

Б. С. ЛЕЗНОВ

ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД НАСОСНЫХ УСТАНОВОК



Москва
Машиностроение
2013

УДК 621.34.07:621.65:620.9

ББК 31.291

Л 41

Лезнов Б. С.

Л41 Частотно-регулируемый электропривод насосных установок. — М.: Машиностроение, 2013. — 176 с., ил..

ISBN 978-5-94275-688-8

Рассматриваются проблемы использования частотно-регулируемого электропривода в энергосберегающих автоматизированных системах насосных установок. Приводятся сведения о частотных преобразователях компании «Данфосс», а также примеры их использования в российских насосных установках.

Для специалистов, занятых разработкой, внедрением и эксплуатацией энергосберегающих систем автоматизации насосных установок водоснабжения, канализации и другого назначения.

УДК 621.34.07:621.65:620.9

ББК 31.291

ISBN 978-5-94275-688-8

© Автор, 2013

© ООО «Издательство Машиностроение», 2013

Введение

Частотно-регулируемый электропривод используется в системах автоматизированного управления (САУ) насосных установок, чтобы с его помощью привести в соответствие режим работы насосов с режимом работы обслуживаемой системы подачи жидкости, например, водопроводной или канализационной сети города или промышленного предприятия.

Водопотребление и, соответственно, сток загрязненных вод непрерывно изменяются во времени и в достаточно широком диапазоне ($1/2$ — $1/4$). Характер изменения водопотребления определяется случайно-вероятностными законами. Чтобы отслеживать эти изменения, необходимо непрерывно регулировать режим работы насосной установки.

Процесс регулирования осложняется несоответствием характеристик центробежных насосов и трубопроводов. Чтобы подать увеличенный расход воды по трубопроводу, напор на насосной станции надо увеличивать, а характеристики центробежных насосов таковы, что при увеличении подачи воды напор, развиваемый насосом, падает. В то же время при уменьшении подачи воды напор насоса следовало бы тоже уменьшить, а он увеличивается. Поэтому в периоды уменьшенного водопотребления системы водоснабжения работают с избыточным напором, который гасится в дросселирующих устройствах или в водоразборной арматуре у потребителя. При этом энергия, потребляемая насосами, нерационально расходуется на создание избыточных напоров, под воздействием которых увеличиваются утечки и непроизводительные расходы воды, возникают повышенные механические напряжения в стенках труб.

Аналогичные явления имеют место в теплофикационных, оросительных и других системах. Несоответствие в режимах работы насосов и трубопроводов может быть устранено изменением частоты вращения насосов, которая должна регулироваться в соответствии с изменениями водопотребления или притока сточных вод. При уменьшении частоты вращения насоса уменьшается его подача воды и развиваемый им напор. При увеличении частоты вращения напор увеличивается одновременно с увеличением подачи воды.

Регулированием частоты вращения насоса его рабочие параметры приводятся в соответствие с режимом работы обслуживаемой системы. Чтобы изменить частоту вращения насоса, необходим регулируемый электропривод (РЭП). Значение частоты вращения насоса, с которой он должен работать в тот или иной момент времени, определяется системой САУ насосной установки.

Требуемое значение частоты вращения устанавливается в зависимости от многих факторов. К ним относятся: расход жидкости в системе, её уровень в резервуарах, значения статического и динамического противодавления, количество параллельно работающих насосов и насосных установок, подающих жидкость в систему, и т. д.

Технологические основы применения частотно-регулируемого электропривода в насосных установках

1.1. Общие сведения о насосах и насосных установках

Основные определения. Гидравлическая машина, создающая напорное перемещение жидкости при сообщении ей энергии, называется *насосом*. Насос в совокупности с электроприводом и передаточным механизмом образует *насосный агрегат*. Комплекс оборудования, обеспечивающий работу насосов в требуемом режиме, образует *насосную установку*.

Насосная установка, обычно, состоит из одного или нескольких насосных агрегатов, трубопроводов, запорно-регулирующей арматуры, контрольно-измерительной аппаратуры, аппаратуры управления и защиты. Сооружение, в состав которого входят одна или несколько насосных установок, система энергоснабжения, вспомогательные механизмы, бытовые и производственные помещения, обеспечивающие работоспособность объекта, называется *насосной станцией*.

Основными параметрами, характеризующими режим работы насосной установки, являются подача и напор. *Подача* — объем жидкости, перекачиваемый насосной установкой за единицу времени ($\text{м}^3/\text{ч}$, $\text{м}^3/\text{с}$).

Напор — разность удельных энергий жидкости в напорном и всасывающем патрубках насоса, необходимая для подъема жидкости на заданную высоту и для преодоления сил трения в трубопроводе. Понятие напор равноценно термину давление P . Напор и давление связаны между собой соотношением $H = P/(\rho g)$, где H — напор, м;

P — давление насоса, Па; ρ — плотность жидкой среды, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

Режимом работы насосной установки называется определенный порядок работы ее оборудования в соответствии с изменяющимися условиями работы системы в целом.

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 забирает воду из источника водоснабжения и подаёт её на очистные сооружения. Далее обработанная вода самотёком попадает в резервуары чистой воды (РЧВ).

ВНС II подъёма подаёт воду из РЧВ 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 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 производственным циклом предприятия, а ВНС питьевой воды — ритмом жизни населения.

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. Из самотёчных коллекторов другие более крупные КНС опять подают стоки в напорные коллекторы более крупного сечения. Таким образом, 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 те-

плоэлектроцентрали, 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 связываются между собой напорными и всасывающими коллекторами. К напорным коллекторам присоединяются напорные водоводы, а к всасывающим — всасывающие водоводы. 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).

Центробежные насосы (рис. 1.1, а). Внутри неподвижного корпуса 1, имеющего спиральную форму, находится рабочее колесо 2, закреплённое на валу 3. Колесо 2 состоит из двух дисков, между которыми расположены лопасти 4. Корпус насоса соединён с всасывающим и напорным трубопроводами патрубками 5 и 6. Если корпус насоса и его всасывающий трубопровод наполнить жидкостью, а затем привести во вращение рабочее колесо, то жидкость под действием лопастей рабочего колеса приходит во вращение. Центробежные силы перемещают жидкость на периферию, где создаётся повышенное давление, а в центре колеса — разрежение. За счет

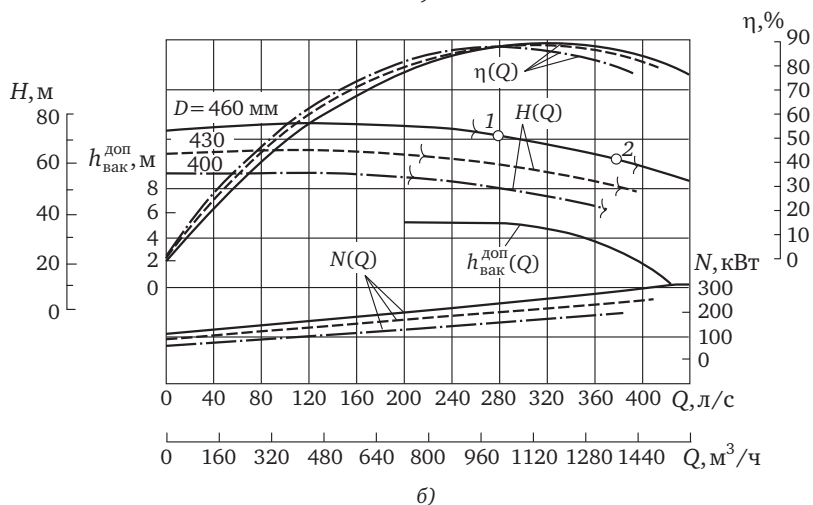
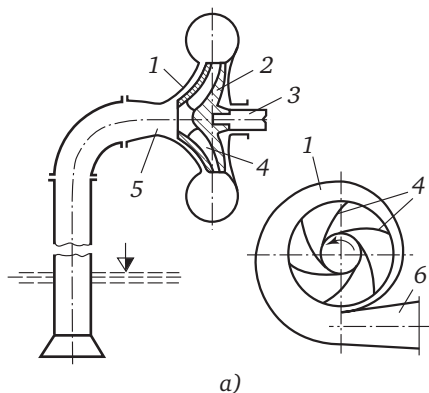


Рис. 1.1. Схема одноступенчатого центробежного насоса (а) и его рабочие характеристики (б):

H — напор насоса; Q — подача; η — КПД; $h_{\text{вас}}^{\text{доп}}$ — допустимая вакуумметрическая высота всасывания; N — мощность; D — диаметр рабочего колеса

этой разности давлений жидкость поступает в напорный трубопровод. Так осуществляется непрерывная подача жидкости.

Центробежные насосы могут быть как одноступенчатые (с одним рабочим колесом), так и многоступенчатые (с несколькими колёсами). Конструктивно в зависимости от расположения вала они подразделяются на насосы горизонтальные и вертикальные.

Осевые насосы. Рабочее колесо вращается в сферической камере. При воздействии лопастей рабочего колеса на жидкость за счёт изменения скорости течения давление над лопастью повышается, а под ней понижается. Благодаря разности давлений, жидкость перемещается вдоль оси насоса. Насосы этого типа предназначены для перекачки воды в больших количествах с небольшим напором (до 20 м).

Осевые насосы (типа О) изготавливаются с жестко закрепленными лопастями рабочего колеса и с поворотными лопастями (типа ОП). Насосы обоих типов могут выпускаться в двух исполнениях: Г — с горизонтальным расположением вала, В — с вертикальным. Возможность изменения угла установки лопастей насосов ОП позволяет регулировать подачу и напор насоса в широких пределах при сохранении высоких значений КПД. Поэтому этот тип насосов оснащается, как правило, нерегулируемым электроприводом.

Характеристики насосов — это зависимости основных параметров насоса от подачи Q при определённой частоте вращения n для определённого диаметра рабочего колеса D .

На рис. 1.1, б представлены рабочие характеристики центробежного насоса Д1250-65 для колёс трёх диаметров: 460, 430 и 400 мм при частоте вращения 1450 мин^{-1} . Характеристики насосов других типов могут отличаться от представленных на рис. 1.1, б.

Одной из важных характеристик насоса является зависимость его напора от подачи $H = f(Q)$. Часто она именуется характеристикой Q — H или напорно-расходной. Она может быть пологой или крутой, непрерывно снижающейся (стабильной) или сначала возрастающей, а затем снижающейся (*лабильной*, т. е. неустойчивой).

Рабочие параметры центробежных насосов могут изменяться в относительно широких пределах. Увеличение подачи влечёт за собой уменьшение напора, а уменьшение увеличивает напор. Границы рабочего диапазона подач и напоров на характеристике насоса отмечаются извилистыми вертикальными черточками или иным способом. В пределах рекомендуемых подач и напоров характеристика $H = f(Q)$ описывается уравнением участка квадратичной параболы

$$H_n = H_\phi - S_\phi Q^2, \quad (1.1)$$

где H_ϕ — фиктивный напор при нулевой подаче, м; S_ϕ — гидравлическое фиктивное сопротивление насоса, $\text{с}^2/\text{м}^5$.

Значения параметров H_ϕ и S_ϕ для отечественных насосов приводятся в [1,2].

При необходимости *фиктивные* параметры определяются по каталожным или экспериментальным характеристикам насоса. Для этого берут координаты двух точек рабочей части характеристики $H = f(Q)$, например, точек 1 и 2 (рис. 1.1, б). Этим точкам соответствуют напоры H_1 и H_2 , м, подачи Q_1 и Q_2 , м³/с. По этим значениям определяют фиктивное гидравлическое сопротивление насоса и фиктивный напор при нулевой подаче:

$$S_\phi = \frac{H_1 - H_2}{Q_2^2 - Q_1^2}; \quad (1.2)$$

$$H_\phi = H_1 + S_\phi Q_1^2. \quad (1.3)$$

Значения фиктивного напора зависят от конструктивных параметров насоса.

Отношение фиктивного напора к номинальному $H_\phi^* = H_\phi / H_{\text{ном}}$ даёт представление о крутизне напорной характеристики насоса. Для большинства отечественных насосов, перекачивающих чистую воду, относительный фиктивный напор $H_\phi^* \approx 1,25$, а для фекальных насосов, перекачивающих сточные воды, $H_\phi^* \approx 1,45$.

Привод насосов. Для привода насосов используются преимущественно асинхронные короткозамкнутые и синхронные двигатели переменного тока. Иногда используются асинхронные электродвигатели с фазным ротором.

Электродвигатели мощностью до 400 кВт, обычно, выполняются на напряжение 380—660 В, а выше этой мощности — на 6—10 кВ.

Трубопроводы. Трубопроводная арматура. Внутренние трубопроводы насосных станций (напорные и всасывающие линии насосов, всасывающие и напорные коллекторы и др.) выполняются из стальных труб. Соединение стальных труб осуществляется сваркой. В качестве трубопроводной арматуры в насосных установках используются задвижки, затворы, обратные клапаны.

Задвижки являются запорным органом и для регулирования режима работы насосов не должны использоваться. Дисковые пово-

ротные затворы изготавливают в различных исполнениях: и как запорные устройства, и для регулирования режима работы насосов. Затворы и задвижки изготавливают с ручными или электрическими приводами.

Обратные клапаны предназначены для того, чтобы воспрепятствовать опорожнению напорных трубопроводов и обратному вращению насоса после его остановки. Конструкции обратных клапанов различны: с замедленной посадкой, однодисковые, многодисковые, с противовесом и др.

Во время работы насоса под действием потока воды диск клапана поворачивается вокруг оси, и вода проходит через него. После остановки насоса диск клапана под действием собственного веса и давления воды со стороны напорного водовода опускается, и затвор закрывается.

1.2. Режимы работы насосных установок

Режимы работы насосной установки зависят от изменения водопотребления или притока сточной жидкости. Характер изменения водопотребления и притока сточных вод определяется многими, не зависящими друг от друга, причинами: климатическими и погодными условиями, режимом работы предприятий и организаций города, числом культурно-зрелищных мероприятий, содержанием их программ.

Режим *водопотребления* характеризуется обычно суточными, недельными и т. п. графиками водопотребления. На рис. 1.2 представлен примерный суточный *график* водопотребления небольшого населённого пункта.

Кроме того, режим водопотребления характеризуется *кривой распределения* подач, которая даёт представление о диапазоне изменения водопотребления за тот или иной промежуток времени (месяц, год и т. п.) и длительности работы системы с тем или иным водопотреблением (рис. 1.4).

Графики водопотребления характеризуются *коэффициентами неравномерности*. Максимальный коэффициент неравномерности $K_{\text{макс}} = Q_{\text{макс}} / Q_{\text{ср}}$, где $Q_{\text{макс}}$, $Q_{\text{ср}}$ — максимальное и среднее значение водопотребления.

Минимальный коэффициент неравномерности $K_{\text{мин}} = Q_{\text{мин}}/Q_{\text{ср}}$, где $Q_{\text{мин}}$ — минимальное водопотребление. В зависимости от того, за какой период времени берется $Q_{\text{ср}}$, коэффициенты неравномерности могут быть часовыми, суточными и др.

Режим притока сточных вод канализационных насосных станций, так же как и станций аэрации характеризуется графиками притока, которые имеют вид, аналогичный графикам водопотребления (рис. 1.3).

Для обоснованного решения о целесообразности использования регулируемого электропривода (РЭП) в насосной установке надо знать, как меняется её режим работы за весь расчётный период, например, календарный год. Суточные графики не дают такого представления, поскольку они существенно отличаются друг от друга, в зависимости от времени года, дня недели и т. д.

Их практически невозможно описать математическими уравнениями. Поэтому для анализа режимов работы насосных установок [3] целесообразно использовать кривые распределения подачи воды или стоков, которые именуется упорядоченными диаграммами подачи воды, по аналогии с упорядоченными диаграммами электрических нагрузок [9].

Под упорядоченной диаграммой понимается кривая, соединяющая расположенные в порядке возрастания ординаты суточных графиков водоподачи за длительный период времени, например, за год (рис. 1.4). Математическое описание упорядоченных диаграмм будет приведено в § 1.4, где оно использовано для определения энергопотребления насосных установок. Для оценки неравномерности подачи в этом случае более удобно использовать понятие «относительная минимальная подача»: $\lambda = Q_{\text{м}}/Q_{\text{б}}$, где $Q_{\text{м}}$ — наименьшая подача в сутки минимального водопотребления; $Q_{\text{б}}$ — наибольшая подача в сутки максимального водопотребления. Относительная минимальная подача может быть выражена через коэффициенты неравномерности за соответствующий период времени: $\lambda = K_{\text{мин}}/K_{\text{макс}}$.

Режимы работы насосных установок промышленных предприятий определяются, главным образом, технологическим процессом предприятия. Существуют режимы водопотребления и перекачки, аналогичные режимам работы городских водопроводных и канализационных насосных станций. Насосные установки промышлен-

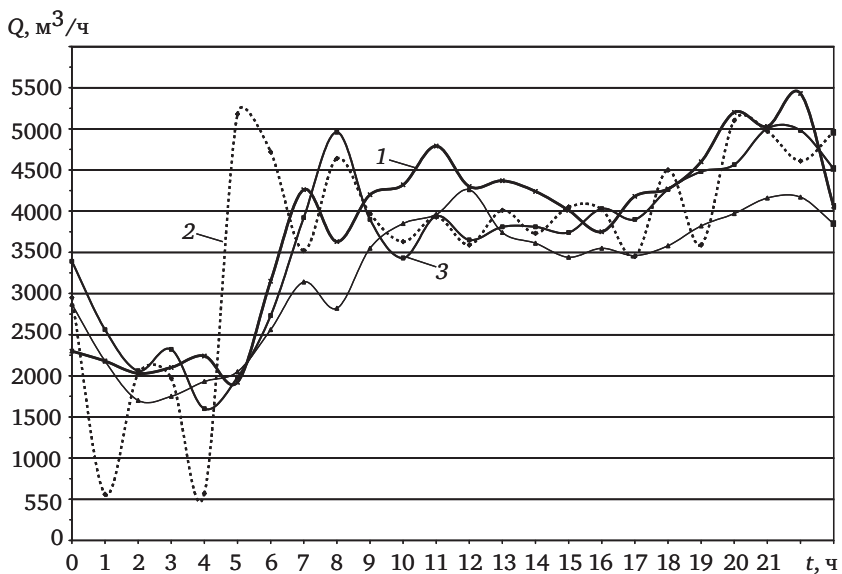


Рис. 1.2. Суточные графики водопотребления за трое суток (1—3)

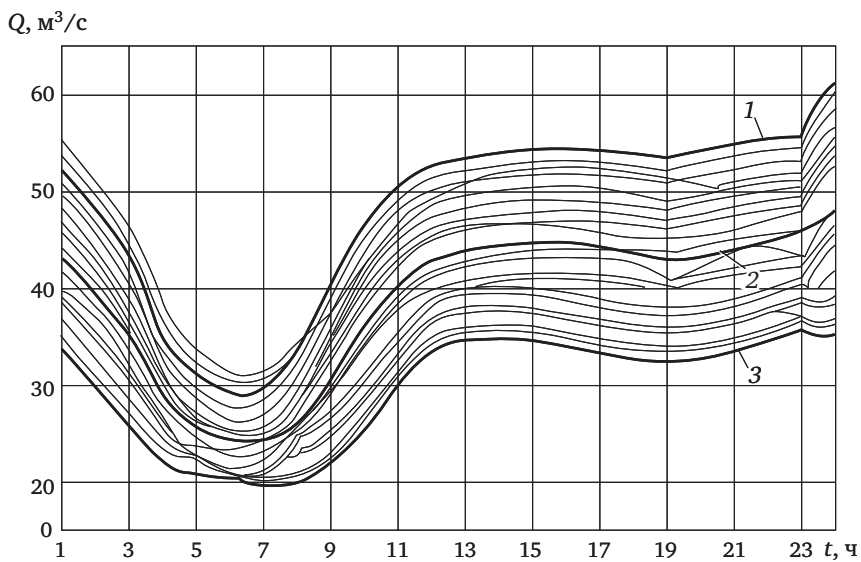


Рис. 1.3. График притока сточных вод станции аэрации за сутки:
 1 — максимального; 2 — среднего; 3 — минимального притока сточных вод

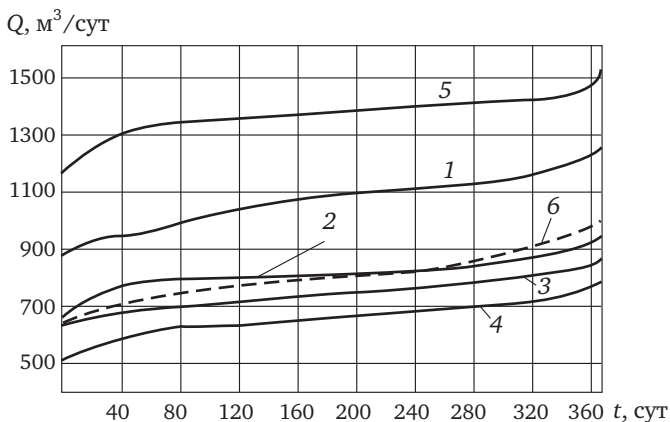


Рис. 1.4. Упорядоченные диаграммы водоподачи насосных установок: 1 — Южная водопроводная станция, г. Санкт-Петербург; 2 — Северная водопроводная станция, г. Санкт-Петербург; 3 — Московская подстанция, г. Санкт-Петербург; 4 — Главная водопроводная станция, г. Санкт-Петербург; 5 — Восточная водопроводная станция, г. Москва; 6 — Северная водопроводная станция, г. Москва (построена по часовым показателям)

ных предприятий могут работать и с явно выраженным *ночным* и *дневным* режимом водопотребления.

Режимы работы теплофикационных насосных установок и систем оборотного водоснабжения существенно зависят от температуры наружного воздуха, а, следовательно, и от времени года, климата и подачи.

Подача насосных установок, работающих непосредственно в сеть без промежуточных ёмкостей, должна быть в каждый момент времени равна водопотреблению (при отсутствии утечек и непроизводительных расходов). В действительности в любой системе подачи воды имеются утечки и непроизводительные расходы, которые достигают 15—20% общей подачи. Следовательно, подача насосной установки должна быть несколько больше водопотребления.

С ростом водопотребления подачу приходится увеличивать, соответственно увеличиваются потери напора в трубах. Чтобы их компенсировать, следует увеличить давление, развиваемое насосной установкой. При уменьшении водопотребления подача и давление должны быть уменьшены.

Приведение в соответствие водопотребления и подачи длительное время осуществлялось изменением числа работающих насосных агрегатов или степени открытия задвижек (затворов) на напорных линиях насосов и насосных установок. В настоящее время чаще регулируется частота вращения рабочих колес насосов с помощью РЭП.

Режим работы насосной установки, подающей воду потребителю через *аккумулирующую* емкость (резервуар, водонапорную башню и т. п.), характерен тем, что в отдельные периоды времени подача насосной установки отличается от водопотребления. Если подача больше водопотребления, уровень воды в резервуаре поднимается, если меньше, уровень падает. В случае равенства подачи и водопотребления уровень в резервуаре стабилизируется на одной отметке. В этом случае, если нет РЭП, водопотребление и подача насосной установки осуществляется включением агрегата при снижении уровня воды до заданного нижнего значения и отключением при достижении заданного верхнего значения. Затем цикл повторяется.

Если насосная установка состоит из нескольких агрегатов, её режим работы отличается тем, что задаётся несколько верхних и нижних уровней, при достижении которых изменяется число работающих агрегатов.

С увеличением водопотребления частота включений агрегатов увеличивается, продолжительность пауз уменьшается, поскольку при увеличении водопотребления быстрее срабатывает объём жидкости в резервуаре. При этом уровень жидкости быстрее достигает нижнего положения, и вследствие этого чаще происходит включение дополнительных насосов.

Режим работы насосных установок при откачке жидкости из приемных резервуаров, например КНС, аналогичен предыдущему случаю, с тем отличием, что агрегаты включаются в работу при наполнении резервуаров до верхних уровней, а отключаются при опорожнении до нижних.

Число включений-отключений в сутки насосных агрегатов в КНС с резервуарами достигает 40—50, а в ряде случаев 100. Такое число включений для агрегатов большой мощности недопустимо, поэтому в установках с агрегатами мощностью выше 150—250 кВт

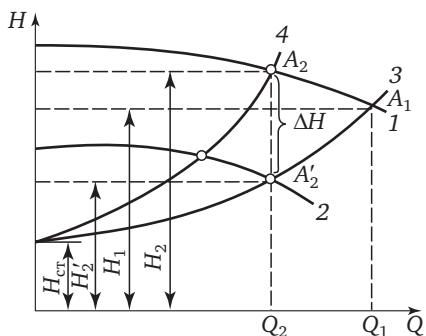


Рис. 1.5. Регулирование режима работы центробежного насоса:

1 — характеристика насоса при номинальной частоте вращения; 2 — то же при уменьшенной частоте вращения; 3 — характеристика трубопровода при полном открытии затвора; 4 — то же при уменьшении степени открытия затвора; H_1, H_2 — напоры, соответствующие подачам Q_1, Q_2 ; $H_{ст}$ — статическая составляющая напора

применяется регулирование режима работы отдельных насосов, входящих в состав КНС.

Преднамеренное изменение подачи и напора насосов в соответствии с изменяющимся режимом работы системы называется *регулированием*. Центробежные насосы регулируются изменением степени открытия задвижки (затвора) на напорной линии или изменением частоты вращения рабочих колёс (рис. 1.5).

Прикрывая затвор, увеличивают крутизну характеристики трубопровода, при этом рабочая точка насоса A_1 перемещается в положение A_2 . В этом случае подача уменьшается до значения Q_2 , напор, развиваемый насосом, возрастает до значения H_2' , а напор на трубопроводе за затвором снижается до значения H_2 . Снижение напора за затвором происходит за счёт потерь напора ΔH в затворе.

Увеличивая степень открытия затвора, уменьшают крутизну характеристики трубопровода. Вследствие этого подача увеличивается, напор, развиваемый насосом, уменьшается, а напор в трубопроводе за затвором возрастает. Этот способ регулирования, именуемый *дресселированием*, считается неэкономичным, так как на преодоление дополнительного гидравлического сопротивления в затворе требуются дополнительные затраты энергии.

Более экономичным способом регулирования является *изменение частоты вращения насосов*. При этом изменяется положение напорно-расходной характеристики насоса. Уменьшая частоту вращения, перемещают характеристику насоса вниз. При этом рабочая точка, перемещаясь по характеристике трубопровода, занимает

положение A'_2 , следовательно, подача уменьшается. Одновременно уменьшается напор в сети и напор, развиваемый насосом. Увеличение частоты вращения увеличивает подачу и напор насоса, а также напор в сети. Этот способ регулирования более экономичен, но требует применения регулируемого электропривода.

Регулирование режима работы центробежного насоса, откачивающего жидкость из резервуара этим способом, осуществляется следующим образом.

При увеличении притока уровень жидкости в резервуаре, из которого жидкость откачивают, поднимается. В этом случае степень открытия задвижки на напорной линии насоса должна быть увеличена. С уменьшением притока уровень падает, и степень открытия задвижки должна быть уменьшена. В насосных установках, подающих воду в резервуары, при увеличении водопотребления уровень в резервуаре падает. В этом случае задвижки (затворы) на напорных линиях приоткрываются. При уменьшении водопотребления уровень поднимается, а задвижка (затвор) прикрывается.

Регулирование режима работы насоса, откачивающего жидкость из резервуара изменением частоты вращения рабочего колеса, осуществляется следующим образом. При увеличении притока жидкости в резервуар уровень в нём поднимается. В этом случае частота вращения рабочего колеса увеличивается. При уменьшении притока уровень падает, а частота вращения рабочего колеса насоса уменьшается.

Регулирование режима работы насоса, подающего воду в сеть, дросселированием осуществляется следующим образом. При падении давления в сети напорная задвижка насоса приоткрывается, в результате давление в сети увеличивается. При возрастании давления в сети сверх заданного напорная задвижка насоса прикрывается, в результате давление в сети снижается.

Контроль режима работы насосной установки осуществляется с помощью измерительных устройств: манометров, уровнемеров, расходомеров, амперметров и т. д. Изменение режима работы насосной установки влияет на режим работы отдельных насосных агрегатов, из которых состоит установка. Анализ режима работы насосных установок выполняется с использованием характеристик насосов и трубопроводов.

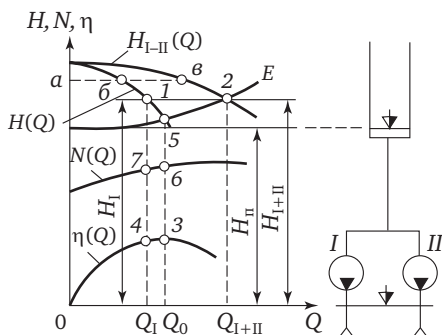


Рис. 1.6. Графики совместной работы двух одинаковых параллельно работающих насосов и трубопровода:

I, II — два одинаковых насоса; E — характеристика трубопровода; η — КПД; N — мощность, потребляемая насосом

Для установок с несколькими насосами, работающими параллельно или последовательно, используют *суммарные* характеристики нескольких насосов. При *параллельной* работе насосы подают воду в один напорный водовод или в одну систему трубопроводов. Суммарная характеристика $H_{I-II}(Q)$ параллельно работающих насосов строится сложением абсцисс их характеристик при одном и том же значении ординаты (напора), так как их общая подача равна сумме подач каждого насоса. Например, для нахождения точки v на суммарной характеристике двух насосов одного типа необходимо удвоить отрезок ab , т.е. $av = 2ab$ (рис. 1.6).

Точно так же находят остальные точки суммарной характеристики. Если параллельно работают три насоса, длина отрезка ab утраивается, если четыре, то увеличивается вчетверо, и т. д.

Зависимость между расходом жидкости через трубопровод и напором, который требуется для обеспечения этого расхода, называется *характеристикой трубопровода* E и описывается уравнением

$$H_c = H_{II} + SQ^2, \quad (1.4)$$

где H_c — напор в начале трубопровода; S — гидравлическое сопротивление трубопровода; H_{II} — противодавление, обусловленное разностью геодезических отметок в системе или противодавлением в котле и т. д.

Графически характеристика трубопровода изображается отрезком параболы E . Суммарная характеристика нескольких трубопроводов, соединенных последовательно, строится сложением ординат при одной и той же подаче (абсциссе) характеристик этих трубо-

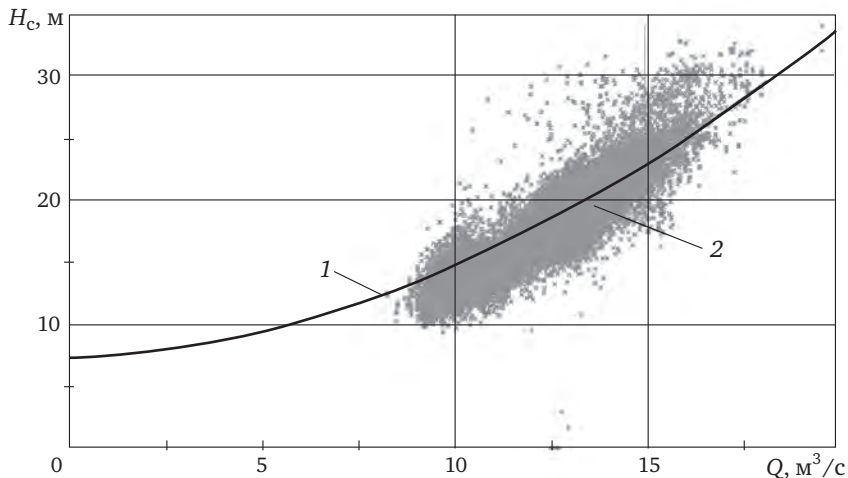


Рис. 1.7. Характеристика разветвлённого водовода:
 1 — эквивалентная характеристика сети; 2 — облако расположения точек, характеризующих зависимость $H_c = f(Q)$

проводов, а соединенных параллельно — сложением абсцисс характеристик трубопроводов при одинаковых ординатах (напорах).

Пересечение характеристик $H(Q)$ насоса и трубопровода (точка 5 на рис. 1.6) определяет положение *рабочей* точки насоса. Координаты этой точки в плоскости Q — H соответствуют подаче и напору при данном режиме работы насоса и трубопровода.

В сложной системе трубопроводов с распределенным отбором воды на каждом участке сети, например в водопроводной сети города, её характеристика не может быть описана уравнением (1.4). Сложная конфигурация сети, ежеминутные колебания водопотребления в сети, изменение местоположения отбора воды вдоль трубопровода, — всё это влияет на суммарное значение потерь напора в водоводе и делает зависимость $H_c = f(Q)$ не однозначной [4]. Поэтому зависимость $H_c = f(Q)$ имеет вид облака точек, расположенных вокруг параболической кривой (рис. 1.7).

Из рассмотрения этого рисунка видно, что одному и тому же значению подачи Q в разные периоды времени соответствуют разные значения напоров H_c , существенно отличающиеся друг от друга. Поэтому характеристика сети трубопроводов не является од-

нозначной зависимостью $H_c = f(Q)$, подобно характеристике одиночного трубопровода. Из-за этого для изучения режимов работы насосных установок совместно с сетью введено понятие «эквивалентная характеристика» водопроводной сети.

Под эквивалентной характеристикой подразумевается усреднённая зависимость требуемых напоров на напорном коллекторе насосной станции, обеспечивающих нормальное водоснабжение в районе питания. Под нормальным водоснабжением в данном случае подразумевается поддержание заданных значений напоров в контрольных точках сети, ниже которых они не должны опускаться в реальном диапазоне изменения водопотребления. Эквивалентной характеристикой сети можно пользоваться для определения общих показателей, характеризующих работу трубопровода, например, энергопотребления или экономии энергии, а также возможного диапазона изменения подачи или требуемых напоров на выходе из насосных станций. Но эквивалентная характеристика не может использоваться для решения задач оперативного характера, например, определения требуемого напора при этом или ином значении подачи воды в данный момент времени.

Режим работы группы насосов на несколько водоводов определяется пересечением суммарной характеристики $H_{I+II}(Q)$ группы насосов с характеристикой системы трубопроводов. Этому режиму соответствует точка 2 с координатами: подача Q_{I+II} , напор H_{I+II} (см. рис. 1.6).

Насос работает наиболее экономично, если его подача и напор соответствуют максимальному значению КПД.

Вместе с тем допускается некоторое отклонение рабочих параметров этих насосов от значений, указанных в каталогах. Однако они при этом не должны выходить за пределы рекомендуемых подач насоса, которые отмечаются извилистыми вертикальными черточками на характеристиках $H(Q)$. За этими пределами насосы работают с низкими значениями КПД, при этом возможна перегрузка насосного агрегата, а также существует опасность возникновения кавитации и помпажа.

Нарушение сплошности потока жидкости, сопровождаемое образованием пузырьков, заполненных парами жидкости, газами или

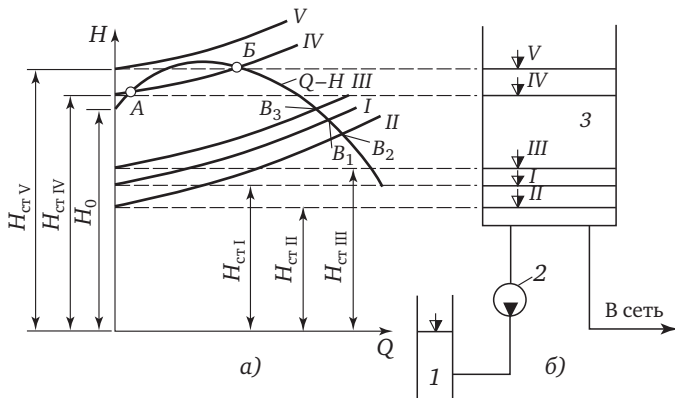


Рис. 1.8. Устойчивость работы насоса:

а — график совместной работы насоса и трубопровода с резервуарами; б — схема насосной установки; 1 — приемный резервуар; 2 — насос; 3 — напорный резервуар; I—V — характеристики трубопровода, соответствующие уровням I—V в напорном резервуаре

их смесь, называется *кавитацией*. Кавитация в насосе возникает, когда существующий положительный нетто-напор на всасывающем патрубке насоса ($NPSH_A = \text{Net Positive Suction Head-Available}$) меньше требуемого для насоса положительного нетто-напора на всасывающем патрубке насоса ($NPSH_R = \text{Net Positive Suction Head-Receiving}$): $NPSH_A \leq NPSH_R$. Более подробно явление кавитации рассматривается в § 1.3. Явление кавитации сопровождается дополнительными потерями энергии и разрушением поверхностей рабочего колеса и корпуса насоса.

В насосах, обладающих лабильными (неустойчивыми) напорно-расходными характеристиками (рис. 1.8), возможно возникновение явления, называемого *помпажем*.

Лабильная характеристика насоса может пересекаться с характеристикой трубопровода в двух точках А и Б. При этом насос работает попеременно с рабочими параметрами, соответствующими точкам А и Б, а вся система работает неустойчиво, меняется нагрузка на агрегате, возникают гидравлические удары. Более подробно явление помпажа рассматривается в § 1.3.

Работа насоса в режимах помпажа и кавитации недопустима.

1.3. Работа насосных агрегатов с переменной частотой вращения

Изменение частоты вращения рабочего колеса насоса ведет к изменению всех его рабочих параметров. При этом изменяется положение характеристик насоса. Пересчёт характеристик насоса на другую частоту осуществляется с помощью, так называемых формул приведения [5]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_{\text{НОМ}}}{Q_{\text{ВАР}}} &= \frac{n_{\text{НОМ}}}{n_{\text{ВАР}}}; \\ \frac{H_{\text{НОМ}}}{H_{\text{ВАР}}} &= \left(\frac{n_{\text{НОМ}}}{n_{\text{ВАР}}} \right)^2; \\ \frac{N_{\text{НОМ}}}{N_{\text{ВАР}}} &= \left(\frac{n_{\text{НОМ}}}{n_{\text{ВАР}}} \right)^3; \\ \frac{M_{\text{НОМ}}}{M_{\text{ВАР}}} &= \left(\frac{n_{\text{НОМ}}}{n_{\text{ВАР}}} \right)^2, \end{aligned} \right\} \quad (1.5)$$

где $n_{\text{НОМ}}$, $n_{\text{ВАР}}$ — номинальная и переменная частота вращения, мин^{-1} ; $Q_{\text{НОМ}}$ и $Q_{\text{ВАР}}$, $H_{\text{НОМ}}$ и $H_{\text{ВАР}}$, $N_{\text{НОМ}}$ и $N_{\text{ВАР}}$, $M_{\text{НОМ}}$ и $M_{\text{ВАР}}$ — подачи; напоры насоса; мощности, потребляемые насосом, и моменты сопротивления насоса при $n_{\text{НОМ}}$ и $n_{\text{ВАР}}$ соответственно.

Формулы приведения справедливы для турбулентного движения жидкости в насосе, поскольку только в этом случае потери напора пропорциональны квадрату её скорости [6].

Испытания крупных центробежных насосов (Д6300-80) на действующем объекте и эксперименты в лаборатории с малыми насосами (ЭЦВ) показали, что при низкой частоте вращения $n_{\text{ВАР}} \leq (0,1—0,15)n_{\text{НОМ}}$ однозначная зависимость между напором и подачей насоса нарушается. Вместо кривой параболического характера на поле $Q—H$ появляется беспорядочная россыпь точек, которая не может характеризовать зависимость напора насоса от его подачи. Это явление объясняется тем, что при уменьшении частоты вращения скорость движения воды в насосе уменьшается. При некотором критическом значении скорости движения воды $v_{\text{кр}}$ в насосе меняется характер движения воды. Течение перестаёт быть тур-

булентным, потом наступает неопределённый переходный режим, а затем при очень малых скоростях характер движения воды становится ламинарным. Характер движения воды определяется числом Рейнольдса [7]. Например, для круглых труб

$$Re = \frac{vd}{\nu},$$

где v — скорость потока, м/с; $\nu = 0,000001$ — кинематическая вязкость воды, м²/с; d — диаметр трубы, м.

Потери напора (в трубах, каналах и т.д.) зависят от характера движения воды и определяются эмпирическими формулами, например, для круглых труб потери напора, м, определяются формулой Вейсбаха—Дарси:

$$h_{\text{пот}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

где l — длина трубы, м.

Значения коэффициента λ для ламинарного и турбулентного движения определяются по различным формулам (табл. 1.1.) или с помощью номограмм.

Таблица 1.1. Коэффициент λ в зависимости от характера движения воды

Характер течения в трубе	Число Рейнольдса Re	λ	Примечание
Ламинарный	Не более 2300	$\lambda_L = 64/Re$ или $\lambda_L = 75/Re$	—
Переходный	2300—4000	Нерекомендуемый режим работы	
Турбулентный 1-й	$4000—10d/\Delta_3$ (Δ_3 — шероховатость, м)	$\lambda_T = 0,3164/Re^{0,25}$ $\lambda_T = 1/(1,8 \lg Re - 1,5)^2$	Формула Блазиуса Формула П.К. Конакова
Турбулентный 2-й	$10d/\Delta_3—560d/\Delta_3$	$\lambda_T = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	Универсальная формула А.Д. Альтшуля
Турбулентный 3-й	Более $560d/\Delta_3$	$\lambda_T = 0,11(\Delta_3/d)^{0,25}$	Упрощённая формула А.Д. Альтшуля

Из табл. 1.1. видно, что расчёт потерь напора даже в круглых трубах связан с некоторыми затруднениями из-за разнообразия эм-

пирических формул, коэффициентов и прочих факторов. Тем более трудно определить расчётом потери напора в насосах, в которых тракт, по которому движется вода, имеет переменную конфигурацию и размеры. Но в любом случае с уменьшением скорости в насосе характер течения существенно меняется. При некотором значении скорости прекращается турбулентное движение, возникает неопределённый переходный режим движения воды, нарушается квадратичная зависимость потерь напора от расхода, из-за чего нарушается гидравлическое подобие характеристик насоса.

Из рассмотрения особенностей работы насоса при низких значениях частоты вращения рабочего колеса следуют важные выводы:

- использование формул приведения для пересчёта характеристик центробежных насосов при низких частотах вращения рабочего колеса недопустимо;
- нарушение гидравлического подобия режимов работы начинается при снижении частот вращения рабочего колеса, примерно, в диапазоне:

$$n_{\text{пред. мин}} \approx (0,1 \div 0,15) n_{\text{ном}};$$

- рабочий диапазон изменения частоты вращения насоса должен лежать в пределах:

$$n_{\text{ном}} \geq n_{\text{раб}} \geq n_{\text{пред. мин}},$$

где $n_{\text{пред. мин}}$ — предельная минимальная частота вращения рабочего колеса насоса, ниже которой нарушается подобие характеристик центробежных насосов. Значение граничной частоты вращения следует запрашивать у завода-изготовителя насоса или определять экспериментально для каждого типа насоса.

При использовании формул приведения надо иметь в виду, что они непригодны для определения рабочих параметров центробежных насосов при работе с противодавлением, когда подача зависит не только от частоты вращения, но также от отношения $H_{\text{п}}/H_{\text{ф}}$ [3]:

$$Q = Q_6 \sqrt{\frac{\left(\frac{n}{n_{\text{ном}}}\right)^2 \frac{H_{\text{п}}}{H_{\text{ф}}}}{1 - \frac{H_{\text{п}}}{H_{\text{ф}}}}}, \quad (1.6)$$

где H_ϕ — фиктивный напор при нулевой подаче; H_Π — противодавление в системе подачи воды.

