

**М.М. МУХАММАДИЕВ, Э.К.КАН**

**МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ  
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ  
РЕЖИМОВ ИРРИГАЦИОННЫХ  
НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ: ВЫБОР И  
ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ**





МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ  
И ИННОВАЦИИ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ ИСЛАМА КАРИМОВА

М.М. МУХАММАДИЕВ, Э.К. КАН

**МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ  
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ  
ИРРИГАЦИОННЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ:  
ВЫБОР И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ**

ТАШКЕНТ – 2023

УДК  
ББК

Мухаммадиев М.М., Кан Э.К. Методы регулирования эксплуатационных режимов ирригационных насосных станций: выбор и оценка эффективности –Т.: «Innovatsion rivojlanish nashriyot-matbaa uy», 2023, 140 стр.

ISBN 978-9943-

Монография посвящена актуальной на сегодняшний день проблеме энергосбережения на ирригационных насосных станциях. Целью монографии является анализ изучения способов регулирования, применяемых на оросительных насосных станциях. Выделяются и описываются характерные особенности эксплуатационных режимов и способов регулирования работы насосных агрегатов, представлены результаты расчетных, экспериментальных и натурных исследований, предлагается методика выбора регулирования для конкретных ирригационных насосных станций и оценки их энергоэффективности.

Работа будет интересна специалистам в области эксплуатации ирригационных насосных станций и предназначена также для соискателей, магистрантов и студентов ВУЗов, обучающихся по гидроэнергетическим, энергетическим и гидротехническим направлениям.

Рекомендовано к изданию решением Ученого Совета Ташкентского государственного технического университета имени Ислама Каримова.

УДК:  
ББК

Рецензенты:

Р.Р. Эргашев – DSc, проф ИИИМСХ (НТУ);

Б. Шокиров – DSc, проф. АнДАТИ.

ISBN 978-9943-

© «Innovatsion rivojlanish nashriyot-matbaa uy», 2023.

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В мире более трети населения занимается сельским хозяйством, оно для них является основным источником дохода и играет важнейшую роль в экономическом развитии многих стран, обеспечивая продовольствием, сырьем, продуктами и рабочими местами [1]. В связи с этим инвестиции в сельское хозяйство возрастают из года в год, что способствует сокращению бедности в развивающихся странах [2], решению главных вопросов на повестке дня – достижение продовольственной безопасности и улучшение питания [3], экономическому росту и развитию [4, 5].

Республика Узбекистан является аридной страной с малым количеством осадков, низкой влажностью, высоким уровнем испарения и в связи с этим более 92 % водных ресурсов используется для орошения сельскохозяйственных культур, посеянных на площади 4,28 млн. гектаров [6]. Поэтому, учитывая ежегодное увеличение спроса на воду в связи с развитием сельскохозяйственного сектора страны и ростом населения обеспечения необходимыми объемами водных ресурсов, является одной из основных задач.

В нашей Республике орошаемые земли страны являются энергоёмкими, так как около 50 % из них получают воду с помощью насосных станций, для чего каждый год тратится до 12...13 % электроэнергии от общей потребляемой в Республике [6]. Почти все насосные станции являются электрифицированными, только небольшая часть установок питается от дизельных генераторов. Энергетические затраты среди эксплуатационных затрат насосных станций составляют наибольшую долю и в связи с этим для фермеров Республики решение вопросов водо- и энергосбережения, использование альтернативных, более дешевых источников энергии для питания насосных установок являются очень важными и перспективными.

**Ирригационные насосные станции составляют базу машинного водопольяма** Республики Узбекистан, при помощи которой орошается более 50 % земель. Насосная станция является самым сложным, ответственным и энергозатратным объектом в ирригационной системе. Эффективная и надежная работа насосных станций напрямую влияет на работу всей ирригационной системы, себестоимость подаваемой воды и урожайность выращиваемых сельскохозяйств. Ирригационные насосные станции являются одним из основных потребителей электроэнергии в Республике Узбекистан. Они ежегодно расходуют до 7,0-8,0 млрд. кВт\*ч электроэнергии на машинный водоподъем. Другими словами, почти каждый 5-й кВт электроэнергии

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ ИСЛАМА КАРИМОВА**

**М.М. МУХАММАДИЕВ, Э.К.КАН**

**МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ  
РЕЖИМОВ ИРРИГАЦИОННЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ: ВЫБОР И  
ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ**

**Ташкент – 2023**

УДК 631.672.2

Мухаммадиев М.М., Кан Э.К. – Ташкент, ТашГТУ, 2023, 115 с.

Монография посвящена актуальной на сегодняшний день проблеме энергосбережения на ирригационных насосных станциях. Целью монографии является анализ изучения способов регулирования, применяемых на оросительных насосных станциях. Выделяются и описываются характерные особенности эксплуатационных режимов и способов регулирования работы насосных агрегатов, представлены результаты расчетных, экспериментальных и натурных исследований, предлагается методика выбора регулирования для конкретных ирригационных насосных станций и оценки их энергоэффективности.

Работа будет интересна специалистам в области эксплуатации ирригационных насосных станций и предназначена также для студентов и магистрантов гидроэнергетического и гидротехнического направлений.

Рекомендовано к изданию решением Ученого совета Ташкентского государственного технического университета имени Ислама Каримова.

Рецензенты: д.т.н., проф. Б.У. Уришев

д.т.н., проф. О.Я.Гловацкий

© Ташкентский государственный технический университет, 2023

## Предисловие

Ирригационные насосные станции составляют базу машинного водоподъема Республики Узбекистан, при помощи которой орошается более 50 % земель. Насосная станция является самым сложным, ответственным и энергозатратным объектом в ирригационной системе. Эффективная и надежная работа насосных станций напрямую влияет на работу всей ирригационной системы, себестоимость подаваемой воды и урожайность выращиваемых сельхозкультур. Ирригационные насосные станции являются одним из основных потребителей электроэнергии в Республике Узбекистан. Они ежегодно расходуют до 7,0-8,0 млрд. кВт\*ч электроэнергии на машинный водоподъем. Другими словами, почти каждый 5-й кВт электроэнергии вырабатываемой электроэнергетической системой нашей Республики затрачивается на электроснабжение оросительных насосных станций. Поэтому вопросы обеспечения энергоэффективных эксплуатационных режимов оросительных насосных станций являются важной и актуальной задачей для нашей экономики в целом, и в частности для сельскохозяйственного и водного сектора [1,2,3].

Выбор и обоснование энергоэффективного режима работы насосных станций – один из основных условий снижения энергозатрат при машинном водоподъеме. Одним из способов обеспечения энергоэффективной работы насосных агрегатов является выбор оптимального вида регулирования. В монографии рассматриваются различные способы регулирования работы насосных агрегатов. В областных Управлениях насосных станций, энергетики и связи системы Министерства водного хозяйства эксплуатируется более 1600 насосных станций. Наибольшая доля (до 55 %) среди установленных насосов принадлежит центробежным горизонтальным насосам двойного входа (типа «Д») с подачей воды от 320 до 2000 м<sup>3</sup>/ч и высотой подъема от 21 до 125 метров. Ряд насосных станций имеет оборудование не соответствующее техническим требованиям. Работа насосно-силового оборудования таких насосных станций существенно сказывается на затратах электроэнергии на водоподъем, происходит перерасход электроэнергии. По некоторым данным [1,2,3] в результате работы насосных станций в неэкономичных режимах и отсутствия эффективных способов регулирования режимов работы насосных агрегатов теряется до 5-10 % потребляемой электроэнергии, а в некоторых из них потери достигают 20-25 %. С учетом вышеприведенного, крайне важно для каждой насосной станции выявить оптимальные режимы работы насосных агрегатов. В данной монографии

рассматриваются энергоэффективные эксплуатационных режимы средних и малых ирригационных насосных станций с центробежными насосами типа «Д».

На примере насосной станции Тешиктош-1 проводится сопоставление методов регулирования задвижкой и изменением частоты вращения рабочего колеса.

Такие радикальные методы повышения энергоэффективности насосного оборудования насосных станций как замена насосов и двигателей на более современные и экономичные, в монографии не рассматриваются.

Монография является результатом теоретических, лабораторных и натуральных исследований проведенных кафедрами «Гидроэнергетики и гидравлики» ТГТУ и «Использования водных ресурсов и насосных станций» ТИИИМСХ в области повышения эффективности эксплуатации ирригационных насосных станций.



# ГЛАВА 1. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РЕЖИМЫ ИРРИГАЦИОННЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

## 1.1 Особенности эксплуатационных режимов ирригационных насосных станций.

Главная задача оросительной насосной станции – подача требуемого количества воды на необходимую высоту в соответствии с требованиями водопотребителя, при условии энергосберегающей, надежной и безопасной работы оборудования и сооружений [4,5,6].

Эффективность эксплуатации насосной станции во многом зависит от эксплуатационного режима насосных агрегатов. Режим работы насосов зависит от многих факторов. Определяющими факторами являются назначение (мелиоративные, водоснабжения, канализационные и др.), требования потребителя, технические характеристики установленного оборудования, конфигурация и элементы системы (в первую очередь наличие аккумулялирующих емкостей) и т.д..

В общем случае, на насосных станциях различного назначения различают три характерных режима насосного оборудования: равномерный, повторно-кратковременный и неравномерный.

**Равномерный режим** насосного оборудования характеризуется относительно постоянной подачей и напором в течении определенного периода времени. При этом насос должен работать в оптимальных условиях с наибольшим КПД.

**Повторно-кратковременный режим** работы оборудования применяется для ступенчатого регулирования подачи при помощи включения и выключения электродвигателей насоса.

**Неравномерный режим** насосного оборудования характеризуется условием равенства подачи насоса соответствующему водопотреблению в любой момент времени.

Самый простой из вышеуказанных режимов – равномерный режим. Работа насосных агрегатов при таких режимах характеризуется относительно постоянными нагрузками. И если насосное оборудование подобрано правильно, рабочая точка будет находиться в области рекомендуемых рабочих диапазонов (обеспечивая максимальные значения к.п.д.). Но такой режим, на ирригационных насосных станциях и насосных станциях хозяйственно-питьевого (бытового) водоснабжения скорее исключения, чем правило. На насосных станциях водоснабжения чаще всего применяется неравномерный режим. Графики водопотребления насосных станций водоснабжения (особенно хозяйственно-питьевого бытового назначения) отличаются большой степенью

неравномерности даже в короткие промежутки времени. На оросительных насосных станциях (в отличие от насосных станций водоснабжения) обычно режим насосного оборудования – равномерный в течении определенного периода времени (в суточном графике водопотребления) и реже повторно-кратковременный (недельные, месячные графики водопотребления). Регулирование чаще всего осуществляется числом работающих агрегатов и временем их работы (включением-выключением агрегатов по необходимости). Большинство оросительных насосных станций не оборудовано должным способом приборами для учета воды. Подача воды регламентируется в основном по лимиту проработанных мото-часов насосного оборудования и соответственно потребляемой электроэнергии.

Выбор режима производится с учетом графика водопотребления и установленного на насосных станциях основного оборудования и аккумулялирующих емкостей. С точки зрения энергосбережения, надежности эксплуатации оборудования и предотвращения преждевременного износа оборудования более предпочтителен равномерный режим. При этом режиме, насосы работают в постоянном режиме, количество пусков-выключений насосных агрегатов минимально. Но существующие условия не всегда позволяют использование насосов в таком режиме.

## **1.2 Методы регулирования работой агрегата на ирригационных насосных станциях**

Главное условие энергоэффективной эксплуатации насосного оборудования - согласованная работа насосной установки на систему (сеть) при которой режимная (рабочая) точка должна находиться в рабочем интервале напорной характеристики насоса. Только при выполнении этого условия насосы будут эксплуатироваться с достаточно высокой степенью энергоэффективности и надежности. Как известно, режимная (рабочая) точка определяется характеристиками насоса и системы (сети), в которой работает насос. Но, на практике многие насосные станции сталкиваются с проблемой неэффективной эксплуатации насосного оборудования. Зачастую к.п.д. насосной станции значительно ниже к.п.д. установленных на ней насосов. Эксплуатация насосов в условиях изменения требуемых расходов в широком диапазоне приводит к тому, что оборудование большую часть времени работает за пределами рабочей области, с низкими значениями к.п.д. и низким ресурсом.

Поэтому в процессе эксплуатации насосных станций нередко приходится прибегать к регулированию насосов. Под регулированием насоса понимают процесс искусственного изменения его технических показателей (подачи и напора) для

обеспечения требуемых параметров. Работа насосов вне рабочей зоны области поля Q-H ведет к снижению энергоэффективности, повышенному расходу электроэнергии, значения которых могут составлять существенные величины. Также в этом случае, заводы-изготовители насосного оборудования не могут гарантировать заявленные технические характеристики своей продукции.

Для оптимизации эксплуатационных режимов, и уменьшения энергопотребления используют следующие основные способы регулирования подачи (и напора) насоса [4,5,6,7]:

- Замена регулирования подачи задвижкой на регулирование частотой вращения.
- Байпасирование (перепуск части жидкости из напорной линии).
- Изменение частоты вращения насосов, при неизменных параметрах сети.
- Подрезка (обточка) рабочего колеса.
- Замена электродвигателей и насосов на более эффективные.

**Байпасирование** осуществляется перепуском перекачиваемой жидкости из напорного трубопровода насоса во всасывающий (так называемый обратный переток) по спиральному трубопроводу с задвижкой, манипулирование которой позволяет менять подачу насоса. При этом режим работы и параметры самого насоса не изменяются. Недостатком этого способа является потеря энергии на перепуск по байпасу "оборотной" жидкости и небольшое усложнение при обслуживании насосной установки.

**Регулирование основной (запорной) задвижки** (дросселирование) на выходе из насоса (в начале напорной линии). задвижка может использоваться как регулирующее устройство для изменения подачи и напора в процессе эксплуатации насоса. В случае открытия задвижки подача (Q) растет, но растет и потребляемая мощность, величина которой ограничена мощностью привода. При закрытии задвижки ухудшается гидравлический рабочий процесс самого насоса, в нем появляются (при малых расходах) обратные токи жидкости, вибрация и шум, а также нагрев всего насосного агрегата и проточного тракта.

Третьим способом регулирования параметрами насосного агрегата является **изменение числа оборотов вала агрегата**, что достигается путем применения в насосе специальных устройств (типа тиристорных преобразователей частоты), позволяющих менять число оборотов вала электродвигателя. Этот способ значительно удорожает и усложняет обслуживание насосной установки, но позволяет при новых числах оборотов сохранить подобие насосных характеристик, в которых изменение подачи, напора и мощности пропорциональны первой, второй и третьей степени изменения оборотов.

Особым видом регулирования параметров насосов (только при необходимости уменьшения) является их обточка или подрезка рабочего колеса. В процессе эксплуатации иногда отпадает необходимость работы насоса в верхней области поля Q-H. Это ведет к снижению расходов на электроэнергию и нагреву проточного тракта, которые могут составлять существенные величины.

В этом случае целесообразно произвести обточку (или подрезку) рабочего колеса по наружному диаметру, как правило, в одноколесных насосах. Величина обточки обычно колеблется в пределах 10-15 % от наружного диаметра рабочего колеса насоса. Эффективность того или иного способа регулирования во многом определяется характеристикой системы и графиком ее изменения во времени. В каждом случае необходимо принимать решение в зависимости от конкретных особенностей условий эксплуатации

## ГЛАВА 2. ОБТОЧКА (ОБРЕЗКА) РАБОЧЕГО КОЛЕСА

### 2.1. Общие положения.

Центробежные насосы обычно рассчитываются на определенную подачу и число оборотов. Но в процессе эксплуатации насосы могут работать и при других значениях  $Q$ ,  $H$  и  $n$ , отличных от расчетных. оптимальный его режим соответствует подаче  $Q$  и напору  $H$  при наивысшем к. п. д.

Для расширения области применения центробежных насосов, которые работают с электродвигателями переменного тока, не допускающими изменения числа оборотов (асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором и синхронные), применяется обрезка рабочего колеса по наружному диаметру. При уменьшении наружного диаметра рабочего колеса не более чем на 10-15% к. п. д. насоса практически не изменяется, а подача и потребляемая мощность уменьшаются. В соответствии с этим кривая  $h-Q$  на графике сместится влево, а кривые  $H-Q$  и  $N-Q$  понизятся. Насосы рекомендуется эксплуатировать только в области высоких к. п. д. Следовательно, должна использоваться не вся полоса  $H-Q$ , а только ее часть, соответствующая допустимым к. п. д. На практике допускается снижение к. п. д. на 7-10% против наивысшего значения для данного насоса. Предел обточки рабочих колес зависит от коэффициента быстроходности.

Рекомендуются следующие пределы обточки [4]:

для колес с  $n_s$  от 60 до 120..... 20-15%;

$n_s = 120 - 200$ ..... 15-11%;

$n_s = 200 - 300$ ..... 11-7%.

При обточке колеса подача ( $Q$ ) насоса снижается прямо пропорционально отношению нового и старого диаметров рабочих колес, а напор насоса изменяется согласно квадратичной зависимости. Фактически данный метод регулирования путем обточки рабочего колеса эмитирует замену электродвигателя на менее мощный, при неизменных оборотах. Обрезка рабочего колеса до размеров точного соответствия эксплуатационным требованиям может привести к значительному снижению энергозатрат. Общеизвестно, что в технических характеристиках насосов закладывается до 10 % превышения фактических требований. Обрезка до точного соответствия эксплуатационным требованиям может привести к снижению энергопотребления почти на 15 %.

Напор насоса при подаче  $Q_H$  должен быть равен требуемому расчетному напору  $H_H$  или превосходить его не более чем на 10 %. Если это условие не обеспечивается прибегают к обточке рабочего колеса. Допустимая величина обточки рабочего колеса и формулы для пересчета рабочих характеристик зависят от коэффициента быстроходности насоса:

$$n_s = 3.65 \frac{n \sqrt{Q_p}}{H_p^{3/4}} \quad (2.1)$$

где  $n$  – частота вращения рабочего колеса, об/мин;  $Q_p$ - подача в оптимальной точке, м<sup>3</sup>/с (для насосов с двусторонним подводом принимается половина подачи);  $H_p$ -напор в оптимальной режимной точке, м.

Допустимое максимальное значение обточки колеса центробежного насоса: для  $n_s=60\dots120$  20-15%, для  $n_s=120-200$  15-10%,  $n_s=200\dots300$  10-5 %.

Правила, регламентирующие процесс обрезки рабочего колеса, называются «законами сближения» (подобия).

Формулы для пересчета характеристик при обточенном колесе [4,5,8]:

Для  $n_s \leq 150-200$

$$\frac{Q_{об}}{Q} = \frac{D_{об}}{D} \quad (2.2)$$

$$\frac{H_{об}}{H} = \left( \frac{D_{об}}{D} \right)^2 \quad (2.3)$$

$$\frac{N_{об}}{N} = \left( \frac{D_{об}}{D} \right)^3 \quad (2.4)$$

В этом случае при обточке колеса подача (Q) насоса снижается прямо пропорционально отношению нового и старого диаметров рабочих колес, а напор насоса изменяется согласно квадратичной зависимости.

Для  $n_s > 150-200$  формулы подобия имеют вид:

$$\frac{Q_{об}}{Q} = \left( \frac{D_{об}}{D} \right)^{3/2} \quad (2.5)$$

$$\frac{H_{об}}{H} = \left( \frac{D_{об}}{D} \right)^3 \quad (2.6)$$

$$\frac{N_{об}}{N} = \left( \frac{D_{об}}{D} \right)^{4.5} \quad (2.7)$$

При обточке рабочего колеса с центробежного насоса с коэффициентом быстроходности  $n_s \leq 150$  соответствующие режимные (рабочие) точки смещаются по квадратичным параболам

$$H = kQ^2 \quad (2.8)$$

При полном подобии насосов точки, лежащие на этих параболах, должны характеризоваться одинаковыми КПД. Практика эксплуатации обточенных рабочих колес показывает, что для  $n_s = 60 \dots 120$  КПД уменьшается приблизительно на 1 % на каждые 10 % обточки, а для  $n_s > 120$  – на каждые 4 % обточки рабочего колеса.

Изменение КПД насоса можно рассчитать по формуле Муди, которая применяется в гидротурбостроении для расчета оптимального значения полного КПД  $\eta_n$  (натуры) по значению  $\eta_m$  (модели) [5]:

$$\eta_{об} = 1 - (1 - \eta) \left( \frac{D}{D_{об}} \right)^{0.25} \quad (2.9)$$

## 2.2. Рекомендации по проведению мероприятий по снижению энергопотребления обточкой рабочего колеса

Задачи снижения энергопотребления насосного оборудования решаются, как указывалось выше, путем обеспечения согласованной работы насоса и системы. Основным исходным требованием для проведения мероприятий по снижению энергопотребления является характеристики насоса и системы (сети). Основная проблема при разработке энергосберегающих мероприятий связана с тем, что на действующих объектах параметры сети практически всегда неизвестны, и могут сильно отличаться от проектных. Отличия могут быть связаны с изменением параметров сети вследствие износа (коррозии трубопроводов), изменения схем водоснабжения, графика водопотребления и т.п.

Проблема избыточного энергопотребления насосных систем, находящихся в эксплуатации, может быть успешно решена за счет изменения диаметра рабочего колеса насоса, направленной на обеспечение этого требования.

В результате проведенного анализа по насосным установкам УНС, ЭиС Самаркандской области были определены объекты на которых может быть проведено такое мероприятие. Это насосные станции «Кизил-Байрак» (ПастДаргомский район), Улугбек –II (Самаркандский район), Иттифок и Навои (Ургутский туман), Туркистон (Нарпай). Результаты расчета представлены в табл. 1.

Таблица 2.1

Результаты расчета обточки на насосных станциях Самаркандского УНСЭиС

№	Насосная станция	Марка насоса	До подрезки					После подрезки					% подрезки	Экономия, %
			D, мм	Q, м <sup>3</sup> /с	H, м	N, кВт	η, %	D, мм	Q, м <sup>3</sup> /с	H, м	N, кВт	η, %		
1	Кизил-Байрак	300Д90	460	0,41	59	246	84	420	0,315	53	188	82	8,7	24
2	Улугбек II	20НДС	765	1,13	64	870	80	665	0,8	57	510	88	13	40
3	Иттифок	300Д90	460	0,360	62	263	83,5	430	0,30	58	205	83	6,5	22
4	Навои	300Д90	460	0,385	58	264	83,5	418	0,305	54	188	83	9,1	29
5	Туркистон	300Д90	460	0,337	65	255	83	442	0,3	62	218	83	3,9	15

1. Мероприятия по обточке рабочего колеса должны опираться на достоверные данные о работе насосного оборудования и характеристиках системы. Для успешного

проведения мероприятий, направленных на повышение энергоэффективности установленного оборудования, необходимо располагать как можно более полной информацией о работе насосов и учитывать ее в дальнейшем.

2. Для определения реальных режимов работы насосов и параметров сети возникает необходимость проведения замеров непосредственно на объекте с использованием специального контрольно-измерительного оборудования, т.е. проведения технического аудита гидравлической системы.

3. На основании анализа этих данных можно предварительно сделать выводы о целесообразности применения метода регулирования работы насосных агрегатов путем обточки рабочего колеса.

3. Расчеты по определению параметров обточенного рабочего колеса необходимо производить в следующей последовательности:

**1. Исходные данные для расчета:** Геометрический напор  $H_z$ , м; длина и диаметры напорного трубопровода  $L$ , м,  $D_{np}$ ; Схема соединения трубопроводов; График водоподачи насосной станции; Марка насосов и его рабочие характеристики.

**2. Построение характеристики системы  $H_{TP} = f(Q)$  и определение рабочей точки.**

А) определение потерь напора :  $\sum h_{np} = A Q^2 L_{npив}$ ,  $L_{npив} = l_{np} * l_{mp}$

(местные потери принимаются равными 10 %).

коэффициент удельного сопротивления трубопровода  $A$  определяется по приближенным формулам [9]:

$$A = 0,00148 \left(1 + \frac{0,867}{v}\right)^{0,3} / d^{5,3} \quad \text{при } v < 1,2 \text{ м/с}$$

$$A = 0,001735 / d^{5,3} \quad \text{при } v > 1,2 \text{ м/с}$$

После расчетов по данным формулам сравниваются табличные значения коэффициентов и для дальнейших расчетов принимается наибольшее.

Б) построение характеристики трубопровода определение рабочей точки.

$$H_{TP} = H_r + \sum h_{TP}$$

**3) Определение величины подрезки рабочего колеса.**

А) построение параболы подобных режимов  $H = K_A * Q^2$

Б) нахождение точки пересечения характеристики насоса и кривой подобных режимов;



В) определение диаметра срезанного рабочего колеса:

$$D_{об} = \frac{Q_A * D}{Q_B} \quad (2.10)$$

И величины подрезки по формуле:  $\frac{(D - D_{об}) * 100}{D}$

**4. Построение новой характеристики  $Q_{об}$ -  $H_{об}$**  по формулам подобия (2.2-2.7) и определение новой рабочей точки.

**5. Оценка результатов.** Выводы об экономической целесообразности данного вида регулирования на основе сопоставления с другими методами.

### **ГЛАВА 3. МЕТОД РЕГУЛИРОВАНИЯ ИЗМЕНЕНИЕМ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НАСОСА**

#### **3.1. Способы изменения частоты вращения. Недостатки и преимущества**

Так как большую часть эксплуатационных расходов насосных станций с электроприводными двигателями составляют расходы на электроэнергию, то одним из эффективных методов регулирования параметров насосов в сторону их снижения является изменение частоты вращения приводного вала насоса (электродвигателя). Обычно электродвигатели насосных агрегатов работают с фиксированной скоростью вращения. Преобразователи частоты позволяют обеспечить более полное покрытие графика водопотребления насосной станции, что позволяет уменьшить непроизводительные потери воды.

Регулирование скорости вращения двигателя можно осуществлять при помощи различных устройств, среди которых распространены и известны следующие [4,5,10,11,12]:

1. Механический вариатор;
2. Гидравлическая муфта;
3. Система генератор-двигатель или электромеханический преобразователь частоты;
4. Сопротивления, дополнительно вводимые в фазный ротор или статор;
5. Преобразователь частоты.

Первые четыре способа имеют заметные недостатки:

- сложности в применении, эксплуатации и обслуживании;
- низкое качество;

- узкий диапазон регулирования;
- неэкономичность.

Указанные выше недостатки отсутствуют только в одном случае, в случае использования статических преобразователей частоты [12-15].

Преобразователь частоты (ПЧ) или (ЧП) (синонимы: *частотный преобразователь, преобразователь, инвертор, привод, частотный привод, частотник*) — это устройство, которое позволяет осуществлять плавный пуск, останов и регулирование скорости вращения электродвигателя за счет изменения входной частоты. Преобразователь частоты представляет собой статическое преобразовательное устройство, используемое для управления скоростью вращения электродвигателей [19-23]

Частотно-регулируемый привод (ЧРП) более широкое понятие — включает в себя не только преобразователь частоты, но и управляемый им электродвигатель и все необходимое оборудование, которое обеспечивает их совместную работу: датчики обратной связи (давления, расхода и других, в зависимости от типа решаемой задачи), дроссели/фильтры, коммутационное оборудование, системы управления.

КПД такого частотника достигает 98%, а риск возникновения и развития аварийных ситуаций заметно снижается. [16]

**Классификация частотных преобразователей.** По типу питающего напряжения преобразователи частоты делятся на следующие виды:

- с однофазным питанием (однофазный);
- с трехфазным питанием (трехфазный);
- высоковольтные устройства.

По типу управляемого электрического двигателя, подключенного к преобразователю, устройства разработаны для управления:

- однофазными двигателями с расщепленными полюсами и однофазные конденсаторные электрические двигатели;
- трехфазными асинхронными электрическими двигателями переменного тока;
- электрическими двигателями с постоянными магнитами.

По области применения типы частотных преобразователей будут следующими:

- общепромышленного назначения;
- векторный преобразователь частоты;
- для управления механизмами, имеющими насосно-вентиляторный тип нагрузки;
- частотные преобразователи для кранов и прочих подъемных механизмов;
- адаптированный для использования в тяжелых условиях (частотный преобразователь взрывозащищенный);

- децентрализованный частотно регулируемый преобразователь, монтируемый непосредственно на электрический двигатель.

Все приведенные **выше** типы частотных преобразователей адаптированы для определенных условий эксплуатации, и чем сложнее эти условия, тем внимательнее следует подходить к подбору соответствующего оборудования. Так, современный высокочастотный преобразователь частоты позволяет не только организовывать наиболее энергоэффективные алгоритмы управления технологическими процессами, но и увеличивать срок службы двигателей и прочих включенных в технологический процесс элементов.

Обеспечение энергоэффективности – одна из наиболее актуальных и в то же время сложных задач в настоящее время. Сокращение затрат на потребление электроэнергии – это один из методов повышения рентабельности производства и эффективной эксплуатации технологических линий. Общий анализ предприятий в самых различных областях применения показывает, что затраты, связанные с закупкой оборудования и простоем производства из-за обслуживания и ввода нового оборудования в эксплуатацию, могут быть частично компенсированы за счет экономии на потреблении электроэнергии.

### **3.2. Лабораторные опыты по изучению влияния изменения частоты вращения на параметры насосной установки.**

Важнейшим параметром насоса, по которому можно судить об энергоэффективности его работы, является коэффициент полезного действия — отношение гидравлической энергии, получаемой жидкостью к механической энергии, приложенной к валу. Принято считать, что при изменении частоты вращения менее чем 50%, объемный и гидравлический КПД не меняется и при расчетах их рекомендуется принимать постоянными [4-8]. Но, как показывает опыт эксплуатации [12,13,24-27], на практике изменение КПД происходит и при меньших изменениях частоты вращения. Об этом свидетельствуют результаты различных исследований, проведенных в этой области в последнее время [28,29]. Целью проведения лабораторных исследований было изучение влияния изменения частоты вращения вала насоса на различные виды КПД насоса, и насосной установки в целом. При этом необходимо принимать во внимание, что КПД насоса в первую очередь зависит от размеров насоса, а потом от формы проточной части, рабочего колеса и конструкции насоса. Поэтому полученные закономерности

справедливы именно для испытуемого насоса, и могут быть применены для натуральных насосов только такого типа (марки), т.е. геометрически подобных.

Для выявления зависимости изменения частоты вращения на параметры НУ были проведены серии опытов на учебно-научном стенде «Автоматика насосных станций систем водоснабжения».

Устройство стенда:

Гидросистема стенда состоит из (рис.3.1):

- питательного бака Б1;
- приемного бака Б2;

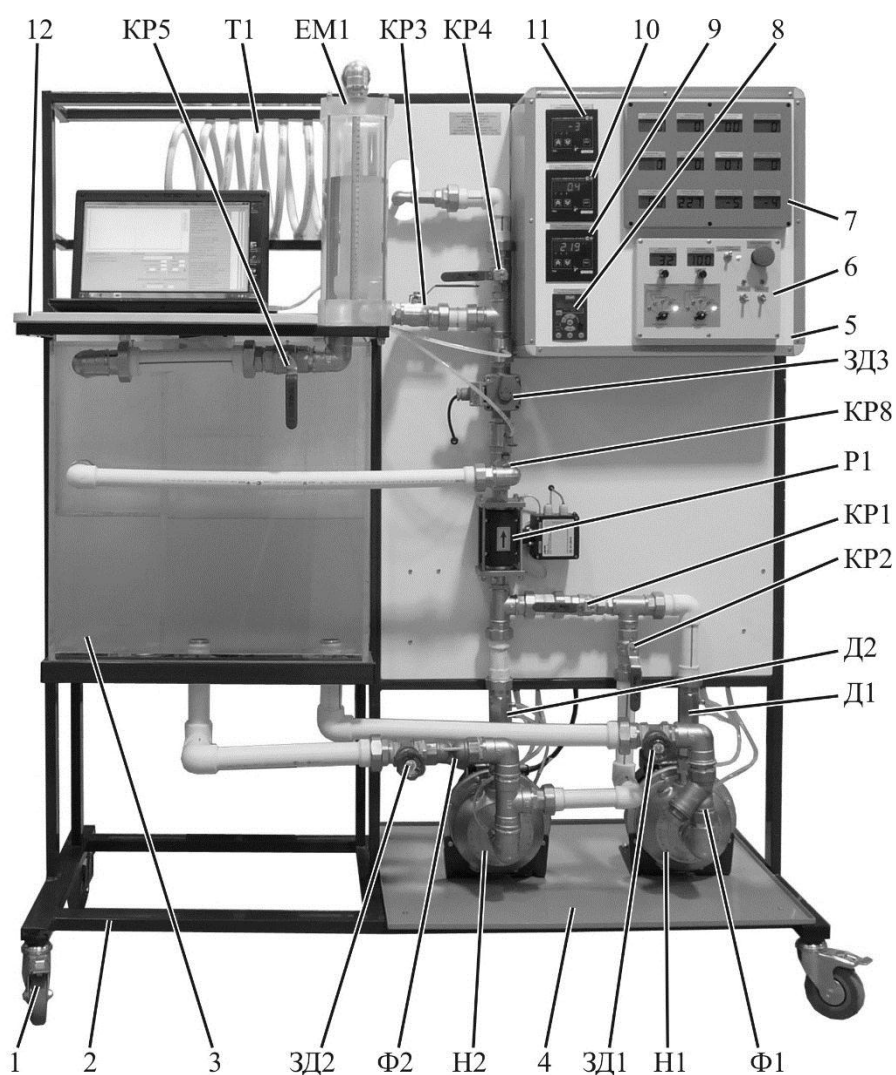


Рис.3.1. Устройство лабораторного стенда.

- емкости EM1;
- изучаемого трубопровода Т1;

- клиновой задвижки ЗД1 для регулировки сопротивления линии всасывания насоса Н1;
- клиновой задвижки ЗД2 для регулировки сопротивления линии всасывания насоса Н2;
- фильтров Ф1 и Ф2 грубой очистки жидкости от механических загрязнений;
- насоса Н1 типа СЕА 70/33 с питанием от однофазной сети переменного тока частотой 50 Гц и напряжением 220 В, давление в линии всасывания насоса Н1 измеряется датчиком давления ДД1, в линии нагнетания – ДД2;
- насоса Н2 типа СЕА 70/33 с питанием от трехфазной сети переменного тока напряжением 220 В и подключенным через преобразователь частоты, давление в линии всасывания насоса Н2 измеряется датчиком давления ДД3, в линии нагнетания – ДД4;
- измерительной диафрагмы Д1, установленной в линии нагнетания насоса Н1, перепад давления на диафрагме измеряется дифференциальным датчиком давления ДД7;
- шарового крана КР3 для подачи жидкости в емкость ЕМ1;
- шарового крана КР4 для подачи жидкости в трубопровод Т1;
- шарового крана КР5 для слива жидкости из емкости ЕМ1 в приемный бак Б2;
- шарового крана КР8 для подачи жидкости с выходов насосов Н1 и Н2 на слив в приемный бак Б2;
- датчика давления на выходе насосной станции ДД5;
- датчика давления на входе в потребителя ДД6.

