервалов  $t_i^*$  работы установки с различными постоянными значениями  $Q_i^*$ .

Предположим, что насосная установка работает с изменяющейся задаваемой производительностью, и регулирование режима осуществляется с помощью заслонки (дросселирования), что ведет к непроизводительным потерям энергии.

Требуется оценить технико-экономическую целесообразность использования ЧРП.

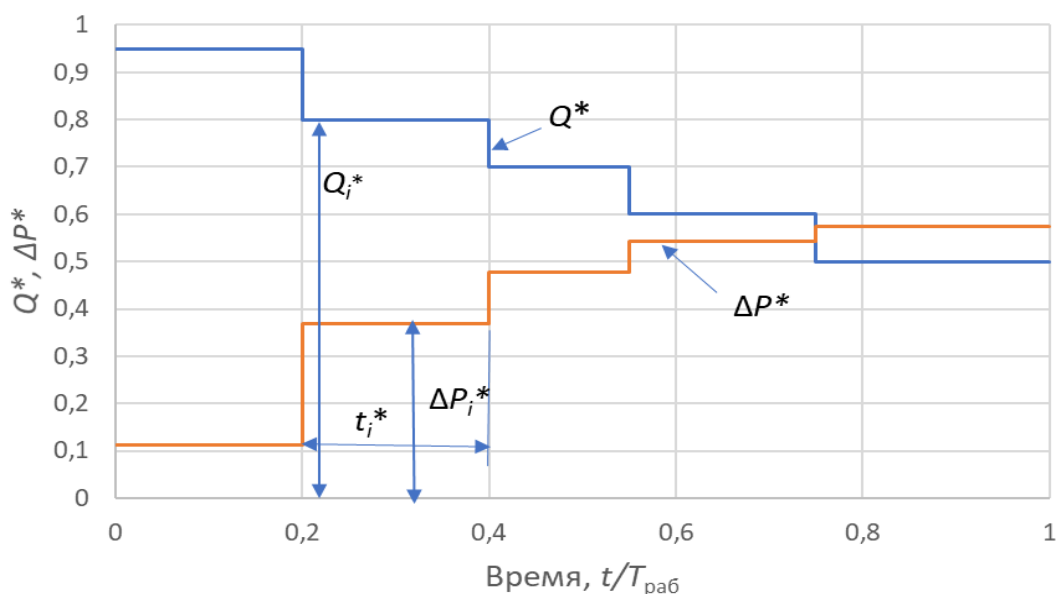


Рис. 6.1. Диаграмма требуемой производительности

Очевидно, что установка ЧРП потребует дополнительных затрат и следует сравнить их величину с экономией, достигаемой за счет снижения электропотребления.

Поясним последовательность расчетов.

1) Расчет *экономии мощности* выполняется аналогично предыдущему разделу.

Приняв за базовую величину номинальную механическую мощность  $P_{\text{мех.ном}}$ , выражают мощность в относительных единицах:

$$P_{\text{мех}}^* = \frac{P_{\text{мех}}}{P_{\text{мех.ном}}}.$$

Мощность на валу при неизменной номинальной скорости и регулировании подачи *дресселем* в относительных единицах:

$$P_{\text{мех.др}}^* = c + (1 - c)Q^*, c = 0,4. \quad (6.1)$$

Зависимость механической мощности  $P_{\text{мех.др}}^*$  от относительной подачи при дроссельном регулировании показана на рис. 6.2.

При *регулировании скорости насоса* с помощью ЧРП механическая мощность зависит от относительной подачи в третьей степени (предполагается, что статический напор отсутствует):

$$P_{\text{мех.чрп}}^* = Q^{*3}. \quad (6.2)$$

Эта зависимость показана на рис. 6.2.

Экономия мощности в относительных единицах (рис. 6.2) при использовании ЧРП

$$\Delta P^* = P_{\text{мех.др}}^* - P_{\text{мех.чрп}}^*. \quad (6.3)$$



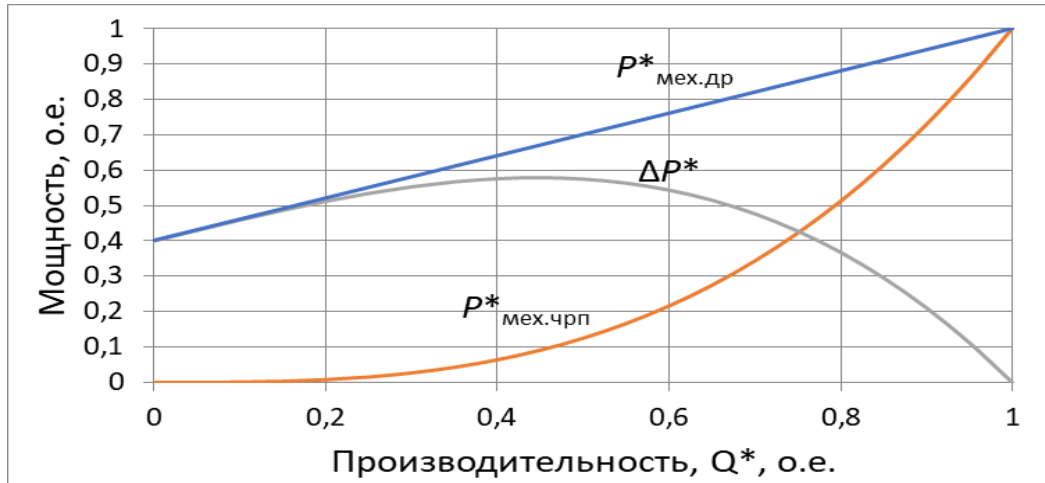


Рис. 6. 2. Графики мощности при дроссельном  $P_{\text{мех.др}}^*$ , частотном  $P_{\text{мех.чрп}}^*$  регулировании и экономии мощности  $\Delta P^*$

2) Далее рассчитывают *экономии электроэнергии*.

Предварительно для каждого интервала упорядоченной диаграммы, с учетом значения  $Q_i^*$ , по формулам (6.1) - (6.3) рассчитывают мощность  $P_{\text{мех.др}}^*$ ,  $P_{\text{мех.чрп}}^*$  и экономию мощности  $\Delta P_i^*$  в относительных единицах. В именованных единицах экономия мощности будет:

$$\Delta P_i = P_{\text{мех.ном}} \Delta P_i^*. \quad (6.4)$$

Для расчета экономии электроэнергии умножают экономию мощности на соответствующем интервале на длительность этого интервала:

$$\Delta W_i = \Delta P_i T_{\text{раб}} t_i^*. \quad (6.5)$$

Экономию электроэнергии за год определяют суммированием экономии на отдельных интервалах:

$$\Delta W_{\text{год}} = \sum_{i=1}^l \Delta W_i \quad (6.6)$$

Стоимость сэкономленной за год электроэнергии:

$$C_{\text{ээ}} = \Delta W_{\text{год}} c_{\text{ээ}}, \text{ руб}, \quad (6.7)$$

где  $c_{\text{ээ}}$  – тариф на электроэнергию, руб/кВт·ч.

Для экономической оценки проекта определяют требуемую мощность преобразователя частоты для регулируемого привода

$$P_{\text{пч}} = (1,1 \dots 1,2) \frac{P_{\text{мех.ном}}}{\eta_{\text{дв}}}, \quad (6.8)$$

где  $\eta_{\text{дв}}$  - КПД двигателя принимают  $\eta_{\text{дв}} = 0,8 \dots 0,85$ .

Выбирают подходящий преобразователь частоты и находят его цену  $C_{\text{пч}}$  (актуальные цены на преобразователи частоты следует искать в Интернете).

Срок окупаемости проекта модернизации по электроэнергии:

$$T_{\text{эл.эн}} = \frac{C_{\text{пч}}}{C_{\text{ээ}}}, \text{ года}. \quad (6.9)$$

Дополнительные положительные факторы, которые дает применение ЧРП для рассматриваемых насосных установок, и методика их учета указаны в Инструкции [10].

### Вопросы для самопроверки

- 1) Что понимают под упорядоченными диаграммами? Взаимосвязь каких переменных они показывают?
- 2) Как рассчитывается экономия электроэнергии с использованием упорядоченных диаграмм?
- 3) Как рассчитывается требуемая мощность преобразователя частоты?
- 4) Как рассчитывается срок окупаемости проекта?

## Задание №4 и пример расчета

Для заданных номинальных данных насосной установки и годового графика нагрузки (см. табл. 6.1) оценить срок окупаемости проекта использования ЧРП.

1) Принять в качестве исходных данных номинальные значения напора и подачи по предыдущему заданию. Номинальная механическая мощность на валу насоса  $P_{\text{мех.ном}}$ , также рассчитана в предыдущем задании.

Таблица 6.1

Вар. №1	$Q_i^*$	0,95	0,80	0,75	0,60	0,55	$T_{\text{раб}}=4000$ час
	$t_i^*$	0,30	0,20	0,20	0,15	0,15	
Вар. №2	$Q_i^*$	0,90	0,85	0,70	0,60	0,55	$T_{\text{раб}}=4500$ час
	$t_i^*$	0,25	0,25	0,20	0,15	0,15	
Вар. №3	$Q_i^*$	0,90	0,85	0,70	0,60	0,45	$T_{\text{раб}}=3500$ час
	$t_i^*$	0,20	0,20	0,20	0,15	0,25	
Вар. №4	$Q_i^*$	0,85	0,80	0,70	0,50	0,45	$T_{\text{раб}}=3000$ час
	$t_i^*$	0,25	0,20	0,15	0,20	0,20	
Вар. №5	$Q_i^*$	0,90	0,75	0,65	0,55	0,45	$T_{\text{раб}}=4000$ час
	$t_i^*$	0,20	0,20	0,20	0,25	0,15	
Вар. №6	$Q_i^*$	0,95	0,80	0,70	0,60	0,50	$T_{\text{раб}}=4000$ час
	$t_i^*$	0,20	0,20	0,15	0,20	0,25	

2) Дальнейшие расчеты рекомендуется вести в следующей последовательности (результаты расчетов для варианта 6 и  $P_{\text{мех.ном}}=50$  кВт приведены в табл. 6.2).

- Задать значения  $Q_i^*$  – относительной производительности и времени  $t_i^*$ , для каждого интервала в соответствии с табл. 6.1 исходных данных.

- По выражению (6.1) рассчитать для каждого интервала времени мощность на валу при регулировании производительности дросселем  $P_{\text{мех.дрп}}^*$ .

- По выражению (6.2) рассчитать для каждого интервала механическую мощность при использовании ЧРП  $P_{\text{мех.чрп}}^*$ .

- По выражениям (6.3), (6.4) рассчитать для каждого интервала

экономии мощности в относительных и именованных единицах. Значения экономии мощности в относительных единицах показаны на рис. 6.1.

- Рассчитать по выражению (6.5) для каждого интервала экономию электроэнергии  $\Delta W_i$ .

- Просуммировать (формула (6.6)) данные последнего столбца табл. 6.2, и найти экономию электроэнергии за год.

- По формуле (6.7) найти стоимость сэкономленной за год электроэнергии. В примере получено  $C_{э\text{э}} = 336$  тыс. руб.

Таблица 6.2

$i$	$t_i^*$	$Q_i^*$	$P_{\text{мех.дрп}}^*$	$P_{\text{мех.чрп}}^*$	$\Delta P_i^*$	$\Delta P_i$ , кВт	$\Delta W_i$ , кВт·ч
1	0,2	0,95	0,97	0,86	0,11	5,6	4505
2	0,2	0,8	0,88	0,51	0,37	18,4	14720
3	0,15	0,7	0,82	0,34	0,48	23,9	14310
4	0,2	0,6	0,76	0,22	0,54	27,2	21760
5	0,25	0,5	0,7	0,13	0,58	28,8	28750

3) Выбрать подходящий частотный преобразователь (формула (8)), найти его стоимость (см. в Интернете).

4) Для иллюстрации рассчитать данные и построить график зависимости стоимости сэкономленной электроэнергии за несколько месяцев или лет. На этом же графике отразить стоимость частотного преобразователя. Оценить по графику и формуле (9) срок окупаемости проекта.

5) Перечислить дополнительные положительные и отрицательные факторы, возникающие при использовании для насосных установок ЧРП.

## 6.2. Оценка технико-экономической эффективности использования ЧРП в насосных установках коммунальной сферы

В отличие от промышленных установок, рассмотренных в предыдущем разделе, для которых необходимая *производительность задается, в коммунальной сфере расход воды определяется*

*(диктуется) потребителями.* В связи с этим методика оценки экономического эффекта от использования ЧРП для насосов холодного и горячего водоснабжения на центральных тепловых пунктах имеет свои особенности.

Как показывают результаты энергетических обследований [9, 10], в действующих установках, во многих случаях, насосы имеют значительный избыточный напор, что при использовании нерегулируемого привода приводит к нерациональному расходу электроэнергии.

В этой ситуации целесообразно использовать простое техническое решение – установить между питающей сетью и двигателем преобразователь частоты, и с его помощью снизить скорость насосного агрегата до необходимого уровня. В результате будет уменьшен напор и повышена энергетическая эффективность работы установки.

Снижение напора позволит также сократить потери воды из-за утечек. Согласно [9] каждая лишняя атмосфера (10 м вод. ст.) при существующем у нас состоянии гидравлических систем приводит к росту утечек воды на 7%...9%.

Установка ПЧ, как правило дешевле, по сравнению с полной заменой насосного агрегата, и обеспечивает резерв по производительности и напору, который может быть востребован, например, при расширении водопроводной сети.

Согласно Инструкции [10] для выполнения расчетов измеряют на действующей установке:

$H_{\text{вх}}$  – напор на входе насоса, м вод. ст;

$H_{\text{вых}}$  – фактический напор на выходе насоса, м вод. ст;

$Q_{\text{ср}}$  – среднее за сутки значение расхода, м<sup>3</sup>/ч.

Для рассматриваемой учебной задачи значения  $H_{\text{вх}}$ ,  $H_{\text{вых}}$ ,  $Q_{\text{ср}}$  с учетом результатов, приведенных в [9], указаны в табл. 6.3.

Дальнейшие расчеты ведут в следующем порядке.

1) Рассчитывают требуемый общий напор, м вод. ст. по формуле

$$H_{\text{тр}} = CN + D, \quad (6.10)$$

где  $C=3$  - для стандартных домов,  $C=3,5$  - для домов повышенной комфортности;

$N$  – число этажей (для группы домов число этажей самого высокого дома);

$D=10$  - для одиночных домов,  $D=15$  – для группы одиночных домов, обслуживаемых насосной установкой.

Первое слагаемое в выражении (6.10) это напор, необходимый для поднятия воды на верхний этаж. Второе слагаемое – напор, расходуемый на покрытие потерь в трубах и создание необходимого свободного напора.

2) Рассчитывают избыточный напор, создаваемый в действующей установке с нерегулируемым приводом:

$$\Delta H = H_{\text{вых}} - H_{\text{тр}}. \quad (6.11)$$

3) Оценивают требуемый напор, который должен создаваться регулируемым насосом:

$$H_{\text{тр.нас}} = H_{\text{тр}} - H_{\text{вх}}. \quad (6.12)$$

4) Определяют требуемую мощность преобразователя частоты:

$$P_{\text{пч}} = (1,1 \dots 1,2) \frac{H_{\text{тр.нас}} Q_{\text{ср}}}{367 \eta_{\text{нас}} \eta_{\text{дв}}}, \quad (6.13)$$

где  $\eta_{\text{нас}}$  - КПД насоса находят с учетом его коэффициента нагрузки по кривым, приведенным в [10].

Выбирают преобразователь частоты требуемой мощности и определяют его цену  $C_{пч}$ .

5) Рассчитывают экономию электроэнергии за год:

$$\Delta W_{\text{год}} = \frac{\Delta H Q_{\text{ср}}}{367 \eta_{\text{нас}} \eta_{\text{дв}}} T_{\text{раб}}, \quad (6.14)$$

где  $T_{\text{раб}}$  – число часов работы в год.

6) Определяют стоимость сэкономленной за год электроэнергии:

$$C_{\text{ээ}} = \Delta W_{\text{год}} c_{\text{ээ}}, \quad (6.15)$$

где  $c_{\text{ээ}}$  – тариф на электроэнергию, руб/кВт·ч.

7) Находят срок окупаемости проекта по электроэнергии

$$T_{\text{эл.энер}} = (1,2 \dots 1,3) C_{\text{пч}} / C_{\text{ээ}}, \quad (6.16)$$

где коэффициент 1,2...1,3 учитывает дополнительные затраты на монтаж и наладку ЧРП.

Следует отметить, что в приведенных ориентировочных расчетах не учитываются дополнительные положительные факторы, которые дает применение ЧРП для насосных установок (см. Инструкцию).

### Вопросы для самопроверки

- 1) Какие исходные данные необходимы для расчета экономической эффективности использования ЧРП насосов в сфере ЖКХ?
- 2) Приведите выражение для расчета общего требуемого напора насосной установки ЖКХ, расшифруйте, входящие в него параметры.
- 3) Как рассчитывается требуемый напор насоса?
- 4) Как рассчитывается экономия электроэнергии за счет использования ЧРП?

## Задание №5 и пример расчета

Для снабжения холодной водой группы одиночных домов повышенной комфортности используется насосный агрегат с нерегулируемым АД. Требуется оценить экономическую эффективность использования ЧРП в насосной установке. Исходные данные для расчетов, приведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3

№ вар.	Число этажей, N	$H_{\text{вых}},$ м вод. ст	$H_{\text{вх}},$ м вод. ст.	$Q_{\text{ср}},$ м <sup>3</sup> /ч	$T_{\text{раб}},$ час
1	6	68	19	30	3500
2	6	65	18	33	4000
3	6	64	17	38	4200
4	9	75	18	15	3600
5	8	70	18	10	3800
6	6	64	12	38,3	4000

Поясним последовательность расчетов на примере варианта 6.

1) По формулам (6.10) – (6.12) рассчитываем:

- требуемый общий напор

$$H_{\text{тр}} = CN + D = 3,5 \cdot 6 + 15 = 36 \text{ м вод. ст.}$$

- избыточный напор, создаваемый в действующей установке с нерегулируемым приводом:

$$\Delta H = H_{\text{вых}} - H_{\text{тр}} = 64 - 36 = 28 \text{ м вод. ст.};$$

- требуемый напор, который должен создаваться регулируемым насосом:

$$H_{\text{тр.нас}} = H_{\text{тр}} - H_{\text{вх}} = 36 - 12 = 24 \text{ м вод. ст.}$$



2) Рассчитываем требуемую мощность преобразователя частоты по формуле (6.13):

$$P_{\text{пч}} = (1,1 \dots 1,2) \frac{H_{\text{тр.нас}} Q_{\text{ср}}}{367 \eta_{\text{нас}} \eta_{\text{дв}}} = 1,2 \frac{24 \cdot 38,3}{367 \cdot 0,5 \cdot 0,9} = 6,68 \text{ кВт},$$

где  $\eta_{\text{нас}}$  - КПД насоса принят равным 0,5.

3) Выбираем преобразователь частоты типа ALTIVAR 71,  $P_{\text{пч}} = 7,5$  кВт, его цена  $C_{\text{пч}} = 41\ 144$  руб (по данным 2021 г.).

4) Находим экономию электроэнергии за год по формуле (6.14):

$$\Delta W_{\text{год}} = \frac{\Delta H Q_{\text{ср}}}{\eta_{\text{нас}} \eta_{\text{дв}}} T_{\text{раб}} = \frac{26 \cdot 38,3}{367 \cdot 0,5 \cdot 0,9} \cdot 4000 = 25974 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

3) Находим стоимость сэкономленной за год электроэнергии по формуле (6.15):

$$C_{\text{ээ}} = \Delta W_{\text{год}} c_{\text{ээ}} = 25974 \cdot 4 = 103900 \text{ руб}.$$

Тариф на электроэнергию принят  $c_{\text{ээ}} = 4$  руб/кВт·ч.

4) Определяем срок окупаемости проекта по электроэнергии

$$T_{\text{эл.энер}} = \frac{(1,2 \dots 1,3) C_{\text{пч}}}{C_{\text{ээ}}} = \frac{1,3 \cdot 41\ 144}{103900} = 0,51 \text{ лет}.$$

В выводх по результатам расчетов оцените приемлемость срока окупаемости проекта.

## 7. СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ НАПОРА (ДАВЛЕНИЯ)

### 7.1. Задача стабилизации напора в диктующей точке.

#### Функциональная схема САУ

Одной из задач, решаемых с помощью систем автоматического управления, является стабилизация давления в определенных точках гидросистемы. Эта задача характерна, в частности, для систем водоснабжения в ЖКХ, для систем гидротранспорта в горной промышленности, когда необходимо подавать концентрат или пульпу на определенную высоту, и др.