В относительных единицах уравнение имеет вид

$$Q^* = \sqrt{\frac{(n^*)^2 - \frac{H_\Pi^*}{H_\phi^*}}{1 - \frac{H_\Pi^*}{H_\phi^*}}}, \quad (1.7)$$

где $Q^* = Q/Q_6$ — относительная подача; $n^* = n/n_{\text{ном}}$ — относительная частота вращения насоса; $H_\Pi^* = H_\Pi/H_6$ — относительный статический напор; $H_\phi^* = H_\phi/H_6$ — относительная фиктивная высота подъёма жидкости; Q_6 и H_6 — базовые значения параметров.

Зависимость напора насоса от его частоты вращения и отношения H_Π/H_ϕ , в относительных единицах, имеет вид

$$H^* = H_\Pi^* + (1 + H_\Pi^*) \left[\frac{(n^*)^2 - \frac{H_\Pi^*}{H_\phi^*}}{1 - \frac{H_\Pi^*}{H_\phi^*}} \right]. \quad (1.8)$$

Зависимость мощности насоса от его частоты вращения и отношения H_Π/H_ϕ , в относительных единицах, имеет вид

$$N^* = \sqrt{\frac{(n^*)^2 - \frac{H_\Pi^*}{H_\phi^*}}{1 - \frac{H_\Pi^*}{H_\phi^*}}} \left\{ H_\Pi^* + (1 + H_\Pi^*) \left[\frac{(n^*)^2 - \frac{H_\Pi^*}{H_\phi^*}}{1 - \frac{H_\Pi^*}{H_\phi^*}} \right] \right\} \times \\ \times \frac{1}{1 - \left[1 - \sqrt{\frac{(n^*)^2 - \frac{H_\Pi^*}{H_\phi^*}}{1 - \frac{H_\Pi^*}{H_\phi^*}}} \right]^{2,3}}. \quad (1.9)$$

Зависимость момента сопротивления насоса от его частоты вращения и отношения H_{Π}/H_{Φ} , в относительных единицах, имеет вид

$$M_c^* = \left\{ \frac{\left[(n^*)^2 - \frac{H_{\Pi}^*}{H_{\Phi}^*} \right]}{1 - \frac{H_{\Pi}^*}{H_{\Phi}^*}} \right\} \left\{ H_{\Pi}^* + (1 + H_{\Pi}^*) \frac{\left[(n^*)^2 - \frac{H_{\Pi}^*}{H_{\Phi}^*} \right]}{1 - \frac{H_{\Pi}^*}{H_{\Phi}^*}} \right\} \times$$

$$\times \frac{1}{n^* \left\{ 1 - \sqrt[2,3]{\frac{\left[(n^*)^2 - \frac{H_{\Pi}^*}{H_{\Phi}^*} \right]}{1 - \frac{H_{\Pi}^*}{H_{\Phi}^*}}} \right\}}. \quad (1.10)$$

С использованием уравнений построены графические зависимости основных параметров насосов от частоты вращения и отношения H_{Π}^*/H_{Φ}^* (рис. 1.9—1.10).

Зависимости $M^* = f(n^*, H_{\Pi}^*/H_{\Phi}^*)$, представленные на рис. 1.10, б, соответствуют режиму подачи воды потребителю. После уменьшения частоты вращения насоса ниже граничного значения $n_{гр} = n_{ном} \sqrt{H_{\Pi}/H_{\Phi}}$ момент сопротивления изменяется в соответствии с уравнением:

$$M_c = (M_o - M_T) \left(\frac{n}{n_{ном}} \right)^2 + M_T, \quad (1.11)$$

где M_o — момент сопротивления насоса при закрытой задвижке и номинальной частоте вращения насоса; M_T — момент сопротивления насоса, обусловленный трением в его сальниках и подшипниках.

Частота вращения $n_{гр}$ определяет границу между рабочим и холостым режимами насоса.

Представленные выше зависимости проверены экспериментально. В качестве примера на рис. 1.11, а показана механическая характеристика насоса, состоящая из двух ветвей. Рабочая

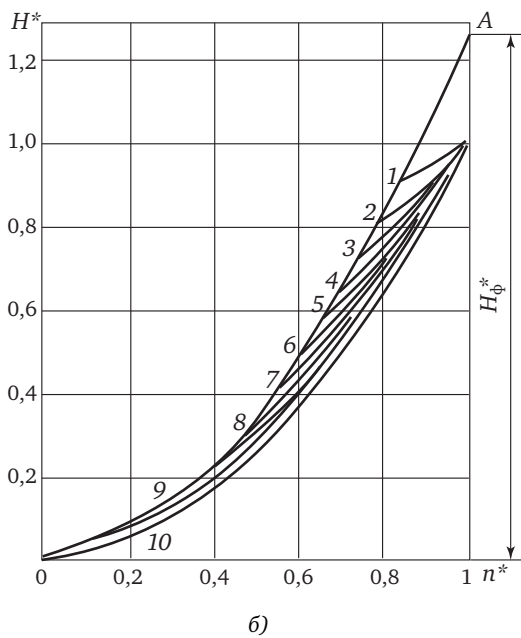
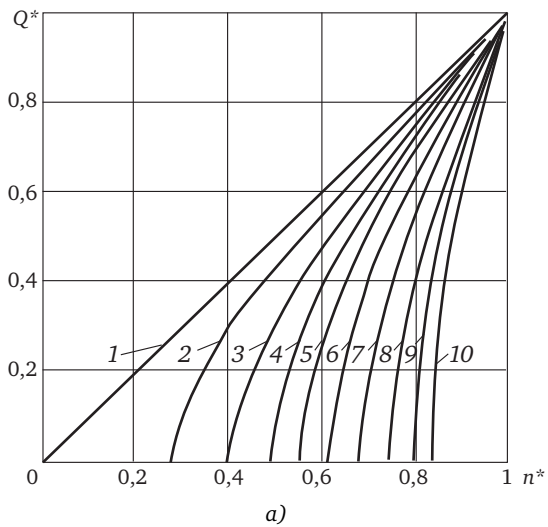


Рис. 1.9. Зависимости $Q^* = f(n^*, H_n^*/H_\phi^*)$ (а) и $H^* = f(n^*, H_n^*/H_\phi^*)$ (б)

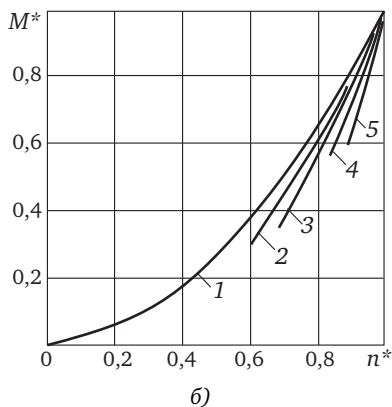
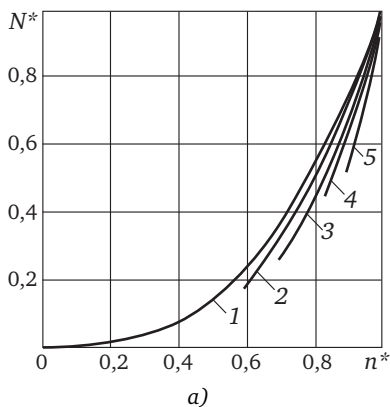


Рис. 1.10. Зависимости $N^* = f(n^*, H_{\text{п}}^*/H_{\text{ф}}^*)$ (а) и $M^* = f(n^*, H_{\text{п}}^*/H_{\text{ф}}^*)$ (б)

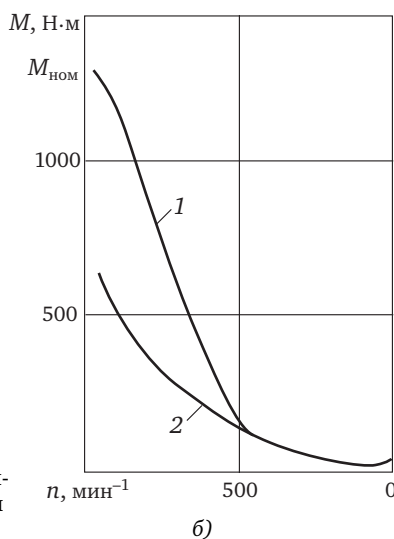
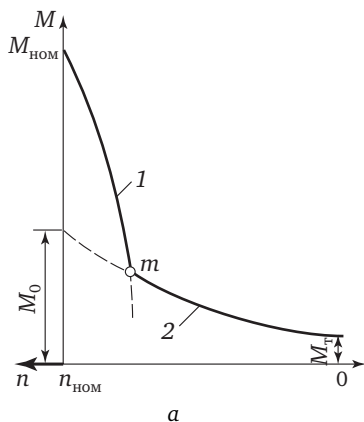


Рис. 1.11. Теоретическая (а) и экспериментальная (б) механические характеристики насоса

ветвь характеристики 1 построена с использованием уравнения (1.10), а ветвь холостого хода 2 с использованием уравнения (1.11). На рис. 1.11, б представлена экспериментальная механическая характеристика, полученная на действующей насосной установке, которая подтверждает справедливость изложенных выше положений.

Из рассмотрения особенностей работы центробежных насосов в системах с противодавлением следуют выводы:

1. Определение рабочих параметров насоса пересчётом значений номинальных параметров по формулам приведения (1.5) при работе с противодавлением недопустимо.

2. Рабочие параметры насосов, работающих с противодавлением, должны определяться по результатам анализа реального режима работы насосной установки и трубопроводов с учётом крутизны их характеристик, определяемых отношением H_{Π}/H_{Φ} .

Важной характеристикой центробежного насоса является, упоминаемая выше, зависимость требуемого положительного нетто-напора от его подачи — $NPSH_R = f(Q)$.

Чтобы насос работал во всех диапазонах изменения подачи и частоты без кавитации, требуемый для него положительный нетто-напор на всасывающем патрубке насоса $NPSH_R = \text{Net Positive Suction Head-Receiving}$) должен быть меньше, чем существующий положительный нетто-напор на всасывающем патрубке насоса ($NPSH_A = \text{Net Positive Suction Head-Available}$):

$$NPSH_R \leq NPSH_A \quad (1.12)$$

Параметр $NPSH_R$ сравнительно недавно вошёл в практику отечественного водоснабжения. Он заменил ранее принятый в России параметр $h_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ — допустимая вакуумметрическая высота всасывания. Значения $h_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ приводились в каталогах насосов в виде зависимости $h_{\text{вак}}^{\text{доп}} = f(Q)$ для воды при 20 °С и атмосферном давлении 10 м вод. ст. и соответствовали номинальному значению частоты вращения рабочего колеса.

Пересчёт значений $h_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ на другую частоту вращения, согласно [8], осуществлялся с использованием формулы

$$h_{\text{вак. var}}^{\text{доп}} = 10 - \left(10 - h_{\text{вак. ном}}^{\text{доп}}\right) \left(\frac{n_{\text{var}}}{n_{\text{ном}}}\right)^2. \quad (1.13)$$

Зависимость $NPSH_R$ от подачи Q для каждого типа насоса также как и $h_{\text{вак}}^{\text{доп}} = f(Q)$ зависит от конструктивных особенностей насоса и задаётся предприятием-изготовителем для номинальных значений частоты вращения насосов в виде зависимости $NPSH_R = f(Q)$. Пере-

счёт этой зависимости на другую частоту вращения осуществляется с помощью формулы приведения

$$\frac{NPSH_{R_{\text{НОМ}}}}{NPSH_{R_{\text{VAR}}}} = \left(\frac{n_{\text{НОМ}}}{n_{\text{VAR}}} \right)^2. \quad (1.14)$$

Параметр $NPSH_A$ зависит от характеристик коммуникаций, подводящих воду к всасывающему патрубку насоса и определяется уравнением

$$NPSH_A = P_{\text{атм}} + (\pm H_{\text{всас}}) - \Delta h - P_t, \quad (1.15)$$

где $P_{\text{атм}}$ — атмосферное давление в данной местности, м водяного столба:

$$P_{\text{атм}} = 10,33 \exp(-0,00012 \Gamma), \quad (1.16)$$

где Γ — геодезическая отметка над уровнем моря, м; $H_{\text{всас}}$ — подпор воды на всасывающем патрубке насоса:

$$H_{\text{всас}} = \Gamma_{\text{рез}} - \Gamma_{\text{нас}}, \quad (1.17)$$

$\Gamma_{\text{рез}}$ — геодезическая отметка минимального уровня воды в приёмном резервуаре, м; $\Gamma_{\text{нас}}$ — геодезическая отметка оси насоса, м; если уровень воды в приёмном резервуаре выше оси насоса, $H_{\text{всас}}$ подставляется в (1.15) со знаком плюс (+), если уровень воды в приёмном резервуаре ниже оси насоса, $H_{\text{всас}}$ подставляется в (1.15) со знаком минус (-); Δh — потери давления во всасывающих коммуникациях насоса с учётом затворов, клапанов и т.п., м:

$$\Delta h = s_0 l Q^2 \quad (1.18)$$

здесь s_0 — удельное сопротивление всасывающего водовода, $\text{с}^2/\text{м}^6$; l — длина всасывающего водовода, м; Q — наибольшая подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; P_t — давление насыщенных паров воды при наибольшей температуре в данной местности.

Давление насыщенных паров воды P_t в зависимости от температуры

$T, \text{ }^\circ\text{C} \dots\dots\dots$	0	10	20	30	40	50
$P_t, \text{ м} \dots\dots\dots$	0,062	0,125	0,238	0,432	0,752	1,25

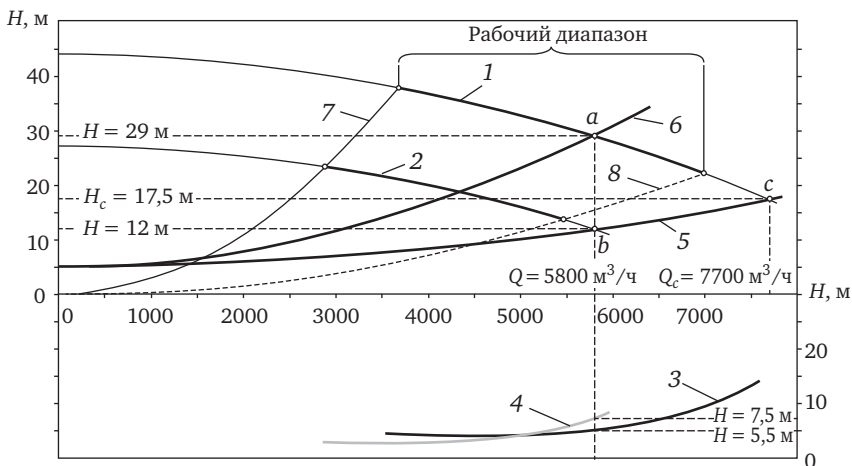


Рис. 1.12. Возникновение кавитации при пониженных частотах вращения насоса: 1 — характеристика насоса при $n = 730 \text{ мин}^{-1}$; 2 — то же при $n = 585 \text{ мин}^{-1}$; 3 — характеристика $NPSH_R$ при $n = 730 \text{ мин}^{-1}$; 4 — то же при $n = 585 \text{ мин}^{-1}$; 5 — исходная характеристика водовода; 6 — характеристика водовода при дросселировании; 7, 8 — границы рабочего диапазона насоса

Из рассмотрения уравнения (1.14) видно, что с уменьшением частоты вращения требуемое значение $NPSH_R$ снижается. Поскольку одновременно с уменьшением частоты вращения уменьшается и подача насоса, зависимость $NPSH_R = f(Q)$, в координатах $Q-H$, смещается влево и вниз (см. рис. 1.12, кривые 3 и 4).

На том же графике представлены рабочие характеристики насоса Д6300-27 при двух значениях частоты вращения (при номинальной $n_{\text{ном}} = 730 \text{ мин}^{-1}$ и пониженной $n_{\text{ном}} = 585 \text{ мин}^{-1}$), а также характеристика напорного водовода. На примере этого графика покажем осложнения, которые могут возникнуть при работе насоса на пониженных частотах вращения.

Кавитация. Если водовод не дросселировать и частоту вращения рабочего колеса насоса не регулировать, характеристики насоса пересекутся в рабочей точке с. При этом подача $Q_c = 7700 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($2,1 \text{ м}^3/\text{с}$), а напор $H_c = 17,5 \text{ м}$. Из рассмотрения графика совместной работы видно, что рабочая точка с находится справа от кривой 8, т.е. она лежит за пределами рабочего диапазона подач насоса в зоне низких КПД ($\eta_c = 80\% < \eta_{\text{ном}} = 90\%$) и увеличенным значе-

нием $NPSH_R = 12$, на 2 м больше предельного значения для данного насоса, значения $NPSH_{R\text{limit}} = 10$ м.

Существует два варианта возвращения насоса в рабочий диапазон подач: дросселирование водовода или изменение частоты вращения рабочего колеса. Предположим, в данный момент времени требуется подача $Q_{ab} = 5800 \text{ м}^3/\text{ч}$. При дросселировании водовода его характеристика займёт положение б, а рабочая точка насоса займёт положение а. В этом случае $Q_{ab} = 5800 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H_a = 29$ м, $\eta_a = 90\%$, т. е. насос работает практически в номинальном режиме. Однако требуемый напор, определяемый исходной характеристикой водовода 5, при подаче $Q_{ab} = 5800 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($1,6 \text{ м}^3/\text{с}$), $H_b = 12$ м. Следовательно, насос при дросселировании работает с избыточным напором $\Delta H = H_a - H_b = 29 - 12 = 17$ м и потерями мощности:

$$\Delta N = 9,81 \frac{Q\Delta H}{\eta} = 9,81 \frac{1,6 \cdot 17}{0,9} = 296,5 \text{ кВт.}$$

Снизить эти потери мощности можно, если в приводе насоса имеется регулируемый электропривод (РЭП). С его помощью частота вращения насоса может быть понижена до $n_{\text{var}} = 585 \text{ мин}^{-1}$.

Благодаря этому, рабочая точка насоса займёт положение б на пересечении кривых 2 и 5. Тогда насос будет работать с требуемой подачей $Q_{ab} = 5800 \text{ м}^3/\text{ч}$ и необходимым напором $H_b = 12$ м и, как следствие, с меньшими потерями мощности.

Однако в этом случае насос опять выходит за пределы рабочей зоны, поскольку при понижении частоты вращения насоса диапазон его подач существенно уменьшается. Мало того, при этом увеличивается требуемое значение $NPSH_R$. Сравнивая положения кривых 3 и 4, видим, что требуемое значение $NPSH_R$ при одной и той же подаче $Q = 5800 \text{ м}^3/\text{ч}$ с уменьшением частоты вращения увеличилось на 2 м. Из-за этого появляется риск возникновения кавитации, т. е. нарушается условие (1.12).

Оценив влияние частоты вращения центробежного насоса на параметр $NPSH_R$, можно сделать следующие выводы:

1. При оснащении насосных агрегатов регулируемым электроприводом необходимо обращать внимание не только на экономию энергии, но и обеспечение нормального режима работы насосного агрегата.

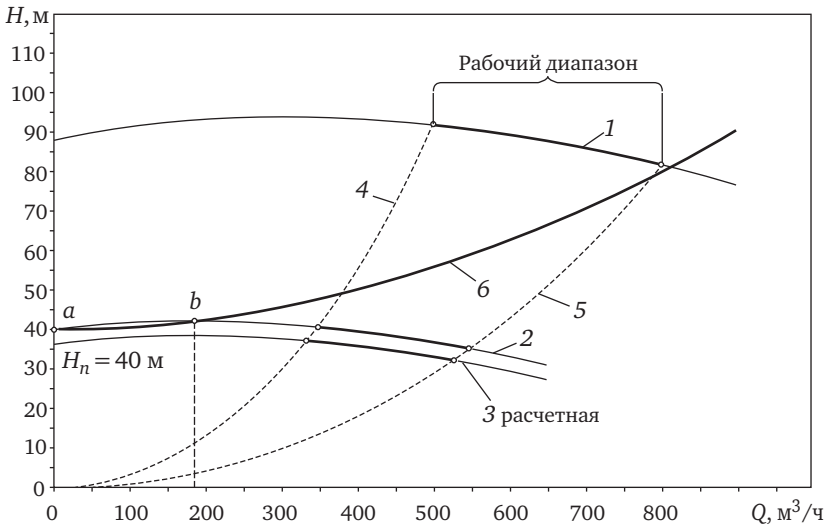


Рис. 1.13. Возникновение помпажа при пониженных частотах вращения насоса: 1 — характеристика насоса при $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$; 2 — то же при $n = 960 \text{ мин}^{-1}$; 3 — то же при $n = 920 \text{ мин}^{-1}$; 4, 5 — границы рабочего диапазона насоса; 6 — исходная характеристика водовода

2. Для обеспечения нормальной работы насоса следует анализировать прогнозируемые режимы работы насосов на пониженных частотах вращения, оговаривая в технологических требованиях к САУ необходимость удержания рабочей точки в рабочем диапазоне при возможных изменениях частоты вращения.

Работа насоса на пониженных частотах вращения может вызвать не только кавитацию, но и помпаж, особенно если насос обладает лабильной (неустойчивой) напорно-расходной характеристикой $H=f(Q)$.

Помпаж возникает при пересечении лабильной характеристики насоса с характеристикой водовода в двух точках. На рис. 1.13 представлен график совместной работы насоса Д630-90, обладающего лабильной характеристикой, и водовода. Из рисунка видно, что при частоте вращения $n_{\text{var}} = 960 \text{ мин}^{-1}$ характеристики насоса и водовода пересекаются в точках a и b , и поэтому происходят скачкообразные изменения подачи от $Q_a = 0$ до $Q_b = 185 \text{ м}^3/\text{ч}$, которые сопровождаются гидравлическими ударами. При прекраще-

нии подачи ($Q_a = 0$) происходит резкое закрытие обратного клапана — возникают механические удары. Изменение подачи влечёт за собой изменение потребляемой насосным агрегатом мощности, вследствие чего возникают нестационарные режимы работы в питающей электрической сети. Работа насоса в таком режиме недопустима.

Из рассмотрения особенностей работы *центробежных насосов*, обладающих лабильными характеристиками, на пониженных частотах вращения следуют выводы:

1. Снижение частоты вращения рабочего колеса уменьшает подачу насоса, сужает его рабочий диапазон подач, приближает рабочую точку насоса к зоне неустойчивой работы насосов, обладающих лабильными напорно-расходными характеристиками.

2. Во избежание попадания рабочей точки насоса в зону неустойчивой работы следует разумно ограничивать диапазон снижения частоты вращения насоса средствами автоматического управления.

При работе на пониженных частотах вращения *насосов с длинными валами* может возникнуть резонанс частот вращения насоса и собственных поперечных колебаний вала, так как при посадке рабочего колеса насоса на вал неизбежен эксцентриситет (несовпадение центра тяжести колеса с осью вала), из-за которого появляется центробежная сила, изгибающая вал в поперечном направлении,

$$T = \frac{G}{g} \omega(w + e), \quad (1.19)$$

где G — вес рабочего колеса насоса; g — ускорение свободного падения; w — прогиб вала в месте посадки рабочего колеса; e — эксцентриситет.

При совпадении угловой скорости рабочего колеса насоса и собственной частоты поперечных колебаний вала $\omega_{\text{соб}}$ возникает резонанс. Угловая скорость, при которой он возникает, называется критической

$$\omega_{\text{кр}} = \omega_{\text{соб}} = \sqrt{\frac{48EJg}{l^3Q}}, \quad (1.20)$$

где E — модуль упругости материала, из которого изготовлен вал; J — момент инерции поперечного сечения вала; l — длина вала.

Критическая частота вращения насосного агрегата

$$n_{кр} = \frac{30\omega_{кр}}{\pi}. \quad (1.21)$$

Нежелательна также работа агрегата при второй резонансной гармонике, соответствующей частоте $n_{вар} = 0,5 n_{кр}$.

Резонанс может возникнуть и при плавном пуске насосного агрегата. Длительная работа агрегатов при $n_{кр}$ не допускается. Поэтому при плавном пуске агрегата диапазон частот, приближающийся к значению $n_{кр}$, должен быть пройден как можно быстрее (менее 10—15 с).

При разработке технических решений по предотвращению резонанса берётся запас $\pm 25—30\%$ $n_{кр}$. Для предотвращения работы агрегата при второй резонансной гармонике запас берётся $\pm 10—15\%$ $0,5 n_{кр}$.

Из рассмотрения особенностей работы насосов с длинными валами на пониженных частотах следуют выводы:

1. При оснащении насосного агрегата с длинным валом регулируемым электроприводом или устройством плавного пуска необходимо запросить у завода-изготовителя значение критической частоты вращения агрегата.

2. Работа насосных агрегатов в диапазоне частот вращения $(0,7—1,3)n_{кр}$, а также в диапазоне $(0,85—1,15)0,5 n_{кр}$ должна быть исключена.

Центробежные насосы могут работать не только на пониженных, но на повышенных частотах вращения. Наличие РЭП позволяет увеличить частоту вращения насоса выше номинального значения. Существуют обстоятельства, когда это необходимо, например, для некоторого увеличения подачи и напоров насосов в часы максимального водопотребления.

При этом следует иметь в виду, что при повышении частоты вращения увеличиваются: подача, напор и потребляемая мощность насоса. Следовательно, его электродвигатель и РЭП должны иметь запас мощности, а корпус насоса и другие элементы агрегата — запас прочности, позволяющий использование его при повышении частоты вращения. Кроме того, возможно увеличение вибрации

агрегата. Следовательно, агрегат должен быть проверен на допустимость увеличения механических напряжений и вибраций. В любом случае повышение частоты вращения должно быть согласовано с заводом-изготовителем насосного агрегата.

Изложенные выше соображения позволяют сделать вывод: существует возможность работы центробежных насосов с некоторым увеличением частоты вращения при отмеченных выше ограничениях.

При рассмотрении различных вариантов работы центробежных насосов с переменной частотой вращения решение об использовании РЭП в насосных установках должно приниматься с учётом технологических факторов, обусловленных отмеченными особенностями работы центробежных насосов с переменной частотой вращения рабочего колеса.

1.4. Энергопотребление насосных установок

Электроэнергия, потребляемая основными насосными агрегатами, расходуется на подъём жидкости и преодоление гидродинамического сопротивления в трубопроводах. Кроме того, часть ее расходуется в самих насосных агрегатах: на преодоление сил трения в сальниках и подшипниках насосных агрегатов, нагрев стали и меди в электродвигателе, вентиляцию и т. д.

Отношение значений полезно использованной в насосном агрегате электроэнергии к электроэнергии, полученной из электрической сети, характеризуется коэффициентом полезного действия (КПД) агрегата. Для современных насосных агрегатов в зависимости от их мощности, назначения и других факторов значение КПД варьируется в пределах от 0,3 до 0,9.

Мощность, потребляемая насосом, кВт, определяется по формуле:

$$N = 9,81 \frac{QH}{\eta_n}, \quad (1.22)$$

где Q — подача, м³/с; H — напор, м; η_n — КПД насоса.

Мощность, потребляемая насосным агрегатом, кВт,

$$P = \frac{N}{\eta_{эд} \eta_{пр}}, \quad (1.23)$$

где $\eta_{\text{эд}}$ — КПД электродвигателя; $\eta_{\text{пр}}$ — КПД преобразующего устройства (частотного преобразователя, трансмиссии и т. п.).

Мощность агрегатов на современных водопроводных и канализационных насосных станциях достигает 3,5—5 МВт, а в крупных оросительных системах 12 МВт.

Количество электроэнергии, потребляемой агрегатом за время t , при работе с постоянной подачей и неизменным давлением, определяется по формуле

$$W = Pt, \quad (1.24)$$

где t — время работы, ч.

В реальных установках насосные агрегаты обычно работают с переменной подачей и, соответственно, с переменным давлением. Вследствие этого мощность, потребляемая агрегатом в течение некоторого времени, изменяется. Поэтому использование формулы (1.24) ограничивается теми случаями, когда насосная установка длительно работает в равномерном режиме.

Ниже излагается упрощенная методика прогнозирования потребления энергии, используемая в НИИ ВОДГЕО и ООО «Ягорба» [3].

На рис. 1.14 представлен график совместной работы насоса и трубопровода, а также упорядоченная диаграмма (кривая распределения) подачи жидкости.

Под упорядоченной диаграммой (понятие заимствовано из [9]) подачи жидкости понимается кривая, соединяющая ординаты графиков подачи жидкости в порядке возрастания или убывания. Диаграмма строится для длительного расчётного периода времени, например, года.

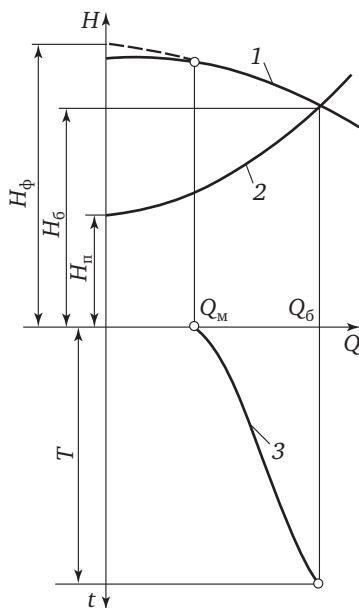


Рис. 1.14. Упорядоченная диаграмма подачи насоса и график его совместной работы с трубопроводом:

1 — напорно-расходная характеристика насоса; 2 — характеристика трубопровода; 3 — упорядоченная диаграмма подачи насоса

Характеристика трубопровода описывается уравнением (1.4), а характеристика насоса — уравнением (1.1). Упорядоченная диаграмма (полностью или частично) может быть аппроксимирована уравнением прямой линии:

$$Q = Q_6 \left[(1 - \lambda) \frac{t}{T} + \lambda \right], \quad (1.25)$$

где Q_6 — наибольшая для данной насосной установки подача за расчётный период; λ — относительная минимальная подача для данной установки: $\lambda = Q_m/Q_6$; T — длительность расчётного периода.

Здесь Q_m — наименьшая для данной установки подача за расчётный период.

В качестве расчётного периода принимается продолжительный отрезок времени, например, технический год, т.е. $T = 8760$ ч.

В [3] с использованием уравнений (1.22) и (1.25) получена зависимость потребляемой насосами мощности от времени, которая справедлива при условии, что насос работает без излишнего напора, т.е. рабочая точка насоса перемещается по характеристике трубопровода (1.4). При выводе зависимости приняты некоторые допущения, в частности, о том что насосы работают в пределах рабочей зоны и, следовательно, КПД в процессе работы изменяются незначительно.

После интегрирования этой зависимости в пределах от 0 до T и некоторых других преобразований получено выражение для определения количества энергии, потребляемой в расчётный период времени

$$W = \frac{N_6 T}{\eta_{эд}} \frac{(1 + \lambda)}{4} \left[(1 + H_{п}^*) + \lambda^2 (1 - H_{п}^*) \right], \quad (1.26)$$

где N_6 — мощность, потребляемая насосом при наибольшей подаче, кВт; $H_{п}^* = H_{п}/H_6$ — относительное противодавление.

Мощность N_6 вычисляется по формуле (1.22) при подстановке в неё значений наибольшей для данной установки подачи Q_6 и напора H_6 , соответствующего этой подаче (см. рис. 1.14).

Уравнение (1.26) позволяет вычислить потребление энергии насосной установкой за расчётный период времени T при условии,

что ее агрегаты поддерживают минимально необходимый напор в полном соответствии с уравнением (1.4), т. е. установка работает без превышения напора. Погрешность вычислений составляет $\pm(10—15)\%$.

Если зависимость $H = f(Q)$ выразить уравнением характеристики насоса (1.1), а не трубопровода, аналогичным образом можно получить выражение для определения потребления электроэнергии насосным агрегатом при работе с превышением напора:

$$W = \frac{N_6 T (1 + \lambda)}{\eta_{эд} 4} \left[(1 + H_\phi^*) + \lambda^2 (1 - H_\phi^*) \right], \quad (1.27)$$

где $H_\phi^* = H_\phi / H_6$ — относительный фиктивный напор насоса при нулевой подаче.

Уравнение (1.27) получено для установки с одним работающим насосным агрегатом. Если одновременно работают несколько насосов, развиваемый ими напор несколько ниже, чем напор, развиваемый при тех же условиях одним насосом. Это объясняется тем, что при существенном уменьшении подачи воды количество работающих насосов уменьшается, вследствие чего излишний напор становится ниже.

По этой причине в уравнение (1.27) следует ввести понижающий коэффициент ψ , значение которого зависит от числа работающих агрегатов и относительного статического напора H_{II}^* (рис. 1.15, а, б).

Уравнения (1.26) и (1.27) предназначены преимущественно для оценки энергопотребления проектируемых насосных установок.

Количество электроэнергии, вычисленное по (1.26), соответствует оптимальному режиму работы насосной установки, т. е. работе без превышения напоров, при максимальных значениях КПД и т. д. В действительности реальные режимы работы отличаются от оптимальных. Основное отличие заключается в том, что напор, развиваемый насосными установками, превышает значения, определяемые уравнением (1.4). Поэтому реальное энергопотребление в большинстве случаев превышает количество электроэнергии, вычисленное по (1.26).

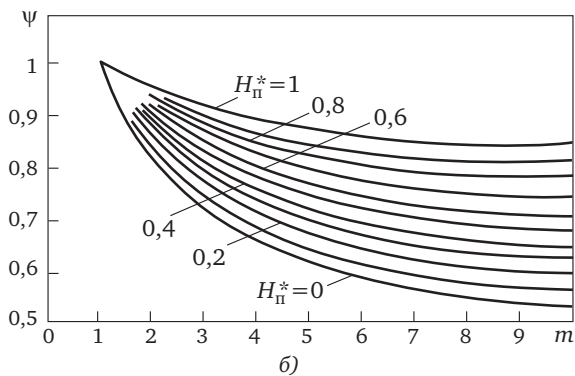
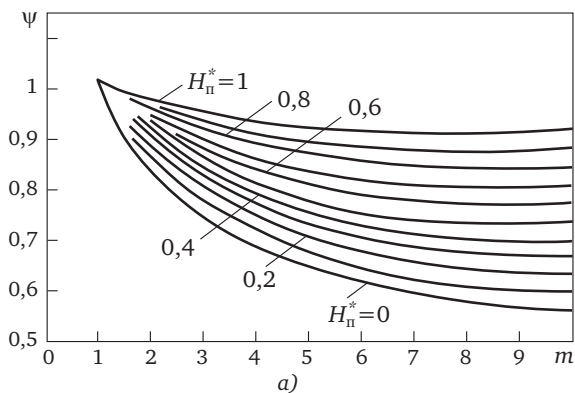


Рис. 1.15. Зависимость понижающего коэффициента от числа работающих насосных агрегатов и относительного статического напора H_{π}^* :
 а — при $H_{\phi}^* = 1,45$; б — $H_{\phi}^* = 1,25$

Обычно энергопотребление насосных установок планируется на основе средних статистических норм, которые выше научно обоснованных. Удельный расход энергии на подачу и отведение 1 м^3 воды в среднем по России составляет $500\text{—}550 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / 10^3 \text{ м}^3$ [10]. Это значение относится к полному циклу перемещения воды, т. е. ее подаче насосными станциями I — подъема на очистные сооружения и II подъема потребителю, а также перекачке сточных вод канализационными станциями на очистные сооружения канализации. Для отдельных насосных установок удельный расход колеблется в пределах $100\text{—}200 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / 10^3 \text{ м}^3$.

Для каждой насосной установки удельный расход энергии, в соответствии с местными условиями, существенно отличается от среднего значения и в большую, и в меньшую сторону, что вызвано, главным образом, тем, что высота подъёма жидкости разных насосных установок различна. Чем больше высота подъёма жидкости, тем больше удельный расход энергии. Поэтому сопоставление удельных расходов энергии для систем, расположенных в местностях, отличающихся рельефом, неправомерно.

Работа системы водоподачи тем экономичнее, чем ниже напор в системе. Поэтому удельная норма расходования энергии должна стимулировать принятие мер по снижению напора в системе подачи воды. К числу таких мер относятся: регулирование частоты вращения насосов (в соответствии с изменением режима водопотребления или притока сточных вод и т. д.), очистка внутренних поверхностей труб, покрытие внутренних поверхностей труб необрастающими составами и др.

Таким образом, для оценки состояния системы водоподачи в целом целесообразно использовать норму энергопотребления, выраженную в $\text{kВт} \cdot \text{ч} / 10^3 \text{ м}^3$. Кроме того, для оценки состояния насосных агрегатов в отдельных случаях используется норма удельного расхода энергии, выраженная в $\text{kВт} \cdot \text{ч} / 10^3$ тонно-метров. Эта норма равнозначна КПД насосного агрегата.

Электроэнергия, потребляемая насосными агрегатами, измеряется счётчиками активной и реактивной электрической энергии. Для этого или счётчики устанавливаются на каждом насосном агрегате, или потребляемая ими электроэнергия определяется как разница показаний счётчиков, установленных на питающих линиях насосной станции, и счётчиков собственных нужд станций, учитывающих расход электроэнергии на отопление, освещение, вентиляцию и прочие вспомогательные системы, обеспечивающие жизнеобеспечение насосных станций.

При этом из общего расхода электроэнергии вычитается значение энергопотребления субабонентами, если таковые получают электроэнергию непосредственно через распределительное устройство насосной станции.

Измерение потребляемой электроэнергии с помощью счётчиков даёт наиболее достоверную информацию о фактическом потребле-

нии электроэнергии на действующих объектах. Использовать для этих целей косвенную информацию (ток нагрузки агрегатов, количество часов работы агрегатов и значение номинальной мощности электродвигателей) недопустимо.

Для определения фактических удельных расходов электроэнергии на перекачку жидкости необходимо оборудовать насосную станцию *расходомерами*. Без исправных расходомеров невозможно организовать экономичные режимы работы насосных установок.

В современных условиях измерение расходов осуществляется индукционными и ультразвуковыми расходомерами (УЗР), обеспечивающими высокую точность измерения расходов. Наибольшее распространение в настоящее время имеют УЗР. Следует иметь в виду, что УЗР и индукционные расходомеры для своего размещения требуют прямых участков трубопроводов [11].

Обязательным элементом расходомеров должны быть счётные интегрирующие приставки. Наличие таких приставок в сочетании со счётчиками электроэнергии позволяет достаточно точно определять фактические удельные расходы электроэнергии ($\text{кВт} \cdot \text{ч} / 10^3 \text{ м}^3$) на подачу жидкости

$$W_{\text{уд}} = \frac{W}{Q}, \quad (1.28)$$

где W — расход электроэнергии за время T_p , $\text{кВт} \cdot \text{ч}$; Q — подача воды за время T_p , 10^3 м^3 .

Для большей объективности расчётные периоды T_p должны быть достаточно представительны. Так, например, для систем подачи воды и водоотведения таким периодом следует считать неделю, поскольку за это время происходят наиболее характерные изменения в режиме работы насосных установок.

Зная фактический удельный расход электроэнергии, можно объективно оценить целесообразность того или иного мероприятия по экономии электроэнергии в насосной установке. Для этого надо определить удельный расход электроэнергии, вычисленный по результатам измерения до проведения мероприятий по экономии электроэнергии $W_{\text{уд}1}$, а затем после $W_{\text{уд}2}$. Тогда фактическая экономия электроэнергии за год

$$W_{\text{эк}} = (W_{\text{уд1}} - W_{\text{уд2}}) Q_{\text{год}}, \quad (1.29)$$

где $Q_{\text{год}}$ — объём перекачки за год.

Целесообразно корректирующие измерения и расчёты повторять 3÷4 раза в год, чтобы учесть сезонные изменения в режимах работы насосных установок.

В насосных станциях, кроме основных насосных агрегатов, электроэнергия потребляется вспомогательными системами и механизмами: электроприводами центробежных, водокольцевых и шестеренчатых насосов, компрессоров, задвижек и затворов, транспортёров, дробилок, граблей и сеток, тельферов и кранов. Их мощность невелика — от 1 до 15 кВт. Исключение составляют электроприводы дробилок, мощность которых доходит до 75 кВт, осушительных и пожарных насосов, мощность которых в крупных насосных станциях достигает нескольких сот киловатт.

Эти устройства работают обычно в кратковременном режиме. Электроприводы задвижек, затворов, осушительных насосов и т.д. работают эпизодически и кратковременно. В балансе энергопотребления они большой роли не играют.

Таблица 1.2. Баланс энергетических затрат насосных станций, % общего энергопотребления

Энергетические затраты	Подача насосных станций, 10 ⁶ м ³ /год			
	До 50	50—100	100—150	150—200
Перекачка воды и стоков	50—85	85—94	94—95	95—96
Отопление	25—6	6—3	3—2	2—1
Вспомогательные механизмы и системы	8—5	5—3	3—2	2—1
Вентиляция	6—3	3—2	2—1,5	1,5—1
Освещение	5—3	3—2	2—1,5	1,5—1
Оперативные цепи, релейная защита и т.п.	1—0,5	0,5—0,3	0,3—0,2	0,2—0,1

О соотношении потребления энергии отдельными системами и механизмами в насосных станциях можно судить по данным таблицы 1.2.

1.5. Потери энергии в насосных установках и воды в системах водоснабжения

Общие положения. Насосные установки работают с повышенным напором из-за увеличения гидравлического сопротивления системы трубопроводов, колебаний уровня жидкости в приёмных и напорных резервуарах, а также несоответствия режиму работы насосов режима притока или потребления жидкости.

Повышение напора в результате изменения гидравлического сопротивления зависит от расхода жидкости и влияет на динамическую составляющую напора $v^2/2g$, развиваемую насосной установкой, изменяет крутизну характеристики трубопровода (см. рис. 1.5).

Изменение напора в результате колебаний уровня не зависит от расхода жидкости и влияет только на статическую составляющую напора $H_{ст}$, развиваемого насосной установкой. При этом крутизна характеристики $Q—H$ не меняется, а меняется ее положение в координатах Q и H . При увеличении статической составляющей характеристика трубопровода перемещается вверх, при уменьшении — вниз (см. рис. 1.8).

Прочие причины роста потерь энергии обусловлены увеличением гидравлического сопротивления труб. Сопротивление труб растёт из-за их внутренней коррозии, низкого качества труб и плохого монтажа трубопроводов и других причин. Поскольку эти причины не могут быть устранены с помощью регулируемого электропривода, они здесь не рассматриваются. Мероприятия по их устранению описываются в специальной литературе.

Однако и при идеальном состоянии труб и трубопроводной аппаратуры может наблюдаться необоснованное (нерациональное) превышение напора, обусловленное несоответствием режима притока или потребления жидкости режиму работы насосов. В результате несоответствия (несогласованности) режимов работы насосов с режимом работы системы подачи и распределения воды может иметь место превышение или динамической составляющей напора, или статической, или обеих составляющих вместе. Эти причины нерационального потребления энергии могут быть устранены посредством использования регулируемого электро-

привода в системах автоматизированного управления режимами работы насосных установок.

Работа насосной установки с превышением динамической составляющей напора. Динамическая составляющая напора, развиваемого насосной установкой, зависит от расхода жидкости:

$$h_{\text{дин}} = SQ^p, \quad (1.30)$$

где p — коэффициент, зависящий от материала труб, качества монтажа трубопровода и срока его службы: $p = 1,8 \div 2,0$.