*Преобразователь частоты.* Большинство современных преобразователей частоты построено по схеме двойного преобразования (рисунок 2.2). Они состоят из следующих основных частей: звена постоянного тока (неуправляемого выпрямителя), силового импульсного инвертора и системы управления. Звено постоянного тока состоит из неуправляемого выпрямителя и фильтра. Переменное напряжение питающей сети преобразуется в нем в напряжение постоянного тока.

Силовой трехфазный импульсный инвертор состоит из шести транзисторных ключей. Каждая обмотка электродвигателя подключается через соответствующий ключ к положительному и отрицательному выводам выпрямителя. Инвертор осуществляет преобразование выпрямленного напряжения в трехфазное переменное напряжение нужной частоты и амплитуды, которое прикладывается к обмоткам статора электродвигателя. В выходных каскадах инвертора в качестве ключей используются силовые IGBT-транзисторы. По сравнению с тиристорами они имеют более высокую частоту переключения, что позволяет вырабатывать выходной сигнал синусоидальной формы с минимальными искажениями.

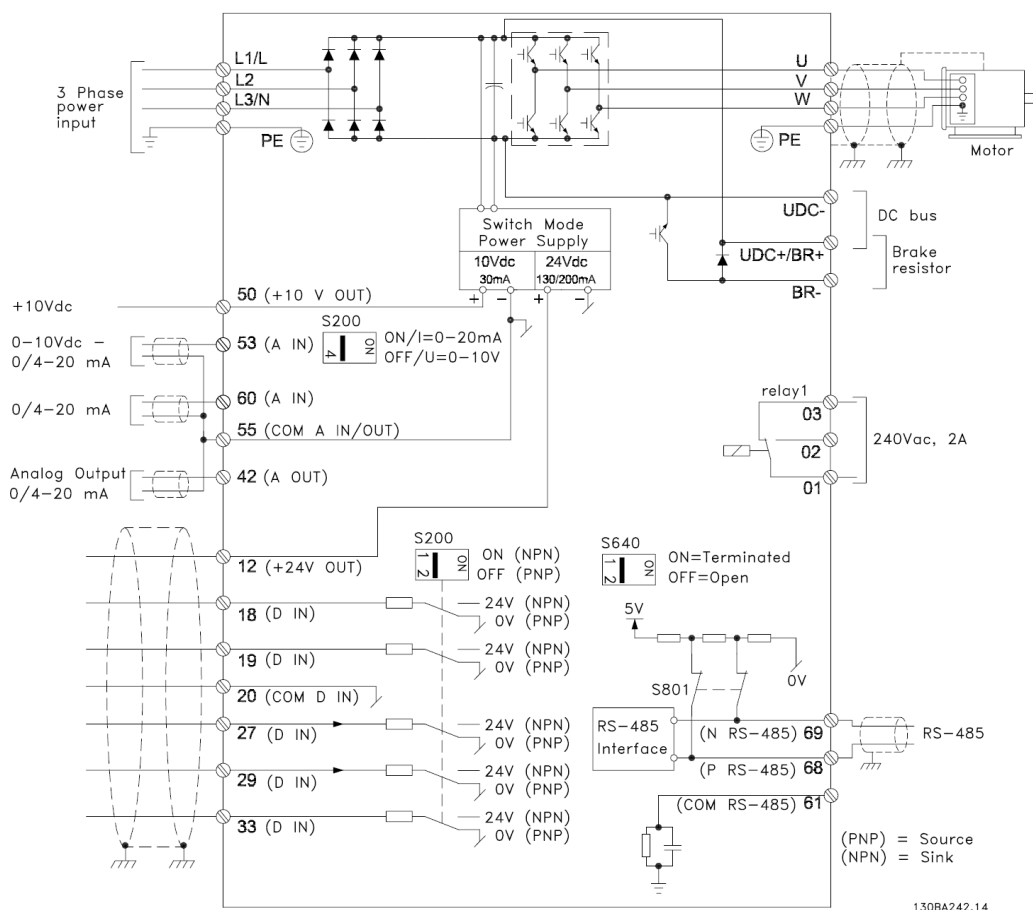


Рис. 3.2. Схема частотного преобразователя.

Преобразователь частоты (рис.3.2) состоит из неуправляемого диодного силового выпрямителя, автономного инвертора, системы управления ШИМ, системы автоматического регулирования. Регулирование выходной частоты  $f_{вых}$  и напряжения  $U_{вых}$  осуществляется в инверторе за счет высокочастотного широтно-импульсного управления. Широтно-импульсное управление характеризуется периодом модуляции, внутри которого обмотка статора электродвигателя подключается поочередно к положительному и отрицательному полюсам выпрямителя. Длительность этих состояний внутри периода ШИМ модулируется по синусоидальному закону. При высоких (обычно 2...15 кГц) тактовых частотах ШИМ, в обмотках электродвигателя, вследствие их фильтрующих свойств, текут синусоидальные токи. Регулирование скорости при этом не сопровождается увеличением скольжения асинхронного двигателя, поэтому потери мощности при регулировании невелики. Для получения высоких энергетических показателей асинхронного двигателя – коэффициентов мощности, полезного действия, перегрузочной способности – необходимо одновременно с частотой изменять и подводимое напряжение.

Насос как устройство преобразования энергии имеет свой коэффициент полезного действия — отношение механической энергии, приложенной к валу, к гидравлической энергии, получаемой в напорном трубопроводе насосного агрегата. Характер изменения коэффициента полезного действия насоса  $\eta_n$  в зависимости от расхода жидкости  $Q$  при различных частотах вращения представлен на рисунке 3.3. В соответствии с теорией подобия максимум коэффициента полезного действия с уменьшением частоты вращения несколько снижается и смещается влево.

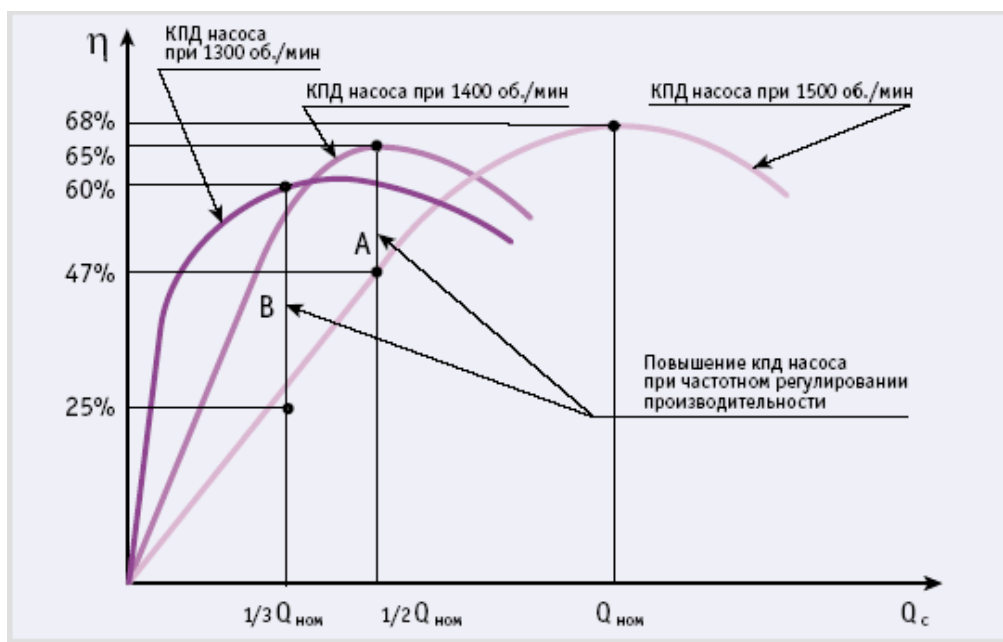


Рис.3.3. – Изменение КПД насосного агрегата с частотным регулированием при изменении производительности

Порядок проведения опытов следующий: для испытания применяется насос 2 (Н2 на схеме, рис.3.1) на стенде, оборудованном аппаратурой и приборами для измерения расхода, давления, вакуума и потребляемой мощности.

Порядок проведения экспериментов следующий: после пуска насоса частоту вращения регулируют при помощи панели управления частотного преобразователя и при каждом изменении фиксируют значения подачи, перепада давления до и после насоса, потребляемую мощность электродвигателя. Всего было проведено 75 испытаний.

Результаты проведенных экспериментов ( первые 5 серий) представлены в таблице 3.2. В результате проведенных опытов были уточнены зависимости характеризующие изменение параметров насосного агрегата (напор, подача, мощность, КПД) от изменения частоты вращения.

Таблица 3.2.

## Результаты проведенных опытов

№	Р всасывания насоса 2, кПа(изб)	Р нагнетания насоса 2, кПа(изб)	Перепад Р на насоса 2, кПа	Q насоса 2 (по диафрагме Д2), л/мин	Напряжение питания ЭД2, В	Потребляемый ток ЭД2, А	Мощность ЭД2, Вт	Частота вращения ЭД2, об/мин	КПД насоса 2, %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>Серия 1</b>									
1	-10,61	135,43	146,04	59,69	231,54	3,43	584,14	2777	24,98
2	-9,08	122,15	131	56,03	231,83	3,01	508,11	2627	24,12
3	-8,15	111,6	119,75	53	232,1	2,7	452,48	2508	23,54
4	-6,83	99,88	106,71	50,06	232,51	2,36	392,96	2368	22,66
5	-5,7	90,05	95,75	46,9	232,88	2,12	343,9	2241	21,77
6	-4,56	79,68	84,24	43,83	233,11	1,83	297,93	2106	20,66
7	-3,46	69,82	73,28	40,37	233,4	1,61	257,69	1970	19,13
8	-2,43	60,05	62,48	36,95	233,59	1,41	222	1832	17,33
9	-1,57	50,82	52,39	33,82	233,69	1,26	190,92	1694	15,47
10	-0,82	43,76	44,58	30,47	233,63	1,11	167,17	1569	13,54
11	0,03	35,75	35,72	26,99	233,94	0,97	143,58	1425	11,19
12	0,75	29,08	28,33	23,21	233,82	0,87	124,02	1288	8,84
13	0,74	29,06	28,31	23,38	233,76	0,88	124	1289	8,98
14	1,33	23,25	21,91	19,71	234,23	0,77	107,36	1150	6,7
15	1,84	18,38	16,54	16,49	234,27	0,69	93,64	1012	4,85
16	2,25	14,22	11,97	0	234,42	0,61	81,29	868	0
17	2,59	10,97	8,32	0	234,42	0,55	71,33	725	0
18	2,88	8,18	5,3	0	234,34	0,47	61,79	580	0
19	3,01	5,98	2,97	0	234,39	0,41	51,87	438	0
<b>Серия 2</b>									
1	-10,37	127,12	137,49	57,46	231,37	3,22	543,12	2690	24,24
2	-9,86	121,69	131,55	56,25	231,47	3,07	514,4	2631	23,97
3	-8,76	110,75	119,52	53,39	231,76	2,7	455,99	2508	23,32
4	-8,71	110,92	119,64	53,08	231,88	2,7	455,43	2508	23,24
5	-7,44	99,2	106,64	50,05	232,09	2,4	394,34	2366	22,56
6	-6,21	88,88	95,09	46,95	232,44	2,1	342,2	2234	21,74
7	-5,15	79,59	84,74	43,68	232,84	1,86	300,06	2108	20,56
8	-5,15	79,58	84,74	43,68	232,84	1,86	300,06	2108	20,56
9	-4,07	69,33	73,4	40,51	233,17	1,63	258,44	1967	19,18
10	-4,08	69,33	73,41	40,46	233,16	1,63	257,65	1968	19,22
11	-3,02	59,64	62,66	36,8	233,35	1,43	221,79	1829	17,33
12	-2,06	50,88	52,95	33,65	233,38	1,26	192,65	1698	15,41
13	-1,23	42,6	43,83	30,3	233,52	1,11	166,42	1562	13,3
14	-0,42	34,91	35,34	26,59	233,79	0,97	142,81	1424	10,96
15	0,27	28,49	28,22	23,24	233,81	0,87	124,86	1292	8,75
16	0,89	23	22,11	19,84	233,92	0,77	108,82	1158	8,72
17	1,44	17,56	16,12	15,97	234,12	0,67	92,46	1003	4,64
18	1,88	13,47	11,59	0	234,21	0,6	80,66	855	0
<b>Серия 3</b>									
1	2,08	13,66	11,57	0	234,23	0,6	80,61	854,9	0
2	1,7	17,81	16,11	15,78	234,43	0,69	93,2	1005	4,55
3	1,9	22,47	21,28	19,19	234,23	0,78	107,73	1154	6,32
4	0,72	27,52	26,8	22,12	233,99	0,88	124,18	1289	7,96
5	0,18	33,86	33,77	25,42	233,9	0,99	144,91	1437	9,87
6	-0,7	41,67	42,38	29,19	233,95	1,11	166,58	1563	12,38
7	-1,78	51,23	53,1	33,25	233,94	1,26	192,77	1700	15,26
8	-2,75	60,68	63,43	36,91	233,91	1,43	223,74	1833	17,44
9	-3,91	70,6	74,51	40,47	233,63	1,68	260,98	1979	19,26
10	-5,01	80,65	85,66	43,85	233,26	1,92	303,62	2117	20,62



11	-6,05	90,06	96,2	46,72	233,18	2,14	346,78	2242	21,6
12	-7,23	100,16	107,4	50,03	232,79	2,41	396,78	2374	22,57
13	-8,49	111,27	119,76	53,04	231,94	2,74	456,42	2508	23,2
14	-9,56	121,87	131,43	55,86	231,54	3,06	512,09	2625	23,9
15	-10,61	127,54	138,15	58,23	230,95	3,27	551,81	2704	24,3
<b>Серия 4</b>									
1	-10,21	128,45	138,66	57,84	231,16	3,27	551,52	2702	24,24
2	-9,62	121,17	130,8	56,46	231,24	3,06	514,86	2625	23,91
3	-8,17	110,08	118,25	52,93	231,81	2,71	450,29	2493	23,17
4	-7,12	99,22	106,45	50,1	231,96	2,41	397,37	2368	22,37
5	-5,91	88,56	94,48	46,81	232,87	2,12	343,8	2231	21,44
6	-4,92	79,43	84,35	43,87	233,08	1,91	303,27	2111	20,34
7	-3,69	68,78	72,47	40,11	233,29	1,62	257,15	1962	18,84
8	-2,67	59,78	62,45	37,32	233,64	1,42	223,92	1833	17,35
9	-1,78	51,21	52,98	34,15	233,36	1,29	194,62	1700	15,49
10	-0,88	42,69	43,56	30,38	233,28	1,13	165,67	1555	13,31
11	-0,14	35,55	35,69	26,99	233,71	1	143,87	1424	11,16
12	0,55	29	28,45	23,49	233,92	0,88	124,45	1289	8,95
13	1,16	23,35	22,19	19,86	233,95	0,79	108,14	1155	6,79
14	1,69	18,17	16,48	16,7	234,65	0,69	93,83	1010	4,89
15	2,1	14,12	12,02	13,17	234,48	0,6	81,76	871	3,23
16	2,09	14,14	12,05	0	234,43	0,6	82,14	871	0
<b>Серия 5</b>									
1	1,99	14,02	12,03	13,25	234,24	0,6	82,18	871,67	3,23
2	1,61	18,01	16,4	16,13	234,09	0,69	93,61	1016,09	4,71
3	1,16	22,42	21,26	18,84	233,91	0,77	108,22	1151,26	6,17
4	1,16	22,38	21,23	19,24	233,89	0,77	108,18	1151,63	6,29
5	0,66	27,38	26,73	22,22	234,01	0,86	124,13	1286,63	7,9
6	0,08	33,14	33,06	25,35	233,9	0,99	143,16	1420,12	9,76
7	-0,77	41,11	41,88	29,02	233,88	1,12	164,54	1549,72	12,31
8	-1,85	51,84	53,69	33,53	233,68	1,29	194,9	1708,59	15,39
9	-2,82	60,11	62,93	37,1	233,5	1,47	225,07	1838,61	17,29
10	-3,87	70,1	73,96	40,46	233,61	1,64	262,05	1979,11	19,03
11	-4,8	78,08	82,88	43,25	233,49	1,83	295,84	2091,81	20,2
12	-6,01	88,47	94,49	46,5	232,63	2,09	342,59	2227,72	21,37
13	-7,13	98,51	105,64	49,77	233,17	2,37	392,1	2357,56	22,35
14	-8,44	109,62	118,05	52,86	232,34	2,69	448,79	2491,35	23,17
15	-9,81	119,98	129,8	56,16	232,18	3,01	508,09	2616,28	23,91
16	-11,17	133,37	144,54	59,42	231,42	3,44	583,09	2762,85	24,55

Подача, напор и мощность насоса меняются в зависимости от изменения частоты вращения его рабочего колеса по законам пропорциональности [4,5,6]:

$$\frac{Q}{Q_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right) * \left(\frac{\eta_0}{\eta_0^1}\right)$$

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 * \left(\frac{\eta_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma}^1}\right) \quad (3.11)$$

$$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 * \left(\frac{\eta_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma}^1}\right) * \left(\frac{\eta_0}{\eta_0^1}\right)$$

Где  $Q, H, N, \eta_o, \eta_A$  - подача, напор, мощность, объемный и гидравлический КПД насоса при частоте вращения  $n$ ,

$Q_1, H_1, N_1, \eta_o', \eta_A'$  - подача, напор, мощность, объемный и гидравлический КПД насоса при частоте вращения  $n_1$ .

Обычно при предварительных расчетах при изменении частоты вращения менее чем 50% объемный и гидравлический КПД рекомендуется принимать постоянным [4]. Но как показали проведенные экспериментальные исследования на учебно-научном стенде, даже при незначительных изменениях частоты вращения меняется и значение КПД (графа 8 табл.3.2). Для выяснения характера зависимости между КПД и измененным значением частоты вращения был проведен следующий анализ результатов опытов.

Как известно КПД насоса представляет собой отношение полезной мощности к мощности насоса. Коэффициент полезного действия насоса учитывает гидравлические, объемные и механические потери возникающие при передаче энергии перекачиваемой жидкости. Коэффициент полезного действия насоса равен произведению гидравлического, объемного и механического коэффициентов полезного действия.

$$\eta_H = \eta_G \eta_O \eta_M \quad (3.12)$$

**Объемные потери.** При вращении рабочего колеса насоса не все количество протекающей жидкости попадает в напорный трубопровод. Часть жидкости будет циркулировать внутри самого насоса. Некоторое количество ее будет вытекать через неплотности насоса и по отношению к потребителю будет потерянной. К объемным потерям относят потери, связанные с протечками через уплотнения рабочих колес, через уплотнительные сальники. Эти потери являются щелевыми потерями, наличие которых неизбежно. В центробежных насосах щелевые утечки возникают в уплотнении рабочего колеса между областью нагнетания и всасывания.

$$\eta_i = \frac{Q}{Q + q} \quad (3.13)$$

$\eta_i$  - объемный КПД

$Q$  - подача насоса

$q$  - объемные потери

Ниже представлены результаты анализа изменения объемного КПД  $\left(\frac{\eta_0}{\eta_0'}\right)$  от изменения частоты вращения  $\left(\frac{n}{n_1}\right)$ .

Таблица 3.3.

Результаты анализа изменения объемного КПД на основе проведенных опытов

№	Перепад Р на насоса 2, кПа	Q насоса 2 (по диафрагме Д2), л/мин	Частота вращения ЭД2, об/мин	$\frac{Q}{Q_1}$	$\left(\frac{n}{n_1}\right)$	$\left(\frac{\eta_0}{\eta_0'}\right)$
1	2	3	4	5	6	7
1	131	56,03	2627	0,938683	0,945985	0,992281
2	119,75	53	2508	0,887921	0,903133	0,983156
3	106,71	50,06	2368	0,838666	0,852719	0,983521
4	95,75	46,9	2241	0,785726	0,806986	0,973655
5	84,24	43,83	2106	0,734294	0,758372	0,96825
6	73,28	40,37	1970	0,676328	0,709399	0,953382
7	62,48	36,95	1832	0,619032	0,659705	0,938347
8	52,39	33,82	1694	0,566594	0,610011	0,928826
9	44,58	30,47	1569	0,510471	0,564998	0,903491
10	35,72	26,99	1425	0,45217	0,513144	0,881175
11	28,33	23,21	1288	0,388842	0,46381	0,838366
12	28,31	23,38	1270	0,39169	0,457328	0,856476
13	21,91	19,71	1150	0,330206	0,414116	0,797376
14	16,54	16,49	1012	0,276261	0,364422	0,758079
15	11,97	0	868	0	0,312568	0
16	8,32	0	725	0	0,261073	0
17	5,3	0	580	0	0,208858	0
18	2,97	0	438	0	0,157724	0

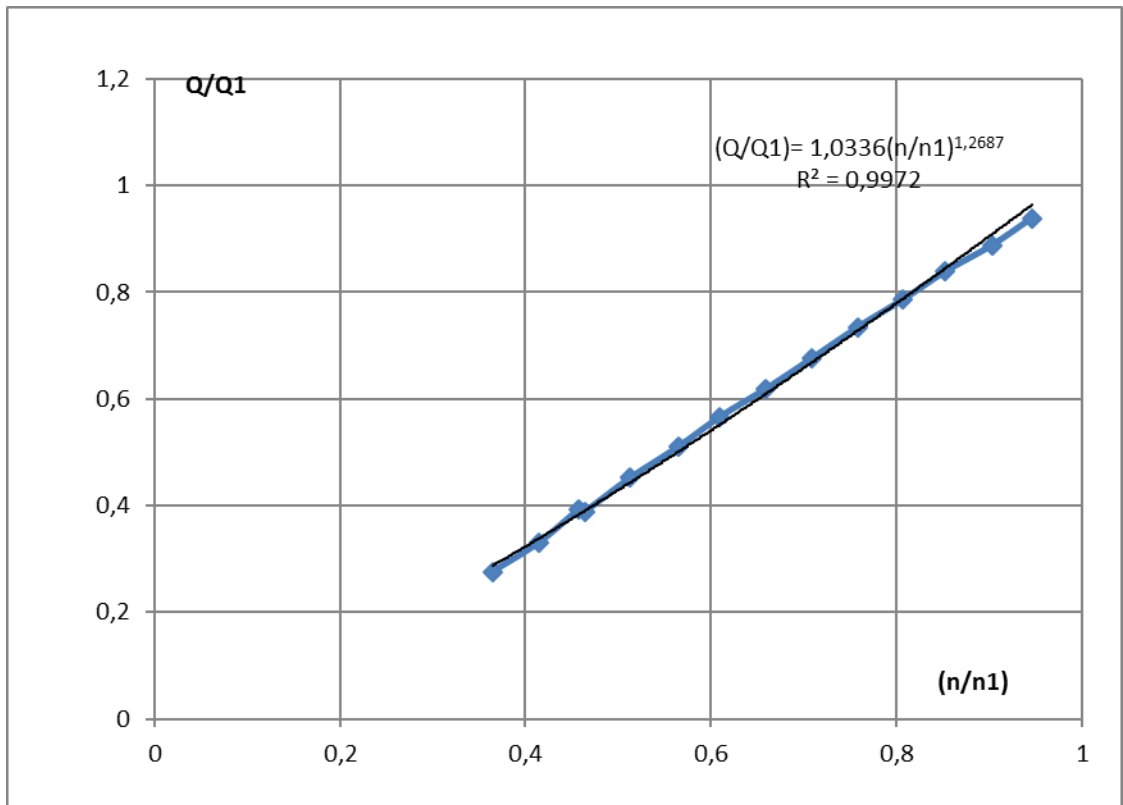


Рис.3.4. График изменения  $\frac{Q}{Q_1}$  от  $\left(\frac{n}{n_1}\right)$

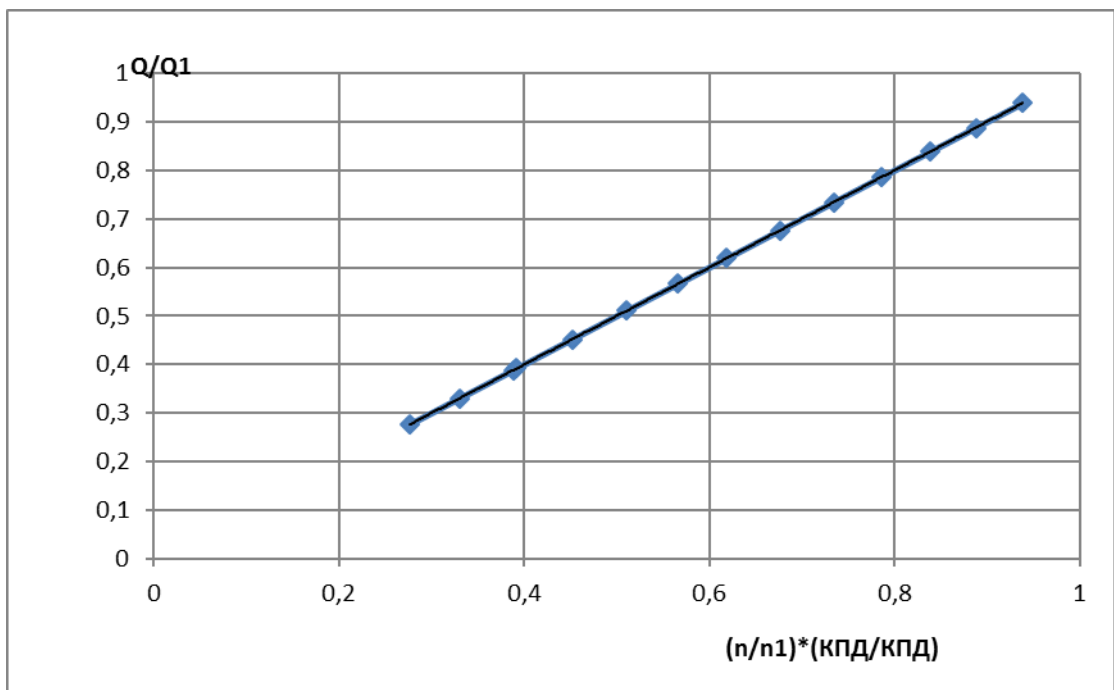


Рис.3.5. График изменения  $\frac{Q}{Q_1}$  от  $\left(\frac{n}{n_1}\right) \cdot \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)$

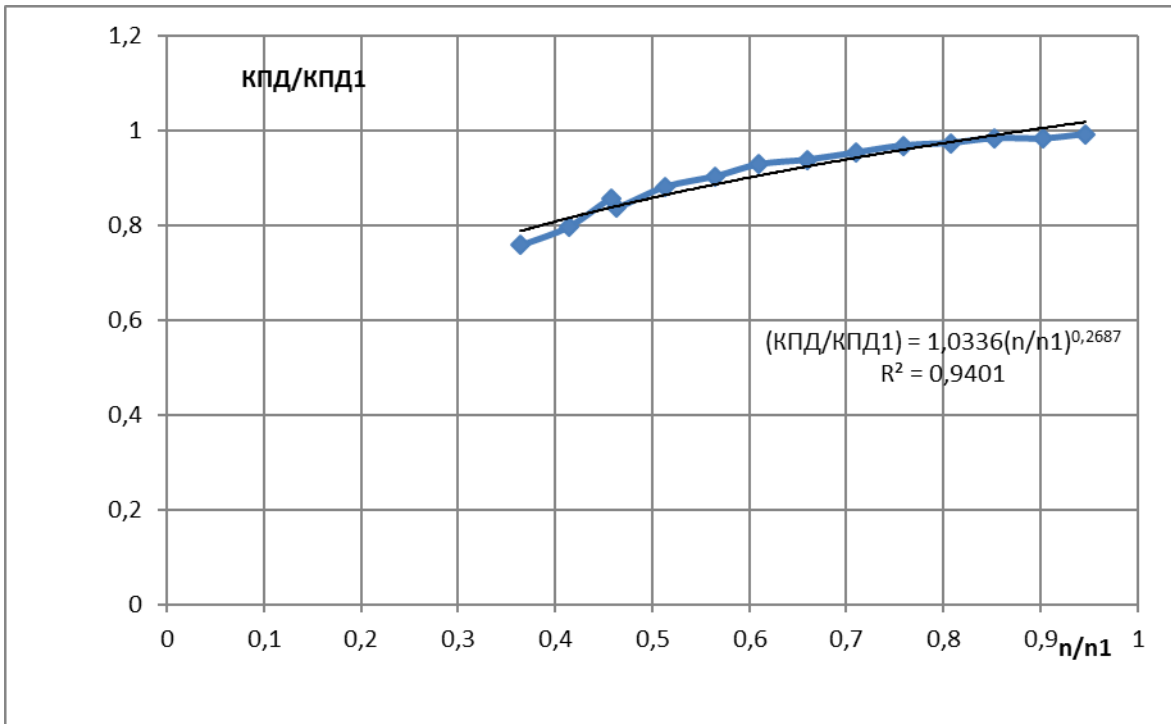


Рис.3.6. График изменения объемного КПД  $\frac{\eta}{\eta_1}$  от изменения

частоты вращения  $\frac{n}{n_1}$

**Гидравлические потери** – это суммарные потери при движении жидкости по проточной части насоса. Их обычно разделяют на на потери трения при движении жидкости в каналах проточной части насоса и потери на вихреобразование, связанные с отрывом потока при обтекании различных элементов рабочих органов насоса. Вихревые потери включают в себя так называемые потери на удар и диффузорные потери. Кроме того, межлопастные каналы рабочего колеса вращается, что нарушает распределение скорости в них и влияет на гидравлические потери. Таким образом, изменение частоты вращения непосредственно прямым образом оказывает влияние на изменение гидравлического КПД насоса.

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H}{H + \Delta H} \quad (3.14)$$

$\eta_{\Gamma}$  -гидравлический КПД насоса

$H$  - развиваемый насосом напор

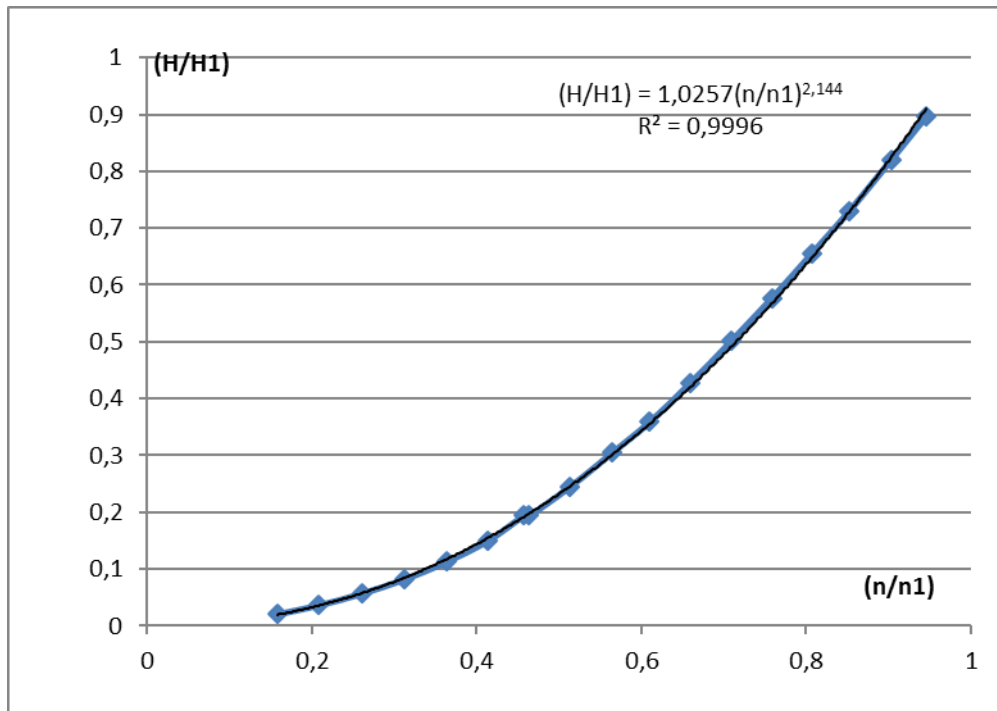
$\Delta H$  - потери напора в насосе

Ниже представлены результаты анализа изменения гидравлического КПД  $\left(\frac{\eta_r}{\eta_r^1}\right)$  от изменения частоты вращения  $\left(\frac{n}{n_1}\right)$ .

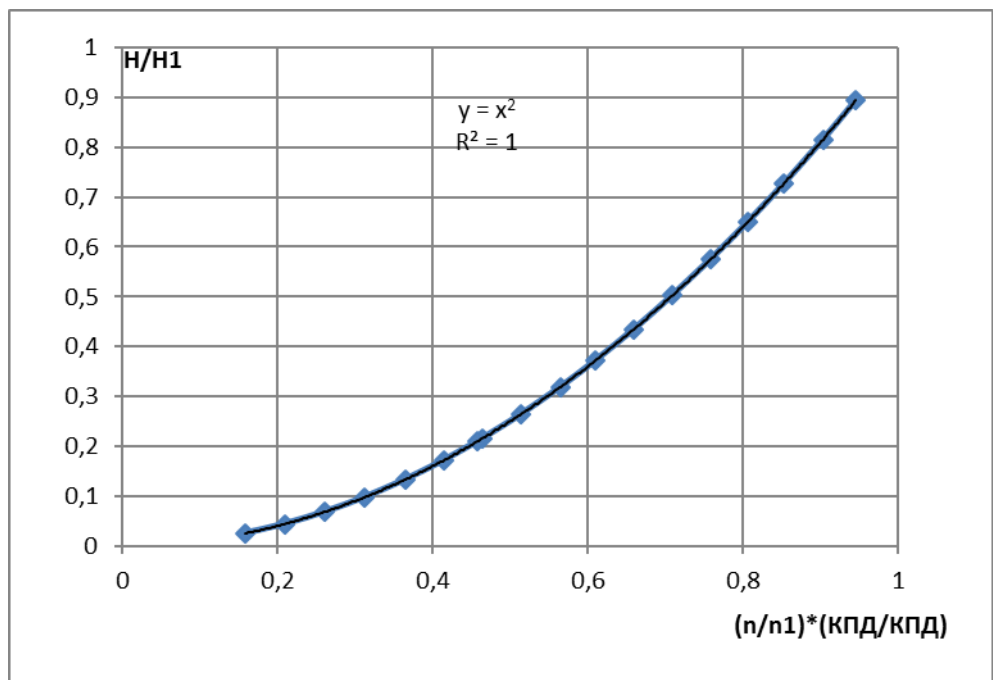
Таблица 3.4.