Как показано выше, для комфортного водоснабжения необходимо обеспечивать требуемый напор (свободный напор) в диктующей точке водопроводной сети. На рис. 7.1 показаны характеристика трубопровода  $T_1$  и насоса  $H_1$  (принято, что напор насоса не зависит от производительности). Установившемуся режиму на графике соответствует т. А, в которой расход равен  $Q_1$ , а напор на входе трубопровода равен напору на выходе насоса  $H_{\text{вых1}}$ .

Напор на выходе насоса обеспечивает подъем воды до диктующей точки на высоту  $H_{\text{ст}}$ , возмещает потери напора  $h_{T1}$  на преодоление гидравлических сопротивлений по пути движения воды и создает необходимый рабочий (свободный) напор в диктующей точке  $H_{\text{д.т1}}$ :

$$H_{\text{д.т1}} = H_{\text{вых1}} - (H_{\text{ст}} + h_{T1}).$$

Изменение расхода ведет к изменению потерь напора  $h_T$  и, согласно последнему уравнению, к отклонению  $H_{\text{д.т}}$  от исходного значения.

Например, если расход уменьшится до значения  $Q_2$ , то гидравлические потери напора в трубопроводе при новом значении расхода снизятся до значения  $h_{T2}$ . Изменение потерь напора составит:

$$\Delta h_T = h_{T1} - h_{T2}.$$

На эту же величину изменится напор в диктующей точке:

$$H_{д.т2} = H_{д.т1} + \Delta h_T.$$

На графиках рис. 7.1 характеристика трубопроводной системы переместится вверх и примет вид кривой  $T_2$ . Новому установившемуся режиму будет соответствовать точка  $B$  с напором в диктующей точке  $H_{д.т2}$ .

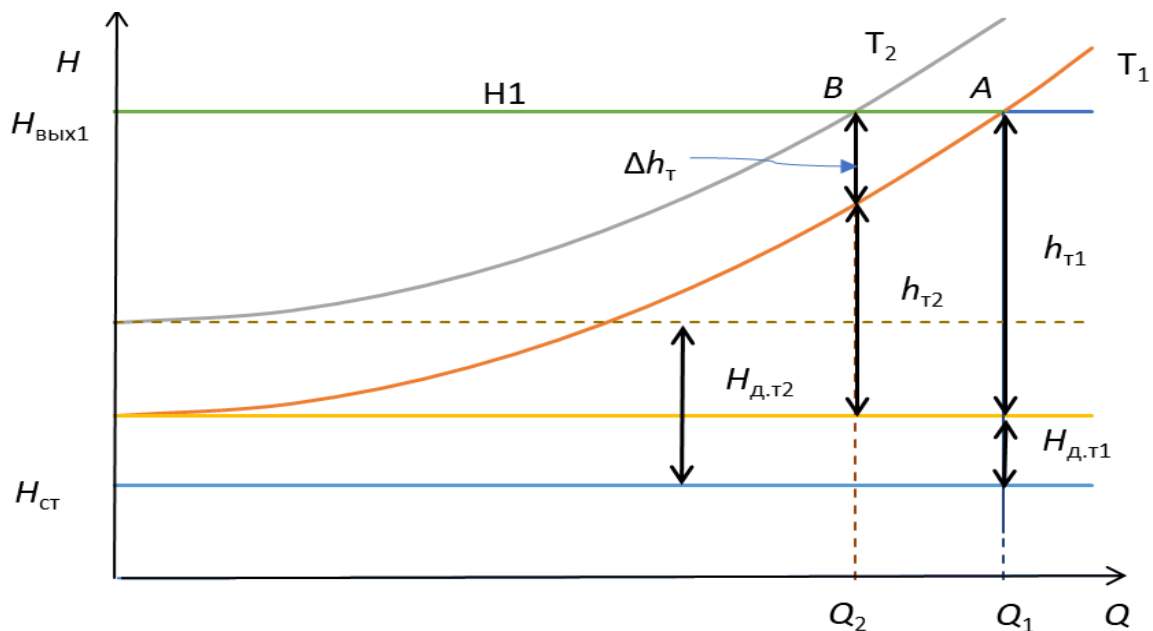


Рис. 7.1. Характеристики водопроводной сети при изменении расхода и постоянной скорости насосного агрегата

Если установка оснащена регулируемым приводом, то при изменении расхода от  $Q_1$  до  $Q_2$  для поддержания постоянного напора в диктующей точке скорость насоса следует снизить так, чтобы график характеристики насоса  $H_2$  (рис. 7.2) переместился вниз на величину  $\Delta h_T$ .

Для этого напор на выходе насоса должен быть снижен до значения  $H_{вых2}$  за счет уменьшения скорости. Тогда новому режиму

на графиках будет соответствовать точка  $C$ . Напор в диктующей точке  $H_{д.т}$  останется неизменным.

Задача поддержания требуемого значения напора в диктующей точке решается с помощью системы автоматического управления (САУ).

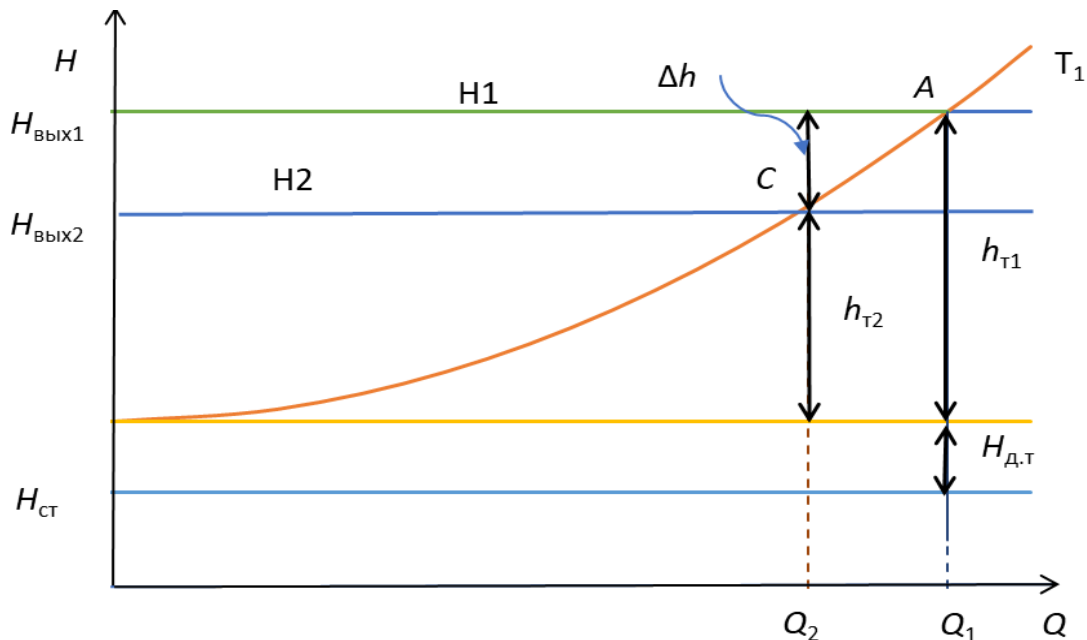


Рис. 7. 2. Характеристики водопроводной сети при изменении расхода и регулируемой скорости насосного агрегата

Рассмотрим упрощенную функциональную схему такой системы (рис. 7.3). Она содержит: трубопроводную систему; насос  $H$ , приводимый в движение асинхронным короткозамкнутым двигателем АД; преобразователь частоты ПЧ, к которому подключен АД; датчик  $D$  напора (давления) в диктующей точке; задатчик  $ЗД$  напора (давления); регулятор Рег.

Сигнал задатчика, пропорциональный заданному значению напора  $U_{зд}$ , и сигнал датчика  $U_{дн}$ , пропорциональный фактическому значению напора, сравниваются (вычитаются) в узле сравнения. Сигнал на выходе узла сравнения (сигнал ошибки) равен:

$$U_{\delta} = U_{зд} - U_{дн}. \quad (7.1)$$

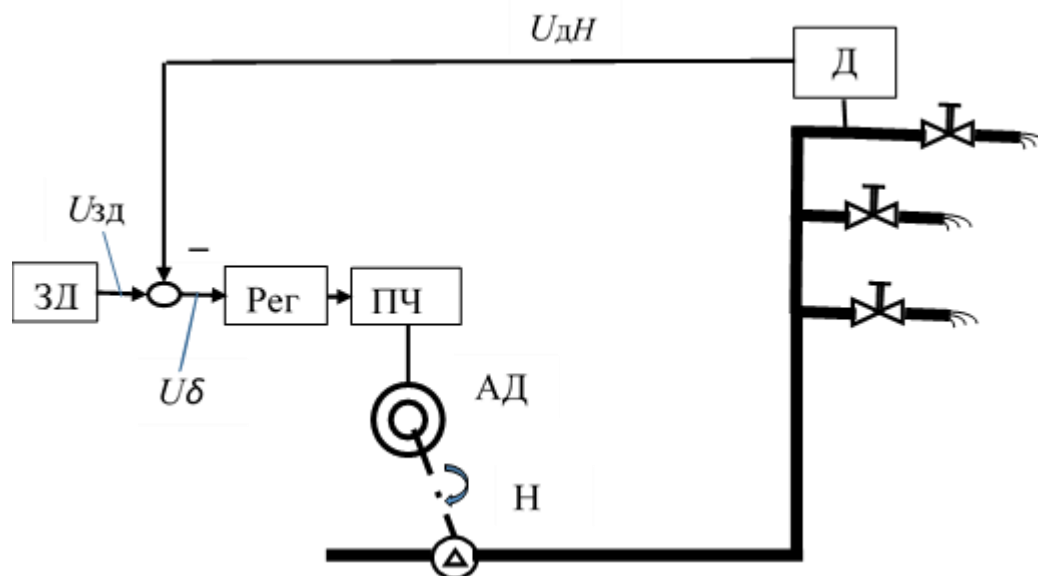


Рис. 7.3. Функциональная схема системы стабилизации давления в диктующей точке

Процесс стабилизации напора в диктующей точке происходит следующим образом. Если регулятор содержит интегральную составляющую (И-регулятор, ПИ-регулятор, ПИД-регулятор), то в установившемся режиме фактический напор в диктующей точке равен заданному,  $U_{зд} = U_{дн}$ , а сигнал ошибки равен нулю.

При этом на выходе регулятора имеется определенное напряжение, которое поступает на вход ПЧ и определяет частоту напряжения на выходе ПЧ, и скорость двигателя.

Если напор в диктующей точке снижается, например, из-за увеличения расхода, то сигнал датчика  $Д$  становится меньше заданного  $U_{дн} < U_{зд}$ , на выходе узла сравнения появляется сигнал ошибки  $U_{\delta} = U_{зд} - U_{дн} > 0$ . Этот сигнал преобразуется регулятором, и напряжение на его выходе и, соответственно, на входе ПЧ увеличивается.

Частота напряжения на выходе ПЧ увеличивается, и возрастает скорость АД. Напор на выходе насоса и в диктующей точке начинают повышаться.

Этот процесс заканчивается, когда напор в диктующей точке достигнет заданного значения, т.е. когда сигнал датчика  $U_{дн}$  вновь станет равным  $U_{зд}$ , а сигнал ошибки  $U_{\delta}$  снизится до нуля. При этом

система перейдет в новый установившийся режим с большей скоростью насосного агрегата.

В случае повышения напора сигнал датчика Д будет превышать сигнал задатчика, сигнал ошибки  $U_{\delta} = U_{зд} - U_{дн}$  станет отрицательным. В результате снизится напряжение на выходе регулятора, частота напряжения на выходе ПЧ уменьшится, что приведет к снижению скорости АД. Система в итоге перейдет в новый установившийся режим с меньшей скоростью и напором насосного агрегата.

На функциональной схеме узел сравнения сигналов и регулятор показаны в виде отдельных звеньев. Конструктивно они входят в состав ПЧ. В современных ПЧ предусмотрен дополнительный, так называемый, технологический регулятор, который может быть использован для организации обратной связи по той или иной технологической переменной. В рассматриваемой САУ - для подключения выхода датчика напора (давления). На входах этого регулятора выполняется также операция сравнения сигналов датчика и задатчика.

Как отмечалось выше, повышение энергоэффективности насосных установок может быть обеспечено достаточно простым техническим решением: применением ЧРП и устранением избыточного напора в водопроводной сети.

Использование систем стабилизация напора в диктующей точке дает еще и новые положительные эффекты: повышается комфортность водоснабжения для потребителей, дополнительно уменьшаются утечки воды, снижается аварийность водопроводной сети.

Кроме того, в насосных установках с регулируемым приводом, неоснащенных САУ, скорость насосного агрегата приходится задавать так, чтобы обеспечить необходимый напор в диктующей точке в наиболее неблагоприятных условиях – при наибольшем расходе воды и наименьшем напоре на входе насоса. При уменьшении расхода или увеличении напора на входе насоса водопроводная сеть

работает с избыточным напором, что приводит к бесполезным потерям энергии.

В установках, оснащенных САУ, поддерживается необходимый минимум напора в сети и, за счет этого, снижается потребление электроэнергии, расходуемой насосной станцией на подачу воды.

### **Вопросы для самопроверки**

- 1) Поясните назначение систем стабилизации напора.
- 2) Перечислите основные элементы функциональной схемы системы стабилизации напора, укажите их назначение.
- 3) Опишите как будут изменяться переменные в системе в случае возрастания напора на входе насоса.
- 4) Может ли использование САУ стабилизации напора обеспечить снижение затрат электроэнергии?

## **7.2. Разработка математической модели и структурной схемы САУ**

### ***Математическая модель объекта управления***

При проектировании и расчете САУ гидравлическую систему, содержащую насос и трубопроводную сеть, следует рассматривать как объект управления (ОУ) и сформулировать задачу управления [1].

Для ОУ необходимо выделить выходную ***регулируемую переменную, управляющее воздействие*** – переменную, изменяя которую можно целенаправленно изменять регулируемую переменную; ***возмущающие воздействия*** – воздействия, вызывающие нежелательные изменения регулируемой переменной.

Проанализируем рассматриваемый ОУ с учетом этих понятий.

Задача управления, как отмечалось выше – поддержание постоянного значения (стабилизация) напора (давления) в диктующей точке.

В рассматриваемой схеме водоснабжения напор на выходе насоса  $H_{\text{ВЫХ}}$  в установившемся режиме уравновешен напором в диктующей

точке  $H_{д.т}$ , статическим напором  $H_{ст}$  и потерями напора  $h_T$  на гидравлическом сопротивлении трубопроводной системы:

$$H_{\text{ВЫХ}} = H_{\text{д.т}} + H_{\text{ст}} + h_T. \quad (7.2)$$

Тогда, для напора в диктующей точке можно записать:

$$H_{\text{д.т}} = H_{\text{ВЫХ}} - H_{\text{ст}} - h_T. \quad (7.3)$$

Уравнение для напора на выходе насоса при номинальной скорости имеет вид:

$$H_{\text{ВЫХ}} = H_{\text{ВХ}} + H_{\text{Н}} = H_{\text{ВХ}} + H_{\phi} - S_{\text{Н}} Q^2.$$

Слагаемое  $S_{\text{Н}} Q^2$  определяет потерю напора на гидравлическом сопротивлении насоса. На рабочих участках характеристики насоса им можно пренебречь [9], и принять

$$H_{\text{Н}} = H_{\phi} = H_{\text{НОМ}}.$$

Тогда, напор на выходе насоса при номинальной скорости можно представить в виде:

$$H_{\text{ВЫХ}} = H_{\text{ВХ}} + H_{\text{Н}}. \quad (7.4)$$

Напор насоса, в соответствии с уравнениями подобия, зависит от квадрата относительной угловой скорости:

$$H_{\text{Н}} = H_{\text{НОМ}} \left( \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^2. \quad (7.5)$$



Тогда, для напора на выходе насоса при регулировании скорости будем иметь:

$$H_{\text{ВЫХ}} = H_{\text{ВХ}} + H_{\text{НОМ}} \left( \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^2. \quad (7.6)$$

С учетом выражения (7.6), для напора в диктующей точке можно записать:

$$H_{\text{Д,Т}} = H_{\text{ВХ}} + H_{\text{НОМ}} \left( \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^2 - H_{\text{СТ}} - h_{\text{Т}}. \quad (7.7)$$

В разветвленной водопроводной сети общие потери напора в трубопроводе  $h_{\text{Т}}$  складываются из потерь на его отдельных участках и зависят от **расходов воды** в каждой точке подключения потребителей. Для достоверного определения этих потерь необходим полный расчет водопроводной сети или соответствующие экспериментальные исследования. В рассматриваемой учебной задаче будем полагать, что известно значение изменения гидравлических потерь  $h_{\text{Т}}$  вследствие изменения расходов.

Из последнего выражения следует, что нежелательное изменение напора в диктующей точке может происходить из-за **изменения расхода и отклонений напора на входе насоса**. Следовательно, эти воздействия являются **возмущающими** для рассматриваемой системы.

Целенаправленное воздействие на объект можно осуществлять изменяя **скорость (частоту вращения) насоса**. Это воздействие является **управляющим**.

При исследовании динамических характеристик САУ используют уравнения для «малых» отклонений. Такой подход обосновывается самим принципом работы системы стабилизации, в которой обеспечиваются «малые» отклонения переменных от установившихся значений.

Будем считать, что статический напор  $H_{ст}$  остается постоянным, и перейдем в уравнении (7.3), с учетом (7.4), к отклонениям (приращениям) переменных:

$$\Delta H_{д.т} = \Delta H_{вх} + \Delta H_{н} - \Delta h_{т}. \quad (7.8)$$

Линеаризовав выражение (7.5) для напора насоса, получим:

$$\Delta H_{н} = \left( \frac{\partial H_{н}}{\partial \omega} \right)_0 \Delta \omega = 2H_{ном} \frac{\omega_0}{\omega_{ном}^2} \Delta \omega. \quad (7.9)$$

где  $\omega_0$  – значение скорости в точке линеаризации (в рабочей точке).

Рассматривая в качестве выходной переменной напор на выходе насоса, а изменение скорости как входное воздействие, коэффициент передачи объекта по управляющему воздействию можно представить в виде:

$$k_{H\omega} = \frac{\Delta H_{н}}{\Delta \omega} = \left( \frac{\partial H_{н}}{\partial \omega} \right)_0 = 2H_{ном} \frac{\omega_0}{\omega_{ном}^2}. \quad (7.10)$$

С учетом введенных обозначений, уравнение (7.8) для отклонения напора в диктующей точке можно представить в виде:

$$\Delta H_{д.т} = \Delta H_{вх} + k_{H\omega} \Delta \omega - \Delta h_{т} \quad (7.11)$$

Приведенному уравнению соответствует структурная схема, показанная на рис. 7.4.

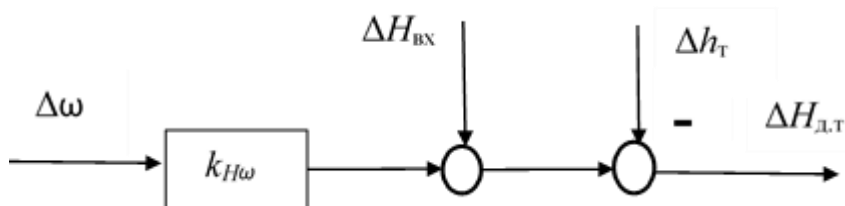


Рис. 7.4. Структурная схема объекта управления

Анализируя свойства ОУ, можно отметить следующее. На объект действуют два основных возмущения: изменение напора на входе насоса и изменение гидравлических потерь, зависящих расхода воды.

Возможна ситуация, когда трубопровод имеет небольшую длину, потери напора в нем невелики, и ими можно пренебречь.

В этом случае можно использовать САУ, замкнутую по напору на выходе насоса, т. е. установить датчик напора на выходе насоса, в непосредственной близости от шкафа управления ЧРП. Такое решение упрощает техническую реализацию САУ – отпадает необходимость в длинной линии связи от диктующей точки до шкафа управления. Но такая САУ будет компенсировать только возмущение в виде изменения напора на входе насоса.

Решение о точке подключения датчика напора должно приниматься на основе анализа конкретной ситуации.

### ***Математическая модель ЧРП***

Исполнительным элементом в рассматриваемой САУ является частотно-регулируемый привод, с помощью которого создается регулирующее воздействие на объект. Входная переменная ЧРП – напряжение на задающем входе ПЧ, выходная – скорость АД, механически соединенного с насосом.

Для центробежных вентиляторов, насосов момент статического сопротивления при нулевом статическом напоре зависит от квадрата относительной частоты вращения, и снижается при уменьшении частоты. Такой характер нагрузки и невысокие требования к диапазону регулирования и точности поддержания скорости позволяют использовать для привода насосов и вентиляторов простые привода со скалярным управлением.