При работе насосной установки с подачей меньше расчетной возникает несоответствие между напором, развиваемым насосом, и напором, требуемым для подачи того или иного количества жидкости (имеет место превышение напора насоса по сравнению с требуемым напором). Сравнение характеристик центробежных насосов и трубопроводов показывает, что при уменьшении подачи воды требуемый напор уменьшается, а развиваемый насосом напор увеличивается.

Разность значений этих напоров и есть превышение напора сверх требуемого значения

$$\Delta H = H_n - H_c. \quad (1.31)$$

Из графика совместной работы насоса и трубопровода (см. рис. 1.5) видно, что значение ΔH тем больше, чем круче характеристики насоса и трубопровода, и тем больше, чем меньше фактическая подача насоса по сравнению с расчётной.

Подстановкой в (1.31) значений H_n и H_c из (1.1) и (1.4) после некоторых преобразований получена зависимость превышения напора от расхода Q и параметров H_ϕ и H_n , характеризующих крутизну характеристик насоса и трубопровода:

$$\Delta H = \Delta H_\phi \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_6} \right)^2 \right], \quad (1.32)$$

где $\Delta H_\phi = H_\phi - H_n$; остальные обозначения приняты такие же, как в выражениях (1.1) и (1.4).

Напор ΔH теряется в затворах и задвижках, дросселирующих напорные коммуникации, в водоразборных кранах и другой армату-

ре, через которую потребитель отбирает жидкость из системы. На превышение напора нерационально расходуется дополнительная мощность, кВт,

$$\Delta N = 9,81 \frac{Q \Delta H}{\eta_n}. \quad (1.33)$$

Если насос работает в течение времени t с превышением напора ΔH , то количество бесполезно теряемой электроэнергии, кВт · ч,

$$\Delta W = \Delta N t. \quad (1.34)$$

В течение расчётного периода подача и, соответственно, превышение напора всё время меняются. При этом получаемый перерасход электроэнергии за расчётный период определяется как сумма электроэнергии, расходуемой в разные периоды времени работы установки

$$\Delta W_{\Sigma} = 9,81 \frac{\sum Q_i \Delta H_i t_i}{\eta_n}, \quad (1.35)$$

где Q_i , ΔH_i — подача и превышение напора за промежуток времени t_i .

Выражением (1.35) можно пользоваться в тех случаях, когда установка значительные промежутки времени работает в равномерном режиме. При переменном режиме работы бывает затруднительно определить, сколько времени установка работает с той или иной подачей, и какое превышение напора соответствует этой подаче.

Переменный режим работы характерен для многих насосных установок, в частности, работающих в системах подачи воды и водоотведения. Для этих случаев [3] с использованием того же приёма, что и в § 1.4, получено выражение, определяющее расход электроэнергии на нерациональное превышение напора за время T :

$$\Delta W_{\Sigma} = N_6 T \left\{ \frac{1}{4} H_n^* \left(\frac{H_{\phi}^*}{H_n^*} - 1 \right) (1 - \lambda)(1 + \lambda)^2 \right\}. \quad (1.36)$$

Обозначив выражение в фигурной скобке через w^* , выражение (1.36) приведем к виду

$$\Delta W_{\Sigma} = N_6 T w^*, \quad (1.37)$$

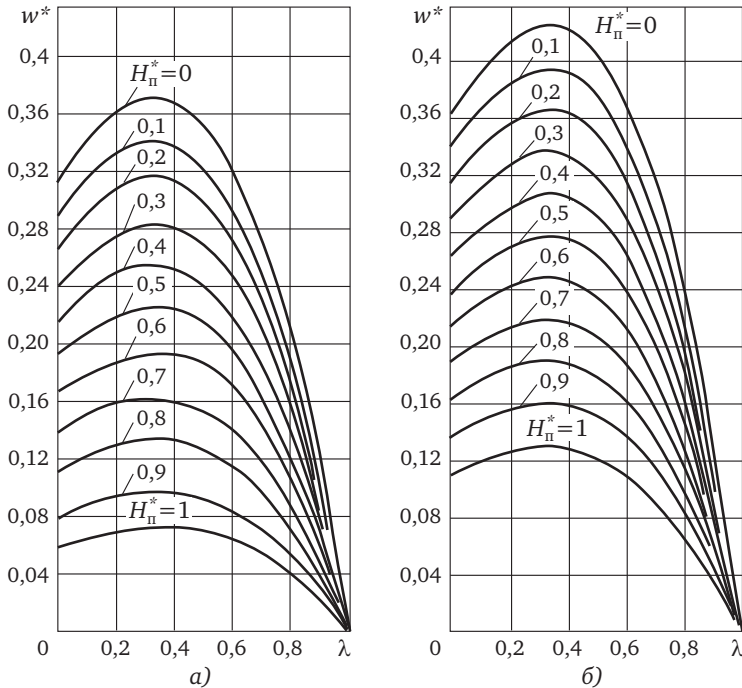


Рис. 1.16. Зависимость относительных потерь энергии при дросселировании насосов от параметров λ и H_n^* :

$a - H_\phi^* = 1,25$ (характерно для водяных насосов); $b - H_\phi^* = 1,45$ (характерно для фекальных насосов)

где N_6 — наибольшая потребляемая мощность установки, кВт; w^* — параметр, характеризующий относительные потери электроэнергии, вызванные превышением напора ΔH .

Значение w^* зависит от фиктивного напора H_ϕ^* , который характеризует крутизну характеристик насоса, относительного статического напора H_n^* , который определяет крутизну характеристики трубопровода, и относительной минимальной водоподачи λ .

Поскольку фиктивная высота подъема воды однотипных насосов примерно одинакова (для чистой воды $H_\phi^* \approx 1,25$, для сточных вод $H_\phi^* \approx 1,45$), построены расчетные кривые для основных групп насосов, с помощью которых выполняются вычисления потерь энергии, вызванных превышением напора насоса. На рис. 1.16 представле-

ны расчетные кривые $w^* = f(\lambda, H_{\text{п}}^*)$ для водяных и фекальных насосов. Используя зависимость (1.37), можно построить расчётные кривые для других видов насосов. Ниже приводится пример расчёта с использованием данных кривых.

Пример 1. На водопроводной насосной станции насос типа ДЗ200-75 подаёт воду на высоту $H_{\text{п}} = 36$ м, развивая при максимальной подаче $Q_{\text{б}} = 1,0$ м³/с, напор $H_{\text{б}} = 60$ м, минимальная подача $Q_{\text{м}} = 0,5$ м³/с. Регулирование режима работы насоса осуществляется дросселированием задвижкой на напорной линии. Время работы установки в расчётный период времени (год) 8760 ч.

Решение. Вычисляем относительную минимальную подачу

$$\lambda = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_{\text{б}}} = \frac{0,5}{1,0} = 0,5$$

и относительный статический напор

$$H_{\text{п}}^* = \frac{H_{\text{п}}}{H_{\text{б}}} = \frac{36}{60} = 0,6.$$

Относительные потери электроэнергии, соответствующие этим значениям λ и $H_{\text{п}}^*$, определяем с помощью расчётных кривых (рис. 1.16, а)

$$w^* = 0,182.$$

Вычисляем наибольшую потребляемую мощность насосной установки по формуле (1.22)

$$N_{\text{б}} = \frac{9,81 \cdot 1 \cdot 60}{0,85} \approx 692,5 \text{ кВт.}$$

Расход электроэнергии на превышение напора в этой установке определяем по (1.37):

$$\Delta W_{\Sigma} = 692,5 \cdot 8760 \cdot 0,182 \approx 1\,104\,067 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

Работа насосной установки с превышением статической составляющей напора. В ряде насосных установок наблюдается изменение не динамической, а статической составляющей напора. Оно возникает за счёт колебаний уровня в приёмном или напорном

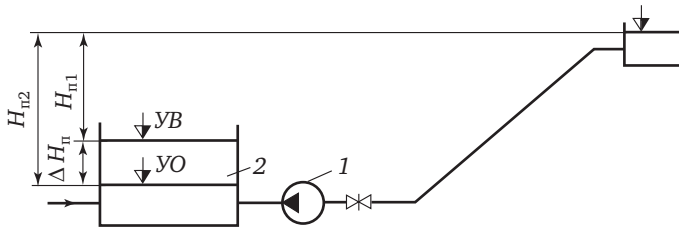


Рис.1.17. Схема насосной установки с переменным статическим напором: YB — уровень включения насоса; YO — уровень отключения насоса; 1 — насос; 2 — приёмный резервуар

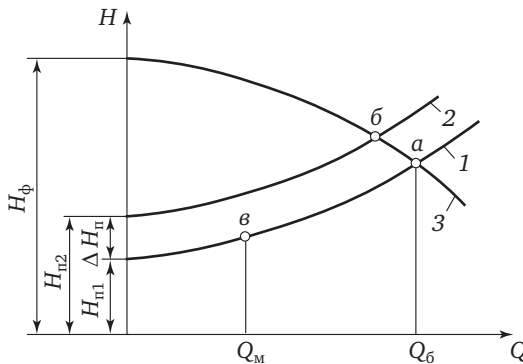


Рис. 1.18. График совместной работы резервуара, насоса и трубопровода с переменным статическим напором: 1 — характеристика трубопровода при включении насоса в работу; 2 — то же при отключении насоса; 3 — характеристика насоса

резервуаре установки, а также при колебании уровня воды в водоёме, из которого забирает воду насосная станция. Такой режим особенно характерен для насосных установок систем водоотведения, в том числе систем осушения, канализации и т.п. Эти установки работают обычно циклически. При наполнении резервуара насосы включаются в работу, при опорожнении отключаются. Схема такой установки представлена на рис. 1.17, а график совместной работы насоса, трубопровода и резервуара — на рис. 1.18.

В циклическом режиме работы (рис. 1.18) при включении в работу насоса статический напор равен $H_{н1}$, а при отключении, соответственно, становится равным $H_{н2}$. Изменение статического

напора определяется разностью отметок уровня включения (УВ) и уровня отключения (УО) насоса.

По этой причине характеристика трубопровода в начальный период откачки занимает положение 1, а в конце — положение 2. При этом рабочая точка насоса, работающего с постоянной частотой вращения, перемещается по напорной характеристике насоса от точки a до точки b , т. е. насос работает с переменным напором от H_a до H_b .

Необходимо отметить, что такой режим работы связан с многократными включениями-отключениями насосных агрегатов (30—40, в отдельных случаях до 100 включений-отключений в сутки), что способствует возникновению гидравлических ударов в напорных трубопроводах, повреждению обратных клапанов и электротехнической пусковой аппаратуры (контакторов, магнитных пускателей).

Если бы удалось обеспечить такой режим работы установки, при котором насос в каждый момент времени откачивает из резервуара столько жидкости, сколько ее туда поступает, то уровень можно было бы стабилизировать на верхней отметке УВ.

Очевидно, что перекачка жидкости с более высокого уровня требует меньших затрат электроэнергии, чем с нижнего. В этом случае создается более экономичный режим работы насосной установки. Такой режим может быть обеспечен изменением частоты вращения насоса. При этом рабочая точка насоса перемещается по характеристике трубопровода от точки a до точки b (рис. 1.18), т. е. насос работает с переменным напором от H_a до H_b . Нетрудно видеть, что в таком режиме работы развиваемый насосом напор меньше, чем в предыдущем. Следовательно, и расход электроэнергии на перекачку одного и того же объема жидкости меньше при стабилизации уровня в резервуаре на верхней отметке УВ, чем при циклическом режиме работы.

Кроме того, равномерная работа насосных агрегатов исключает их многократные включения и отключения, что благотворно влияет на повышение надежности и долговечности работы технологического и электротехнического оборудования насосных установок, уменьшается количество разрушений напорных трубопроводов из-за гидравлических ударов, уменьшается количество повреждений

обратных клапанов и электрических пусковых устройств (контакторов, магнитных пускателей).

В [3] приведен вывод уравнения, позволяющего вычислить перерасход электроэнергии, который имеет место при работе в циклическом режиме работы установки:

$$\Delta W_{\Sigma} = N_6 T \frac{1-\lambda}{2} \times \left\{ H_{\Phi}^* - (H_{\Phi}^* - 1) \frac{3}{5} \frac{1 - \sqrt{\left(1 - \frac{\Delta H_{\Pi}}{\Delta H_{\Phi}}\right)^5}}{1 - \sqrt{\left(1 - \frac{\Delta H_{\Pi}}{\Delta H_{\Phi}}\right)^3}} \left[H_{\Pi}^* + \frac{1}{2}(1 - H_{\Pi}^*)(1 + \lambda^2) \right] \right\}, \quad (1.38)$$

где $\Delta H_{\Phi} = H_{\Phi} - H_{\Pi 1}$; $\Delta H_{\Pi} = H_{\Pi 2} - H_{\Pi 1}$; прочие обозначения приняты те же, что и в предыдущих уравнениях.

Уравнение (1.38) громоздко и неудобно для использования, поэтому оно приводится к тому же виду, что и (1.37).

$$\Delta W_{\Sigma} = N_6 T w_{\Pi}^* \quad (1.39)$$

Графические зависимости $w_{\Pi}^* = f(\lambda, H_{\Pi}^*)$ для рассматриваемого случая представлены на рис. 1.19. Эти расчётные кривые используются аналогично кривым, представленным на рис. 1.16.

Анализ режимов работы действующих насосных установок различного назначения показывает, что на повышение динамической составляющей напора в насосных установках в зависимости от местных условий обычно

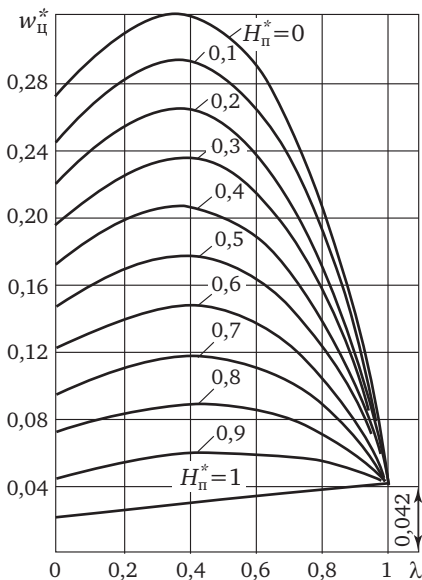


Рис. 1.19. Зависимость относительных потерь энергии от параметров λ и H_{Π}^* при ступенчатом регулировании насосов

расходуется до 15 %, а в отдельных случаях до 25 % электроэнергии, расходуемой на транспортировку жидкости, а на повышение статической составляющей напора расходуется 5—10 %, а в отдельных случаях до 20 % электроэнергии.

Для устранения этих потерь энергии необходимо обеспечить такой режим, при котором рабочая точка насоса перемещалась бы по характеристике трубопровода, а уровень в приёмном резервуаре насосной установки стабилизировался бы на верхнем максимально допустимом уровне.

Если насосная установка подаёт жидкость в напорный резервуар (например, в водонапорную башню), насос включается в работу при опорожнённом резервуаре до заданного нижнего уровня, а отключается при достижении заданного верхнего уровня. Затем цикл повторяется.

При таком режиме работы превышение напора в насосной установке возникает при размещении датчика верхнего уровня в резервуаре на слишком высокой отметке, а также при его ненадёжной работе. Такие случаи имеют место в системах сельскохозяйственного водоснабжения. При низких температурах наружного воздуха датчики уровня в резервуаре, установленные без подогрева, выходят из строя. Из-за этого уровень воды в баке резервуара (водонапорной башни) поднимается до уровня переливной трубы. В результате расходуется электроэнергия не только на подъём воды сверх необходимого уровня, но также на перекачку воды, бесполезно вытекающей из бака башни. В зимнее время такой ненормальный режим работы приводит к образованию больших сосулек и, как следствие, повреждению водонапорных башен.

Работа насосной установки с превышением динамической и статической составляющих напора. Во многих случаях возможна работа насосной установки с превышением как статической, так и динамической составляющих напоров. В этом случае одновременно изменяются и крутизна характеристики трубопровода и ее положение по высоте в координатах Q и H .

Определение потерь электроэнергии в случае одновременного превышения статических и динамических составляющих напора осуществляется с помощью уравнения (1.37) и расчётных кривых,

представленных на рис. 1.16, поскольку в процессе работы превышения напора последовательно и равновероятно принимают значения от 0 до ΔH_4 . В этом режиме для определения потерь электроэнергии достаточно определить $\lambda = Q_4/Q_1$ и $H_n^* = H_n/H_1$ и далее по расчётным кривым определить значение относительных потерь электроэнергии w^* . Дальнейший порядок расчёта аналогичен ранее приведённому примеру 1.

Потери энергии при дросселировании насоса в режиме максимальных подач. В некоторых случаях, например при неполном развитии водопроводной сети, насосы дросселируют даже при максимальной подаче (рис. 1.20). В таких условиях насосная установка работает при наибольшей подаче Q_6 с превышением напора ΔH_6 . Чтобы определить потери электроэнергии в этом случае, также используются уравнение (1.37) и расчётные кривые (см. рис. 1.16).

Но при этом используется искусственный приём расчёта, основанный на понятии «фиктивный режим работы», при котором насос, якобы, работает в номинальном режиме, т. е. с номинальной подачей и номинальным напором, а водопотребление в системе совпадает с его номинальной подачей. При этом режиме дросселирование отсутствует.

Фиктивному режиму работы соответствует подача $Q_{6,ф}$ и напор $H_{6,ф}$, а продолжительность расчётного периода $T_ф$ (рис. 1.21). Из графиков видно, что продолжительность расчётного периода $T_ф > T_6 = 8760$ ч, т. е. $T_ф$ больше, чем часов в году. Поэтому такой режим и именуется «фиктивным», т. е. реально не существующим. Тем не менее, с использованием фиктивных параметров ($T_ф$, $Q_{6,ф}$, $H_{6,ф}$) можно определить реальные потери энергии в насосной установке, которая дросселируется в режиме наибольшей подачи (Q_6).

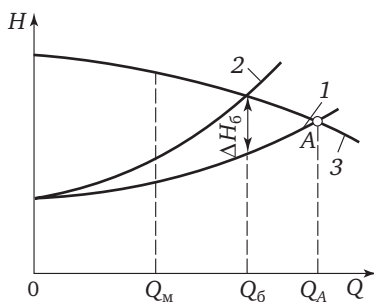


Рис. 1.20. Дросселирование насоса при максимальной подаче: 1 — характеристика трубопровода при открытой напорной задвижке; 2 — характеристика дросселированного трубопровода; 3 — характеристика нерегулируемого насоса

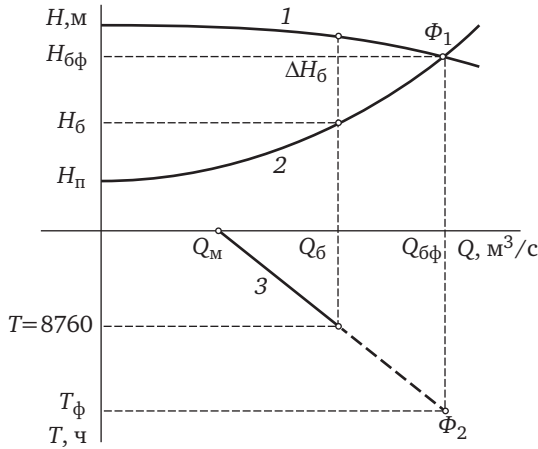


Рис. 1.21. Фиктивный режим работы насосной установки:
 1 — характеристика насоса; 2 — характеристика водовода; 3 — упорядоченная диаграмма подачи воды

Делается это следующим образом:

- строится график совместной работы насоса и водовода, а также упорядоченная диаграмма водоподачи $Q = f(t)$ (рис. 1.21);
- полагая, что упорядоченная диаграмма подачи воды аппроксимируется прямой линией, продолжаем ее до пересечения с перпендикуляром, опущенным из точки Φ_1 , (рабочая точка фиктивного режима);
- из точки Φ_2 (пересечение упорядоченной диаграммы с перпендикуляром, опущенным из точки Φ_1) проводим горизонтальную линию до оси t , где отсекается значение T_{ϕ} ;
- определяется фиктивное значение относительной минимальной подачи воды

$$\lambda_{\phi 1} = \frac{Q_M}{Q_{6.\phi}}$$

- определяется фиктивное значение относительного противодавления

$$H_{\Pi.\phi}^* = \frac{H_{\Pi}}{H_{6.\phi}}$$

- для значений $\lambda_{\phi 1}$ и $H_{п.ф}^*$ по расчётным кривым (см. рис. 1.16) определяется фиктивное значение относительных потерь энергии за время T_{ϕ}

$$w_{\phi 1}^* = f(\lambda_{\phi 1}; H_{п.ф}^*);$$

- определяется фиктивное значение наибольшей потребляемой мощности

$$N_{б.ф} = 9,81 \frac{Q_{б.ф} H_{б.ф}}{\eta};$$

- вычисляется фиктивное значение потерь энергии за время T_{ϕ}

$$\Delta W_{\phi 1} = N_{б.ф} T_{\phi} w_{\phi 1}^*;$$

- определяется фиктивное значение относительной минимальной подачи воды за время $T_{\phi} - T_6$

$$\lambda_{\phi 2} = \frac{Q_6}{Q_{б.ф}};$$

- для значений $\lambda_{\phi 2}$ и $H_{п.ф}^*$ по расчётным кривым (см. рис. 1.16) определяется фиктивное значение относительных потерь энергии за время $T_{\phi} - T_6$

$$w_{\phi 2}^* = f(\lambda_{\phi 2}; H_{п.ф}^*);$$

- вычисляется фиктивное значение потерь энергии за время $T_{\phi} - T_6$

$$\Delta W_{\phi 2} = N_{б.ф} (T_{\phi} - T_6) w_{\phi 2}^*;$$

- вычисляются реальные потери энергии

$$\Delta W = \Delta W_{\phi 1} - \Delta W_{\phi 2}.$$

Изложенные выше приёмы расчёта относятся к насосным установкам, в которых работает один насос. Однако они могут использоваться и для расчёта насосных установок, состоящих из группы насосов. В этом случае в расчёт потерь электроэнергии вводится снижающий коэффициент φ [3]

$$\Delta W_{\Sigma} = N_6 T w^* \varphi, \tag{1.40}$$

где N_6 — мощность, кВт, потребляемая насосами при их наибольшей суммарной подаче; φ — снижающий коэффициент, значение которого зависит от количества насосов m , работающих параллельно в диапазоне изменения подач за расчётный период и участвующих в процессе регулирования подач. Прочие факторы (например, изменение КПД и др.) не учитываются.

Зависимость снижающего коэффициента φ от количества насосов, участвующих в процессе регулирования

Число насосов, m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Снижающий коэффициент, φ	1,0	0,75	0,66	0,56	0,5	0,47	0,44	0,42	0,4	0,38

Примечания. 1. Если наименьшая подача Q_m обеспечивается двумя насосами, а наибольшая Q_6 — пятью, то $m = 5 - 2 = 3$;

2. Значения коэффициента φ вычислены для усреднённого значения соотношения динамической и статической составляющих общего напора насосной установки ($H_n^* \approx 0,5 \div 0,6$).

При работе нескольких насосов, благодаря изменению их числа превышение напора можно уменьшить, а в отдельные моменты исключить, что и учитывается введением снижающего коэффициента.

Потери воды в системах водоснабжения. Часть воды, подаваемой потребителю, вытекает через отверстия и щели в трубах, трубопроводной арматуре, санитарно-технических приборах. Кроме того, за счёт повышения напора в сети через водоразборную арматуру потребителю подаётся воды больше, чем требуется.

Создание энергосберегающей системы автоматизированного управления (САУ) на основе использования регулируемого электропривода наряду с экономией энергии уменьшает утечки и непроизводительные расходы воды.

Утечками именуется расход воды через отверстия в трубах, образовавшиеся в результате их повреждения, зазоры в трубопроводной арматуре или в санитарно-технических приборах, а также в стыках между ними.

Непроизводительными расходами именуются повышенные расходы воды из водоразборной арматуры, обусловленные повышенным давлением в водопроводной сети.

По данным [12] утечки и непроизводительные расходы воды в среднем по России составляют 20—30% общей подачи воды. Объёмы утечек и непроизводительных расходов зависят, главным образом, от состояния трубопроводов, арматуры, санитарно-технических приборов (водоразборных кранов, смывных бачков унитазов и т. п.). Поэтому применение РЭП не может радикально изменить положение дел с утечками и непроизводительными расходами воды, однако может в некоторой степени снизить утечки и непроизводительные расходы воды за счёт снижения избыточных напоров. При этом следует иметь в виду, что полностью снять избыточные напоры в сети невозможно, поскольку стабилизация давления осуществляется только в отдельных контрольных (диктующих) точках водопроводной сети.

Контрольные (диктующие) точки расположены, как правило, в наиболее удалённых районах водоснабжения или на наиболее высоких геодезических отметках водопроводных сетей. Естественно, что прочие районы водоснабжения, расположенные на более низких отметках или ближе к насосной установке, находятся под воздействием избыточного напора. Следовательно, полностью ликвидировать утечки и непроизводительные расходы воды невозможно, но их можно снизить частично, если в системе автоматизированного управления насосной установки используется РЭП. Ниже даётся оценка потерям воды в системах водоснабжения, которые могут быть устранены средствами РЭП.

Расход воды, вытекающей из отверстия, определяется формулой

$$q = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (1.41)$$

где μ — коэффициент расхода зависит от конфигурации отверстия; ω — сечение отверстия, м^2 ; g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$.

Необходимое давление на напорном коллекторе насосной установки определяется характеристикой трубопровода (кривая 2 на рис. 1.14). Характеристика трубопровода определяется уравнением

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{п}} - sQ^2,$$

где $H_{\text{п}}$ — статическое противодавление, м; s — гидравлическое сопротивление трубопровода, $\text{с}^2/\text{м}^5$; Q — расход воды по водоводу (подача насосной станции), $\text{м}^3/\text{с}$.

Фактическое давление на напорном коллекторе насосной станции, если на станции не используется РЭП, определяется характеристикой насоса, которая описывается уравнением

$$H_n = H_\phi - s_\phi Q^2.$$

Давление на напорном коллекторе, если насос не дросселируется, соответствует давлению насоса. Под тем же давлением находится водопроводная сеть. Избыточное давление определяется разницей ординат между характеристиками насоса и трубопровода (кривые 1 и 2 на рис. 1.14)

$$\Delta H = H_n - H_{тр} = H_\phi - H_n - (s_\phi + s)Q^2.$$

Избыточное давление зависит от трёх факторов:

- глубины регулирования по подаче воды, т.е. параметра $\lambda = Q/Q_6$;

- крутизны характеристики насоса, т.е. параметра $H_\phi^* = H_\phi/H_6$;
- крутизны характеристики водовода, т.е. параметра $H_n^* = H_n/H_6$.

Если насосная установка оснащена РЭП, а система автоматизированного управления стабилизирует давление в диктующей точке сети, рабочая точка насоса перемещается по характеристике трубопровода (кривая 2 на рис. 1.14). В этом случае создаваемое насосной установкой давление соответствует требуемому давлению $H_{тр}$, а избыточное давление отсутствует: ($\Delta H = 0$).

Дросселирование используется, преимущественно, в крупных насосных установках. В небольших установках в основном имеет место саморегулирование, при котором суммарная подача воды, в том числе: воды, необходимой потребителю Q_0 , вместе с утечками и непроизводительными расходами q_1

$$Q_0 + q_1 = \mu\omega\sqrt{2g(H_{тр} + \Delta H)}. \quad (1.42)$$

При использовании РЭП подача воды, в том числе: воды, необходимой потребителю, вместе с утечками и непроизводительными расходами q_2

$$Q_0 + q_2 = \mu\omega\sqrt{2gH_{тр}}. \quad (1.43)$$

Вычитая (1.43) из (1.42), получаем потери воды, которые имеют место при отсутствии РЭП

$$\Delta q = q_1 - q_2 = \mu\omega\sqrt{2g} \left(\sqrt{H_{\text{тр}} + \Delta H} - \sqrt{H_{\text{тр}}} \right). \quad (1.44)$$

Разделив (1.44) на (1.42), получим относительные потери воды по отношению к суммарному расходу воды, при отсутствии РЭП

$$\Delta q^* = \frac{\Delta q}{Q_0 + q_1} = \frac{\sqrt{H_{\text{тр}} + \Delta H} - \sqrt{H_{\text{тр}}}}{\sqrt{H_{\text{тр}} + \Delta H}}. \quad (1.45)$$

В относительных единицах уравнение имеет вид

$$\Delta q^* = 1 - \frac{\sqrt{H_{\text{тр}}^*}}{\sqrt{H_{\text{тр}}^* + \Delta H^*}}, \quad (1.46)$$

где Δq^* относительные потери воды по отношению к исходному значению суммарного расхода воды, который имеет место при отсутствии РЭП.

На перекачку этого расхода воды затрачивается некоторое количество электроэнергии.

Непроизводительные утечки воды, попавшие в канализацию, смешиваются со сточными водами и перекачиваются канализационными насосными станциями на очистные сооружения, на что также расходуется электроэнергия.

Потери энергии при работе насосов в режимах, отличающихся от номинальных. Ограниченная номенклатура насосов, отсутствие точных исходных данных при проектировании насосных установок и сетей, постоянное изменение условий эксплуатации и другие причины приводят к тому, что реальный режим работы насосных установок может существенно отличаться от расчётного. При этом рабочие параметры насосов отличаются от номинальных значений. Возможны два основных варианта подачи насоса:

- меньше номинального значения (напор выше);
- больше номинального значения (напор ниже).

Эти режимы иллюстрируются графиком совместной работы насосной установки и трубопровода (рис. 1.22).

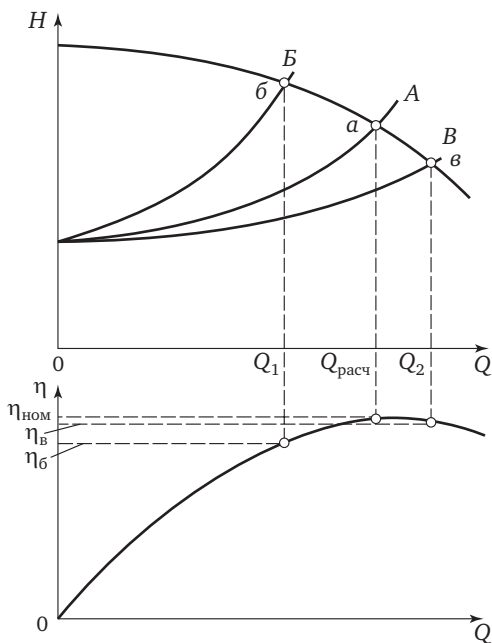


Рис. 1.22. Работа насоса при КПД, отличающимся от номинального (А — расчетная характеристика трубопровода; Б — характеристика трубопровода с повышенным гидравлическим сопротивлением; В — то же с пониженным); рабочие точки: а — при номинальной подаче; б — при подаче меньше номинальной; в — при подаче больше номинальной

Как видно из графика, в обоих случаях насос работает с КПД ниже номинального значения. При подаче насоса меньше номинального значения рабочая точка насоса занимает положение б. Из графика видно: $\eta_b < \eta_{\text{ном}}$. При подаче насоса больше номинального значения рабочая точка насоса занимает положение в. Из графика видно: $\eta_v < \eta_{\text{ном}}$.

Работа насоса с КПД, отличающимся от номинального значения, требует увеличения потребляемой мощности и, как следствие, увеличение затрат электроэнергии на транспортировку жидкости.

При этом приводной электродвигатель насоса также используется не в номинальном режиме с ухудшением его КПД и $\cos \varphi$, что ведёт к появлению дополнительных потерь энергии в электродвигателе и системе электроснабжения.

Основными причинами неудачного подбора насосов и несоответствия его параметров режиму работы сети является отсутствие надёжных исходных данных при проектировании насосных установок. Особенно это характерно для систем водоснабжения и водоотведения.

Количество энергии, теряемой из-за работы насосных агрегатов с КПД $\eta_{\text{факт}}$, отличающимся от номинального значения $\eta_{\text{ном}}$, определяют по формуле

$$\Delta W = \frac{\gamma QH}{102\eta_{\text{ном}}} t \left(\frac{\eta_{\text{ном}}}{\eta_{\text{факт}}} - 1 \right). \quad (1.47)$$

Устранение потерь энергии в насосных установках и воды в системах водоснабжения. Основными мерами, обеспечивающими устранение потерь энергии и воды, являются приведение в соответствие:

- состава насосного и энергетического оборудования насосных установок со структурой и параметрами обслуживаемых ими систем: подачи и распределения воды (СПРВ), водоотведения (СВО) или иной системы подачи и перекачки жидкости;
- режима работы насосной установки с режимом работы систем: СПРВ, СВО или иной системы, в которой работают насосные установки.

Поэтому решению об использовании РЭП в насосной установке должно предшествовать изучение состава насосного и энергетического оборудования насосной установки, изучение и анализ режимов работы насосной установки и обслуживаемой ею системы. На основании выполненного анализа следует:

- модернизировать, если необходимо, состав насосного оборудования, т.е. подрезать рабочие колёса насосов, заменить электродвигатели, насосы или количество насосных агрегатов;
- усовершенствовать структуру обслуживаемой системы, например, выделить зоны для отдельных групп насосов, соответственно, изменить гидравлическую схему насосной установки;
- дать технико-экономическое обоснование целесообразности использования в насосной установке РЭП, выбрать наиболее подходящий его вид, определить количество регулируемых насосных

агрегатов с учётом использования группового электропривода или станций группового управления (СГУ) насосными агрегатами;

- разработать принципиальные технические решения по автоматизации режимов работы насосных агрегатов, групп насосных агрегатов или созданию объединённых систем автоматизации нескольких насосных установок, обслуживающих одну систему, например общую водопроводную сеть города или района его питания.

На основании выполненного анализа разрабатываются технологические требования (ТТ) к системе автоматизированного управления (САУ) режимом работы насосной установки или объединённой системы автоматизированного управления (ОСАУ) нескольких насосных установок, связанных между собой единым технологическим процессом, например, подачей воды в город или на промышленное предприятие.

После согласования с владельцем насосной установки технологических требований разрабатывается, с учётом его замечаний и пожеланий, техническое задание (ТЗ) на проектирование энергосберегающей САУ или ОСАУ на основе использования РЭП.

1.6. Регулирование режимов работы насосных установок

Регулирование режимов работы насосных установок может осуществляться изменением количества работающих агрегатов, изменением гидравлической схемы насосной установки, дросселированием напорных линий, изменением частоты вращения рабочих колёс всех или отдельных насосов, сбросом части воды из напорных коммуникаций во всасывающие.

Зачастую регулирование режимов работы насосных установок осуществляется сочетанием упомянутых выше способов регулирования.

Регулирование насосных установок при работе насосов с постоянной частотой вращения. Насосные установки могут состоять из нескольких насосных агрегатов, соединённых между собой или параллельно, или последовательно, или смешанным образом. Комбинируя различные способы соединения нескольких насосов, и изменяя число работающих насосов, можно изменять суммарную

напорную характеристику насосной установки. Включение насосов в различных комбинациях позволяет получить довольно большое число рабочих точек, каждой из которых соответствуют свои значения подачи и напора. При разнотипных насосных агрегатах следует правильно распределить нагрузку между ними и выявить границы их выгодного использования во всем диапазоне изменения подач насосной установки.

При выборе насоса или группы насосов, включаемых в работу, принимается во внимание характер изменения подач, продолжительность работы установки с той или иной подачей для обеспечения минимального числа включений или отключений насосных агрегатов. Для обеспечения экономичной работы насосной установки рекомендуется использовать в работе те агрегаты, которые имеют более высокий КПД. Критерием правильного распределения нагрузок между насосами является минимум суммарных затрат энергии параллельно работающих насосных агрегатов.

Количество включений крупных насосных агрегатов, не оборудованных устройствами плавного пуска, ограничивается 50—150 включениями в год. Поэтому, при кратковременном снижении производительности насосной установки приходится воздерживаться от уменьшения количества работающих агрегатов. При необходимости прибегают к дросселированию напорных линий насосов, но дросселирование всасывающих линий насосов не рекомендуется во избежание кавитации. Дросселирование центробежного насоса возможно только в том случае, если насос имеет некоторое превышение напора по сравнению с требуемым значением. В пределах этого превышения осуществляется его дросселирование, но из-за этого возникают дополнительные потери энергии. Поэтому, правильный подбор состава работающих насосных агрегатов ещё не обеспечивает минимальных расходов электроэнергии на перекачку жидкости.

Изложенные принципы регулирования насосных установок обеспечивают до 10% экономии электроэнергии. В насосных установках, оборудованных осевыми насосами, регулирование режима работы установок осуществляется обычно изменением угла поворота лопастей рабочего колеса. Промышленность изготавливает насосы, оснащенные поворотными лопастями и рассчитанные на

подачу до $40 \text{ м}^3/\text{с}$ и напор до 27 м [12]. В большинстве случаев насосы этого типа ограничены по напорам до $15 \div 18$ м. Осевые насосы используются в крупных низконапорных насосных установках систем орошения, шлюзов, водопроводных станций первого подъёма, а также на водозаборах тепловых и атомных электростанций.

Рабочее колесо осевого насоса состоит из втулки обтекаемой формы, на которой укреплены поворотные лопасти. Расчётному положению лопастей соответствует угол их установки $\varphi = 0$. Угол φ может быть уменьшен или увеличен. Механизм поворота лопастей имеет ручной, электрический или гидравлический привод. При ручном приводе угол поворота изменяется только на неработающем двигателе. Наличие привода электрического или гидравлического позволяет регулировать подачу во время работы насоса. Диапазон изменения угла установки лопастей относительно широк от $-(4-10)^\circ$ до $+(2-6)^\circ$. Возможность изменения угла установки лопастей позволяет изменять крутизну напорной характеристики насоса и, следовательно, регулировать его подачу и напор. При этом сохраняются сравнительно высокие значения КПД насоса.

Упомянутые способы регулирования, хотя и снижают расход электроэнергии, но не обеспечивают минимально возможного её потребления и имеют ограниченную область применения. Более высокую эффективность обеспечивают способы регулирования, основанные на изменении частоты вращения рабочих колёс центробежных насосов.

Регулирование насосных установок при работе насосов с переменной частотой вращения. Работа таких насосов обеспечивает перемещение рабочей точки насоса по характеристике трубопровода, а не насоса. В этом случае избыточные напоры отсутствуют. Следовательно, при регулировании насоса изменением частоты вращения обеспечивается минимально возможное энергопотребление насоса.

Кроме того, регулирование частоты вращения насосов даёт возможность оптимально распределить нагрузки между совместно работающими агрегатами, обеспечивает равенство их КПД или удельных затрат энергии, удерживает рабочие точки насосных агрегатов в зоне оптимальных КПД, а удельные затраты энергии в зоне минимальных значений.

При регулировании частоты вращения снижение энергопотребления равно потерям, обусловленным превышением напоров, которые имеют место при работе насосов с постоянной частотой вращения.

Отсюда следует, что снижение потребления энергии при замене дросселирования регулированием частоты вращения насоса может быть оценено с использованием уравнений (1.36), (1.37) и расчётных кривых (см. рис. 1.16).

С использованием тех же уравнений и расчётных кривых вычисляется снижение энергопотребления при замене дросселирования в тех насосных установках, где наряду с изменениями расхода в системе происходят колебания напоров на всасывающих линиях насоса. Такой режим характерен для повышающих (бустерных) насосных станций систем городского водоснабжения. При этом одновременно снижаются до нулевого значения статические и динамические составляющие превышения напора.

При замене циклического регулирования насоса изменением частоты его вращения снижение энергопотребления вычисляется с помощью уравнений (1.38), (1.39) и расчётных кривых (см. рис. 1.19).

При выполнении расчётов следует иметь в виду, что уравнения (1.36)—(1.39) и кривые (см. рис. 1.16, 1.19) относятся к режиму работы одиночного насоса. Как уже отмечалось, при параллельной работе нескольких насосов превышение напоров меньше, чем при работе одного большого (эквивалентного) насоса. Следовательно, потери электроэнергии при использовании нескольких насосов меньше, чем при работе одного большого насоса.

Поэтому снижение энергопотребления для нескольких параллельно работающих насосов следует вычислять как для одного эквивалентного насоса с учетом снижающего коэффициента φ .

Пример 2. Режим работы насоса Д1250-65 регулируется изменением частоты вращения его рабочего колеса. Требуется определить снижение энергопотребления относительно затрат энергии при дросселировании напорной линии насоса. Исходные данные для расчёта:

наибольшая за расчётный период подача насоса в данной установке

$$Q_6 = 1250 \text{ м}^3/\text{ч} (0,348 \text{ м}^3/\text{с});$$

напор, соответствующий наибольшей подаче

$$H_6 = 65 \text{ м};$$

наименьшая за расчётный период подача насоса в данной установке

$$Q_M = 375 \text{ м}^3/\text{ч} (0,104 \text{ м}^3/\text{с});$$

статическая составляющая напора (разница геодезических отметок насосной установки и потребителя плюс свободный напор у потребителя)

$$H_{\Pi} = 35 \text{ м};$$

КПД насоса

$$\eta_H = 0,85;$$

длительность расчётного периода

$$T = 1 \text{ год} (8760 \text{ ч}).$$

Решение. Мощность, потребляемая насосом, при наибольшей подаче согласно (1.22)

$$N_6 = \frac{9,81 Q_6 H_6}{\eta_H} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,348 \cdot 65}{1000 \cdot 0,85} = 261 \text{ кВт};$$

относительная минимальная подача

$$\lambda = \frac{Q_M}{Q_6} = \frac{375}{1250} = 0,3;$$

относительный статический напор

$$H_{\Pi}^* = \frac{H_{\Pi}}{H_6} = \frac{35}{65} = 0,54;$$

По расчётным кривым $w^* = f(\lambda, H_{\Pi}^*)$ (рис. 1.16, а) для $\lambda = 0,3$ и $H_{\Pi}^* = 0,54$ найдено значение относительной экономии энергии: $w^* = 0,21$.

Снижающий коэффициент для одного насосного агрегата $\varphi = 1,0$.

Снижение энергопотребления насоса согласно (1.37) составляет:

$$\Delta W = N_6 T w^* \varphi = 261 \cdot 8760 \cdot 0,21 \cdot 1,0 = 480136 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Регулируемый электропривод насосных установок

2.1. Особенности регулируемого электропривода

В гл. 1 показано, что центробежные насосы наиболее эффективно регулируются изменением частоты вращения их рабочих колёс. Изменение частоты вращения рабочих колёс насосов осуществляется с помощью РЭП.

Электроприводом называют устройство, преобразующее электрическую энергию в механическую, РЭП — это привод, работающий с переменной частотой вращения.

РЭП состоит из электродвигателя, передаточного механизма (трансмиссии, муфты, редуктора) и системы управления. В РЭП кроме того, входят устройства, обеспечивающие изменение частоты вращения насосного агрегата в целом или только насоса при постоянной частоте вращения электродвигателя.

Эти устройства выполняют обычно две функции: являются силовыми преобразователями энергии и в то же время элементами системы управления.

РЭП подразделяется на две основные группы: постоянного и переменного тока. В насосных установках используется преимущественно РЭП переменного тока. Поэтому привод постоянного тока в настоящем издании не рассматривается.

Основой РЭП переменного тока являются асинхронные и синхронные электродвигатели переменного тока.