Результаты анализа изменения гидравлического КПД на основе проведенных опытов

№	Перепад Р на насоса 2, кПа	Q насоса 2 (по диафрагме Д2), л/мин	Частота вращения ЭД2, об/мин	$\frac{H}{H_1}$	$\left(\frac{n}{n_1}\right)$	$\left(\frac{n}{n_1}\right)^2$	$\left(\frac{\eta_A}{\eta_A^1}\right)$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	131	56,03	2627	0,897015	0,945985	0,894887	1,00
2	119,75	53	2508	0,819981	0,903133	0,815649	1,00
3	106,71	50,06	2368	0,73069	0,852719	0,727129	1,00
4	95,75	46,9	2241	0,655642	0,806986	0,651226	1,00
5	84,24	43,83	2106	0,576828	0,758372	0,575129	1,00
6	73,28	40,37	1970	0,50178	0,709399	0,503246	1,00
7	62,48	36,95	1832	0,427828	0,659705	0,43521	0,98
8	52,39	33,82	1694	0,358737	0,610011	0,372113	0,96
9	44,58	30,47	1569	0,305259	0,564998	0,319223	0,96
10	35,72	26,99	1425	0,244591	0,513144	0,263316	0,93
11	28,33	23,21	1288	0,193988	0,46381	0,21512	0,90
12	28,31	23,38	1270	0,193851	0,457328	0,209149	0,93
13	21,91	19,71	1150	0,150027	0,414116	0,171492	0,87
14	16,54	16,49	1012	0,113257	0,364422	0,132803	0,85
15	11,97	0	868	0,081964	0,312568	0,097698	0,84
16	8,32	0	725	0,056971	0,261073	0,068159	0,84
17	5,3	0	580	0,036291	0,208858	0,043622	0,83
18	2,97	0	438	0,020337	0,157724	0,024877	0,82



а)



б)

Рис.3.7. Графики зависимости изменения напоров от произведения квадрата изменения частоты вращения и изменения гидравлических КПД  $\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 * \left(\frac{\eta_r}{\eta_r^1}\right)$

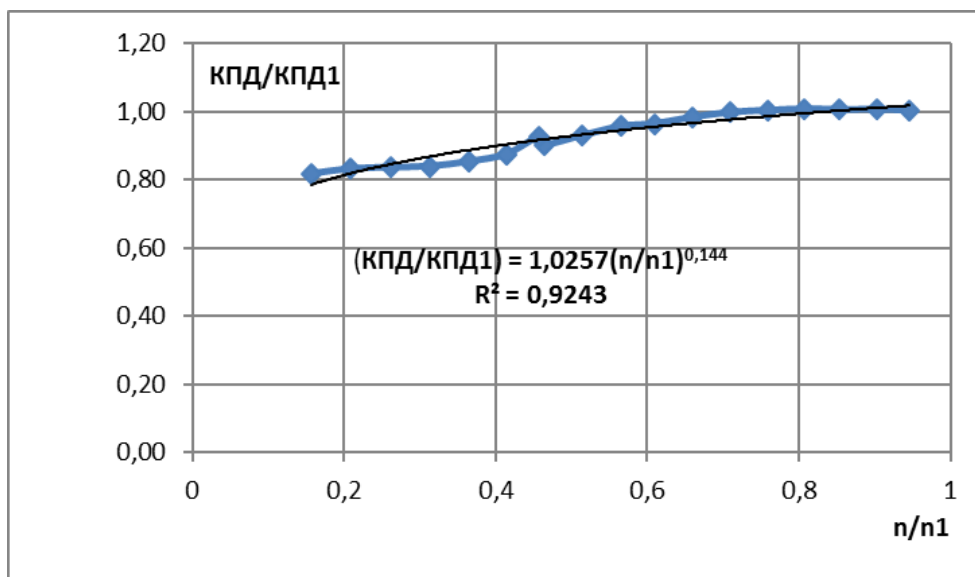


Рисунок 2.8. График изменения гидравлического КПД  $\frac{\eta_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma}^1}$  от изменения частоты вращения  $\frac{n}{n_1}$

**Механические потери.** Механические потери вызываются трением наружных стенок дисков рабочих колес о жидкость, в которой они вращаются, вала в подшипниках и сальниках.

Мощность дискового трения рабочего колеса можно определить по приближенной формуле [8]:

$$N_{д.л} = k\rho(n/1000)^3 D_2^4 [D_2 + 5(e - b_2)] \quad (3.15)$$

Где  $k$  - коэффициент трения, зависящий от числа Рейнольдса, относительной шероховатости стенок корпуса насоса и наружной поверхности рабочего колеса и от зазора между корпусом и колесом; для наиболее распространенных насосов можно принять 120[8];

$\rho$  - плотность жидкости в кгс\*с/м<sup>4</sup> или кг/м<sup>3</sup>;

$n$  - частота вращения рабочего колеса в минуту;

$D$  - наружный диаметр рабочего колеса в м (для насоса СЕА 70/3 диаметр равен 120 мм);

$e$  - ширина рабочего колеса на выходе в м.

Или

$$N_{д.л} = 1,13 * 10^{-5} u^3 D_2^2 = 1,13 * 10^{-5} (\pi D_2 n)^3 D_2^2 = 3,50 * 10^{-4} n^3 * D_2^5$$



$$N_{д.п} = 8,70 * 10^{-10} n^3 \text{ Вт}$$

Потери мощности в подшипниках скольжения изменятся приблизительно пропорционально отношению частоты вращения  $\left(\frac{n}{n_1}\right)^{1.45}$ .

Как известно, полезная мощность – это мощность, сообщаемая насосом перекачиваемой жидкости. Если подача выражена  $Q$  в м<sup>3</sup>/с, а давление  $p$  – в МПа, то полезная мощность  $N_i$ , в кВт, составит:

$$N_i = 1000Qp \quad (3.15)$$

Зная, подачу и развиваемый насосом напор, можно определить полезную мощность.

Коэффициент полезного действия насосного агрегата, т.е. насоса, соединенного с двигателем, равен [4,5]:

$$\eta_a = \frac{N_n}{N_a} = \eta_n \eta_{дв} = \eta_{Г} \eta_{О} \eta_{М} \eta_{дв} \quad (3.16)$$

Коэффициент полезного действия электродвигателя можно определить по каталожным данным электродвигателя в зависимости от подачи (рис.3.9-3.10).

По результатам исследований [18] были получены графики зависимости представленные на рис.2.9.

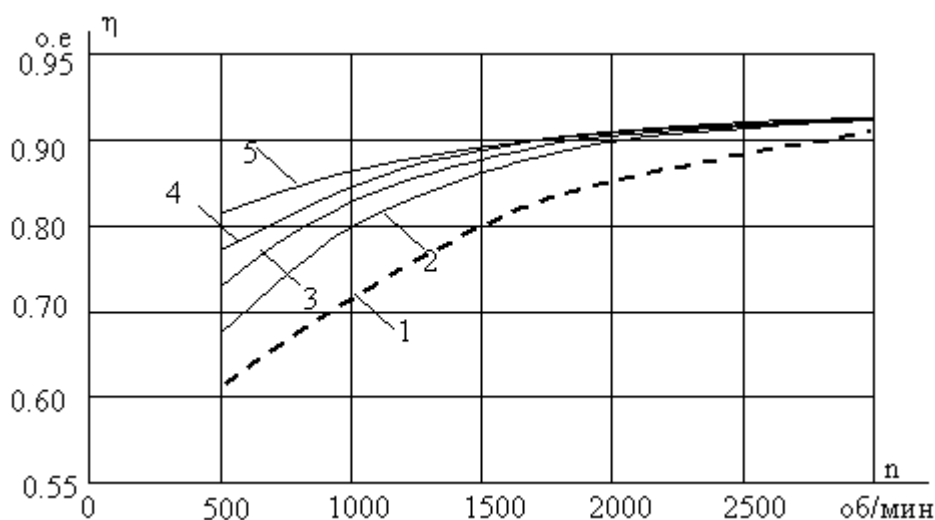


Рис.3.9. Изменение КПД электродвигателя в диапазоне регулирования: 1 – экспериментальные зависимости; расчетные зависимости при разных законах управления:

2 –  $U/f = \text{const}$ , 3 –  $E_{\text{внеш}}/f = \text{const}$ , 4 –  $E/f = \text{const}$ , 5 –  $E_{\text{внут}}/f = \text{const}$ .

СЕРИЯ SV2  
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, 2900 ОБ/МИН, 50 ГЦ

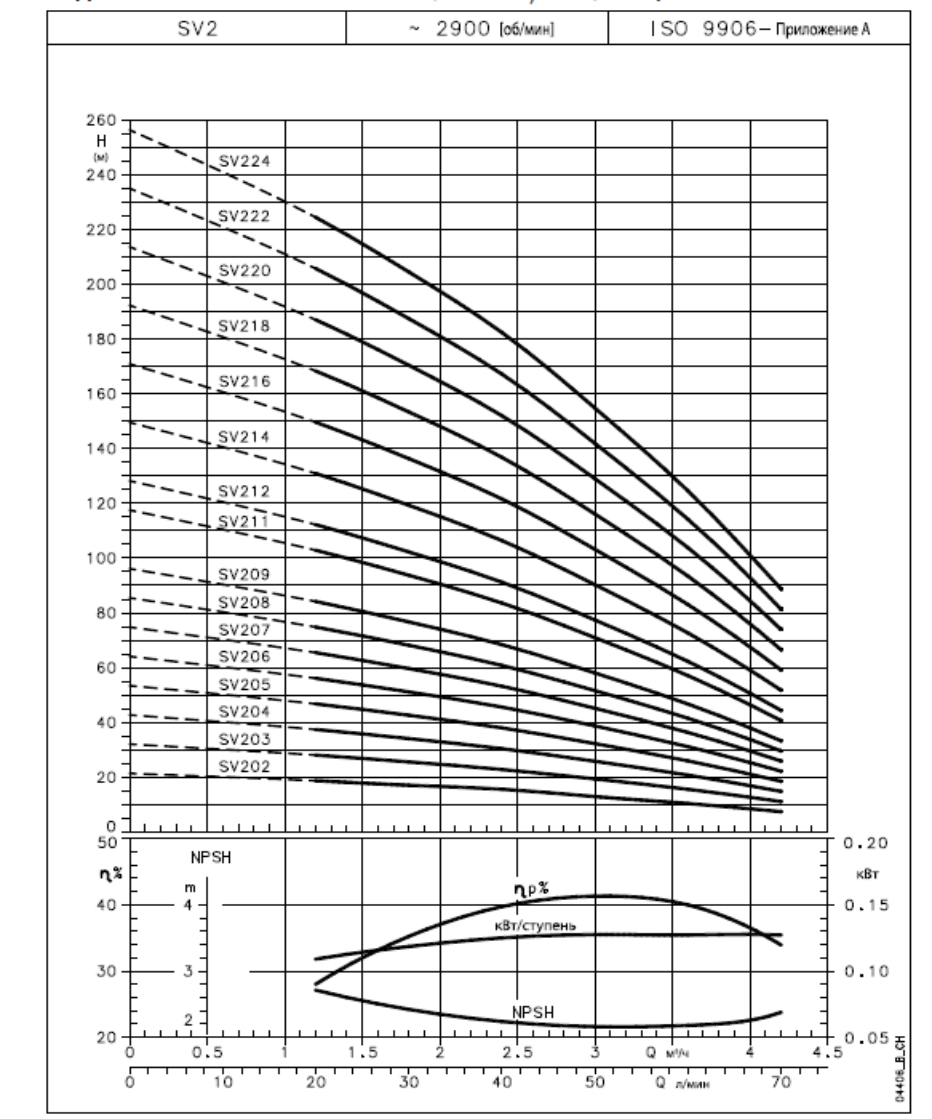


Рис. 3.10. Каталожные характеристики электродвигателя.

Также были выведены математические зависимости КПД и коэффициента мощности асинхронного двигателя от коэффициентов изменения частоты и напряжения, скольжения и параметров схемы замещения при разных законах частотного управления.

По законам пропорциональности полезная мощность, потребляемая насосом, изменяется пропорционально кубу частоты вращения рабочего колеса:

$$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 * \left(\frac{\eta_r}{\eta_{r1}}\right) * \left(\frac{\eta_0}{\eta_{01}}\right) \quad (3.17)$$

Таблица 3.5.

Результаты анализа изменения механического КПД на основе проведенных  
ОПЫТОВ

№	Частота вращения ЭД2, об/мин	$\frac{N}{N_1}$	$\left(\frac{n}{n_1}\right)$	$\left(\frac{n}{n_1}\right)^3$	$\left(\frac{\eta_0}{\eta_0^1}\right)$	$\left(\frac{\eta_{\bar{A}}}{\eta_{\bar{A}}^1}\right)$	$\left(\frac{\eta_a}{\eta_a^1}\right)$	$\left(\frac{\eta_{об}}{\eta_{об}^1}\right)$	$\left(\frac{\eta_{мех}}{\eta_{мех}^1}\right)$	$\frac{\eta_{ПРЕОБ}}{\eta_{ПРЕОБ}^1}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	2627	0,842015	0,945985	0,8465	0,99228	1,00	0,966	1	0,999	0,9722
2	2508	0,72808	0,903133	0,7366	0,98315	1,00	0,942	1,025	0,998	0,9317
3	2368	0,612807	0,852719	0,6200	0,98352	1,00	0,907	1,0375	0,998	0,8863
4	2241	0,515157	0,806986	0,5255	0,97365	1,00	0,871	1,025	0,997	0,8695
5	2106	0,423563	0,758372	0,4362	0,96825	1,00	0,827	1,0125	0,995	0,8453
6	1970	0,339369	0,709399	0,3570	0,95338	1,00	0,766	1	0,992	0,8123
7	1832	0,26484	0,659705	0,2871	0,93834	0,98	0,694	0,95	0,987	0,8024
8	1694	0,203259	0,610011	0,2270	0,92882	0,96	0,619	0,9125	0,982	0,7715
9	1569	0,155826	0,564998	0,1804	0,90349	0,96	0,542	0,875	0,976	0,7346
10	1425	0,110597	0,513144	0,1351	0,88117	0,93	0,448	0,85	0,966	0,6666
11	1288	0,075431	0,46381	0,0998	0,83836	0,90	0,354	0,825	0,950	0,5974
12	1270	0,07593	0,457328	0,0956	0,85647	0,93	0,359	0,825	0,960	0,5710
13	1150	0,04954	0,414116	0,0710	0,79737	0,87	0,268	0,8	0,933	0,5147
14	1012	0,031288	0,364422	0,0484	0,75807	0,85	0,194	0,7875	0,915	0,4165
15	868	0	0,312568	0,0305	0	0,84	0,000	0,000		
16	725	0	0,261073	0,0178	0	0,84	0,000	0,000		
17	580	0	0,208858	0,0091	0	0,83	0,000	0,000		
18	438	0	0,157724	0,0039	0	0,82	0,000	0,000		

При изменении частоты вращения рабочего колеса изменение КПД насосного агрегата будет равняться:

$$\frac{\eta_a}{\eta_a^1} = \frac{\eta_{\Gamma} \eta_{\Omega} \eta_M \eta_{\text{эприв}}}{\eta_{\Gamma}^1 \eta_{\Omega}^1 \eta_M^1 \eta_{\text{эприв}}^1} = \frac{\frac{N}{N_1}}{\left(\frac{n}{n_1}\right)^3} * \frac{\eta_M \eta_{\text{эприв}}}{\eta_M^1 \eta_{\text{эприв}}^1} \quad (3.18)$$

Где механический КПД будет равен:

$$\eta_M = \frac{N - (N_{\text{д.п}} + N_{\text{подш}})}{N} \quad (3.19)$$

КПД электропривода будет равно произведению КПД двигателя и КПД преобразователя частоты:  $\eta_{\text{эприв}} = \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{ПРЕОБ}}$

$$\frac{\eta_a}{\eta_a^1} = \frac{\eta_{\Gamma} \eta_{\Omega} \eta_M \eta_{\text{эприв}}}{\eta_{\Gamma}^1 \eta_{\Omega}^1 \eta_M^1 \eta_{\text{эприв}}^1} = \frac{\frac{N}{N_1}}{\left(\frac{n}{n_1}\right)^3} * \frac{\eta_M \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{ПРЕОБ}}}{\eta_M^1 \eta_{\text{дв}}^1 \eta_{\text{ПРЕОБ}}^1} \quad (3.20)$$

Тогда изменение КПД преобразователя будет равно:

$$\frac{\eta_{\text{ПРЕОБ}}}{\eta_{\text{ПРЕОБ}}^1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 * \frac{\eta_a \eta_m^1 \eta_{\text{ДВ}}^1}{\eta_a^1 \eta_m \eta_{\text{ДВ}}} \quad (3.21)$$

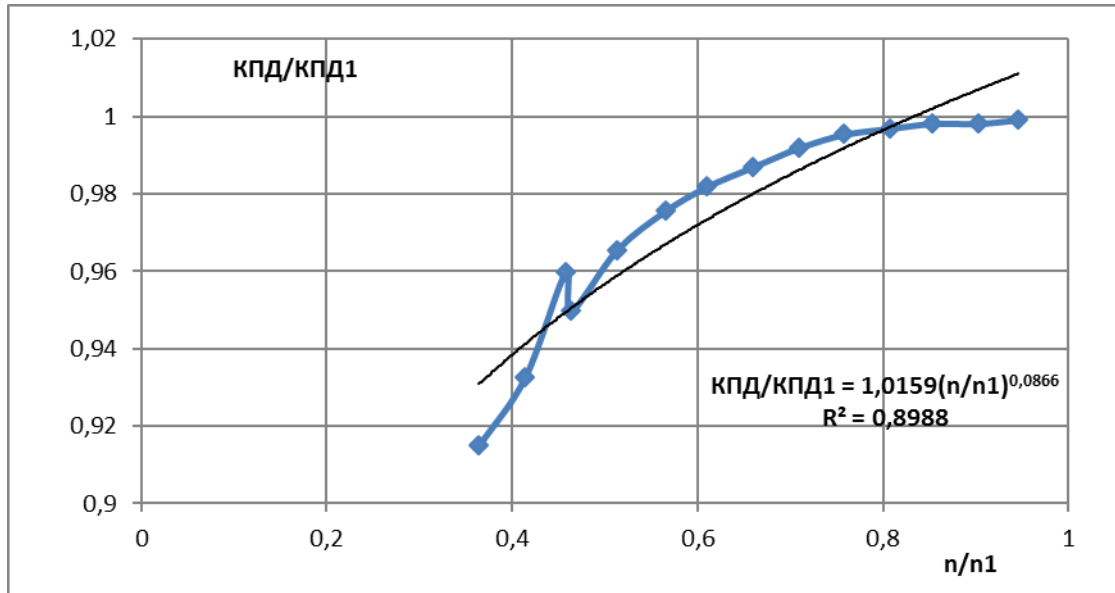


Рис. 3.11. График изменения механического КПД  $\frac{\eta_m}{\eta_m^1}$  от изменения

частоты вращения  $\frac{n}{n_1}$

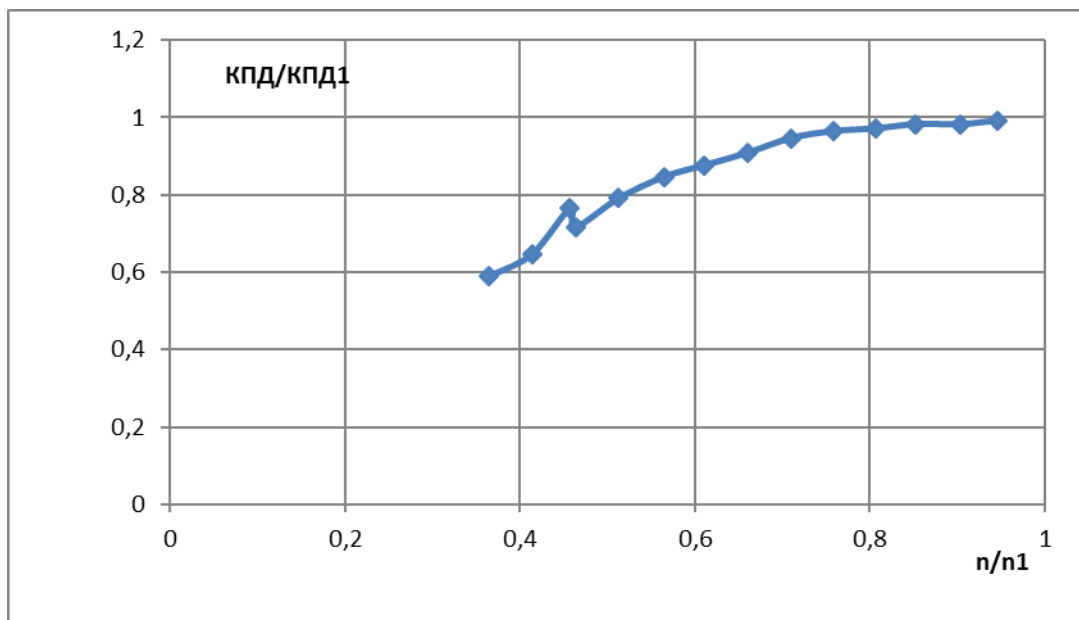


Рис.3.12. График изменения общего КПД насоса  $\frac{\eta_n}{\eta_n^1}$  от изменения

частоты вращения  $\frac{n}{n_1}$

Для оценки и сопоставления изменения различных КПД насоса при изменении частоты вращения используем относительные показатели. В этом случае все величины определяются по отношению к базисным (при номинальной частоте вращения и максимальном КПД).

Ниже представлены результаты анализа изменения объемного КПД  $\eta_v$  от изменения частоты вращения  $\left(\frac{n}{n_1}\right)$  (рис.3.13) и изменения гидравлического КПД  $\left(\frac{\eta_r}{\eta_{r1}}\right)$  от изменения частоты вращения  $\left(\frac{n}{n_1}\right)$  (рис.3.14). Анализ графика, полученного по результатам проведенных испытаний, показывает, что кривая на рис.3.14 имеет три характерных участка:

1 участок соответствует диапазону изменения частот вращения (приблизительно до 35 %) при котором не происходит изменения гидравлического КПД;

2-участок (в диапазоне изменения частот в пределах 35-75 %, т.е.,  $0,35 < n/n_1 < 0,75$ ), который характеризуется интенсивным снижением гидравлического КПД;

3-участок соответствует диапазону изменения частот вращения вала более чем на 75 % и при котором изменения гидравлического КПД незначительны;

Таким образом, изменение гидравлического КПД происходит при изменении частоты вращения более чем на 35 % и менее чем 75 %.

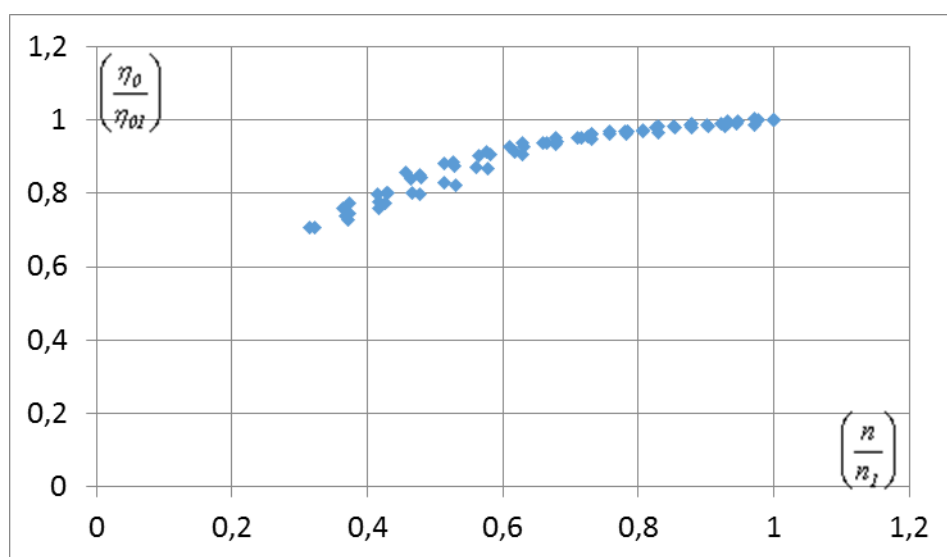


Рис. 3.13. График зависимости изменения объемного КПД  $\frac{\eta_v}{\eta_{v1}}$  от изменения частоты вращения  $\frac{n}{n_1}$

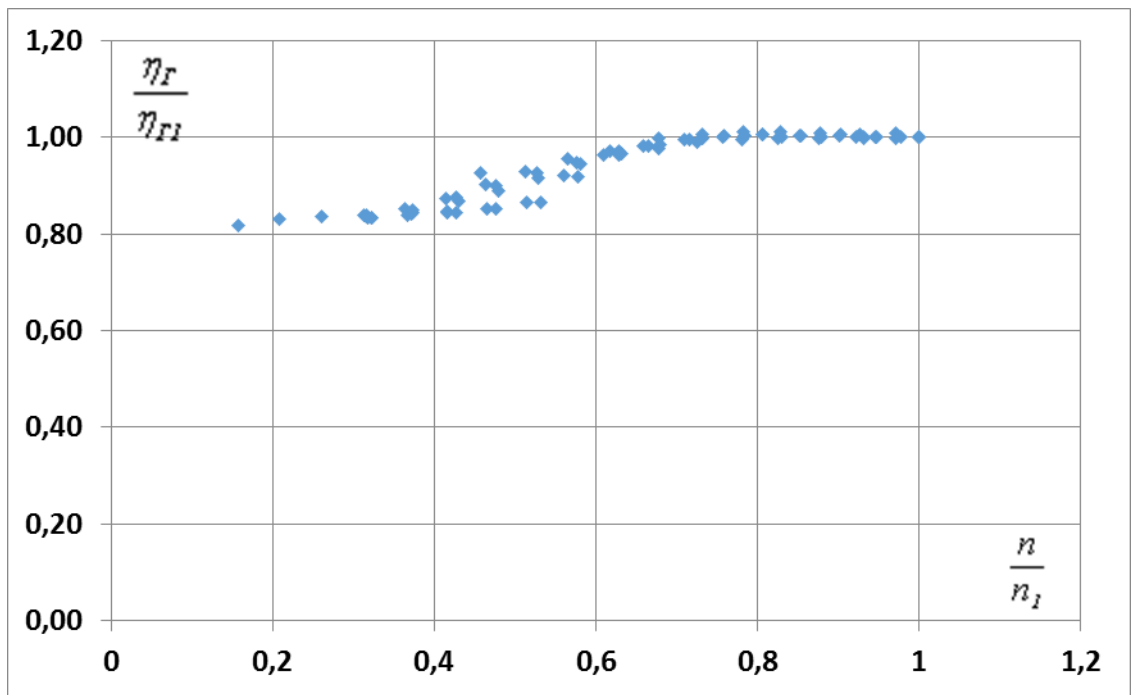


Рис. 3.14. График изменения гидравлического КПД  $\frac{\eta_G}{\eta_{G1}}$  от изменения частоты вращения  $\frac{n}{n_1}$

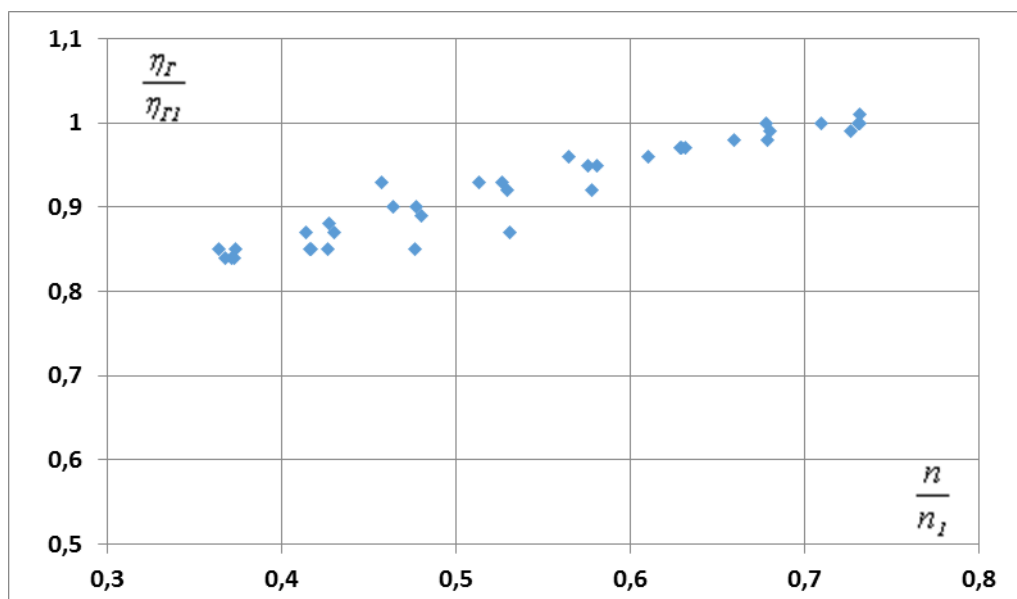


Рис. 3.15. График зависимости изменения гидравлического КПД  $\frac{\eta_G}{\eta_{G1}}$  от изменения частоты вращения  $\frac{n}{n_1}$  для 2-го участка (при изменении частот вращения в пределах 35-75 %)

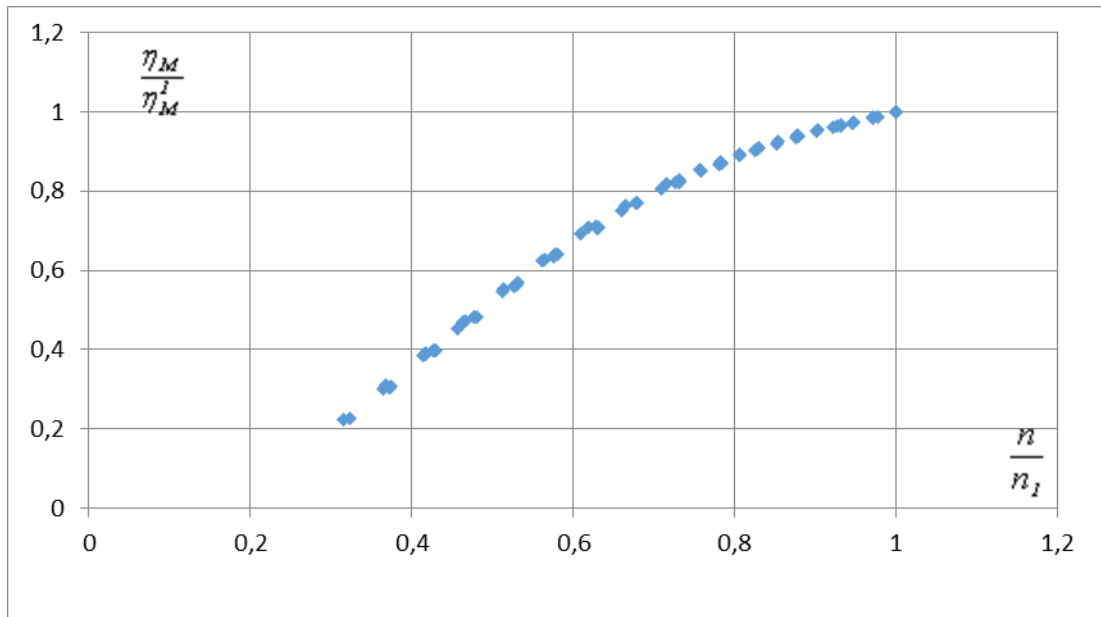


Рис.3.16. График изменения механического КПД  $\frac{\eta_M}{\eta_M^1}$  от изменения частоты

вращения  $\frac{n}{n_1}$

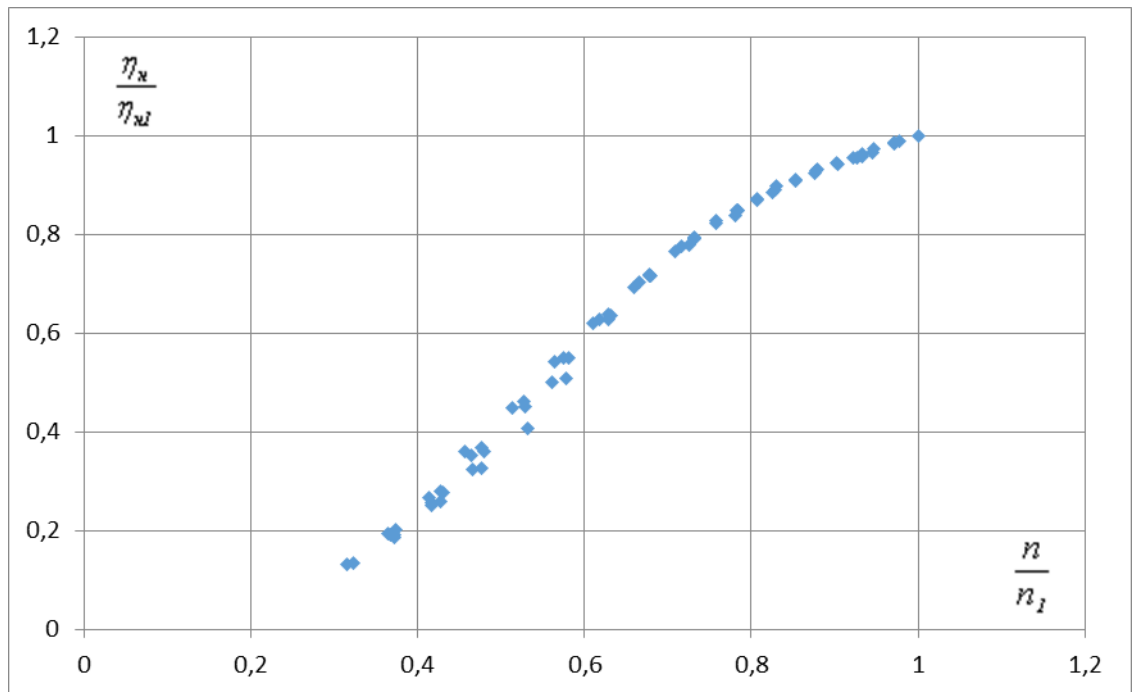


Рис. 3.17. График изменения общего КПД насоса  $\frac{\eta_n}{\eta_n^1}$  от изменения частоты

вращения  $\frac{n}{n_1}$

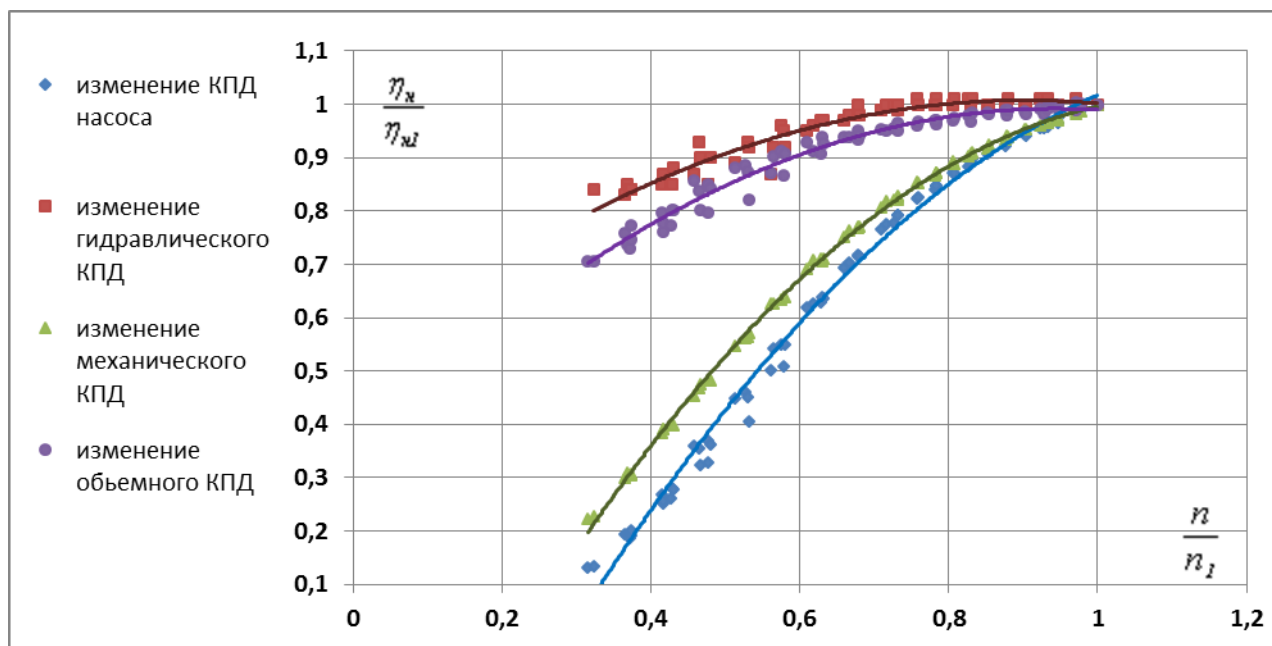


Рис. 3.18. Графики изменения различных видов КПД насоса от изменения частоты вращения

Таблица 3.6

Результаты аппроксимации графических зависимостей

№		Параметры линии тренда					
		линейная		логарифмическая		степенная	
		зависимость	$R^2$	зависимость	$R^2$	зависимость	$R^2$
1	Изменение гидравлического КПД	$Y=0.28x+0.76$	0.82	$y=0.18\ln(x)+1.03$	0.89	$y=1.04x^{0.20}$	0.88
2	Изменение механического КПД	$Y=0.16x-0.07$	0.97	$Y=0.73\ln(x)+1.03$	1,0	$Y=1.15x^{1,23}$	0.96
3	Изменение объемного КПД	$Y=0.41x+0.64$	0.88	$Y=0.26\ln(x)+1.03$	0.94	$Y=1.04x^{0.29}$	0.93
4	Изменение КПД насоса	$Y=1,39x-0,28$	0.97	$Y=0.86\ln(x)+1.03$	0.99	$Y=1.24x^{1,73}$	0.96

Для выявления характера изменения различных КПД насосного агрегата при изменении частоты вращения рабочего колеса была использована ППП Microsoft Excel 2010, результаты представлены в таблице 3.6.