Воспользуемся моделью ЧРП со скалярным управлением, рассмотренной в [17].

Структурная схема линеаризованной системы частотного управления АД, на которой показаны приращения переменных, приведена на рис. 7.5.

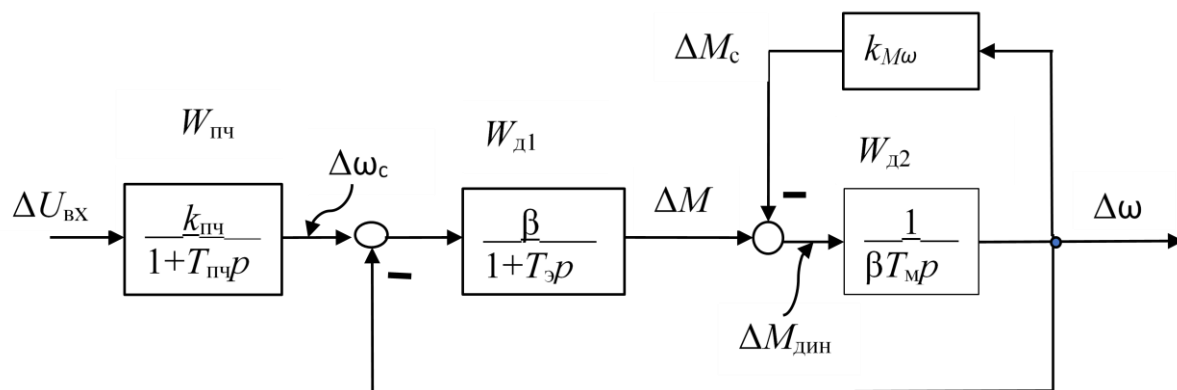


Рис. 7.5. Структурная схема системы управления АД

Схема отражает динамические свойства ЧРП для рабочего участка характеристики двигателя.

Статические и динамические свойства элементов системы отражены соответствующими передаточными функциями (ПФ).

Структурная схема АД содержит два звена с ПФ  $W_{д1}(p)$  и  $W_{д2}(p)$ . Первое из них отражает электромагнитную инерционность, а второе электромеханическую инерционность АД.

На вход структурной схемы АД поступает частота, определяющая синхронную скорость двигателя  $\omega_c$ . На входе второго звена в структуре АД действует динамический момент, определяемый как разность момента двигателя и момента сопротивления механизма:

$$M_{\text{дин}} = M - M_c.$$

Структура АД содержит контур отрицательной обратной связи по скорости.

Электромагнитная и электромеханическая инерционность АД описываются ПФ апериодического и интегрирующего звеньев:

$$W_{д1}(p) = \frac{\Delta\omega(p)}{\Delta\omega_c(p) - \Delta\omega(p)} = \frac{\beta}{T_э p + 1}; \quad (7.12)$$

$$W_{д2}(p) = \frac{\Delta\omega(p)}{\Delta M_{дин}(p)} = \frac{1}{\beta T_м p}; \quad (7.13)$$

где  $\beta$ - жесткость линеаризованной механической характеристики,  $\frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{рад}/\text{с}}$  определяется максимальным моментом  $M_{max}$ , синхронной номинальной скоростью  $\omega_{с.н}$  и критическим скольжением  $S_k$  АД:

$$\beta = \frac{\Delta M}{\Delta\omega} = \frac{2M_{max}}{\omega_{с.н} S_k}; \quad (7.14)$$

$T_э$  – электромагнитная постоянная АД, с:

$$T_э = \frac{1}{2\pi f_{1н} S_k} = \frac{1}{314 S_k}; \quad (7.15)$$

$T_м$  – электромеханическая постоянная АД, с:

$$T_м = \frac{J}{\beta}; \quad (7.16)$$

$J$  – приведенный момент инерции двигателя и механизма,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ .

Указанные звенья и связи отражают динамические свойства АД в случае, когда момент сопротивления механизма не зависит от скорости. Для насосов и вентиляторов механический момент на валу насоса (момент сопротивления механизма) **зависит от скорости**. Учтем эту зависимость. Будем считать, что момент, в соответствии с формулой подобия, зависит от квадрата скорости:

$$M_0 = M_c = M_{ном} \left( \frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2.$$

Линеаризовав последнее соотношение, получим:

$$\Delta M_c = \left( \frac{\partial M_c}{\partial \omega} \right)_0 \Delta \omega = 2M_{\text{НОМ}} \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}^2} \Delta \omega,$$

где  $\omega_0$  - значение скорости в точке линеаризации (рабочей точке).

Тогда, взаимосвязь момента сопротивления и скорости можно отразить коэффициентом передачи по моменту сопротивления:

$$k_{M\omega} = \frac{\Delta M_c}{\Delta \omega} = \left( \frac{\partial M_c}{\partial \omega} \right)_0 = 2M_{\text{НОМ}} \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}^2}. \quad (7.17)$$

Скорость  $\omega_0$  в рабочей точке определяется, с учетом формулы подобия, из условия обеспечения необходимого напора в диктующей точке:

$$\omega_0 = \omega_{\text{НОМ}} \sqrt{\frac{H_0}{H_{\text{НОМ}}}}, \quad (7.18)$$

где  $H_0$  – напор на выходе насоса, обеспечивающий требуемое значение напора в диктующей точке.

Рассмотренную зависимость момента сопротивления от скорости, для отклонений, отражает цепь обратной связи с коэффициентом передачи  $k_{M\omega}$  на структурной схеме рис. 7.5.

Найдем эквивалентную ПФ участка, охваченного обратной связью с коэффициентом  $k_{M\omega}$ :

$$W_0(p) = \frac{\Delta \omega(p)}{\Delta M_{\text{дин}}(p)} = \frac{W_{\text{д2}}(p)}{1 + W_{\text{д2}}(p)k_{M\omega}}.$$

После преобразований получим:

$$W_0(p) = \frac{1/k_{M\omega}}{1 + T_0 p}, \quad (7.19)$$

где

$$T_0 = \frac{\beta T_M}{k_{M\omega}}. \quad (7.20)$$

Найдем ПФ двигателя с учетом зависимости момента сопротивления от скорости. Согласно структурной схеме (рис. 7.5) можно записать:

$$W_d(p) = \frac{\Delta\omega(p)}{\Delta\omega_c(p)} = \frac{W_{d1}(p)W_0(p)}{1 + W_{d1}(p)W_0(p)}.$$

После преобразований последнее выражение можно представить в виде:

$$W_d(p) = \frac{k_d}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1}, \quad (7.21)$$

где

$$k_d = \frac{\beta}{\beta + k_{M\omega}}, \quad (7.22)$$

$$T_1 = \sqrt{\frac{T_0 T_3}{1 + \beta/k_{M\omega}}}; \quad T_2 = \frac{T_0 + T_3}{1 + \beta/k_{M\omega}}. \quad (7.23)$$

**Динамические свойства преобразователя частоты** описываются ПФ:

$$W_{пч}(p) = \frac{\Delta\omega_c(p)}{\Delta U_{pc}(p)} = \frac{k_{пч}}{T_{пч} p + 1}, \quad (7.24)$$

где  $k_{пч}$  – коэффициент передачи ПЧ при работе в зоне частот ниже номинальной,  $\frac{\text{рад/с}}{\text{В}}$

$$k_{пч} = \frac{\Delta\omega_c}{\Delta U_{pc}} = \frac{\omega_{c.n}}{U_{пч.n}}; \quad (7.25)$$

$U_{пч.n}$  – номинальное напряжение управление ПЧ.

$T_{пч}$  – постоянная времени ПЧ, значение которой при высоких частотах модуляции выходного напряжения ПЧ (2...50 кГц) не превышает 0,001 с.

**Коэффициент передачи датчика напора** определяется выражением:

$$k_{дн} = \frac{U_{дн}}{H_{дн}}, \quad (7.26)$$

где  $H_{дн}$  - верхний предел измерений датчика напора, м вод. ст.;

$U_{дн}$  - номинальное выходное напряжение датчика, В.

**Структурная схема системы стабилизации напора**, сформированная с учетом математического описания элементов системы, приведена на рис. 7.6.

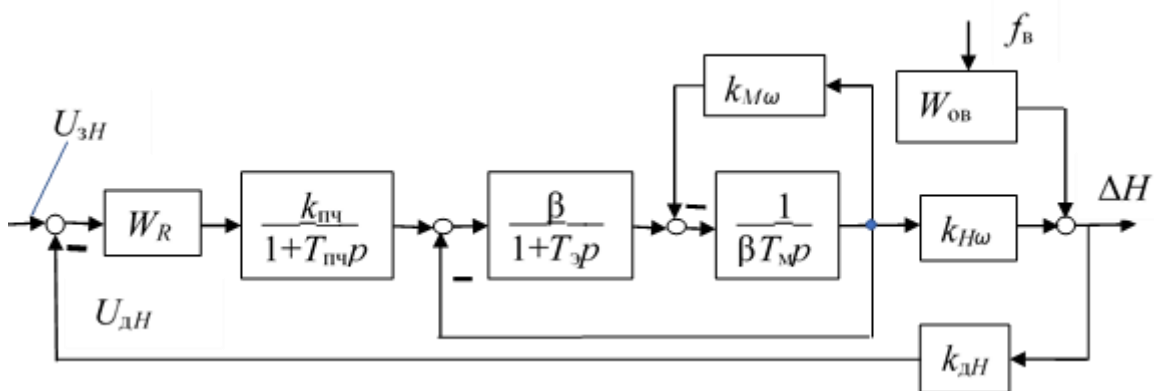


Рис.7.6. Структурная схема системы стабилизации напора

Дополнительно к рассмотренным переменным на схеме показано возмущающее воздействие  $f_в$  и передаточная функция объекта по возмущению  $W_{об}$ , а также ПФ регулятора  $W_R$ .



Вид ПФ  $W_{об}$  зависит от действующего возмущения и рассмотрен далее в примере. Вид и параметры ПФ регулятора подлежат выявлению в дальнейших расчетах.

### Вопросы для самопроверки

- 1) Укажите регулируемую переменную, управляющее воздействие и основное возмущение на объект управления в системе стабилизации напора.
- 2) Приведите структурную схему объекта управления в системе стабилизации напора.
- 3) Какие звенья, кроме объекта управления, содержит структурная схема системы стабилизации напора?

### 7.3. Синтез регулятора

При использовании стандартных методов синтеза регуляторов, как правило, решается задача максимального быстродействия. В рассматриваемой системе высокая скорость изменения регулируемой переменной и колебательность процесса могут приводить к гидравлическим ударам и повышенному износу насосного агрегата.

В связи с этим при проектировании рассматриваемой системы необходимо учитывать *ограничения* на показатели качества переходных процессов. Желательно, чтобы переходные процессы в системе протекали по аperiodическому закону с ограниченной скоростью изменения напора (давления).

Такой характер переходных процессов может быть достигнут использованием в системе И-регулятора с ПФ

$$W_R(p) = \frac{1}{T_R p}. \quad (7.27)$$

Запишем выражение для ПФ нескорректированной (без регулятора) разомкнутой системы:

$$W_{\text{раз}}(p) = W_{\text{пч}}(p)W_{\text{д}}(p)k_{H\omega}k_{дН}. \quad (7.28)$$

При синтезе регулятора пренебрежем инерционностью звеньев электропривода и запишем выражение (7.31) в виде:

$$W_{\text{раз}}(p) = k_{\text{раз}} = k_{\text{пч}}k_{\text{д}}k_{H\omega}k_{дН}. \quad (7.29)$$

После введения регулятора ПФ замкнутой системы будет иметь вид:

$$W_{\text{зам}}(p) = \frac{W_R(p)k_{\text{пч}}k_{\text{д}}k_{H\omega}}{1 + k_{\text{раз}}W_R(p)} \quad (7.30)$$

После преобразований, с учетом (7.30), последнее выражение приводится к виду:

$$W_{\text{зам}}(p) = \frac{1/k_{дН}}{1 + T_a p}, \quad (7.31)$$

где

$$T_a = T_R/k_{\text{раз}}. \quad (7.32)$$

Таким образом, если выбрать постоянную времени  $T_a$  на порядок больше постоянных времени звеньев электропривода, то ПФ замкнутой системы с введенным регулятором, будет приближенно описываться выражением (7.31), совпадающим с ПФ апериодического звена.

Учитывая свойства апериодического звена, можно сказать, что переходный процесс в замкнутой системе при ступенчатом изменении сигнала задания будет апериодическим. А время переходного процесса

(время регулирования) для 5%-й зоны допустимых отклонений будет составлять:

$$t_{\text{рег}} = 3T_a.$$

Учитывая изложенное, синтез регулятора можно вести в следующей последовательности:

- задаться требуемым (желаемым) временем регулирования  $t_{\text{рег.тр}}$  и рассчитать значение

$$T_a = \frac{t_{\text{рег.тр}}}{3}. \quad (7.33)$$

- с учетом формулы (7.35) найти значение постоянной времени регулятора:

$$T_R = T_a k_{\text{раз}}. \quad (7.34)$$

Выбор желаемого значения  $t_{\text{рег.тр}}$  должен носить компромиссный характер. Необходимо учитывать, что увеличение значения  $t_{\text{рег.тр}}$  повышает плавность отработки сигнала задания, но быстродействие системы снижается, и она хуже отрабатывает возмущения. Дополнительные пояснения по этому вопросу даются в примере расчета.

### **Вопросы для самопроверки**

- 1) Какие требования к качеству переходных процессов предъявляются в системе стабилизации напора?
- 2) Какой вид должна иметь ПФ замкнутой системы?
- 3) Какой тип регулятора целесообразно использовать в системе стабилизации напора?

### **Задание №6 и пример расчета**

Требуется разработать и исследовать САУ стабилизации напора в диктующей точке водопроводной сети.

Исходные данные для расчета указаны в табл. 7.1

Таблица 7.1

№ вар.	Тип насосного агрегата	Свободный напор в диктующей точке, $H_{д.т.}$ , м вод. ст.,	Относительный напор насоса в рабочей точке характеристики, $H_0/H_{ном}$
1	К100-65-200	20	0,80
2	К100-65-315	15	0,85
3	К125-80-200	18	0,75
4	К125-100-200	20	0,85
5	К125-100-250	15	0,80
6	АК 50-250	15	0,80

Проведем расчеты для 6-го варианта задания.

Для водоснабжения используется насосный агрегат АК 50-250/263/37,0/2 со следующими техническими данными (см. в Интернете):

$$Q_{ном} = 92 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}; H_{ном} = 79 \text{ м вод. ст.}$$

Агрегат оснащен приводным двигателем АИР200М2, со следующими номинальными данными (номинальные данные АД см. в Интернете):

$$P_{ном} = 37 \text{ кВт}; n_c = 3000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}; S_{ном} = 0,02; \eta_{ном} = 91,5\%;$$

$$\cos\varphi_{ном} = 0,87; m_{max} = \frac{M_{max}}{M_{ном}} = 2,80; m_{пуск} = \frac{M_{пуск}}{M_{ном}} = 1,60;$$

$$m_{min} = \frac{M_{min}}{M_{ном}} = 1,50; i_{пуск} = \frac{I_{пуск}}{I_{ном}} = 7,0; J_d = 0,13 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Дополнительно к каталожным данным АД рассчитаем:

- синхронную и номинальную скорость АД

$$\omega_c = 0,105n_c = 0,105 \cdot 3000 = 315 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$\omega_{\text{НОМ}} = (1 - S_{\text{НОМ}})\omega_c = (1 - 0,02) \cdot 315 = 309 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

- номинальный момент двигателя

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{1000P_{\text{НОМ}}}{\omega_{\text{НОМ}}} = \frac{1000 \cdot 37}{309} = 117 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Далее одновременно с расчетами параметров элементов САУ разрабатываем в программе *Classic* компьютерную модель системы. Полная модель, соответствующая структурной схеме САУ, приведена на рис. 7.7. Рекомендуется набирать ее поэтапно и проводить соответствующие проверки, как поясняется далее.

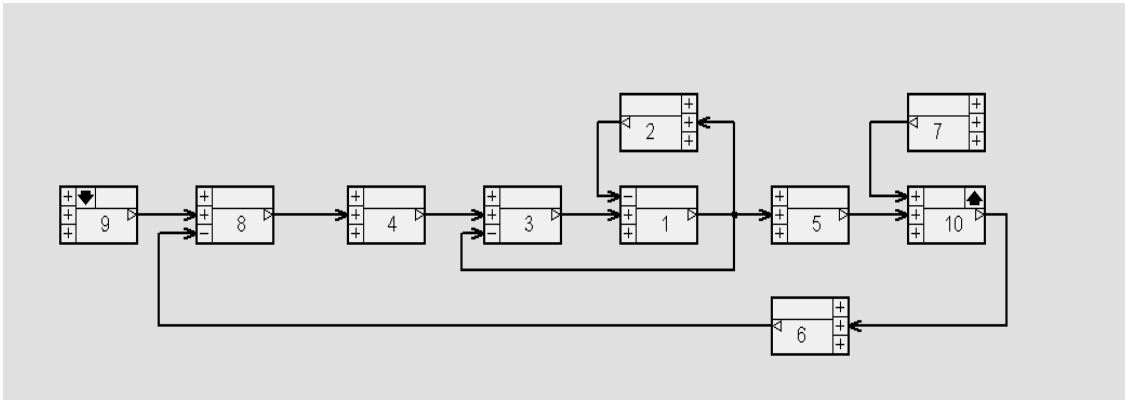


Рис. 7.7. Компьютерная модель САУ

1) Начинаем с расчета параметров *математической модели двигателя.*

По формуле (7.14) рассчитываем жесткость линеаризованной механической характеристики:

$$\beta = \frac{2M_{\text{max}}}{\omega_c S_K} = \frac{2m_{\text{max}}M_{\text{НОМ}}}{\omega_c S_K} = \frac{2 \cdot 2,8 \cdot 117}{315 \cdot 0,108} = 19,3 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад/с}},$$

где критическое скольжение

$$S_k = S_{\text{НОМ}} \left( m_{\text{max}} + \sqrt{m_{\text{max}}^2 - 1} \right) = \\ = 0,02 \cdot (2,8 + \sqrt{2,8^2 - 1}) = 0,108.$$

По формуле (7.15) рассчитываем электромагнитную постоянную АД:

$$T_{\text{э}} = \frac{1}{2\pi f_{1\text{H}} S_k} = \frac{1}{314 S_k} = \frac{1}{314 \cdot 0,108} = 0,0294 \text{ с.}$$

По формуле (7.16) находим электромеханическую постоянную АД:

$$T_{\text{м}} = \frac{J}{\beta} = \frac{1,5 J_{\text{д}}}{\beta} = \frac{1,5 \cdot 0,13}{19,3} = 0,0101 \text{ с,}$$

где  $J$  – приведенный момент инерции двигателя и механизма,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ; коэффициентом 1,5 учитывается момент инерции механизма, приведенный к валу двигателя.

Рассчитываем скорость  $\omega_0$  в рабочей точке по формуле (7.18):

$$\omega_0 = \omega_{\text{НОМ}} \sqrt{\frac{H_0}{H_{\text{НОМ}}}} = \omega_{\text{НОМ}} \sqrt{0,8} = 0,894 \omega_{\text{НОМ}}; \quad \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}} = 0,894.$$

По формуле (7.17) рассчитываем коэффициент передачи по моменту сопротивления:

$$k_{M\omega} = 2M_{\text{НОМ}} \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}^2} = 2M_{\text{НОМ}} \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}} \frac{1}{\omega_{\text{НОМ}}} = \\ = 2 \cdot 117 \cdot 0,894 \cdot \frac{1}{309} = 0,681 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад/с}}.$$

Рассчитываем значение знаменателя ПФ  $W_{\text{д2}}$ :

$$\beta T_M = 19,3 \cdot 0,0101 = 0,195 \text{ с.}$$

Начинаем формировать компьютерную модель системы (рис. 7.7). Создаем блок 1, и задаем в нем параметры ПФ второго звена в структуре двигателя:

$$W_{д2} = \frac{1}{0.195s}$$

Напомним, что в программе CLASSIC используется символ  $s$  вместо  $p$ , а разделителем целой и дробной части числа является точка.

Создаем блок 2, и задаем в нем коэффициент передачи  $k_{M\omega} = 0.681$ . Организуем цепь отрицательной обратной связи через блок 2. Задаем Вход и Выход на блок 1. Выполнив Расчеты, Характеристики, получаем график переходного процесса – рис. 7.8.