Частота вращения асинхронного двигателя, мин^{-1} :

$$n = \left(60 \frac{f}{p} \right) (1 - s), \quad (2.1)$$

где f — частота тока питающей сети (в СНГ и Европе $f = 50$ Гц;

в США и Японии $f = 60$ Гц); p — число пар полюсов электродвигателя ($p = 1, 2, 3, \dots$); $s = (0,02—0,04)$ — скольжение.

Синхронные двигатели работают без скольжения. Ротор двигателя вращается с такой же частотой вращения, с какой вращается электромагнитное поле статора:

$$n = 60 \frac{f}{p}. \quad (2.2)$$

Из (2.1) и (2.2) следует, что частота вращения электродвигателя переменного тока зависит от частоты питающего тока f , числа пар полюсов p и скольжения s . Изменяя один или несколько параметров, входящих в (2.1) и (2.2), можно изменить частоту вращения электродвигателя и сочленённого с ним насоса.

Соответственно, РЭП переменного тока подразделяется на три вида:

- частотный привод, имеющий в своём составе преобразователь, изменяющий постоянную частоту питающей электрической сети ($f = \text{const}$) в переменную ($f = \text{var}$). Он обеспечивает плавное изменение частоты вращения насосного агрегата.

- многоскоростной привод, имеющий в своём составе устройство, изменяющее схему статорной обмотки электродвигателя и, соответственно, число пар полюсов ($p = 1, 2, 3$ и т.д.). Привод обеспечивает ступенчатое изменение частоты вращения насосного агрегата (обычно $2 \div 4$ ступени).

- имеющий в своём составе устройство, изменяющее скольжение электродвигателя или вариатора, встроенного между выходным валом двигателя и входным валом насоса (реостат в роторной цепи двигателя, преобразователь асинхронного вентильного каскада, механический вариатор, электромагнитная или гидравлическая муфта скольжения).

В современных насосных установках наибольшее распространение получил частотный РЭП.

Процесс регулирования частоты вращения любого механизма анализируется с помощью механических характеристик агрегата. Ниже рассматриваются механические характеристики электродвигателей, которые сопоставляются с механическими характеристиками насосов.

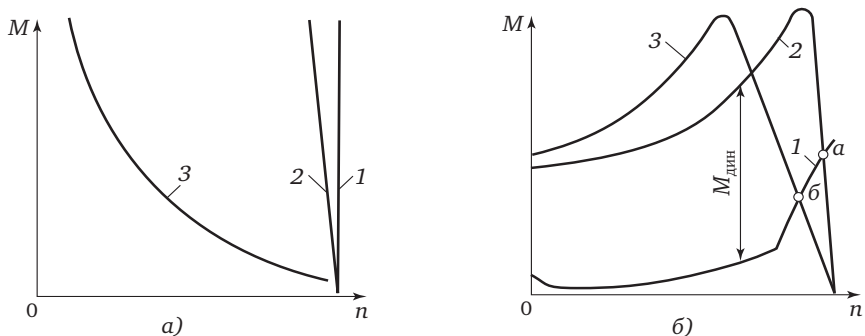


Рис. 2.1. Механические характеристики электродвигателей (а) и насосного агрегата (б)

Механической характеристикой электродвигателя (рис. 2.1, а) называется зависимость его вращающего момента от частоты вращения. Механические характеристики подразделяются на три основных вида:

- абсолютно жёсткие (кривая 1 на рис. 2.1, а) — свойственны синхронным электродвигателям, работающим непосредственно от питающей электрической сети, частота вращения которых остаётся постоянной при изменении вращающего момента;
- жёсткие (кривая 2) свойственны асинхронным двигателям (в рабочей части характеристики), частота которых незначительно меняется при изменении вращающего момента;
- мягкие (кривая 3) свойственны двигателям постоянного тока последовательного возбуждения, частота которых существенно меняется при изменении вращающего момента.

Существуют и другие разновидности механических характеристик. Например, механическая характеристика асинхронного электродвигателя с сопротивлением, введенным в роторную цепь, мягче характеристики короткозамкнутого электродвигателя.

Механические характеристики РЭП принципиально отличаются от характеристик нерегулируемых приводов тем, что в процессе регулирования они изменяют свое положение, или свою форму, или то и другое одновременно.

Механической характеристикой механизма, в том числе насоса, называется зависимость его момента сопротивления от частоты вращения.

На рис. 2.1, б представлены механические характеристики насосного агрегата, состоящего из центробежного насоса и асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором: 1 — механическая характеристика насоса, оборудованного обратным клапаном; 2 — механическая характеристика электродвигателя.

Разница значений вращающего момента электродвигателя и момента сопротивления насоса называется *динамическим моментом* $M_{\text{дин}}$. Если вращающий момент двигателя больше момента сопротивления насоса, $M_{\text{дин}}$ считается положительным, если меньше — отрицательным. Под воздействием положительного динамического момента насосный агрегат начинает работать с ускорением, т.е. разгоняется. Если $M_{\text{дин}}$ отрицательный, насосный агрегат работает с замедлением, т.е. тормозится. При равенстве этих моментов имеет место установившийся режим работы, т.е. насосный агрегат работает с постоянной частотой вращения. Эта частота вращения и соответствующий ей момент определяются пересечением механических характеристик электродвигателя и насоса (точка а на рис. 2.1, б).

Если тем или иным способом изменить механическую характеристику, например, сделать её более мягкой за счёт введения дополнительного сопротивления в роторную цепь электродвигателя (кривая 3 на рис. 2.1, б), момент вращения электродвигателя станет меньше момента сопротивления. Под воздействием отрицательного динамического момента насосный агрегат начинает работать с замедлением, т.е. тормозится до тех пор, пока вращающий момент и момент сопротивления опять не уравновесятся (точка б на рис. 2.1, б). Этой точке соответствует своя частота вращения и своё значение момента. Таким образом, процесс регулирования частоты вращения насосного агрегата непрерывно сопровождается изменениями вращающего момента электродвигателя и момента сопротивления насоса.

На рис. 2.2. представлены принципиальные схемы основных видов РЭП, используемого в насосных установках.

Частотно-регулируемый электропривод (рис. 2.2, а). Основным элементом частотного РЭП является частотный преобразователь, посредством которого практически неизменные сетевые параметры напряжения U_1 и частота f_1 преобразуются в изменяемые

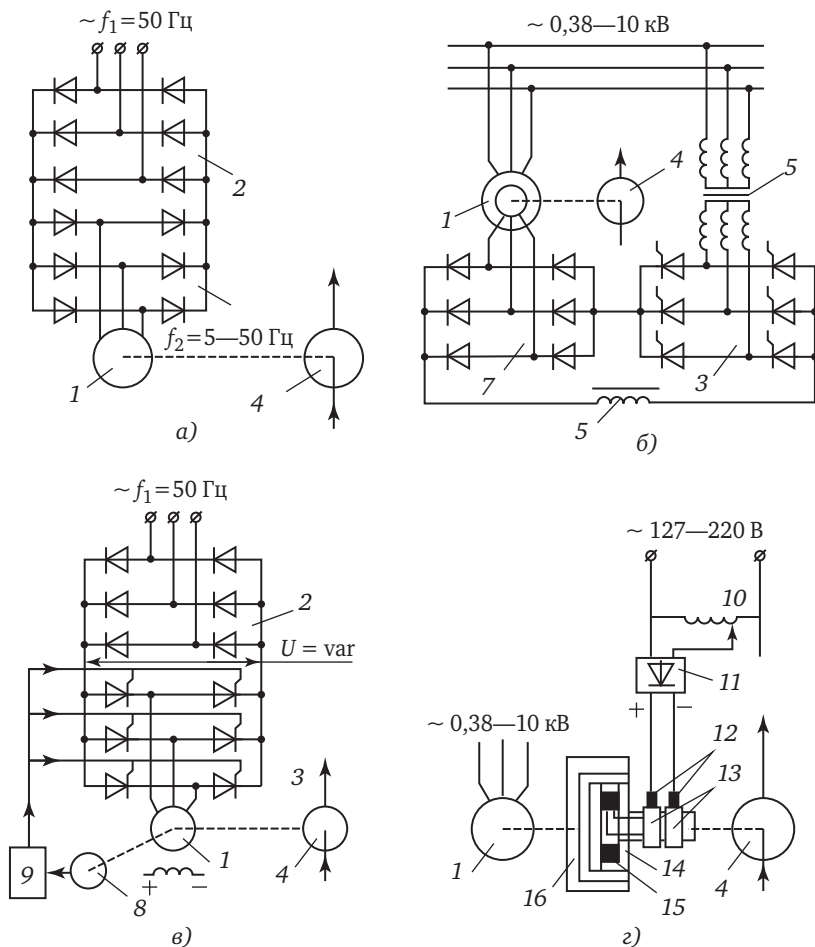


Рис. 2.2. Основные виды РЭП, используемые в насосных установках:
 а — частотный; б — асинхронно-вентильный каскад; в — на базе вентильного электродвигателя; г — с электромагнитной муфтой скольжения (1 — асинхронный электродвигатель; 2 — управляемый выпрямитель частотного преобразователя; 3 — инвертор; 4 — центробежный насос; 5 — согласующий трансформатор; 6 — сглаживающий дроссель; 7 — неуправляемый выпрямитель; 8 — датчик положения ротора в пространстве; 9 — система импульсно-фазового управления инвертора (СИФУ); 10 — управляемый реостат; 11 — однофазное выпрямительное устройство; 12 — щетки; 13 — контактные кольца; 14 — индуктор; 15 — обмотка возбуждения ЭМС; 16 — якорь ЭМС)

параметры U_2 и f_2 , требуемые для системы управления насосного агрегата. Пропорционально частоте f_2 изменяется частота вращения электродвигателя, подключённого к выходу преобразователя.

Основными элементами частотного РЭП являются: асинхронный электродвигатель переменного тока; управляемый выпрямитель частотного преобразователя; управляемый инвертор частотного преобразователя; центробежный насос. Кроме того, в состав привода входят дроссели, конденсаторы и т. д., не показанные на схеме.

Для обеспечения устойчивой работы электродвигателя, ограничения его перегрузки по току и магнитному потоку, поддержания высоких энергетических показателей в частотном преобразователе должно поддерживаться определенное соотношение между его входными и выходными параметрами, зависящее от вида механической характеристики насоса. Эти соотношения вытекают из уравнения закона частотного регулирования Костенко [13]:

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{f_1}{f_2} \sqrt{\frac{M_1}{M_2}}, \quad (2.3)$$

где f_1, f_2 — частоты; M_1, M_2 — моменты времени.

Для насосов, работающих без статического напора, чья механическая характеристика описывается уравнением квадратичной параболы, должно соблюдаться соотношение

$$\frac{U_1}{f_1^2} = \frac{U_2}{f_2^2} = \text{const}. \quad (2.4)$$

Для насосов, работающих со статическим напором, должно соблюдаться более сложное соотношение [3]

$$\frac{U_1}{f_1^{1+\frac{k}{2}}} = \frac{U_2}{f_2^{1+\frac{k}{2}}}, \quad (2.5)$$

где k — показатель степени в уравнении механической характеристики насоса.

На практике в большинстве случаев в насосных установках используются преобразователи общепромышленного исполнения, обеспечивающие соотношение

$$\frac{U_1}{f_1} = \frac{U_2}{f_2} = \text{const}. \quad (2.6)$$

На рис. 2.3 представлены механические характеристики асинхронного электродвигателя при частотном регулировании и соблюдении соотношения (2.6). При уменьшении частоты f_2 механическая характеристика не только меняет своё положение в координатах n — M , но несколько изменяет свою форму. В частности, снижается максимальный момент электродвигателя.

В последнее время наибольшее распространение получили частотные РЭП на IGBT-модулях (биполярных транзисторах с изолированным затвором).

IGBT-модуль является высокоэффективным ключевым элементом. Он обладает малым падением напряжения, высокой скоростью и малой мощностью переключения.

Преобразователь частоты на базе автономного инвертора напряжения на IGBT-модулях с широтно-импульсной модуляцией и векторным алгоритмом управления асинхронным электродвигателем имеет преимущества по сравнению с другими типами преобразователей. Он характеризуется высоким значением коэффициента мощности во всём диапазоне изменения выходной частоты. Некоторые производители частотных преобразователей, в том числе «Дanfoss», сами изготавливают IGBT-модули, что обеспечивает полный контроль качества преобразователей. Схема преобразователя на IGBT-модулях представлена на рис. 2.4.

В настоящее время отечественная и зарубежная промышленность выпускает ряд частотных преобразователей мощностью до 400 кВт при напряжении до 380 В и до 1600 кВт при напряжении 660 В.

Особенностью применения частотного РЭП является возможность использования одного частотного преобразователя для привода нескольких агрегатов. От одного преобразователя достаточно большой мощности могут получать питание одновременно несколько одинаковых агрегатов. Возможно также поочередное подключение к одному частотному преобразователю агрегатов, соизмеримых по мощности.

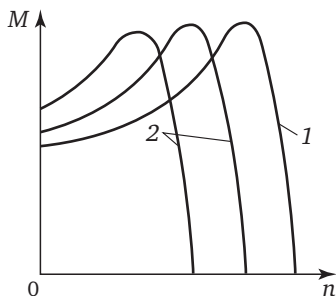


Рис. 2.3. Механические характеристики частотного РЭП при максимальных (1) и пониженных (2) частотах

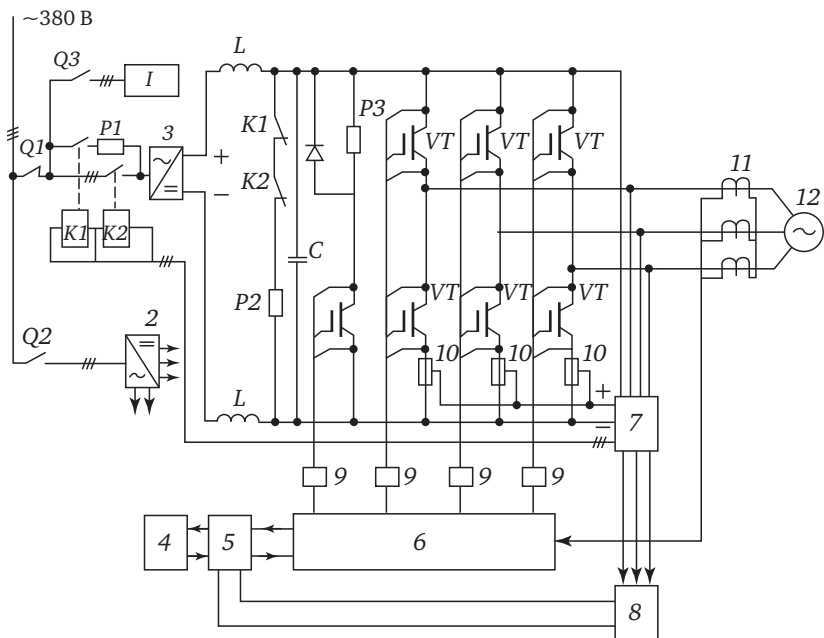


Рис. 2.4. Схема частотного РЭП на IGBT-модулях:

1 — блок вентиляторов; 2 — источник питания; 3 — выпрямитель неуправляемый; 4 — панель управления; 5 — плата пульта управления; 6 — ШИМ; 7 — блок преобразования напряжения; 8 — плата системы регулирования; 9 — драйверы; 10 — предохранители блока инвертора; 11 — датчики тока; 12 — асинхронный короткозамкнутый двигатель; Q1—Q3 — выключатели силовой цепи, цепи управления и блока вентиляторов; K1, K2 — контакторы заряда конденсаторов и силовой цепи; C — блок конденсаторов; R1—R3 — резисторы ограничения тока заряда конденсаторов, разряда конденсаторов и узла слива; VT — силовые ключи инвертора (IGBT-модули); L — дроссель

Так, например, частотные РЭП фирмы «Данфосс» имеют встроенные контроллеры, обеспечивающие функции поочередного управления до трех насосных агрегатов. Количество управляемых агрегатов может быть увеличено до восьми с помощью опции расширения каскадного контроллера. Частотный РЭП удобен в монтаже и эксплуатации. Он может быть использован как индивидуальный, так и групповой привод. Преобразователь РЭП может быть установлен вне машинного зала, что удобно, если в машинном зале неблагоприятная среда (повышенная влажность, наличие агрессивных веществ и т. д.).

Частотные преобразователи в РЭП высоковольтных агрегатов. Современное развитие полупроводниковой техники не позволяет создать силовые управляемые вентили (тиристорные, транзисторные и др.) на напряжение свыше 800—1100 В. Поэтому высоковольтные частотные приводы выполняются в двух вариантах.

Вариант 1. Двухтрансформаторный частотный привод. Преобразовательная часть этого устройства выполняется на низковольтных вентилях. Напряжение к преобразователю со стороны питания подаётся через понижающий трансформатор. Напряжение преобразованной частоты ($f_2 = \text{var}$) подаётся к высоковольтному электродвигателю через повышающий трансформатор. Существенным элементом двухтрансформаторного преобразователя частоты является синусоидальный фильтр, включаемый между преобразовательной частью и повышающим трансформатором. Схема двухтрансформаторного высоковольтного частотного РЭП асинхронно-короткозамкнутого электродвигателя показана на рис. 2.5.

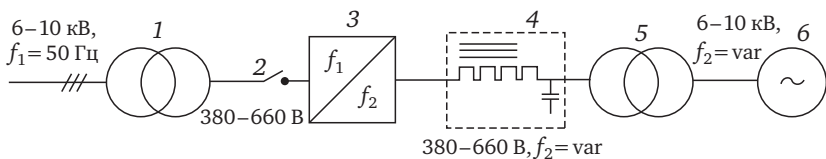


Рис. 2.5. Схема двухтрансформаторного высоковольтного частотного РЭП: 1 — понижающий трансформатор; 2 — низковольтное коммутационное устройство; 3 — низковольтный частотный преобразователь; 4 — синусоидальный фильтр; 5 — повышающий трансформатор; 6 — высоковольтный асинхронный короткозамкнутый электродвигатель

Такие приводы на мощность 1000—1600 кВт изготавливаются зарубежными фирмами и отечественными предприятиями. Ниже приводится ориентировочный состав оборудования двухтрансформаторного РЭП компании «Данфосс». В табл. 2.1. приведены данные для РЭП высоковольтного электродвигателя с использованием преобразователя на 400 В и на 690 В.

Таблица предусматривает использование асинхронных высоковольтных электродвигателей. При использовании синхронных высоковольтных электродвигателей компания «Данфосс» выдаёт

Таблица 2.1. Оценочный подбор оборудования для двухтрансформаторных схем

Мощность двигателя P , кВт	Ток двигателя I , А	Мощность входного трансформатора S , кВ·А	Мощность выходного трансформатора S , кВ·А	Расчётный ток ПЧ, А	Ток ПЧ, А	Масса ПЧ, кг	Габариты ПЧ, мм	Синус фильтр	Масса фильтра, кг	Габариты фильтра, мм
160	18	254	203	321	395	136	420×1547×380	130B3187	370	904×918×756
180	20	282	226	357	395	136	420×1547×380	130B3187	370	904×918×756
200	23	325	260	411	480	151	420×1547×380	130B3189	425	1224×1161×955
224	25	352	282	446	480	151	420×1547×380	130B3189	425	1224×1161×955
250	28	395	316	500	600	263	1600×2000×494	130B3192	570	1224×1161×955
280	31	437	350	553	600	263	1600×2000×494	130B3192	570	1224×1161×955
315	36	508	407	643	658	270	1600×2000×494	130B3192	570	1224×1161×955
355	39	550	440	696	745	272	1600×2000×494	130B3194	610	1224×1161×955
400	44	675	540	855	800	1299	1997×2205×607	2×130B3189	2×425	2(1224×1161×955)
450	49	691	553	875	800	1299	1997×2205×607	2×130B3189	2×425	2(1224×1161×955)
500	55	775	620	982	990	1299	1997×2205×607	2×130B3189	2×425	2(1224×1161×955)
560	60	854	676	1071	1120	1299	1997×2205×607	2×130B3192	2×570	2(1224×1161×955)
630	67	944	755	1196	1260	1299	1997×2205×607	2×130B3192	2×570	2(1224×1161×955)
690	74	1043	834	1321	1460	1541	2401×2205×604	3×130B3189	3×425	3(1224×1161×955)
710	77	1085	868	1374	1460	1541	2401×2205×604	3×130B3189	3×425	3(1224×1161×955)
800	86	1212	969	1535	1720	1541	2401×2205×604	3×130B3192	3×570	3(1224×1161×955)

Преобразователи на 400 В

Мощность двигателя P, кВт	Ток двигателя I, А	Мощность входного трансформатора S, кВ·А	Мощность выходного трансформатора S, кВ·А	Расчётный ток ПЧ, А	Ток ПЧ, А	Масса ПЧ, кг	Габариты ПЧ, мм	Синус фильтр	Масса фильтра, кг	Габариты фильтра, мм
Преобразователи на 690 В										
160	18	251	201	186	192	104	420×1166×380	130B4126	475	1224×1161×991
180	20	279	223	207	242	125	420×1547×380	130B4126	475	1224×1161×991
200	23	320	256	238	242	125	420×1547×380	130B4126	475	1224×1161×991
224	25	349	279	259	290	136	420×1547×380	130B4151	645	1224×1161×991
250	28	390	312	290	344	151	420×1547×380	130B4151	645	1224×1161×991
280	31	432	346	321	344	151	420×1547×380	130B4151	645	1224×1161×991
315	36	502	402	373	400	165	420×1547×380	130B4153	673	1224×1161×991
355	39	544	435	404	450	263	600×2000×494	130B4155	760	1224×1161×991
400	44	613	490	456	500	263	600×2000×494	130B4155	760	1224×1161×991
450	49	683	546	507	570	272	600×2000×494	130B4157	905	1224×1161×991
500	55	766	613	569	570	272	600×2000×494	130B4157	905	1224×1161×991
560	60	836	669	621	630	313	600×2000×494	130B4157	905	1224×1161×991
630	67	933	746	693	730	1299	1997×2205×607	2×130B4153	2×673	2(1224×1161×991)
690	74	1032	825	766	850	1299	1997×2205×607	2×130B4155	2×760	2(1224×1161×991)
710	77	1073	859	797	850	1299	1997×2205×607	2×130B4155	2×760	2(1224×1161×991)
800	86	1198	959	890	945	1299	1997×2205×607	2×130B4155	2×760	2(1224×1161×991)
900	97	1352	1081	1004	1060	1541	2401×2205×604	3×130B4155	3×760	3(1224×1161×991)
1000	106	1477	1181	1097	1260	1541	2401×2205×604	3×130B4155	3×760	3(1224×1161×991)
1120	121	1686	1348	1252	1260	1541	2401×2205×604	3×130B4155	3×760	3(1224×1161×991)
1250	134	1867	1491	1387	1415	1541	2401×2205×604	3×130B4155	3×760	3(1224×1161×991)

специальные технические решения по выбору необходимого оборудования.

Вариант 2. Бестрансформаторный частотный РЭП. Преобразовательная часть состоит из управляемых выпрямителя и инвертора, состоящих из цепочки последовательно соединённых низковольтных вентилях. Количество соединённых последовательно вентилях выбирается таким, чтобы оно соответствовало напряжению 6—10 кВ, подаваемому на выпрямительный (инверторный) мост.

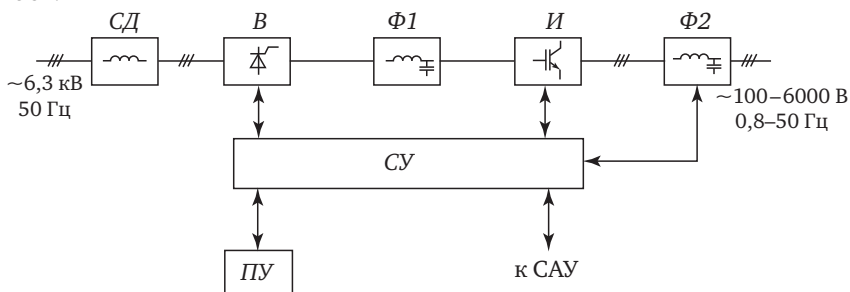


Рис. 2.6. Схема бестрансформаторного высоковольтного частотного РЭП: СД — синхронный двигатель; В — управляемый выпрямитель; Ф1, Ф2 — фильтры; И — инвертор; СУ — система управления

В качестве примера на рис. 2.6 представлена схема бестрансформаторного частотного РЭП [3]. Наряду с выпрямителем и инвертором преобразователь содержит в своём составе соответствующие фильтры, сглаживающие дроссели и другую аппаратуру.

Электропривод по схеме асинхронно-вентильного каскада (АВК) (см. рис. 2.2, б). Регулирование частоты вращения электродвигателей насосных агрегатов изменением их скольжения осуществляется введением в цепь ротора электродвигателя встречной электродвижущей силы (ЭДС). В этом приводе энергия скольжения ротора рекуперирована в электрическую сеть с помощью преобразователя АВК, который состоит из двух основных элементов: неуправляемого выпрямителя 7 и управляемого инвертора 3. Кроме того, в состав РЭП входят сглаживающий дроссель 6, согласующий трансформатор 5 и станция управления.

Механические характеристики РЭП для разных значений выпрямленного напряжения представлены на рис. 2.7.

В каскаде преобразуется часть мощности, подводимой к насосному агрегату, а именно: мощность скольжения, которая рекуперируется обратно в питающую. Поэтому мощность преобразователя не превышает 40—60% мощности двигателя. Стоимость привода относительно низкая. Привод может использоваться в комплекте с высоковольтными и низковольтными двигателями. Преобразователь привода может устанавливаться вне машинного зала.

Мощность преобразователей АВК существенно зависит от глубины регулирования электропривода по скорости. Так как диапазон регулирования насосов, как правило, ограничивается 30—50% номинального значения, в их приводе можно использовать менее мощные и более простые преобразователи.

Существенным недостатком РЭП по схеме АВК является некомплектная поставка его элементов (электродвигателя, преобразователей, станции управления) и невысокое значение $\cos \varphi$. Кроме того, при глубоких посадках напряжения, если не принять специальных схемных решений в РЭП АВК, в роторной цепи электродвигателя возникают перенапряжения, вызывающие повреждения обмотки ротора, контактных колец и щёток.

РЭП на базе вентильного электродвигателя (см. рис. 2.2, в). Этот привод занимает особое место в ряду РЭП переменного тока. По принципу действия эта система аналогична электродвигателю постоянного тока, у которого функции коллектора и щёточного аппарата выполняет управляемый инвертор и датчик положения ротора в пространстве. Поэтому вентильный электродвигатель в ряде изданий называют бесколлекторным электродвигателем постоянного тока. В то же время наличие в составе электропривода частотного преобразователя даёт основание отнести его к группе *частотных РЭП*.

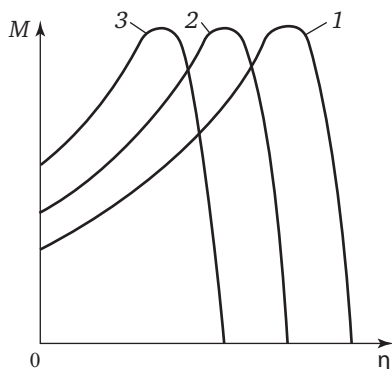


Рис. 2.7. Механические характеристики электропривода по схеме АВК: 1 — естественная характеристика асинхронного двигателя с фазным ротором (выпрямленное напряжение $U_d = 0$); 2, 3 — механические характеристики электродвигателя при увеличении выпрямленного напряжения

Вентильным электродвигателем называется электромеханическая система, состоящая из преобразователя частоты, синхронного электродвигателя 1, датчика положения ротора в пространстве 8 и блока управления 9. Преобразователь выполнен с явно выраженным звеном постоянного тока и состоит из управляемого выпрямителя 2 и управляемого инвертора 3.

Коммутация управляемых вентилей инвертора в зоне малых частот осуществляется с помощью датчика положения ротора, а в зоне значений частот более 3—5 Гц осуществляется по коммутирующей сверхпереходной ЭДС.

Для сглаживания пульсаций выпрямленного напряжения в цепь постоянного тока включаются сглаживающие дроссели (реакторы). Особенностью этого вида РЭП является возможность использования в качестве приводного электродвигателя обычного серийно выпускаемого синхронного электродвигателя. Это особенно ценно при внедрении данного вида РЭП на действующих объектах, так как при этом не требуется замены установленных на насосных станциях электродвигателей.

Привод на базе вентильного электродвигателя является достаточно сложным, крупногабаритным и не самым дешёвым видом РЭП. Этот вид привода используется преимущественно в высоковольтных (6—10 кВ) агрегатах сравнительно большой мощности (800—3500 кВт) или в групповом приводе, когда к одному мощному преобразователю одновременно подключается несколько агрегатов, которые по своим гидравлическим характеристикам равноценны одному большому агрегату с пологой напорной характеристикой. При некотором усложнении схемы высоковольтного распределительного устройства преобразователь может поочерёдно подключаться к разным агрегатам, установленным на объекте. При необходимости преобразователь привода может устанавливаться вне машинного зала. К недостаткам привода следует отнести его чувствительность к колебаниям напряжения в питающей сети.

Электропривод с муфтой скольжения (ЭМС) (см. рис. 2.2, 2) состоит из приводного электродвигателя 1 любого типа, работающего с постоянной частотой вращения, ЭМС и насоса 4. В приводе насосов чаще всего используются ЭМС *индукторного* типа (ИМС). Индукторная муфта скольжения состоит из индуктора 14 с обмоткой возбуж-

дения 15 и якоря 16. Обмотка возбуждения получает питание от источника постоянного или выпрямленного тока 11 через контактные кольца 13 и щётки 12. Существуют и бесконтактные муфты.

Якорь ИМС соединён с асинхронным короткозамкнутым (или синхронным) электродвигателем, а индуктор – с насосом. Якорь и индуктор изготавливаются из массивных отливок и поковок. Вращающий момент от двигателя к насосу передаётся через электромагнитное поле в зазоре между якорем и индуктором. Частота вращения насоса регулируется изменением тока возбуждения ИМС, например, реостатом 10.

Характерной особенностью ЭМС является наличие потерь скольжения, которые выделяются в виде тепла в якоре. Это тепло отводится обычно воздушным охлаждением. Обычно ЭМС используется в РЭП насосных агрегатов мощностью до 250 кВт. К недостаткам РЭП с ЭМС следует отнести невозможность использования одной муфты для нескольких агрегатов.

Принципиально вместо ЭМС могут быть использованы и используются гидравлические муфты скольжения и вариаторы. По своим энергетическим характеристикам эти вариаторы аналогичны ЭМС.

В настоящее время приводы с ЭМС не имеют широкого распространения в насосных установках. Поэтому здесь они подробно не рассматриваются. Более подробное описание этого вида привода дано в [3].

2.2. Энергетические характеристики регулируемого электропривода, область его применения и условия использования

В гл. 1 речь шла о снижении энергопотребления насосов и насосных установок за счёт снятия избыточных напоров в насосных установках без учёта потерь энергии в РЭП. Но регулирование частоты вращения насоса осуществляется с применением различного рода устройств (электродвигателей, преобразователей и т. п.), в которых теряется часть преобразуемой энергии. Поэтому результирующая экономия электроэнергии должна определяться с учётом потерь в устройствах, регулирующих частоту вращения насоса.

Энергетические характеристики различных видов РЭП. Выше были рассмотрены основные его виды. Здесь рассмотрим его энергетические характеристики.

Различные виды РЭП по своим энергетическим характеристикам подразделяются на три основные группы:

- с потерями энергии скольжения (электродвигатели с реостатом в цепи ротора, приводы с гидравлическими и электромагнитными муфтами скольжения и т. п.);
- с рекуперацией энергии скольжения (электрические, электро-механические и асинхронные вентильные каскады и т.п.);
- работающие без потерь энергии скольжения (ЧРП, вентильные двигатели, многоскоростные двигатели).

Потери энергии в РЭП в значительной мере определяются потерями энергии скольжения. При рассмотрении энергетических процессов в РЭП электрическая мощность, потребляемая из сети, а также потери мощности в РЭП обозначается P , в отличие от механической мощности на валу насоса, обозначаемой N .

Потери мощности скольжения в РЭП насоса существенно зависят от вида механической характеристики механизма и частоты вращения насоса [3]

$$P_{\text{ск}}^* = (1 - n^*) (n^*)^k, \quad (2.7)$$

где n^* — частота вращения насоса в относительных единицах; k — показатель степени в уравнении механической характеристики.

Максимально возможное значение потерь мощности скольжения

$$P_{\text{ск.макс}}^* = \frac{k^k}{(k+1)^{k+1}}. \quad (2.8)$$

Максимальные потери скольжения имеют место при частоте вращения:

$$n^* = \frac{k}{k+1}. \quad (2.9)$$

На рис. 2.8 представлена зависимость потерь мощности скольжения от частоты вращения и значения k . При $k = 2—5$ максимальное значение потерь скольжения не превышает 8—15 % номиналь-

ной мощности насосного агрегата. Этим потерям соответствуют частоты вращения, равные 65—80% номинальных значений, что совпадает с диапазоном регулирования насосов по скорости. При таких условиях потери скольжения в среднем равны 4—8% номинальной мощности насоса. Относительно низкие значения потерь в сочетании с невысокой стоимостью этого вида электропривода делают его приемлемым для использования в насосных установках.

Потери энергии скольжения существенно зависят от параметров и режима работы насосных установок. В [14] приводится вывод уравнения, в котором энергия скольжения $W_{ск}$, теряемая в РЭП за расчётный период T , выражена через технологические параметры:

$$\begin{aligned}
 W_{ск} = N_6 T \left\{ \frac{1 - H_{п}^*}{3(1 - \lambda) \sqrt{1 - \frac{H_{п}^*}{H_{\phi}^*}}} \left[\left(3 \frac{H_{п}^*}{1 - H_{п}^*} - 2 \frac{\frac{H_{п}^*}{H_{\phi}^*}}{1 - \frac{H_{п}^*}{H_{\phi}^*}} + 1 \right) \times \right. \right. \\
 \times \sqrt{1 + \frac{\frac{H_{п}^*}{H_{\phi}^*}}{1 - \frac{H_{п}^*}{H_{\phi}^*}} - \left(3 \frac{H_{п}^*}{1 - H_{п}^*} - 2 \frac{\frac{H_{п}^*}{H_{\phi}^*}}{1 - \frac{H_{п}^*}{H_{\phi}^*}} + \lambda^2 \right) \times} \\
 \left. \left. \times \sqrt{\lambda^2 + \frac{\frac{H_{п}^*}{H_{\phi}^*}}{1 - \frac{H_{п}^*}{H_{\phi}^*}} - \frac{3}{4}(1 - \lambda^2) \left(1 + \lambda^2 + 2 \frac{H_{п}^*}{1 - H_{п}^*} \right) \sqrt{1 - \frac{H_{п}^*}{H_{\phi}^*}}} \right] \right\}. \quad (2.10)
 \end{aligned}$$

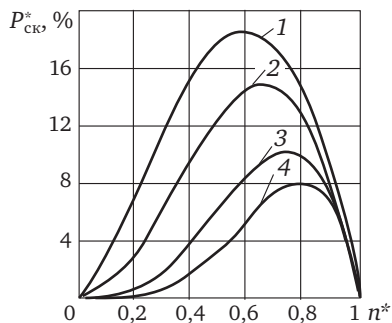
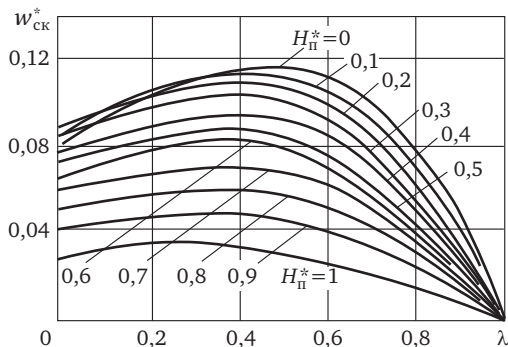
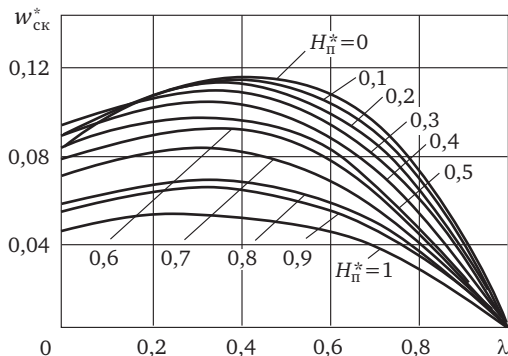


Рис. 2.8. Изменение потерь мощности скольжения в зависимости от частоты вращения привода:

1 — $k = 1,5$; 2 — $k = 2$;
3 — $k = 3$; 4 — $k = 4$



а)



б)

Рис. 2.9. Изменение потерь скольжения в зависимости от параметров λ и $H_{п}^*$:
 а — для насосов чистой воды $H_{ф}^* = 1,25$;
 б — для насосов сточной жидкости $H_{ф}^* = 1,45$

Кроме потерь скольжения в приводах этой группы имеют место другие потери (на вентиляцию, трение в подшипниках, щёточных контактах и др.), которые составляют 1—3% суммарных потерь. С их учётом суммарные потери

$$W_{\text{пот}} \approx (1,01 \div 1,03) W_{\text{ск}}. \quad (2.11)$$

Для упрощения расчётов выражение в фигурной скобке в (2.10) обозначаем через $w_{\text{ск}}^*$, тогда (2.11) принимает вид

$$W_{\text{СК}} = (1 + \zeta) N_6 T w_{\text{СК}}^*, \quad (2.12)$$

где ζ — коэффициент, учитывающий потери, не зависящие от скольжения; $w_{\text{СК}}^*$ — относительные потери скольжения, определяемые с помощью расчётных кривых, представленных на рис. 2.9 в виде зависимости $w_{\text{СК}}^* = f(\lambda, H_{\text{П}}^*)$.

Результирующая экономия электроэнергии в случае применения РЭП, работающих с потерями скольжения (с ЭМС, гидромуфтами и т. п.)

$$W_{\text{рез}} = (1 - \zeta) \frac{N_6 T}{\eta_{\text{эд}}} w_{\text{ЭК}}^* \varphi, \quad (2.13)$$

где $w_{\text{ЭК}}^* = w^* - w_{\text{СК}}^*$ — относительная экономия электроэнергии, определяемая с помощью расчётных кривых; $\eta_{\text{эд}}$ — КПД приводного электродвигателя; φ — снижающий коэффициент.

Для упрощения вычислений на рис. 2.10 представлены расчётные кривые $w_{\text{ЭК}}^*$. Кривые построены для двух значений $H_{\text{Ф}}^*$ — 1,25 и 1,45. Первое значение относится к большинству водяных насосов, а второе — к фекальным насосам.

В РЭП, работающих с рекуперацией энергии скольжения (по схеме АВК), часть энергии возвращается обратно в электрическую сеть, но какая-то часть всё-таки теряется:

$$W_{\text{пот.СК}} \approx W_{\text{СК}} (1 - \eta_{\text{К}}), \quad (2.14)$$

где $\eta_{\text{К}}$ — КПД каскадной схемы.

Современные каскадные схемы имеют довольно высокий КПД (0,9—0,95), а РЭП, работающие с рекуперацией энергии, характеризуются высокими энергетическими показателями.

Кроме потерь, зависящих от потерь скольжения, в каскадных схемах имеют место постоянные потери, которые составляют примерно 3% потребляемой мощности. Ориентировочно суммарные потери в электроприводе при выполнении экономических расчётов можно принять

$$W_{\text{пот}} \approx \zeta W_{\text{ЭК}}, \quad (2.15)$$

где $\zeta = 0,02—0,05$.

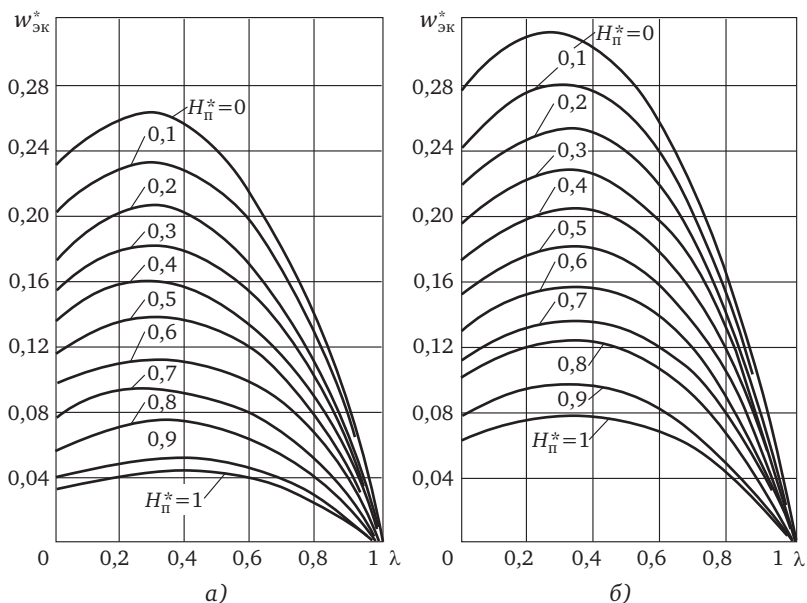


Рис. 2.10. Изменение относительной экономии электроэнергии в зависимости от параметров λ и $H_{п}^*$ при замене дросселирования регулированием частоты вращения насоса:
а — для насосов чистой воды; *б* — для насосов сточной жидкости

С учётом изложенного результирующая экономия электроэнергии при использовании электроприводов с рекуперацией энергии скольжения

$$W_{рез} = (1 - \zeta) \frac{N_6 T w^*}{\eta_{эд}} \varphi, \quad (2.16)$$

где w^* — относительная экономия электроэнергии, определяемая по графикам (рис. 1.16, *а*, *б*; 1.19), в зависимости от того, какой способ регулирования заменяется и какими насосами оснащена установка.

Потери в РЭП, работающих без потерь скольжения, обусловлены потерями в частотных преобразователях, а также снижением КПД электродвигателя из-за несинусоидальной формы кривой преобразованного тока. Потери в таких РЭП согласно [3]:

$$W_{\text{пот}} = N_6 T (1 + \zeta - \eta_{\text{пр}}), \quad (2.17)$$

где ζ — коэффициент, учитывающий потери за счёт несинусоидальности преобразованного тока, $\zeta = 0,03 \div 0,05$; $\eta_{\text{пр}}$ — КПД частотно-го преобразователя; $\eta_{\text{пр}} = 0,9 \div 0,95$.

В случае применения РЭП, регулирующих без потерь скольжения, результирующая экономия электроэнергии с учётом потерь в РЭП определяется по формуле

$$W_{\text{рез}} = \frac{N_6 T}{\eta_{\text{эд}}} \left[w^* - (1 + \zeta - \eta_{\text{пр}}) \right]. \quad (2.18)$$

В некоторых насосных установках применяются не только РЭП, плавно регулирующие, но и приводы с асинхронными многоскоростными электродвигателями, частота вращения которых меняется дискретно (ступенями) в соответствии с (2.1).

Регулирование частоты вращения многоскоростных электродвигателей осуществляется изменением пар полюсов. Поскольку число пар полюсов не может быть дробным, при $f = 50$ Гц частота вращения многоскоростных асинхронных электродвигателей без учёта скольжения имеет значения: 3000, 1500, 1000, 750 мин⁻¹ и т. д.