Из таблицы 1 видно, что из всех видов линий трендов наибольшие значения параметров аппроксимации  $R^2$  имеют зависимости логарифмического вида, но для практического применения более удобны зависимости степенного вида.



Тогда зависимости изменения параметров различных КПД насоса будут иметь следующий вид:

Изменение гидравлического КПД: 
$$\frac{\eta_{Г}}{\eta_{Г1}} = 1,04\left(\frac{n}{n_1}\right)^{0,20} \quad (3.22)$$

Изменение механического КПД: 
$$\frac{\eta_{М}}{\eta_{М1}} = 1,15\left(\frac{n}{n_1}\right)^{1,23} \quad (3.23)$$

Изменение объёмного КПД: 
$$\frac{\eta_{\text{об}}}{\eta_{\text{об1}}} = 1,04\left(\frac{n}{n_1}\right)^{0,20} \quad (3.24)$$

Изменение общего КПД насоса: 
$$\frac{\eta_{н}}{\eta_{н1}} = 1,24\left(\frac{n}{n_1}\right)^{1,73} \quad (3.25)$$

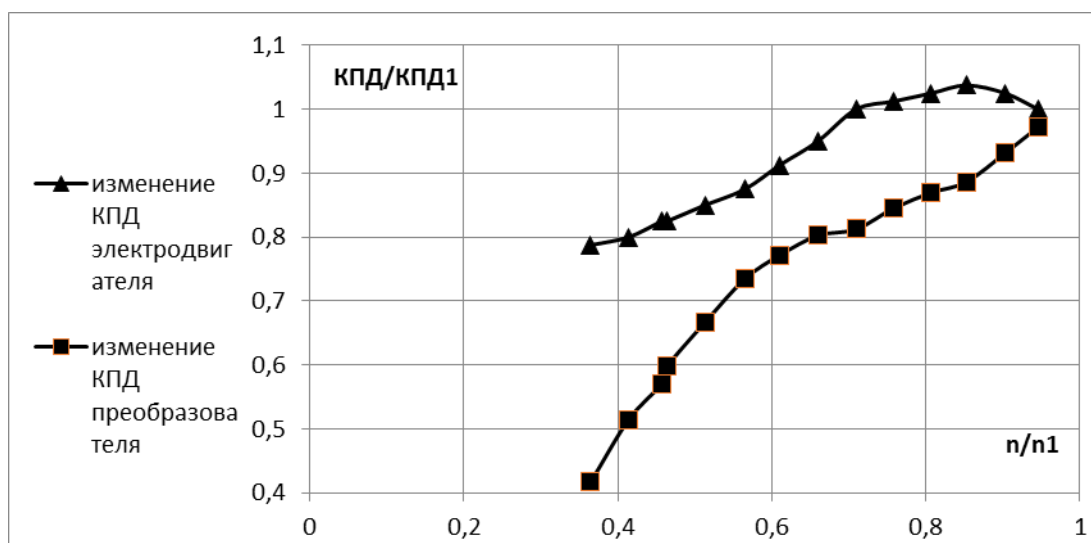


Рис.3.19. Графики изменения КПД электродвигателя и преобразователя от изменения частоты вращения

## Выводы

1. Эффективным методом регулирования параметров насосов в сторону их снижения является изменение частоты вращения приводного вала насоса (электродвигателя).

2. Для выявления зависимости изменения частоты вращения на параметры НУ были проведены серии опытов на учебно-научном стенде «Автоматика насосных станций систем водоснабжения». Проведенные экспериментальные исследования показали: даже незначительные изменения частоты вращения рабочего колеса (много менее 50 %) ведут к изменению КПД. Различные виды КПД насоса при уменьшении числа оборотов меняются в различной степени. При изменении частоты вращения наибольшему изменению подвержен механический КПД. Гидравлический КПД подвержен

наименьшему влиянию. Например, при изменении частоты вращения на 50 % гидравлическое КПД изменится на 5-7 %, объемное КПД уменьшится на 30 %, а механическое КПД уменьшится на 45 %. Общий КПД насоса уменьшится на 55 %.

3. Таким образом, при выборе метода регулирования на насосных станциях (особенно, мелиоративных) и оценке эффективности их применения, обязательно должна учитываться возможность снижения КПД при регулировании изменением частоты вращения.

### **3.3 Натурные испытания насосного агрегата с частотным преобразователем**

Натурные испытания насосной установки (т.е. испытания насоса непосредственно в условиях эксплуатации, с учетом фактической конфигурации системы) дают наиболее полное представление о техническом состоянии насоса. Только посредством проведения натуральных испытаний можно сопоставить фактические условия эксплуатации с запроектированными и с условиями, в которых были получены каталожные характеристики насоса (заводские испытания). Изменение характеристик насоса с преобразователем частоты установленное в результате натуральных испытаний, лучше чем какое-либо другое (лабораторное), может указать на экономическую целесообразность установки преобразователя и его применения.

При натуральных испытаниях для построения рабочих характеристик насосов при частотном регулировании используют специальные методики [28,29,30]. Степень точности полученных характеристик зависит от объема экспериментальных данных и используемой методики их обработки.

Поэтому для успешного проведения мероприятий, направленных на повышение энергоэффективности установленного оборудования, необходимо располагать как можно более полной информацией о работе насосов и учитывать ее в дальнейшем. В целом можно выделить несколько определенных последовательных этапов обследования насосного оборудования.

1. Сбор предварительной информации о составе оборудования, установленного на объекте, в т.ч. сведений о технологическом процессе, в котором используются насосы.
2. Уточнение на месте предварительно полученной информации о составе установленного оборудования, возможностей получения дополнительных данных, наличия средств

проведения измерений, системе управления и т.д. Предварительное планирование проведения испытаний.

3. Проведение испытаний на объекте.

4. Обработка и оценка результатов.

5. Подготовка технико-экономического обоснования для различных режимов эксплуатации оборудования НС.

Предварительно для объекта была выбрана насосная станция Отчапар с агрегатами Д 630 – 90 с двигателями М280 L-4, на которой должны были установить преобразователи частоты. Для предварительной оценки эффективности применения преобразователей частоты были собраны следующие данные:

- Общие сведения о насосной станции.

- Эскиз расположения н/с Отчапар выполненный ООО «Андижон лойиха кидирув экспедицияси» с трассой напорного трубопровода.

- Лимит водоподачи по н/с Отчапар за последние 3 года: 20013,2014 и 2015гг.

- Фактическая водоподача по н/с Отчапар за последние 3 года: 20013,2014 и 2015гг..

- Фактический расход электроэнергии за последние 3 года: 20013,2014 и 2015гг.

Но, так как преобразователи были установлены на н/с Тешикташ-1, то натурные обследования были проведены также и по этой насосной станции. В результате обследования насосной станции были собраны следующие данные:

- Общие сведения о насосной станции.

- Эскиз расположения н/с Тешик-таш-1 выполненный ООО «Андижон лойиха кидирув экспедицияси» с трассой напорного трубопровода.

- Лимит водоподачи по н/с Тешик-таш-1 за последние 3 года: 20013,2014 и 2015гг..

- Фактическая водоподача по н/с Тешик-таш -1 последние 3 года: 20013,2014 и 2015гг..

- Фактический расход электроэнергии за последние 3 года: 20013,2014 и 2015гг..

- Отзывы персонала по эксплуатации установленного преобразователя частоты:

- Технические характеристики преобразователя частоты.

Насосная станция «Тешиктош-1п» в Жалакудукском районе Андижанской области была построена в 1971 году производительностью 0,4/0,08 м<sup>3</sup>/с. Насосная станция забирает воду из канала «Тешиктош» и подаёт воду по две стальной нитки напорного трубопровода в напорный бассейн. Фактическая производительность насосной станции 0,36/0,08 м<sup>3</sup>/сек. высота подъёма воды 88/60м.

Узел сооружений насосной станции состоит из:

- водозаборного сооружения:
- всасывающих трубопроводов:
- здания насосной станции:
- здания ПУ и РУ:
- напорного трубопровода:
- водовыпускного сооружения.

**Водозаборное сооружение – канал «Тешиктош»**

**Всасывающие трубопроводы** выполнены из стальных труб диаметром 312мм, 219мм. Находятся в неудовлетворительном состоянии .

**Здание насосной станции** (рис.3.22) - открытого водопроводного типа размером 21х6,4



Рис. 3.20. Здание насосной станции «Тешиктош»

В здании насосной станции установлено пять насосных агрегата 200Д-90, 6НДВ с приводом от электродвигателей разной мощности 250 и 75 кВт. В настоящее время насосные агрегаты находятся в неудовлетворительном состоянии и требуется их полная замена. Для проведения монтажных и демонтажных работ установлена кран подвесной

электрический г/п 3,0т/с. В настоящее время требуется капитальный ремонт электрического крана.

### Здание РУиПУ

Существующие здание РУ и ПУ находятся в неудовлетворительном состоянии.

**Напорные трубопроводы**, отходящие от каждого насосного агрегата стальные засыпанные диаметром 219 и 150мм. (начальный участок) объединяются через развилку в две нитки напорного трубопровода диаметром 530мм. длиной 0,083км.

Трубы начального участка и сам напорный трубопровод находится в неудовлетворительном состоянии.

**Водовыпускное сооружение** ковшового типа находятся в основном в неудовлетворительном состоянии, требуется восстановление частично разрушенной облицовки. На сифонных оголовках напорных трубопроводов установлены клапаны срыва вакуума, которое в настоящее время находятся в нерабочем состоянии.

Таблица 3.7.

Технические показатели насосной станции «Гешиктош»

№	Наименование показателей	Ед.изм.	
1	2	3	4
1	Площадь орошения	га	467
2	Требуемая подача	м3/с	0,4/0,08
3	Подача фактическая	м3/с	0,36/0,08
4	Напор геометрический максимальный	м	88/60
5	Напор манометрический максимальный	м	
6	Установленная мощность	кВт	250/75
Характеристика основного гидросилового оборудования			
Основные насосы			
1	Марка		200Д-90/6НДВ
2	Количество агрегатов	шт	4
3	Подача одного насоса	м3/с	0,08
4	КПД	%	86
5	Мощность на валу насоса	кВт	
Электродвигатели основных насосов			
1	Марка		A114-4,АО-291-4
2	Мощность номинальная	кВт	250/75
3	Напряжение	В	10/0,4
4	Частота вращения	Об/мин	1500
5	КПД	%	96

Таблица 3.8.

Типоразмер	вал	Рабочее колесо		Вес
------------	-----	----------------	--	-----

насоса и его модификация	Диаметр мм	Длина мм	материал	Вес кг	Диаметр мм	материал	Вес кг	Подшипник	ротора, кг
200Д-90	70	1022	Ст.45	26,47	495	Сч20	42,8	№312	144,2

В таблицах 3.7-3.8 представлены технические характеристики обследуемой насосной станции «Тешиктош-1», на установках которой были проведены натурные испытания работы частотного преобразователя.

После сбора необходимой информации были проведены испытания работы частотного преобразователя и насосного агрегата.

Целью натурных испытаний было определить влияние изменения частоты приводного вала на величину потребляемой мощности. Для измерения величины потребляемой мощности использовался прибор – токоизмерительные клещи Mastech M266. при помощи которого измерялся ток на различных фазах при определенной частоте вращения.



Рис. 3.21. Токоизмерительные клещи

Клещи токоизмерительные (или Клещи Дитце) представляют собой прибор, основным назначением которого является измерение электрического ток без разрыва электрической цепи и нарушения ее функционирования.

Порядок проведения натурных испытаний

1. Проводится запуск насосного агрегата при помощи вакуум-системы. После заполнения насоса и всасывающего трубопровода вакуум-система отключается и производится открытие задвижки на напорном трубопроводе. Далее преобразователем частоты меняется частота вращения рабочего колеса.

2. При помощи токоизмерительных клещей измеряются параметры тока при различных частотах. Переключатель пределов устанавливается в положение, соответствующее необходимому диапазону измерения переменного тока. Токовые клещи подключаются к измеряемому проводнику.

3. Фиксируются значения частоты (в Гц) и соответствующие значения силы тока (в А) на трех фазах.

4. Обработка и анализ полученных результатов.

Результаты проведенных натурных испытаний преобразователя и насосного агрегата представлены в таблице 3.9.

Таблица 3.9.

Результаты проведения натурных испытаний частотного преобразователя

№ опыта	Частота Гц	Сила тока, А		
		А	В	С
1	47,38	81	71	68
2	45	67	60	55
3	42	46	42	35
4	40	39	40	31
5	35	23	22	17
6	38,27	30	29	22
7	41	43	39	30
8	43	52	50	42
9	46	72	71	60
10	49,13	91	91	81
11	50	96	96	89

Частота вращения (об/мин) и частота тока в сети (Гц) связаны соотношением

$$n \frac{p}{2} = 60 f \quad (3.26)$$

$$n = \frac{2 * 60 f}{p} \quad (3.27)$$

$p$  – число полюсов ротора электродвигателя



Рис.3.22. Изменение числа оборотов рабочего колеса насоса при помощи частотного преобразователя



Рис.3.23. Запуск насосного агрегата





Рис.3.24. Измерение параметров тока при различных режимах работы насосного агрегата



Рис. 3.25. Регистрация результатов натурных испытаний частотного преобразователя

f - частота тока в сети (Гц).

Для асинхронного электродвигателя

$$n = \frac{120f(1-s)}{p} \quad (3.28)$$

S - скольжение

Мощность в трехфазной цепи определяется по формуле

$$P = P_A + P_B + P_C = \sqrt{3}IU \cos \varphi \quad (3.29)$$

Где P - мощность, кВт

I - ток, А

U - напряжение двигателя, В

cos φ - коэффициент мощности двигателя

Таблица 3.10.

Результаты обработки данных натурных испытаний частотного преобразователя

№ опыта	Частота тока Гц	Частота вращения об/мин	Сила тока, А	cos φ	Напряжение В	Мощность кВт
1	47,38	1421	73,3	0.92	380	44
2	45	1350	60,7	0.92	380	37
3	42	1260	41,0	0.92	380	25
4	40	1200	36,7	0.92	380	22
5	35	1050	20,7	0.92	380	13
6	38,27	1148	27,0	0.92	380	16
7	41	1230	37,3	0.92	380	23
8	43	1290	48,0	0.92	380	29
9	46	1380	67,7	0.92	380	41
10	49,13	1474	87,7	0.92	380	53
11	50	1500	93,7	0.92	380	57

Мощность насоса меняется в зависимости от изменения частоты вращения его рабочего колеса по законам пропорциональности [ 4,5,6]:

$$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 * \left(\frac{\eta_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma}^1}\right) * \left(\frac{\eta_0}{\eta_0^1}\right) \quad (3.30)$$

С учетом, что мощность электродвигателя равна:

$$N_{ДВ} = \eta_a * N_B \quad (3.31)$$

$$N_B = N / \eta \quad \text{или} \quad N = N_B \eta \quad \text{и} \quad N = \frac{N_{ДВ}}{\eta_a} \eta$$

где

$\eta_a$  - КПД насосного агрегата равный  $\eta_a = \eta * \eta_{\text{дв}} * \eta_{\text{пер}} * \eta_{\text{преоб}}$

$\eta$  - КПД насоса;

$\eta_{\text{дв}}$  - КПД приводного двигателя;

$\eta_{\text{пер}}$  - КПД передачи (для жесткой или эластичной муфты равна 1)

$\eta_{\text{преоб}}$  - КПД преобразователя частоты;

$N_B$  - мощность на валу насоса

$N$  - полезная мощность насоса

Тогда

$$\frac{N_{ДВ} * \eta * \eta_a^1}{N_{ДВ1} * \eta^1 * \eta_a} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 * \left(\frac{\eta_{Г}}{\eta_{Г}^1}\right) * \left(\frac{\eta_0}{\eta_0^1}\right) \quad (3.32)$$

Или

$$\frac{N_{ДВ} * (\eta_{\text{мех}} * \eta_{Г} * \eta_0) * (\eta_{ДВ}^1 * \eta_{\text{ПРЕОБ}}^1)}{N_{ДВ1} * (\eta_{\text{мех}}^1 * \eta_{Г}^1 * \eta_0^1) * (\eta_{ДВ} * \eta_{\text{ПРЕОБ}})} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 * \left(\frac{\eta_{Г}}{\eta_{Г}^1}\right) * \left(\frac{\eta_0}{\eta_0^1}\right) \quad (3.33)$$

$$\frac{N_{ДВ} * \eta_{\text{мех}} * (\eta_{ДВ}^1 * \eta_{\text{ПРЕОБ}}^1)}{N_{ДВ1} * \eta_{\text{мех}}^1 * (\eta_{ДВ} * \eta_{\text{ПРЕОБ}})} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 \quad (3.34)$$

$$\frac{N_{ДВ}}{N_{ДВ1}} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 * \frac{\eta_{\text{мех}}^1 * (\eta_{ДВ} * \eta_{\text{ПРЕОБ}})}{\eta_{\text{мех}} * (\eta_{ДВ}^1 * \eta_{\text{ПРЕОБ}}^1)} \quad (3.35)$$

Механическое КПД определим приближенно в зависимости от дисковых потерь и внешних механических потерь [8]:

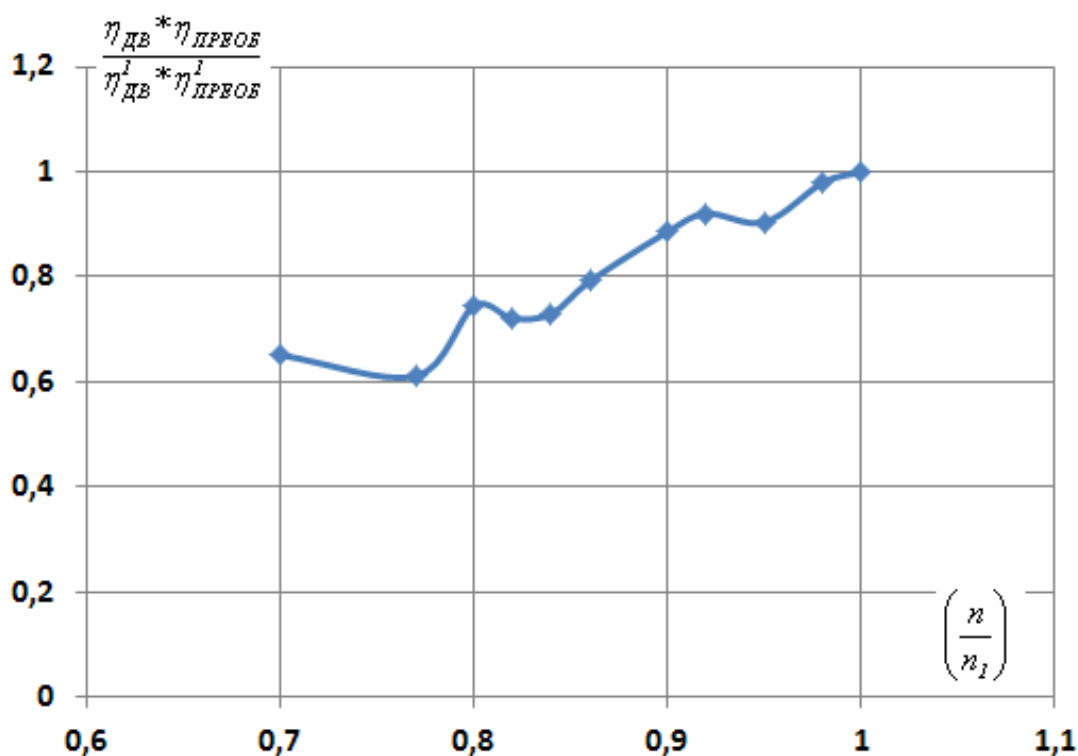
$$N_{\text{д.п}} = 3,50 * 10^{-4} n^3 * D_2^5 \quad (3.36)$$

В центробежных насосах средней и большой мощности дисковые потери являются основным видом механических потерь. Внешние механические потери зависят от размеров вала, типа концевых уплотнений и от частоты вращения. Эти потери измеряются при “холостом” (без рабочей жидкости) вращении насоса при балансовых испытаниях. Примем внешние потери равными 2% [8]

Таблица 3.11.

Результаты обработки данных натурных испытаний частотного преобразователя

№	$\frac{N_{\text{АА}}}{N_{\text{АА1}}}$	$\frac{n}{n_1}$	$N_{\text{А.И}}$ Вт	$\eta_{i\dot{\alpha}\delta}$	$\frac{\eta_{i\dot{\alpha}\delta}}{\eta_{i\dot{\alpha}\delta}^1}$	$\frac{(\eta_{\text{АА}} * \eta_{\text{ИДАА}})}{(\eta_{\text{АА}}^1 * \eta_{\text{ИДАА}}^1)}$
1	0,22807	0,7	834,5	0,96	0,98	0,652
2	0,280702	0,77	1090,6	0,956	0,977	0,612
3	0,385965	0,8	1245,7	0,966	0,987	0,744
4	0,403509	0,82	1341,4	0,965	0,986	0,721
5	0,438596	0,84	1442,0	0,965	0,986	0,730
6	0,508772	0,86	1547,5	0,969	0,99	0,792
7	0,649123	0,9	1773,6	0,974	0,995	0,886
8	0,719298	0,92	1894,5	0,976	0,997	0,921
9	0,77193	0,95	2068,4	0,975	0,996	0,904
10	0,929825	0,98	2308,6	0,978	0,999	0,979
11	1	1	2432,9	0,979	1	1,000

Рис. 3.26. График изменения КПД электропривода  $\frac{(\eta_{\text{ДВ}} * \eta_{\text{ПРЕОБ}})}{(\eta_{\text{ДВ}}^1 * \eta_{\text{ПРЕОБ}}^1)}$  от изменениячастоты вращения ротора электродвигателя  $\left(\frac{n}{n_1}\right)$

Проведенные натурные испытания работы частотного преобразователя показали что при изменении частоты вращения рабочего колеса насоса при помощи частотного преобразователя КПД электропривода (электродвигателя и преобразователя частоты) также изменяются. При уменьшении частоты вращения рабочего колеса насоса на 10 % КПД электропривода также уменьшится на 10 %.

Таким образом, экономия электроэнергии при использовании преобразователя частоты возможно только в том случае, если в процессе эксплуатации возникает необходимость в регулировании или поддержании какого - либо технологического параметра (подачи или давления). Целесообразность применения преобразователя частоты на оросительных насосных станциях можно выявить только технико-экономическим обоснованием для условий эксплуатации конкретной насосной станций.

### **3.4. Рекомендации по применению частотных преобразователей на оросительных насосных станциях**

При установке ЧП скорость трехфазного асинхронного двигателя регулируется за счет преобразования напряжения питания переменного тока в напряжение постоянного тока, которое впоследствии снова преобразуется в напряжение с переменной частотой и амплитудой. Скорость двигателя изменяется в соответствии с получаемой частотой.

Системы, управляемые частотным преобразователем, имеют преимущества, а именно [18-23 ]:

1. Устраняется необходимость в регулирующих устройствах (дроселях-клапанах), которые неэффективно использовать для снижения расхода воды, и нет нужды недогружать насосы, что происходит при их работе с постоянной скоростью.

2. Плавный запуск, помогающий избегать пиков давления и вытекающей отсюда нагрузки на выходные трубы. Это снижает риск повреждений и утечки, а также внезапных колебаний давления, которые вызывают вибрацию труб, сопровождаемую звуками, напоминающими стук молотка, называемыми обычно «трамбовкой». Интенсивная трамбовка может даже вызвать разрыв труб, в то время как внезапное понижение давления может, наоборот, вызвать изгиб труб.

Постепенная, а не внезапная остановка насосов к тому же предотвращает вредные для труб пики давления. Более того, она снижает износ подшипников и передаточных устройств (муфты). С помощью настройки длительности разгона и торможения можно оптимизировать процесс запуска и останова насоса.

3. Небольшие затраты на техобслуживания ЧП, так как он состоит из статических элементов.

При использовании инвертора все проблемы, связанные с передаточными механизмами, муфтами и пр., устраняются.

5. За счет ликвидации токовых пиков при запуске отпадает необходимость в электрических кабелях большого сечения, в то время как двигатели с прямым подключением к сети питания поглощают во время пуска ток, в 6--7 раз превышающий номинальное значение.

6. Энергосбережение. Насосные установки отличаются большими энергетическими затратами, которые могут быть существенно снижены за счёт применения регулирования скорости вращения в зависимости от величины необходимой подачи в соответствии с графиком водопотребления насосной станции.

Таким образом, преобразователи частоты нужны для решения следующих стандартных проблем:

- экономия энергоресурсов;
- увеличение срока службы технологического оборудования;
- снижение затрат на ремонтные и планово-предупредительные мероприятия;
- обеспечение оперативного управления, а также достоверного контроля за выполнением технологических процессов и т. д.

Но экономить электроэнергию можно только в том случае, если в процессе эксплуатации возникает *необходимость в регулировании или поддержании какого - либо технологического параметра (подачи или давления).*

Эффективность применения частотного преобразователя для оросительной насосной станции должна обосновываться технико-экономическим расчетом.

**Порядок расчета:**

1. Сбор исходных данных.

А) данные насоса и приводного двигателя;

Мощность насоса, кВт

КПД насоса

Напор насоса, м

Подача насоса, м<sup>3</sup>/ч

Мощность двигателя, кВт

Ток двигателя, А

КПД двигателя

Сos Φ двигателя

Б) данные по насосной станции:

В первую очередь необходимы график водопотребления и водоподачи насосной станции. Так как именно на основании их сопоставления можно определить величину энергосбережения при использовании частотного потребления.

Также необходимы данные по схеме установки насосных агрегатов и трубопроводов с запорной арматурой.

В) данные по предлагаемому частотному преобразователю.

2. Расчет величины экономического эффекта.

Расчет экономической эффективности основан на определении разницы между величинами потребления электроэнергии работы насосной станции без частотного преобразователя (например, регулирования насоса путем дросселирования напорной задвижкой) и при регулировании с помощью ЧП.

Зная стоимость сэкономленной электроэнергии и ресурсов за один год и стоимость ЧП можно определить срок окупаемости и соответственно экономическую эффективность применения ЧП.

3. Оценка косвенного эффекта от применения ЧП на конкретной насосной станции, например таких как:

- снижение износа запорной арматуры, т.к. большую часть времени задвижки полностью открыты;
- снижение износа коммутационной аппаратуры, т.к. ее переключения происходят при отсутствии тока;
- уменьшение износа подшипников двигателя и насоса, а также крыльчатки за счет плавного изменения числа оборотов, отсутствия больших пусковых токов;
- уменьшение опасности аварий за счет исключения гидравлических ударов;
- обеспечение одновременной защиты двигателя от токов короткого замыкания, замыкания на землю, токов перегрузки, однофазного режима, недопустимых перенапряжений и т.д.;

4. Принятие решение о целесообразности применения частотного преобразователя на данной насосной станции

Пример расчета экономической эффективности применения ЧП на НС Тешиктош-1

1. Исходные данные:

Параметр	Значение
Мощность насоса, кВт	75
КПД насоса	
Напор насоса, м	
Подача насоса, м <sup>3</sup> /ч	
Мощность двигателя, кВт	75
Напряжение, В	380
КПД двигателя	92
Cos Φ двигателя	0,92

Расположение н/с "Тешиктош-1 п" Джалалкудукского района  
Андижанской области

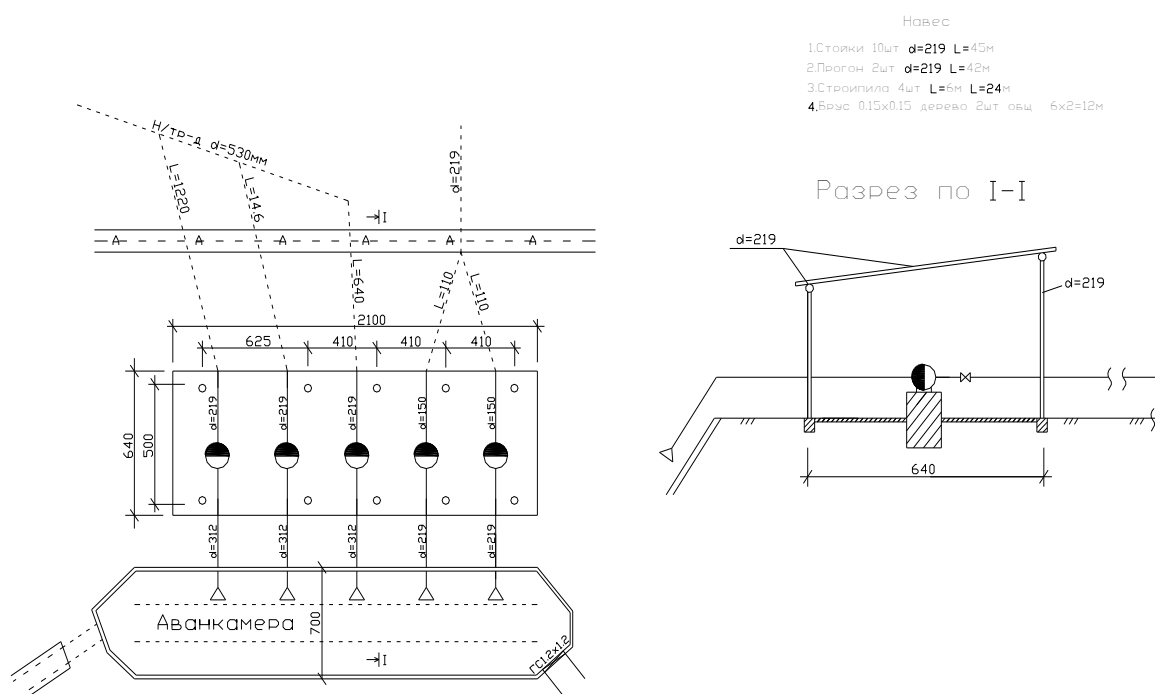


Рис. 3.27. Схема расположения НУ НС Тешиктош-1 (в настоящее время в рабочем состоянии 3 агрегата)

Из представленных графиков водоподачи и водопотребления за 2013 г. видно, что в периоды: май, июнь, июль, август а за 2014 г. – в периоды июнь, июль фактическая водоподача превышает лимит водоподачи. В эти периоды возможно уменьшение расходов водоподачи при помощи частотного преобразователя.



Экономия водоподдачи в 2013 г. за вышеуказанные периоды может составить 313,6 тыс м<sup>3</sup> (для трех действующих насосов) при незначительном снижении КПД насосных агрегатов (до 10-20 % из графика на рис. ) и в 2014 г.- 225,9 тыс м<sup>3</sup> .