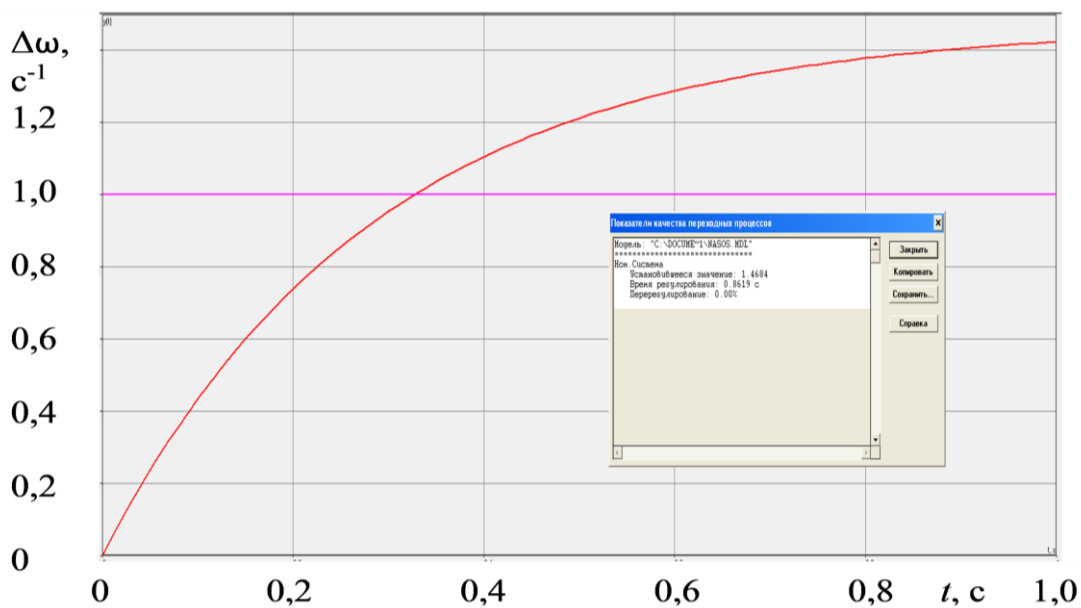


Рис. 7.8. График изменения скорости двигателя  $\Delta\omega$  при единичном скачкообразном изменении электромагнитного момента  $\Delta M$

Напомним, что графики переходных процессов, рассматриваемые здесь и далее, показывают изменение выходной переменной в функции времени, вызванное скачком (ступенчатым изменением) входного воздействия.

Такое воздействие в момент времени  $t=0$  изменится мгновенно от нуля до установившегося значения, в частности, при единичном скачке от 0 до 1. На графиках ступенчатое воздействие отобразится горизонтальной прямой (см. например, рис. 7.8).

Отметим также, что при использовании линеаризованной модели рассматриваются не сами переменные, а их изменение (приращение) относительно исходных установившихся значений.

Учитывая структурную схему двигателя (рис. 7.5), несложно заметить, что для рассматриваемого участка структурной схемы входной переменной является приращение электромагнитного момента  $\Delta M$ , а выходной – изменение скорости  $\Delta \omega$ .

Проверим правильность полученного результата моделирования.

Эквивалентная ПФ (7.19) участка, охваченного обратной связью, совпадает с ПФ апериодического звена.

Находим значение числителя и постоянной времени  $T_0$  в выражении для этой ПФ (7.19):

$$\frac{1}{k_{M\omega}} = \frac{1}{0,681} = 1,47 \frac{\text{рад/с}}{\text{Н} \cdot \text{м}};$$

$$T_0 = \frac{\beta T_M}{k_{M\omega}} = \frac{19,3 \cdot 0,0101}{0,681} = 0,286 \text{ с.}$$

Время переходного процесса при подаче на вход апериодического звена с ПФ (7.19) скачка сигнала должно составлять  $t_{\text{пер}} = 3T_0 = 3 \cdot 0,286 = 0,859 \text{ с}$ , а установившееся значение выходной переменной должно быть равно  $\frac{1}{k_{M\omega}}$ . Полученные при моделировании значения  $t_{\text{пер}} = 0,86 \text{ с}$  и установившегося значения 1,47 совпадают с расчетными.

Добавляем в компьютерную модель блок 3 и задаем в нем расчетные параметры ПФ (7.12) первого звена в структуре двигателя:



$$W_{д1} = \frac{\beta}{T_{э}p + 1} = \frac{10.8}{1 + 0.0294s}$$

Дополняем схему цепью отрицательной обратной связи с выхода блока 1 на вход блока 3. Задаем Вход на блок 3, Выход – на блок 1, и рассчитываем переходный процесс изменения скорости двигателя при единичном скачке сигнала на входе (рис. 7.9).

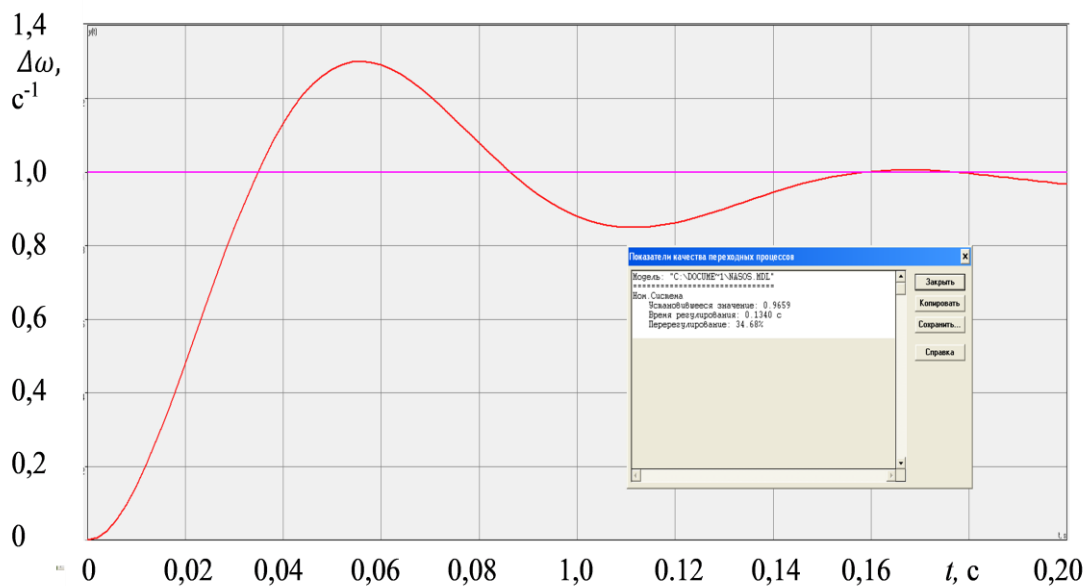


Рис. 7.9. График изменения скорости двигателя  $\Delta\omega$  при скачкообразном изменении сигнала задания скорости  $\Delta\omega_c$

Проверяем полученные результаты.

Находим параметры ПФ (7.21) двигателя с учетом зависимости момента сопротивления от скорости.

По выражению (7.22) коэффициент передачи

$$k_{д} = \frac{\beta}{\beta + k_{M\omega}} = \frac{19,3}{19,3 + 0,681} = 0,966.$$

Установившееся значение изменения скорости на графике равно 0,966 рад/с, что совпадает, как и должно быть, со значением  $k_{д}$ .

Находим по выражениям (7.23) эквивалентные постоянные времени двигателя:

$$T_1 = \sqrt{\frac{T_0 T_3}{1 + \beta/k_{M\omega}}} = \sqrt{\frac{0,286 \cdot 0,0294}{1 + 19,3/0,681}} = 0,017 \text{ с};$$

$$T_2 = \frac{T_0 + T_3}{1 + \beta/k_{M\omega}} = \frac{0,286 + 0,029}{1 + 19,3/0,681} = 0,011 \text{ с}.$$

Убеждаемся, что их значения составляют сотые доли секунды, а время переходного процесса десятые доли секунды (0,134 с).

Кроме того, отмечаем, что рассматриваемый переходный процесс носит колебательный характер. Следует иметь в виду, что для определенного соотношения постоянных времени двигателя переходный процесс может быть и апериодическим.

2) Рассчитываем параметры ПФ (7.24) *преобразователя частоты*.

Коэффициент передачи ПЧ при работе в зоне частот ниже номинальной

$$k_{\text{пч}} = \frac{\omega_c}{U_{\text{пч.н}}} = \frac{315}{10} = 31,5 \frac{\text{рад/с}}{\text{В}},$$

где  $U_{\text{пч.н}} = 10 \text{ В}$  – номинальное напряжение управление ПЧ.

Постоянную времени ПЧ, с учетом изложенного выше, принимаем

$$T_{\text{пч}} = 0,001 \text{ с}.$$

Дополняем модель системы блоком 4, и задаем в нем параметры передаточной функции ПЧ:

$$W_{\text{пч}} = \frac{31,5}{1 + 0,001 s}.$$

Исследуйте график изменения скорости двигателя при скачкообразном изменении сигнала на входе ПЧ (переходный процесс в электроприводе). Для этого назначьте Вход на блок 4, Выход – на блок 1. Убедитесь, что полученный график отличается от графика переходного процесса в двигателе только масштабом по оси ординат. Это объясняется тем, что «малая» постоянная времени ПЧ несущественно влияет на динамические характеристики привода.

### 3) Выполняем расчеты *параметров объекта управления*.

Для расчетов целесообразно использовать экспериментальные данные или результаты расчетов конкретной водопроводной сети. В рассматриваемой учебной задаче используем ряд допущений.

Примем, что при среднем расходе необходимый по условиям комфортного водоснабжения свободный напор в диктующей точке должен составлять

$$H_{д.т} = 15 \text{ м вод. ст.},$$

и он обеспечивается при напоре на выходе насоса

$$H_0 = 0,8H_{ном}.$$

Скорость насоса, необходимая для создания такого напора, рассчитана выше и составляет

$$\omega_0 = 0,894\omega_{ном}.$$

По формуле (7.11) коэффициент передачи объекта по управляющему воздействию будет:

$$\begin{aligned} k_{H\omega} &= 2H_{ном} \frac{0,894\omega_{ном}}{\omega_{ном}^2} = 2H_{ном} \frac{0,894}{\omega_{ном}} = 2 \cdot 79 \cdot \frac{0,894}{309} = \\ &= 0,461 \frac{\text{м вод. ст}}{\text{рад/с}}. \end{aligned}$$

Дополняем компьютерную модель блоком 5, и задаем в нем  $k_{H\omega}$ , равный 0.461.

Дополнительно исследуйте переходный процесс в *разомкнутой системе* при ступенчатом изменении сигнала на входе ПЧ. Для этого назначьте Вход на блок 4, а Выход на блок 5.

Убедитесь, что график переходного процесса изменения напора в диктующей точке аналогичен графику переходного процесса в электроприводе, носит колебательный характер и отличается только масштабом по оси ординат.

Время регулирования составляет десятые доли секунды. Такое интенсивное нарастание напора (давления) неблагоприятно для работы водопроводной сети. Чтобы в разомкнутой систем (в системе управления без обратной связи по напору) снизить скорость нарастания давления и исключить перерегулирование необходимо увеличивать время разгона электропривода. Для этого можно использовать опцию «Задание времени разгона двигателя», имеющуюся в ПЧ.

4) *Коэффициент передачи датчика напора* определяем по выражению (7.26):

$$k_{дН} = \frac{U_{дН}}{H_{дН}} = \frac{10}{20} = 0,5 \frac{\text{В}}{\text{м вод. ст.}}$$

При расчете принято, что используется датчик давления с верхним пределом измерений  $H_{дН} = 20$  м вод. ст. и номинальным выходным напряжением  $U_{дН} = 10$  В.

Дополняем компьютерную модель блоком 6, задаем в нем коэффициент передачи  $k_{дН} = 0.5$ .

5) Вычисляем *параметры регулятора*.

Задаемся требуемым (желаемым) временем регулирования, например,  $t_{рег.тр} = 3$  с и рассчитываем значение

$$T_a = \frac{t_{\text{рег.тр}}}{3} = \frac{3}{3} = 1 \text{ с.}$$

По выражению (7.29) вычисляем значение коэффициента усиления разомкнутой системы:

$$k_{\text{раз}} = k_{\text{пч}} k_d k_{H\omega} k_{дН} = 31,5 \cdot 0,966 \cdot 0,458 \cdot 0,5 = 6,96.$$

По формуле (7.34) находим значение постоянной времени регулятора:

$$T_R = T_a k_{\text{исх}} = 1 \cdot 6,96 = 6,96 \text{ с.}$$

Дополняем компьютерную модель блоком 8. Задаем в этом блоке ПФ регулятора:

$$W_R = \frac{1}{6.96s}.$$

Кроме того, добавляем: блок 10 с коэффициентом передачи 1 (он необходим для суммирования сигналов), блок 7 с коэффициентом передачи 1 (далее он будет использован для моделирования возмущения) и блок 9 с коэффициентом передачи 1 (он может быть использован для изменения значения задающего сигнала).

Проводим необходимые связи между блоками. В частности, создаем цепь отрицательной обратной связи по напору с выхода блока 10, через блок 6 (датчик) на отрицательный вход блока 8 (регулятор).

Блок 8 объявляем варьируемым. Задаем Вход на блок 9, Выход – на блок 10, и выполняем расчет переходного процесса изменения напора в диктующей точке при ступенчатом изменении задающего сигнала (рис. 7.10).

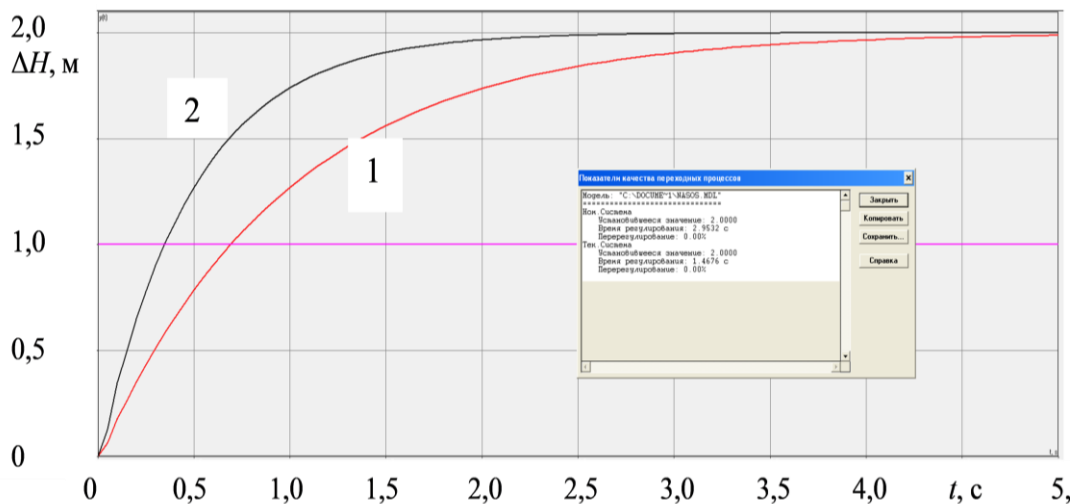


Рис. 7.10. Графики изменения напора в диктующей точке при скачке сигнала задатчика напора на 1 В:  
 кривая 1 -  $T_R = 6,96$  с; кривая 3 -  $T_R = 3,48$  с

Кривая 1 на рис. 7.10 соответствует расчетному значению  $T_R = 6,96$  с. Время регулирования  $t_{\text{рег}} = 2,95$  с, т.е. практически совпадает с требуемым  $t_{\text{рег.тр}} = 3$  с. Следовательно, неучет «малых» постоянных электропривода при синтезе регулятора не приводит к существенным погрешностям в расчетах.

Дополнительно анализируем возможность повышения быстродействия системы: уменьшаем в два раза постоянную интегрирования регулятора (блок 8), т. е. задаем  $T_R = 3,48$  с. Получаем график в виде кривой 2 на рис. 7.10. Он характеризуется примерно вдвое меньшим временем регулирования  $t_{\text{рег}} = 1,47$  с.

Важно, что напор (давление) изменяется по апериодическому закону, что благоприятно для водопроводной системы.

Дополнительно исследуем как изменяется скорость двигателя при обработке ступенчатого изменения сигнала задания. Переносим Выход на блок 1, и, аналогично предыдущему, рассчитываем переходные процессы для двух значений постоянной времени регулятора. Соответствующие графики приведены на рис. 7.11. **Проанализируйте полученные результаты.**

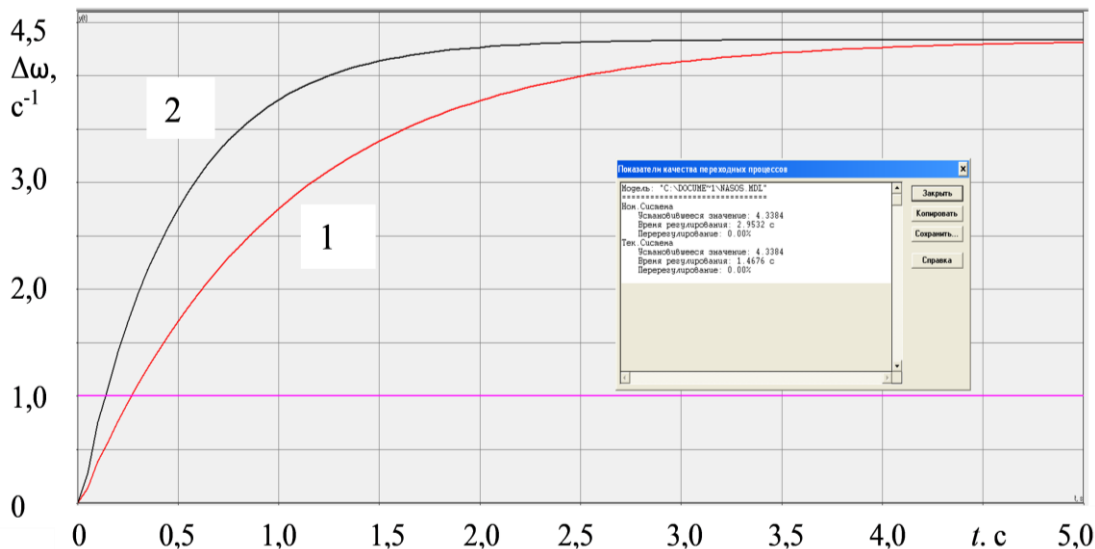


Рис. 7.11. - Графики изменения скорости двигателя при скачке сигнала задатчика напора на 1 В:  
 кривая 1 -  $T_R = 6,96$  с; кривая 3 -  $T_R = 3,48$  с

Для систем стабилизации, наряду с рассмотренными показателями качества регулирования по управляющему воздействию, важнейшее значение имеют динамические свойства системы при отработке возмущений.

Основным возмущением для рассматриваемой системы может рассматриваться изменение напора в диктующей точке, вызванное изменением расхода у потребителей. Наиболее неблагоприятным возмущением является наиболее «быстрое» возмущение.

Предположим, что напор в диктующей точке может изменяться по апериодическому закону за некоторое время  $t_B$ . Такое изменение напора можно смоделировать с помощью апериодического звена, имеющего ПФ

$$W_{0.B}(p) = \frac{k_{0.B}}{1 + T_{0.B}p},$$

где  $k_{0.B}$  и  $T_{0.B}$  — коэффициент передачи и постоянная времени объекта по возмущающему воздействию.

Для апериодического звена постоянная времени  $T_{0.B}$  связана с временем нарастания воздействия соотношением:

$$T_{0.В} = t_{В}/3.$$

Для исследования переходных процессов дополняем схему модели блоком 7, и соединяем его выход с входом сумматора - блок 10.

Задаемся временем нарастания возмущения, например  $t_{В} = 1,5$  с. Рассчитываем  $T_{0.В} = \frac{t_{В}}{3} = \frac{1,5}{3} = 0,5$  с, и в блоке 7 задаем ПФ

$$W_{0.В} = \frac{1}{1 + 0.5s}.$$

Изменяя значение числителя этой ПФ, можно моделировать различные значения величины возмущения. Примем, например, что величина возмущения составляет 1 м вод. ст., соответственно, коэффициент в числителе ПФ равен 1.

Назначаем Вход на блок 7, Выход – на блок 10, блок 8 (регулятор) объявляем варьируемым. Будем задавать в нем расчетное значение  $T_R = 6,96$  с; и варьируемое -  $T_R=3,48$  с.

Выполнив Расчеты, получаем графики, приведенные на рис. 7.12.

Проанализируем эти графики. В разомкнутой системе при действии рассматриваемого возмущения возникло бы отклонение напора на 1 м вод. ст.

В замкнутой системе, благодаря наличию в регуляторе интегральной составляющей, установившееся отклонение напора сводится к нулю. Во время переходного процесса максимальное динамическое отклонение напора для  $T_R = 6,96$  с составляет 0,46 м вод. ст., для  $T_R=3,48$  с - 0,38 м вод. ст.