Изменяя ступенями частоту вращения электродвигателя, можно дискретно менять положения напорной характеристики насоса. Благодаря этому, существенно уменьшаются превышения напоров в режиме минимальных подач. По своему эффекту оснащение насоса многоскоростным электродвигателем равнозначно установке на станции дополнительно небольшого насоса (так называемого разноресурса). Хотя этот способ регулирования не ликвидирует превышения напоров полностью, но благодаря их уменьшению обеспечивает более экономичный режим работы насосной установки.

В связи с довольно широким распространением частотного РЭП привод с многоскоростными электродвигателями в насосных установках используется редко. Поэтому здесь он подробно не рассматривается. Оценка эффективности применения многоскоростных электродвигателей в насосных установках приводится в [3].

В заключение следует ещё раз обратить внимание на то, что рассматриваемая методика определения экономии электроэнергии является упрощённой, приведённые в ней формулы являются

приблизёнными, так как при их выводе сделаны некоторые допущения. В частности, не учитывается изменение КПД насоса при изменении частоты его вращения, поскольку при этом экономия электроэнергии, обусловленная снижением напоров, обычно больше, чем потери электроэнергии за счёт снижения КПД насоса при изменении его частоты вращения. Учёт потерь электроэнергии, обусловленных изменением КПД насосного агрегата, осуществляется с помощью уравнения (2.17).

Тем не менее, эта методика позволяет достаточно быстро и просто оценить прогнозируемую экономию энергии, которая может быть получена при использовании РЭП в насосных установках.

Сравнение прогнозируемой экономии электроэнергии, определённой по этой методике, с фактической экономией, полученной при внедрении регулируемого электропривода на действующих объектах, показывает, что погрешность вычисления составляет 10—15 %.

Учитывая отсутствие достаточно надёжных исходных данных о будущем режиме работы насосных установок, эту погрешность можно считать приемлемой при разработке практических мероприятий по экономии электроэнергии в насосных установках.

Необходимо также отметить, что регулирование частоты вращения требует применения дополнительных устройств, что увеличивает капитальные затраты, в то же время регулирование частоты вращения позволяет увеличить единичную мощность насосных агрегатов и уменьшить их общее число на станции и, следовательно, снизить капитальные затраты. Поэтому принятие решения об использовании РЭП в насосной установке должно основываться на технико-экономическом расчёте с учётом изменения всех видов затрат [14].

Область применения и условия использования РЭП в насосных установках. Выше описаны основные виды РЭП, которые практически использовались в отечественных и зарубежных насосных установках. Опыт эксплуатации выявил область их применения (табл. 2.2) и условия использования в насосных установках.

Большинство насосных установок состоят из нескольких агрегатов. Часть из них является рабочими, часть резервными. В соответствии с действующими правилами на каждую группу насосных

агрегатов, подающих воду в свой район питания, должно быть предусмотрено два резервных агрегата. Как правило, РЭП оборудуются не все агрегаты. Из двух-трёх установленных агрегатов РЭП достаточно оснастить один [3].

Во многих случаях в насосных установках используются разнотипные насосные агрегаты. Одни предназначены для работы в периоды большого водопотребления, с большими подачами и, соответственно, с высокими напорами. Другие используются в периоды минимального водопотребления, их номинальная подача меньше и напор меньше. Возникает вопрос, какие агрегаты следует оснастить регулируемым электроприводом. Исследованиями, выполненными в НИИ ВОДГЕО и ООО «Ягорба», установлено, что во избежание образования «мертвых зон» [3] РЭП должны оснащаться наиболее крупные насосные агрегаты с наиболее пологими напорно-расходными характеристиками.

Таблица 2.2. Область применения основных видов регулируемого электропривода

Вид РЭП	Основная область применения
Частотный привод	Низковольтные (400—690 В) насосные агрегаты мощностью 400—1600 кВт, оснащённые асинхронными короткозамкнутыми двигателями
Привод на базе вентильного двигателя	Высоковольтные (6—10 кВ) насосные агрегаты мощностью (630—5000 кВт), оснащённые стандартными синхронными двигателями
Асинхронный вентильный каскад	Низковольтные (380 В) насосные агрегаты мощностью 250—400 кВт, оснащённые асинхронными двигателями с фазным ротором. Высоковольтные (6—10 кВ) насосные агрегаты мощностью (630—1600 кВт), оснащённые асинхронными двигателями с фазным ротором
Электромагнитная муфта скольжения	Низковольтные (380 В) насосные агрегаты мощностью до 400 кВт.

Если один преобразователь постоянно подключён к одному из агрегатов, имеет место неравномерное расходование их моторесурса, поскольку агрегат, оснащённый регулируемым приводом, используется в работе значительно большее время.

Для равномерного распределения нагрузки между всеми агрегатами, установленными на объекте, современные частотно-регулируемые электроприводы обладают функциями чередования включения двигателей в работу. Кроме того, существуют станции группового управления, с помощью которых агрегаты могут поочередно подключаться к преобразователю. Станции управления изготавливаются обычно для низковольтных (380 В) агрегатов. Для высоковольтных агрегатов равномерное распределение нагрузки обеспечивается соответствующей схемой высоковольтного распределительного устройства (РУ).

Станции группового управления (СГУ). Обычно низковольтные станции управления предназначены для управления двумя-тремя агрегатами. В состав низковольтных станций управления входят автоматические выключатели, обеспечивающие защиту от межфазных коротких замыканий и замыканий на землю, тепловые реле для защиты агрегатов от перегрузки, а также аппаратура управления (ключи, кнопочные посты и пр.).

Схема коммутации станции управления содержит в своём составе необходимые блокировки, позволяющие произвести подключение преобразователя частоты к любому выбранному агрегату и осуществить замену работающих агрегатов без нарушения технологического режима работы насосной или воздуходувной установки.

Станции управления, как правило, наряду с электросиловыми элементами (автоматами, контакторами и т.п.) содержат в своём составе управляющие и регулирующие устройства (микропроцессорные контроллеры и проч.). Обычно станции комплектуются устройствами автоматического включения резервного питания (АВР), коммерческого учёта потребляемой электроэнергии, управления запорной аппаратурой. При необходимости в состав станции управления вводятся дополнительные аппараты, обеспечивающие использование, наряду с частотным преобразователем, устройства плавного пуска агрегатов.

Автоматизированные станции группового управления и регулирования обеспечивают:

- поддержание заданного значения технологического параметра (давления, уровня, температуры и др.);

- контроль режимов работы электродвигателей регулируемых и нерегулируемых агрегатов (потребляемый ток, мощность) и их защиту;
- автоматическое включение в работу резервного агрегата при аварии основного;
- переключение агрегатов непосредственно на сеть при выходе из строя частотного преобразователя;
- автоматическое включение резервного (АВР) электрического ввода;
- автоматическое повторное включение (АПВ) станции после пропажи и глубоких посадок напряжения в питающей электрической сети;
- автоматическое изменение режима работы станции с остановкой и запуском агрегатов в работу в заданное время;
- автоматическое включение в работу дополнительно нерегулируемого агрегата, если регулируемый агрегат, выйдя на номинальную частоту вращения, не обеспечивает требуемой подачи воды (воздуха);
- автоматическое чередование работающих агрегатов через заданные промежутки времени для обеспечения равномерного расходования моторесурса;
- оперативное управление режимом работы насосной (воздуходувной) установки с панели управления или с диспетчерского пульта.

Для примера на рис. 2.11 представлена однолинейная схема станции группового управления типа АСУР [3], а также дано описание интеллектуальной станции управления погружным насосом VLT SALT («Данфосс»). В состав станции входит один из лучших преобразователей частоты VLT[®] Automation Drive FC-302. Станция предназначена для управления штанговыми глубинными нефтедобывающими насосами, а также электрическими центробежными погружными насосами. Станция изготовлена в виде шкафа, который крепится в вертикальном положении на стене. Станция может использоваться в широком диапазоне изменения температур (–60 ÷ +50 °С).

Станция SALT обеспечивает автоматическое регулирование частоты вращения насоса, необходимой для поддержания требуемого

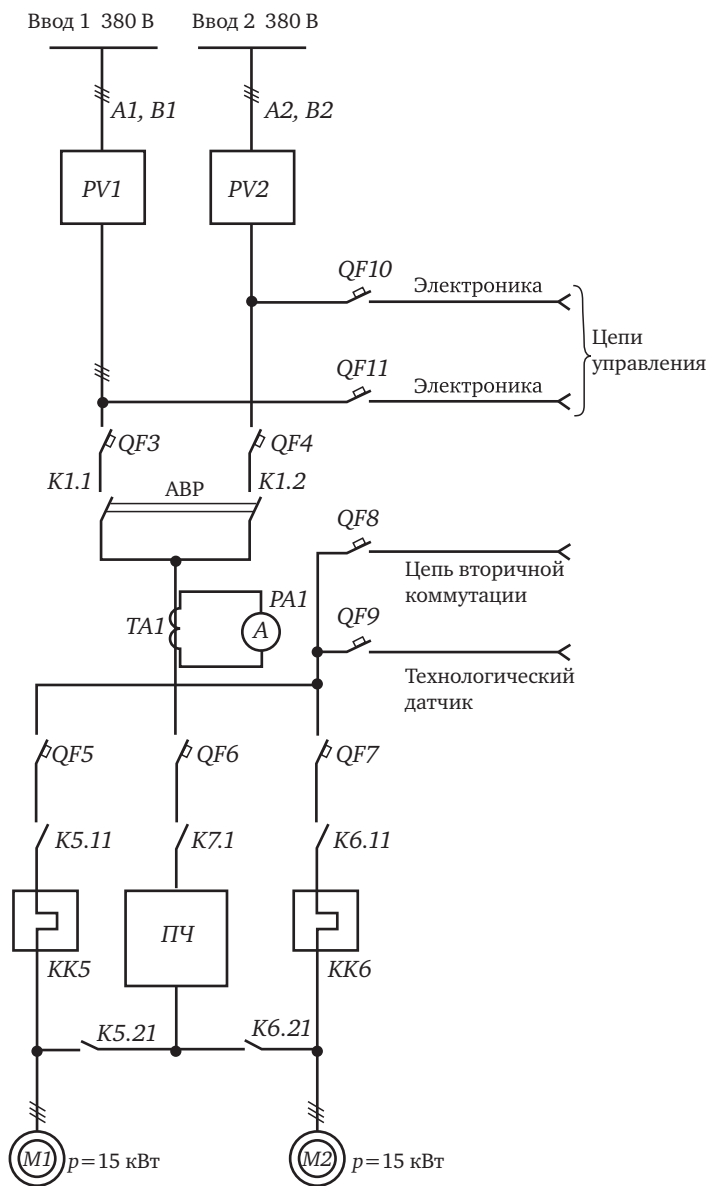


Рис. 2.11. Принципиальная схема станции группового управления низковольтными РЭП

динамического уровня нефти в скважине, выравнивая подачу насоса с притоком нефти в скважину, а также плавный пуск насоса в работу.

Поскольку в состав станции SALT входит частотный преобразователь серии VLT[®] Automation Drive FC-302 (компания «Данфосс»), она обладает всеми защитами и блокировками, свойственными этому приводу, в том числе защитой от перегрузки по току, защитой от утечки тока на землю, от неравномерной нагрузки фаз и др.

В приводе штанговых насосов станция SALT обеспечивает снижение механических нагрузок на стенки насоса-качалки, предотвращая повреждение штанг. Выбор и поддержание оптимальной частоты вращения насоса обеспечивает высокие энергетические показатели установки ($\cos \varphi = 0,98$, экономия энергии 22—30 %).

2.3. Технические характеристики и специальные функции частотных преобразователей

Приведённый выше обзор показывает, что в современных насосных установках наибольшее распространение получил частотный РЭП. Основой этого вида привода является полупроводниковый частотный преобразователь. Впервые полупроводниковые частотные преобразователи стали использоваться в насосных установках в конце 60-х годов прошлого столетия. Фирма «Данфосс» одна из первых применила полупроводниковые частотные преобразователи в приводе центробежных установок. Она первой в мире (с 1968 г.) стала выпускать серийные частотные преобразователи, используемые в насосных установках [15].

Используя свой многолетний опыт применения частотных преобразователей в этой отрасли техники, фирма создала серию частотных преобразователей VLT[®] AQUA Drive, предназначенных для использования в насосных установках систем водоснабжения и водоотведения. На её примере далее рассматриваются основные технические характеристики и специальные функции современных частотных преобразователей, используемых в насосных установках [15, 16, 17]. Преобразователи VLT[®] AQUA Drive изготавливаются для приводов мощностью от 0,37 до 1400 кВт (табл. 2.3).

Таблица 2.3. Диапазон мощностей преобразователей VLT[®] AQUA в зависимости от числа фаз и напряжения питающей сети

Род тока и число фаз	Напряжение, В	Диапазон мощностей, кВт
~ 1	200—240	1,1—22
~ 3	380—480	0,37—1000
~ 3	525—690	11—1400

Номинальные значения мощности P , кВт, на валу насосных агрегатов, для которых изготавливаются преобразователи VLT[®] AQUA Drive на напряжение питающей сети приблизительно $3 \times (380 \div 480)$ В, приведены ниже.

0,37	0,55	0,75	1,1	1,5	2,2	3	4	5,5	7,5
11	15	18,5	22	30	37	45	55	75	90
110	132	160	200	250	315	355	400	450	500
630	710	800	1000						

Преобразователи, как видно ниже, имеют одни из самых высоких значений КПД преобразователей, которые зависят от мощности привода:

Мощность, кВт	... 0,37	0,55	1,1	1,5—7,5	11—75	90	110—1000
КПД, % 93	95	96	97	98	99	98

Коэффициент мощности преобразователя также достаточно высок ($\cos \varphi \geq 0,9$), поэтому применение регулируемого привода на основе преобразователя VLT[®] AQUA Drive не требует дополнительных устройств, повышающих $\cos \varphi$ (батарей статических компенсаторов и т. п.).

На рис. 2.12 показана принципиальная схема преобразователя VLT[®] AQUA Drive и типовая схема внешних подключений (источника питания, электродвигателя насоса, датчиков и проч.). Внешний вид преобразователей VLT[®] AQUA Drive представлен на рис. 2.13.

Преобразователь VLT[®] AQUA Drive предназначен для использования в насосных установках водоснабжения, водоотведения и систем ирригации. В связи с этим он обладает рядом специальных функций, обеспечивающих необходимые для работы в этих условиях свойства, которые приведены ниже.

1. В системе управления преобразователя предусмотрена автоматическая настройка пропорционально-интегральных регуляторов, благодаря которой осуществляется коррекция коэффициентов усиления ПИ-регуляторов, в зависимости от реакции объекта регулирования (резервуар-насос-водовод) на изменения режима работы системы, вносимые регулируемым приводом. Благодаря этому свойству осуществляется индивидуальная настройка ПИ-регулятора для каждого конкретного объекта и не требуется точная настройка пропорциональных (П) и интегральных составляющих регулятора при вводе преобразователя в эксплуатацию (рис. 2.14).

2. Система управления преобразователя VLT[®] AQUA Drive обеспечивает постепенное заполнение пустого водовода, предотвращая риск возникновения гидравлических ударов и, соответственно, повреждения труб и гидромеханического оборудования. Особенно это свойство ценно для оросительных насосных установок, которые довольно часто включаются в работу на пустые водоводы. Заполнение водовода осуществляется по сигналу датчика давления в несколько ступеней. Диаграмма пуска насосного агрегата приведена на рис. 2.15.

3. Система управления преобразователя VLT[®] AQUA Drive обладает свойством сигнализировать о падении давления в трубопроводе ниже заданного значения при достижении насосом номинальной частоты вращения (точка А). Этот сигнал говорит о необходимости включения в работу дополнительного насоса, если на водовод работает группа насосов. Если предусматривается работа одиночного насоса на изолированный водовод, сигнал говорит о разрыве водовода или о большой утечке воды из системы. В этом случае насосный агрегат отключается, и принимаются меры по ликвидации неисправности водовода (рис. 2.16).

4. Система управления преобразователя обладает свойством регулировать частоту вращения насоса при его остановке. Благодаря этому свойству частота вращения постепенно ступенями снижается до частоты вращения, соответствующей моменту закрытия клапана, что предотвращает возникновение гидравлического удара в системе и механических воздействий на сам клапан. На рис. 2.17 представлена диаграмма остановки насосного агрегата.

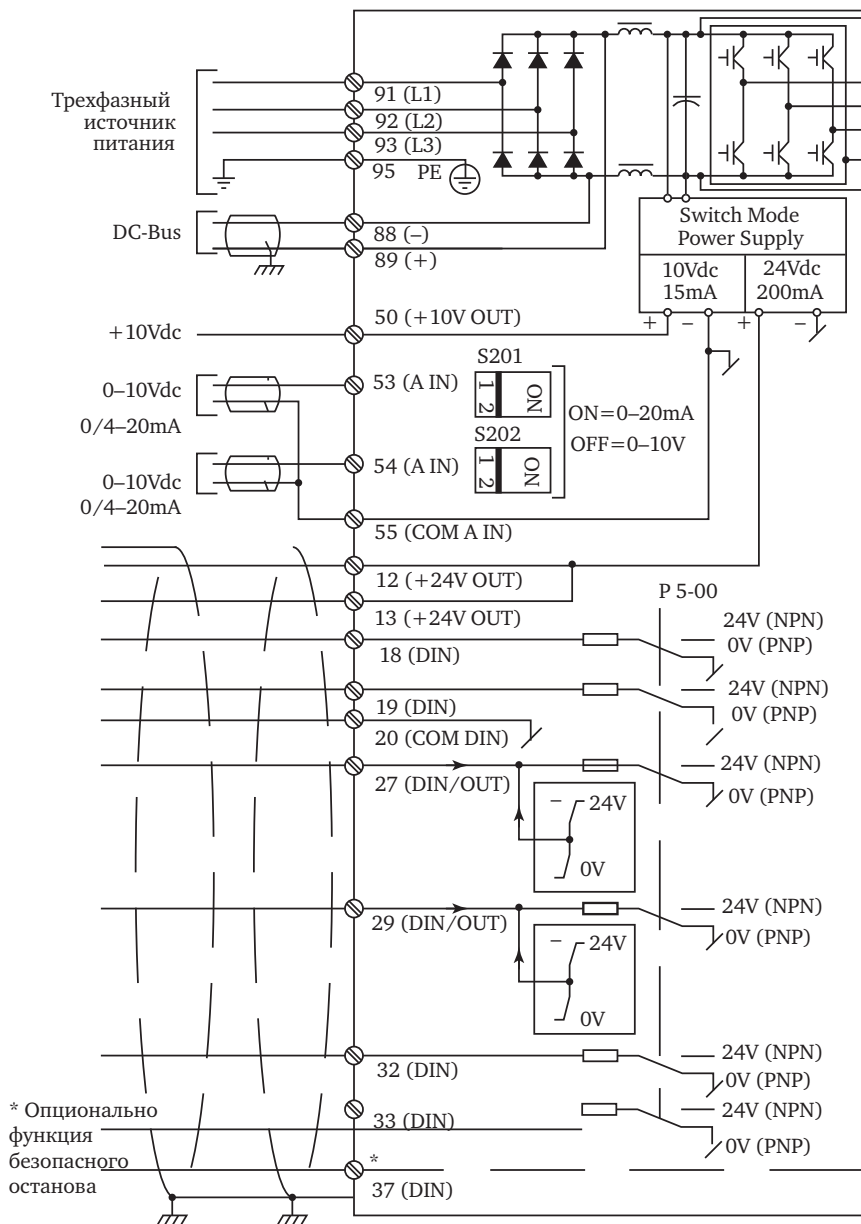
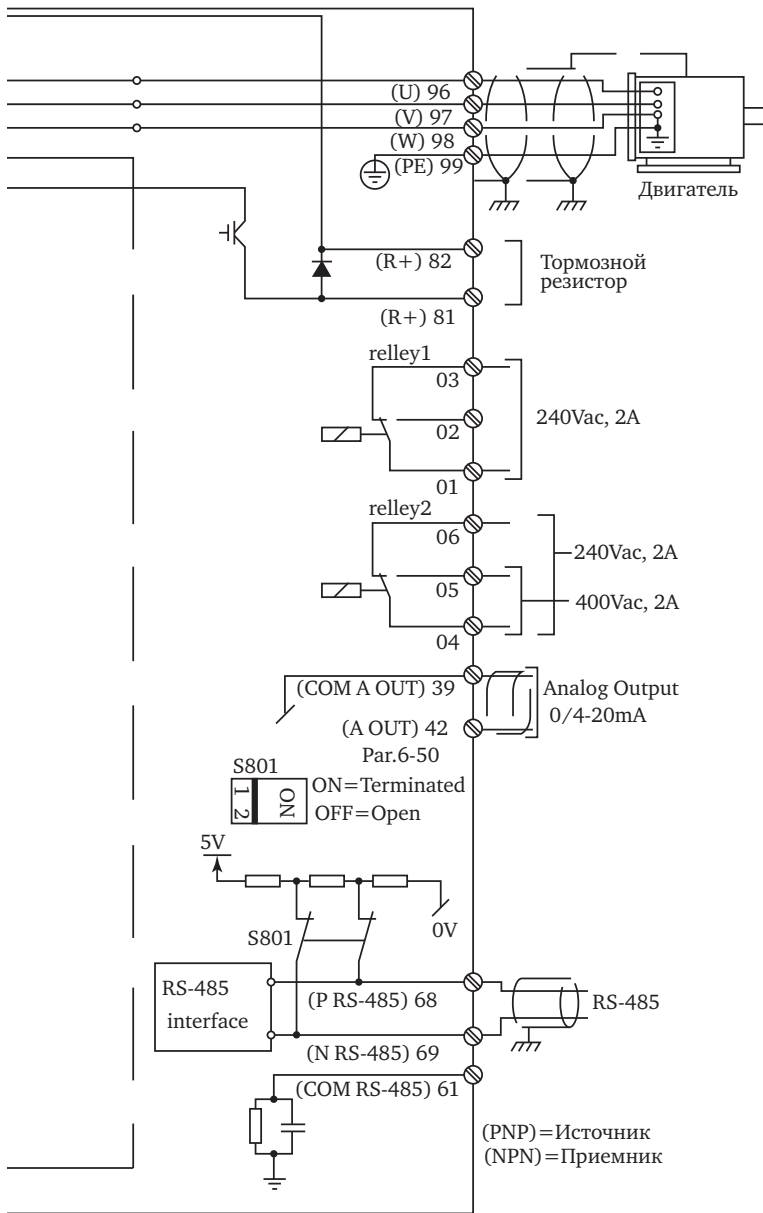


Рис. 2.12.Схема внешних подключений



преобразователя VLT® AQUA Drive



Рис. 2.13. Частотные преобразователи «Данфосс» серии VLT® AQUA Drive

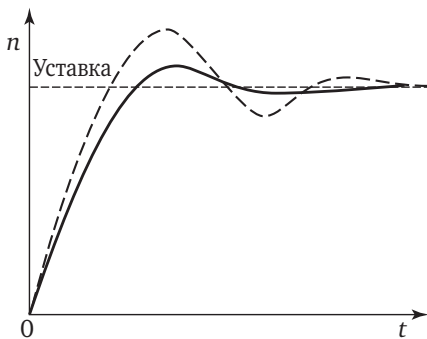


Рис. 2.14. Автонастройка ПИ-регуляторов преобразователя VLT® AQUA Drive

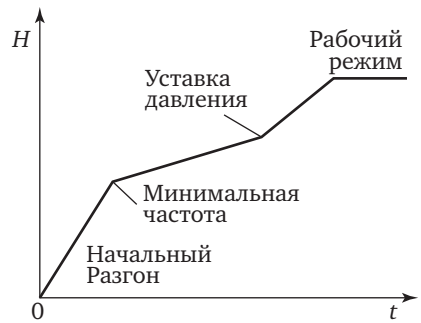


Рис. 2.15. Диаграмма пуска насосного агрегата на пустой водовод

Рис. 2.16. Обнаружение большой утечки при разрыве водовода:

1 — характеристика регулируемого насоса при выходе на номинальную частоту вращения; 2 — характеристика исправного водовода; 3 — характеристика поврежденного водовода; 4 — суммарная характеристика регулируемого и дополнительного нерегулируемого насоса; А — предельная точка работы насоса с номинальной частотой вращения; В — работа насоса на исправный водовод с повышенным расходом, необходимо включение дополнительного насоса; В — работа насоса на поврежденный водовод, при $n = n_{\text{ном}}$ необходимо отключение насоса

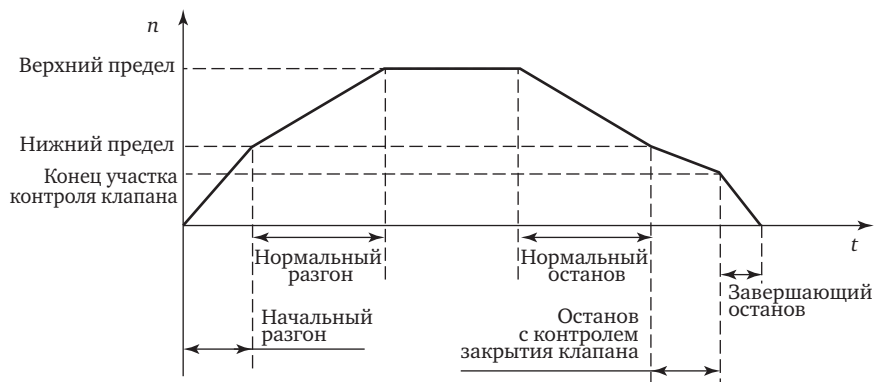
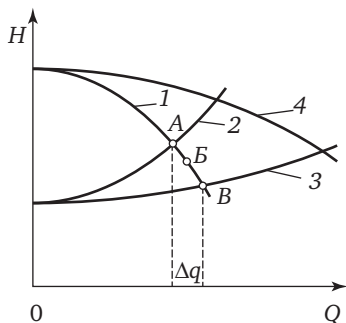


Рис. 2.17. Диаграмма остановки насоса с контролем закрытия обратного клапана

5. Система управления преобразователя VLT[®] AQUA Drive обладает способностью обнаружения режима «сухого хода». Система непрерывно по результатам измерения параметров привода (частоты вращения и мощности привода) оценивает условия работы насосного агрегата. При малой потребляемой мощности, что имеет место при слишком малой подаче или при её отсутствии, насосный агрегат останавливается. На рис. 2.18 представлен график, поясняющий принцип обнаружения «сухого» хода насосного агрегата.

6. Преобразователь частоты VLT[®] AQUA Drive может работать в спящем режиме. Под этим режимом понимается работа насоса с очень малой подачей, чему соответствует малое потребление

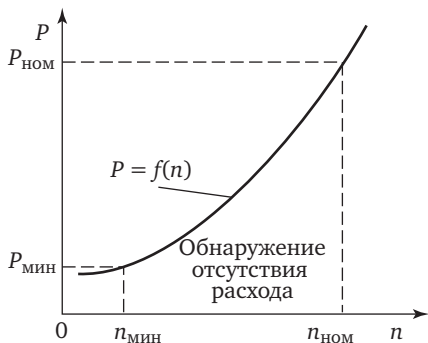


Рис. 2.18. Обнаружение «сухого хода» насосного агрегата

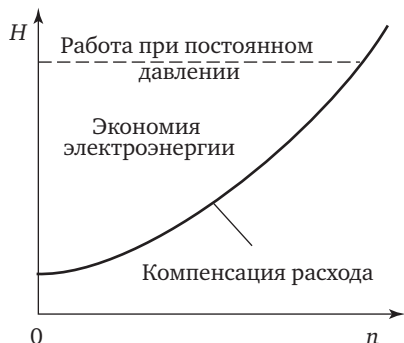


Рис. 2.19. Учёт потерь давления в водоводе

мощности. Обычно это происходит при работе насоса на низкой частоте вращения. Система управления, сопоставляя частоту вращения насоса и потребляемую им мощность, переводит систему в «спящий режим». При малой подаче насос поднимает давление до требуемого значения и останавливается. Далее система управления контролирует давление в системе водоподачи или уровень стоков в приемном резервуаре канализационной станции. При падении давления в системе водоподачи или повышении уровня стоков в приёмном резервуаре КНС насос включается в работу.

Благодаря свойству системы управления обеспечивать «спящий режим», уменьшается износ насосного агрегата, предотвращая его работу при малом водоразборе или малом притоке стоков в приёмный резервуар КНС. Наличие этой функции преобразователя позволяет экономить, в среднем, 5 % энергии, расходуемой на подачу воды.

7. Система управления преобразователя VLT[®] AQUA Drive обладает функцией, благодаря которой учитываются потери напора в водоводе от насосной станции до диктующей точки водопроводной сети. Благодаря этой функции на выходе из насосной станции устанавливается требуемый напор в соответствии с изменяющейся подачей воды. При этом учитывается, что потери напора в трубах пропорциональны квадрату расхода ($h_{\text{пот}} = sQ^2$) (рис. 2.19). Это свойство позволяет обеспечить требуемый напор в конце водовода без датчика давления. Однако оно может эффективно использоваться только при отсутствии промежуточных отборов воды на водоводе.

8. Наряду с упомянутыми свойствами преобразователя VLT[®] AQUA Drive системы управления необходимо отметить следующее:

- обеспечение плавного пуска с заданной интенсивностью пуска и останова насоса, что предотвращает повреждение подшипников насосов, снижает вероятность возникновения гидравлических ударов в трубопроводах, снижает пусковые токи в питающей электросети;
- обеспечение чередования насосных агрегатов в качестве рабочих и резервных. Благодаря этому обеспечивается равномерный износ моторесурса насосных агрегатов;
- индикация окупаемости преобразователя, показывающая, сколько времени остаётся до полной окупаемости средств, потраченных на приобретение привода VLT[®] AQUA Drive.

Далее отдельно отметим специальные энергосберегающие функции частотно-регулируемых приводов, созданных на основе преобразователей «Данфосс».

1. *Функция АЕО (функция автоматической оптимизации потребления энергии).* Благодаря этой функции привод потребляет столько энергии, сколько необходимо для подачи жидкости в данный момент времени. Использование этой функции экономит дополнительно 5—10% энергии. Кроме того, эта функция снижает потребление приводом реактивной мощности и соответственно ток нагрузки электродвигателя. Эта функция особо эффективна для механизмов с вентиляторным моментом сопротивления (момент сопротивления пропорционален квадрату частоты вращения), в том числе для центробежных насосов. Наличие этой функции, кроме того, снижает акустические шумы агрегата.

2. *Функция автоматической адаптации электродвигателя, встроенная в преобразователь.* Настройка преобразователя частоты существенно зависит от внутренних параметров электродвигателя (сопротивления, индуктивности и проч.). Функция автоматической адаптации позволяет достаточно точно определить параметры подключённого к преобразователю двигателя и осуществить его настройку. Эта функция имеет важное значение в тех случаях, когда осуществляется замена двигателей насосов, когда параметры двигателя изменяются после ремонта, а также в тех случаях, когда к одному и тому же преобразователю поочерёдно подключаются

разнотипные электродвигатели. Наличие этой функции снижает потребление энергии на 3—5%, а при использовании отремонтированных электродвигателей экономия достигает 10%.

Использование частотных преобразователей особенно большой мощности связано с генерацией гармоник высших порядков. Наличие высших гармоник по току ведёт к перегреву проводников кабелей, увеличивает потери в трансформаторах, ухудшая условия

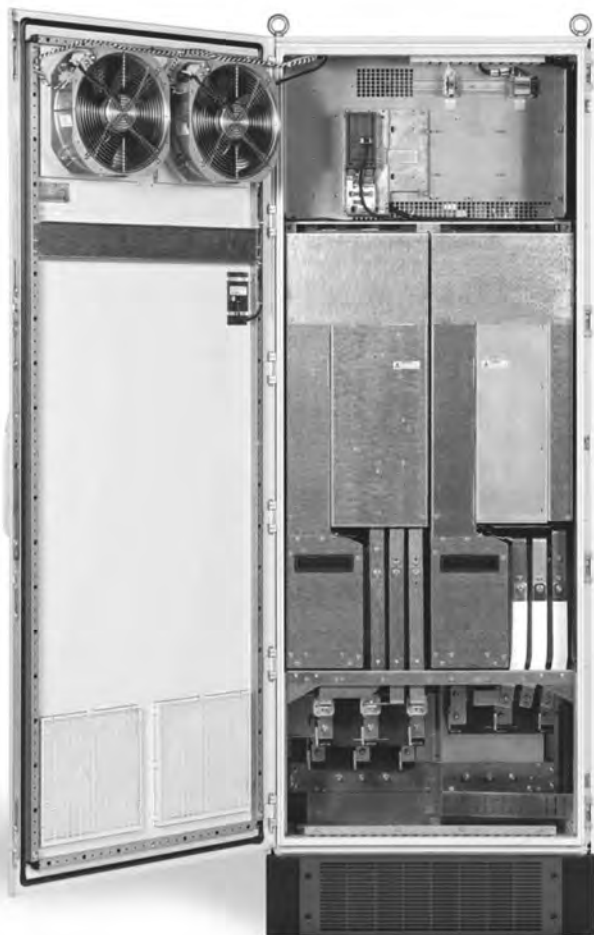


Рис. 2.20. Фильтр гармоник «Данфосс»

работы батарей конденсаторов. Кроме того, преждевременно стареет изоляция элементов питающих электрических сетей, необоснованно срабатывают элементы защитных устройств (автоматов, предохранителей), возникают помехи в сетях телекоммуникаций, расположенных вблизи силовых кабелей.

В настоящее время многие модели частотных преобразователей снабжаются встроенными фильтрами электромагнитной совместимости (ЭМС). В частности для предотвращения попадания высших гармоник по току во внешнюю электрическую сеть преобразователи частоты VLT[®] AQUA Drive снабжаются дросселями в звене промежуточного тока для снижения гармонических искажений. В некоторых случаях, например, при использовании нескольких приводов, требуются дополнительные средства для снижения гармоник. К этим средствам относятся пассивные фильтры гармоник «Данфосс» ANF005 и ANF010, которые обеспечивают снижение общего искажения тока ниже 5 и 10% соответственно.

При необходимости используются активные фильтры AAF 006, выдающие ток в сеть в противофазе к току гармоник. В приводах большой мощности активные фильтры гармоник встраиваются в преобразователи частоты класса 1A и 1B в соответствии со стандартом EN55011.

Для многоприводных систем используется активный фильтр большой мощности в точке отбора мощности из внешней электрической сети. Внешний вид фильтра гармоник приведен на рис. 2.20.

Устройства плавного пуска (софт-стартёры). Наряду с частотными преобразователями в насосных установках систем водоснабжения и водоотведения используются устройства плавного пуска (УПП).

Устройства плавного пуска используются, обычно, в тех случаях, когда экономия энергии не окупает применение частотного преобразователя в разумные сроки и в то же время необходимо предотвратить возникновение гидравлического удара, снизить пусковой ток и т.д. По сравнению с частотными преобразователями УПП значительно дешевле, поскольку они используются кратковременно, только на время пуска насосного агрегата. Кроме того, одно устройство плавного пуска может использоваться для поочередного пуска нескольких насосных агрегатов.

Основные сведения об УПП, изготавливаемых предприятиями «Данфосс», приведены в табл. 2.4.

Внешний вид некоторых УПП представлен на рис. 2. 21.

Таблица 2.4. Устройства плавного пуска фирмы «Данфосс»

Тип УПП	VLT® Start Controller MCD-100	VLT® Compact Starter MCD-201	VLT® Compact Starter MCD-202	VLT® Digital Starter MCD-500
	1	2	3	4
Мощность электродвигателя, кВт	0,1—11,0	7,5—110	7,5—110	7,5—800
Напряжение, В	208—600	200—575	200—575	200—400 (690)
Наличие датчика тока	Нет	Нет	Есть	Есть
Защита электродвигателя	Нет	Нет	Есть	Есть

* Тип устройства: 1 — пусковой контроллер; 2 и 3 — компактный стартер; 4 — ручной стартер.



Рис. 2.21. Устройства плавного пуска (УПП) «Данфосс»

Устранение потерь энергии в насосных установках средствами частотно-регулируемого электропривода

3.1. Стабилизация давления в системе подачи жидкости

Для значительной группы насосных установок экономичный режим обеспечивается стабилизацией давления (напора) в системе подачи жидкости. К таким установкам относятся насосные станции второго и третьего подъёмов промышленных и городских водопроводов, насосные станции подкачки, станции закрытых систем орошения и им подобные.

Необходимость стабилизации напора в сети этих станций обусловлена переменным характером режима водопотребления. Вероятностный характер водопотребления требует непрерывных изменений в режиме работы насосной установки. Изменения должны выполняться так, чтобы поддерживались требуемые значения технологических параметров (подач, напоров) в системе в целом и одновременно обеспечивалось минимально возможное энергопотребление насосной установки.

Эта задача решается *системой автоматического управления* (САУ) насосной установки, стабилизирующей напор в сети по заданному значению. Стабилизировать напор во всех точках сложной разветвленной сети практически невозможно. Поэтому речь может идти о стабилизации напоров в некоторых отдельных точках сети, называемых *диктующими*. В качестве диктующих выбирают точки, обеспечение нормального напора в которых гарантирует поддержание таких же или более высоких напоров в остальных точках сети. В качестве диктующей точки выбирается участок водопроводной сети, расположенный на наиболее высоких геодезических отметках и наиболее удаленный от насосной станции в гидравли-

ческом отношении, т.е. тот участок, до которого потери напора имеют наибольшие значения.

Местоположение диктующих точек определяется гидравлическим расчетом сети или опытным путем, а также по результатам длительных эксплуатационных наблюдений. При существенном перераспределении потоков воды в сети диктующая точка может менять свое местоположение. При работе сети совместно с насосными станциями, близко выдвинутыми к потребителям, например станциями подкачки, диктующая точка может располагаться на напорном коллекторе станции.

Основным параметром регулирования в системах, стабилизирующих давление в сети, является напор в диктующей точке (точках). Стабилизация напора в диктующей точке обеспечивает необходимый минимум напора в сети и снижает потребление энергии, расходуемой насосной станцией на подачу воды.

Ниже рассмотрен процесс стабилизации напора в диктующей точке на примере *простой неразветвленной* водопроводной сети. Предположим, что на станции работает один насос (рис. 3.1). Для нормального водоснабжения потребителей в диктующей точке A должен поддерживаться так называемый свободный напор $H_{\text{св}}$. Точка A расположена на отметке Z_2 выше уровня воды в резервуаре. Потери напоров в водоводе зависят от значений расхода во второй степени. Следовательно, насосу, чтобы поднять воду с отметки Z_1 на отметку Z_2 , преодолеть гидравлическое сопротивление и обеспечить заданный свободный напор, необходимо развить напор воды

$$H = (Z_2 - Z_1) + H_{\text{св}} + SQ^2. \quad (3.1)$$

Графически зависимость требуемого напора на выходе из насосной станции от расхода изображена кривой 1 на рис. 3.2. Если эта зависимость соблюдается, в диктующей точке поддерживается стабильный требуемый напор $H_{\text{св}}$.

Однако этот напор при работе насоса с постоянной частотой вращения поддерживается только в режиме максимальной подачи. В остальное время, когда насос работает с пониженной подачей, например в 7 ч, система работает с повышенным напором. На рис. 3.2 показано, как изменяется напор в различное время суток в зависимости от изменения подачи воды насосной установкой.

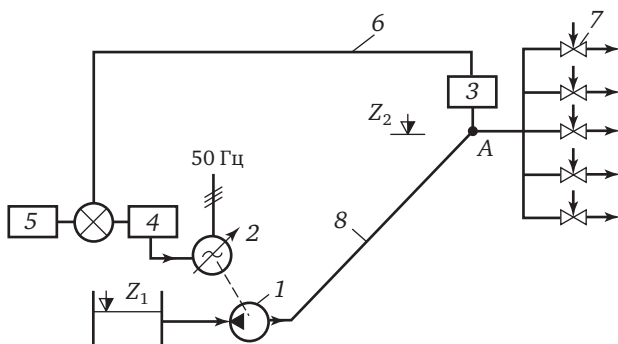


Рис. 3.1. Принципиальная схема стабилизации напора в диктующей точке А водопроводной сети:

1 — центробежный насос; 2 — регулируемый электропривод; 3 — датчик давления; 4 — ПИ-регулятор; 5 — задающее устройство; 6 — канал связи; 7 — водоразборные устройства; 8 — водовод

Чтобы насосная установка работала без превышения напора при любом водопотреблении, необходимо оснастить ее соответствующей системой автоматизированного управления (САУ), имеющей в своем составе РЭП. Такая система состоит из насосного агрегата, укомплектованного регулируемым электроприводом, датчика давления, пропорционально-интегрального регулятора (ПИ-регулятора), задающего устройства и каналов связи между преобразователем и регулятором (см. рис. 3.1). Задающее устройство (задатчик значения регулируемого параметра) определяет требуемое значение напора в диктующей точке водопроводной сети.

Сигналы от датчика давления, установленного в диктующей точке сети, и от задающего устройства поступают в ПИ-регулятор, где они сравниваются между собой, соответствующим образом обрабатываются и затем передаются в систему управления регулируемого электропривода насосного агрегата.

Если напор в диктующей точке выше заданного значения, то в РЭП поступает команда на уменьшение частоты вращения электродвигателя насоса, и наоборот. Изменение частоты вращения насоса прекращается при соответствии напора в диктующей точке заданному значению.

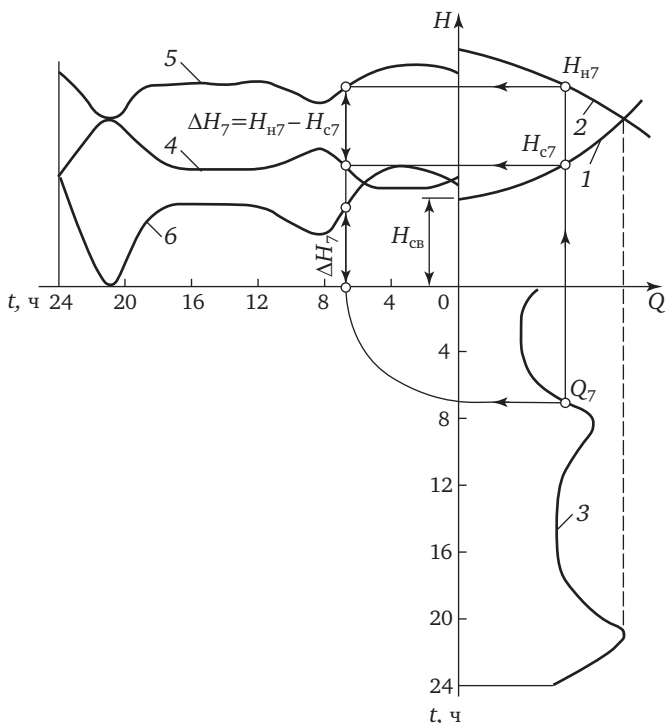


Рис. 3.2. Графики суточных изменений напоров, развиваемых насосной установкой:

1 — характеристика трубопровода; 2 — напорная характеристика насоса; 3 — график водопотребления; 4 — требуемый напор на выходе насосной станции; 5 — фактический напор на выходе насосной станции; 6 — изменения во времени избыточного напора

Процесс регулирования идет следующим образом. В некоторый момент времени t_1 насос работает с частотой вращения n_1 , подачей Q_1 и напором H_1 (рис. 3.3). Этому режиму соответствуют потери напора $h_{дин1}$. Тогда напор в диктующей точке А (см. рис. 3.1) равен $H_A = H_1 - h_{дин1}$. Будем считать, что этот напор в начале процесса соответствует заданному значению напора в диктующей точке $H_{зад}$.