## 2. Графики водопотребления и водоподдачи

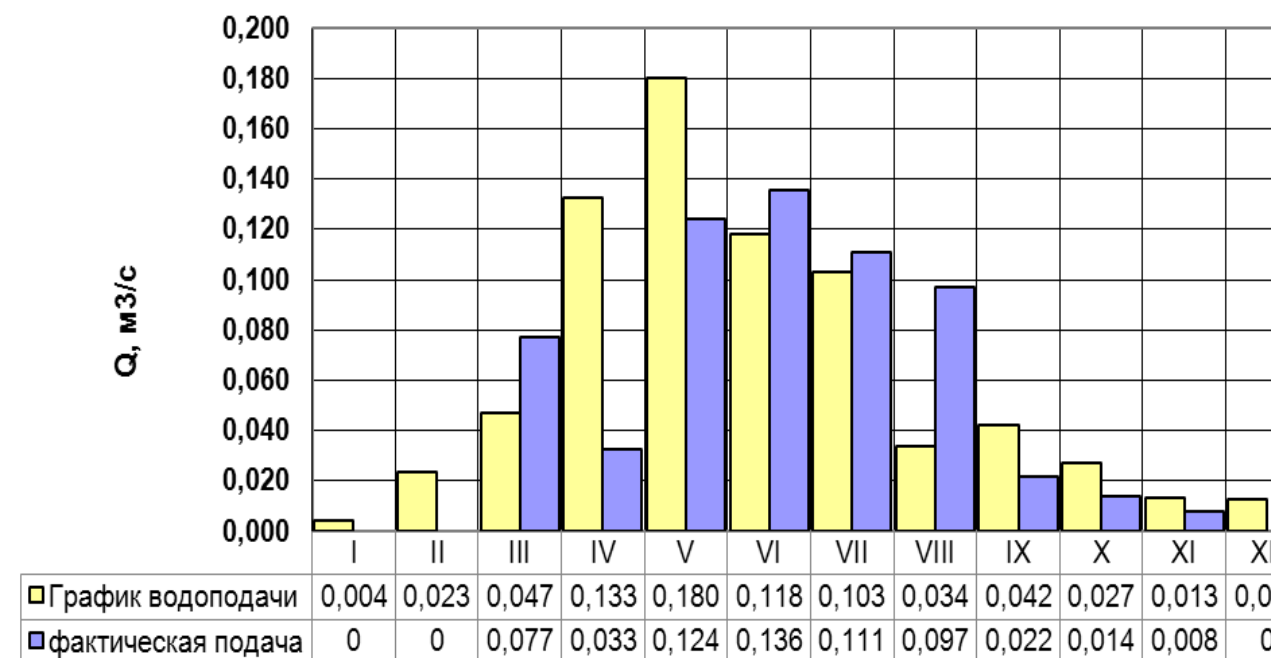


Рис. 3.28. Графики фактической водоподдачи и лимита водоподдачи по НС Тешиктош-1 за 2013 г. (лимит водоподдачи подсчитан с учетом неработающих агрегатов)

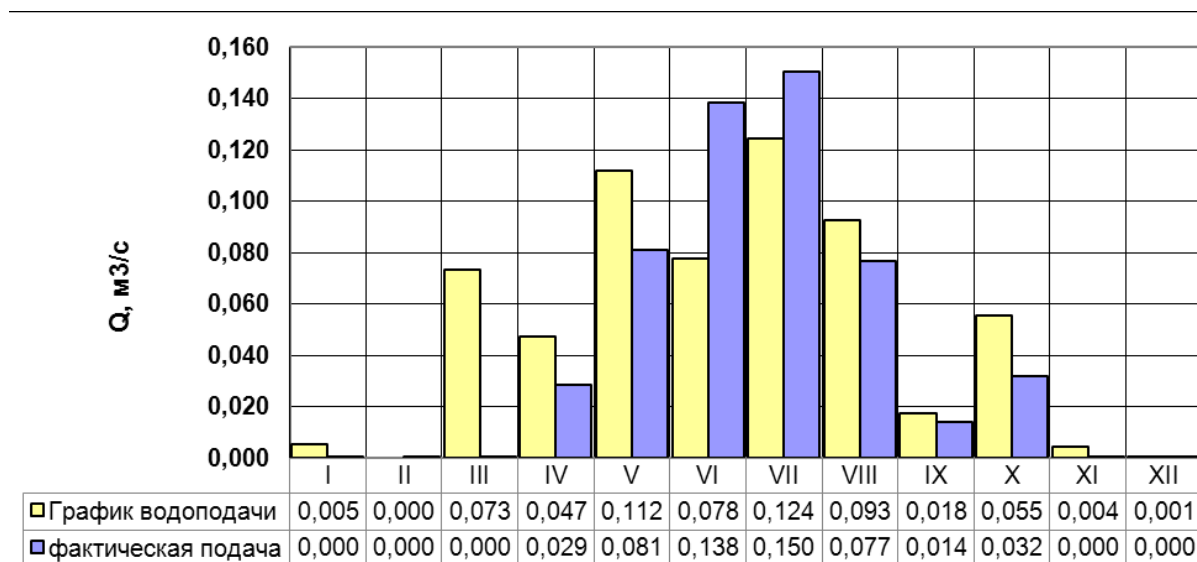


Рис.3.29.Графики фактической водоподдачи и лимита водоподдачи по НС Тешиктош-1 за 2014 г. (лимит водоподдачи подсчитан с учетом неработающих агрегатов)

Ранее указывалось, что на оросительных насосных станциях (в отличие от насосных станций водоснабжения) обычно режим насосного оборудования – равномерный в течении определенного периода времени и реже повторно-

кратковременный и регулирование осуществляется числом работающих агрегатов и их включением-выключением. К тому же большинство оросительных насосных станций не оборудовано должным способом приборами для учета воды. Подача воды регламентируется в основном по лимиту проработанных мото-часов насосного оборудования и соответственно потребляемой электроэнергии. Поэтому экономический эффект за счет применения ЧП на оросительных насосных станциях при регулировании *незначительный.*

С учетом вышеизложенного, на оросительных насосных станциях эффективность и соответственно целесообразность применения ЧП должна производиться комплексно с учетом возможных эффектов изложенных в предыдущих главах отчета.

### **Выбор мощности частотного преобразователя**

При выборе мощности частотного преобразователя необходимо основываться на величину мощности электродвигателя, также должны учитываться номинальные токи и напряжения преобразователя и двигателя.

В общем случае, применение частотного привода позволяет снизить токовые и механические нагрузки за счет плавного пуска. Например, пусковой ток снижается с 600% до 100-150% от номинального.

При выборе модели **частотного преобразователя** следует учитывать:

1. мощность подключаемого электродвигателя,
2. точности и диапазона регулирования скорости
3. точности поддержания момента вращения на валу двигателя.

Так же, нужно учитывать конструктивные особенности преобразователя, такие как:

1. размеры,
2. форма,
3. стоимость и др.

При работе со стандартным асинхронным двигателем, **преобразователь частоты** следует выбирать с соответствующей мощностью. Если требуется большой пусковой и рабочий момент или короткое время разгона/замедления, следует выбирать преобразователь частоты на номинал выше стандартного.

При выборе частотного преобразователя для работы со специальными двигателями (погружные двигатели, двигатели с тормозами, с втяжным ротором (механический тормоз), синхронные двигатели, высокоскоростные и т.д.) следует руководствоваться, прежде всего, номинальным током преобразователя, который должен быть больше номинального рабочего тока двигателя, а также особенностями настройки параметров

преобразователя. В этом случае, желательно проконсультироваться со специалистами поставщика.

## **ГЛАВА 4. ВЫБОР И ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕТОДА РЕГУЛИРОВАНИЯ**

### **4.1. Критерии выбора метода регулирования**

Эффективность эксплуатации насосной станции зависит в первую очередь от выбранного режима эксплуатации насосных агрегатов. Ряд насосных станций имеет оборудование не соответствующее техническим требованиям. Чаще всего, технические характеристики насосов имеют повышенные эксплуатационные показатели в сравнении с реально необходимыми. Это делается с учетом неопределенности при расчете системы и возможных будущих проблем с износом или изменения условий эксплуатации. В результате нередко обнаруживается, что после установки рабочие характеристики насоса сильно завышены. Такой же результат обычно случается при проектировании насосных установок выбором насосов с большими значениями подачи и напора, чем требуется для работы системы (из-за ограниченного ассортимента номенклатуры насосов, проектирования с «запасом»). Работа насосно-силового оборудования таких насосных станций, существенно сказывается на затратах электроэнергии на водоподъем, т.е. происходит перерасход электроэнергии на водоподъем и перекачка излишней воды, что особенно важно в условиях острого дефицита водно-энергетических ресурсов Республики

Общий анализ предприятий в самых различных областях применения показывает, что затраты, связанные с закупкой оборудования и простоем производства из-за обслуживания и ввода нового оборудования в эксплуатацию, могут быть частично компенсированы за счет экономии на потреблении электроэнергии. Также, в процессе эксплуатации насосов нередко приходится прибегать к регулированию насосов [7,9,10]. Под регулированием насоса понимают процесс искусственного изменения его параметров (подачи и напора) для обеспечения требуемых величин [4,5,6]. Работа насосов вне рабочей зоны области поля Q-H ведет к снижению энергоэффективности, повышенному расходу электроэнергии [12,13]. По некоторым данным [2] в результате работы насосных станций в неэкономичных режимах и отсутствия эффективных способов регулирования режимов работы насосных агрегатов теряется до 5-10 % потребляемой электроэнергии, а в некоторых из них потери достигают 20-25 %.

Ниже представлены данные по литературным источникам (включая интернет-ресурсы) по энергоэффективности различных методов регулирования. Эффективность методов различных регулирования приведена в таблице 1 [18-23].

Таблица 4.1.

Методы снижения энергопотребления насосных систем

Методы снижения энергопотребления насосных систем	Снижение энергопотребления
Замена регулирования подачи задвижкой на регулирование частотой вращения	10 - 60%
Снижение частоты вращения насосов, при неизменных параметрах сети	5 - 40%
Регулирование путем изменения количества параллельно работающих насосов.	10 - 30%
Подрезка рабочего колеса	до 20%, в среднем 10%
Использование дополнительных резервуаров для работы во время пиковых нагрузок	10 - 20%
Замена электродвигателей на более эффективные	1 - 3%
Замена насосов на более эффективные	1 - 2%

С учетом вышеприведенного, крайне важно для каждой насосной станции выявить оптимальные режимы работы насосных агрегатов, т.е. выбрать наиболее эффективный способ регулирования.

При выборе наиболее энергоэффективного способа регулирования для конкретной насосной станции первостепенное значение приобретает определение основных критериев выбора.

Критерием эффективности работы любой насосной станцией является степень полноты покрытия графика водопотребления графиком водоподачи (т.е. соответствие объемов подаваемой воды объемам требуемой) при условии минимальных эксплуатационных затрат, соблюдения требований охраны труда и экологической безопасности. Другими словами, работа насосной станции должна быть надежной, экономичной и безопасной. Именно в соответствии с такими требованиями должно проводиться сравнение, сопоставление различных методов регулирования работы насосного оборудования: по степени полноты покрытия графика водопотребления и энергоэффективности работы агрегатов.

#### 4.1 Выбор метода регулирования на ирригационных насосных станциях

Применяемые в настоящее время на насосных станциях методы регулирования можно условно разделить на две группы: количественные и качественные [4,5,6]. Среди количественных методов наиболее распространенный – метод регулирования задвижкой на напорном трубопроводе (дросселирование). Среди качественных методов следует упомянуть регулирование изменением частоты вращения вала рабочего колеса и обрезку (или обточка) рабочего колеса [4,5,6]. Также широко применяется метод регулированием временем работы насосов (т.е включением-отключением агрегатов).

Ирригационные насосные станции отличаются от обычных насосных станций водоснабжения как по предъявляемым требованиям, так по эксплуатационным режимам. Поэтому при выборе метода регулирования необходим учет этих особенностей.

Каждый из способов регулирования имеет свои недостатки и преимущества. Наибольшие перспективы для применения на оросительных насосных станциях имеют следующие виды регулирования: обрезка (обточка) рабочего колеса, изменение частоты вращения рабочего колеса, регулирование задвижкой (дросселирование), перепуск части жидкости из напорного трубопровода и регулирование временем работы.

Сопоставление различных методов регулирования должно проводиться с учетом специфических особенностей конкретной насосной станции (режим работы, технические характеристики насосного оборудования, сети и состояния оборудования и сооружений) по выбранным выше критериям.

##### 1) Сопоставление по степени покрытия графика водопотребления.

Методом дресселирования можно добиться полного покрытия графика водопотребления. Так как при использовании данного метода подача регулируется открытием-закрытием задвижки. При закрытии задвижки в напорном трубопроводе и во всей системе создаются дополнительные потери, меняется кривизна характеристики системы и можно добиться такой кривизны, что режимная точка окажется в точке с необходимыми координатами по подаче. Иными словами, меняя степень открытия задвижки можно добиться полного покрытия графика водопотребления.

Регулирование скорости вращения двигателя можно осуществлять при помощи различных устройств (механический вариатор, гидравлическая муфта и преобразователь частоты). Преобразователи частоты также позволяют обеспечить более полное покрытие графика водопотребления насосной станции.

При обрезке (обточке) рабочего колеса можно лишь уменьшить параметры насоса.

Основной метод применяемый в настоящее время на оросительных насосных станциях РУз – регулирование включением-отключением агрегатов в соответствии с графиком водопотребления. Этот метод достаточно прост, не требует дополнительных устройств. Недостаток – быстрый износ насосного оборудования при частых отключениях, и невозможность регулирования по напору (можно регулировать только расход-объем перекачиваемой воды). Метод регулированием временем работы насосов может обеспечить соответствие объемов перекачиваемой воды объемам воды по графику водопотребления за какой-то определенный период времени. Чем больше будет включений-выключений, тем более полным будет покрытие, но полного покрытия этим способом добиться невозможно. Этот метод заметно проигрывает двум предыдущим по критерию полноты покрытия графика водопотребления.

## 2) Сопоставление по экономическому критерию.

Данный критерий играет важную роль, так как обеспечение энергоэффективности – одна из наиболее актуальных и сложных задач настоящего времени стоящая в области машинного водоподъема. С учетом особенностей требований и эксплуатационных режимов ирригационных насосных станций (рассмотренных выше) этот критерий становится основным при выборе метода регулирования. По критерию «экономичности» более подходят качественные методы регулирования: регулирование изменением частоты вращения и регулирование изменением диаметра рабочего колеса (обточка).

### **4.3 Оценка экономической эффективности применяемых методов регулирования**

Предлагаемая методика оценки экономической эффективности метода регулирования основана на обзоре существующих и применяемых на ирригационных насосных станциях способов регулирования, сравнительном анализе и сопоставлении этих методов с учетом особенностей эксплуатационного режима оросительных насосных станций.

При сопоставлении методов регулирования были взяты эксплуатационные данные насосных станций «Кизил-Байрак», «Улугбек II», «Иттифок», «Навои», «Туркистон» и «Тешикташ-1». Насосные станции «Кизил-Байрак», «Улугбек II», «Иттифок», «Навои» и «Туркистон» имеют завышенные технические показатели по сравнению с реально требуемыми. Насосная станция «Тешикташ-1» имеет сильно отличающиеся графики водопотребления и водоподачи. При обработке данных использовались стандартные статистические методики и программы.

При сопоставлении и экономической оценке выбранного способа регулирования были использованы ранее опубликованные результаты исследований проведенных на кафедре «Использования водной энергии и насосных станций» Ташкентского института инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства по вопросам надежной, безопасной и энергоэффективной работе гидроэнергетических объектов [10,11,15,16,17]. Также проводились исследования по изучению эксплуатационных режимов ирригационных насосных станций, которые включали опытные эксперименты насосов с частотными преобразователями на стенде, натурные обследования насосных станций, проведение натурных испытаний насосного оборудования и расчеты по оценке экономической эффективности [31,32].

Для расчета экономии энергии при обточке рабочего колеса применялись широкоизвестные методики и рекомендации, при изменении частоты вращения использовались эмпирические зависимости изменения КПД насосной установки при изменении частоты вращения полученные экспериментальными исследованиями на специальных стендах оборудованными центробежными насосами и частотными преобразователями и пересчитанные для натуре [31,32].

На оросительных насосных станциях (в отличие от насосных станций водоснабжения) обычно режим насосного оборудования – равномерный в течении определенного периода времени (декада, месяц) и реже повторно-кратковременный. В системах же водоснабжения график водопотребления в сильной степени меняется в зависимости от времени суток, дня недели, времени года. Оросительные насосные станции, в отличие от насосных станций водоснабжения, не предъявляют строгих требований по поддержанию каких-либо технологических параметров (подачи или напора). Эти особенности и надо учитывать при сопоставлении методов регулирования.

**Методика оценки эффективности выбранного метода регулирования.** Ниже приводится рекомендуемый метод оценки эффективности выбранного метода регулирования (на примере частотного регулятора).

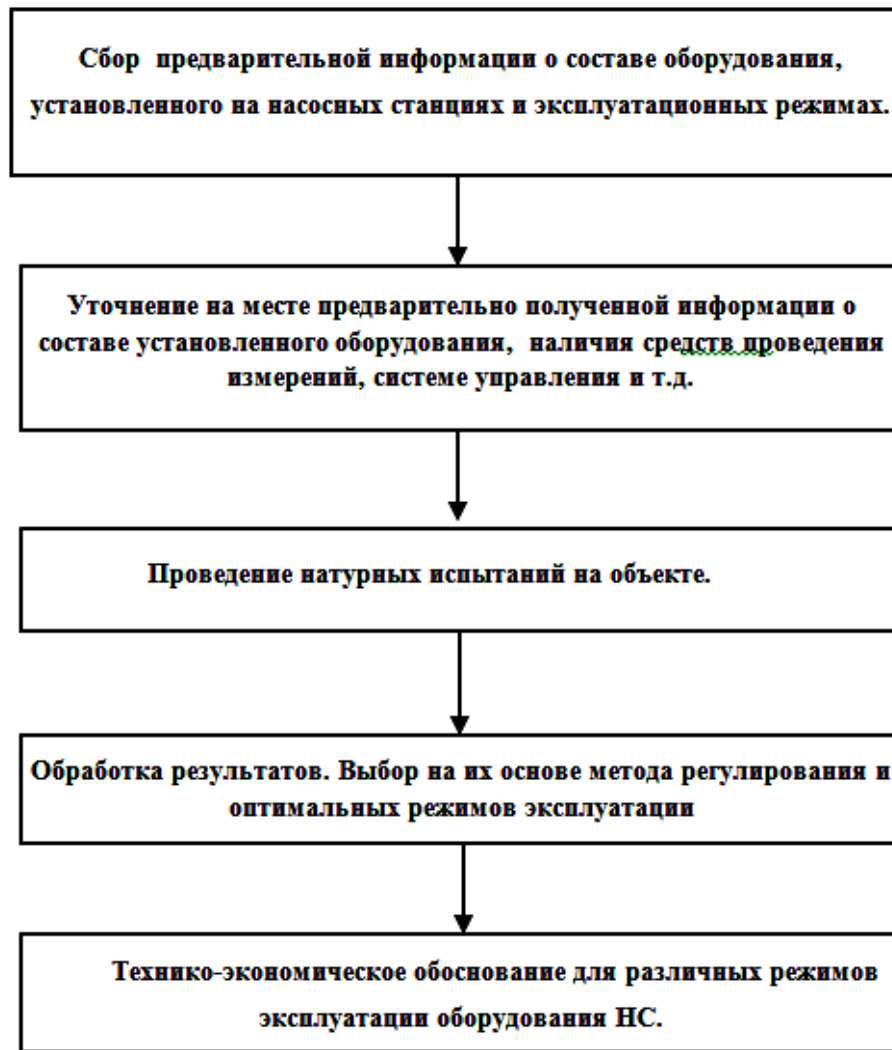


Рис.4.1. Алгоритм проведения выбора метода регулирования и экономически эффективного режима эксплуатации оросительной насосной станции

Порядок проведения работ по оценке эффективности метода регулирования следующий (рис.4.1):

1.Сбор исходных данных.

В первую очередь необходимы данные насоса и приводного двигателя, по схеме установки насосных агрегатов и трубопроводов с запорной арматурой, график водопотребления и водоподачи насосной станции, данные по частотному преобразователю.

2. Проведение испытаний на объекте.

3. Расчет величины экономического эффекта.

Расчет экономической эффективности основан на определении разницы между величинами потребления электроэнергии при работе насосной станции без регулирования



и при регулировании с помощью частотного преобразователя. Зная стоимость сэкономленной электроэнергии и ресурсов за один год и стоимость частотного преобразователя можно определить срок окупаемости и соответственно экономическую эффективность применения частотного преобразователя.

Ниже приводится сопоставление методов регулирования, проведенное на примере насосной станции «Тешикташ-1» в Андижанской области, на которой в 2017 г. сотрудниками кафедры «Использование водной энергии и насосных станций» ТИИИМСХ были проведены натурные испытания насосного агрегата оборудованного частотным преобразователем. В результате натурных испытаний насосного агрегата с преобразователем частоты были получены графические зависимости изменения энергетических параметров насосного агрегата при изменении частоты вращения вала рабочего колеса, которые использовались при сопоставлении методов [31,32].

Насосная станция «Тешикташ-1» работает круглогодично. Для сопоставления были взяты месяцы с избыточной водоподачей, когда возможно регулирования задвижкой – март, июнь, июль и август. В качестве количественного параметра оценки экономической эффективности применяемых методов принята «потерянная энергия» при регулировании. Естественно критерием эффективности будет минимум этого параметра.

Результаты проведенного сравнения представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2.

Сопоставление различных методов регулирования на примере насосной станции Тешиктош-1

Периоды	фактическая подача, м <sup>3</sup> /с	требуемая подача, м <sup>3</sup> /с	избыточная подача, м <sup>3</sup> /с	дресселирование		частотный преобразователь		
				$h_c$	$N_{\text{нб}}$	$n_{\text{н}}/n$	$\eta_i / \eta$	$N_{\text{нб}}$
III	0,077	0,047	0,03	0,000069	40,57	0,61039	0,6	8,11
VI	0,136	0,118	0,018	0,000879	101,87	0,86764	0,8	20,37
VII	0,111	0,103	0,008	0,000766	88,92	0,92792	0,94	17,78
VIII	0,097	0,034	0,063	0,000012	29,35	0,35051	0,3	5,87

Проведенный расчет по насосным станциям «Улугбек II», Кизил-Байрак», «Иттифок», «Навои» и «Туркистон» показал, что при изменении диаметра рабочего колеса, потребляемая энергия снизится и экономия энергия может достигнуть 21,1-63,5 %. При применении частотного преобразователя на тех же насосных станциях экономия энергии может достичь 16,5- 35,4 %.

Анализ результатов расчета экономии электроэнергии представленных в таблице 4.1-4.22 показывает, что при изменении диаметра рабочего колеса (обточки) эффект более

существенен. Но, при обточке регулирование возможно только в сторону уменьшения параметров, и при необходимости увеличения (изменение параметров насоса из-за износа, износ трубопроводов, изменение уровней воды в водоисточнике и в машинном канале и т.д.) придется делать замену рабочего колеса.

В таблице 4.2 представлены результаты сопоставления различных методов регулирования на примере насосной станции «Тешиктош-1». Результаты проведенного сравнения показывают, что «потерянной энергии» при использовании метода с изменением частоты вращения вала в 4-5 раза меньше чем при дросселировании. Потери энергии при изменении частоты вращения вала рабочего колеса достигают 10-20 % от значений потребляемой насосом мощности. При использовании метода регулирования изменением времени работы насоса насос работает в рабочих (проектных) диапазонах и дополнительных потерь энергии не происходит. Но следует учесть, что при частых включениях-отключениях насосного агрегата происходит быстрый износ оборудования (как показала практика, в первую очередь выходят из строя полумуфты соединения вала насоса с валом электродвигателя). Также необходим учет косвенного эффект от применения ЧП на насосной станции (который трудно количественно оценить предварительно):

- уменьшение износа муфт, подшипников двигателя и насоса, а также крыльчатки за счет плавного изменения числа оборотов,
- отсутствие больших пусковых токов (при асинхронных электродвигателях);
- обеспечение одновременной защиты двигателя от токов короткого замыкания, замыкания на землю, токов перегрузки, однофазного режима, недопустимых перенапряжений и т.д.;

В силу особенностей эксплуатационных режимов оросительных насосных станций, экономический эффект за счет применения ЧП на оросительных насосных станций при регулировании незначительный, и заключается в основном водосбережении и в косвенных эффектах изложенных выше. Экономия электроэнергии за счет использования частотного преобразователя на оросительных насосных станциях возможна только в том случае, если в процессе эксплуатации возникает необходимость в точном регулировании или поддержании какого-либо технологического параметра (подачи или давления). С учетом проведенного сопоставления экономии различных методов регулирования на насосных станциях оборудованных малым количеством агрегатов и малыми насосами с «избыточными» напорами можно рекомендовать изменение диаметра.

В каждом случае необходимо принимать решение в зависимости от конкретных особенностей условий эксплуатации.

**Выводы.** На оросительных насосных станциях обычно режим насосного оборудования - равномерный. Оросительные насосные станции, в отличие от насосных станций водоснабжения, не предъявляют строгих требований по поддержанию каких-либо технологических параметров (подачи или напора).

1. Проведенный анализ различных методов регулирования насосных агрегатов при эксплуатации ирригационных насосных станций показал, что по степени покрытия графика водопотребления наиболее оптимальными методами является регулирование задвижкой и изменением частотой вращения вала рабочего колеса. По критерию «экономичности» более подходят регулирование изменением частоты вращения и регулирование временем работы насосного агрегата. На насосных станциях оборудованных агрегатами с «избыточными» напорами наибольший эффект дает метод изменения диаметра.

2. С учетом особенностей эксплуатационных режимов оросительных насосных станций, экономический эффект за счет применения частотных преобразователей на оросительных насосных станциях (в отличии от насосных станций водоснабжения) при регулировании не столь значительный, и заключается в основном водосбережении и в косвенных эффектах изложенных выше.

## **ГЛАВА 5. ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ИРРИГАЦИОННЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ**

### **5.1 Энергосбережение на насосных станциях путем качественного регулирования работы насосных агрегатов**

Энергосбережение на насосных станциях путем качественного регулирования работы насосных агрегатов представлено на примере насосных станций Самаркандского областного Управления насосных станций энергетики и связи.

В областных Управлениях насосных станций энергетики и связи системы Министерства водного хозяйства эксплуатируется более 1600 насосных станций. Наибольшая доля (до 55%) среди установленных насосов принадлежит центробежным горизонтальным двойного входа (типа «Д») с подачей воды от 320 до 2000 м<sup>3</sup>/ч и высотой подъема от 21 до 125 метров. В Самаркандском областном Управлении насосных станций энергетики и связи системы Министерства сельского и водного хозяйства эксплуатируется 90 насосных станций.

Таблица 5.1

Распределение насосного оборудования Самаркандского УНСЭиС в зависимости от производительности

Подача воды насосами Q, м <sup>3</sup> /с	0,1 – 0,5	0,6 – 1,0	1,1 – 2,0
Подача воды насосами Q, м <sup>3</sup> /ч	360 - 1800	2160 - 3600	4000 - 7200
Количество насосов, шт	202	124	46
Количество насосов, в % от общего объёма	54,3	33,3	12,4

Таблица 5.2

Распределение электродвигателей в зависимости от мощности

Мощность электродвигателей P, кВт	100 - 132	160 - 315	400 - 1100	1250 - 1600
Количество электродвигателей, шт	36	266	36	34
Количество электродвигателей, в % от общего объёма	9,7	71,5	9,7	9,1

Ряд насосных станций имеет оборудование не соответствующее требованиям технической (проектной) документации, как например насосная станция «Улугбек-II» (с геометрической высотой подъёма воды станции 46 м при развиваемом напоре до 75 м). Работа насосно-силового оборудования таких насосных станций, существенно сказывается на затратах электроэнергии на водоподъём, т.е. происходит перерасход электроэнергии на водоподъём и перекачка излишней воды. На таких станциях целесообразной технологией энергосбережения, как показано выше, является обточка(обрезка) раб

#### **5.1.1. Расчет рекомендуемой величины подрезки рабочего колеса насосной станции «Кизил - Байрак».**

В качестве примера выбрана насосная станция «Кизил - Байрак» Верхне – Даргомовского отделения УНСЭиС участка Даргом района Пастдаргом Самаркандской области.

Насосная станция «Кизил - Байрак», предназначенная для орошения 540 га посевных площадей, оборудована двумя насосами Болгарского производства 300Д90 агрегатированными электродвигателями:

- типа М280М4, мощностью 250 кВт, с частотой вращения ротора  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ;

- типа А – 112-4, мощностью 320 кВт, с частотой вращения ротора  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ .

Общая установленная мощность основного насосно-силового оборудования насосной станции, составляет  $P_{\text{уст.}} = 570 \text{ кВт}$ .

Ввод в эксплуатацию произведён в 1972 году.

Геометрический напор насосной станции  $H_r = 47 \text{ м}$ , длина напорного трубопровода насосной станции  $L = 750 \text{ м}$ , диаметр напорного трубопровода  $\varnothing 800 \text{ мм}$ .

**Исходные данные для расчета:**

1. Ввод в эксплуатацию насосной станции 1972 год;
2. Год 2013 является 41 годом эксплуатации.
3. Геометрический напор  $H_g = 47 \text{ м}$ ;
4. Длина напорного трубопровода  $L = 750 \text{ м}$ ;
5. Внутренний диаметр напорного трубопровода  $D_{\text{тр}} = 800 \text{ мм}$ ;
6. Количество ниток трубопровода  $n = 1 \text{ шт.}$ ;
7. Схема соединения насосов – 2 насоса в 1 трубопровод;
8. Насосы 300 Д 90 - 2 шт.;
9. Диаметр рабочего колеса насосов  $D_{\text{рк}} = 460 \text{ мм}$
10. Частота вращения ротора  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ .

Таблица 5.3

Характеристика рабочей зоны насоса 300Д90

Подача, $Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0,25	0,275	0,30	0,325	0,35
Напор, $H, \text{ м}$	70	69	68	66	64
КПД, $\eta, \%$	82	83	83	84	84
Мощность на валу насоса, $N, \text{ кВт}$	210	224	241	251	262

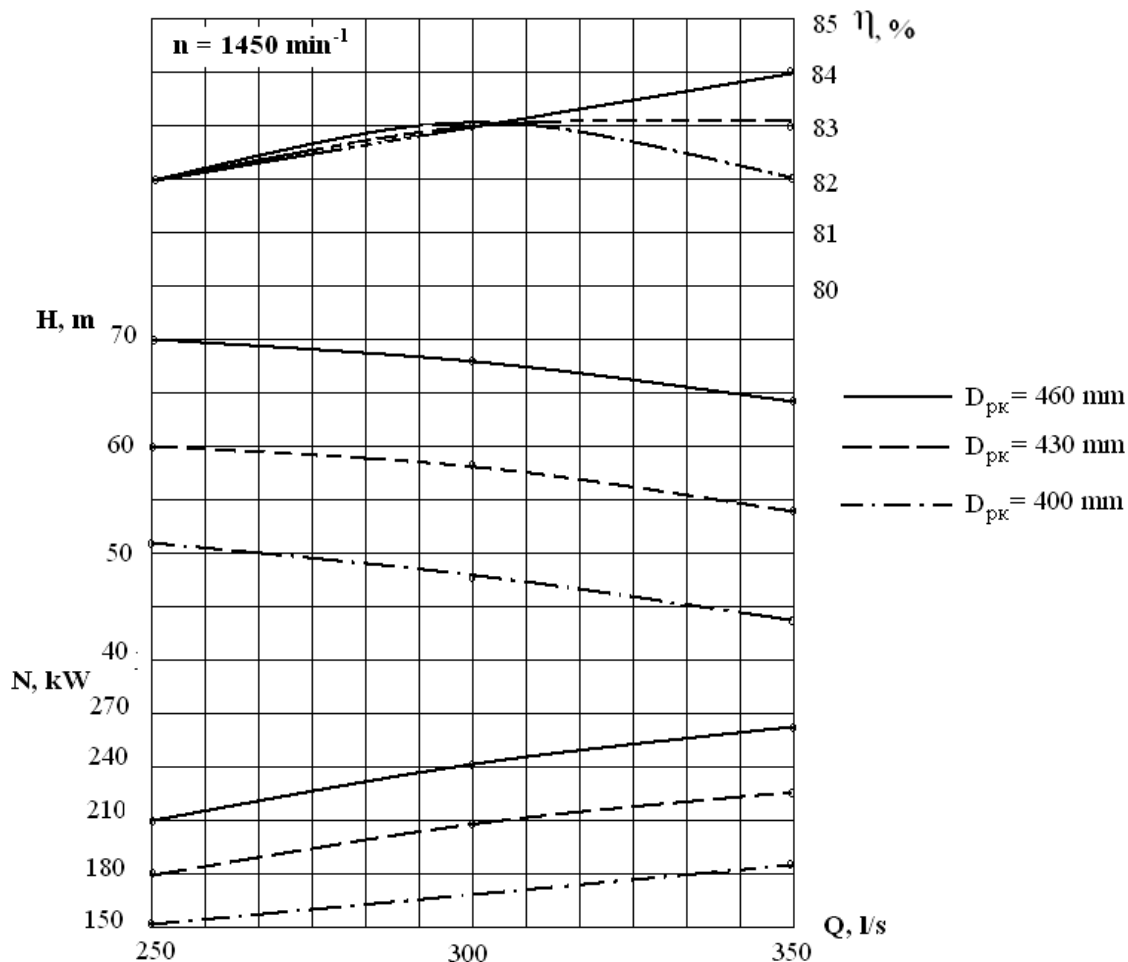


Рис. 5.1 Характеристики рабочей зоны насоса 300Д90

**Расчёт характеристики сети напорного трубопровода насосной станции «Кизил - Байрак».** Определим коэффициент быстроходности

$$n_s = 3.65 \frac{n\sqrt{Q_p}}{H_p^{3/4}} = 3,65 \frac{1450\sqrt{0,15}}{65^{3/4}} = 90 \quad (5.1)$$

Площадь поперечного сечения трубопровода:

$$w_{mp} = \pi \cdot r^2 = 3,14 \cdot 0,4^2 = 0,5024 \text{ м}^2$$

где  $r$  – радиус напорного трубопровода, м.

Потери напора по длине в напорном трубопроводе определяются по формуле:

$$h_l = \lambda \cdot L / D_{mp} \cdot v^2 / 2g = \lambda \cdot L / d \cdot Q^2 / w^2 \cdot 2g, \text{ м}$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения напорного трубопровода диаметром  $D_{mp} = 800 \text{ мм}$ , принимается  $\lambda = 0,0287$  для первого года эксплуатации трубопровода;

$v$  – скорость движения перекачиваемой воды в трубопроводе, определяется по формуле:

$$v = Q/w, \text{ м/с.}$$

Потери напора по длине напорного трубопровода, составляют для первого года эксплуатации:

$$h_l = 0,0287 \cdot 750/0,8 \cdot Q^2/0,5024^2 \cdot 2 \cdot 9,81 = 5,433 \cdot Q^2, \text{ м}$$

Потери напора в местных сопротивлениях напорного трубопровода принимаем 5 % от потерь напора по длине:

$$h_m = 0,05 \cdot h_l, \text{ м}$$

$$h_m = 0,05 \cdot 5,433 \cdot Q^2 = 0,272 \cdot Q^2, \text{ м}$$

Общие потери напора в трубопроводе для первого года эксплуатации составят:

$$h_{w1год} = h_l + h_m = 5,433 \cdot Q^2 + 0,272 \cdot Q^2 = 5,705 \cdot Q^2, \text{ м}$$

По физико-химическому составу перекачиваемой воды насосной станцией, вода относится к весьма коррозионным водам, в соответствие с этим коэффициент увеличения потерь напора по длине на 41 год эксплуатации трубопровода составит  $K = 2,2$  [33,34,35].

Таким образом, общие потери напора в трубопроводе насосной станции для 41 года эксплуатации составят:

$$h_{w41год} = h_l + h_m = 2,2 \cdot 5,433 \cdot Q^2 + 0,272 \cdot Q^2 = 12,225 \cdot Q^2, \text{ м}$$

Расчёты характеристики сети напорного трубопровода насосной станции «Кизил - Байрак» представлены в табличной форме (таблица 5.4).