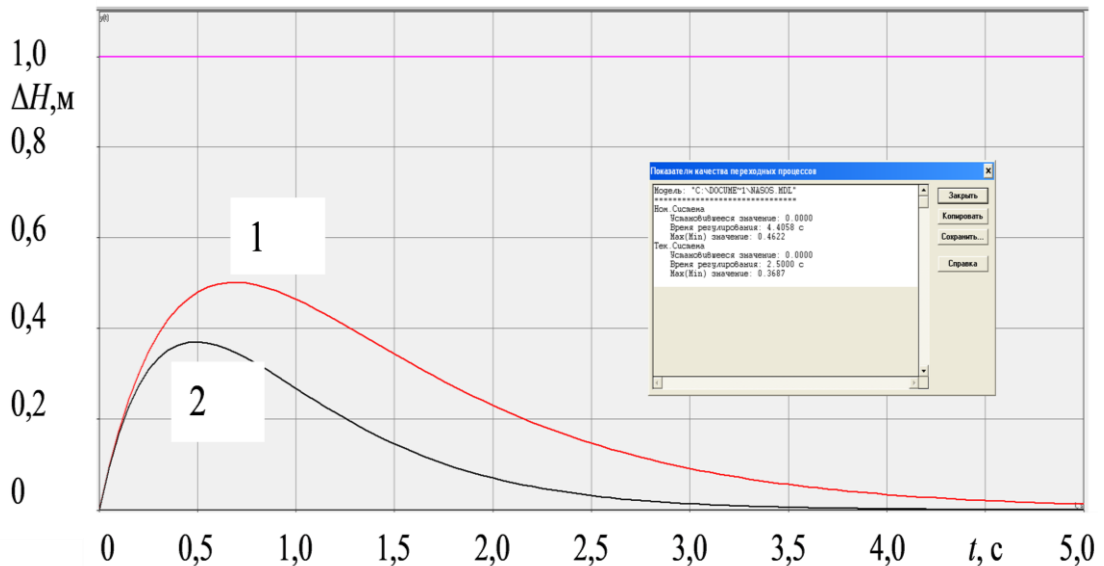


Рис. 7.12. Графики изменения напора в диктующей точке при действии возмущения: кривая 1 -  $T_R = 6,96$  с; кривая 2 -  $T_R = 3,48$  с

Таким образом, уменьшая в определенных пределах постоянную времени регулятора, можно снижать максимальное динамическое отклонение. Однако, как уже отмечалось, повышение быстродействия системы может неблагоприятно влиять на состояние водопроводной сети. В связи с этим выбор постоянной времени регулятора должен проводиться с учетом характеристик конкретной водопроводной сети.

## 8. СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ УРОВНЯ ЖИДКОСТИ В РЕЗЕРВУАРАХ

### 8.1. Задача стабилизации уровня жидкости. Функциональная схема САУ

Рассмотрим задачу стабилизации уровня жидкости в резервуаре, в который *закачивается жидкость (напорный резервуар)*. Такая задача характерна для насосных установок, подающих воду потребителям через аккумулирующую емкость (резервуар, напорную башню и т. п. (рис. 8.1). Жидкость забирается из источника, например, водоема и подается насосным агрегатом в выше расположенную аккумулирующую емкость.

Если потребление (расход) жидкости  $Q_1$  равно подаче  $Q$ , то уровень  $h$  в аккумулирующей емкости остается постоянным. При уменьшении потребления  $Q_1$  уровень  $h$  поднимается. Для компенсации этого увеличения необходимо снижать подачу  $Q$  жидкости. В случае возрастания потребления  $Q_1$  уровень  $h$  будет снижаться, и подачу нужно повышать.

Одним из способов решения задачи стабилизации уровня является использование релейного способа управления. В этом случае на напорной емкости используют датчики максимального и минимального уровня. Если уровень жидкости снижается до минимального значения, соответствующий датчик выдает сигнал на включение электродвигателя насоса. Происходит подача жидкости в емкость, и уровень начинает повышаться. При достижении максимального уровня, датчик максимального уровня выдает сигнал на выключение электродвигателя насоса (вытекание воды из емкости через насос предотвращается обратным клапаном).

Релейная система проста в реализации, но при переменном графике потребления число включений/отключений двигателя в сутки, как показывает опыт эксплуатации подобных установок [13, 14], может достигать 100. Такой режим работы приводит к повышенному

износу насосного агрегата, а для агрегатов мощностью больше 150...200 кВт является недопустимым.

В этих условиях используют замкнутые системы стабилизации уровня на базе ЧРП [3, 13, 14].

Функциональная схема системы (рис. 8.1) содержит: насос Н, приводимый в движение асинхронным двигателем АД; преобразователь частоты ПЧ; датчик уровня ДУ; задатчик уровня ЗД, регулятор Рег.

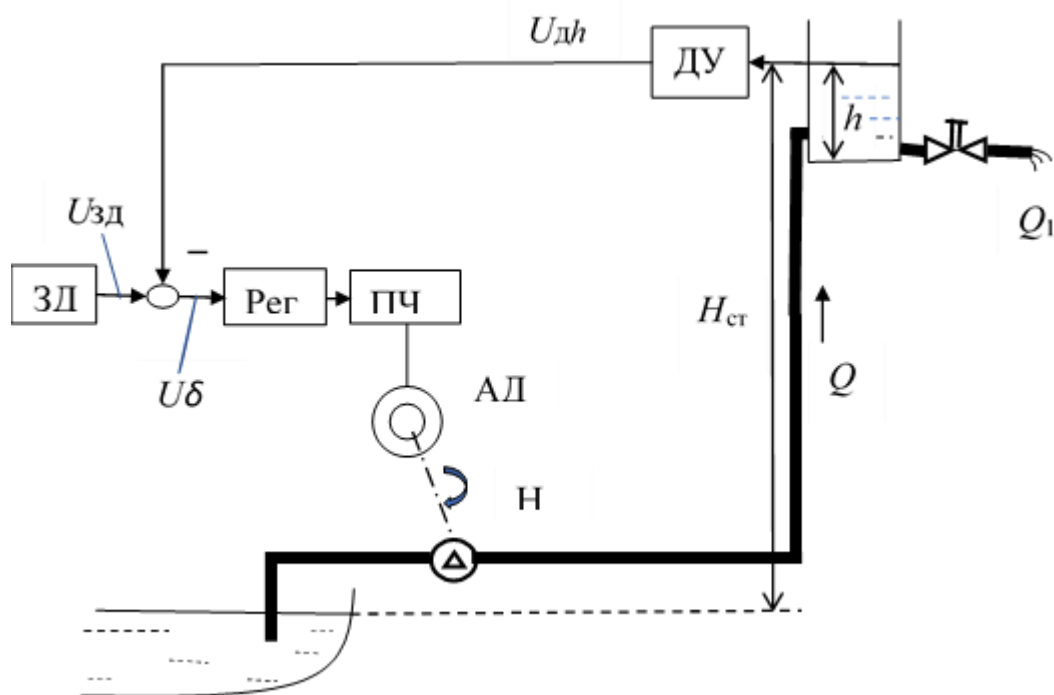


Рис. 8.1. Функциональная схема системы стабилизации уровня жидкости в аккумулирующей емкости

Работа системы протекает следующим образом.

Если регулятор имеет интегральную составляющую, то в установившемся режиме сигнал датчика уровня  $U_{дh}$  равен сигналу задания  $U_{зд}$ , и сигнал ошибки  $U_{\delta} = U_{зд} - U_{дh}$  равен нулю.

На выходе регулятора сигнал имеет определенную величину, скорость АД и насоса постоянны.

В случае снижения уровня  $h$  сигнал  $U_{дh}$  датчика уменьшается и появляется положительный сигнал ошибки  $U_{\delta} = U_{зд} - U_{дh} > 0$ . Через регулятор на ПЧ подается больший сигнал, частота напряжения на

статоре АД увеличивается, скорость насосного агрегата повышается. В результате возрастает подача  $Q$ , и уровень  $h$  жидкости в емкости начинает повышаться. Этот процесс длится до тех пор, пока уровень не достигнет заданного значения, т.е. пока вновь не будет выполняться условие  $U_{\delta} = U_{зд} - U_{dh} = 0$ .

В случае возрастания уровня  $h$  описанные процессы протекают в противоположном направлении.

Отметим, что в такой установке изменение уровня на  $\Delta h$  приводит к изменению статического напора на такую же величину:  $\Delta H_{ст} = \Delta h$ .

Стабилизация уровня исключает переполнение емкости и создает комфортные условия для потребителей. С энергетической точки зрения желательно поддерживать минимальный уровень жидкости в накопительной емкости – в этом случае высота подъема будет наименьшей, и расход энергии будет минимальным.

Системы стабилизации уровня, наряду с рассмотренной задачей, используют в установках *для откачки жидкости из приемных резервуаров*. Например, для откачки грунтовых вод в горной промышленности и др. В этом случае необходимо поддерживать требуемый уровень жидкости в резервуаре, из которого производится откачка. Для таких установок аварийным является не только режим переполнения резервуара, но и режим, когда уровень снижается ниже допустимого, и жидкость не поступает во всасывающий патрубок насоса.

С точки зрения построения САУ обе задачи аналогичны. Для определенности далее будем рассматривать первую задачу с напорным резервуаром.

### **Вопросы для самопроверки**

- 1) Какие задачи решают с помощью систем стабилизации уровня жидкости в резервуарах?
- 2) Поясните, как работает релейная система стабилизации уровня жидкости.
- 3) Укажите недостатки релейного регулирования уровня

жидкости.

4) Чем определяются требования к точности поддержания заданного уровня?

## 8.2. Разработка математической модели и структурной схемы системы стабилизации уровня жидкости

### *Математическая модель объекта управления.*

*Задача управления*, как отмечалось выше, – поддержание постоянного значения (стабилизация) уровня жидкости  $h$  в аккумулирующей емкости.

Соответственно, для рассматриваемой задачи *регулируемой переменной* объекта управления следует рассматривать уровень  $h$  жидкости в аккумулирующей емкости.

*Управляющим воздействием*, с помощью которого можно целенаправленно изменять регулируемую переменную, является скорость  $\omega$  АД (насосного агрегата), определяющая подачу  $Q$  жидкости в емкость. Основным *возмущающим воздействием*, вызывающим нежелательные изменения регулируемой переменной, служит расход (отбор) жидкости  $Q_1$ .

*Скорость* насоса  $\omega$  определяет его *напор*  $H_n$ , последний обеспечивает *подачу*  $Q$ , от которой, в свою очередь, зависит *уровень*  $h$ . Установим взаимосвязи между этими переменными [3].

Напор насоса, в соответствии с уравнениями подобия, зависит от квадрата относительной угловой скорости:

$$H_n = H_{ном} \left( \frac{\omega_0}{\omega_{ном}} \right)^2. \quad (8.1)$$

Линеаризовав это уравнение, получим для отклонений:

$$\Delta H_n = \left( \frac{\partial H_n}{\partial \omega} \right)_0 \Delta \omega = k_{H\omega} \Delta \omega. \quad (8.2)$$

где

$$k_{H\omega} = \frac{\Delta H_H}{\Delta \omega} = \left( \frac{\partial H_H}{\partial \omega} \right)_0 = 2H_{\text{НОМ}} \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}^2}, \quad (8.3)$$

$\omega_0$  – значение скорости в точке линеаризации (в рабочей точке).

Соответствующее звено 1 показано на структурной схеме (рис. 8.2).

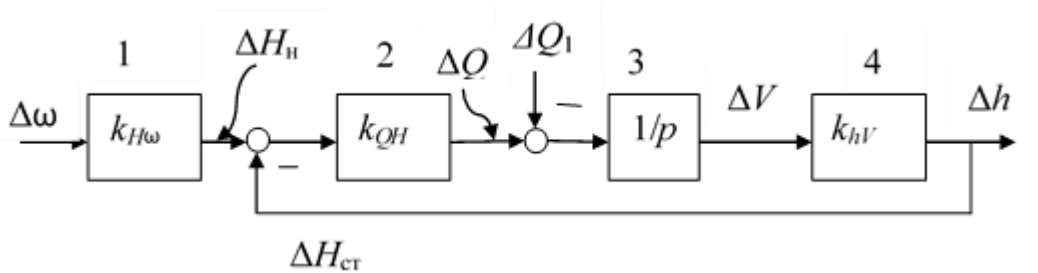


Рис. 8.2. Структурная схема объекта управления

Напор насоса уравновешен статическим напором и потерями на гидравлическом сопротивлении  $S_T$  трубопровода:

$$H_H = H_{\text{СТ}} + S_T Q^2. \quad (8.4)$$

Будем считать, что при номинальной скорости насоса обеспечивается номинальная подача. Тогда, из последнего соотношения можно найти значение гидравлического сопротивления:

$$S_T = \frac{H_{\text{НОМ}} - H_{\text{СТ}}}{Q_{\text{НОМ}}^2}.$$

Подставив это выражение в формулу (8.4), получим:

$$H_H = H_{\text{СТ}} + \frac{H_{\text{НОМ}} - H_{\text{СТ}}}{Q_{\text{НОМ}}^2} Q^2. \quad (8.5)$$

Линеаризовав это соотношение, будем иметь:

$$\Delta H_{\text{н}} = \Delta H_{\text{ст}} + 2 \frac{H_{\text{ном}} - H_{\text{ст}}}{Q_{\text{ном}}^2} Q_0 \Delta Q. \quad (8.6)$$

Приняв подачу в точке линеаризации  $Q_0 = Q_{\text{ном}}$ , получим:

$$\Delta H_{\text{н}} = \Delta H_{\text{ст}} + 2 \frac{H_{\text{ном}} - H_{\text{ст}}}{Q_{\text{ном}}} \Delta Q. \quad (8.7)$$

Запишем последнее уравнение относительно  $\Delta Q$ :

$$\Delta Q = k_{QH} (\Delta H_{\text{н}} - \Delta H_{\text{ст}}), \quad (8.8)$$

где

$$k_{QH} = \frac{Q_{\text{ном}}}{2(H_{\text{ном}} - H_{\text{ст}})}. \quad (8.9)$$

В соответствии с уравнением (8.8), на вход звена 2 структурной схемы (рис. 8.2) с коэффициентом передпчи  $k_{QH}$  должен поступать сигнал  $(\Delta H_{\text{н}} - \Delta H_{\text{ст}})$ , что и показано на схеме. Причем, изменение статического напора в этой установке, как отмечалось выше, равно изменению уровня жидкости в емкости  $\Delta H_{\text{ст}} = \Delta h$ .

Приращение объема жидкости в баке связано с подачей и расходом соотношением:

$$\Delta V(t) = \int_0^t [\Delta Q(t) - \Delta Q_1(t)] dt.$$

Или в операторной форме

$$\Delta V(p) = \frac{1}{p} [\Delta Q(p) - \Delta Q_1(p)].$$

Тогда, динамические свойства звена 3 (рис. 8.2), устанавливающего взаимосвязь между приращением объема жидкости и разностью подачи и расхода  $[\Delta Q - \Delta Q_1]$ , можно описать ПФ интегрирующего звена:

$$W(p) = \frac{\Delta V(p)}{[\Delta Q(p) - \Delta Q_1(p)]} = \frac{1}{p}. \quad (8.10)$$

Приращение уровня жидкости в емкости связано с приращением ее объема  $\Delta V$  уравнением:

$$\Delta h = \frac{\Delta V}{B}, \quad (8.11)$$

где  $B$  - площадь поверхности зеркала жидкости (бака).

Взаимосвязь этих переменных показана на структурной схеме (звено 4 на рис. 8.2) коэффициентом передачи

$$k_{hV} = \frac{\Delta h}{\Delta V} = \frac{1}{B}. \quad (8.12)$$

В соответствии со структурной схемой (рис. 8.2) объекту управления присуща отрицательная обратная связь. Ее действие проявляется в следующем. Если, например, уровень жидкости в баке начинает возрастать, то увеличивается и статический напор. Входной сигнал звена 2 - разность напора насоса и статического напора ( $H_n - H_{ст}$ ) уменьшается, и подача  $Q$  снижается. Однако, это не может полностью подавить изменение уровня жидкости.

На основе полученной структурной схемы найдем ПФ объекта по управляющему воздействию:



$$W_o(p) = \frac{\Delta h(p)}{\Delta \omega(p)} = \frac{\frac{k_{H\omega} k_{QH} k_{hV}}{p}}{1 + \frac{k_{QH} k_{hV}}{p}} = \frac{k_{H\omega}}{1 + T_o p}, \quad (8.13)$$

где постоянная времени объекта

$$T_o = \frac{1}{k_{QH} k_{hV}}. \quad (8.14)$$

*Математическая модель ЧРП* рассмотрена в предыдущем разделе и включает ПФ преобразователя частоты и ПФ двигателя:

$$W_{чрп}(p) = W_{пч}(p) W_d(p).$$

ПФ преобразователя частоты:

$$W_{пч}(p) = \frac{\Delta \omega_c(p)}{\Delta U_{pc}(p)} = \frac{k_{пч}}{T_{пч} p + 1}, \quad (8.15)$$

где

$$k_{пч} = \frac{\Delta \omega_c}{\Delta U_{pc}} = \frac{\omega_{c.н}}{U_{пч.н}};$$

ПФ асинхронного двигателя:

$$W_d(p) = \frac{\Delta \omega(p)}{\Delta \omega_c(p)} = \frac{k_d}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1}, \quad (8.16)$$

где

$$k_d = \frac{\beta}{\beta + k_{M\omega}}, \quad (8.17)$$

$$T_1 = \sqrt{\frac{T_0 T_э}{1 + \beta/k_{M\omega}}}; \quad T_2 = \frac{T_0 + T_э}{1 + \beta/k_{M\omega}}. \quad (8.18)$$

$$k_{M\omega} = 2M_{\text{НОМ}} \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}^2}. \quad (8.19)$$

**Коэффициент передачи датчика уровня** определяется выражением:

$$k_{dh} = \frac{U_{dh}}{H_{dh}}, \quad (9.20)$$

где  $H_{dh}$  - верхний предел измерений датчика уровня, м;

$U_{dh}$  - номинальное выходное напряжение датчика, В.

С учетом изложенного, сформирована структурная схема САУ, показанная на рис. 8.3.

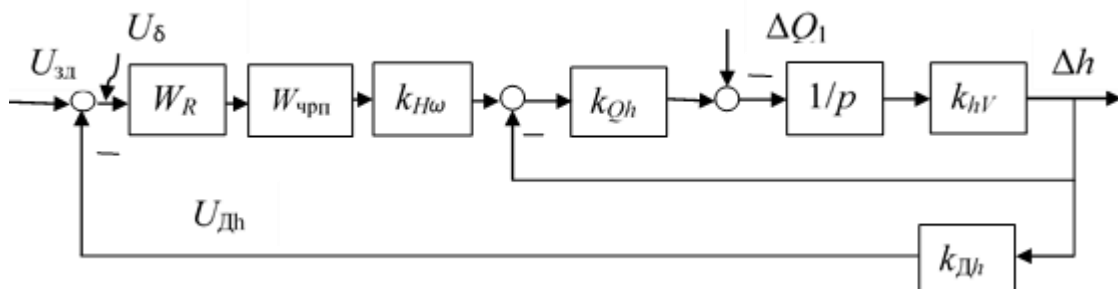


Рис. 8.3. Структурная схема системы стабилизации уровня

### Вопросы для самопроверки

- 1) Укажите управляющее и основное возмущающее воздействие на объект управления.
- 2) Какие звенья входят в структурную схему объекта управления, взаимосвязь каких переменных они отражают?
- 3) В чем проявляется действие отрицательной обратной связи в объекте управления?
- 4) Какие звенья входят в структурную схему системы дополнительно к звеньям объекта управления?

### 8.3. Синтез регулятора

Рассматриваемая система, как и другие системы стабилизации, должна обеспечить точное поддержание регулируемой переменной в установившемся режиме и переходных режимах, обусловленных действием основного возмущения, а также отработку с требуемыми показателями качества изменений задающего сигнала.

Как показывает дальнейший численный анализ, постоянная времени объекта управления на несколько порядков превышает постоянные времени звеньев ЧРП. В связи с этим, на этапе синтеза регулятора пренебрежем инерционностью звеньев ЧРП, и представим ПФ нескорректированной системы (без регулятора) в разомкнутом состоянии в виде:

$$W_{\text{раз}}(p) = W_{\text{пч}}(p)W_{\text{д}}(p)W_{\text{о}}(p)k_{\text{дн}} = \frac{k_{\text{раз}}}{1 + T_0 p}, \quad (8.21)$$

где

$$k_{\text{раз}} = k_{\text{пч}}k_{\text{д}}k_{H\omega}k_{\text{дн}}. \quad (8.22)$$

Используем в системе ПИ-регулятор с ПФ

$$W_R(p) = \frac{T_{R1}p + 1}{T_{R2}p}. \quad (8.23)$$

Дифференцирующая составляющая регулятора  $(T_{R1}p + 1)$  позволит скомпенсировать «большую» постоянную времени  $T_0$  объекта. Для этого необходимо принять

$$T_{R1} = T_0. \quad (8.24)$$

Интегральная составляющая  $T_{R2}p$  позволит свести к нулю статическое отклонение регулируемой переменной от заданного значения.