Предположим, что в следующий момент времени t_2 потребитель, закрывая один из водоразборных кранов, уменьшает отбор воды из системы. Уменьшенной подаче насоса Q_2 соответствуют возросший напор H_2 и пониженные потери напора $h_{дин2}$. След-

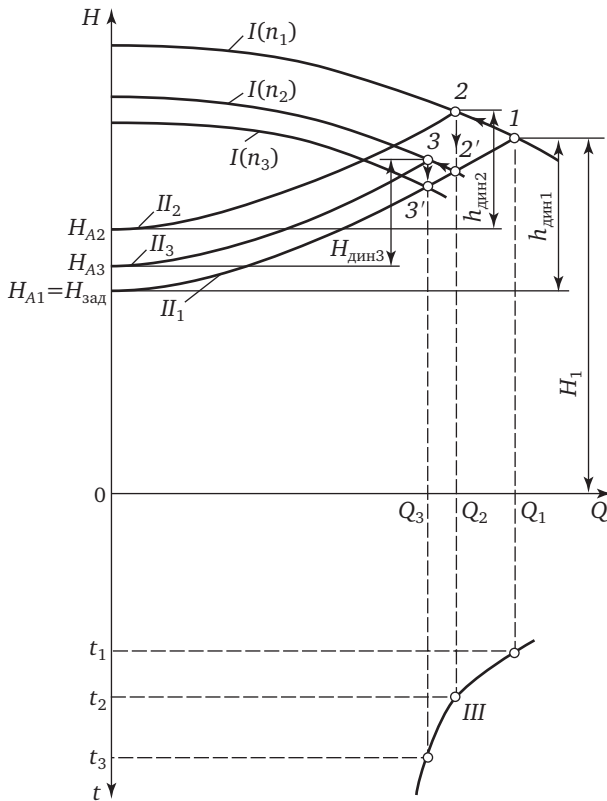


Рис. 3.3. Процесс стабилизации напора в диктующей точке А (см. рис. 3.1): $I(n_1)$, $I(n_2)$, $I(n_3)$ — характеристики регулируемого насоса при n_1 , n_2 , n_3 соответственно; II_1 , II_2 , II_3 — характеристики водовода в разные моменты времени t_1 , t_2 , t_3 соответственно; III — график водопотребления

ствии происшедших изменений в режиме работы системы напор в точке А можно записать в виде $H_{A2} = H_{2H} - h_{дин2}$. Как видно из рис. 3.3, H_{A2} больше заданного значения напора $H_{зад} = H_{A1}$. Сигнал датчика давления, установленного в точке А, сравнивается с сигналом задающего устройства. Преобразованный сигнал рассогласования поступает в систему управления регулирующего привода. Под его воздействием частота вращения начнет уменьшаться до тех пор, пока напор в диктующей точке не примет опять заданного значения: $H_{зад} = H_{A1}$.

При изменении частоты вращения напорная характеристика насоса займет положение, соответствующее частоте вращения n_2 , а на коллекторе насосной станции установится новое значение напора H_2 . Таким образом, рабочая точка насоса на графике последовательно занимает положение 1, затем 2 и, наконец, 2' (см. рис. 3.3).

Если вследствие закрытия другого водоразборного крана произойдет дальнейшее уменьшение водопотребления до значения Q_3 , рабочая точка насоса последовательно переместится из точки 2' в точку 3, а затем 3'. В этом случае в результате действия САУ напорная характеристика насоса перемещается в положение, соответствующее частоте вращения n_3 .

Система управления настраивается так, чтобы изменения частоты вращения происходили при малых отклонениях значений напора в диктующей точке от заданных значений. По этой причине криволинейные треугольники 1, 2, 2' и 2', 3, 3' на графике имеют небольшие размеры. Вследствие этого рабочая точка насоса практически плавно перемещается по характеристике трубопровода и, следовательно, система работает без превышения напоров, т. е. в экономичном режиме.

Процесс стабилизации напора в диктующей точке сети при работе нескольких насосных агрегатов происходит сложнее. Если все работающие агрегаты оборудованы РЭП, процесс регулирования идет аналогично тому, как это описано выше, с тем отличием, что команда об изменении частоты вращения поступает одновременно на все работающие насосные агрегаты. Тогда частота вращения работающих агрегатов изменяется синхронно, и вследствие этого одновременно и единообразно изменяют свое положение напорные характеристики всех насосов. Благодаря этому рабочие параметры регулируемых насосов (подача, напор, КПД и др.) изменяются одинаково и, следовательно, распределение нагрузок между работающими насосными агрегатами происходит равномерно.

Более сложно решается задача в тех случаях, когда работают одновременно регулируемые и нерегулируемые насосные агрегаты. В этом случае процесс регулирования осуществляется изменением частоты вращения регулируемых агрегатов и последовательным изменением числа работающих нерегулируемых насосов.

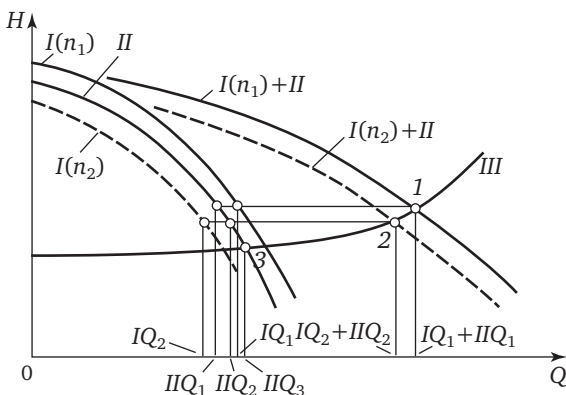


Рис. 3.4. График совместной работы сети и насосов (регулируемого и нерегулируемого):

$I(n_1)$ — напорная характеристика регулируемого насоса при частоте вращения n_1 ; $I(n_2)$ — то же при n_2 ; II — напорная характеристика нерегулируемого насоса; $I(n_1)+I(n_2)+II$ — суммарные напорные характеристики обоих насосов при n_1 и n_2 соответственно; III — характеристика трубопровода

На рис. 3.4 приведен график совместной работы сети и двух насосов: регулируемого и нерегулируемого. Как и в предыдущем случае, при изменении водопотребления и увеличении напора в диктующей точке частота вращения регулируемого насоса уменьшается, а при снижении напора возрастает. Но при этом характеристика регулируемого насоса изменяет свое положение, а нерегулируемого остается неизменной. По этой причине, хотя насосы работают с одним и тем же напором, подача у них разная.

При уменьшении частоты вращения регулируемый насос работает с меньшей подачей, а подача нерегулируемого увеличивается. Другие рабочие параметры регулируемого и нерегулируемого насосных агрегатов (КПД, мощности и т. д.) тоже различаются. В случае существенного изменения водопотребления наступает момент, когда подача регулируемого насоса снижается до нуля, а подача нерегулируемого насоса увеличивается до некоторого значения IIQ_3 (см. рис. 3.4, точка 3). В это время напор нерегулируемого насоса становится больше, чем регулируемого. Обратный клапан регулируемого насоса закрывается, а если он отсутствует, вода идет через насос в обратном направлении. Как правило, при оснащении

насосного агрегата регулируемым приводом наличие обратного клапана обязательно. Ввиду бессмысленности такого режима САУ в этот момент времени отключает нерегулируемый насос и фиксирует частоту вращения регулируемого насоса до максимального значения. Чтобы исключить возникновение таких режимов, современные частотные преобразователи компании «Данфосс» наделены специальной функцией, предотвращающей такой режим (см. п.6 §2.3.). При дальнейшем уменьшении водопотребления процесс регулирования осуществляется только изменением частоты вращения регулируемого насоса.

Если регулируемый насос вследствие увеличения водопотребления выйдет на максимально возможную частоту вращения, но, несмотря на это, не сможет обеспечить подачу воды в требуемом количестве, а напор на выходе насосной станции начнет резко снижаться, то САУ должна дать импульс на включение нерегулируемого насоса и убавить частоту вращения регулируемого насоса до нужного значения.

Следует иметь в виду, что процесс изменения водопотребления не всегда идет монотонно. Часто при достижении граничного значения подачи Q_3 процесс может остановиться и пойти в обратную сторону. В таких случаях возникает ситуация, в которой нерегулируемый насос будет многократно включаться и отключаться. Во избежание таких явлений САУ должна содержать блокировочное устройство, позволяющее отключать или включать нерегулируемый насос только при наличии устойчивой тенденции изменения водопотребления. В некоторых случаях, например, если водопотребление длительное время колеблется около граничного значения Q_3 , целесообразно оснащение обоих насосов РЭП, чтобы при этом режиме они оба работали с пониженной частотой вращения.

При установке на насосной станции разнотипных насосов, во избежание образования так называемых *мёртвых зон* (МЗ), регулируемым электроприводом целесообразно оснащать наиболее крупные насосы с наиболее пологой характеристикой.

Мёртвая зона возникает, если РЭП оборудуется насосом, напорная характеристика которого лежит ниже характеристики нерегулируемого насоса. В этих условиях при достижении граничного значения подачи Q_3 нерегулируемый насос отключать нельзя, поскольку регулируемый насос, работая даже с максимальной частотой

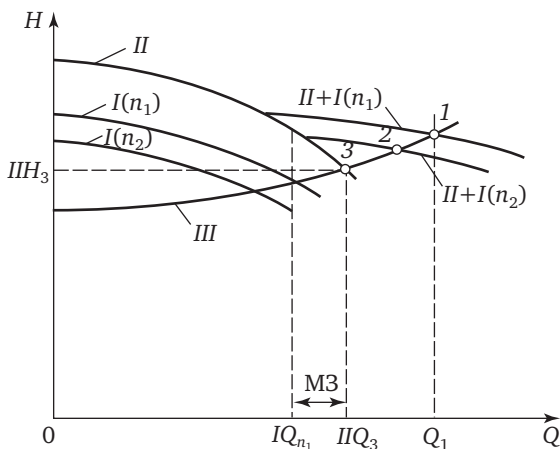


Рис. 3.5. Образование мертвых зон (МЗ) в процессе регулирования насосной установки:

$I(n_1)$ — напорная характеристика регулируемого насоса при частоте вращения n_1 ; $I(n_2)$ — то же при n_2 ; II — напорная характеристика нерегулируемого насоса; III — характеристика трубопровода

той вращения, не обеспечит нужную подачу $IQ_{n1} < IIQ_3$. В то же время на процесс регулирования он уже не может влиять, поскольку развиваемый им напор меньше напора III_3 , создаваемого нерегулируемым насосом (рис. 3.5).

Если регулируемым электроприводом оборудуется более крупный насос, САУ может дать импульс на отключение нерегулируемого насоса с некоторым упреждением, пока водопотребление еще не снизилось до граничного значения водоподдачи Q_3 .

Импульс на включение нерегулируемого насоса может быть дан также заблаговременно, пока водопотребление не увеличится до граничного значения Q_3 . Благодаря этому предотвращается работа насосного агрегата в зоне низких значений КПД, что повышает экономичность процесса регулирования.

3.2. Стабилизация уровня в резервуарах

Работа канализационных и им подобных насосных установок с циклическим регулированием работы насосных агрегатов и пере-

менным уровнем жидкости в приемных резервуарах связана с потерями электроэнергии (см. гл. 1). В связи с этим возникает необходимость стабилизации уровня жидкости на высоких отметках.

В современных отечественных и зарубежных системах регулирование режимов работы насосных установок осуществляется посредством *автоматизированного регулируемого электропривода*. В таких системах регулируемым параметром является уровень жидкости в резервуаре, значение которого выбирается исходя из следующих соображений. С энергетической точки зрения уровень следует поддерживать на самой высокой отметке, так как это уменьшает статическую высоту подъема жидкости. Однако для того, чтобы жидкость не выливалась из резервуара, уровень должен быть ниже отметки пола помещения резервуаров или отметки низа переливной трубы на 30—50 см. Это расстояние позволяет своевременно включить резервный насосный агрегат при выходе из строя системы регулирования. Одновременно должны быть приняты меры, исключающие опорожнение резервуара до такой степени, чтобы насос не попал в режим кавитации. Обычно заданный уровень поддерживается с точностью ± 50 мм. Современное развитие техники позволяет поддерживать заданный уровень и с большей точностью до ± 10 мм. Однако такая высокая точность влечет за собой непрерывное изменение частоты вращения электродвигателя насосного агрегата и вследствие этого способствует возникновению знакопеременных нагрузок на отдельных элементах насосного агрегата (эластичных муфтах, соединяющих насос с двигателем и др.), ведущих к преждевременному износу этих элементов. Поэтому в некоторых случаях приходится устанавливать повышенную зону нечувствительности системы регулирования, что понижает точность стабилизации уровня (до ± 100 мм).

Процесс стабилизации уровня в приемном резервуаре рассмотрен на примере системы, изображенной на рис. 3.6. Как показано в [19], насосная станция, работающая совместно с резервуаром как объект автоматического регулирования, не обладает свойством самовыравнивания.

Статическая погрешность регулирования уровня при использовании регулятора, реализующего пропорциональный закон регулирования, достигает 1,5 м. При использовании интегрирующего

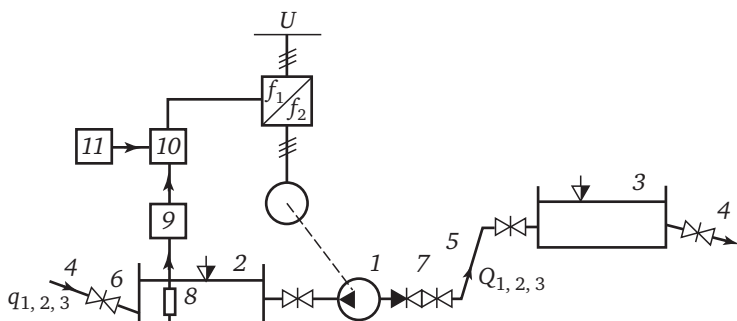


Рис. 3.6. Система транспорта жидкости с резервуарами:

1 — насос; 2 — приемный резервуар; 3 — напорный резервуар; 4 — самотечные водоводы; 5 — напорный водовод; 6 — щитовой затвор; 7 — напорная задвижка; 8 — датчик уровня; 9 — преобразователь датчика уровня; 10 — регулятор; 11 — задатчик; $q_{1, 2, 3}$ — приток сточных вод в разные моменты времени (1, 2, 3); $Q_{1, 2, 3}$ — подача сточных вод в разные моменты времени (1, 2, 3)

регулятора возникают незатухающие колебания уровня до 1 м, что соизмеримо с геометрическими размерами резервуара. Качество регулирования может быть улучшено за счёт применения регулятора, реализующего пропорционально-интегральный закон регулирования, т. е. ПИ-регулятора [19].

Схема стабилизации уровня содержит уровнемер с аналоговым электрическим сигналом, пропорциональным уровню, ПИ-регулятор и насосный агрегат с регулируемым приводом (рис. 3.6). Система реализована на многих канализационных станциях России.

В качестве ПИ-регуляторов могут быть использованы блоки, регулирующие уровнемер с аналоговым непрерывным выходным сигналом 0—5 мА и 4—20 мА, осуществляющие алгебраическое суммирование и масштабирование унифицированных сигналов постоянного тока. В настоящее время такие регуляторы входят в состав различного рода микропроцессорных контроллеров и промышленных компьютеров, используемых в системах автоматизации технологических процессов.

В качестве регулируемого электропривода в системе предусматривается использование регулируемых электроприводов с частотными преобразователями (см. гл.2). Процесс регулирова-

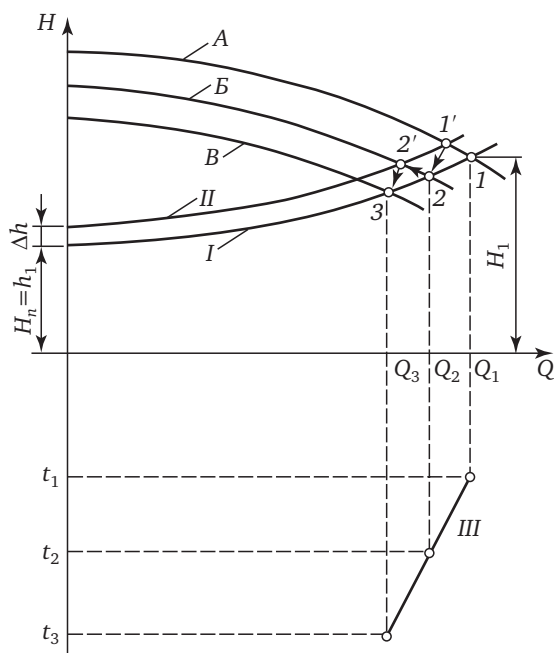


Рис. 3.7. Процесс стабилизации уровня жидкости в резервуаре: А — напорная характеристика насоса при n_1 ; Б — то же при n_2 ; В — то же при n_3 ; I — характеристика трубопровода при заданном уровне в резервуаре; II — то же при пониженном уровне в резервуаре; III — график изменения притока

ния в системе водоотведения идет следующим образом (рис. 3.7). Предположим, что в некоторый момент времени t_1 насос работает с частотой вращения n_1 и обеспечивает подачу Q_1 , напор H_1 . Этому режиму соответствует уровень жидкости в резервуаре h_1 и приток q_1 (см. рис. 3.6).

Предположим, что этот уровень соответствует заданному, т.е. в этот момент времени $Q_1 = q_1$, а $h_1 = h_{\text{зад}}$. Предположим также, что в следующий момент времени t_2 приток изменится в сторону уменьшения и станет равным q_2 . Тогда из-за несоответствия притока и откачки $q_2 > Q_1$ уровень воды в резервуаре снизится на некоторое значение Δh . Следовательно, возрастает статическая составляющая напора, и характеристика трубопровода займёт положение II. При этом подача насоса тоже несколько уменьшится до точки 1'.

Однако это не компенсирует уменьшение притока. Подача насоса, вследствие того, что характеристики насоса и трубопроводов криволинейны, снизится в гораздо меньшей степени, чем уменьшится приток. При этом произойдет рассогласование задающего сигнала системы регулирования и сигнала, поступающего от преобразователя уровня. В результате этого регулятор выдает обработанный по ПИ-закону импульс в систему управления РЭП, снижающий частоту вращения электродвигателя насосного агрегата. При снижении частоты вращения характеристика насоса переместится в положение B , соответствующее частоте вращения n_2 , новому значению притока q_2 и заданному уровню сточной жидкости в резервуаре (точка насоса переместится в точку $2'$). Система регулирования сработает аналогичным образом и характеристика насоса переместится в положение B , а рабочая точка — в положение 3 . Ввиду высокой чувствительности системы регулирования ее реагирование происходит при малых отклонениях уровня от заданного значения и вследствие этого криволинейные треугольники $1, 1', 2$ и $2, 2', 3$ имеют малые размеры. Поэтому рабочая точка практически плавно перемещается по характеристике водовода.

При увеличении притока система регулирования действует аналогично, но в противоположном направлении. В результате процесс регулирования поддерживает заданный уровень жидкости в приемном резервуаре, обеспечивая равенство подачи насоса и притока $Q = q$, а также стабильность заданного уровня. Таким образом обеспечивается работа насосной установки в экономичном режиме, без превышения статических напоров. Опыт применения систем стабилизации в канализационных насосных установках подтвердил их работоспособность и эффективность [3].

Стабилизация уровня жидкости в напорных резервуарах несколько отличается от стабилизации уровня в приемных резервуарах. При уменьшении разбора воды уровень в напорных резервуарах поднимается. При этом статическая составляющая напора увеличивается, а частота вращения электродвигателя насоса в результате действия системы регулирования должна уменьшаться. При увеличении водопотребления, наоборот, уровень жидкости в резервуаре падает, статическая составляющая напора уменьшается, а частота вращения электродвигателя насоса в результате

действия системы регулирования увеличивается. Основная цель системы стабилизации уровня жидкости в напорном резервуаре заключается в поддержании уровня на заданной минимальной отметке.

В системах стабилизации уровня, так же как и в системах стабилизации напоров в сети, необходимо предусматривать включение дополнительных нерегулируемых насосов при существенных увеличениях притока или водопотребления и отключение их при уменьшении.

Регулируемым приводом должны оснащаться наиболее крупные насосные агрегаты с наиболее пологой характеристикой. В случае использования однотипных насосов во избежание образования мертвых зон рабочие колеса нерегулируемых насосов должны иметь диаметры меньше регулируемых.

В САУ насосной установки, откачивающей жидкость из резервуара, следует предусматривать блокировку, исключающую работу насоса при недопустимо низких уровнях жидкости в резервуаре, что бывает при минимальных притоках сточных вод.

3.3. Управление режимами работы нескольких насосных установок, подающих жидкость в общую сеть

Задача управления насосными установками усложняется, если вода в сеть подается несколькими насосными установками, например двумя. Для обеспечения оптимального распределения подач между насосными установками и минимального энергопотребления в системе следует поддерживать определенное соотношение между технологическими параметрами обеих насосных установок.

Как показано в [24], минимум энергетических затрат при работе двух насосных станций на общую сеть обеспечивается при соблюдении соотношения

$$\left(H_1 - \frac{1}{3}h_1\right) - \left(H_2 - \frac{1}{3}h_2\right) = \frac{2}{3}(Z_1 - Z_2), \quad (3.2)$$

где H_1 и H_2 — напоры на выходе из первой и второй насосных установок, соответственно; h_1, h_2 — напоры на входе тех же установок;

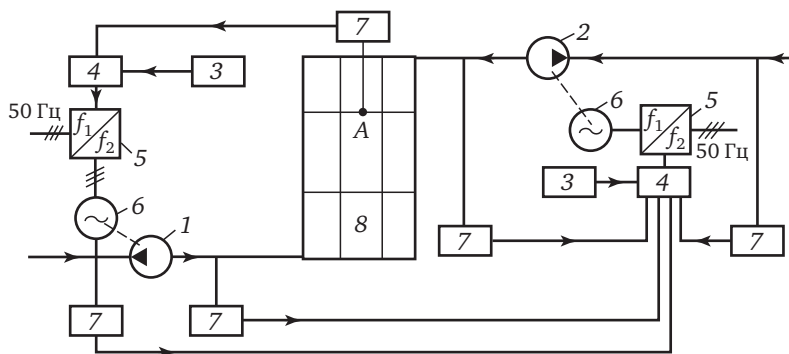


Рис. 3.8. Автоматизированная система подачи воды в общую сеть двумя насосными станциями

Z_1, Z_2 — геодезические отметки осей насосов тех же установок. Аналогичное соотношение может быть получено для систем с большим количеством насосных станций, работающих на общую сеть.

Следует сказать, что соотношение (3.2) получено для некоторой упрощенной, идеализированной системы трубопроводов. Для реальных систем в соотношение (3.2) приходится вводить некоторые корректирующие коэффициенты. Тем не менее, соотношение (3.2) является удачным алгоритмом, позволяющим проектировать САУ для сложных систем подачи и распределения воды (СПРВ).

На рис. 3.8 приведена схема САУ режимами работы двух насосных установок, реализующая соотношение (3.2). Особо следует подчеркнуть, что соблюдение соотношения (3.2) обеспечивает минимизацию энергетических затрат в системе в целом. При этом КПД отдельных элементов системы, например, насосных агрегатов, могут быть меньше, чем их максимальные значения.

Два регулируемых насосных агрегата 1 и 2 объединены общей водопроводной сетью 8, в диктующей точке A которой установлен датчик давления 7. Аналогичные датчики установлены на входе и выходе обоих насосов. Электрический сигнал от датчика давления 7, пропорциональный напору в точке A , поступает на вход ПИ-регулятора 4 насосного агрегата 1. Сигнал, пропорциональный давлению в точке A , сравнивается с сигналом задатчика 3. При расхождении значений этих сигналов из-за изменений напора воды в точке A , вызванных колебаниями водопотребления в сети, с по-

мощью частотного преобразователя 5 изменяется частота вращения асинхронного электродвигателя 6 насосного агрегата 1. При этом изменяется напор воды на её входе и выходе. Сигналы, пропорциональные этим напорам, поступают в ПИ-регулятор 4 насосного агрегата 2. В этот же регулятор поступают сигналы от датчиков давления, установленных на входе и выходе агрегата 2, а также сигнал, пропорциональный разности геодезических отметок насосов 1 и 2 и от задатчика 3. Поступившие сигналы обрабатываются в ПИ-регуляторе 4, и в результате выдается сигнал на изменение частоты вращения асинхронного электродвигателя 6 насосного агрегата 2. Частота вращения агрегата 2 подстраивается с помощью частотного преобразователя 5 к частоте вращения агрегата 1 таким образом, чтобы удовлетворялось соотношение (3.2). При этом достигается экономия электроэнергии вследствие правильного распределения нагрузки между насосными станциями и обеспечения минимума затрат энергии для данной системы подачи жидкости в данном режиме работы. Схема реализована в 2006 г. на действующем водопроводе г. Северска и продолжает работать и в настоящее время [18].

3.4. Управление режимами работы насосных станций оборотных систем

Управление режимами работы насосных установок оборотных систем несколько отличается от управления режимами работы водопроводных, канализационных и тому подобных станций. Отличие обусловлено тем, что их режимы работы определяются характером технологического процесса того предприятия, на котором эксплуатируется оборотная система. Оборотные системы широко используются в металлургическом и химическом производстве, а также на предприятиях горнорудного комплекса. Кроме того, они используются в системах, обеспечивающих требуемый температурно-влажностный режим.

Обычно системы оборотного водоснабжения используются для охлаждения воздуха в помещениях, корпуса теплообменных аппаратов, продуктов химического производства, слитков металла на металлургических заводах и т. д. Основные элементы системы

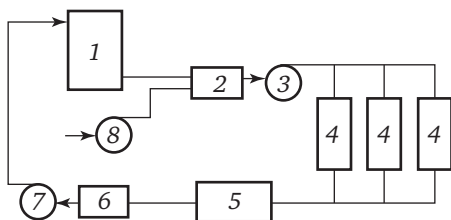


Рис. 3.9. Схема системы оборотного водоснабжения:

1 — охлаждающее воду устройство (градирня, брызгальный бассейн и т.д.); 2 — резервуар охлажденной воды; 3 — насосная установка охлажденной воды; 4 — потребители охлажденной воды; 5 — очистные сооружения (отстойники и пр.); 6 — резервуар нагретой воды; 7 — насосная установка нагретой воды; 8 — насосная установка свежей подпиточной воды

оборотного водоснабжения приведены на рис. 3.9. В зависимости от специфики производства система оборотного водоснабжения может быть дополнена другими сооружениями и установками. Например, если в систему входят вентиляторные градирни, система дополняется вентиляторной установкой.

Основные возмущающие воздействия на работу оборотной системы вносят изменение температуры окружающей среды (колебания температуры наружного воздуха) и изменения в технологическом процессе производства (количество тепловыделений в зависимости от количества работающих агрегатов, объёмы производства и пр.). Естественно, что при изменении температуры воздуха и тепловыделений изменяется расход воды, подаваемой на охлаждение, соответственно изменяется расход нагретой воды.

Наличие потерь воды в градирне и на очистных сооружениях (испарение, утечки и проч.) также вносит изменения в баланс водопотребления и подачи воды. Потери воды компенсируются насосной установкой, подающей свежую (подпиточную) воду в оборотную систему. Чтобы обеспечить согласованный режим работы всех трёх насосных установок, осуществляется их регулирование, аналогично тому, как это делается в системах водоснабжения и водоотведения. Насосная установка, подающая охлаждённую воду, регулируется по давлению у потребителя (см. § 3.1), с блокировкой по уровню воды в приёмной ёмкости градирни или другого охлаждающего устройства. Блокировка необходима, чтобы

предотвратить кавитацию насосов и перелив воды из приёмной емкости.

Насосная установка, подающая нагретую воду, регулируется по уровню в резервуаре нагретой воды (см. § 3.2), со стабилизацией давления на входе в охлаждающее устройство. Режим работы обеих установок корректируется по температуре воды, подаваемой потребителю, т. е. система регулирования насосных установок обратного водоснабжения должна быть многоконтурной, осуществляющей регулирование по двум-трём параметрам, аналогично тому, как это делается при регулировании режимов работы нескольких насосных установок, подающих воду в общую сеть (см. § 3.3).

Насосная установка, подающая в обратную систему свежую (подпиточную) воду, регулируется по уровню воды в резервуаре охлаждённой воды.

Технико-экономическое обоснование применения частотно-регулируемого электропривода в насосных установках

4.1. Экономия энергии при использовании частотно-регулируемого электропривода в насосных установках

В § 1.5 приведены уравнения, с помощью которых можно определить потери энергии в насосных установках, оснащённых нерегулируемым электроприводом. Уравнения (1.36) и (1.38) громоздки и неудобны для выполнения практических расчётов, поэтому они приведены к более удобному для выполнения практических расчётов виду. В связи с этим введены понятия:

- относительные потери энергии при дросселировании насосов w_d^* ;
- относительные потери энергии при циклическом (ступенчатом) регулировании насосов $w_{ц}^*$.

Относительные потери энергии при дросселировании насосов w_d^* определены по выражениям, заключённым в фигурную скобку (1.36). Значения w_d^* вычислены для наиболее характерных значений относительных параметров $\lambda, H_{п}^*, H_{ф}^*$.

По результатам вычислений построены зависимости $w_d^* = f(\lambda, H_{п}^*)$ при $H_{ф}^* = 1,25$, что характерно для большинства насосов, предназначенных для перекачки чистой воды (см. рис. 1.16, а).

Аналогичные вычисления произведены при $H_{ф}^* = 1,45$ (характерно для большинства насосов, предназначенных для перекачки загрязнённых вод). Графически зависимость $w_d^* = f(\lambda, H_{п}^*)$ приведена на рис. 1.16, б).

Относительные потери энергии при циклическом (ступенчатом) регулировании насосов — $w_{ц}^*$ вычислены с использовани-

ем (1.38) для наиболее характерных значений относительных параметров λ , $H_{п}^*$, $H_{ф}^*$. По результатам вычислений построены зависимости $w_{ц}^* = f(\lambda, H_{п}^*)$ при $H_{ф}^* = 1,45$ (характерно для большинства насосов, предназначенных для перекачки загрязнённых вод). Графически зависимость $w_{ц}^* = f(\lambda, H_{п}^*)$ приведена на рис. 1.19.

Расчётные кривые (см. рис. 1.16, а, б и 1.19) позволяют достаточно просто вычислить относительные значения потерь энергии для всех реально существующих режимов работы насосных установок, работающих без РЭП, и относительные значения экономии энергии при их работе с РЭП.

В настоящее время в насосных установках чаще всего используются РЭП, работающие без потерь скольжения: преимущественно частотно-регулируемые приводы (ЧРП).

ЧРП чаще всего используют в низковольтных агрегатах (380 и 660 В), оснащённых асинхронными короткозамкнутыми электродвигателями мощностью до 1000 кВт. Для агрегатов, оснащённых ЧРП, используются расчётные кривые, приведенные на рис. 1.16, а, б, если до оснащения насосной установки частотно-регулируемым электроприводом управление её режима работы осуществлялось дросселированием.

Если до оснащения насосной установки частотно-регулируемым электроприводом управление режимом её работы осуществлялось ступенчато (циклически), а после осуществляется плавным изменением частоты вращения насосов, следует использовать расчётные кривые, приведенные на рис. 1.19.

Результирующая экономия энергии для приводов, регулируемых с помощью преобразователей статорной цепи, например частотно-регулируемых, определяется выражением

$$W_{рез} = W_{эк} - N_6 T [(1 + \zeta) - \eta_{пр}], \quad (4.1)$$

где $\eta_{пр}$ — КПД преобразователя; $\zeta = 0,02 \div 0,05$ – коэффициент, учитывающий дополнительные потери в приводе.

В свою очередь экономия энергии при снятии излишнего динамического давления (без учёта потерь в РЭП) согласно (1.37) определяется уравнением:

$$W_{\text{эк}} = N_6 T w^*,$$

где $w^* = w_d^*$ (см. рис. 1.16).

Подставив значение $W_{\text{эк}}$ из (1.37) в (4.1), получим выражение, определяющее результирующую экономию энергии (без учёта снижения загрузки электродвигателя):

$$W_{\text{рез}} = N_6 T \left[w_d^* - (1 + \zeta - \eta_{\text{пр}}) \right]. \quad (4.2)$$

Снижение потребляемой мощности на валу насоса влечёт за собой снижение загрузки электродвигателя. Следовательно, в электродвигателе снижаются потери, определяемые его КПД. Полагаем, что изменение загрузки электродвигателя несущественно изменяет его КПД. Тогда КПД электродвигателя остаётся в процессе регулирования постоянным ($\eta_{\text{эд}} \approx \text{const}$), равным номинальному значению.

Подставив в уравнение (4.2) номинальное значение КПД электродвигателя ($\eta_{\text{эд}}$), получим уравнение для определения результирующей экономии энергии (с учётом снижения загрузки электродвигателя)

$$W_{\text{рез}} = \frac{1}{\eta_{\text{эд}}} N_6 T \left[w_d^* - (1 + \zeta - \eta_{\text{пр}}) \right], \quad (4.3)$$

где w_d^* — относительные потери энергии при дросселировании, определяемые по расчётным кривым, приведенным на рис. 1.16.

Если частотно-регулируемый электропривод применяется в насосной установке, где ранее использовалось ступенчатое (циклическое) регулирование по уровню воды в приёмном резервуаре, то в уравнение (4.3) вместо параметра w_d^* , вводится параметр $w_{\text{ц}}^*$ (относительные потери энергии при циклическом регулировании), определяемый по расчётным кривым, приведенным на рис. 1.19.

Расчёт прогнозируемой экономии энергии при замене нерегулируемого привода регулируемым и создание на этой основе энергосберегающей системы автоматизированного управления (САУ) режимом работы насосной установки осуществляется в приведенном ниже порядке.

1. По данным эксплуатационных наблюдений за расчётный период (например, календарный год или отопительный сезон и т. д.) строится упорядоченная диаграмма подачи воды потребителю. С использованием этой диаграммы определяются значения наибольшей (Q_6) и наименьшей (Q_M) подачи за расчётный период.

Если по условиям эксплуатации невозможно построить упорядоченную диаграмму подач (например, нерегулярно фиксируются значения подач), то вместо построения упорядоченной диаграммы выявляются день максимальной и день минимальной подачи воды. Для этих двух дней строятся суточные графики подачи воды. Наибольшая подача в день максимальной подачи, найденная по суточному графику подачи воды, принимается за Q_6 . Наименьшая подача в день минимальной подачи, найденная по графику подачи воды, принимается за Q_M . По найденным значениям подач определяется относительная минимальная подача

$$\lambda = Q_M/Q_6. \quad (4.4)$$

2. По данным эксплуатационных наблюдений за расчётный период выявляются следующие значения: давление (H_6) на выходе из насосной станции, соответствующее подаче Q_6 ; давление (H_M) на выходе из насосной станции, соответствующее подаче Q_M .

По найденным значениям подач и давлений определяются параметры трубопроводной сети:

- гидравлическое сопротивление трубопроводной сети, c^2/m^5 ,

$$s = (H_6 - H_M)/(Q_6^2 - Q_M^2); \quad (4.5)$$

- статическое противодействие, м,

$$H_{\Pi} = H_6 - sQ_6^2 \quad (4.6)$$

или

$$H_{\Pi} = H_M - sQ_M^2. \quad (4.6a)$$

Статическое противодействие H_{Π} может быть также определено как разность геодезических отметок уровня воды Γ_B в резервуаре и поверхности земли Γ_3 , на которой находится потребитель, плюс

свободный напор $H_{\text{св}}$, необходимый для обеспечения водой потребителей на верхних этажах, м,

$$H_{\text{п}} = (Г_3 - Г_в) + H_{\text{св}}. \quad (4.7)$$

Свободный напор, обычно, определяется выражением, м,

$$H_{\text{св}} = hn + 10, \quad (4.8)$$

где n — число этажей здания, находящегося на самой высокой геодезической отметке $Г_3$ в районе питания насосной станции; h — высота этажа этого здания (2,5—3,5 м).

Зная $H_{\text{п}}$ и H_6 , определяют относительную высоту водоподъёма насосной установки

$$H_{\text{п}}^* = H_{\text{п}} / H_6. \quad (4.9)$$

По известным значениям λ и $H_{\text{п}}^*$ с использованием расчётных кривых (см. рис. 1.16) определяются относительные потери энергии при дросселировании $w_{\text{д}}^*$. Если режим работы регулировался ступенчато (циклическим включением-отключением насоса), определяются относительные потери энергии $w_{\text{ц}}^*$ с использованием расчётных кривых (см. рис. 1.19).

3. Определяется наибольшая потребляемая насосом мощность, кВт,

$$N_6 = 9,81 \frac{Q_6 H_6}{\eta_{\text{н}}}, \quad (4.10)$$

где Q_6 — наибольшая подача, м³/с; $\eta_{\text{н}}$ — номинальное значение КПД насоса; H_6 — давление, соответствующее подаче Q_6 , м вод. ст.

4. Определяется с использованием уравнения (4.3) прогнозируемое количество энергии, которое может быть сэкономлено за расчётный период времени (например, за год) при замене дросселирования регулированием частоты вращения насоса и поддержания заданного давления в контрольной (диктующей) точке водопроводной сети, кВт·ч,

$$W_{\text{рез}} = \frac{1}{\eta_{\text{эд}}} N_6 T \left[w_{\text{д}}^* - (1 + \zeta - \eta_{\text{пр}}) \right],$$

где T — продолжительность расчётного периода времени, ч (для насосных установок систем водоснабжения и водоотведения обычно $T = 8760$ ч, в том числе и для тех станций, которые работают в циклическом режиме. Для насосных установок, работающих сезонно (отопительных, оросительных и т. п.) $T \approx 4000 \div 5000$ ч; w_d^* — относительная экономия энергии при замене дросселирования изменением частоты вращения насоса; $\zeta = 0,02 \div 0,03$ — коэффициент, учитывающий дополнительные потери в приводе; $\eta_{эд}$ — номинальное значение КПД электродвигателя (ориентировочно $\eta_{эд} \approx 0,88 \div 0,92$).

Если осуществляется замена циклического режима работы насоса изменением частоты вращения, сэкономленное количество энергии определяется тем же уравнением (4.3), но вместо значения относительной экономии энергии w_d^* в него подставляется значение $w_{ц}^*$.

Выше приведён порядок расчёта для насосной установки, в которой работает один насосный агрегат. В некоторых случаях, в зависимости от водопотребления или притока сточных вод, в работе участвует от одного до 10—12 агрегатов. В этом случае регулирование осуществляется комбинировано: часть агрегатов ($1/3$ — $1/2$) работает с переменной частотой вращения, а остальные с постоянной. При работе нескольких насосов, благодаря изменению числа работающих насосов, превышение напора уменьшается, а в отдельные моменты отсутствует, что и учитывается введением снижающего коэффициента.

В этом случае порядок расчёта остаётся прежним, но результирующая экономия энергии умножается на снижающий коэффициент φ , значение которого тем меньше, чем больше насосных агрегатов участвует в процессе регулирования режима работы (см. § 1.5).

Чем больше насосов участвует в процессе регулирования подачи насосной установки, тем меньше излишнее давление. Однако существует предел, выше которого увеличивать количество работающих параллельно насосов бесполезно. Прирост подачи воды вследствие того, что характеристики насосов и водоводов имеют вид параболы, не пропорционален количеству работающих параллельно насосов. Обычно количество работающих параллельно насосов ограничивается 6 ÷ 8 агрегатами. Количество работающих насосов,

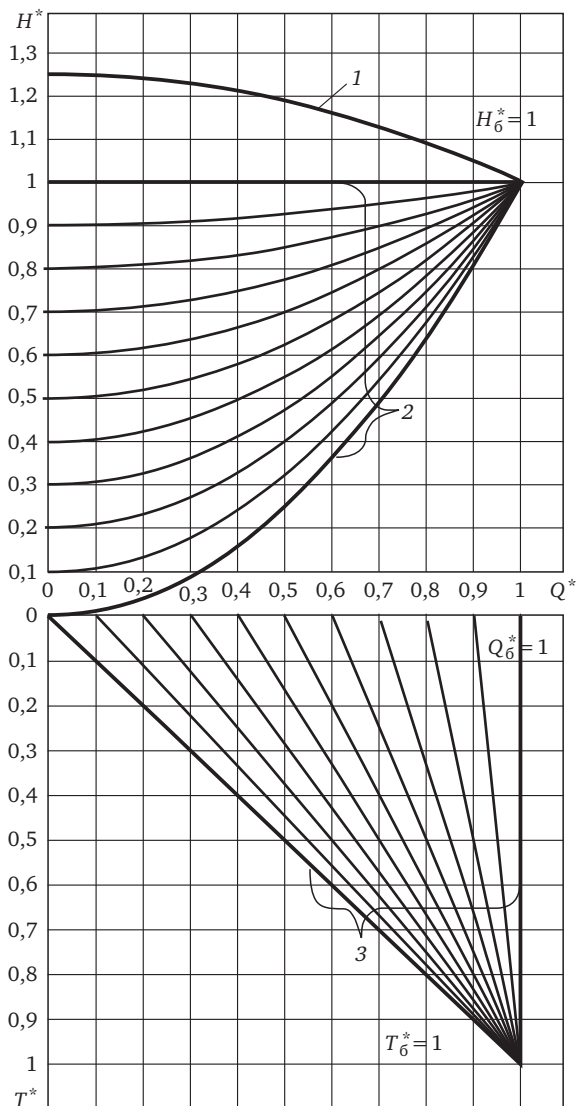


Рис. 4.1. Графики совместной работы насоса и водовода при разных значениях $H_п^*$ и упорядоченные диаграммы подач при разных значениях λ :
 1 — характеристика насоса; 2 — характеристики водоводов при разных значениях $H_п^*$; 3 — упорядоченные диаграммы водоподач при разных значениях λ

участвующих в процессе регулирования, учитывается введением в расчёт снижающего коэффициента φ (вывод на с. 56).

Таким образом, уравнение, определяющее годовую экономию энергии для группы насосов, приобретает вид, кВт·ч,

$$W_{\text{рез}} = \frac{1}{\eta_{\text{эд}}} N_6 T [w_{\text{д}}^* - (1 + \zeta - \eta_{\text{пр}})] \varphi. \quad (4.11)$$

В § 1.5 излагался искусственный приём расчёта, с помощью которого определялись потери энергии при дросселировании насоса в режиме максимальных подач (см. поясняющий рис. 1.21).

Ниже приведены указания по расчёту экономии энергии для рассматриваемого случая. При расчёте экономии энергии используют те же уравнения и расчётные кривые, по которым определяют потери энергии при дросселировании. Предварительно определяются реальные потери энергии за время T_6 в соответствии с указаниями, приведёнными в § 1.5. Вычислив реальные потери энергии по формуле $\Delta W = \Delta W_{\text{ф1}} - \Delta W_{\text{ф2}}$, определяют экономию энергии по формуле

$$W_{\text{эк}} = \frac{\Delta W}{\eta_{\text{эд}}} (1 + \zeta - \eta_{\text{пр}}) \varphi. \quad (4.12)$$

В § 1.5 (см. формулу 1.47) дана оценка потерям энергии вследствие работы насосов в области низких КПД, отличающихся от номинального значения.