Таблица 5.4

Расчёты характеристики сети напорного трубопровода насосной станции «Кизил - Байрак»

Подача $Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
$h_{w41год} =$ $= 12,225 \cdot Q^2,$ $\text{ м}$	0	0,76	1,10	1,50	1,96	2,48	3,06	3,70	4,4	5,2	6,0	6,8
$H_m =$ $= H_r + h_{w41год},$ $\text{ м}$	47	47,76	48,1	48,5	48,96	49,48	50,06	50,7	51,4	52,2	53,0	53,8

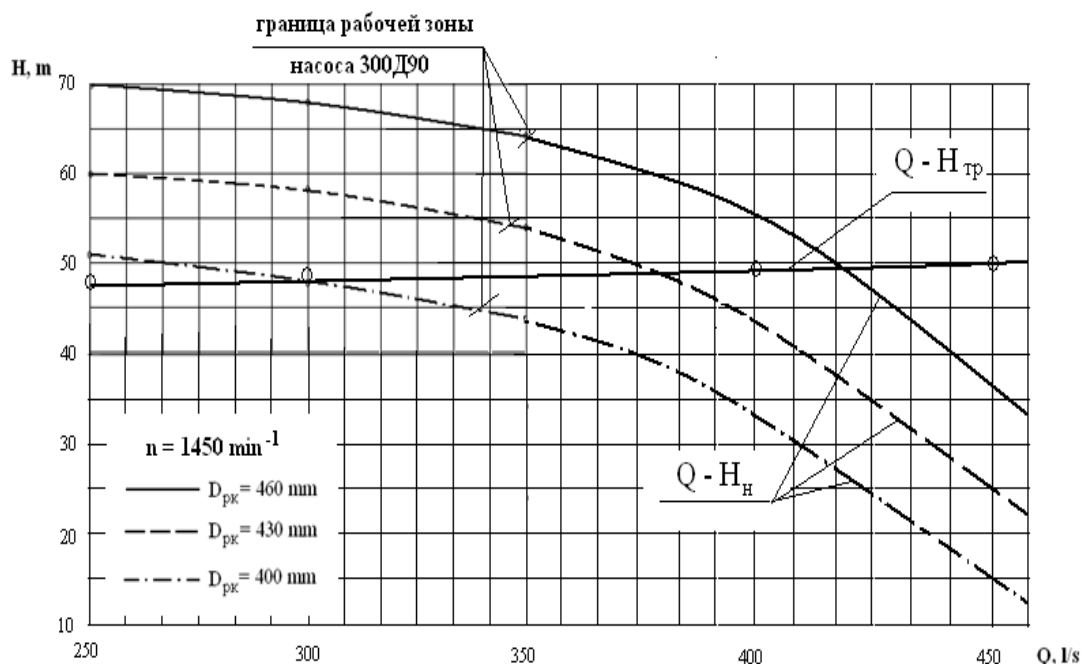


Рис.5.2. Характеристики режимов работы насоса 300Д90 на насосной станции «Кизил - Байрак»

Из графика видно, что  $H_{\phi} = 49$  м и  $Q_{\phi} = 425$  л/с, т.е. режимная рабочая точка находится вне границ рабочей зоны.

Рассмотрим параллельную работу двух насосов на 1 напорный трубопровод (рис.5.4), в этом случае рабочая точка находится вне рабочего диапазона. Другими словами, для обеспечения эффективной работы насосной установки на данную сеть, необходимо провести регулирование работы насоса- обточку (обрезку рабочего колеса).

При работе 2 насосов на один общий напорный трубопровод положение рабочей точки изменится (так как увеличатся потери) и соответственно  $H_{\phi} = 55$  м и  $Q_{\phi} = 40,5$  л/с. И в этом случае режимная рабочая точка находится вне границ рабочей зоны.

Таблица 5.5

Расчёты характеристики сети напорного трубопровода насосной станции «Кизил - Байрак» при параллельной работе НА

Подача $Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
$h_{w41200}^1 = 12,225 \cdot (2Q)^2, \text{ м}$	0	3,05	4,40	5,99	7,82	9,90	12,22	14,79	17,60	20,66	23,96	27,51
$H_M = H_T + h_{w41200}, \text{ м}$	47	50,06	51,40	52,99	54,82	56,90	59,23	61,79	64,60	67,66	70,96	74,51



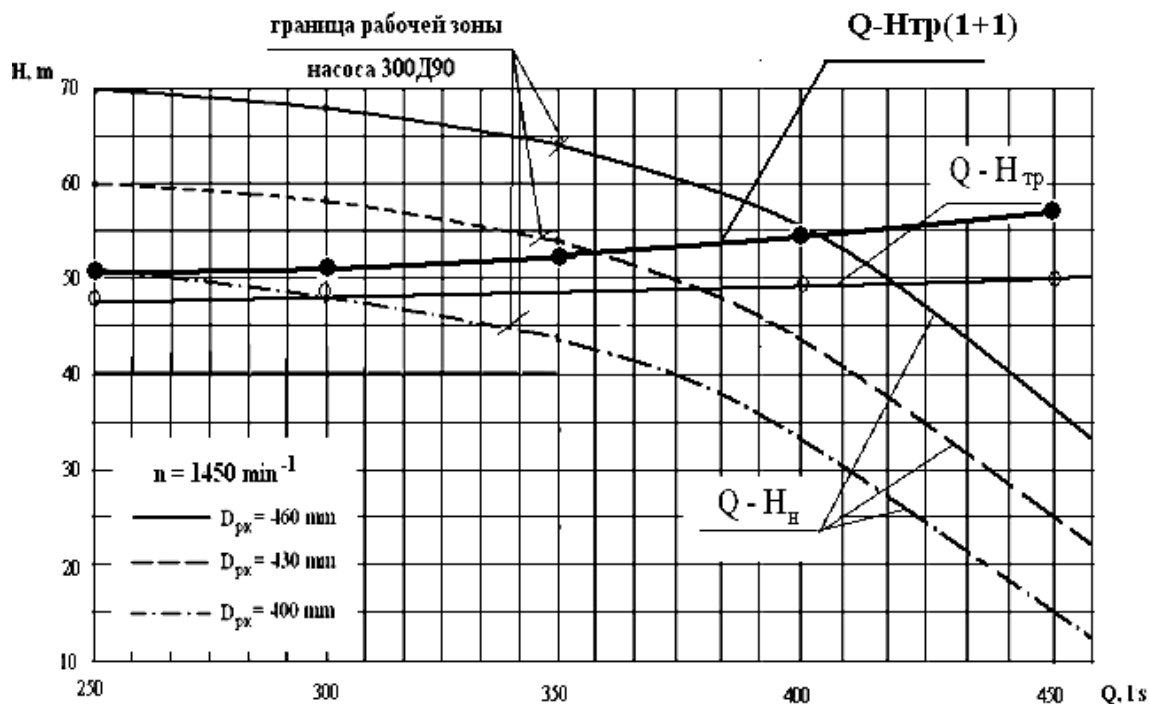


Рис. 5.3. Характеристики режимов работы насоса 300Д90 на насосной станции «Кизил - Байрак»

**Определение величины подрезки рабочего колеса.** Для определения срезки рабочего колеса на напорной характеристике Q-H должна быть найдена точка Б, соответствующая точке А с параметрами  $Q_A=0,3 \text{ м}^3/\text{с}$  и  $H_A=52 \text{ м}$ .

Точки А и Б находятся на параболе подобных режимов, которая строится по уравнению

$$H = K_A * Q^2 \quad (5.11)$$

Где

$$K_A = H_A / Q_A^2 = \frac{52}{0,3^2} = 577,78$$

Тогда  $H=577,78Q^2$

Для вычисления Н задаемся произвольной подачей Q. Результаты расчета сведем в таблицу 5.6.

Таблица 5.6

Результаты расчета кривой подобных режимов

Подача Q, м <sup>3</sup> /с	0	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70

$H, м$	0	36,11	52,00	70,77	92,44	117	144	174	208	244	283

По полученным данным строим параболу подобных режимов  $H = K_A * Q^2$

На графике характеристики насоса, которая пройдет через точку А и пересечет характеристику насоса 300Д90 с диаметром рабочего колеса  $D=460$  мм в точке Б с координатами  $Q_B=0,335$  м<sup>3</sup>/с и  $H_B=65$  м.

Из формулы  $\frac{Q_B}{Q_A} = \frac{D}{D_{об}}$ , найдем диаметр срезанного рабочего колеса

$$D_{об} = \frac{Q_A * D}{Q_B} = \frac{0,30 * 0,460}{0,335} = 0,420 м$$

Т.е. рабочее колесо должно быть срезано на

$$\frac{(D - D_{об}) * 100}{D} = \frac{(0,460 - 0,420) * 100}{0,460} = 8,7 \%$$

При коэффициенте быстроходности  $n_s=90$  срезка допускается до 20 %, т.е. больше чем 8,7 %.

Для построения характеристики  $Q_{об}-H_{об}$  необходимо задаться несколькими точками на кривой Q- H и пользуясь формулами

$$\frac{Q_{обм}}{Q} = \frac{D_{обм}}{D} \Rightarrow Q_{обм} = Q \frac{D_{обм}}{D} = Q \frac{0,420}{0,460} = 0,913Q$$

$$\frac{H_{обм}}{H} = \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^2 \Rightarrow H_{обм} = H \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^2 = H \left(\frac{0,420}{0,460}\right)^2 = 0,834H$$

$$\frac{N_{обм}}{N} = \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^3 \Rightarrow N_{обм} = N \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^3 = N \left(\frac{0,420}{0,460}\right)^3 = 0,761N$$

пересчитать определяющие эти точки величины на новые. Результаты пересчета приведены в таблице 5.7.

Таблица 5.7.

## Результаты перасчета на новый диаметр

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0,25	0,275	0,30	0,325	0,350	0,375	0,400	0,425	0,450
$H, \text{ м}$	70	69	68	66	64	61	55	47	37
$N, \text{ кВт}$	210	224	241	251	262	267	270		
$Q_{\text{об}}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,23	0,25	0,27	0,30	0,32	0,34	0,37	0,39	0,41
$H_{\text{об}}, \text{ м}$	58	58	57	55	53	51	46	39	31
$N_{\text{об}}, \text{ кВт}$	160	170	183	191	199				

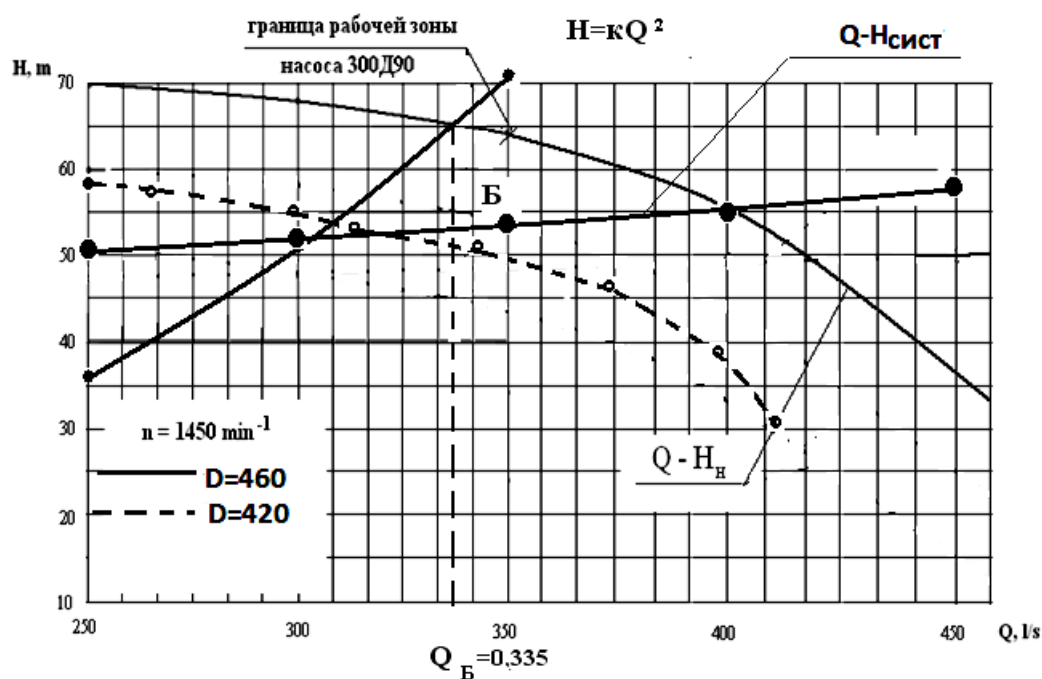


Рис. 5.4 - Рабочая характеристика насоса при обточенном рабочем колесе (420 мм)

Из графика видно что при работе с обрезанным рабочим колесом (420 мм) рабочие параметры будут:  $Q=0,315 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $H=53 \text{ м}$ , т.е в пределах рабочей зоны.

Таблица 5.8.

## Рабочие параметры насоса при разных диаметрах рабочего колеса

D=460 мм				D=420 мм			
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$
0,41	59	246	84	0,315	53	188	82

Из таблицы 5.8 видно, что при обточке (обрезке) рабочего колеса до 420 мм, несмотря на понижение КПД с 84 до 82 %, экономия в потреблении энергии составит  $\Delta N = 246 - 188 = 58$  кВт (или 23,7 %).

### 5.1.2 Расчет рекомендуемой величины подрезки рабочего колеса насосной станции «Улугбек-II».

Насосная станция «Улугбек-II», предназначенная для орошения 900 га посевных площадей, оборудована тремя насосами 20 НДС агрегатированными электродвигателями:

- СД-2-85-57-6УЗ-800, мощностью 800 кВт, с частотой вращения ротора  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup>;

Общая установленная мощность основного насосно-силового оборудования насосной станции, составляет  $P_{уст.} = 2400$  кВт.

Ввод в эксплуатацию произведён в 1990 году.

Геометрический напор насосной станции  $H_r = 46$  м, длина напорного трубопровода насосной станции  $L = 2360$  м, диаметр напорного трубопровода  $\varnothing 1220$  мм.

#### Исходные данные для расчета

1. Ввод в эксплуатацию насосной станции 1990 год;
2. Геометрический напор  $H_z = 46$  м;
3. Длина напорного трубопровода  $L = 2360$  м;
4. Внутренний диаметр напорного трубопровода  $D_{тр} = 1220$  мм;
5. Количество ниток трубопровода  $n = 1$  шт.;
6. Схема соединения насосов – 3 насоса в 1 трубопровод;
7. Насосы 20 НДС - 3 шт.;
8. Диаметр рабочего колеса насосов  $D_{рк} = 460$  мм
9. Частота вращения ротора  $n = 1450$  мин<sup>-1</sup>.

Таблица 5.9.

#### Технические характеристики насоса

Тип насоса		Подача Q, м <sup>3</sup> /ч	Напор H, м	Число оборотов n, мин <sup>-1</sup>	Мощность N, кВт	КПД η, %	Масса, кг
Новое название	Старое название						
Д 3200-75	20 НДС	3200	75	980	820	88	4230

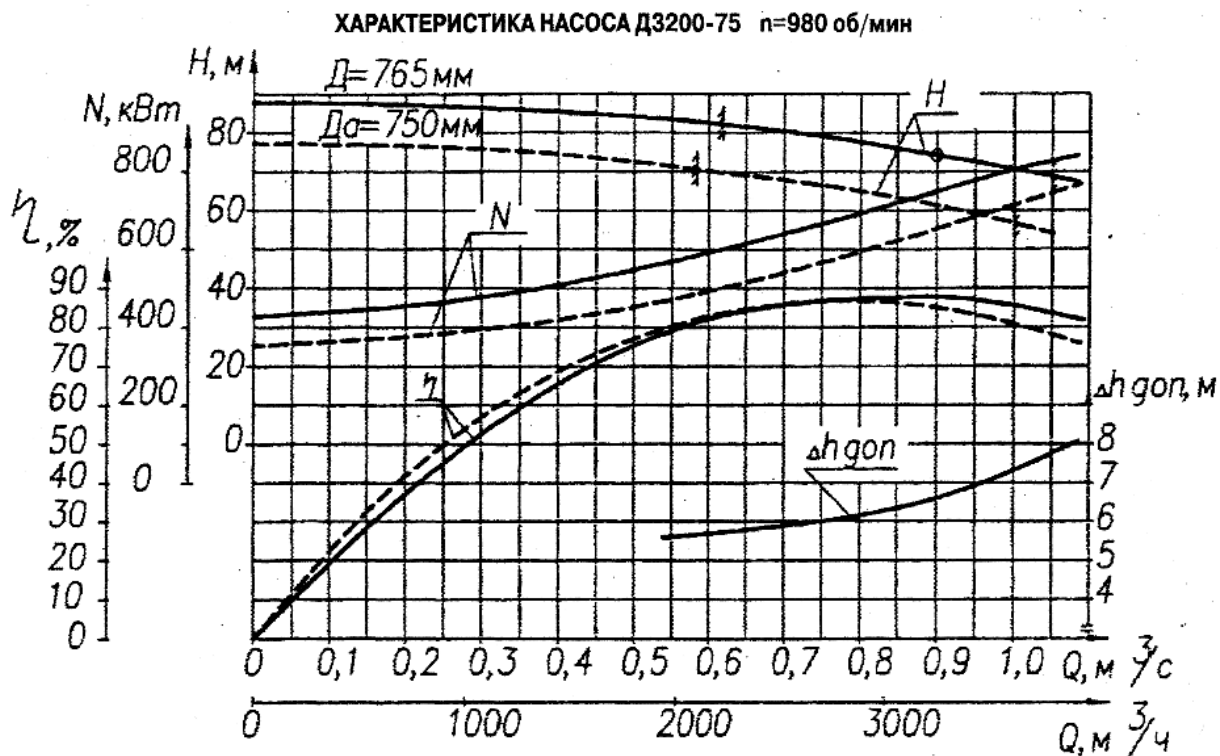


Рис.5.5 Характеристики рабочей зоны насоса 20 НДС

**Расчёт характеристики сети напорного трубопровода насосной станции «Улугбек-II». Определим коэффициент быстроходности**

$$n_s = 3.65 \frac{n \sqrt{Q_p}}{H_p^{3/4}} = 3.65 \frac{1000 \sqrt{0.89}}{75^{3/4}} = 135$$

Построим гидродинамическую характеристику трубопровода  $H_{TP} = f(Q)$  и определим рабочие точки.

$$H_{TP} = H_{\Gamma} + \sum h_{TP}$$

Местные потери примем в размере 10 % от потерь на трение. Тогда общие потери можно определять по приведенной длине трубопровода  $L_{прив} = 1,1 * 2360 = 2596$  м:

$$\sum h_{mp} = A Q^2 L_{прив}$$

Где A – коэффициент удельного сопротивления трубопровода на трение потока воды о стенки.

Характеристику трубопровода определим для случаев: при одном работающем насосе, при двух работающих насосах и трёх работающих насосов на один напорный трубопровод.

Таблица 5.10.

Определение характеристик общего трубопровода при работе одного, двух и трёх параллельно соединенных насосов

Один работающий насос					Два работающих насоса					Три работающих насоса				
Q, л/с	V, м/с	Ax10 <sup>3</sup>	∑h <sub>тр</sub> , м	H <sub>тр</sub> , м	Q, л/с	V, м/с	Ax10 <sup>3</sup>	∑h <sub>тр,м</sub>	H <sub>тр</sub> , м	Q, л/с	V, м/с	Ax10 <sup>3</sup>	∑h <sub>тр,м</sub>	H <sub>тр</sub> , м
0	0,00		0,00	46,00	0	0,00		0	46,00	0	0,00		0,00	46,00
0,1	0,09	1,063	0,03	46,03	0,2	0,17	0,839	0,09	46,09	0,3	0,26	0,743	0,17	46,17
0,2	0,17	0,886	0,09	46,09	0,4	0,34	0,682	0,28	46,28	0,6	0,51	0,604	0,56	46,56
0,3	0,26	0,803	0,19	46,19	0,6	0,51	0,604	0,56	46,56	0,9	0,77	0,535	1,12	47,12
0,4	0,34	0,753	0,31	46,31	0,8	0,68	0,554	0,92	46,92	1,2	1,03	0,49	1,83	47,83
0,5	0,43	0,719	0,47	46,47	1	0,86	0,518	1,34	47,34	1,5	1,28	0,605	3,53	49,53
0,6	0,51	0,694	0,65	46,65	1,2	1,03	0,49	1,83	47,83	1,8	1,54	0,605	5,09	51,09
0,7	0,60	0,675	0,86	46,86	1,4	1,20	0,605	3,08	49,08	2,1	1,80	0,605	6,92	52,92
0,8	0,68	0,659	1,10	47,10	1,6	1,37	0,605	4,02	50,02	2,4	2,05	0,605	9,04	55,04
0,9	0,77	0,647	1,36	47,36	1,8	1,54	0,605	5,09	51,09	2,7	2,31	0,605	11,45	57,45
1,0	0,86	0,636	1,65	47,65	2	1,71	0,605	6,28	52,28	3	2,57	0,605	14,13	60,13
1,1	0,94	0,627	1,97	47,97	2,2	1,88	0,605	7,60	53,60	3,3	2,82	0,605	17,10	63,10
1,2	1,03	0,62	2,32	48,32	2,4	2,05	0,605	9,04	55,04	3,6	3,08	0,605	20,35	66,35
1,3	1,11	0,613	2,69	48,69	2,6	2,23	0,605	10,61	56,61	3,9	3,34	0,605	23,88	69,88
1,4	1,20	0,605	3,08	49,08	2,8	2,40	0,605	12,31	58,31	4,2	3,59	0,605	27,69	73,69
1,5	1,28	0,605	3,53	49,53	3	2,57	0,605	14,13	60,13	4,5	3,85	0,605	31,79	77,79

Уточнение коэффициента удельного сопротивления A:

Абсолютную шероховатость для различных труб находим по таблице 3-8 «Числовые значения абсолютной шероховатости e для труб из различных материалов» [35].

Примем e=0,67, тогда r/e=610/0,67= 910.

По таблице 3-7 «Значения λ по формуле для различных r/e» найдем λ=0,0171.

Тогда, коэффициент удельного сопротивления трубопровода на трение потока воды о стенки вычисленные по таблицам A<sub>т</sub> будет равен:

$$A_t = \frac{16\lambda}{\pi^2 d^5 2g} = \frac{16 * 0.0178}{3.14^2 * 1,22^5 * 2 * 9.81} = 0.00054$$

Т.е. коэффициент удельного сопротивления трубопровода на трение вычисленные по приближенным формулам больше чем вычисленные по таблицам A ≥ A<sub>т</sub>. Поэтому для дальнейших расчетов примем A.

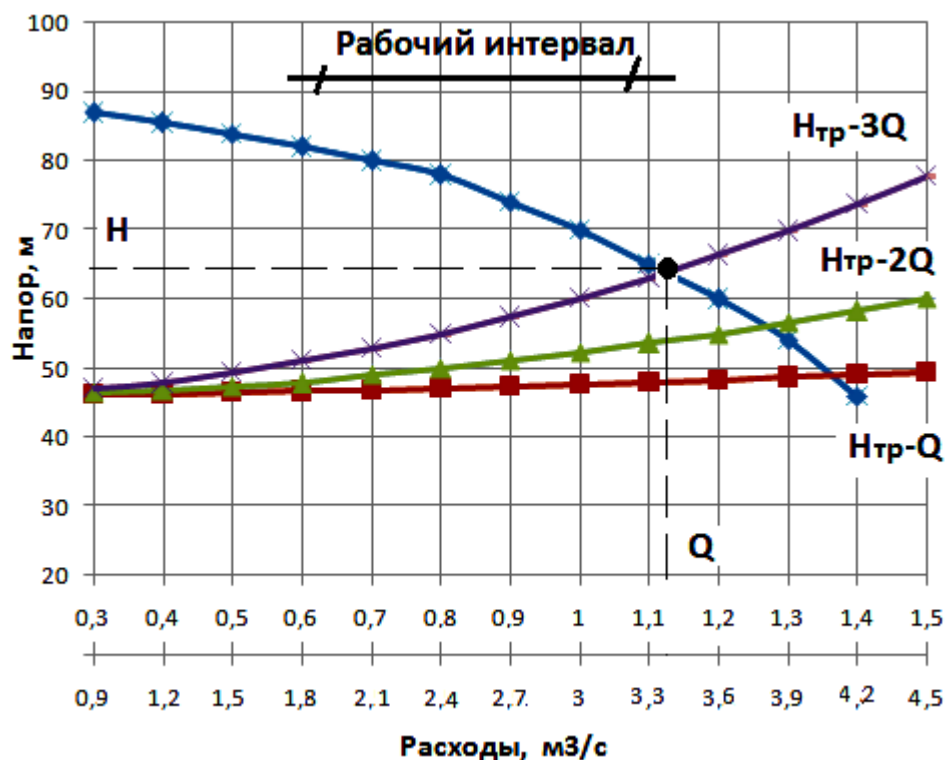


Рис. 5.6. Характеристики режимов работы насоса 20 НДС на насосной станции «Улугбек II»

Из графика (рис.5.6) видно, что при работе 3 насосов на один общий напорный трубопровод напор и расход будут равны  $H_{\phi}=64$  м и  $Q_{\phi}=1,13$  м<sup>3</sup>/с, т.е. режимная рабочая точка находится вне границ рабочей зоны и необходима обточка(обрезка) рабочего колеса. Определим необходимую величину подрезки по вышеприведённой методике.

#### Определение величины подрезки рабочего колеса

Для определения срезки рабочего колеса на напорной характеристике Q-H должна быть найдена точка Б, соответствующая точке А с параметрами  $Q_A=0,8$  м<sup>3</sup>/с и  $H_A=56$  м.

Точки А и Б находятся на параболе подобных режимов  $H = K_A * Q^2$

Где

$$K_A = H_A / Q_A^2 = \frac{56}{0,8^2} = 87,5$$

Тогда парабола подобных режимов примет вид  $H=87,5Q^2$

Для вычисления H задаемся произвольной подачей Q, результаты расчета сведем в таблицу.

Таблица 5.11.

## Результаты расчета кривой подобных режимов

Подача $Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$H, \text{ м}$	0,00	0,88	3,50	7,88	14,00	21,88	31,50	42,88	56,00	70,88	87,50

По полученным данным строим параболу подобных режимов  $H = K_A * Q^2$

На графике характеристики насоса (рис.5.6), которая пройдет через точку А и пересечет характеристики насоса 20 НДС с диаметром рабочего колеса  $D=765 \text{ мм}$  в точке Б с координатами  $Q_B=0,92 \text{ м}^3/\text{с}$  и  $H_B=73 \text{ м}$ .

Из формулы  $\frac{Q_B}{Q_A} = \frac{D}{D_{об}}$  найдем диаметр срезанного рабочего колеса

$$D_{об} = \frac{Q_A * D}{Q_B} = \frac{0,80 * 0,765}{0,92} = 0,665 \text{ м}$$

Т.е. рабочее колесо должно быть срезано на

$$\frac{(D - D_{об}) * 100}{D} = \frac{(0,765 - 0,665) * 100}{0,765} = 13,07 \%$$

Таблица 5.12.

## Результаты пересчета при обточке рабочего колеса с 765 мм до 665 мм

D=765 мм				D=665 мм			
Q, $\text{ м}^3/\text{с}$	H, м	N, кВт	$\eta$ , %	$Q_{об}$ , $\text{ м}^3/\text{с}$	$H_{об}$ , м	$N_{об}$ , кВт	$\eta$ , %
0	89	420	0	0,00	67,3	277	0
0,1	88,5	440	20	0,09	68,9	290	17
0,2	88	460	38	0,17	68,6	303	36
0,3	87	490	52	0,26	67,8	323	50
0,4	85,5	510	65	0,35	66,6	336	64
0,5	84	550	75	0,43	65,4	362	74
0,6	82	600	82	0,52	63,9	395	81
0,7	80	630	84	0,61	62,3	415	83
0,8	78	700	88	0,70	60,8	461	88
0,9	74	750	88	0,78	57,6	494	88
1	70	800	86	0,87	54,5	527	86
1,1	65	850	80	0,96	50,6	560	79
1,2	60	920	76	1,04	46,7	606	75
1,3	54	980	70	1,13	42,1	646	69



При коэффициенте быстроходности  $n_s = 130 < 150$  срезка допускается до 20 %, т.е. больше чем 13,07 %

Для построения характеристики  $Q_{об}$ -  $H_{об}$  необходимо задаться несколькими точками на кривой Q- H и пользуясь формулами

$$\frac{Q_{обм}}{Q} = \frac{D_{обм}}{D} \Rightarrow Q_{обм} = Q \frac{D_{обм}}{D} = Q \frac{0,665}{0,765} = 0,869Q$$

$$\frac{H_{обм}}{H} = \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^2 \Rightarrow H_{обм} = H \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^2 = H \left(\frac{0,665}{0,765}\right)^2 = 0,756H$$

$$\frac{N_{обм}}{N} = \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^3 \Rightarrow N_{обм} = N \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^3 = N \left(\frac{0,665}{0,765}\right)^3 = 0,659N$$

пересчитать определяющие эти точки величины на новые. Результаты пересчета приведены в таблице.

Из графика видно что при работе с обрезанным рабочим колесом (665 мм) рабочие параметры будут:  $Q=0,8 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $H= 57 \text{ м}$ , т.е в пределах рабочей зоны.

Таблица 5.13.

Рабочие параметры насоса

D=765 мм				D=665 мм			
Q, м <sup>3</sup> /с	H, м	N, кВт	η, %	Q, м <sup>3</sup> /с	H, м	N, кВт	η, %
1,13	64	870	80	0,80	57	510	88

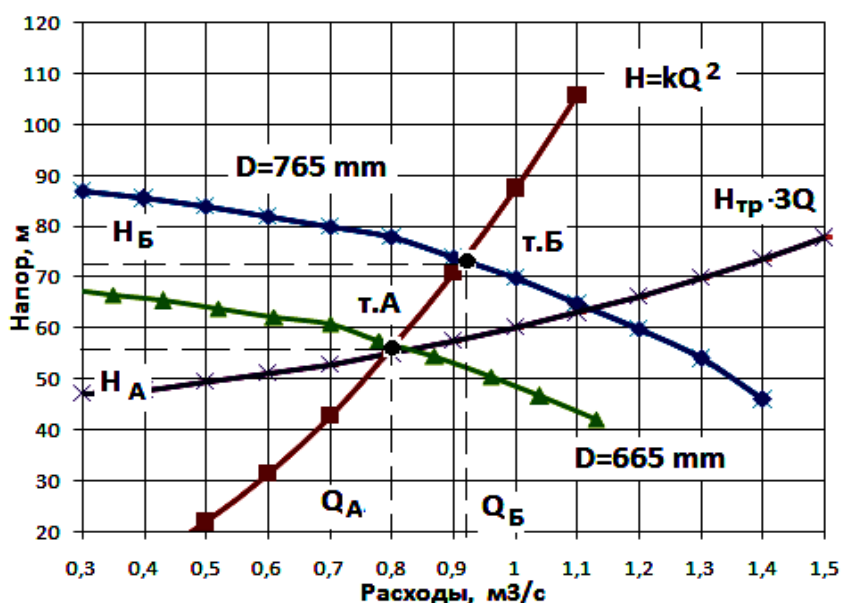


Рис. 5.7. Рабочая характеристика насоса при обточенном рабочем колесе (665 мм)

### 5.1.3. Расчет рекомендуемой величины подрезки рабочего колеса насосной станции «Иттифок»

Насосная станция «Иттифок» оборудована двумя насосами 300 Д90 агрегатированными электродвигателями:

- М280-4, мощностью 250 кВт, с частотой вращения ротора  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ;

Общая установленная мощность основного насосно-силового оборудования насосной станции, составляет  $P_{\text{уст.}} = 500 \text{ кВт}$ .

#### Исходные данные для расчета

1. Ввод в эксплуатацию насосной станции 1974 год;
2. Геометрический напор  $H_g = 50 \text{ м}$ ;
3. Длина напорного трубопровода  $L = 1050 \text{ м}$ ;
4. Внутренний диаметр напорного трубопровода  $D_{\text{тр}} = 630 \text{ мм}$ ;
5. Количество ниток трубопровода  $n = 1 \text{ шт.}$ ;
6. Схема соединения насосов – 2 насоса в 1 трубопровод;
7. Насосы 300 Д90 - 2 шт.;
8. Диаметр рабочего колеса насосов  $D_{\text{рк}} = 460 \text{ мм}$   
Частота вращения ротора  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ .

Таблица 5.14.

Характеристика рабочей зоны насоса 300Д90

Подача $Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0,25	0,275	0,30	0,325	0,35
Напор $H, \text{ м}$	70	69	68	66	64
КПД $\eta, \%$	82	83	83	84	84
Мощность на валу насоса, $N, \text{ кВт}$	210	224	241	251	262

#### Расчёт характеристики сети напорного трубопровода насосной станции «Иттифок».

Определим коэффициент быстроходности

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q_p}}{H_p^{3/4}} = 3,65 \frac{1450 \sqrt{0,3}}{68^{3/4}} = 122$$

Общие потери в системе :

$$\sum h_{mp} = A Q^2 L_{прив}$$

$$L_{прив} = 1,1 * 1050 = 1155 \text{ м:}$$

Так как диаметр напорного трубопровода  $D=0,63 \text{ м}$  то при расходе  $Q > 0,375 \text{ м}^3/\text{с}$  скорость будет  $> 1,2 \text{ м/с}$  и наоборот, то коэффициент  $A$  будем определять по формулам:

$$A = 0,00148 \left(1 + \frac{0,867}{v}\right)^{0,3} / d^{5,3} \quad \text{при } v < 1,2 \text{ м/с}$$

$$A = 0,001735 / d^{5,3} \quad \text{при } v > 1,2 \text{ м/с}$$

Характеристику трубопровода определим для случаев: при одном работающем насосе, при двух работающих насосах.

Проверка значения потерь напора по существующим справочным таблицам. Воспользуемся справочником Киселева [33].

Уточнение коэффициента удельного сопротивления  $A$ :

Для определения значения  $\lambda$  для области квадратичного сопротивления рекомендуется формула Никурадзе

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,74 + 2 \lg \frac{r}{e}$$

Где  $r/e$  – относительная гладкость стенок трубы;

$r$  - радиус трубы,  $e$  - абсолютная шероховатость.

Абсолютную шероховатость для различных труб находим по таблице 3-8 «Числовые значения абсолютной шероховатости  $e$  для труб из различных материалов»:

Новые стальные трубы – 0,04...0,17 мм

Стальные трубы после нескольких лет эксплуатации – 0,19 мм

Старые заржавленные трубы - 0,60 мм

Сильно заржавленные металлические трубы – 0,67 мм

Загрязненные металлические трубы - 0,75...0,97 мм

Примем  $e=0,67$ , тогда  $r/e=315/0,67=470$ .

По таблице 3-7 «Значения  $\lambda$  по формуле для различных  $r/e$ » найдем  $\lambda=0,0196$ .

Тогда, коэффициент удельного сопротивления трубопровода на трение потока воды о стенки вычисленные по таблицам  $A_T$  будет равен:

$$A_T = \frac{16\lambda}{\pi^2 d^5 2g} = \frac{16 * 0,0196}{3,14^2 * 0,63^5 * 2 * 9,81} = 0,016335$$

Т.е. коэффициент удельного сопротивления трубопровода на трение вычисленные по приближенным формулам больше чем вычисленные по таблицам  $A \geq A_T$ . Поэтому для дальнейших расчетов примем  $A$ .