Как уже отмечалось, в подобных системах высокая интенсивность изменения скорости насоса ведет к преждевременному износу агрегата, и может приводить к гидравлическим ударам.

Поэтому зададим требование: скорость насоса в переходных процессах должна изменяться по аperiodическому закону за требуемое время.

Как показывает анализ, в рассматриваемой системе наиболее неблагоприятные переходные процессы могут возникать при действии возмущения.

Передаточную функцию замкнутой системы по возмущению - расходу (отбору)  $\Delta Q_1$  жидкости из емкости и выходной переменной – скорости  $\Delta \omega$  насосного агрегата можно после преобразований записать в виде:

$$W_{\omega Q_1}(p) = \frac{\Delta \omega(p)}{\Delta Q_1(p)} = \frac{1/k_{H\omega}}{T_a p + 1}, \quad (8.25)$$

где постоянная времени

$$T_a = \frac{T_{R2}}{k_{\text{раз}}}. \quad (8.26)$$

Откуда

$$T_{R2} = k_{\text{раз}} T_a. \quad (8.27)$$

Таким образом, динамические свойства системы с выбранным регулятором относительно рассматриваемых переменных будут определяться ПФ аperiodического звена с постоянной времени  $T_a$ .

Следовательно, кривая изменения скорости насоса при  $m$  изменении отбора жидкости из емкости будет иметь вид экспоненты. Учитывая свойства экспоненты, длительность переходного процесса (время регулирования) будет определяться значением  $T_a$  и составлять:

$$t_{\text{пер}} = 3T_a. \quad (8.28)$$

Для определения  $T_{R2}$ , имея в виду формулы (8.27) и (8.28), следует задаться требуемым (желаемым) временем регулирования  $t_{\text{рег.тр}}$ , и рассчитать постоянную времени интегрирования регулятора по формуле:

$$T_{R2} = \frac{k_{\text{раз}} t_{\text{рег.тр}}}{3}. \quad (8.29)$$

Назначая (выбирая) значение  $t_{\text{рег.тр}}$ , следует учитывать следующее. С одной стороны, чем больше  $t_{\text{рег.тр}}$ , тем меньше динамические нагрузки в насосном агрегате; с другой стороны, увеличение  $t_{\text{рег.тр}}$  снижает быстродействие системы - она медленнее реагирует на возмущающее воздействие, и динамическое отклонение регулируемой величины возрастает. Поэтому решение о значении  $t_{\text{рег.тр}}$  должно быть компромиссным (ниже это поясняется на примере).

### **Вопросы для самопроверки**

- 1) Какие ограничения накладываются на характер изменения скорости насосного агрегата и с чем они связаны?
- 2) Как протекает переходный процесс в апериодическом звене при скачке входного сигнала, чем определяется его длительность?
- 3) Какой тип регулятора целесообразно использовать в системе?
- 4) С какой целью в регуляторе используется интегральная составляющая?

### **Задание №7 и пример расчета**

Требуется разработать и исследовать САУ стабилизации уровня жтдкости в напорном резервуаре.

Исходные данные для расчета указаны в табл. 8.1.

Таблица 8.1

№ вар.	Тип насосного агрегата	Относительный статический напор, $H_{ст}/H_{ном}$
1	К100-65-200	0,90
2	К100-65-315	0,85
3	К125-80-200	0,75
4	К125-100-200	0,85
5	К125-100-250	0,80

Используем данные и результаты предыдущего примера. Для подачи жидкости в аккумулирующую емкость (рис. 8.1) используется насосный агрегат АК 50-250/263/37,0/2 со следующими техническими данными:

$$Q_{ном} = 92 \frac{\text{м}^3}{\text{час}} = \frac{92}{3600} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 0,0255 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}; H_{ном} = 79 \text{ м вод. ст.}$$

Агрегат оснащен приводным двигателем АИР200М2, со следующими номинальными данными:

$$P_{ном} = 37 \text{ кВт}; n_c = 3000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}; S_{ном} = 0,02; \eta_{ном} = 91,5\%;$$

$$\cos\varphi_{ном} = 0,87; m_{max} = \frac{M_{max}}{M_{ном}} = 2,80; m_{пуск} = \frac{M_{пуск}}{M_{ном}} = 1,60;$$

$$m_{min} = \frac{M_{min}}{M_{ном}} = 1,50; i_{пуск} = \frac{I_{пуск}}{I_{ном}} = 7,0; J_d = 0,13 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

### ***Расчет параметров элементов САУ и разработка компьютерной модели системы.***

Далее одновременно с расчетами параметров элементов САУ разрабатываем в программе Classic компьютерную модель системы. Полная модель, соответствующая структурной схеме САУ, приведена

на рис. 8.4. Рекомендуется набирать ее поэтапно и проводить соответствующие проверки, как поясняется далее.

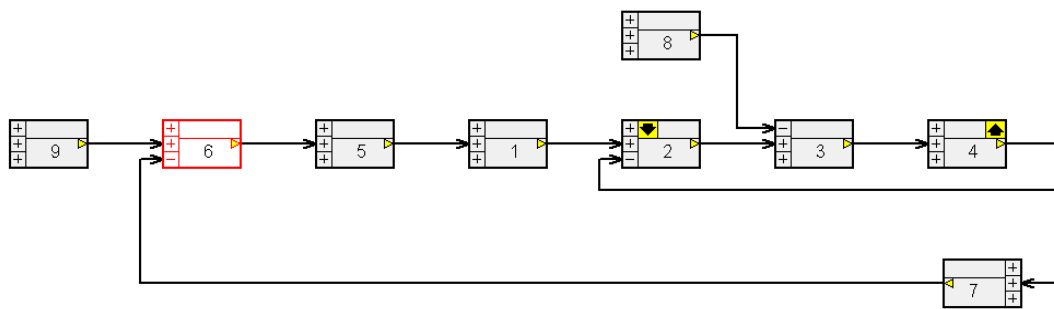


Рис. 8.4. Компьютерная модель САУ уровня жидкости в резервуаре

Начинаем с расчета и набора параметров математической модели объекта управления.

Принимаем  $\omega_0 = \omega_{\text{НОМ}}$ , и по формуле (8.3) рассчитываем коэффициент передачи

$$k_{H\omega} = 2H_{\text{НОМ}} \frac{\omega_0}{\omega_{\text{НОМ}}^2} = 2 \frac{H_{\text{НОМ}}}{\omega_{\text{НОМ}}} = 2 \cdot \frac{79}{308,7} = 0,512 \frac{\text{м вод. ст.}}{\text{рад/с}}.$$

Принимаем  $\frac{H_{\text{СТ}}}{H_{\text{НОМ}}} = 0,9$ , и по формуле (8.9) рассчитываем коэффициент передачи

$$\begin{aligned} k_{QH} &= \frac{Q_{\text{НОМ}}}{2(H_{\text{НОМ}} - H_{\text{СТ}})} = \frac{Q_{\text{НОМ}}}{2H_{\text{НОМ}}(1 - \frac{H_{\text{СТ}}}{H_{\text{НОМ}}})} = \frac{0,0255}{2 \cdot 79 \cdot (1 - 0,9)} = \\ &= 0,00162 \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{м вод. ст.}}. \end{aligned}$$

Значение  $Q_{\text{НОМ}}$  здесь берется в  $\text{м}^3/\text{с}$ , т.к. за единицу времени в дальнейших расчетах принята секунда.

Задаем значение  $k_{QH}$  в блоке 2.

В блоке 3 задаем ПФ (8.11)

$$W(p) = \frac{1}{1s}$$

Рассчитываем коэффициент передачи

$$k_{hV} = \frac{1}{B} = 0,1 \text{ м}^{-2},$$

и задаем его в блоке 4.

Организуем цепь отрицательной обратной связи с выхода блока 4 на вход блока 2.

По формуле (8.14) рассчитываем постоянную времени объекта управления:

$$T_o = \frac{1}{k_{QH}k_{hV}} = \frac{1}{0,00162 \cdot 0,1} = 6182 \text{ с.}$$

Для контроля правильности расчетов назначаем Вход на блок 1, Выход на блок 4 и рассчитываем график переходного процесса объекта управления (рис. 8.5).

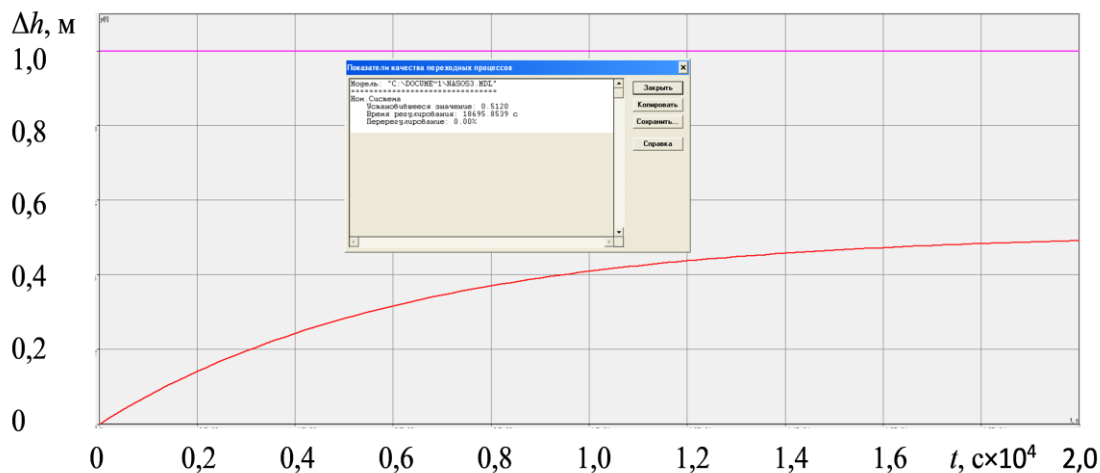


Рис. 8.5. График переходного процесса приращения уровня жидкости при скачке скорости насосного агрегата

Объект описывается ПФ (8.13) апериодического звена. Соответственно, время регулирования должно составлять  $3T_o = 18,5 \cdot 10^3$  с, что приблизительно совпадает с полученным по графику значением  $t_{рег} = 18,710^3$  с.



Используем результаты предыдущей работы, где рассчитаны параметры АД и ПЧ:

$$k_d = 0,966; \quad T_1^2 = 0,000287 \text{ с}^2; \quad T_1 = 0,0169 \text{ с}; \quad T_2 = 0,0108 \text{ с};$$

$$k_{пч} = 31,5 \frac{\text{рад/с}}{\text{В}}; \quad T_{пч} = 0,001 \text{ с}.$$

Пренебрежем постоянной времени  $T_{пч}$ , которая на порядок меньше постоянных времени двигателя, и представим выражение для передаточной функции ЧРП в виде:

$$W_{чрп}(p) = W_{пч}(p)W_d(p) = \frac{k_{пч}k_d}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1},$$

где

$$k_{пч}k_d = 0,966 \cdot 31,5 = 30,4 \frac{\text{рад/с}}{\text{В}}.$$

Задаем полученную ПФ ЧРП в блоке 5:

$$W_{чрп} = \frac{30.4}{1 + 0.0108s + 0,000287s^2}.$$

Рассчитываем коэффициент передачи датчика уровня по выражению (8.20):

$$k_{dh} = \frac{U_{dh}}{H_{dh}} = \frac{10}{10} = 1 \frac{\text{В}}{\text{м}}.$$

где  $H_{dh}$ - верхний предел измерений датчика уровня, принимаем  $H_{dh} = 10\text{м}$ ;

$U_{dh} = 10 \text{ В}$  – стандартное номинальное выходное напряжение датчика, В.

Задаем значение  $k_{dh}$  в блоке 7.

Переходим к расчету параметров регулятора. Рассчитываем по выражению (8.22) коэффициент усиления разомкнутой системы:

$$k_{\text{раз}} = k_{\text{пч}} k_{\text{д}} k_{H\omega} k_{\text{дн}} = 0,966 \cdot 31,5 \cdot 0,512 \cdot 1 = 15,6.$$

В соответствии с формулой (8.24) принимаем постоянную времени регулятора

$$T_{R1} = T_o = 6183 \text{ с.}$$

Задаемся временем регулирования, например,  $t_{\text{рег}}=3$  с, и рассчитываем по формуле (8.29) постоянную времени

$$T_{R2} = \frac{k_{\text{раз}} t_{\text{рег.гр}}}{3} = \frac{15,6 \cdot 3}{3} = 15,6 \text{ с.}$$

В соответствии с проведенными расчетами и выражением (8.23) задаем в блоке 6 ПФ регулятора

$$W_R = \frac{1 + 6183s}{15.6s}.$$

«Замыкаем» систему цепью обратной связи с выхода блока 4, через датчик 7 на отрицательный вход регулятора 6.

### ***Исследование переходных процессов при действии возмущения.***

Чтобы исследовать эти переходные процессы для заданного значения величины возмущающего воздействия, дополняем модель блоком 8. Принимаем, что возмущающее воздействие может изменяться скачком на величину  $\Delta Q_1 = 0,5Q_{\text{ном}} = 0,0128 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ , задаем в блоке 8 найденную величину, и назначаем Вход на этот блок. Выход блока 8 подключаем к отрицательному входу блока 3.

Анализируем переходный процесс ***изменения скорости при действии возмущения.*** Для этого назначаем Выход на блок 5.

Дополнительно рассчитываем переходный процесс, для постоянной времени  $T_{R2}$ , вдвое большей расчетного значения. Результаты расчетов показаны на рис. 8.6.

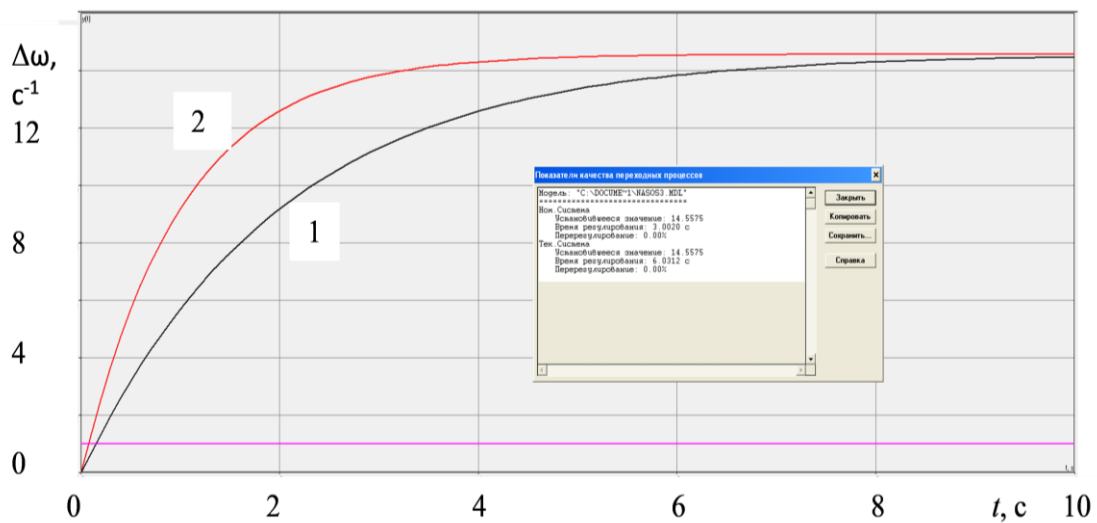


Рис. 8.6. График изменения скорости двигателя при скачке расхода жидкости на  $0,5Q_{ном}$ : кривая 1 -  $T_{R2}=15,6с$ ; кривая 2  $T_{R2}=31,2с$

Вид графиков и показатели качества переходного процесса совпадают с ожидаемыми: время регулирования для расчетного значения постоянной времени регулятора  $T_{R2} = 15,6 с$  составляет 3 с; при двукратном увеличении  $T_{R2}$  время регулирования возрастает в два раза, до 6 с. Инерционность ЧРП, как и предполагалось, не оказывает существенного влияния на переходный процесс.

Исследуем переходный процесс *изменения уровня при скачке расхода жидкости*. Значение скачка оставляем тем же самым:  $\Delta Q_1 = 0,5Q_{ном} = 0,0128 м^3/с$ . Переносим Выход на блок 4, и выполняем расчеты для двух значений постоянной времени  $T_{R2}$  регулятора. Результаты расчета показаны на рис. 8.7.

Как следует из графиков, максимальное динамическое отклонение (провал) уровня составляет 0,001м для кривой 1 и 0,002м для кривой 2. Следовательно, величина динамического провала вполне приемлема, а увеличение  $T_{R2}$  ведет к примерно пропорциональному возрастанию динамического провала или выброса уровня.

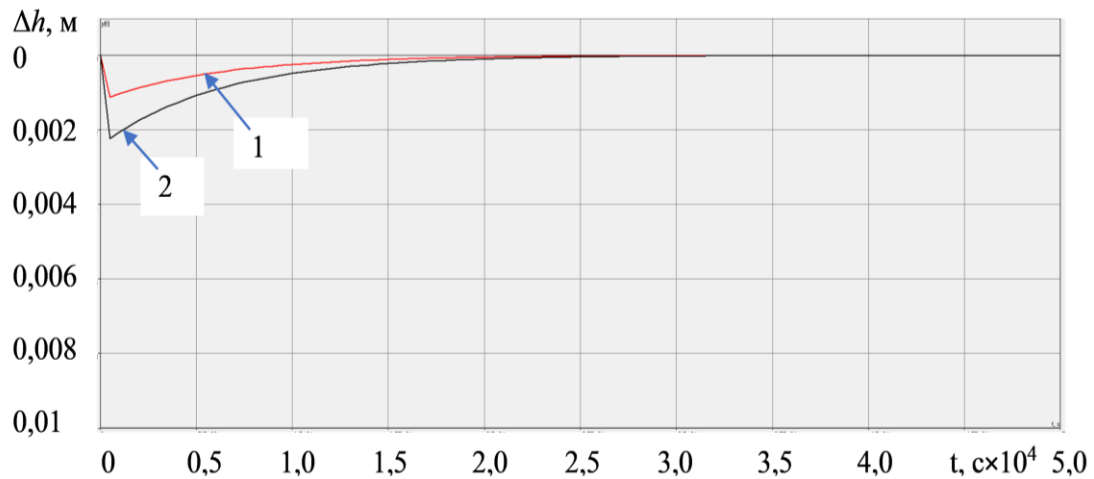


Рис. 8.7. График изменения уровня жидкости в емкости при скачке расхода жидкости на  $0,5Q_{ном}$ : кривая 1 -  $T_{R2}=15,6с$ ; кривая 2  $T_{R2}=31,2с$

### ***Исследование переходных процессов по управляющему воздействию.***

Исследуем переходные процесс изменения **скорости двигателя и уровня жидкости при скачке сигнала задания**. Эти процессы для систем стабилизации, в силу самого назначения системы, имеют второстепенное значение. Они могут возникать, если необходимо изменить требуемое значение уровня жидкости в емкости. В этом случае также желательно, чтобы процесс изменения скорости протекал без перегулирования.

Рассмотрим этот процесс подробнее. Отметим, что номинальное (наибольшее) значение напряжения задатчика в САУ принимают равным номинальному (наибольшему) значению напряжения датчика обратной связи. В рассматриваемом примере напряжению датчика и задатчика 10 В соответствует уровень 10 м. Тогда, например, для изменения уровня на 0,1 м необходимо изменить напряжение задатчика на 0,1 В.

Предположим система работает с некоторым заданным значением уровня, и необходимо увеличить его на 0,1 м. Для этого следует увеличить напряжение задатчика на 0,1 В. При этом появится сигнал ошибки  $U_{\delta} = U_{зд} - U_{дh} > 0$ , сигнал на выходе регулятора увеличится,

возрастёт скорость насосного агрегата. Это приведет к увеличению напора и подачи. Уровень жидкости в емкости будет возрастать.

Новый установившийся режим наступит, когда сигнал датчика  $U_{dh}$  станет равен сигналу задатчика  $U_{зд}$ , а сигнал ошибки снизится до нуля. Иными словами, после окончания переходного процесса устанавливается уровень жидкости, равный новому заданному значению. Следует учитывать, что при этом статический напор так же возрастет на 0,1 м.

Для исследования процесса изменения *скорости* переносим Вход на блок 6, а Выход на блок 5, и задаем значение ступенчатого воздействия, равным 0,1.

Если не принимать специальных мер, то переходный процесс имеет вид, показанный на рис. 8.8. Он сопровождается недопустимо большим скачком скорости. Анализируя динамические свойства системы для рассматриваемых переменных, можно установить, что такой характер переходного процесса обусловлен сомножителем  $(T_{R1}p + 1)$  в числителе ПФ замкнутой системы.