Количество энергии, теряемой из-за работы насосных агрегатов с $\eta_{\text{факт}} \neq \eta_{\text{ном}}$, определяют по формуле (1.47), кВт·ч,

$$\Delta W = 9,81 \frac{QH}{\eta_{\text{ном}}} t \left(\frac{\eta_{\text{ном}}}{\eta_{\text{факт}}} - 1 \right),$$

где t — время работы насоса в режиме, отличающемся от номинального.

Если используется регулируемый электропривод, насосы работают в режиме, при котором $\eta_{\text{факт}} \approx \eta_{\text{ном}}$.

Тогда экономия энергии определяется по формуле

$$W_{\text{эк}} = \frac{\Delta W}{\eta_{\text{эд}}} (1 + \zeta - \eta_{\text{пр}}). \quad (4.13)$$

4.2. Экономия воды при использовании частотно-регулируемого электропривода в насосных установках

В § 1.5 дана оценка потерям воды, обусловленным работой насосов с постоянной частотой вращения. Использование частотно-регулируемого электропривода в насосных установках позволяет сократить эти потери. Ниже излагается методика определения экономии воды за счёт снижения непроизводительных расходов воды в случае использования частотно-регулируемого привода на примере насосной установки, работающей с одним насосом. Более подробное изложение методики содержится в [14].

Показано, что сокращаемый объём непроизводительных расходов при использовании частотно-регулируемого электропривода зависит от параметров: λ , $H_{\text{п}}^*$, $H_{\text{ф}}^*$. Для большинства отечественных центробежных водопроводных насосов среднее значение $H_{\text{ф}}^* \approx 1,25$. Поэтому относительное снижение непроизводительных расходов вычисляем для насосов со значением $H_{\text{ф}}^* \approx 1,25$ и строим зависимость $\Delta v_{\Sigma i}^* = f(\lambda)$ при разных значениях $H_{\text{п}}^*$ (см. рис. 4.1). На рис. 4.1 приведены поясняющие графики совместной работы насоса и водоводов при разных значениях $H_{\text{п}}^*$. На том же рисунке представлены упорядоченные диаграммы подачи $[Q^* = f(t_i^*)]$ при разных значениях λ . Упорядоченная диаграмма подачи воды описывается уравнением

$$Q^* = (1 - \lambda)t_i^* + \lambda. \quad (4.14)$$

Продолжительность расчётного периода $T^* = 1$ разбита на 10 равных интервалов. Длительность каждого интервала $t_i^* = 0,1$, где i — номер интервала. Вычисления выполнены для каждого интервала времени t_i^* . Уменьшение объёма утечек Δv_i^* за интервал времени t_i^*

$$\Delta v_i^* = \frac{1}{2}(\Delta q_i^* + \Delta q_{i-1}^*)t_i^* = \Delta q_{\text{ср}i}^* V_i^*. \quad (4.15)$$

Значения Δq_i^* и Δq_{i-1}^* определяются для соответствующих значений Q^* и λ с использованием уравнения (4.15), где V_i^* — объём воды, поданной за тот же интервал времени t_i^* ,

$$V_i^* = \frac{1}{2}(Q_i^* + Q_{i-1}^*)t_i^* \quad (4.16)$$

Уменьшение объёма утечек за расчётный период времени $T^* = 1$ равно сумме объёмов утечек за 10 интервалов времени t_i^*

$$\Delta v_{\Sigma i}^* = \sum_{i=1}^{i=10} \Delta v_i^* \quad (4.17)$$

Объём воды, поданной за расчётный период времени $T^* = 1$, равен сумме объёмов воды, поданной за 10 интервалов времени t_i^*

$$V_{\Sigma i}^* = \sum_{i=1}^{i=10} V_i^* \quad (4.18)$$

Разделив суммарное уменьшение объёмов утечек, рассчитанное по (4.17) для различных значений H_{Π}^* и λ , на суммарный объём воды, поданной за расчётный период времени $T^* = 1$, рассчитанный по (4.18), найдем значения относительной экономии воды $\Delta v_{\Sigma i}^*$. Найденные значения $\Delta v_{\Sigma i}^*$ вносим в табл. 4.1.

По результатам расчёта на рис. 4.2 построены графические зависимости $\Delta v_{\Sigma i}^* = f(\lambda)$ для различных значений H_{Π}^* . Полученные зависимости позволяют прогнозировать уменьшение объёма непроизводительных расходов и утечек при использовании РЭП в системе автоматизированного управления насосной установкой, состоящей из одного агрегата.

Прогнозируемая экономия воды за год, м³/год,

$$V_{\text{эк. год}} = \Delta v_{\Sigma i}^* \cdot V_{\text{год}} \quad (4.19)$$

Поскольку большая часть утечек и непроизводительных расходов, за исключением воды, расходуемой на полив зелёных насаждений, мытьё дорожного полотна и тому подобные нужды, попадает в систему водоотведения, приведённая выше методика может быть использована для оценки уменьшения сброса сточных вод в канализацию. Полагая, что на полив зелёных насаждений и тому подобные нужды расходуется 15—20% воды, подаваемой в СПРВ, считаем, что уменьшение сброса сточных вод в канализацию

$$V_{\text{ум.сбр}} = (0,80 \div 0,85)V_{\text{эк. год}} \quad (4.20)$$

Таблица 4.1. Относительная экономия воды ΔV_{Σ}^* за расчётный период в зависимости от минимального расхода λ и противодавления H_{Π}^* для насосов с фиктивной высотой водоподдачи $H_{\Phi}^* = 1,25$

Противо- давление H_{Π}^*	Минимальный расход λ										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
0,0	0,365	0,359	0,343	0,320	0,288	0,252	0,211	0,166	0,115	0,060	0
0,1	0,318	0,313	0,302	0,283	0,258	0,227	0,191	0,150	0,105	0,055	0
0,2	0,279	0,276	0,266	0,251	0,230	0,203	0,172	0,136	0,095	0,050	0
0,3	0,245	0,240	0,234	0,221	0,203	0,180	0,153	0,122	0,086	0,045	0
0,4	0,213	0,211	0,204	0,193	0,178	0,159	0,135	0,108	0,076	0,040	0
0,5	0,184	0,182	0,176	0,167	0,154	0,138	0,118	0,094	0,067	0,035	0
0,6	0,156	0,154	0,145	0,142	0,131	0,118	0,101	0,081	0,057	0,031	0
0,7	0,129	0,128	0,124	0,118	0,109	0,098	0,084	0,067	0,048	0,026	0
0,8	0,104	0,103	0,100	0,095	0,088	0,079	0,068	0,055	0,039	0,021	0
0,9	0,079	0,078	0,076	0,073	0,068	0,061	0,052	0,042	0,030	0,016	0
1,0	0,056	0,055	0,054	0,051	0,048	0,043	0,037	0,030	0,022	0,012	0

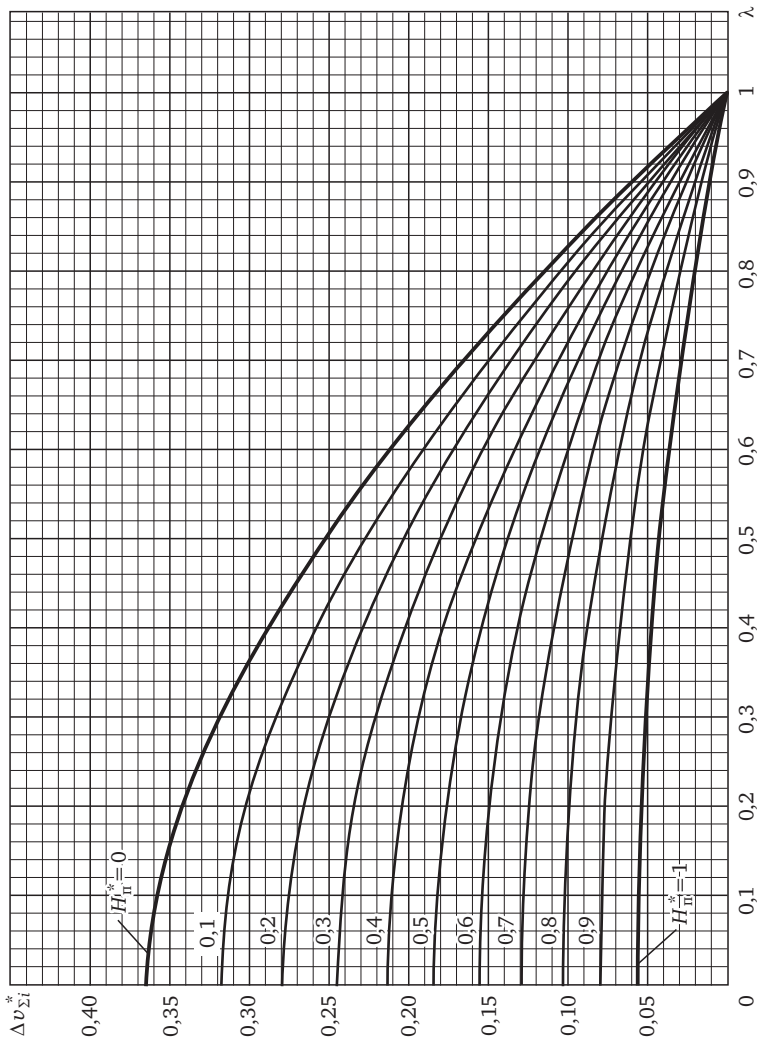


Рис. 4.2. Зависимость относительной экономии воды от λ и H_{π}^* для насосов с $H_{\phi}^* = 1,25$

Ниже приведён пример пользования изложенной выше методикой для одного насоса.

Пример. В насосной установке непрерывно (8760 ч в году) работает один из двух установленных на станции насосов Д1250-63 ($Q_{\text{ном}} = 1250 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H_{\text{ном}} = 63 \text{ м}$). Диапазон изменения подач в течение года $Q = 416 \div 1250 \text{ м}^3/\text{ч}$. Напор, соответствующий наибольшей подаче $Q_6, H_6 = 63 \text{ м}$. Статическая составляющая подъёма воды $H_{\text{п}} = 31 \text{ м}$. Объём подаваемой воды за год $V_{\text{год}} = 7300000 \text{ м}^3/\text{год}$.

Решение.

1. Определяем относительную минимальную подачу воды

$$\lambda = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_6} = \frac{416}{1250} = 0,3.$$

2. Определяем относительное противодавление в системе подачи воды

$$H_{\text{п}}^* = \frac{H_{\text{п}}}{H_6} = \frac{31}{63} = 0,492.$$

3. По табл. 4.1 или по расчётным кривым (см. рис. 4.1) определяем значение относительного снижения объёма утечек и непроизводительных расходов воды. Для $H_{\text{п}}^* = 0,492$ и $\lambda = 0,3$ относительное снижение объёма утечек и непроизводительных расходов воды $\Delta v_{\Sigma i}^* = 0,167$.

Следовательно, прогнозируемая экономия воды за год будет равна

$$V_{\text{эк.год}} = \Delta v_{\Sigma i}^* \cdot V_{\text{год}} = 0,167 \cdot 7300000 = 1219100 \text{ м}^3/\text{год},$$

т. е. за счёт использования РЭП в энергосберегающей САУ насосной установки при условии стабилизации давления в диктующей точке сети будет сэкономлено 16,7 % воды.

Методика выполнения расчёта экономии воды в насосной установке с несколькими работающими насосами изложена в § 4.4.

4.3. Снижение капитальных затрат при использовании частотно-регулируемого электропривода в насосных установках

Применение частотно-регулируемого электропривода увеличивает капитальные вложения только в том случае, если он применяется в действующей насосной установке.

При строительстве новой или реконструкции существующей установки применение частотно-регулируемого электропривода может снизить суммарные капитальные вложения благодаря укрупнению единичной мощности насосных агрегатов и уменьшению их числа [20,21]. При отсутствии частотно-регулируемого электропривода на станциях устанавливают большое число агрегатов (10—12) относительно небольшой мощности. В некоторых случаях берут разнотипные насосы или насосы одного типа, но с различными диаметрами рабочих колес. Такое решение требует достаточно больших производственных площадей для размещения оборудования, усложняет гидравлические схемы насосных станций и связано с установкой большого количества гидромеханической аппаратуры (задвижек, затворов, обратных клапанов).

Применение в насосных агрегатах частотно-регулируемого электропривода даёт возможность использовать крупные насосные агрегаты в режиме малых подач и, следовательно, уменьшить их общее количество. Здесь уместно сказать, что более мощные агрегаты имеют более высокие технические показатели, в том числе, более высокие КПД (табл. 4.2).

Таблица 4.2. Техничко-экономические показатели насосов серии Д

Параметр	Д320-70	Д1250-65	Д2500-62	Д3200-75	Д4000-95	Д6300-80
Мощность, кВт	100	320	630	800	1250	1600
КПД насоса	0,78	0,86	0,87	0,87	0,88	0,88
КПД двигателя	0,92	0,922	0,935	0,953	0,962	0,962
КПД агрегата	0,716	0,79	0,816	0,83	0,846	0,846
Масса, кг	1130	4245	8730	11660	12780	18666
Удельная масса, кг/кВт	11,3	13,3	13,9	14,6	10,3	11,7

В [21] показано, что линейные размеры насосных агрегатов растут значительно медленней, чем их мощность и подача. Как известно, объёмы (габариты) машин (электродвигателей, насосов и т. п.) пропорциональны номинальным значениям их вращающего момента:

$$V = kM, \quad (4.21)$$

где M — вращающий момент; k — коэффициент пропорциональности.

Если выразить момент через рабочие параметры насосного агрегата и извлечь кубический корень из обеих частей равенства (4.21), то получим зависимость линейных размеров агрегата от его основных параметров:

$$L = \sqrt[3]{kM} = \sqrt[3]{k} \cdot \sqrt[3]{\frac{QH}{\eta n}}, \quad (4.22)$$

где Q — подача насосного агрегата; H — напор насосного агрегата; n — частота вращения насосного агрегата; η — КПД агрегата.

Полагаем, что для рассматриваемой конкретной установки значения напоров сравниваемых агрегатов примерно одинаковы. Принимаем параметры наименьшего из сравниваемых агрегатов за базовые. Для этих условий после некоторых преобразований получаем выражение для определения относительных линейных размеров сравниваемых агрегатов

$$L^* = \sqrt[3]{\frac{Q_k/\eta_k n_k}{Q_b/\eta_b n_b}}, \quad (4.23)$$

где Q_k, n_k, η_k — номинальные параметры более крупного агрегата; Q_b, n_b, η_b — номинальные параметры базового агрегата;

Из выражения (4.23) следует, что линейные размеры укрупнённого агрегата по сравнению с базовым агрегатом увеличиваются в меньшей мере, чем увеличивается его подача. Эта закономерность проверена на распространённых отечественных насосных агрегатах серии Д. По фактическим габаритам агрегатов серии Д, взятым из каталога [22], вычислены относительные линейные размеры шести типоразмеров насосов этой серии с помощью уравнения

$$L_{\text{факт}}^* = 3 \sqrt{\frac{l_{\text{к}} b_{\text{к}} h_{\text{к}}}{l_{\text{б}} b_{\text{б}} h_{\text{б}}}}, \quad (4.24)$$

где $l_{\text{к}}, b_{\text{к}}, h_{\text{к}}$ — габариты (длина, ширина, высота) более крупного агрегата; $l_{\text{б}}, b_{\text{б}}, h_{\text{б}}$ — габариты (длина, ширина, высота) базового агрегата.

В качестве базового агрегата принят агрегат, укомплектованный насосом Д320-70. Результаты расчёта приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3. Относительные параметры насосов серии Д

Тип насоса	Напор, м	Номинальная мощность агрегата, кВт	Относительная подача	Относительные линейные размеры	
				по расчёту [формула (4.23)]	по каталогу [формула (4.24)]
Д 320-70	70	100	1	1	1
Д 1250-65	65	320	3,9	1,93	1,62
Д 2500-62	62	630	7,8	2,73	2,32
Д 3200-75	75	800	10	2,94	2,71
Д 4000-95	95	1250	12,5	3,15	2,78
Д 6300-80	80	1600	19,7	4,0	3,6

Поскольку линейные размеры насосных агрегатов увеличиваются медленней, чем растёт их подача, увеличение единичной мощности агрегатов позволяет уменьшить их общее число и уменьшить габариты зданий, упростить гидравлическую схему станции, уменьшить число трубопроводной арматуры и число ячеек в электрическом распределительном устройстве (РУ) и т.д.

Благодаря оснащению насосных агрегатов частотно-регулируемым приводом, уменьшение количества агрегатов на насосных станциях не снижает оперативных возможностей по изменению их режимов работы, вызванных изменением водопотребления.

Таким образом, применение частотно-регулируемого электропривода при определенных условиях не только не увеличивает капитальные вложения, но и несколько их уменьшает (на некоторую величину dK).

Расчёты показали, что применение частотно-регулируемого электропривода в сочетании с укрупнением единичной мощности

в зависимости от назначения станции и других конкретных условий позволяет снизить приведенные затраты на $20 \div 50\%$ [21].

4.4. Методика технико-экономического обоснования применения частотно-регулируемого электропривода в насосных установках

Технико-экономическое обоснование применения частотно-регулируемого электропривода в насосных установках выполняется в приведенной ниже последовательности.

1. Составляют гидравлические и электрические принципиальные схемы сравниваемых насосных установок.

2. Определяют состав основного оборудования сравниваемых насосных установок: насосных агрегатов, задвижек, затворов, обратных клапанов, ячеек распределительных устройств, регулирующих устройств (частотных преобразователей и проч.).

3. Компонуют основное оборудование сравниваемых насосных установок.

4. Определяют капитальные затраты для базового и нового вариантов по электрооборудованию $K_{эл}$, по насосному оборудованию $K_{нас}$, гидромеханическому оборудованию K_3 и строительной части $K_{стр}$. Стоимость электротехнического и гидромеханического оборудования определяется в соответствии с прайс-листами фирм и предприятий-изготовителей оборудования. Для предварительной оценки стоимости РЭП и дополнительных капитальных затрат, связанных с применением РЭП, могут быть использованы графики, приведенные на рис. 4.3. и 4.4. Стоимость строительной части можно определить по укрупнённым удельным показателям стоимости строительства насосных станций, содержащихся, например, в [23], с учётом действующих инфляционных коэффициентов пересчёта стоимости строительства.

5. Определяют амортизационные отчисления A от стоимости:

электрооборудования $A_{эл} = A_{отн. ед} K_{эл}$;

насосного оборудования $A_{нас} = A_{отн. ед} K_{нас}$;

гидромеханического оборудования (задвижек, затворов) $A_3 =$
 $= A_{отн. ед} K_3$;

строительной части насосной станции $A_{стр} = A_{отн. ед} K_{стр}$.

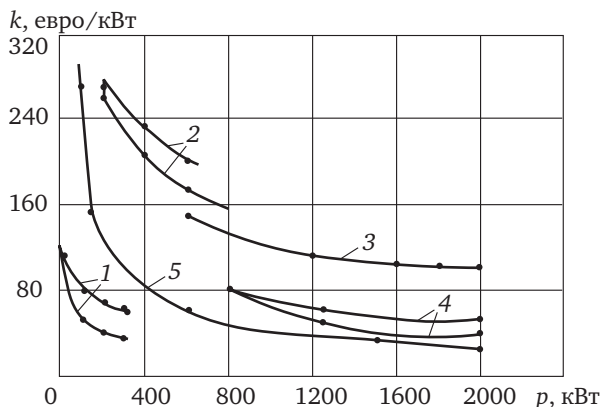


Рис. 4.3. Удельная стоимость преобразователей и устройств управления регулируемым электроприводом различного вида:
 1 — низковольтные частотные преобразователи; 2 — высоковольтные частотные преобразователи с двойной трансформацией напряжения; 3 — высоковольтные бестрансформаторные частотные преобразователи; 4 — высоковольтные бестрансформаторные преобразователи по системе вентильного электродвигателя; 5 — гидравлический вариатор «Twin-Disk»

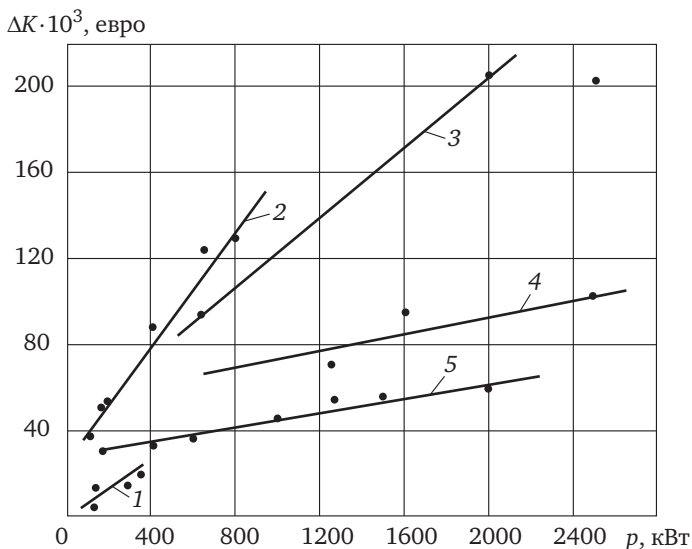


Рис. 4.4. Дополнительные затраты, связанные с использованием преобразователей и устройств управления регулируемым электроприводом различного вида:
 1—5 — то же, что и на рис. 4.3

Ориентировочные значения норм амортизационных отчислений для различных видов оборудования приведены в табл. 4.4.

Таблица 4.4. Нормы амортизационных отчислений по видам основного оборудования

Номер порядковый	Виды оборудования	Норма амортизационных отчислений,	
		A, %	A _{отн. ед}
1	Насосное оборудование	19	0,19
2	Задвижки, затворы, клапаны	21,3	0,213
3	Электрооборудование	8,3	0,083
4	Строительная часть	2,6	0,026

6. Определяют потребление энергии $W_{\text{рег}}$ при использовании частотно-регулируемого привода в САУ насосной установки, кВт·ч,

$$W_{\text{рег}} = 0,25 \frac{N_6 T_{\text{расч}} (1 + \lambda)}{\eta} \left[(1 + H_{\text{п}}^*) + \lambda^2 (1 - H_{\text{п}}^*) \right].$$

7. Определяют по формуле (4.3) экономию энергии $W_{\text{рез}}$, получаемую вследствие уменьшения избыточного давления при использовании РЭП в САУ насосной установки.

8. Определяют экономию энергии ΔW_{η} , получаемую вследствие использования насосных агрегатов укрупненной мощности с более высоким КПД $\eta_{\text{круп}}$, по сравнению с агрегатами базового варианта $\eta_{\text{баз}}$, кВт·ч,

$$\Delta W_{\eta} = W_{\text{рег}} \left(1 - \frac{\eta_{\text{баз}}}{\eta_{\text{круп}}} \right),$$

где $\eta_{\text{круп}} > \eta_{\text{баз}}$.

9. Определяют потребление энергии $W_{\text{н.рег}}$, кВт·ч, насосной установки при работе агрегатов по базовому варианту, без частотно-регулируемого электропривода:

$$W_{\text{н.рег}} = W_{\text{рег}} + W_{\text{рез}} + \Delta W_{\eta}$$

10. Определяют объём воды, теряемой за счёт непроизводительных расходов, при работе в базовом режиме. Этот объём воды соответствует объёму воды, сэкономленной при использовании частотно-регулируемого электропривода в САУ насосной установки $V_{\text{эк. год}}$. Расчёт выполняется в соответствии с указаниями в § 4.2.

11. Определяют уменьшение объёма непроизводительных расходов воды, сбрасываемой в канализацию, при работе в базовом режиме. Расчёт выполняется в соответствии с указаниями, приведенными в § 4.2

$$V_{\text{ум. сбр. год}} = (0,80 \div 0,85)V_{\text{эк. год}}$$

12. Определяют затраты на электроэнергию для базового варианта, руб.

$$C_{\text{эл. б}} = W_{\text{н. рег}} \Pi_{\text{эл. эн}}$$

где $\Pi_{\text{эл. эн}}$ — тариф на электроэнергию, руб./кВт·ч.

13. Определяют затраты на электроэнергию для нового варианта (с использованием агрегатов укрупнённой мощности и РЭП в САУ насосной установки), руб.,

$$C_{\text{эл. н}} = W_{\text{рег}} \Pi_{\text{эл. эн}}$$

14. Определяют затраты на покрытие непроизводительных расходов чистой воды при работе насосной установки без РЭП, руб.

$$\Delta C_Q = \Pi_Q V_{\text{эк. год}}$$

где Π_Q — стоимость 1 м³ чистой воды, руб./м³.

15. Определяют затраты на обработку и транспорт непроизводительных расходов воды в системе водоотведения (канализации)

$$\Delta C_q = \Pi_q V_{\text{ум. сбр. год}}$$

где Π_q — стоимость перекачки и обработки 1 м³ стоков, руб./м³.

16. Определяют сумму капитальных затрат для базового $K_{\Sigma б}$ и нового $K_{\Sigma н}$ вариантов по электротехнической, гидравлической и строительной частям

$$K_{\Sigma б} = K_{\text{эл. б}} + K_{\text{нас. б}} + K_{\text{з. б}} + K_{\text{стр. б}};$$

$$K_{\Sigma н} = K_{\text{эл. н}} + K_{\text{нас. н}} + K_{\text{з. н}} + K_{\text{стр. н}}.$$

17. Определяют сумму амортизационных отчислений для базового $A_{\Sigma б}$ и нового $A_{\Sigma н}$ вариантов

$$A_{\Sigma б} = A_{\text{эл. б}} + A_{\text{нас. б}} + A_{\text{з. б}} + A_{\text{стр. б}};$$

$$A_{\Sigma н} = A_{\text{эл. н}} + A_{\text{нас. н}} + A_{\text{з. н}} + A_{\text{стр. н}}.$$

18. Определяют сумму эксплуатационных издержек по обоим вариантам $C_{\Sigma 6}$ и $C_{\Sigma H}$ с учётом расхода энергии, экономии чистой воды, уменьшения сброса стоков в канализацию и амортизационных отчислений

$$C_{\Sigma 6} = C_{\text{эн.6}} + \Delta C_Q + \Delta C_q - A_{\Sigma 6};$$

$$C_{\Sigma H} = C_{\text{эн.н}} - A_{\Sigma H}.$$

19. Определяют приведённые затраты по обоим вариантам

$$Z_6 = C_{\Sigma 6} + EK_6;$$

$$Z_H = C_{\Sigma H} + EK_H,$$

где E — коэффициент эффективности капитальных вложений, зависящий от принятого срока окупаемости дополнительных капитальных вложений:

$$E = 1/T_{\text{ок}};$$

Срок окупаемости $T_{\text{ок}}$, год.	2	3	4	5	6
Коэффициент E	0,5	0,33	0,25	0,2	0,166

20. Вычисляют снижение приведённых затрат ΔZ , %, по новому варианту Z_H по сравнению с базовым вариантом Z_6 , %,

$$\Delta Z = \frac{Z_6 - Z_H}{Z_6} 100.$$

Срок окупаемости САУ, оснащенной регулируемым электроприводом, с учётом экономии чистой воды, уменьшения сброса стоков в канализацию, укрупнения единичной мощности насосных агрегатов определяется выражением

$$T_{\text{ок}} = \frac{\Delta K - dK}{\Delta C_{\text{эн}} + \Delta C_{\text{ч.в}} + \Delta C_{\text{ст.в}} - A_9 \Delta K + A_c dK},$$

где $\Delta K = K_{\text{рэлп}} + K_{\text{сау}}$ — дополнительные капитальные затраты, связанные с созданием энергосберегающей САУ на основе РЭП; $dK = K_{\Sigma 6} - K_{\Sigma H}$ — снижение капитальных затрат, обусловленное

укрупнением единичной мощности насосных агрегатов и уменьшением их количества;

$\Delta C_{\text{ЭН}} = C_{\text{ЭН.б}} - C_{\text{ЭН.н}}$ — снижение эксплуатационных затрат, обусловленное применением частотно-регулируемого электропривода в САУ насосной установки и повышением КПД насосных агрегатов вследствие укрупнения их единичной мощности;

$\Delta C_{\text{ч.в}} = \Delta C_Q$ — снижение эксплуатационных затрат, обусловленное снижением избыточных напоров в сети и сокращением непроизводительных расходов воды вследствие применения частотно-регулируемого электропривода в САУ насосной установки;

$\Delta C_{\text{ст.в}} = \Delta C_q$ — снижение эксплуатационных затрат, обусловленное снижением избыточных напоров в сети и сокращением сброса сточных вод в канализацию вследствие применения частотно-регулируемого электропривода в САУ насосной установки;

$A_3 = 0,083$ — норма амортизационных отчислений для электрооборудования;

$A_c = 0,026$ — норма амортизационных отчислений для строительной части.

В зависимости от вычисленного срока окупаемости САУ, оснащённой частотно-регулируемым электроприводом, принимается решение о целесообразности его использования в насосной установке.

В настоящее время приемлемым сроком окупаемости считаются 2—3 года. В советское время было 5—7 лет. В любом случае срок окупаемости не должен быть больше срока службы оборудования САУ и частотно-регулируемого электропривода, т. е. 10—11 лет.

Пример оценки эффективности частотно-регулируемого электропривода в САУ насосной установки

Исходные данные. Насосная установка оснащена:

- пятью агрегатами с насосами Д2000-100б ($Q = 1800 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H = 80 \text{ м}$, $\eta_n = 0,77$) и электродвигателями А13-45-6 ($P_{\text{ном}} = 630 \text{ кВт}$, $n_{\text{ном}} = 985 \text{ мин}^{-1}$, $\eta_{\text{эд}} = 0,95$);

- одним агрегатом с насосом Д630-90 ($Q = 630 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H = 90 \text{ м}$, $\eta_n = 0,75$) и электродвигателем А113-4 ($P_{\text{ном}} = 250 \text{ кВт}$, $n_{\text{ном}} = 1450 \text{ мин}^{-1}$, $\eta_{\text{эд}} = 0,95$).

Насосная установка работает 8760 ч в году, обеспечивая по-

дачу в диапазоне от $Q_M = 2000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($0,56 \text{ м}^3/\text{с}$) до $Q_6 = 5150 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($1,43 \text{ м}^3/\text{с}$).

Статическое противодавление в системе равно $H_{\Pi} = 54 \text{ м}$.

Напор, соответствующий наибольшей подаче Q_6 , $H_6 = 73 \text{ м}$.

Объём подаваемой воды за год $V_{\text{год}} = 31\,317\,000 \text{ м}^3/\text{год}$.

Годовое энергопотребление насосной установки $W_{\text{год}} = 8\,935\,256 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$.

Из рассмотрения графика совместной работы насосов и водовода (рис. 4.5) видно, что насосная установка работает в трёх характерных режимах. Поэтому объём сэкономленной воды следует определять для каждого режима отдельно, а затем, чтобы определить экономию воды за год, их надо суммировать. Регулирование режима работы насосной установки исходно осуществляется изменением количества работающих агрегатов и дросселированием водоразборной арматуры у потребителя (саморегулирование центробежных насосов).

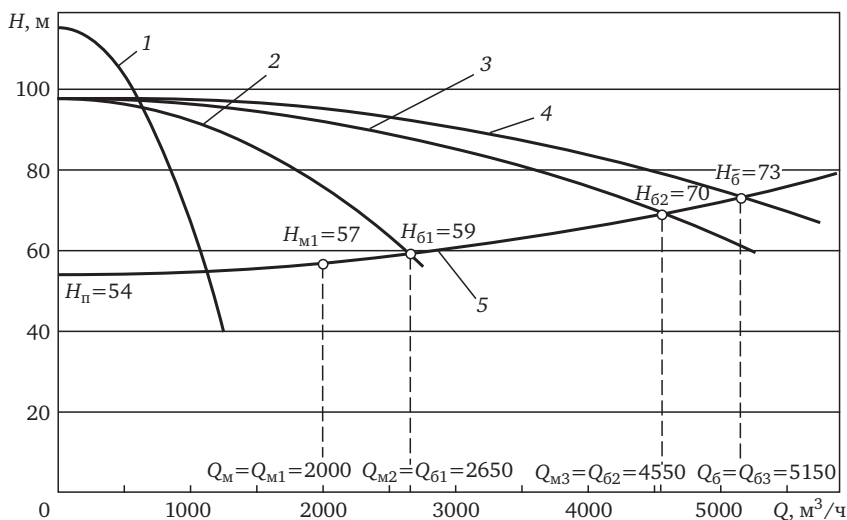


Рис. 4.5. График совместной работы насосной установки и водоводов (к примеру расчёта):

1 — характеристика агр. №6 — Д630-90; 2 — то же агр. №1—5 — Д2000-1006; 3 — то же двух агр. №1—5 — Д2000-1006; 4 — суммарная характеристика агр. №6 — Д630-90 и двух агр. №1—5 — Д2000-1006

Постановка задачи: определить эффективность применения системы автоматического управления режимом работы по напору в диктующей точке на основе применения частотно-регулируемого электропривода вместо существующего способа регулирования работы насосной установки.

1. Определение экономии энергии при замене существующего способа регулирования насосной установки САУ, оснащённой частотно-регулируемым электроприводом (при стабилизации давления в диктующей точке сети). Относительная минимальная подача

$$\lambda = \frac{Q_M}{Q_6} = \frac{2000}{5150} = 0,388.$$

Относительное противодавление

$$H_{\Pi}^* = \frac{H_{\Pi}}{H_6} = \frac{54}{73} = 0,74.$$

Для этих значений $\lambda = 0,388$ и $H_{\Pi}^* = 0,74$ с использованием расчётных кривых (см. рис. 1.16, а) определено значение относительной экономии энергии

$$w_d^* = 0,15.$$

Потребляемая насосами мощность при работе с наибольшей подачей $Q = 5150 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($1,43 \text{ м}^3/\text{с}$)

$$N_6 = 9,81 \frac{Q_6 H_6}{\eta_H} = 9,81 \frac{1,43 \cdot 73}{0,77} = 1330,5 \text{ кВт}.$$

Прогнозируемая экономия энергии за расчётный период

$$\begin{aligned} \Delta W &= \frac{1}{\eta_{\text{эд}}} N_6 T \left[w_d^* - (1 + \zeta - \eta_{\text{пр}}) \right] \varphi = \\ &= \frac{1}{0,95} 1330,5 \cdot 8760 [0,15 - (1 + 0,02 - 0,98)] 0,66 = 890700 \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \end{aligned}$$

где $T_{\text{год}} = 8760 \text{ ч}$ — число часов работы в год; w_d^* — относительная экономия энергии при замене дросселирования изменением частоты вращения насоса; $\zeta = 0,02 \div 0,03$ — коэффициент, учитывающий

дополнительные потери в приводе; $\eta_{эд} = 0,95$ — номинальное значение КПД электродвигателя; $\eta_{пр} = 0,98$ — номинальное значение КПД частотного преобразователя.

Прогнозируемая экономия энергии, %,

$$W_{\text{эк.год}} = \frac{W_{\text{рез}}}{W_{\text{год}}} 100 = \frac{890700}{8935256} 100 \approx 10\%.$$

2. Определение экономии воды. Из графика совместной работы насосов и водовода, представленного на рис. 4.5, видно, что насосная установка работает в трёх характерных режимах. Параметры для каждого режима приведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5. Режимы работы насосной установки

Номер режима	Диапазон изменения подач, м ³ /ч	Диапазон изменения напоров, м	Насосы, участвующие в работе
№ 1	от $Q_{м1} = Q_{м} = 2000$ до $Q_{б1} = 2650$	от $H_{м1} = 57$ до $H_{б1} = 59$	№ 1
№ 2	от $Q_{м2} = Q_{б1} = 2650$ до $Q_{б2} = 4550$	от $H_{м2} = 59$ до $H_{б2} = 70$	№ 1 + № 2
№ 3	от $Q_{м3} = Q_{б2} = 4550$ до $Q_{б3} = Q_{б} = 5150$	от $H_{м3} = 70$ до $H_{б3} = 73$	№ 1 + № 2 + № 6

Решение. Объём сэкономленной воды определяем для каждого режима отдельно.

Режим 1. Относительная минимальная подача.

$$\lambda_1 = Q_{м1}/Q_{б1} = 2000/2650 = 0,75.$$

Относительное противодавление

$$H_{п1}^* = \frac{H_{п}}{H_{б1}} = \frac{54}{59} = 0,92.$$

Относительное снижение объёма утечек и непроизводительных расходов воды при $H_{п1}^* = 0,92$ и $\lambda_1 = 0,75$

$$\Delta v_{\Sigma 1}^* = 0,34.$$

Объём воды, перекачиваемый насосной установкой, м³,

$$V_1 = \frac{Q_{61}^2 - Q_{M1}^2}{2(Q_6 - Q_M)} T = \frac{2650^2 - 2000^2}{2(5150 - 2000)} 8760 = 4\,202\,714,3.$$

Объём воды, сэкономленный за год, м³,

$$V_{\text{эк1}} = \Delta v_{\Sigma 1}^* V_1 = 0,034 \cdot 4202714,3 = 142\,892,3.$$

Режим 2. Относительная минимальная подача

$$\lambda_2 = Q_{M2}/Q_{62} = 2650/4550 = 0,58.$$

Относительное противодавление

$$H_{п2}^* = \frac{H_{п}}{H_{62}} = \frac{54}{70} = 0,77.$$

Относительное снижение объёма утечек и непроизводительных расходов воды при $H_{п2}^* = 0,77$ и $\lambda_2 = 0,58$

$$\Delta v_{\Sigma 2}^* = 0,075.$$

Объём воды, перекачиваемый насосной установкой, м³,

$$V_2 = \frac{Q_{62}^2 - Q_{M2}^2}{2(Q_6 - Q_M)} T = \frac{4550^2 - 2650^2}{2(5150 - 2000)} 8760 = 19\,021\,714,3.$$

Объём воды, сэкономленный за год, м³,

$$V_{\text{эк2}} = \Delta v_{\Sigma 2}^* V_2 = 0,075 \cdot 19021714,3 = 1\,426\,628,6.$$

Режим 3. Относительная минимальная подача

$$\lambda_3 = Q_{M3}/Q_{63} = 4550/5150 = 0,88.$$

Относительное противодавление

$$H_{п3}^* = \frac{H_{п}}{H_{63}} = \frac{54}{73} = 0,74.$$

Относительное снижение объёма утечек и непроизводительных расходов воды при $H_{п3}^* = 0,74$ и $\lambda_3 = 0,88$

$$\Delta v_{\Sigma 3}^* = 0,025.$$

Объём воды, перекачиваемый насосной установкой, м³,

$$V_3 = \frac{Q_{63}^2 - Q_{м3}^2}{2(Q_6 - Q_м)} T = \frac{5150^2 - 4550^2}{2(5150 - 2000)} 8760 = 8\,092\,571,4.$$

Объём воды, сэкономленный за год, м³,

$$V_{эк3} = \Delta v_{\Sigma 3}^* V_3 = 0,025 \cdot 8\,092\,571,4 = 202\,314,3.$$

Суммарный объём сэкономленной воды за год, м³/год,

$$V_{эк.год} = V_{эк1} + V_{эк2} + V_{эк3} = 142\,892,3 + 1\,426\,628,5 + 202\,314,3 = 1\,771\,835,1.$$

Суммарный объём воды, поданной насосной установкой за год, м³,

$$V_{год} = V_1 + V_2 + V_3 = 4\,202\,714,3 + 19\,021\,714,3 + 8\,092\,571,4 = 31\,317\,000.$$

Годовая экономия воды, %

$$V_{эк.год} = \frac{V_{эк.год}}{V_{год}} 100 = \frac{1\,771\,835,1}{31\,317\,000} 100 = 5,66.$$

Уменьшение объёма стоков, сбрасываемых в канализацию, м³,

$$V_{ум.сбр} = (0,80 \div 0,85) V_{эк.год} = 0,80 \cdot 1\,771\,835,1 = 1\,417\,468.$$

С использованием полученных зависимостей и приёмов расчёта может быть выполнена оценка экономии воды при использовании частотно-регулируемого электропривода для различных вариантов работы насосных установок водоснабжения.

3. Окупаемость частотно-регулируемого электропривода в насосной установке. Стоимость сэкономленной электроэнергии, руб.,

$$\Delta C_W = C_W \Delta W = 1,35 \cdot 890\,700 = 1\,202\,445,$$

где ΔW — экономия электроэнергии за расчётный период (год), кВт·ч; C_W — тариф на электроэнергию на рассматриваемом объекте, 1,35 руб./кВт·ч.

Стоимость сэкономленной чистой воды, руб.,

$$\Delta C_Q = C_Q V_{эк.год} = 3,2 \cdot 1\,771\,835,1 = 5\,669\,872,5,$$

где $V_{\text{эк.год}}$ — объём сэкономленной за год воды, м^3 ; C_Q — стоимость воды, $3,2 \text{ руб./м}^3$.

Стоимость перекачки и обработки уменьшенного объёма стока, сбрасываемого в канализацию, руб.,

$$\Delta C_q = C_q V_{\text{ум. сбр. год}} = 2,2 \cdot 1\,417\,468 = 3\,118\,429,9,$$

где $V_{\text{ум. сбр. год}}$ — уменьшение объёма сброшенных стоков в канализацию за год, м^3 ; C_q — стоимость перекачки и обработки стоков, равная $2,2 \text{ руб./м}^3$.

Снижение эксплуатационных расходов за расчётный период, руб.,

$$\begin{aligned} \Delta C &= \Delta C_W + \Delta C_Q + \Delta C_q = \\ &= 1\,202\,445 + 5\,669\,872,5 + 3\,118\,429,9 = 9\,990\,747,4. \end{aligned}$$

Полагаем, что частотно-регулируемым приводом оснащается один агрегат (№ 1) с возможностью переключения его во время ремонта на агрегат № 2 и, наоборот. В приводе используется частотный преобразователь компании «Данфосс» серии AQUA мощностью 630 кВт .

Дополнительные капитальные затраты ΔK складываются из стоимости преобразователя, приблизительно равны $60\,000$ евро, и коммутационных аппаратов, переключающих привод с агрегата № 1 на агрегат № 2. Стоимость этих устройств и стоимость строительно-монтажных работ принимается приблизительно равной 30% стоимости привода. Таким образом, дополнительные капитальные затраты составят сумму, руб.,

$$\Delta K = 1,30(40 \cdot 60\,000) = 3\,120\,000.$$

Дополнительные амортизационные отчисления, обусловленные использованием частотно-регулируемого электропривода в насосной установке, руб.,

$$\Delta A = \Delta K = 0,083 \cdot 3\,120\,000 = 258\,960,$$

где $\Delta A = A_{\%}/100$ — амортизационные отчисления от капитальных вложений, отн. ед.; $A_{\%} = 8,3\%$ — норма амортизационных отчислений для электротехнического оборудования.