Таблица 5.15.

Определение характеристик общего трубопровода при работе одного, двух параллельно соединенных насосов

Один работающий насос					Два работающих насоса				
Q, л/с	V, м/с	A	$\sum h_{тр}$ м	$H_{тр}$ , м	Q, л/с	V, м/с	A	$\sum h_{тр}$ м	$H_{тр}$ , м
0	0,00		0,00	50,00	0	0,00		0,00	50,00
0,025	0,08	0,035923	0,03	50,03	0,05	0,16	0,01713	0,08	50,08
0,05	0,16	0,029899	0,09	50,09	0,1	0,32	0,028414	0,27	50,27
0,075	0,24	0,027079	0,18	50,18	0,15	0,48	0,02308	0,53	50,53
0,1	0,32	0,025367	0,29	50,29	0,2	0,64	0,020436	0,87	50,87
0,125	0,40	0,024194	0,44	50,44	0,25	0,80	0,018746	1,27	51,27
0,15	0,48	0,023332	0,61	50,61	0,3	0,96	0,017533	1,73	51,73
0,175	0,56	0,022667	0,80	50,80	0,35	1,12	0,016599	2,24	52,24
0,2	0,64	0,022137	1,02	51,02	0,4	1,28	0,015849	3,71	53,71
0,225	0,72	0,021703	1,27	51,27	0,45	1,44	0,020081	4,70	54,70
0,25	0,80	0,021341	1,54	51,54	0,5	1,60	0,020081	5,80	55,80
0,275	0,88	0,021033	1,84	51,84	0,55	1,77	0,020081	7,02	57,02
0,3	0,96	0,020769	2,16	52,16	0,6	1,93	0,020081	8,35	58,35
0,325	1,04	0,020539	2,51	52,51	0,65	2,09	0,020081	9,80	59,80
0,35	1,12	0,020337	2,88	52,88	0,7	2,25	0,020081	11,37	61,37
0,375	1,20	0,020158	3,27	53,27	0,75	2,41	0,020081	13,05	63,05
0,4	1,28	0,020081	3,71	53,71	0,8	2,57	0,020081	14,84	64,84
0,425	1,36	0,020081	4,19	54,19	0,85	2,73	0,020081	16,76	66,76
0,45	1,44	0,020081	4,70	54,70	0,9	2,89	0,020081	18,79	68,79
0,475	1,52	0,020081	5,23	55,23	0,95	3,05	0,020081	20,93	70,93
0,5	1,60	0,020081	5,80	55,80	1	3,21	0,020081	23,19	73,19

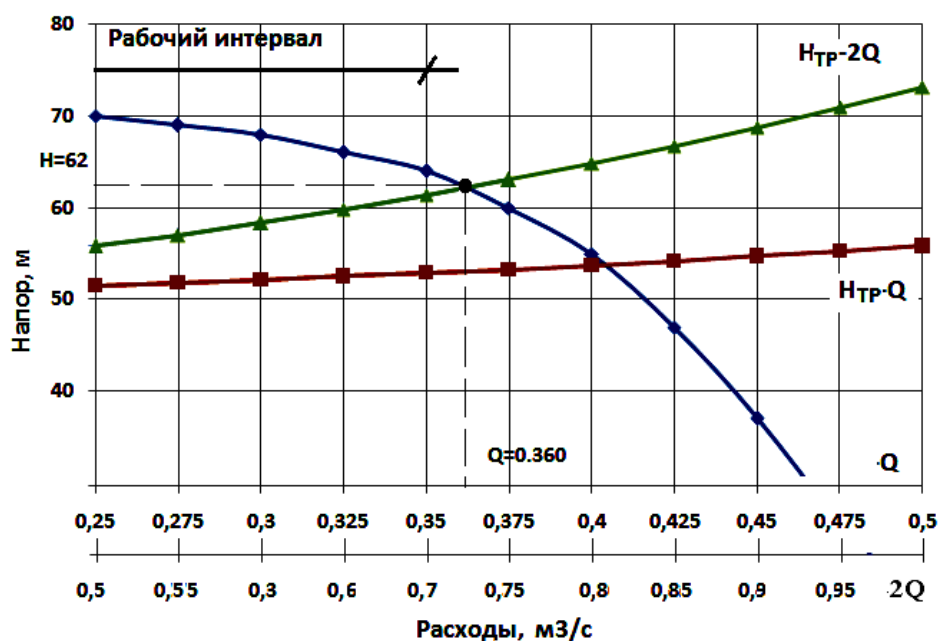


Рис.5.8. Характеристики режимов работы насоса 300Д90 на насосной станции «Иттифок»

Из графика (рис.5.8) видно, что при работе 2 насосов на один общий напорный трубопровод фактические параметры  $H_{\phi} = 62$  м и  $Q_{\phi} = 0,360$  м<sup>3</sup>/с, т.е режимная рабочая точка находится вне границ рабочей зоны и обточка (обрезка) целесообразна.

**Определение величины подрезки рабочего колеса.** Для определения срезки рабочего колеса на напорной характеристике Q-H должна быть найдена точка Б, соответствующая точке А с параметрами  $Q_A = 0,3$  м<sup>3</sup>/с и  $H_A = 58$  м.

Точки А и Б находятся на параболе подобных режимов  $H = K_A * Q^2$ .

Определим числовой коэффициент :

$$K_A = H_A / Q_A^2 = \frac{58}{0,3^2} = 644,4$$

Тогда  $H = 644,44Q^2$

Для вычисления Н задаемся произвольной подачей Q, результаты расчетов проведем в табличной форме.

Таблица 5.16.

Результаты расчета кривой подобных режимов

Q, м <sup>3</sup> /с	0,025	0,05	0,075	0,1	0,125	0,15	0,175	0,2	0,225	0,25	0,275	0,3	0,325	0,35	0,375	0,4
H, м	0,40	1,61	3,62	6,44	10,07	14,50	19,74	25,78	32,62	40,28	48,74	58,00	68,07	78,94	90,62	103,11

По полученным данным строим параболу подобных режимов  $H = K_A * Q^2$

На графике характеристики насоса, которая пройдет через точку А и пересечет характеристику насоса 300Д90 с диаметром рабочего колеса  $D = 460$  мм в точке Б с координатами  $Q_B = 0,320$  м<sup>3</sup>/с и  $H_B = 68,1$  м.

Найдем диаметр срезанного рабочего колеса:

$$D_{об} = \frac{Q_A * D}{Q_B} = \frac{0,30 * 0,460}{0,320} = 0,430 \text{ м}$$

Т.е. рабочее колесо должно быть срезано на

$$\frac{(D - D_{об}) * 100}{D} = \frac{(0,460 - 0,430) * 100}{0,460} = 6,5\%$$

При коэффициенте быстроходности  $n_s = 122 < 150$  срезка допускается до 20 %, т.е. больше чем 6,5 %

Для построения характеристики  $Q_{об}$ -  $H_{об}$  необходимо задаться несколькими точками на кривой Q- H и пользуясь формулами

$$\frac{Q_{обм}}{Q} = \frac{D_{обм}}{D} \Rightarrow Q_{обм} = Q \frac{D_{обм}}{D} = Q \frac{0,430}{0,460} = 0,935Q$$

$$\frac{H_{обм}}{H} = \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^2 \Rightarrow H_{обм} = H \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^2 = H \left(\frac{0,430}{0,460}\right)^2 = 0,874H$$

$$\frac{N_{обм}}{N} = \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^3 \Rightarrow N_{обм} = N \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^3 = N \left(\frac{0,430}{0,460}\right)^3 = 0,817N$$

пересчитать определяющие эти точки величины на новые. Результаты пересчета приведены в таблице.

Таблица 5.17.

Результаты пересчета при обточке рабочего колеса с 460 мм до  
430 мм

D=460 мм				D=430 мм			
Q, м <sup>3</sup> /с	H, м	N, кВт	η, %	Q <sub>об</sub> , м <sup>3</sup> /с	H <sub>об</sub> , м	N <sub>об</sub> , кВт	η, %
0,25	70	210	82	0,23	61	172	82
0,275	69	224	82,5	0,26	60	183	82
0,3	68	241	83	0,28	59	197	83
0,325	66	251	83,5	0,30	58	205	83
0,35	64	262	84	0,33	56	214	84
0,375	60	264	83,5	0,35	52	216	83
0,4	56	265	83	0,37	49	216	83
0,425	51	266	80	0,40	45	217	80
0,45	47	266	78	0,42	41	217	78
0,475	43	271	74	0,44	38	221	74
0,5	33	278	60	0,47	29	220	59

Из графика видно что при работе с обрезанным рабочим колесом (460 мм) рабочие параметры будут: Q=0,3 м<sup>3</sup>/с, H= 58 м, т.е в пределах рабочей зоны.

Таблица 5.18.

Рабочие параметры насоса

D=460 мм				D=430 мм			
Q, м <sup>3</sup> /с	H, м	N, кВт	η, %	Q, м <sup>3</sup> /с	H, м	N, кВт	η, %
0,360	62	263	83,5	0,30	58	205	83

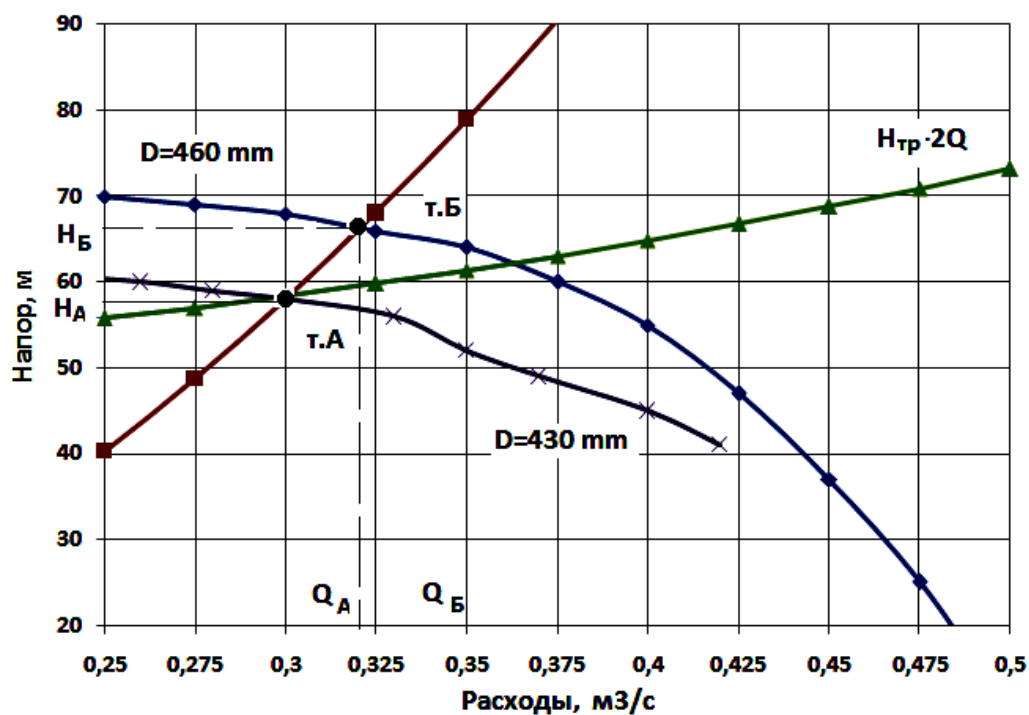


Рис. 5.9. Рабочая характеристика насоса при обточенном рабочем колесе (430 мм)

#### 5.1.4. Расчет рекомендуемой величины подрезки рабочего колеса насосной станции «Навои»

Насосная станция «Навои» оборудована тремя насосами 300 Д90 агрегатированными электродвигателями:

- М280-4-250кВт, мощностью 250 кВт, с частотой вращения ротора  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ;

Общая установленная мощность основного насосно-силового оборудования насосной станции, составляет  $P_{\text{уст.}} = 750 \text{ кВт}$ .

##### Исходные данные для расчета

1. Ввод в эксплуатацию насосной станции 1975 год;
2. Геометрический напор  $H_z = 52 \text{ м}$ ;
3. Длина напорного трубопровода  $L = 1530 \text{ м}$ ;
4. Внутренний диаметр напорного трубопровода  $D_{\text{тр}} = 1020 \text{ мм}$ ;
5. Количество ниток трубопровода  $n = 1 \text{ шт.}$ ;
6. Схема соединения насосов – 3 насоса в 1 трубопровод;
7. Насосы 300 Д90 - 3 шт.;
8. Диаметр рабочего колеса насосов  $D_{\text{рк}} = 460 \text{ мм}$

Частота вращения ротора  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ .

Таблица 5.19.

Характеристика рабочей зоны насоса 300Д90

Подача $Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0,25	0,275	0,30	0,325	0,35
Напор $H, \text{ м}$	70	69	68	66	64
КПД $\eta, \%$	82	83	83	84	84
Мощность на валу насоса $N, \text{ кВт}$	210	224	241	251	262

### Расчёт характеристики сети напорного трубопровода насосной станции «Навои».

Определим коэффициент быстроходности

$$n_s = 3.65 \frac{n \sqrt{Q_p}}{H_p^{3/4}} = 3,65 \frac{1450 \sqrt{0,3}}{68^{3/4}} = 122$$

общие потери:

$$\sum h_{mp} = A Q^2 L_{прив}$$

$$L_{прив} = 1,1 * 1530 = 1683 \text{ м:}$$

Так как диаметр напорного трубопровода  $D = 1,020 \text{ м}$  то при расходе  $Q > 0,98 \text{ м}^3/\text{с}$  скорость будет  $> 1,2 \text{ м/с}$  и наоборот. Соответственно, для вычисления  $A$  используем формулы в зависимости от значений скорости.

$$\dot{A} = 0,00148 \left( 1 + \frac{0,867}{v} \right)^{0,3} / d^{5,3} \quad \text{при } v < 1,2 \text{ м/с}$$

$$A = 0,001735 / d^{5,3} \quad \text{при } v > 1,2 \text{ м/с}$$

Характеристику трубопровода определим для случаев: при одном работающем насосе, при двух работающих насосах и трех работающих насосах. Уточнение коэффициента удельного сопротивления  $A$ :

Абсолютную шероховатость для различных труб находим по таблице 3-8 «Числовые значения абсолютной шероховатости  $e$  для труб из различных материалов».

Примем  $e = 0,67$ , тогда  $r/e = 501/0,67 = 748$ .

По таблице 3-7 «Значения  $\lambda$  по формуле для различных  $r/e$ » найдем  $\lambda = 0,0178$ .

Тогда, коэффициент удельного сопротивления трубопровода на трение потока воды о стенки вычисленные по таблицам  $A_T$  будет равен:



$$A_T = \frac{16\lambda}{\pi^2 d^5 2g} = \frac{16 * 0.0178}{3.14^2 * 1,02^5 * 2 * 9.81} = 0.00123$$

Т.е. коэффициент удельного сопротивления трубопровода на трение вычисленные по приближенным формулам больше чем вычисленные по таблицам  $A \geq A_T$ . Поэтому для дальнейших расчетов примем  $A$ .

Таблица 5.20.

Определение характеристик общего трубопровода при работе одного, двух и трех паралельно соединенных насосов

Один работающий насос					Два работающих насоса					Три работающих насоса				
Q, л/с	V, м/с	Ax10 <sup>3</sup>	Σh <sub>тр</sub> , м	H <sub>тр</sub> , м	Q, л/с	V, м/с	Ax10 <sup>3</sup>	Σh <sub>тр</sub> , м	H <sub>тр</sub> , м	Q, л/с	V, м/с	Ax10 <sup>3</sup>	Σh <sub>тр</sub> , м	H <sub>тр</sub> , м
0	0,00		0,00	52,00	0	0,00		0,00	52,00	0			0,00	52,00
0,025	0,03	3,672	0,00	52,00	0,05	0,06	2,951	0,01	52,01	0,075	0,09	2,613	0,02	52,02
0,05	0,06	3,012	0,01	52,01	0,1	0,12	2,397	0,04	52,04	0,15	0,18	2,123	0,08	52,08
0,075	0,09	2,693	0,03	52,03	0,15	0,18	2,123	0,08	52,08	0,225	0,28	1,88	0,16	52,16
0,1	0,12	2,494	0,04	52,04	0,2	0,24	1,947	0,13	52,13	0,3	0,37	1,724	0,26	52,26
0,125	0,15	2,354	0,06	52,06	0,25	0,31	1,821	0,19	52,19	0,375	0,46	1,612	0,38	52,38
0,15	0,18	2,249	0,09	52,09	0,3	0,37	1,724	0,26	52,26	0,45	0,55	1,527	0,52	52,52
0,175	0,21	2,166	0,11	52,11	0,35	0,43	1,646	0,34	52,34	0,525	0,64	1,458	0,68	52,68
0,2	0,24	2,098	0,14	52,14	0,4	0,49	1,582	0,43	52,43	0,6	0,73	1,4	0,85	52,85
0,225	0,28	2,042	0,17	52,17	0,45	0,55	1,527	0,52	52,52	0,675	0,83	1,352	1,04	53,04
0,25	0,31	1,994	0,21	52,21	0,5	0,61	1,479	0,62	52,62	0,75	0,92	1,31	1,24	53,24
0,275	0,34	1,953	0,25	52,25	0,55	0,67	1,437	0,73	52,73	0,825	1,01	1,273	1,46	53,46
0,3	0,37	1,917	0,29	52,29	0,6	0,73	1,4	0,85	52,85	0,9	1,10	1,24	1,69	53,69
0,325	0,40	1,885	0,34	52,34	0,65	0,80	1,367	0,97	52,97	0,975	1,19	1,562	2,50	53,94
0,35	0,43	1,857	0,38	52,38	0,7	0,86	1,337	1,10	53,10	1,05	1,29	1,562	2,90	54,90
0,375	0,46	1,832	0,43	52,43	0,75	0,92	1,31	1,24	53,24	1,125	1,38	1,562	3,33	55,33
0,4	0,49	1,809	0,49	52,49	0,8	0,98	1,285	1,38	53,38	1,2	1,47	1,562	3,79	55,79
0,425	0,52	1,788	0,54	52,54	0,85	1,04	1,261	1,53	53,53	1,275	1,56	1,562	4,27	56,27
0,45	0,55	1,769	0,60	52,60	0,9	1,10	1,24	1,69	53,69	1,35	1,65	1,562	4,79	56,79
0,475	0,58	1,752	0,67	52,67	0,95	1,16	1,22	1,85	53,85	1,425	1,74	1,562	5,34	57,34
0,5	0,61	1,736	0,73	52,73	1	1,22	1,22	2,63	54,63	1,5	1,84	1,562	5,92	57,92

Из графика на рис. 5.10 видно, что при работе 3 насосов на один общий напорный трубопровод  $H_\phi = 56$  м и  $Q_\phi = 0,395$  м<sup>3</sup>/с, т.е режимная рабочая точка находится вне границ рабочей зоны.

**Определение величины подрезки рабочего колеса.** Для определения срезки рабочего колеса на напорной характеристике  $Q$ - $H$  должна быть найдена точка Б, соответствующая точке А с параметрами  $Q_A = 0,3$  м<sup>3</sup>/с и  $H_A = 54$  м.

Точки А и Б находятся на параболе подобных режимов, которая строится по уравнению  $H = K_A * Q^2$ . Где  $K_A = H_A / Q_A^2 = \frac{54}{0,3^2} = 600$ . Тогда  $H = 600,0Q^2$

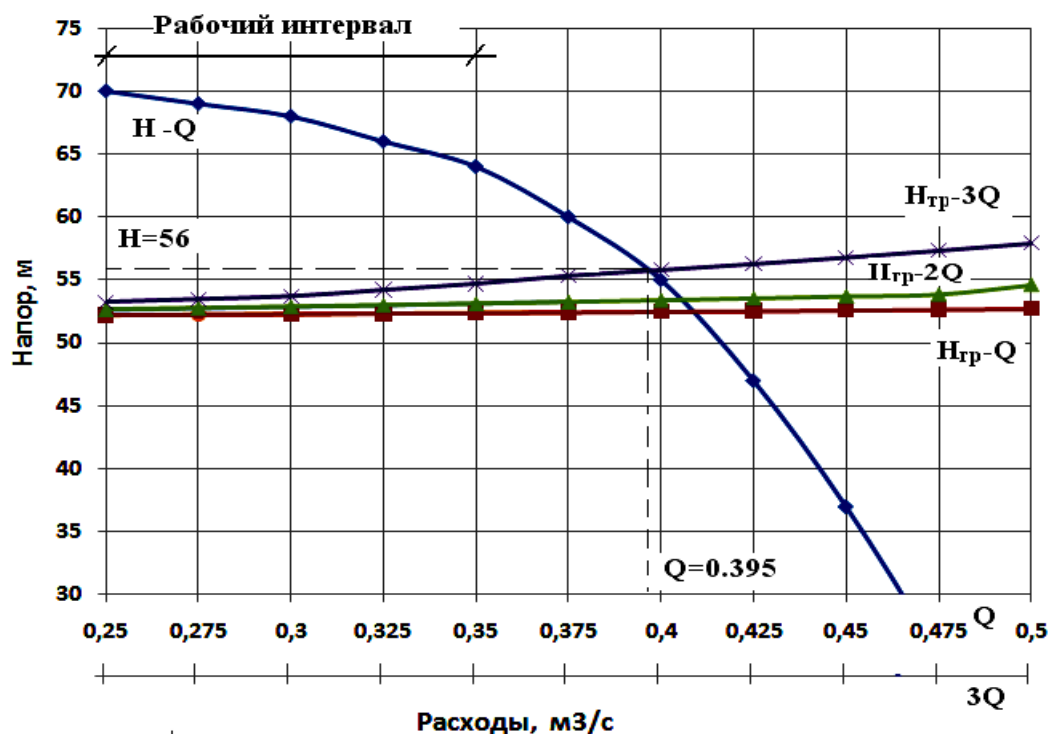


Рис. 5.10. Характеристики режимов работы насоса 300Д90 на насосной станции «Навои»

Таблица 5.21.

Результаты расчета кривой подобных режимов

$Q, \frac{м^3}{с}$	0,025	0,05	0,075	0,1	0,125	0,15	0,175	0,2	0,225	0,25	0,275	0,3	0,325	0,35	0,375	0,4
$H, м$	0,38	1,50	3,38	6,00	9,38	13,50	18,38	24,00	30,38	37,50	45,38	54,00	63,38	73,50	84,38	96,00

По полученным данным строим параболу подобных режимов  $H = K_A * Q^2$

На графике характеристики насоса, которая пройдет через точку А и пересечет характеристику насоса 300Д90 с диаметром рабочего колеса  $D=460$  мм в точке Б с координатами  $Q_B=0,330$  м<sup>3</sup>/с и  $H_B=66$  м.

Найдем диаметр срезанного рабочего колеса:

$$D_{об} = \frac{Q_A * D}{Q_B} = \frac{0,30 * 0,460}{0,330} = 0,418 м$$

Т.е. рабочее колесо должно быть срезано на

$$\frac{(D - D_{об}) * 100}{D} = \frac{(0,460 - 0,418) * 100}{0,460} = 9,13\%$$

При коэффициенте быстроходности  $n_s = 122 < 150$  срезка допускается до 20 %, т.е. больше чем 9,13 %

Таблица 5.22.

Результаты пересчета при обточке рабочего колеса с 460 мм до 418 мм

D=460 мм				D=418 мм			
Q, м <sup>3</sup> /с	H, м	N, кВт	η, %	Q <sub>об</sub> , м <sup>3</sup> /с	H <sub>об</sub> , м	N <sub>об</sub> , кВт	η, %
0,25	70	210	82	0,23	58	158	82
0,275	69	224	82,5	0,25	57	168	82
0,3	68	241	83	0,27	56	181	83
0,325	66	251	83,5	0,30	54	188	83
0,35	64	262	84	0,32	53	197	84
0,375	60	264	83,5	0,34	50	198	83
0,4	56	265	83	0,36	46	199	83
0,425	51	266	80	0,39	42	199	80
0,45	47	266	78	0,41	39	200	77
0,475	43	271	74	0,43	36	203	73
0,5	33	278	60	0,45	27	202	59

Для построения характеристики Q<sub>об</sub>- H<sub>об</sub> необходимо задаться несколькими точками на кривой Q- H и пользуясь формулами

$$\frac{Q_{об}}{Q} = \frac{D_{об}}{D} \Rightarrow Q_{об} = Q \frac{D_{об}}{D} = Q \frac{0,418}{0,460} = 0,909Q$$

$$\frac{H_{об}}{H} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2 \Rightarrow H_{об} = H \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2 = H \left(\frac{0,418}{0,460}\right)^2 = 0,826H$$

$$\frac{N_{об}}{N} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^3 \Rightarrow N_{об} = N \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^3 = N \left(\frac{0,418}{0,460}\right)^3 = 0,750N$$

пересчитать определяющие эти точки величины на новые. Результаты пересчета приведены в таблице 5.22.

Из графика видно что при работе с обрезанным рабочим колесом (416 мм) рабочие параметры будут: Q=0,305 м<sup>3</sup>/с, H= 54 м, т.е в пределах рабочей зоны.

## Рабочие параметры насоса

D=460 мм				D=418 мм			
Q, м <sup>3</sup> /с	H, м	N, кВт	η, %	Q, м <sup>3</sup> /с	H, м	N, кВт	η, %
0,385	58	264	83,5	0,305	54	188	83

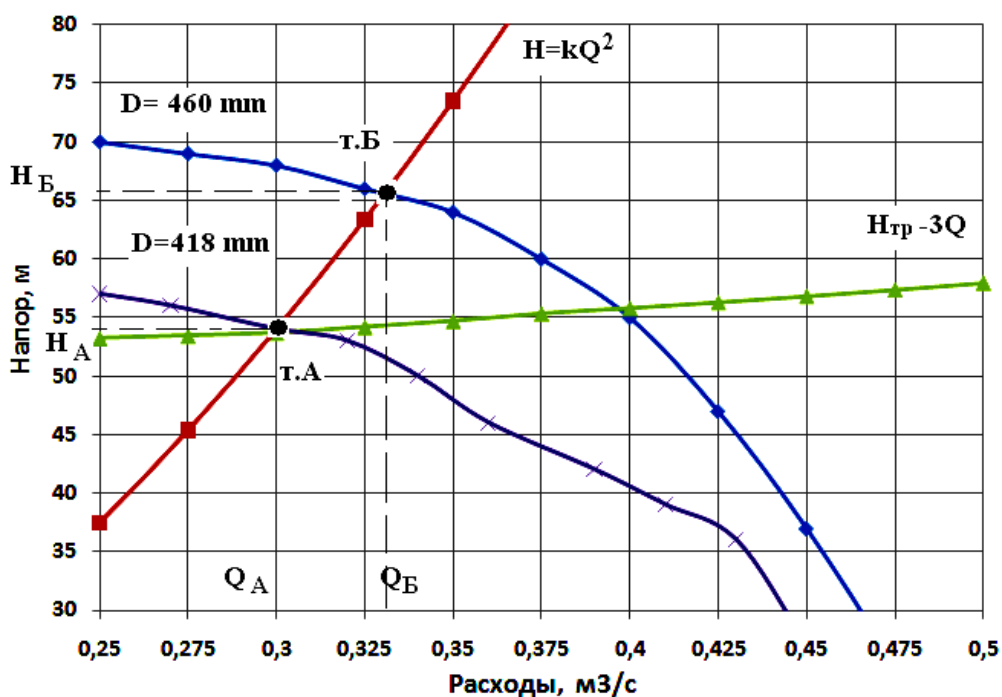


Рис.5.11. Характеристика при обточке до 418 мм

### 5.1.5. Расчет рекомендуемой величины подрезки рабочего колеса насосной станции «Туркистон»

Проведем расчет по определению величины подрезки рабочего колеса насоса по вышерекондуемой методике.

Насосная станция «Туркистон» оборудована двумя насосами 300 Д90 агрегатированными электродвигателями:

- А-112-4, мощностью 320 кВт, с частотой вращения ротора  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ;

Общая установленная мощность основного насосно-силового оборудования насосной станции, составляет  $P_{уст.} = 640 \text{ кВт}$ .

#### Исходные данные для расчета

1. Ввод в эксплуатацию насосной станции 1998 год;

2. Геометрический напор  $H_c = 52$  м;
3. Длина напорного трубопровода  $L = 2660$  м;
4. Внутренний диаметр напорного трубопровода  $D_{mp} = 720$  мм;
5. Количество ниток трубопровода  $n = 1$  шт.;
6. Схема соединения насосов – 2 насоса в 1 трубопровод;
7. Насосы 300 Д90 - 2 шт.;
8. Диаметр рабочего колеса насосов  $D_{pk} = 460$  мм  
Частота вращения ротора  $n = 1500$  мин<sup>-1</sup>.

**Расчёт характеристики сети напорного трубопровода насосной станции «Туркистон».** Определим коэффициент быстроходности

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q_p}}{H_p^{3/4}} = 3,65 \frac{1450\sqrt{0,3}}{68^{3/4}} = 122$$

общие потери :

$$\sum h_{mp} = A Q^2 L_{прив}$$

$$L_{прив} = 1,1 * 2660 = 2926 \text{ м.}$$

Так как диаметр напорного трубопровода  $D = 0,72$  м то при расходе  $Q > 0,48$  м<sup>3</sup>/с скорость будет  $> 1,2$  м/с и наоборот.

Характеристику трубопровода определим для случаев: при одном работающем насосе, при двух работающих насосах.

Из графика на рис. 5.12 построенной по данным таблицы 5.23 видно, что при работе 2 насосов на один общий напорный трубопровод  $H_\phi = 65$  м и  $Q_\phi = 0,337$  м<sup>3</sup>/с, т.е режимная рабочая точка находится вне границ рабочей зоны.

**Определение величины подрезки рабочего колеса.** Для определения срезки рабочего колеса на напорной характеристике Q-H должна быть найдена точка Б, соответствующая точке А с параметрами  $Q_A = 0,3$  м<sup>3</sup>/с и  $H_A = 62$  м.

Точки А и Б находятся на параболе подобных режимов  $H = K_A * Q^2$

Где

$$K_A = H_A / Q_A^2 = \frac{62}{0,3^2} = 688,89$$

Тогда  $H = 688,89 Q^2$

Для вычисления Н задаемся произвольной подачей Q. Результаты расчета представлены в таблице 5.24.

Таблица 5.23.

Определение характеристик общего трубопровода при работе одного, двух параллельно соединенных насосов

Один работающий насос					Два работающих насоса				
Q, л/с	V, м/с	A	$\sum h_{тр}$ м	H <sub>тр</sub> , м	Q, л/с	V, м/с	A	$\sum h_{тр}$ м	H <sub>тр</sub> , м
0	0,00		0,00	52,0	0	0,00		0,00	52,00
0,025	0,06	0,019064	0,03	52,03	0,05	0,12	0,015785	0,12	52,12
0,05	0,12	0,015785	0,12	52,12	0,1	0,25	0,013279	0,39	52,39
0,075	0,18	0,014232	0,23	52,23	0,15	0,37	0,012134	0,80	52,80
0,1	0,25	0,013279	0,39	52,39	0,2	0,49	0,011452	1,34	53,34
0,125	0,31	0,012621	0,58	52,58	0,25	0,61	0,010992	2,01	54,01
0,15	0,37	0,012134	0,80	52,80	0,3	0,74	0,010659	2,81	54,81
0,175	0,43	0,011755	1,05	53,05	0,35	0,86	0,010405	3,73	55,73
0,2	0,49	0,011452	1,34	53,34	0,4	0,98	0,010204	4,78	56,78
0,225	0,55	0,011202	1,66	53,66	0,45	1,11	0,010042	5,95	57,95
0,25	0,61	0,010992	2,01	54,01	0,5	1,23	0,009895	7,24	59,24
0,275	0,68	0,010813	2,39	54,39	0,55	1,35	0,009895	8,76	60,76
0,3	0,74	0,010659	2,81	54,81	0,6	1,47	0,009895	10,42	62,42
0,325	0,80	0,010524	3,25	55,25	0,65	1,60	0,009895	12,23	64,23
0,35	0,86	0,010405	3,73	55,73	0,7	1,72	0,009895	14,19	66,19
0,375	0,92	0,010299	4,24	56,24	0,75	1,84	0,009895	16,29	68,29
0,4	0,98	0,010204	4,78	56,78	0,8	1,97	0,009895	18,53	70,53
0,425	1,04	0,010119	5,35	57,35	0,85	2,09	0,009895	20,92	72,92
0,45	1,11	0,010042	5,95	57,95	0,9	2,21	0,009895	23,45	75,45
0,475	1,17	0,009972	6,58	58,58	0,95	2,33	0,009895	26,13	78,13
0,5	1,23	0,009908	7,25	59,25	1	2,46	0,009895	28,95	80,95

Таблица 5.24.

Результаты расчета кривой подобных режимов

Q, м <sup>3</sup> /с	0,025	0,05	0,075	0,1	0,125	0,15	0,175	0,2	0,225	0,25	0,275	0,3	0,325	0,35	0,375	0,4
H, м	0,43	1,72	3,88	6,90	10,78	15,52	21,13	27,60	34,93	43,12	52,17	62,09	72,87	84,51	97,02	110,38

По полученным данным строим параболу подобных режимов  $H = K_A * Q^2$

На графике характеристики насоса, которая пройдет через точку А и пересечет характеристику насоса 300Д90 с диаметром рабочего колеса  $D=460$  мм в точке Б с координатами  $Q_B=0,312$  м<sup>3</sup>/с и  $H_B=67$  м.