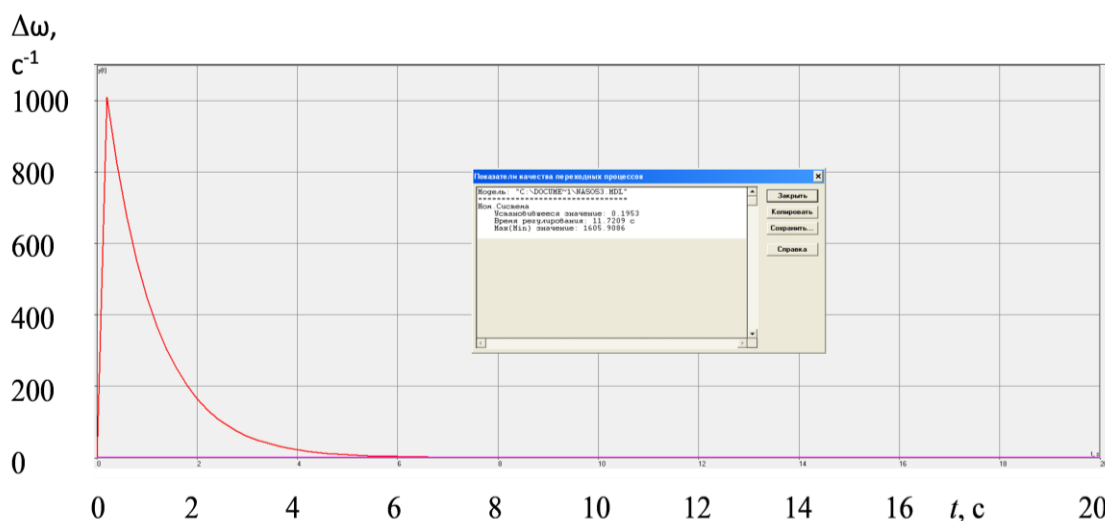


Рис. 8.8. График изменения скорости при скачке сигнала задания в системе без фильтра на входе

Чтобы скомпенсировать действие форсирующего сомножителя и получить желаемый, апериодический вид переходного процесса при

отработке сигнала задания, необходимо установить на входе системы фильтр (задатчик интенсивности) с ПФ

$$W_{\phi}(p) = \frac{1}{T_{\phi}p + 1},$$

где

$$T_{\phi} = T_{R1}.$$

Такой фильтр преобразует скачок задающего сигнала в экспоненту и обеспечивает требуемый вид переходного процесса.

Добавляем в модель блок 9, назначаем на этом блоке Вход, задаем в этом блоке ПФ фильтра:

$$W_{\phi} = \frac{1}{1 + 6183s},$$

и соединяем его выход со входом блока 7.

Выполнив расчеты для входного воздействия, равного 0,1, получаем переходный процесс, показанный на рис. 8.9.

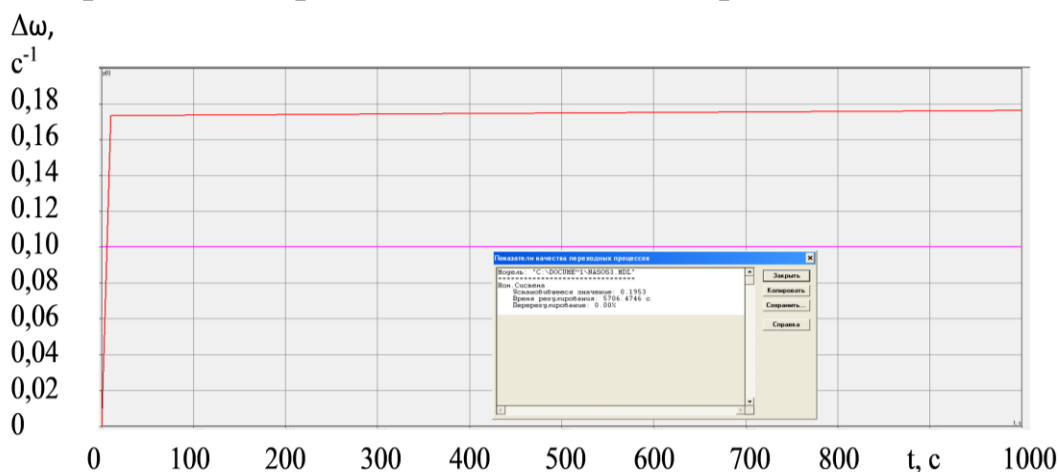


Рис. 8.9. График изменения скорости насосного агрегата при скачке сигнала задания на 0,1 В в системе с фильтром на входе

Процесс характеризуется интенсивным нарастанием скорости на начальном участке с последующим «дотягиванием» до установившегося значения.

Установившееся приращение скорости, как следует из графика, составляет  $\Delta\omega=0,195$  рад/с. Оно, в соответствии со структурной схемой системы, создает приращение напора насоса на

$$\Delta H_H = k_{H\omega}\Delta\omega = 0,512 \cdot 0,195 = 0,1 \text{ м.}$$

Таким образом, заданное увеличение уровня жидкости в емкости на 0,1 м, будет обеспечено увеличением скорости и напора насоса.

Для расчета переходного процесса *изменения уровня жидкости* в емкости при скачке сигнала задания переносим Выход на блок 4. Задаем значение воздействия равным 0,1, и получаем график процесса, показанный на рис. 8.10.

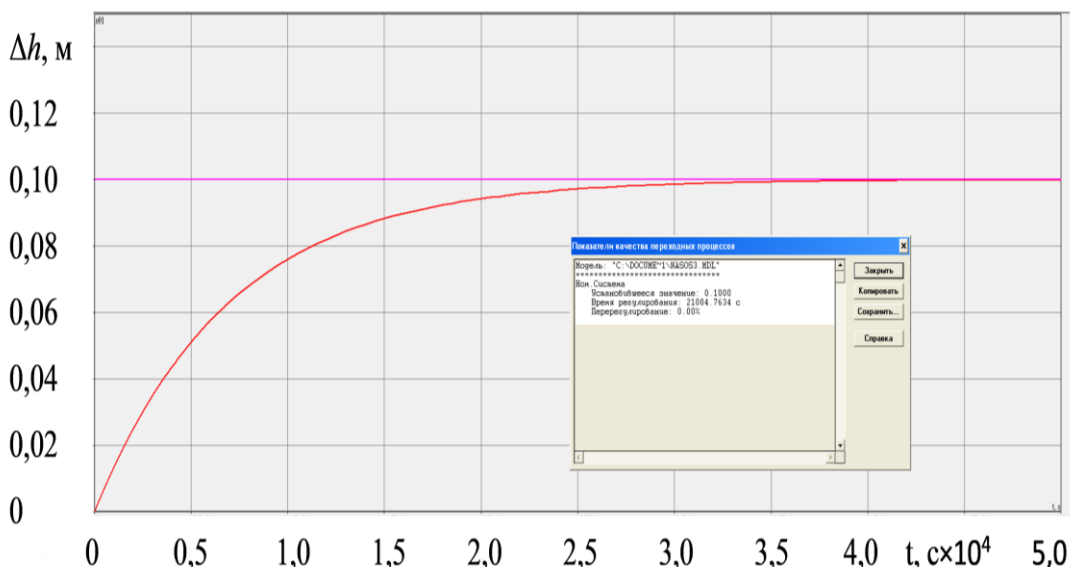


Рис. 8.10. График изменения уровня жидкости в емкости при скачке сигнала задания на 0,1 В в системе с фильтром на входе

Время отработки сигнала задания, как следует из графиков, достаточно велико  $t_{\text{пер}} \approx 18000$  с. Оно определяется постоянной времени  $T_0 \approx 6000$  с апериодического звена - объекта управления. Напомним, время переходного процесса в апериодическом звене составляет  $3T_0 \approx 18000$  с. Уменьшить его можно только за счет форсировки переходного процесса изменения скорости, т. е. создания повышенных

нагрузок на насосный агрегат. Такое решение должно обосновываться требованиями конкретной установки.

Отметим еще одну особенность подобных систем. Возможны ситуации, когда расход (отбор) жидкости  $Q_1$  из емкости относительно невелик. В этом случае подача  $Q$  и скорость насосного агрегата должны быть снижены.

Как отмечалось выше, скорость при регулировании не должна быть меньше некоторой допустимой по условиям нормального режима работы насоса. Поэтому, при снижении скорости до некоторой определенной минимальной величины, электропривод в таких системах переводится в, так называемый, «спящий» режим – скорость двигателя устанавливается равной нулю. Отток жидкости через насос предотвращается обратным клапаном.

Работа привода возобновляется, когда отклонение уровня жидкости превысит допустимое значение. Вследствие этого рассматриваемые системы имеют зону нечувствительности, которая определяет наибольшее отклонение уровня жидкости от заданного значения.

По литературным данным [14] это допустимое отклонение для САУ уровня не должно превышать  $\pm 10...50$  мм. В современных системах эти значения могут быть значительно уменьшены. Однако, высокая точность достигается непрерывным изменением скорости насосного агрегата, что приводит к дополнительным знакопеременным нагрузкам элементов кинематической схемы, и их повышенному износу. Поэтому в некоторых случаях устанавливают повышенную зону нечувствительности САУ до  $\pm 100$  мм.

**В выводах** по работе отметьте требования к САУ и оцените показатели качества регулирования в спроектированной САУ по управляющему и возмущающему воздействиям.



## 9. ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

Вентиляторные установки широко используются в горной промышленности, метро, для вентиляции тоннелей, производственных помещений, торговых центров и т.д. Вентиляторы в большинстве случаев приводятся в движение нерегулируемым асинхронным двигателем с короткозамкнутым ротором.

Результаты энергетических обследований [9] показывают, что, как правило, вентиляторные установки имеют избыточную производительность. В этой ситуации энергосберегающий эффект может быть достигнут простым техническим решением – установкой преобразователя частоты, что позволит снизить производительность до требуемого уровня за счет уменьшения скорости вентилятора.

Используем относительные единицы (о. е), приняв за базовое значение номинальную производительность  $Q_{\text{ном}}$ . Обозначим относительную производительность

$$Q^* = \frac{Q}{Q_{\text{ном}}}. \quad (9.1)$$

Предположим, например, что требуемая производительность установки остается постоянной и составляет 0,9 от номинальной:  $Q^* = 0.9$ . Производительность вентиляторов, как и центробежных насосов, в соответствии с формулой подобия (3.14), пропорциональна относительной скорости вентилятора:

$$Q = Q_{\text{ном}} \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}}; \quad Q^* = \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}}. \quad (9.2)$$

В рассматриваемом примере она может быть снижена до значения 0,9 от номинальной.

Мощность на валу зависит от куба относительной скорости (3.17):

$$P = P_{\text{НОМ}} \left( \frac{\omega}{\omega_{\text{НОМ}}} \right)^3 = P_{\text{НОМ}} Q^{*3}, \quad (9.3)$$

И для рассматриваемого примера составит  $0,9^3 = 0,73$  от номинальной. Таким образом, простым техническим решением можно получить уменьшение потребляемой мощности на 27%.

Во многих случаях требуемая производительность вентиляторных установок изменяется в течение цикла работы, например в течение суток. При этом возникает задача регулирования их производительности.

Рассмотрим задачу в упрощенной постановке. Предположим, что график требуемой производительности  $Q^*_{\text{тр}}$  вентиляторной установки в течение суток в относительных единицах имеет вид, представленный на рис. 9.1, и установка содержит 2 вентилятора.

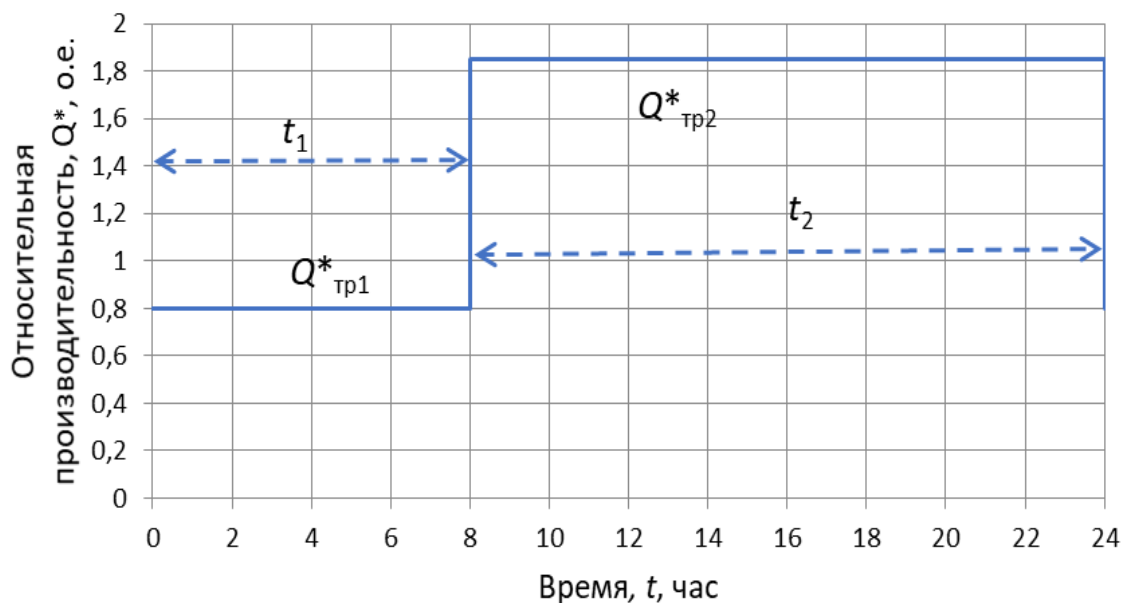


Рис. 9.1. Суточный график требуемой  $Q^*_{\text{тр}}$  производительности

Номинальную производительность каждого вентилятора примем  $Q^*_{\text{НОМ1}}=1$  о. е. Соответственно, номинальная производительность установки  $Q^*_{\text{НОМ2}}=2$  о. е. обеспечивается при включении 2-х вентиляторов. Вентиляторы выбраны с некоторым запасом.

Как следует из графиков (рис. 9.1), на первом интервале времени

$Q_{\text{тр}}^* < 1$  о. е., и один вентилятор обеспечивает производительность больше требуемой. На втором интервале для обеспечения требуемой производительности необходимо использовать два вентилятора.

Номинальная мощность приводного двигателя вентилятора равна  $P_{\text{ном}}$ . Соответственно суммарная мощность приводных двигателей равна  $2P_{\text{ном}}$ .

Рассмотрим возможные варианты регулирования производительности установки.

### ***Вариант 1. Дискретное регулирование.***

Он заключается во включении/отключении электродвигателей вентиляторов. Для рассматриваемого примера зависимость мощности на валу двигателей от требуемой производительности будет:

$$P_1(Q_{\text{тр}}^*) = \begin{cases} P_{\text{ном}} & \text{при } 0 < Q_{\text{тр}}^* \leq 1, \\ 2P_{\text{ном}} & \text{при } 1 < Q_{\text{тр}}^* \leq 2. \end{cases} \quad (9.4)$$

График мощности  $P_1(Q_{\text{тр}}^*)$  электродвигателей вентиляторов в зависимости от требуемой производительности  $Q_{\text{тр}}^*$  для этого варианта управления приведен на рис. 9.2.

### ***Вариант 2. Регулирование скорости одного вентилятора.***

По этому варианту используется преобразователь частоты, обеспечивающий по мощности подключение одного двигателя. На первом интервале времени, когда  $Q_{\text{тр}}^* \leq 1$  о. е. один двигатель подключается к ПЧ, и его скорость устанавливается так, чтобы получить требуемую производительность.

На втором интервале времени, когда требуется производительность больше 1 о. е., один АД вентилятора подключается к сети и работает с номинальной мощностью, а другой подключен к ПЧ. Скорость регулируемого АД устанавливается так, чтобы получить требуемую производительность установки.

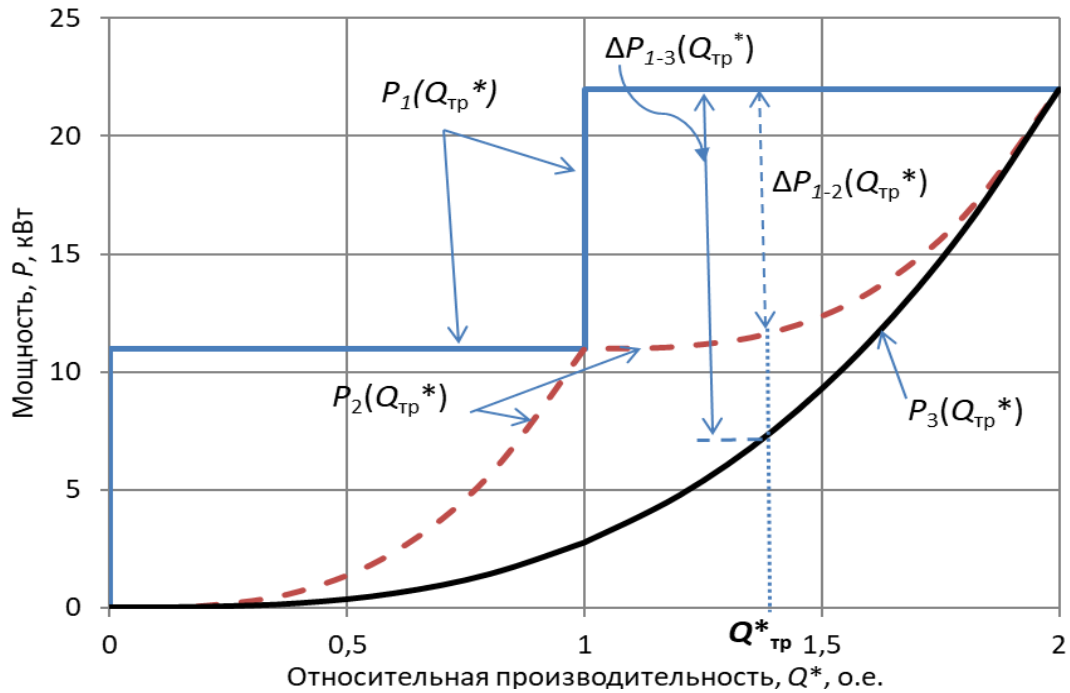


Рис. 9.2. Графики зависимости мощности на валу вентиляторов от требуемой производительности при различных вариантах управления

С учетом формул (9.2), (9.3) мощность на валу двигателей вентиляторов для рассматриваемого варианта будет:

$$P_2(Q_{\text{тр}}^*) = \begin{cases} P_{\text{ном}} = Q_{\text{тр}}^{*3} & \text{при } 0 < Q_{\text{тр}}^* \leq 1, \\ P_{\text{ном}} + P_{\text{ном}} (Q_{\text{тр}}^* - 1)^3 & \text{при } 1 < Q_{\text{тр}}^* \leq 2. \end{cases} \quad (9.5)$$

Соответствующие графики приведены на рис. 9.2.

Экономия мощности при использовании варианта 2 вместо варианта 1:

$$\Delta P_{1-2}(Q_{\text{тр}}^*) = P_1(Q_{\text{тр}}^*) - P_2(Q_{\text{тр}}^*). \quad (9.6)$$

График экономии мощности построен на рис. 9.3.

### **Вариант 3. Регулирование скорости двух вентиляторов.**

По этому варианту используется преобразователь частоты, обеспечивающий по мощности подключение двух двигателей. Или для каждого АД используются индивидуальный ПЧ. Требуемая

производительность в этом случае обеспечивается одновременным регулированием скорости АД обоих вентиляторов.

Зависимость мощности на валу двигателей вентиляторов от требуемой производительности будет:

$$P_3(Q_{\text{тр}}^*) = 2P_{\text{ном}} \left(\frac{Q_{\text{тр}}^*}{2}\right)^3 \text{ при } 0 < Q_{\text{тр}}^* \leq 2. \quad (9.7)$$

Соответствующий график приведен на рис. 9.2.

Экономия мощности при использовании варианта 3, вместо варианта 1 составит:

$$\Delta P_{1-3}(Q_{\text{тр}}^*) = P_1(Q_{\text{тр}}^*) - P_3(Q_{\text{тр}}^*). \quad (9.8)$$

Соответствующий график построен на рис. 9.3.