Расчётный ожидаемый срок окупаемости САУ, оснащенной частотно-регулируемым электроприводом с учётом экономии воды,

$$T_{\text{ок}} = \frac{\Delta K}{\Delta C - \Delta \Delta K} = \frac{3120000}{9990747,4 - 258960} \approx 0,32 \text{ года.}$$

Расчётный ожидаемый срок окупаемости САУ, оснащенной частотно-регулируемым электроприводом, равен без учёта экономии воды

$$T_{\text{ок}} = \frac{\Delta K}{\Delta C_W - \Delta \Delta K} = \frac{3120000}{1202445 - 258960} \approx 3,3 \text{ года.}$$

Итак, расчёты показывают, что в рассматриваемой насосной установке создание энергосберегающей САУ на основе применения частотно-регулируемого электропривода компании «Данфосс» серии VLT AQUA Drive окупается в достаточно разумные сроки $T_{\text{ок}} \approx 3,3$ года, даже без учёта экономии воды, т. е. применение частотно-регулируемого электропривода в данной установке следует считать вполне эффективным.

Опыт использования частотно-регулируемого электропривода в насосных установках

5.1. Общие сведения

Ввиду явных преимуществ частотно-регулируемый электропривод получает довольно широкое распространение в насосных установках. В настоящее время сложились условия, позволяющие использовать его повсеместно. Развитие полупроводниковой техники дало возможность создать на базе статических преобразователей надежные и сравнительно недорогие частотно-регулируемые электроприводы. В результате этого расширились работы по исследованию, разработке и созданию насосных установок, оснащённых автоматизированным частотно-регулируемым электроприводом.

Преимущественное распространение в насосных установках получили частотно-регулируемые электроприводы, обеспечивающие плавное изменение технологических параметров насосов (подачи и давления).

Ниже приведен краткий обзор наиболее характерных насосных установок, в которых используется частотно-регулируемый электропривод. Даны сведения о его эффективности и особенностях применения, а также сведения об использовании в насосных установках частотных преобразователей «Данфосс». Обзор позволяет получить некоторое представление об основных этапах внедрения регулируемого электропривода в насосных установках.

Впервые в практике российского водоснабжения регулируемый электропривод был применён в 1964 г. [3]. Номинальные параметры регулируемого насосного агрегата: подача $0,35 \text{ м}^3/\text{с}$, напор 30 м, мощность 155 кВт, частота вращения 980 мин^{-1} . Вследствие отсутствия в те годы надёжных и экономичных преобразователей

частоты регулирование осуществлялось с использованием электромагнитной муфты скольжения индукторного типа ИМС-160 (вращающий момент 160 кгс·м).

Установка на объекте ИМС позволила стабилизировать напор на коллекторе насосной станции и сэкономить 225—255 тыс. кВт·ч в год, т.е. 15—17% общего энергопотребления. На рис 5.1 показан график давления на напорном коллекторе при регулировании частоты вращения насосного агрегата и без регулирования. Аналогичные графики (рис. 5.2) были получены другими исследователями на других объектах [3].

Целесообразность применения САУ с РЭП в канализационных насосных станциях была обоснована в работах ВНИИ ВОДГЕО в 1980—82 гг. Экспериментальная проверка этих предположений осуществлена на Ивановской канализационной насосной станции (КНС) г. Москвы в 1982—1984 гг. [3]. Это был первый опыт использования РЭП в российском водоотведении.

На Ивановской КНС два насосных агрегата из шести установленных были оснащены индукторными муфтами скольжения. Номинальные параметры агрегатов: подача 800 м³/ч (0,22 м³/с), напор 33 м (0,33 МПа), мощность 160 кВт, частота вращения 960 мин⁻¹, вращающий момент ИМС 1,60 кН·м (160 кгс·м).

Регулирование режима работы установки до внедрения РЭП осуществлялось периодическим включением-отключением насосных агрегатов. Число включений составляло 30—40 в сутки, а число работающих агрегатов в зависимости от притока сточных вод изменялось от одного до трёх.

Внедрение системы регулирования сократило потребление электроэнергии примерно на 10%, т.е. на 170 000 кВт·ч в год, а также снизило число включений-отключений насосных агрегатов с 30—40 до 3 в сутки [3]. Одновременно опыт эксплуатации выявил чрезвычайно низкую надёжность ИМС, что не позволило рекомендовать их для широкого внедрения.

Использование регулируемого электропривода в российских насосных установках длительное время носило экспериментальный характер. Перелом произошёл в конце прошлого века, когда ведущие мировые компании, в том числе «Данфосс», стали поставлять современные частотные преобразователи.

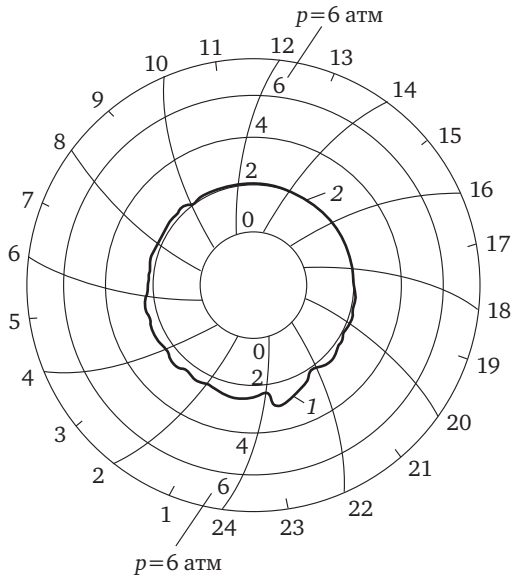


Рис. 5.1. Суточная диаграмма напоров в диктующей точке сети:
 1 — регулируемый агрегат не работает; 2 — регулируемый агрегат работает

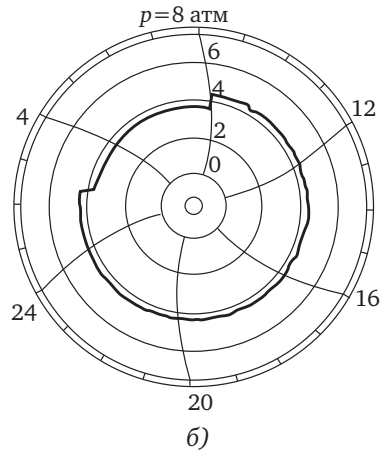
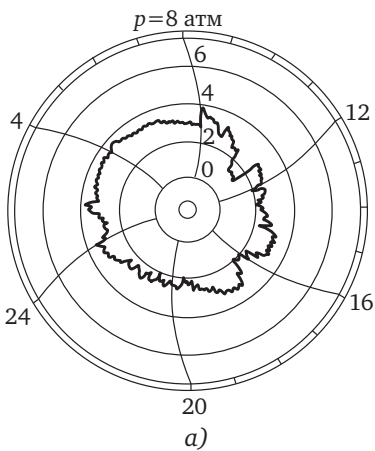


Рис. 5.2. Суточная диаграмма напоров в диктующей точке сети района водоснабжения Новая Вилия до внедрения САУ (а) и после (б):

Как известно, компания «Данфосс» является пионером использования частотного привода в насосных установках водопроводно-канализационного хозяйства. Компания «Данфосс» с 1968 г. изготавливает серийные частотные преобразователи, которые успешно используются в насосных установках.

Появление на отечественном рынке серьёзных зарубежных фирм, поставщиков преобразовательной техники, в том числе «Данфосс», а также освоение производства современных частотных преобразователей отечественными предприятиями с использованием импортных комплектующих изделий обеспечило насосные установки достаточно надёжными и приемлемыми по цене низковольтными преобразователями мощностью до 1000 кВт. На основе этих преобразователей созданы сотни энергосберегающих САУ в различных регионах России. Особенно широкое распространение получили низковольтные частотно-регулируемые электроприводы мощностью до 400 кВт.

Частотные преобразователи «Данфосс», и в частности VLT® AQUA Drive, получили широкое распространение на многих предприятиях водопроводно-канализационного хозяйства всего мира, в том числе и в России. В настоящее время в водопроводных и канализационных насосных станциях системы автоматического управления их режимом оснащаются преимущественно частотно-регулируемым электроприводом, в том числе фирмы «Данфосс» (см. табл. 5.1).

5.2. Использование частотно-регулируемого электропривода «Данфосс» в российских насосных установках

Общее представление об использовании частотно-регулируемого электропривода компании «Данфосс» в российских насосных установках различного назначения даёт информация, представленная в табл. 5.1.

Ниже приведены более подробные описания отдельных объектов внедрения частотно-регулируемых приводов «Данфосс».

Реконструкция насосных станций очистных фильтровальных сооружений №2 г. Бакал, Челябинской области. В связи с полным износом оборудования в целях повышения надёжности

Таблица 5. 1. Примеры использование частотно-регулируемого привода «Данфосс» в насосных установках различного назначения

Наименование предприятия	Назначение системы, местонахождение объекта	Тип и характеристики частотных преобразователей	Общее количество преобразователей, год внедрения	Эффективность применения преобразователей
Насосные установки систем подачи воды и отведения стоков				
ООО «Новая городская инфраструктура»	Управление режимом работы водопроводных насосных станций, г. Пермь, г. Кудымкар	VLT [®] 8000: 380 В, 4×315 кВт 3×30 кВт VLT [®] 8000: 380 В, 7,5 кВт FC302: 380 В, 7,5 кВт	14, —	Автоматическое поддержание заданных технологических параметров (подача воды, давление), энергосбережение, защита электродвигателей
МУП «Водоканал»	Управление режимом работы канализационной насосной станции (КНС) водоканала, г. Новочеркасск	VLT [®] 8000, 380 В, 315 кВт MCD300: 380 В, 315 кВт	4, —	Стабилизация уровня стоков в приёмном резервуаре, энергосбережение
Городское коммунальное управление	Водопроводная насосная станция II-го подъёма, г. Ясный, Оренбургская область)	FC202: 380 В; 160к Вт; 55 кВт	2, 2010	Замена дросселирования напорных коммуникаций, экономия энергии
МУМР №16	Погружной насос водозабора, г. Псков	VLT [®] 8000: 380 В, 22 кВт	1	Энергосбережение, окупаемость 1,5 ÷ 2,0 года
Водоканал	Насосные установки холодного водоснабжения, г. Гатчина	FC202: 380 В; 5 кВт	10	То же
Горводоканал	Насосная станция второго подъёма, г. Белгород	FC302: 380 В; 400 кВт	2	Энергосбережение, окупаемость 2 года

ОАО «Кольский ПМК»	Водопроводная насосная станция третьего подъёма металлургического предприятия, г. Мончегорск	FC202: 380 В, 75 кВт	4	Стабилизация давления, энергосбережение
Коммунаэнерго	Водопроводная станция второго подъёма, г. Самара	FC202: 380 В; 7,5—132 кВт	15, 2009	Замена дросселирования, экономия энергии
Сызранский водоканал	Насосная станция I-го подъёма, г. Сызрань	MCD202: 380 В; 37—75 кВт	5, 2009	Поддержание требуемого уровня на очистных сооружениях
Насосные установки тепловых пунктов				
МУП «Моторостроитель»	Управление режимом работы насосных станций горячего и холодного водоснабжения в центральных тепловых пунктах, г. Пермь	VLT®8000: 380 В, 11×18,5 кВт FC102: 380В; 18,5 кВт	10, 2006—2007	Автоматическое поддержание заданных технологических параметров (подача воды, давление), энергосбережение. Защита электродвигателей
ЛенСпецСМУ; СтройМонтаж; ЛЭК Истэйт	Насосные установки горячего и холодного водоснабжения ЦТП, СПб	FC202: 380 В; 5 кВт	20, —	Энергосбережение, окупаемость 1,5÷2 года
МП Жилхоз	ЦТП, г. Кириши	То же	10, —	То же
Теплоэнерго,	Насосная установка горячего водоснабжения, г. Великий Новгород,	VLT®8000: 380 В, 4,5 кВт; 7,5 кВт; 15 кВт	3, —	Энергосбережение, окупаемость 1,5÷2,0 года
ООО «Тарет»	То же, г. Оприадный	VLT5102: 380 В; 75 кВт MCD202: 380 В, 75 кВт	3, 2007	Автоматизация насосной установки, энергосбережение
Тепловая сеть	Насосные установки тепловых пунктов, г. Оренбург	FC202: 380 В; 3—22 кВт	22, 2009	Энергосбережение

Наименование предприятия	Назначение системы, местонахождение объекта	Тип и характеристики частотных преобразователей	Общее количество преобразователей, год внедрения	Эффективность применения преобразователей
<i>Насосы котельных установок</i>				
Теплоком	Подпиточные и сетевые насосы котельной установки, пос. Шутозеро	VLT®8000: 380 В; 90 кВт; 22 кВт; 5,5 кВт	3, —	Улучшение технологического процесса теплоснабжения
«Тамбовские коммунальные системы»	Насосы котельной установки, г. Тамбов	FC302: 380 В; 30 кВт; 7,5 кВт	2, —	То же
<i>Насосные установки промышленных предприятий технологического назначения</i>				
ООО «Красноярский цемент»	Шламовые насосы, г. Красноярск	FC302: 380 В; 132 кВт	3, —	Совершенствование технологического процесса. Энергосбережение, окупаемость 1,7 года
ОАО «Вольский цемент»	Шламовые насосы, г. Вольск	VLT5102, 380 В, 132кВт	6, —	Совершенствование технологического процесса (стабильная подача шлама в печь).
ОАО «Оскольский цемент»	Шламовые насосы, г. Старый Оскол	VLT5102, 380 В, 132кВт	1, —	Совершенствование технологического процесса, стабильная и бесшумная подача шлама в печь

Грязинский сахарный завод	Насосная установка, г. Грязи, Липецкой области	ФС302: 380 В; 45 кВт	4, —	Энергосбережение, окупаемость 2 года
Алексеевский сахарный завод	Насосная установка, г. Алексеевка, Белгородской обл.	ФС302: 380 В; 90 кВт	1, —	То же
«Монтаж-автоматика»	Насосная установка, г. Воронеж	ФС302: 380 В; 30 кВт; 75 кВт; 45 кВт;	4, —	То же
«Башкирская химия»	Насосные установки очистных сооружений предприятия по производству каустической соды, г. Стерлитамак	MCD300: 380 В, 300 кВт	3, —	Снижение пусковых токов, предотвращение гидравлических ударов при пуске насосов в работу
Предприятие Элекс	Насосные установки, г. Ульяновск	ФС202: 380 В; 7,5кВт VLTMicroDrive: 15 и 7,5 кВт	7, 2009	Автоматическое поддержание давления, защита двигателя, энергосбережение
ВНИИР	Насосные установки размыва грунта, СПб	ФС202: 380 В, 160 кВт	3, 2010	Регулирование подачи насосов при размыве грунта
ТЭЦ	Канализационная насосная станция промстоков, г. Стерлитамак	ФС202: 380 В, 75 кВт	1, 2010	Стабилизация уровня в резервуаре, энергосбережение
ТЭЦ	Насосная установка, г. Кумертау	ФС202: 380 В, 30 кВт	1, 2010	Стабилизация уровня воды в расширительном баке

водоснабжения города Бакал с населением около 70 тысяч человек осуществлена реконструкция насосных станций первого подъёма. Для повышения энергетической эффективности насосная станция была автоматизирована на основе использования регулируемого электропривода. Работа выполнялась по инициативе администрации Саткинского района Челябинской области и заказу водоканала г. Бакал.

Основные стадии автоматизации включали в себя: обследование объекта, разработку эскизного проекта с основными техническими решениями, определение бюджета реализации, технико-экономическое обоснование принятых решений (ТЭО) и сроки выполнения работ. Разработка была включена в областную программу мероприятий повышения энергетической эффективности Челябинской области.

Объём реконструкции предусматривал замену насосов, использование новой запорно-регулирующей арматуры, установку современного регулируемого электропривода для управления режимами работы насосной установки на основе преобразователей частоты (ПЧ) типа FC 202 мощностью 160 кВт и устройств плавного пуска (УПП) серии 500 мощностью 250 кВт.

Преобразователями частоты оснащены насосы, для которых предусмотрена работа с переменной частотой вращения. Благодаря работе с переменной частотой вращения, их режим работы приводится в соответствие с изменяющимся режимом работы системы водоснабжения, что обеспечивает энергосберегающий режим работы насосной установки.

Устройствами плавного пуска оснащены насосы, работающие с постоянной частотой вращения, для обеспечения их плавного разгона при включении в работу и плавной остановки при отключении. Применение УПП предотвращает преждевременный износ насосных агрегатов и запорно-регулирующей арматуры (затвижек, затворов, обратных клапанов и проч.). Кроме того, использование УПП снижает вероятность возникновения гидравлических ударов в системе водоснабжения и обеспечивает полную защиту электродвигателей от перегрузок и коротких замыканий.

Новая система управления станции №1 обеспечивает поддержание требуемого давления на выходе из насосной станции. На

станции установлено три частотных преобразователя «Данфосс» по 160 кВт и один преобразователь 110 кВт. Особенностью насосной установки является то, что с напорного коллектора вода подаётся по разным направлениям. Разработанная система управления на основе ПЧ обеспечивает требуемое давление по каждому направлению. На станции № 2 установлен шкаф управления с одним преобразователем «Данфосс» на 110 кВт, с помощью которого также поддерживается требуемое давление на её выходе.

В работе по реконструкции насосных станций наряду со специалистами компании «Данфосс» принимала участие компания «Уралтеплоприбор» (проектирование, монтаж и пусконаладочные работы).

Принятые технические решения, предусматривающие использование на объекте преобразователей частоты «Данфосс», обеспечили надёжную и экономичную работу группы насосных агрегатов, в том числе необходимую защиту электродвигателей агрегатов. Кроме того, создана система сбора и передачи на диспетчерский пункт информации о состоянии оборудования, о наработанных агрегатами моточасах, о количестве потребляемой электроэнергии. Выполненная реконструкция повысила надёжность водоснабжения жилого массива и промышленных предприятий, в том числе котельной системы теплоснабжения части города.

Насосная установка Туганского горно-обогатительного комбината с погружным насосом. Артезианская скважина оборудована погружным насосом ЭЦВ8-25-100 (подача 25 м³/ч; напор 100 м вод. ст., мощность электродвигателя ПЭДВ 11 кВт). Насосная установка эксплуатировалась без эффективных устройств стабилизации давления. В период максимального разбора воды в системе наблюдалось падение давления, а при минимальном водопотреблении давление повышалось до 100 м. Установка дросселирующего клапана частично решала задачу стабилизации давления, но его использование вело к потерям энергии, да и работал он ненадёжно. Такой режим работы отрицательно сказывался на сроках службы оборудования системы водоснабжения и аппаратов, потребляющих воду. Для поддержания требуемого давления приходилось также осуществлять сброс части воды в канализацию, что является нерациональным расходом природных ресурсов. Для выполнения регулирования сброса

воды и ремонта дросселирующих устройств приходилось привлекать обслуживающий персонал предприятия, что связано с дополнительными финансовыми и материальными затратами.

В связи с изложенным НПФ «Привод Сервис» (авторизированный дистрибьютор компании «Данфосс») провёл обследование системы водоснабжения, выполнил технико-экономическое обоснование (ТЭО) целесообразности применения преобразователя частоты «Данфосс» для управления насосом артезианской скважины. Срок окупаемости преобразователя частоты с учётом всех затрат составил 1,5 года.

Для оснащения насоса был выбран преобразователь частоты VLT8022 AQUA мощностью 15 кВт. Мощность преобразователя несколько выше мощности электродвигателя (11 кВт), что обусловлено высоким значением тока электродвигателя. Для исключения пробоя изоляции обмоток двигателя насоса (см. рекомендации руководства по эксплуатации преобразователя частоты) установлен дополнительно LC-фильтр.

Поддержание давления на выходе насосной станции осуществляется преобразователем частоты в автоматическом режиме. Сигнал задания (уставки) поступает от датчика давления (датчик «Данфосс» MBS3000). Применение частотно-регулируемого привода на рассматриваемом объекте дало следующие преимущества:

- стабилизировало рабочее давление в системе водоснабжения;
- повысило срок службы насоса, трубопроводов и арматуры, технологического оборудования, получающего воду от этой насосной установки;
- рационализировало использование воды и электроэнергии;
- снизило риск возникновения гидравлических ударов в системе водоснабжения;
- свело к минимуму участие обслуживающего персонала в работе системы управления артезианской скважиной;
- обеспечило защиту электродвигателя насоса от токов короткого замыкания и перегрузки.

По результатам внедрения частотно-регулируемого электропривода руководство предприятия приняло решение о дальнейшем применении для различных нужд производства преобразователей частоты «Данфосс».

Насосная станция второго подъёма Северного водозаборного узла (ВЗУ) Калужского областного водоканала. Партнёр «Данфосс», ЗАО «Привод-Плюс», провёл комплексное обследование предприятия. Рассмотрено пять вариантов модернизации объекта. Были изучены гидравлические и электрические схемы станции, выполнен анализ режимов работы насосной установки, рассмотрены технологические особенности объекта.

В результате обследования было установлено, что оборудование насосной станции, включающее в себя высоковольтные насосы, за время эксплуатации сильно изношено и нуждается в обновлении, что режимы работы насосной установки далеки от совершенства, что существует возможность существенно снизить потребление электроэнергии, если применить в системе автоматизации частотно-регулируемый электропривод.

По результатам сравнения технико-экономических показателей был выбран вариант модернизации, предусматривающий замену высоковольтного привода (6 кВ) на низковольтный (0,4 кВ). Этот вариант обеспечивал самый короткий срок окупаемости затрат на модернизацию насосной станции (2,24 года).

Вариант предполагал использование низковольтного преобразователя частоты «Данфосс» серии FC202, мощностью 315 кВт. Ввиду высокого износа существующих насосов была осуществлена их замена на современные насосные агрегаты с более высокими значениями КПД.

Использование низковольтного преобразователя частоты позволило избежать выполнения большого объёма строительных работ, который мог потребоваться при использовании высоковольтного привода. Преобразователи «Данфосс» были выбраны как имеющие высокую надёжность, большой спектр специальных насосных и энергосберегающих функций, обладающих встроенными фильтрами ЭМС.

Компания «Привод-Плюс» провела замену насосного агрегата, осуществила внедрение автоматизированной системы управления. Система управления включала в себя силовой шкаф с защитно-коммутирующей аппаратурой, шкаф управления, преобразователь частоты, датчик давления и пульт управления.

Автоматизированная система обеспечила плавный пуск насосов, снизила вероятность возникновения гидравлических ударов

в трубопроводах. Появилась возможность автоматического регулирования давления в трубопроводе в зависимости от водопотребления. Удалось существенно снизить потребление электроэнергии и уменьшить утечки воды.

Кроме того, система управления осуществляет контроль за энергопотреблением насосной установки, обеспечивает защиту электродвигателя от перегрузки и коротких замыканий, стабилизирует давление в напорном коллекторе, изменяет подачу насоса по заданному суточному графику, увеличивает срок службы оборудования, сокращает затраты на эксплуатацию и ремонт оборудования.

Насосная станция третьего подъёма Ярославского водоканала. С августа 2000 г. на одной из станций третьего подъёма Ярославля эксплуатируется частотный преобразователь мощностью 355 кВт датской фирмы «Данфосс». В первый период его эксплуатации экономия энергии не превышала 13—14%. Анализ режима работы насосной установки, проведенный работниками Ярославского водоканала, показал, что в режиме максимального водопотребления работа одного регулируемого агрегата параллельно с таким же нерегулируемым агрегатом не обеспечивала экономичного режима работы установки. После замены нерегулируемого агрегата другим с меньшей подачей эффективность работы станции увеличилась. По данным эксплуатации экономия энергии возросла до 45%, а срок окупаемости снизился до 1,75 года.

5.3. Использование частотно-регулируемого электропривода в системах подачи и распределения воды (СПРВ)

Следует отметить, что в настоящее время область применения частотно-регулируемого привода расширяется. Частотно-регулируемый привод теперь используется не только для регулирования отдельных насосных агрегатов и насосных станций, но и для регулирования режимов работы систем подачи и распределения воды (СПРВ) с несколькими насосными станциями, подающими воду в общую сеть.

Впервые попытка создания объединённой системы автоматизированного управления несколькими насосными станциями была предпринята в 1986—1988 годах специалистами лаборатории автоматизации НИИ ВОДГЕО [3]. Однако по ряду причин (изменение режима водопотребления в районе питания, несовершенство тогдашних приборов и средств автоматизации) не удалось довести ОСАУ до уровня промышленного использования.

Идея объединённой системы автоматизированного управления режимом работы нескольких насосных установок, подающих воду в общую сеть, была реализована в г. Северске. Технико-экономические расчёты показали техническую возможность и экономическую целесообразность использования регулируемого электропривода в САУ режимами работы насосных установок г. Северска.

В качестве объекта первоочередного внедрения была выбрана насосная станция второго подъёма водозабора №2, но проектирование САУ проводилось для насосных станций второго подъёма обоих водозаборов города одновременно, чтобы эти локальные САУ могли в перспективе войти в объединённую САУ режимом подачи воды в город.

Разработку САУ выполняли комплексно, затрагивая вопросы не только автоматизации, но и технологии водоподачи. В частности, на регулируемом агрегате высоконапорный насос 8НДВ заменён на насос Д1250-6З, имеющий большую подачу и более низкую пологую напорную характеристику. На рис. 5.3 приведены рабочие характеристики регулируемого насосного агрегата №3, снятые экспериментально для разных значений частоты вращения. Рассмотрение рабочих характеристик агрегата №3 показывает, что он может обеспечить водоснабжение района питания в широком диапазоне изменения подач (300—1300 м³/ч) и напоров (20—60 м). Благодаря этому большую часть времени подача воды в сеть может осуществляться только одним регулируемым агрегатом. Лишь при увеличении водопотребления до 1350—1500 м³/ч требуется дополнительное включение еще одного агрегата.

График 3 на рис. 5.3, б показывает, что работа регулируемого агрегата на пониженных частотах существенно уменьшает потребляемую им мощность. По результатам эксперимента определена

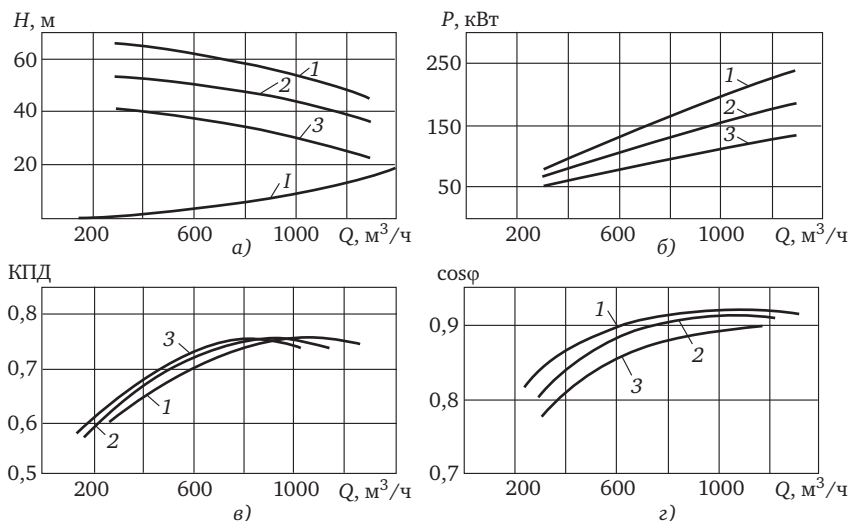


Рис. 5.3. Рабочие характеристики регулируемого насосного агрегата №3: а — напорные характеристики $H-Q$; б — зависимости потребляемой мощности от подачи; в — зависимости КПД от подачи; з — зависимости изменения $\cos \varphi$ от подачи: 1 — $n = 1350 \text{ мин}^{-1}$; 2 — $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$; 3 — $n = 1050 \text{ мин}^{-1}$; I — зависимость потерь напора во внутростанционных коммуникациях

экономия энергии, полученная в результате применения САУ и замены насоса 8НДВ на насос Д1250-63

$$W_{\text{эк}} = \frac{283,2 - 117,2}{283,2} 100\% = 58,6\%.$$

Анализ режимов работы станции до и после внедрения САУ показал, что 20—25% экономии энергии обеспечивается вследствие использования регулируемого привода в САУ, а 30—35% — вследствие замены насоса и приведения в соответствие его рабочих характеристик режиму работы водопроводной сети [3].

Впоследствии (2000 г.) аналогичная система была создана на станции второго подъема водозабора №1. На основе локальных систем автоматизированного управления обеих станций создана объединённая система автоматизированного управления (ОСАУ) режимами работы двух станций второго подъема, подающих воду в

общую сеть. Подробное описание ОСАУ насосных станций второго подъёма г. Северска содержится в [3,18].

Заключение

Теоретические разработки и опыт внедрения и эксплуатации энергосберегающих систем в насосных установках показали, что использование частотно-регулируемого электропривода является экономичным и надёжным средством управления режимами работы насосных установок различного назначения. Применение частотно-регулируемого электропривода обеспечивает:

- экономию 5—15%, а в отдельных случаях до 30% электроэнергии, расходуемой на перекачку чистых и сточных вод;
- снижение расхода чистой воды на 2—5% вследствие стабилизации давления в водопроводной сети и соответственно уменьшения утечек и нерациональных расходов воды;
- сокращение сброса сточных вод в канализацию на 2—4% вследствие снижения утечек и нерациональных расходов воды;
- уменьшение строительных объемов зданий насосных станций на 15—20% в результате укрупнения единичной мощности насосных агрегатов и соответственно уменьшения их количества;
- уменьшение износа гидромеханического и электротехнического оборудования благодаря сокращению количества пусков и остановок насосных агрегатов;
- снижение вероятности возникновения аварий, вызванных гидравлическими ударами, благодаря плавному изменению режимов работы насосных установок.

Применение РЭП в энергосберегающих системах названных выше установок целесообразно, если сроки окупаемости укладываются в разумные пределы (3—4 года).

Приведенные выше рекомендации носят общий характер. Для конкретных установок решение о создании энергосберегающих САУ и об использовании в них регулируемого электропривода следует принимать по результатам ТЭО, выполненного с использованием изложенных выше методик.

Обобщение опыта разработки, внедрения и эксплуатации таких систем позволило сформулировать основные положения, обеспе-

чивающие эффективное использование РЭП в насосных установках, которые приведены ниже.

1. Регулируемый электропривод сам по себе не может обеспечить эффективной работы установки. Эффективная работа насосной установки обеспечивается надлежащим технологическим режимом перекачки чистых или сточных вод. Надлежащий технологический режим перекачки создаётся специально для этого разработанной системой управления, в которой регулируемый привод является одним из элементов, хотя и очень важным.

2. Не существует идеального, пригодного для всех насосных и воздуходувных установок, единственного вида РЭП. Для использования в насосных установках пригодны различные виды привода. Каждый из них обладает своими достоинствами и недостатками. Выбор привода для конкретных установок осуществляется на основании расчётов по сопоставимым техническим и экономическим показателям.

3. Для создания надлежащего технологического режима работы насосной установки система управления должна обладать способностью осуществлять специальные функции, обеспечивающие работу установки в наиболее экономичном режиме, исключающем преждевременный износ и повреждения насосного агрегата. Такими функциями обладают современные частотные преобразователи, описанные в § 2.3.

4. Разработке САУ, оснащаемой РЭП, должно предшествовать изучение технологического режима работы объекта. На этой основе принимаются основные технические решения, которым даётся технико-экономическое обоснование (ТЭО), подтверждающее техническую возможность и экономическую целесообразность применения РЭП в САУ насосной или воздуходувной установки.

На этом этапе решаются основные задачи: выбирается насосная установка, на которой выгодно применение РЭП, и определяется его тип. Решается вопрос о целесообразности использования наряду с регулируемым приводом или вместо него других способов и средств регулирования. Определяется количество агрегатов, которые следует оснастить регулируемым приводом. Выявляются изменения, которые нужно внести в гидравлическую и электрическую схемы объекта, а также в состав основного насосного, воздухову-

ного, гидромеханического и электрического оборудования. Выбираются параметры регулирования системы управления. Решаются вопросы, связанные с размещением вновь устанавливаемого оборудования. Определяется возможная экономия энергии, чистой воды и снижение эксплуатационных расходов, а также капитальные вложения, связанные с применением регулируемого привода. Дается обоснование наиболее выгодному для предприятия тарифу на оплату электроэнергии. С учётом этих показателей определяются сроки окупаемости принимаемых технических решений.

5. Названные выше задачи решаются на основе информации, получаемой при проведении натурного обследования действующих объектов и при изучении проектной и эксплуатационной документации, а также по результатам анализа режимов работы установки в увязке с режимами работы водопроводных или канализационных сетей. При этом выполняются необходимые гидравлические, энергетические и экономические расчеты. Для вновь сооружаемых объектов основным источником информации являются проектная документация, а также материалы натурного обследования аналогичных объектов.

6. ТЭО служит основой для выявления объектов первоочередного внедрения, для подготовки предложений по корректировке проектной документации вновь сооружаемых объектов, для подготовки технологических требований к САУ и технического задания на разработку и проектирование САУ.

7. При разработке САУ необходимо соблюдать системный подход к её созданию. Такой подход характеризуется согласованным, взаимно увязанным решением проблем технологического, энергетического, экономического и эксплуатационного характера, а также задач автоматизации.

8. Реализация технических решений осуществляется комплексно, затрагивая все составные части насосной установки: технологическую схему и схему энергоснабжения, состав насосного, гидромеханического и электроэнергетического оборудования.

При необходимости вносятся изменения в компоновочные решения, поскольку применение регулируемого привода позволяет укрупнить единичную мощность насосных и воздуходувных агрегатов и уменьшить их количество. Благодаря этому упрощается тех-

нологическая схема установки, сокращается количество задвижек, затворов и клапанов. В результате этого уменьшаются строительные габариты зданий вновь сооружаемых станций, а при модернизации действующих объектов появляется возможность на тех же производственных площадях разместить более мощные насосные агрегаты. Вследствие этого появляется необходимость корректировать строительную часть объекта.

9. При разработке и проектировании собственно САУ особое внимание должно быть уделено выбору параметров регулирования и взаимодействию регулируемых и нерегулируемых агрегатов, входящих в состав одной установки, а также взаимодействию нескольких установок, подающих воду в общую сеть. Пренебрежение этим положением может существенно уменьшить эффективность САУ, так как создание благоприятных условий работы для одного агрегата или одной установки может создать невыгодные условия для других агрегатов и установок, работающих совместно, и даже может оказаться выше, чем до внедрения САУ.

10. Важным условием эффективного использования РЭП в САУ насосных установок является участие предприятия — разработчика во всех этапах построения САУ, начиная с ТЭО, кончая вводом системы в эксплуатацию и участием в её опытно-промышленной эксплуатации.

11. Реализация изложенных принципов экономичного управления режимами работы насосных установок эффективно решается с использованием современных частотно-регулируемых приводов, обладающих специальными функциями, повышающими надёжность и экономичность работы насосных установок (см. § 2.3, где описаны специальные функции частотных преобразователей компании «Данфосс»).

Список литературы

1. **Белозоров Н.П., Луговской М.В.** Расчет систем водоснабжения с применением вычислительной техники. М.: Колос, 1973.
2. **Ильин В.Г.** Расчет совместной работы насосов, водопроводных сетей и резервуаров. // Киев, Госстройиздат УССР, 1963.
3. **Лезнов Б.С.** Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздухоудных установках. М.: Энергоатомиздат, 2006.
4. **Лезнов Б.С.** Характеристики разветвлённых трубопроводов с промежуточными отборами воды // Водоснабжение и санитарная техника. 2007, № 12.
5. **Карелин В.Я., Минаев А.В.** Насосы и насосные станции. М.: Стройиздат, 1986.
6. **Товстолес Фл.П.** Гидравлика и насосы. Часть III. Насосы. —М.: ГОНТИ.Л. 1938.
7. **Альтшуль А. Д., Киселёв П.Г.** Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1975.
8. **Центробежные** насосы двустороннего входа. Каталог. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1982.
9. **Электрические** нагрузки промышленных предприятий / С.Д. Волобринский, Г.М. Каялов, П.Н. Клейн и др. Л.: Энергия, 1971.
10. **60 лет** ленинского плана ГОЭЛРО: Сб. статей / Под ред. П.С. Непорожного, М.: Энергия, 1980.
11. **Лобачев П.В.** Современные средства измерения расхода жидкости // Интенсификация действующих систем водоснабжения на основе внедрения новой техники и технологии. М.: МДНТП, 1986.
12. **Крупные** центробежные и осевые насосы / И.И. Киселев, А.Л. Герман, Л.М. Лебедев и др. М.: Машиностроение, 1977.
13. **Брускин Д.Э., Зохорович А.Е., Хвостов В.С.** Электрические машины. Часть 1, 2. М.: Высшая школа, 1987.
14. **Лезнов Б.С.** Методика оценки эффективности применения регулируемого электропривода в водопроводных и канализационных насосных установках. М.: Машиностроение, 2011.

15. **Брошюра VLT[®] AQUA Drive.** Данфосс. Совершенное решение для водоснабжения и водоотведения и ирригации. Издание PE-MMSC 2011.07.

16. **Руководство** по проектированию привода VLT[®] AQUA Drive. Данфосс. MG.20NX.YY., 160 с.

17. **Руководство** по эксплуатации привода VLT[®] AQUA Drive. Данфосс. MG.20NX.YY., 160 с.

18. **Сиволов Г.Е., Кармалов А.И., Ивансон П.Б., Исхаков Ю.Б.** Многоуровневая автоматизированная система управления технологическими процессами водоснабжения и водоотведения // Водоснабжение и санитарная техника. 2011. № 9—1.

19. **Чебанов В.Б.** Стабилизация уровня в приемных резервуарах канализационных насосных станций // Автоматизация и управление систем водоснабжения и водоотведения: Сб научн. трудов. М.: ВНИИ ВОДГЕО, 1986.

20. **Рекомендации** по применению регулируемого электропривода в системах автоматического управления водопроводных и канализационных насосных установок. Сб научн. трудов. М.: ВНИИВОДГЕО, 1987.

21. **Лезнов Б.С., Воробьева Н.П.** Снижение материалоемкости и стоимости насосных станций // Водоснабжение и санитарная техника. 1988, №1.

22. **Центробежные насосы** двустороннего входа. Каталог. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1982.

23. **Пособие** по водоснабжению и канализации городских и сельских поселений (к СниП 2.07.01-89) // ЦНИИЭП инженерного оборудования, ЦИТП, 1992.

24. **А.с. № 1366704 СССР** от 15.09.87 / Система управления насосами/ В.Б. Чебанов, Я.Н. Гинзбург, Б.С. Лезнов // Открытия и изобретения.

25. **Лезнов Б.С.** Технологические основы использования регулируемого электропривода в насосных установках // Водоочистка. Водоподготовка. Водоснабжение. 2012, №5.

Содержание

Введение	3
Глава 1. Технологические основы применения частотно-регулируемого электропривода в насосных установках	5
1.1. Общие сведения о насосах и насосных установках	5
1.2. Режимы работы насосных установок	11
1.3. Работа насосных агрегатов с переменной частотой вращения	22
1.4. Энергопотребление насосных установок	36
1.5. Потери энергии в насосных установках и воды в системах водоснабжения	44
1.6. Регулирования режимов работы насосных установок	62
Глава 2. Регулируемый электропривод насосных установок	67
2.1. Особенности регулируемого электропривода	67
2.2. Энергетические характеристики регулируемого электропривода, область его применения и условия использования	81
2.3. Технические характеристики и специальные функции частотных преобразователей	93
Глава 3. Устранение потерь энергии в насосных установках средствами частотно-регулируемого электропривода	105
3.1. Стабилизация давления в системе подачи жидкости	105
3.2. Стабилизация уровня в резервуарах	113
3.3. Управление режимами работы нескольких насосных установок, подающих жидкость в общую сеть	118
3.4. Управление режимами работы насосных станций обратных систем	120
Глава 4. Техничко-экономическое обоснование применения частотно-регулируемого электропривода в насосных установках	123
4.1. Экономия энергии при использовании частотно-регулируемого электропривода в насосных установках	123
4.2. Экономия воды при использовании частотно-регулируемого электропривода в насосных установках	131
4.3. Снижение капитальных затрат при использовании частотно-регулируемого электропривода в насосных установках	136

4.4. Методика технико-экономического обоснования применения частотно-регулируемого электропривода в насосных установках	139
Глава 5. Опыт использования частотно-регулируемого электропривода в насосных установках	152
5.1. Общие сведения	152
5.2. Использование частотно-регулируемого электропривода «Данфосс» в российских насосных установках.....	155
5.3. Использование частотно-регулируемого электропривода в системах подачи и распределения воды (СПРВ)	164
Заключение	167
Список литературы	171

Производственно-практическое издание

ЛЕЗНОВ БОРИС СЕМЕНОВИЧ

Частотно-регулируемый электропривод насосных установок

Редакторы: *Н.Б. Фомичева, Л.В. Лецинская*
Компьютерная верстка и художественное
оформление *В.В. Дёмкин*

Сдано в набор 03.12.12. Подписано в печать 24.01.13.
Формат 60×88/16. Бумага офсетная № 1.
Усл. печ. л. 11,00. Уч.-изд. л. 11,17.
Тираж 1000 экз.

ООО «Издательство Машиностроение»
107076, Москва, Стромьинский пер., 4
www.mashin.ru

Отпечатано в полном соответствии с качеством представленного оригинал-макета в ООО «Галлея-принт»



О компании «Данфосс»



«Данфосс» является одним из крупнейших промышленных концернов в Дании. Группа «Данфосс» является глобальным лидером в разработке, производстве, продажах и обслуживании механических и электронных компонентов для промышленности.

Бизнес концерна «Данфосс» сосредоточен на трех главных направлениях, где «Данфосс» занимает лидирующие позиции на рынке:

- Тепловая автоматика
- Холодильное оборудование
- Силовая электроника

Направление силовой электроники включает в себя три подразделения: Danfoss Drives, Danfoss Solar Inverters, Danfoss Silicon Powers.

Подразделение Danfoss Drives первым в 1968 году начало серийный выпуск преобразователей частоты марки VLT и сейчас является лидером по продажам в Европе. Сегодня Danfoss производит широкую гамму преобразователей частоты мощностью до 1400 кВт,

устройств плавного пуска до 800 кВт, а также все необходимые опции. Заводы компании находятся в Дании, США, Новой Зеландии и Китае.

С 1993 года отдел силовой электроники ООО «Данфосс» осуществляет продажи, техническую поддержку и сервис преобразователей частоты и устройств плавного пуска на территории России, Белоруссии и Казахстана.

Преимущества продукции «Данфосс»

- Большое количество вариантов исполнения (более 20 000 видов), Вы можете подобрать нужную вам комбинацию при помощи программы подбора привода.

- Развитая сеть партнеров по сервису и продажам по всей России позволяет осуществлять на высоком уровне техническую поддержку и минимизировать нежелательный простой технологического оборудования в случае поломки.

- Эффективное и гибкое производство в сочетании с развитой логистикой позволяют обеспечить кратчайшие сроки поставки продукции в любых конфигурациях.

- Энергоэффективная продукция, позволяющая экономить значительное количество электрической энергии, особенно в применениях с насосами и вентиляторами.

За многолетнюю историю своей работы в России компания «Данфосс» провела большую просветительскую работу в области образования и помощи инженерам в подборе оборудования, адаптации нормативной документации, организации демонстрационных проектов с доказательством эффективности их применения. В головном офисе компании действует специализированный учебный центр, в котором осуществляется подготовка специалистов компаний-заказчиков и проводятся различные обучающие семинары.

Продукция Danfoss Drives широко используется в таких отраслях как водоснабжение, отопление, вентиляция, а также в химической, автомобильной, бумажной, пищевой, добывающей, металлургической промышленности.