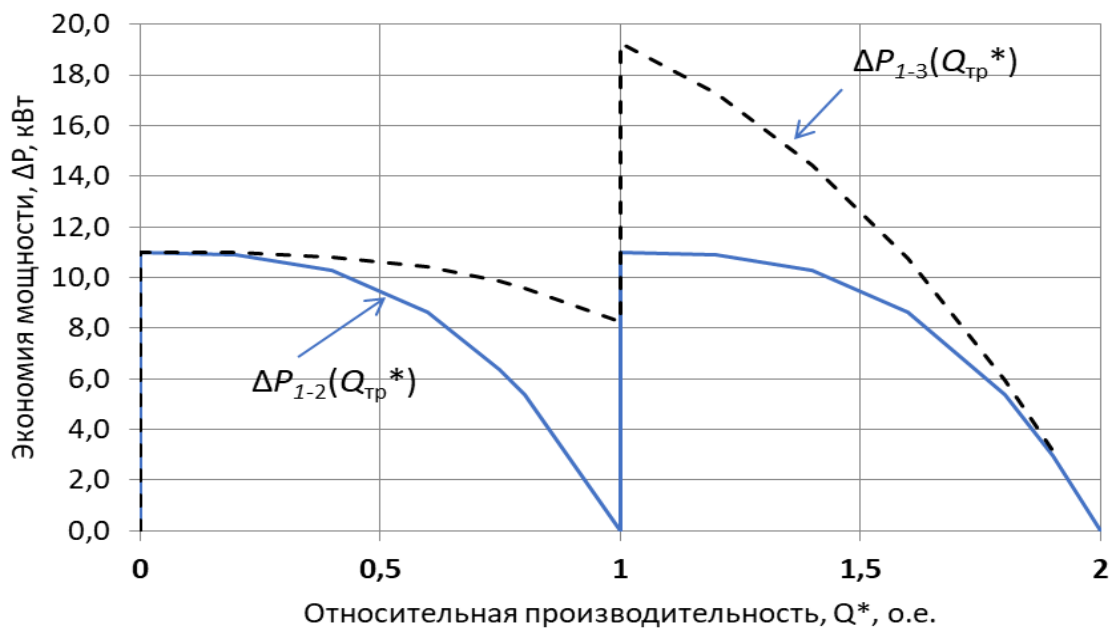


Рис. 9.3. Графики зависимости экономии мощности от относительной производительности

Для экономической оценки эффективности использования ЧРП с использованием полученных данных следует рассчитать экономию

электроэнергии за сутки для конкретных значений требуемой производительности и длительности временных интервалов.

Для варианта 2:

$$\Delta W_{1-2}^{\text{сут}} = \Delta P_{1-2}(Q_{\text{тр}1}^*)t_1 + \Delta P_{1-2}(Q_{\text{тр}2}^*)t_2. \quad (9.9)$$

Для варианта 3:

$$\Delta W_{1-3}^{\text{сут}} = \Delta P_{1-3}(Q_{\text{тр}1}^*)t_1 + \Delta P_{1-3}(Q_{\text{тр}2}^*)t_2. \quad (9.10)$$

Далее для каждого варианта с учетом годового числа суток  $N$  работы установки и тарифа  $c_{\text{ээ}}$  на электроэнергию может быть рассчитана стоимость сэкономленной электроэнергии:

$$C_{\text{ээ}1-2} = \Delta W_{1-2}^{\text{сут}} N c_{\text{ээ}}; \quad (9.11)$$

$$C_{\text{ээ}1-3} = \Delta W_{1-3}^{\text{сут}} N c_{\text{ээ}}; \quad (9.12)$$

Чтобы сравнить экономическую эффективность вариантов, следует для вариантов 2 и 3 выбрать соответствующие преобразователи частоты, узнать их стоимость, и рассчитать срок окупаемости каждого варианта по электроэнергии. В проектах предполагается, что в модернизированной установке используется существующие двигатели вентиляторов, а между питающей сетью и двигателями (двигателем) устанавливается ПЧ.

Требуемая мощность преобразователя частоты для регулируемого привода находится по выражению:

$$P_{\text{пч}} = (1,1 \dots 1,2) \frac{P_{\text{ном}}}{\eta_{\text{дв}}}, \quad (9.12)$$

где  $\eta_{\text{дв}}$  - КПД двигателя принимают  $\eta_{\text{дв}} = 0,8 - 0,85$ .

Далее выбирается подходящий преобразователь частоты и определяется его цена  $C_{пч}$ . Для варианта 3 следует учесть, что необходимо использовать два ПЧ или преобразователь для подключения двух двигателей.

Срок окупаемости каждого варианта проекта по электроэнергии определяется как стоимость соответствующего ПЧ и дополнительных затрат на его монтаж и наладку, деленная на стоимость сэкономленной электроэнергии при его применении:

$$T_{эл.эн} = (1,1 \dots 1,3) \frac{C_{пч}}{C_{ээ}}, \text{ года.} \quad (9.13)$$

В рассмотренной методике экономия электроэнергии рассчитывается с использованием суточного графика требуемой производительности установки. Возможен и другой подход, когда в качестве исходных данных используются упорядоченные годовые диаграммы нагрузки. Такая методика рассмотрена в разделе 6.1.

### **Вопросы для самопроверки**

- 1) За счет чего достигается значительная экономия мощности при использовании ЧРП в вентиляторной установке?
- 2) Укажите возможные варианты регулирования производительности вентиляторной установки с двумя вентиляторами.
- 3) В каком варианте регулирования достигается наибольшая экономия мощности?
- 4) Всегда ли вариант с наибольшей экономией мощности является предпочтительным?

### **Задание №8 и пример расчета**

Требуется оценить экономическую эффективность проектов использования ЧРП в вентиляторной установке, содержащей два вентилятора. Исходные данные для расчетов приведены в табл. 9.1.

Таблица 9.1.

Вар. №	$Q_{\text{тр}1}^*$ , о. е.	$Q_{\text{тр}2}^*$ , о. е.	$t_1$ , час	$t_2$ , час	$P_{\text{ном}}$ , кВт	N, сут
1	0,60	1,85	8	16	7,5	250
2	0,80	1,75	6	18	15,0	270
3	0,90	1,70	10	12	18,5	200
4	0,75	1,80	8	16	22,0	220
5	0,85	1,75	8	16	5,5	300
6	0,75	1,9	8	16	11	200

Поясним последовательность расчетов для 6-го варианта с исходными данными, приведенными в табл. 9.1.

1) Используя исходные данные для расчетов, строим суточный график требуемой производительности (рис.9.1).

2) Результаты дальнейших расчетов сводим в таблицу (см. табл. 9.2).

Для построения графиков мощности при различных вариантах регулирования задаем значения производительности  $Q_{\text{тр}}^*$  с равномерным шагом, и дополнительно указываем значения требуемой производительности для рассматриваемого варианта задания (выделены в табл. 9.2).

Рассчитываем по формуле (9.4) мощность  $P_1(Q_{\text{тр}}^*)$  для первого варианта - дискретное регулирование, и строим соответствующий график (рис. 9.2).

3) Рассчитываем мощность на валу вентиляторов в функции требуемой производительности для второго  $P_2(Q_{\text{тр}}^*)$  и третьего  $P_3(Q_{\text{тр}}^*)$  вариантов регулирования частоты вращения по формулам (9.5), (9.7). По полученным результатам строим соответствующие графики - рис. 9.2.

4) По формулам (9.6), (9.8)) рассчитываем экономию мощности для 2-го  $\Delta P_{1-2}(Q_{\text{тр}}^*)$  и 3-го  $\Delta P_{1-3}(Q_{\text{тр}}^*)$  вариантов регулирования и строим соответствующие графики – рис. 9.2.



Таблица 9.2

$Q_{\text{тр}}^*$ , о.е	$P_1(Q_{\text{тр}}^*)$ , кВт	$P_2(Q_{\text{тр}}^*)$ , кВт	$P_3(Q_{\text{тр}}^*)$ , кВт	$P_{1-2}(Q_{\text{тр}}^*)$ , кВт	$P_{1-3}(Q_{\text{тр}}^*)$ , кВт
0	0	0,0	0,0	0,0	0,0
0	11	0,0	0,0	11,0	11,0
0,2	11	0,1	0,0	10,9	11,0
0,4	11	0,7	0,2	10,3	10,8
0,6	11	2,4	0,6	8,6	10,4
<b>0,75</b>	<b>11</b>	<b>4,6</b>	<b>1,2</b>	<b>6,4</b>	<b>9,8</b>
0,8	11	5,6	1,4	5,4	9,6
1	11	11,0	2,8	0,0	8,3
1	22	11,0	2,8	11,0	19,3
1,2	22	11,1	4,8	10,9	17,2
1,4	22	11,7	7,5	10,3	14,5
1,6	22	13,4	11,3	8,6	10,7
1,8	22	16,6	16,0	5,4	6,0
<b>1,9</b>	<b>22</b>	<b>19,0</b>	<b>18,9</b>	<b>3,0</b>	<b>3,1</b>
2	22	22,0	22,0	0,0	0,0

5) Для варианта 2 выбираем из табл. 9.2 результаты расчета экономии мощности для требуемых значений производительности

$$\Delta P_{1-2}(Q_{\text{тр}1}^*) = \Delta P_{1-2}(0,75) = 6,4 \text{ кВт},$$

$$\Delta P_{1-2}(Q_{\text{тр}2}^*) = \Delta P_{1-2}(1,9) = 3 \text{ кВт},$$

и по формуле (9.9) рассчитываем экономию электроэнергии за сутки

$$\begin{aligned} \Delta W_{1-2}^{\text{сут}} &= \Delta P_{1-2}(Q_{\text{тр}1}^*)t_1 + \Delta P_{1-2}(Q_{\text{тр}2}^*)t_2 = \\ &= 6,4 \cdot 8 + 3 \cdot 16 = 99,2 \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \end{aligned}$$

б) Приняв тариф (актуальные значения тарифа следует смотреть в Интернете) на электроэнергию  $c_{\text{э}} = 4 \text{ руб/кВт} \cdot \text{час}$ , по формуле (9.11) рассчитываем стоимость сэкономленной за год

электроэнергии для 2-го варианта регулирования:

$$C_{\text{ээ}1-2} = \Delta W_{1-2}^{\text{сут}} N = 99,2 \cdot 4 \cdot 200 = 79360 \text{ руб.}$$

7) Рассчитываем требуемую мощность ПЧ по формуле (9.12):

$$P_{\text{пч}} = (1,1 \dots 1,2) \frac{P_{\text{ном}}}{\eta_{\text{дв}}} = 1,15 \frac{11}{0,85} = 14,9 \text{ кВт.}$$

Учитывая невысокие требования к диапазону и точности регулирования скорости вентиляторов, используем простой ПЧ со скалярным управлением. Например, ПЧ типа ALTIVAR ATV71 15кВт,380В. Его цена на 04.2021 составляет (данные из Интернета)  $C_{\text{пч}} = 128,8$  тыс. руб.

8) По формуле (9.13) рассчитываем срок окупаемости второго варианта проекта по электроэнергии:

$$T_{\text{эл.эн}} = (1,1 \dots 1,3) \frac{C_{\text{пч}}}{C_{\text{ээ}}} = 1,2 \frac{128,8}{79,36} = 1,94 \text{ года.}$$

9) Далее в аналогичном порядке необходимо выполнить расчеты для третьего варианта проекта.

10) На основании полученных результатов сформулируйте выводы. Оцените приемлемость сроков окупаемости. Укажите предпочтительный вариант проекта.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии рассмотрены основные характеристики насосных и вентиляторных установок, способы регулирования их производительности, методики оценки энергетической эффективности проектов модернизации установок с использованием регулируемого электропривода.

Показано, что существенный энергетический эффект дает использование регулируемого электропривода в промышленных нагнетательных установках, работающих с задаваемой изменяющейся производительностью.

Во многих случаях для нагнетательных установок, работающих в условиях случайного характера изменения производительности, в частности, для насосных установок сферы ЖКХ, эффект энергосбережения достигается простым техническим решением – установкой преобразователя частоты между питающей сетью и асинхронным короткозамкнутым двигателем нагнетателя. Такое решение позволяет снизить до требуемой величины производительность установки и уменьшить потребление электроэнергии.

Более сложные технические задачи по поддержанию давления в водопроводной сети и стабилизации уровня жидкости в напорных и приемных резервуарах решаются с помощью замкнутых систем автоматического управления на базе регулируемого электропривода. В пособии рассмотрены математические модели, особенности синтеза регуляторов и методика моделирования динамических характеристик таких систем.

Основное внимание в издании уделено оценке экономии электроэнергии, достигаемой за счет применения регулируемого привода насосных и вентиляторных установок.

Наряду со снижением потребления электроэнергии, применение частотно-регулируемого привода в указанных установках обеспечивает дополнительно следующие важные преимущества [9,

10]:

- ◆ Снижение потерь воды водопроводных сетях и потерь тепла в системах горячего водоснабжения и отопления за счет уменьшения утечек;

- ◆ Повышение надежности систем водоснабжения за счет уменьшения износа оборудования и исключения гидравлических ударов;

- ◆ Достижение требуемых показателей качества управления в системах стабилизации уровня жидкости в резервуарах и давления в диктующей точке водопроводной сети;

- ◆ Возможность удобной и эффективной диспетчеризации и упрощение обслуживания насосных и вентиляторных установок.

В то же время, при разработке проектов модернизации следует учитывать и недостатки частотного-регулируемого привода.

Отметим основные из них.

- ◆ Сравнительно высокая стоимость преобразователей частоты.

- ◆ Гармонические искажения питающей электрической сети и электромагнитные помехи.

Причинами гармонических искажений являются имеющие в составе ЧРП нелинейные входные цепи, потребляющие импульсный ток. Гармонические искажения в сети особенно значительны, когда мощность преобразователей частоты соизмерима с мощностью питающего трансформатора.

Широтно-модулированные прямоугольные импульсы напряжения на выходе преобразователя частоты создают широкий спектр высокочастотных электромагнитных помех, негативно влияющих на работу электротехнического оборудования.

Для снижения гармонических искажений и электромагнитных помех в ряде случаев требуется установка дополнительных фильтров, что увеличивает стоимость ЧРП.

- ◆ Снижение допустимой нагрузки двигателя.

При питании АД от преобразователя частоты и работе на пониженных скоростях ухудшаются условия охлаждения

самовентилируемых двигателей, т.к. снижается скорость вращения охлаждающего вентилятора. Кроме того, высшие гармоники вызывают большой нагрев обмоток двигателя (из-за индуктивного сопротивления) и пластин статора (из-за вихревых токов). Указанные обстоятельства могут потребовать замены двигателя на более мощный или снижения допустимой нагрузки эксплуатируемого двигателя.

Изложенные в издании сведения, естественно, не могут претендовать на полный анализ методов решения задач, связанных с энергетической эффективностью использования регулируемого привода в насосных и вентиляторных установках.

Дополнительные сведения по рассматриваемой проблеме можно получить в литературных источниках, в частности, приведенных в библиографическом списке.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абакумов, А.М. Исследование системы стабилизации напора в водопроводной сети / А.М. Абакумов, А.А. Горячкин, В.П. Курган // Материалы Международной научно-технической конференции "Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии" (XXI Бенардосовские чтения). 2 – 4 июня 2021. - Иваново. – 2021. - Т. 2. С 24 - 28.
2. Абакумов, А.М. Энергосбережение в нерегулируемом электроприводе: учеб. пособие / А.М. Абакумов. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2020. – 79 с.
3. Абакумов, А.М. Исследование системы стабилизации уровня жидкости в резервуарах / А.М. Абакумов, П.К. Кузнецов, В.П. Курган, А.А. Горячкин // Вестник СамГТУ. Сер. Технические науки. – 2021. - №1(29). – С. 104 – 119.
4. Абакумов, А.М. Анализ эффективности оптимизации режимов работы насосов систем поддержания пластового давления / А.М. Абакумов, И.С Мухортов // Вестник СамГТУ. Сер. Технические науки. – 2013. – №2(38). – С. 140-143.
5. Абакумов, А.М. Оптимизация режимов работы электроприводов насосов систем поддержания пластового давления / А.М. Абакумов, И.С Мухортов // Вестник СамГТУ. Сер. Технические науки.– 2012. – №3 (35). – С. 163-169.
6. Багаев, Ю.Г. Частотное управление насосными агрегатами в системах водоснабжения и водоотведения / Ю.Г. Багаев, Н.В. Карпов, А.П. Усачев // Водоснабжение и санитарная техника. - 2009. - №3. - С. 42 -46.
7. ГОСТ 31532-2012 Межгосударственный стандарт Энергосбережение. Энергетическая эффективность. Состав показателей. Дата введения 2015-01-01.
8. ГОСТ Р 54413-2011. Машины электрические вращающиеся. Часть 30. Классы энергоэффективности односкоростных трехфазных

асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором (код IE). Дата введения 2012-06-01.

9. Ильинский, Н.Ф. Электропривод: энерго- и ресурсосбережение / Н.Ф. Ильинский, В.В. Москаленко - М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 208 с. ISBN 978-7695-2849-1.

10. Инструкция по расчету экономической эффективности применения частотно-регулируемого электропривода. М.: АО ВНИИЭ, МЭИ. - 1997. – 13 с.

11. Кедров, В. С. Водоснабжение и водоотведение : учебник для вузов / В. С. Кедров, В. Н. Исаев, В. А. Орлов [и др.]. - 2-е изд., перераб. и доп. - Москва : Стройиздат, 2002. - 335 с. ISBN 5-274-01965-х.

12. Лезнов, Б.С. Работа центробежных насосов с переменной частотой вращения. / Б.С.Лезнов, С.В. Воробьев // Водоснабжение и санитарная техника. - 2012. - №9. - С. 44 – 49.

13. Лезнов, Б.С. Энергосбережение и регулируемый электропривод насосных установок / Б.С. Лезнов - М.: Энергоатомиздат. - 2006. – 242 с. ISBN 5-283-00806-1.

14. Лезнов, Б.С. Частотно-регулируемый электропривод насосных установок / Б.С. Лезнов. - М.: Машиностроение. - 2013. – 176 с. ISBN 978-5-94275-688-8.

15. Лепешкин, А. В. Гидравлика и гидропневмопривод: гидравлические машины и гидропневмопривод : учебник / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак. - 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Инфра-М, 2017. – 444 с. ISBN 978-5-16-011954-0.

16. Павлинова, И. И. Водоснабжение и водоотведение: учебник и практикум для академического бакалавриата / И. И. Павлинова, В. И. Баженов, И. Г. Губий. — 5-е изд., перераб. и доп. — М. : Издательство Юрайт, 2019. — 380 с. ISBN 978-5-534-00626-1.

17. Терехов, В.М. Системы управления электроприводов / В.М. Терехов, О.И. Осипов. - М.: Издательский центр «Академия». - 2005.- 304 с. ISBN 5-7695-1814-6.

18. Усачев, А.П. Повышение энергоэффективности насосных установок в системах водоснабжения и водоотведения. / А.П. Усачев, Н.В. Карпов // Водоснабжение и санитарная техника. - 2011. - №2. - С. 17 – 23.



## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие .....	3
Введение .....	6
1. Общие сведения о нагнетателях. Основные определения ....	9
2. Характеристики центробежных машин .....	15
3. Регулирование производительности нагнетателей .....	25
3.1. Регулирование производительности изменением числа агрегатов .....	25
3.2. Регулирование производительности с помощью затвора (дросселирование) .....	26
3.3. Регулирование режимов работы изменением скорости нагнетателя .....	33
4. Экономия мощности в насосных установках при частотном регулировании .....	37
5. Экономия электроэнергии в насосных установках при частотном регулировании. Оценка экономической эффективности использования ЧРП .....	46
6. Типовые методики оценки технико-экономической эффективности использования ЧРП в насосных и вентиляторных установках .....	53
6.1. Оценка технико-экономической эффективности использования ЧРП в промышленных нагнетательных установках.....	53
6.2. Оценка технико-экономической эффективности использования ЧРП в насосных установках коммунальной сферы .....	59
7. Системы стабилизации напора (давления) .....	65
7.1. Задача стабилизации напора в диктующей точке. Функциональная схема САУ .....	65
7.2. Разработка математической модели и структурной схемы САУ .....	70
7.3. Синтез регулятора .....	81
8. Системы стабилизации уровня жидкости в резервуарах .....	97
8.1. Задача стабилизации уровня жидкости. Функциональная схема САУ .....	97
8.2. Разработка математической модели и структурной схемы системы стабилизации уровня жидкости .....	100
8.3. Синтез регулятора .....	106
9. Оптимизация режимов работы вентиляторных установок ....	120
Заключение .....	130
Библиографический список .....	133

*Учебное издание*

*АБАКУМОВ Александр Михайлович*

**Энергосберегающий электропривод  
вентиляторных и насосных установок**

Редактор  
Компьютерная верстка  
Выпускающий редактор

Подп. в печать Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная  
Усл. п. л. 7,90. Уч.-изд. л.  
Тираж 50 экз. Рег. №

---

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Самарский государственный технический университет»  
443100 г. Самара, Молодогвардейская, 244. Главный корпус

Отпечатано в типографии  
Самарского государственного технического университета  
443100 г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244. Корпус № 8