Найдем диаметр срезанного рабочего колеса:

$$D_{об} = \frac{Q_A * D}{Q_B} = \frac{0,30 * 0,460}{0,312} = 0,442$$

Т.е. рабочее колесо должно быть срезано на

$$\frac{(D - D_{об}) * 100}{D} = \frac{(0,460 - 0,442) * 100}{0,460} = 3,9\%$$

При коэффициенте быстроходности  $n_s = 122 < 150$  срезка допускается до 20 %, т.е. больше чем 3,9 %

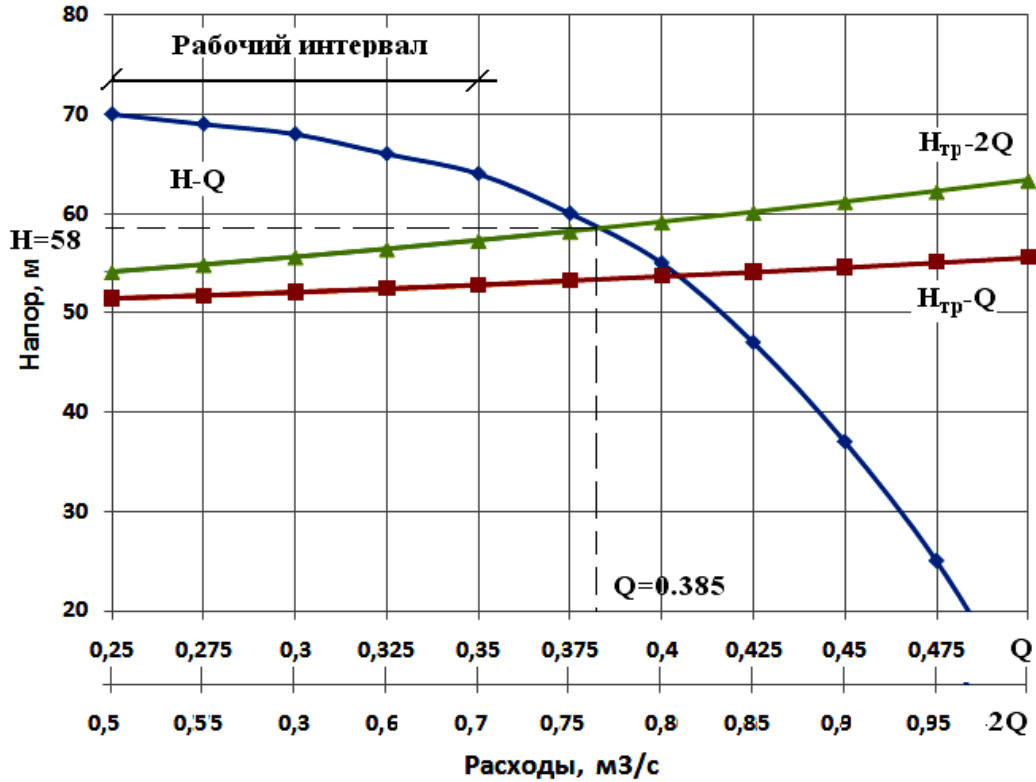


Рис.5.12. Характеристики режимов работы насоса 300Д90 на насосной станции «Туркистон»

Для построения характеристики  $Q_{об}$ -  $H_{об}$  необходимо задаться несколькими точками на кривой  $Q$ -  $H$  и пользуясь формулами пересчитать определяющие эти точки величины на новые.

$$\frac{Q_{обм}}{Q} = \frac{D_{обм}}{D} \Rightarrow Q_{обм} = Q \frac{D_{обм}}{D} = Q \frac{0,442}{0,460} = 0,961Q$$

$$\frac{H_{обм}}{H} = \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^2 \Rightarrow H_{обм} = H \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^2 = H \left(\frac{0,442}{0,460}\right)^2 = 0,923H$$

$$\frac{N_{обм}}{N} = \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^3 \Rightarrow N_{обм} = N \left(\frac{D_{обм}}{D}\right)^3 = N \left(\frac{0,442}{0,460}\right)^3 = 0,887N$$

Результаты пересчета приведены в таблице 5.25.

Таблица 5.25.

Результаты пересчета при обточке рабочего колеса с 460 мм до 442 мм

D=460 мм				D=442 мм			
Q, м <sup>3</sup> /с	H, м	N, кВт	η, %	Q <sub>об</sub> , м <sup>3</sup> /с	H <sub>об</sub> , м	N <sub>об</sub> , кВт	η, %
0,25	70	210	82	0,24	65	186	82
0,275	69	224	82,5	0,26	64	199	82
0,3	68	241	83	0,29	63	214	83
0,325	66	251	83,5	0,31	61	223	83
0,35	64	262	84	0,34	59	232	84
0,375	60	264	83,5	0,36	55	235	83
0,4	56	265	83	0,38	52	235	83
0,425	51	266	80	0,41	47	236	80
0,45	47	266	78	0,43	43	236	78
0,475	43	271	74	0,46	40	240	74
0,5	33	278	60	0,48	30	239	60

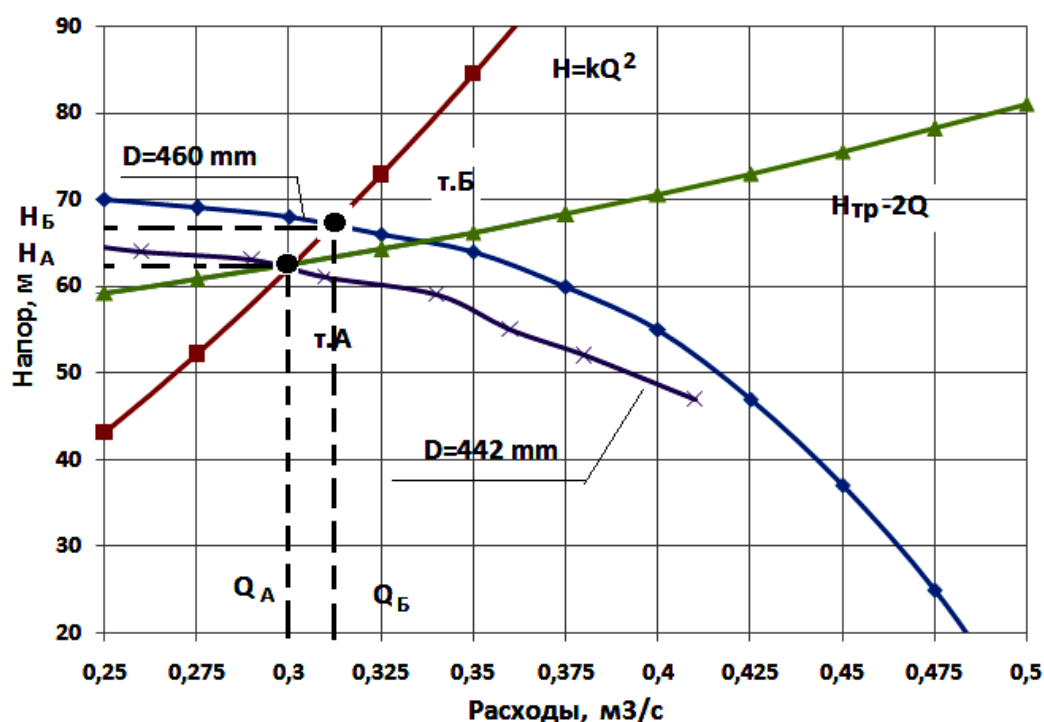


Рис.5.13. Характеристики насоса при обточке до 442 мм.

Из графика видно что при работе с обрезанным рабочим колесом (442 мм) рабочие параметры будут:  $Q=0,3 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $H=62 \text{ м}$ , т.е в пределах рабочей зоны.



Таблица 5.26.

## Рабочие параметры насоса

D=460 мм				D=442 мм			
Q, м <sup>3</sup> /с	H, м	N, кВт	η, %	Q, м <sup>3</sup> /с	H, м	N, кВт	η, %
0,337	65	255	83	0,30	62	218	83

Результаты расчета экономической эффективности представлены в таблице 5.27. В качестве примера были взяты насосные станции: Кизил-Байрак, Улугбек II, Иттифок, Навои и Туркистон с похожими характеристиками и с «избыточным» напором. В таблице 1 представлены рекомендуемые величины подрезки, изменения частоты вращения и получаемая при этом экономия энергии. В том случае, если «избыточные» параметры характерны только для отдельных периодов, то регулирование «подрезкой» рабочего колеса невозможно, т.к. после обточки (подрезки) рабочего колеса изменить параметры в обратную сторону (увеличения) невозможно. Проведенный расчет по насосным станциям «Улугбек II», Кизил-Байрак», «Иттифок», «Навои» и «Туркистон» показал, что при изменении диаметра рабочего колеса, потребляемая энергия снизится и экономия энергии может достигнуть 21,1-63,5 %.

Таблица 5.27

## . Результаты расчета экономии при обточке и изменении частоты вращения

№	Насосная станция	Марка насоса	При изменении диаметра рабочего колеса				При изменении частоты вращения			
			D, мм	D <sub>обт.</sub> , мм	% подрезки	Экономия, %	n об/мин	n <sub>1</sub> об/мин	% изменения	Экономия, %
1	Кизил-Байрак	300Д90	460	420	8,7	33,4	1450	1114	23	19,3
2	Улугбек II	20НДС	765	665	13	63,5	980	694	29	35,4
3	Иттифок	300Д90	460	430	6,5	31,0	1450	1208	17	21,1
4	Навои	300Д90	460	418	9,1	40,7	1450	1149	21	26,0
5	Туркистон	300Д90	460	442	3,9	21,1	1450	1291	11	16,5

## **5.2. Оценка эффективности применения струйных насосов для откачки дренажных вод на насосных станциях (на примере насосной станции «Кизилтепа-2»).**

В последнее время наблюдается тенденция применения в дренажных системах насосных станций водоструйных насосов вместо традиционных центробежных (например, типа К) [40,41]. Струйные насосы действительно очень просты по конструкции, надежны в эксплуатации и могут перекачивать загрязненные жидкости. Но при всём этом они обладают одним существенным недостатком – *очень низкий КПД*, несопоставимый с КПД лопастных насосов. Поэтому существует правило: они применяются для выполнения задач, которые не может выполнить лопастной насос (осуществляет самовсасывание, подавляет кавитацию, перекачивает загрязненные жидкости и т.д.). В остальных случаях применяется лопастной насос.

Эжекторные системы нашли довольно широкое применение на гидроэлектростанциях (ГЭС) [42]. Причем, в процессе их дальнейшей эксплуатации, было подсчитано, что потери электроэнергии за счет использования воды из верхнего бьефа, равны затратам при варианте с использованием лопастных насосов и подачей воды из нижнего бьефа. А так как, струйные насосы обладают неоспоримыми преимуществами при эксплуатации (простота конструкции, надежность в эксплуатации, меньшие затраты на эксплуатацию и т.д.). То выбор струйных насосов в этом случае оправдан. На насосных станциях применение струйных насосов должно быть экономически обосновано. И на гидроэлектростанциях, и на насосных станциях источником энергии для работы струйных насосов является вода, которая в данном случае рассматривается как энергоносителем. На гидроэлектростанциях эта энергия является природным возобновляемым источником энергии. Поэтому при сопоставлении вариантов с использованием струйных насосов, рассматривается случай, когда эта вода будет проходить через гидроагрегат и будет преобразована в полезный вид энергии (электрический). То есть, потери энергии при использовании струйных насосов будут равны количеству этой энергии за вычетом потерь в водоводе и потерь в оборудовании (турбине и генераторе). В случае, если используется объем воды из объема предназначенного для холостого сброса из верхнего бьефа в нижний, то потерь энергии вообще не будет. При установке струйных насосов на насосных станциях, вода в верхнем бьефе, в напорных трубопроводах также рассматривается как энергоноситель. Но в этом случае, источник этой энергии – не природный, а искусственный. По сути это энергия, взятая из энергосистемы (с учетом всех потерь при транспортировке и преобразовании из электрической в механическую, а затем в гидравлическую). С учетом низких КПД струйных установок количество

потерянной энергии может достигать значительных величин и вопрос применения таких установок становится очень спорным.

Оценку экономической целесообразности применения струйных насосов для откачки дренажных вод на насосных станциях проведем на примере насосной станции «КИЗИЛТЕПА-2». Насосная станция «Кизилтепа-2» расположена в Кизил-Тепинский районе Навоийской области. Класс капитальности сооружений НС «Кизил-Тепе-2» - II. Насосная станция построена по проекту института Узгипроводхоз, эксплуатируется с 1985 г. (с 1982 г. – в пусковом режиме) и входит в состав Кизил-Тепинского районного управления Аму-Бухарского машинного канала (КТРУ АБМК). Назначение НС – вспомогательная, для подпитки канала «Уртачуль» и создания резерва для насосов Шафирканской ветки НС «Кизил - Тепе», класс капитальности сооружений – II.

Проектный режим работы НС – один месяц (июнь) с подачей по графику 38,4 м<sup>3</sup>/с (в работе 24 агрегата, в резерве 2 агрегата).

В последние годы режим работы изменился и НС работает с апреля по октябрь с максимальной загрузкой (до 23 агрегатов) в июле-августе.

НС оборудована 26 горизонтальными насосами двухстороннего входа Д 6300 – 80 (24 НДС) с приводом от синхронных электродвигателей мощностью 2000 кВт.

Здание насосной станции полузаглубленного типа деформационными швами разделено на два блока. Общая длина здания 91,5 м, ширина 30,8 м, общая строительная высота 19 м, в том числе надземной части - 6 м.

Гидроизолированная подземная часть включает два насосных помещения, в которых в шахматном порядке установлено по 13 агрегатов. Основным несущим элементом является фундаментная плита толщиной 1,2 м и стены толщиной 1,0 м. Насосные помещения разделены бетонной монолитной галереей напорных коллекторов. В каждом из насосных помещений предусмотрено по два дренажных приемка, разнесённых по разным концам здания. Перекрытия приемков служат въездной и монтажной площадками.

На отметке 221.34 м устроен служебный мостик шириной 2,2 м, на котором установлены щиты управления насосными агрегатами с тиристорными возбудителями и согласующими трансформаторами.

Надземная часть представляет собой промышленное здание каркасного типа с ж/б стеновыми панелями и ребристыми плитами, состоящее из трёх объединённых общей крышей пролётов. Два пролёта расположены над насосными помещениями, центральный пролёт шириной 6 м занимают галерея станционных коллекторов, кабельный полуэтаж, распределительное устройство, пульт управления, вспомогательные и бытовые

помещения. Распределительное устройство огорожено металлической сеткой, остальные помещения – кирпичной кладкой.



Рис.5.14. Общий вид машинного зала № 1

В результате некачественного выполнения бетонных и гидроизоляционных работ при строительстве НС в подземной части здания имеются участки со струйной фильтрации, как на наружных вертикальных стенах так и на галерее коллекторов.



а) под напорным трубопроводом



б) у фланцевого соединения коллекторов

Рис.5.15. Струйная фильтрация на стене галереи коллекторов

Дренажные помещения расположены в торцах машинных залов и отделены от насосного помещения невысокой (1,0 м) стенкой. По проекту состав дренажных насосов включает 8 насосов 6К-12 с электродвигателем А2 – 62 – 4, 17 кВт, 1450 об/мин и два насоса 8К-18 с электродвигателем А2 – 71 – 4, 22 кВт, 1450 об/мин. Напорные трубы дренажных насосов выведены в аванкамеру.

Сбор и накопление дренажной воды производится в специальных дренажных приемках. Вода туда попадает через дренажные канавы, расположенные по периметру насосного помещения. Дополнительно к существующим электронасосам К 200-125-330 в 2007 году завершён монтаж трёх водоструйных насосов в дренажных приемках № 1, 2, 3. Насосы питаются от напорного трубопровода, забирают дренажную воду из приемка и сбрасывают её в аванкамеру. Основными аргументами в пользу этого решения были следующие: струйные насосы обладают важными для эксплуатации достоинствами т.к. не содержат подвижных частей, не нуждаются в электроприводе, просты в обслуживании и практически безотказны.

В данный момент стоит вопрос полной замены лопастных насосов на струйные. В этом случае возможны два варианта использования струйных насосов:

- 1) Струйные насосы полностью заменят все лопастные насосы и будут работать весь вегетационный период;
- 2) Струйные насосы будут использоваться как аварийные, например только во время отключений электроэнергии, а в основное время откачку дренажных вод будут осуществлять лопастные насосы.

1. *Вариант.* Основная причина по которой струйные насосы никогда не смогут полностью заменить лопастные – низкая энергоэффективность. Проще говоря у них очень низкий КПД. Поэтому с этих позиций и проведем сопоставление существующих на насосной станции лопастных насосов и предлагаемых на замену струйных насосов. Исходные данные для сопоставления: суммарный расход на изливе сбросных трубопроводов составляет  $Q = 100 \dots 150$  л/с, необходимый напор  $H = 10-15$  м.

Тогда с учётом общеизвестной формулы  $N_{пол} = \gamma Q H$ , диапазон в пределах которого находится значение полезной мощности:  $N_{пол} = 9,81 \div 22,07$  кВт. КПД установки с струйными насосами находится в пределах 10-20 % [2,3], а насосного агрегата с лопастным консольным насосом - 40-60 %. Тогда, если для системы с струйными насосами примем среднее КПД=15 %:

$$\text{Полная мощность } N_{полная}^{стр} = \frac{N_{пол}^{стр}}{\eta} = 65,4 \div 147,13 \text{ кВт.}$$

Потерянная энергия  $N_{пот}^{стр} = N_{полная}^{стр} - N_{пол}^{стр} = 55,59 \div 125,06$  кВт.

Для лопастных насосов при принятии среднего значения КПД=50 %:

Полная мощность  $N_{полная}^{лоп} = \frac{N_{пол}^{лоп}}{\eta} = 19,62 \div 44,14$  кВт.

Потерянная энергия  $N_{пот}^{лоп} = N_{полная}^{лоп} - N_{пол}^{лоп} = 9,81 \div 22,07$  кВт.

Т.е., при использовании системы с струйными насосами значение потерянной энергии (т.е. той энергии которая будет затрачиваться непроизводительно на преодоление различных сопротивлений в системе) будет больше чем значение потерянной энергии при существующих лопастных насосах на величину:

$$\Delta N_{пот} = N_{пот}^{стр} - N_{пот}^{лоп} = 45,78 \div 102,99 \text{ кВт.}$$

А это означает, что для того чтобы обеспечить подъем расхода дренажной воды  $Q = 100 \dots 150$  л/с с напором  $H = 10-15$  м при замене на струйные насосы будет теряться мощность  $\Delta N_{пот} = 45,78 \div 102,99$  кВт.

Если система будет работать весь вегетационный период, то количество потерянной энергии будет равно:

$$\Delta \mathcal{E}_{пот} = \Delta N_{пот} * T_{вег} = (45,78 \div 102,99) * 7200ч = 329616 \div 741528 \text{ кВт*ч}$$

И при стоимости за 1 кВт равной 104,4 сум затраты составят от 34 414 990 до 77 415 523 сума в год.

Таким образом, даже предварительный (грубый) расчет экономической эффективности их применения говорит не в их пользу. Тем более если работа их предусматривается в течении всего вегетационного периода. Сопоставление по методам сравнительной экономической эффективности (приведенным затратам) приведет к такому же результату. Эксплуатационные расходы (львиную долю которых на насосных станциях составляют расходы на электроэнергию) для струйных насосов (несмотря на малые расходы на ремонт, обслуживание) с учетом вышеприведенных расчетов будут выше, а капитальные вложения (стоимость) струйных насосов (индивидуального изготовления) сопоставимы с со стоимостью серийных лопастных насосов.

*2 вариант.* Струйные насосы будут использоваться как аварийные, например, только во время отключений электроэнергии.

Нами были оценены параметры надежности по внешним отказам происшедшим на насосной станции «Кизилтепа-2» за период 2004-2011 гг..[44]. Основным внешним отказом являются отключения энергоснабжения.

Для анализа эксплуатационной надежности по внешним отказам использовались данные службы эксплуатации насосной станции и Госинспекции «Госводхознадзор» [44].

Таблица 5.27.

Количество внешних отказов насосной станции Кизилтепа 2 за период 2004-2011 гг.

Годы	Количество аварий и отказов, номера агрегатов					Суммарное время простоя по вине внешнего отказа, ч
	Общее количество отказов	дата	Продолжительность, ч	Номера агрегатов	Количество остановленных агрегатов	
2004	19 отказов НА-1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,16,18,22,23,25,26	15.07.2004	1,35	2,6,8,11	4	221
		22.07.2004	1,40	2,3,5,6,7,8,9,10,11,12,13,16,18,22,26	15	
		23.07.2004	0,40	2,3,5,6,7,8,9,10,11,12,13,	11	
		9.08.2004	1,30	2,3,4,5,7,11,13,18,22,26,9,10,11,8,12,	15	
		10.08.2004	2,10	1,5,11,25	3	
		22.08.2004	3,20	23,26,5,6	3	
		24.08.2004	1,30	1,2,3,5,6,7,11	7	
			<b>12,30</b>			
2005	9 отказов НА-2,3,5,7,14,18,20,25,26.	19.05.2005	2,0	2,3,5,7,14,18,25,26,	8	26
		18.06.2005	0,40	2,3,7,14,18	4	
		25.06.2005	0,35	14,18,20	3	
			<b>3,05</b>			
2006	4 отказа НА-2,4,18,22.	4.04.2006	0,30	2,4	2	16
		5.04.2006	3,45	22,18	2	
			<b>4,15</b>			
2007	10 отказов НА-1,2,3,4,6,9,10,11,13,21,	10.05.2007	0,40	3,4,21	3	12
		02.08.2007	1,30	1,2,3,4,6,9,10,11,13	9	
			<b>2,10</b>			
2008	2 отказа НА-2,3.	02.08.2008	0,15	2,3	2	8
			<b>0,15</b>			
2009	6 отказов НА-5,10,12,13,19,24.	23.06.2009	1,10	13	1	29
		15.08.2009	5,10	5,10,12,19,24	5	
			<b>6,10</b>			
2010	19 отказов НА-2,3,4,5,6,7,9,10,11,15,16,17,18,19,20,21,23,24,26.	23.06.2010	13,10	4,5,6,7,20,16,17,18,9,10	10	932
		15.07.2010	48,10	2,3,4,5,7,9,10,11,17,18,19,23,24,26,	14	
		17.08.2010	11,30	4,5,7,10,11,12,17,18,20, 21	10	
			<b>72,50</b>			
2011	14 отказов НА-1,3,4,5,7,8,10,13,14,16,17,23,25.	01.05.2011	1,10	1,5,17	3	170
		15.07.2011	15,10	1,3,4,7,8,10,13,14,16,23, 25	11	
			<b>16,20</b>			
<b>Всего</b>	<b>83</b>		<b>117,35/14,67</b>		<b>1414/176,75</b>	

Результаты обработки данных по внешним отказам случившимся на насосной станции «Кизилтепа-2» представлены в таблице 5.27.

Анализ внешних отказов показал, что за весь период наблюдений (2004-2011 гг.) было всего 22 отключения электроэнергий (в среднем 2,75 в год), причем продолжительность (время простоя) их колебалась от 15 мин (02.08.2008 г.) до 48ч 10 мин (15.07.2010 г.) при общей продолжительности 117,35 ч и среднегодовой - 14,67.

Таким образом, проведенный анализ показывает, резервная дизельная электростанция переменного тока для аварийного энергоснабжения должна находиться в состоянии постоянной готовности, а с учетом незначительной средней продолжительности простоя (всего 14,67 ч/год), применение хоть и безотказных (но низкоэффективных) струйных насосов дренажной системы для осушения подземной части здания экономически *неоправданно*.

### **5.3. Влияние механических примесей в перекачиваемой воде на энергетические показатели насосных установок.**

Один из основных негативных факторов, существенно ухудшающих условия эксплуатации насосного оборудования – это насыщенность перекачиваемой воды механическими примесями. Техничко-экономические последствия наличия в перекачиваемой воде значительного содержания механических примесей выражаются в ухудшении рабочих параметров насосной установки (напора, подачи, коэффициента полезного действия) и связанное с этим увеличение потребляемой электроэнергии и в значительных затратах труда и материалов на ремонтные работы по устранению последствий гидроабразивного износа деталей проточной части насосов.

Помимо абразивного износа (исследование которого представляет отдельный вопрос), наличие в перекачиваемой воде взвешенных наносов ведет к изменению рабочего процесса в проточном тракте насоса, и как следствие, к перерасходу электроэнергии затрачиваемого на подъем воды, или к недоподаче этой воды при постоянном значении величины расходуемой электроэнергии. Поэтому, данный вопрос имеет особую актуальность для условий нашего региона, и обязательно должен быть учтен как при определении норм расхода электроэнергии на подъем воды, так и при проектировании действующих и реконструируемых насосных станций при выборе основного оборудования.



Водоисточником большинства крупных и уникальных насосных станций нашей Республики (каскад НС КМК, АБМК, Аму-Занг и т.д.) является река Амударья (в верхнем и среднем течении). Водный поток р. Амударьи, как известно, транспортирует большое количество наносов. Основная масса наносов реки перемешается во взвешенном состоянии, небольшая часть наносов - самые крупные фракции перемещаются в придонном слое.

Наносный режим рассмотрим по данным гидрометслужбы у створа Керки [45,46,47,48]. Створ Керки расположен на 1061 км выше от устья р. Амударьи и характеризует наносный режим среднего течения. Наибольшая среднедекадная мутность воды р. Амударья у г. Керки наблюдалась в первой декаде мая 1934 г. и составила 10,2 кг/м<sup>3</sup>. Наименьшая мутность наблюдается в период зимней межени и составляет 0,6-0,7 кг/м<sup>3</sup>. Наибольшая мутность потока в паводок равна 18-20 кг/м<sup>3</sup>.

Средние годовые мутности изменяются в больших пределах. Для многоводного 1958 года среднегодовая мутность равна  $\rho = 5,35$  кг/м<sup>3</sup>. Годовой объем стока наносов р. Амударья у г. Керки составляет 270 млн. тонн.

В период весенних паводков мутность потока бывает наибольшая, вследствие интенсивной эрозии бассейна. Последующее увеличение стока половодья происходит за счет таяния высокогорных снежников и ледников, расположенных в зонах слабого развития эрозионной деятельности. Соответственно, в этот период поступление наносов в бассейн уменьшается, и их содержание в реке зависит от размеров деформации.

При спаде половодья мутность потока становится меньше, чем на подъеме паводка. Вследствие этого мутность в течение года распределяется неравномерно: при больших величинах расхода воды летнего паводка мутность потока меньше, чем в период весенних паводков. Обычно в паводковый период (апрель-сентябрь) рекой транспортируется до 80-90 % годового стока наносов.

Наносы реки Амударья имеют мелкий фракционный состав. Наиболее крупными фракциями взвешенных наносов являются частицы диаметром более 0,25 мм (гидравлическая крупность 0,3 м/с), а основная масса взвешенных наносов состоит из частиц диаметром 0,1-0,05 мм ( $w = 0,2-0,7$  м/с). Гранулометрический состав взвешенных наносов в разные периоды различен. Количество мелких фракций частиц  $d=0,01$  м примерно постоянны во все сезоны и колеблются от 10 до 20 %, наносы крупнее 0,05 мм в половодье составляют до 30 %, а в меженный период увеличивается до 50 %. Наносы крупностью 0,05-0,1 мм преобладают в половодье и составляет от 10 до 20 %. По данным Цветковой [3] средняя гидравлическая крупность наносов в районе ст. Керки равна  $w=3,27$

см/с, что соответствует  $d_{cp}=0,3$  мм. Удельный вес меняется в пределах 2,62-2,88 т/м<sup>3</sup>, в среднем  $\gamma=2,7$  т/м<sup>3</sup>. Объемный вес меняется в пределах 1,4-1,7 г/м<sup>3</sup>.

Для того чтобы выявить характер изменения значения полезной мощности необходимой для подъема двухфазной жидкости проведем простой анализ. Будем рассматривать воду, перекачиваемую насосами, как двухфазный поток, т.е. как движущуюся среду, состоящую из жидкой и твердых фаз. Объемный расход двухфазного потока (гидросмеси) в этом случае будет равен:

$$Q_{cm} = Q_H + Q_B \quad (5.15)$$

Где  $Q_H$  -объемный расход твердой фазы;

$Q_B$  - объемный расход жидкой фазы (воды).

Объемная мутность (концентрация) двухфазного потока:

$$S = Q_H / Q_{cm} \approx Q_H / Q_B \text{ или } Q_i = Q_{ni} S \quad (5.16)$$

Полезная мощность сообщаемая насосом жидкости для подъема её на требуемую высоту  $H_T$  будет равна:  $N = \rho g Q H$ . Соответственно, для того чтобы поднять двухфазную жидкость, насос должен развить полезную мощность:

$$N_{cm} = (\rho_H Q_H + \rho_B Q_B) g H \quad (5.17)$$

С учетом выражения (5.16) получим

$$N_{cm} = (\rho_H Q_H + \rho_B Q_B) g H \quad (5.18)$$

Тогда увеличение полезной мощности при двухфазной жидкости в зависимости от концентрации насосов будет иметь вид:

$$\frac{N_{cm}}{N} = \frac{(\rho_H Q_H + \rho_B Q_B) g H}{\rho_B Q_{cm} g H} = \frac{\rho_H S + \rho_B (1-S) Q_{cm}}{\rho_B Q_{cm}} = \frac{\rho_H S + \rho_B (1-S)}{\rho_B} \quad (5.19)$$

Таким образом, увеличение величины полезной мощности необходимой для подъема двухфазной жидкости будет зависеть только от концентрации насосов  $S$  и плотности  $\rho_i$  :

$$\frac{N_{cm}}{N} = \frac{\rho_H S + \rho_B (1-S)}{\rho_B} = 1 + S \left( \frac{\rho_H}{\rho_B} - 1 \right) \quad (5.20)$$

Для того чтобы более наглядно продемонстрировать степень влияния наличия примесей в перекачиваемой воде построена графическая диаграмма (рис.1). При построении графика плотность насосов принималась равной средней по створу Керки по данным И.А. Цветковой [47]  $\rho_H = 2,75 \text{кз/м}^3$ .

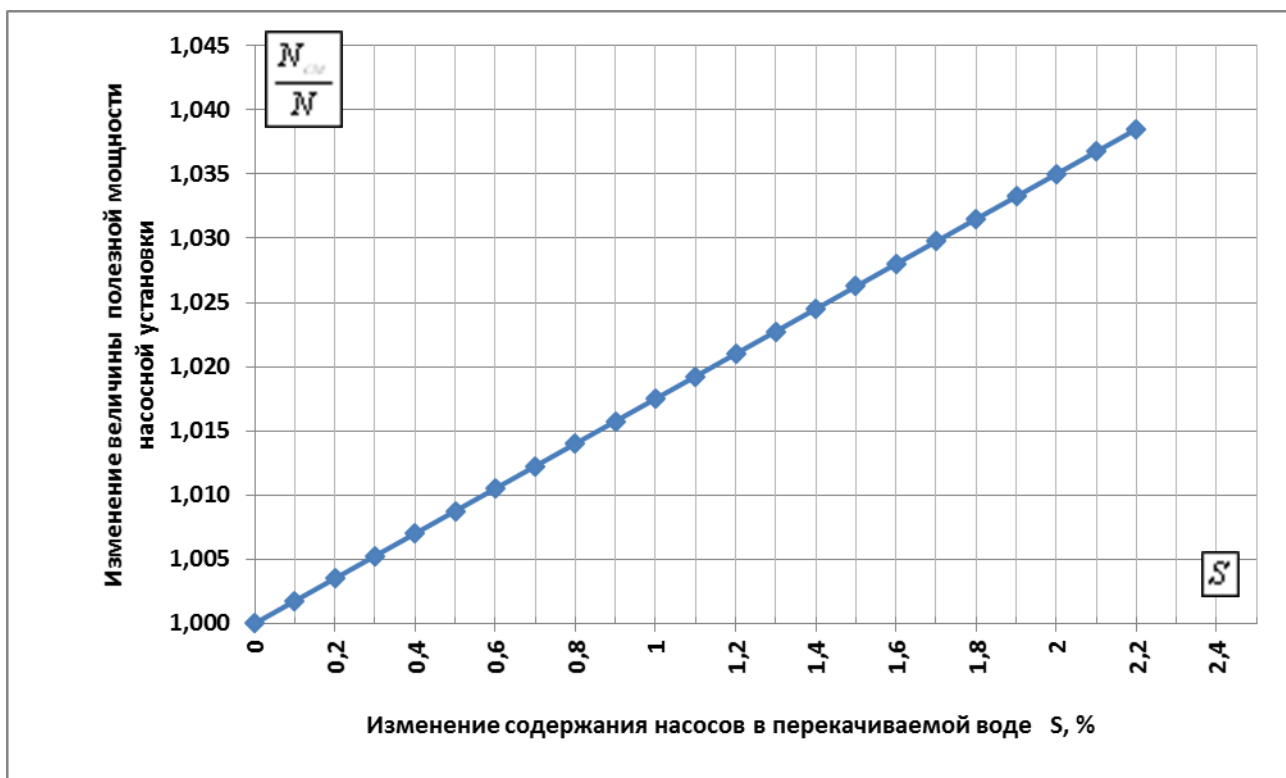


Рис.5.16. График зависимости увеличения значения необходимой полезной мощности в зависимости от концентрации механических примесей в перекачиваемой воде

Из графика (рис. 5.16) видно что при концентрации механических примесей равной среднему значению мутности на г/л Керки  $10,2 \text{ кг/м}^3$ , что соответствует концентрации  $S=1,02 \%$ , значение величины полезной мощности необходимой для подъема двухфазной жидкости увеличится на  $1,75 \%$  (или  $\frac{N_{пл}}{N} = 1,0175$ ) по сравнению с полезной мощностью необходимой для подъема чистой воды. Соответственно, при максимальной концентрации  $S=2,0 \%$ , значение величины полезной мощности увеличится на  $3,5 \%$ .

Это означает, что при средней концентрации в  $1 \%$ , насосная установка затрачивает дополнительные  $1,75 \%$  мощности (или поднимает меньшее количество воды). А с учетом того, что насосные станции нашей Республики ежегодно затрачивают на подъем воды до  $7-8$  млрд. кВт\*ч, то понятно, что масштаб дополнительных затрат энергии также огромен.

Здесь мы провели анализ изменения только полезной мощности. Как известно, мощность на валу насоса (или мощность, получаемая насосом от приводного двигателя) равна:

$$N_{вал} = N / \eta_H \quad (5.21)$$

где  $\eta_f$  -коэффициент полезного действия насоса, который учитывает *гидравлические, объемные и механические потери* возникающие при передаче энергии перекачиваемой жидкости.

$$\eta_H = \eta_f \eta_o \eta_M \quad (5.22)$$

Естественно, наличие механических примесей в перекачиваемой воде ведет к изменению значений потерь. Определить характер этих изменений аналитический не представляется возможным. КПД насоса в первую очередь зависит от размеров насоса, формы проточной части, рабочего колеса и конструкции насоса, а потом уже от свойств перекачиваемой жидкости [48]. Поэтому проведя параметрические испытания насоса для жидкостей с различной концентрацией наносов можно будет выявить характер влияния содержания механических примесей в перекачиваемой воде на изменение параметров сравнивая полученные рабочие характеристики насоса (напорную, мощностную, КПД и кавитационную) при разных концентрациях и механической крупности наносов.

**Выводы.**

1. Один из основных негативных факторов существенно ухудшающих условия эксплуатации насосного оборудования – это насыщенность механическими примесями перекачиваемой воды. В результате наличия в перекачиваемой воде значительного содержания механических примесей происходит снижение рабочих параметров насосной установки (напора, подачи, коэффициента полезного действия) и связанное с этим увеличение потребляемой электроэнергии и значительных затрат труда и материалов на ремонтные работы по устранению последствий гидроабразивного износа деталей проточной части насосов.

2. В результате рассмотрения перекачиваемой воды как двухфазного потока, состоящей из жидкой и твердых фаз, получена зависимость для расчета величины увеличения полезной мощности при двухфазной жидкости в зависимости от концентрации насосов (6).

3. Для более полного учета влияния наличия наносов в перекачиваемой воде необходимо провести специальные лабораторные эксперименты по выявлению влияния их на потери в насосе, и соответственно на рабочие характеристики насосов.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выбор и обоснование энергоэффективного режима работы насосных станций – один из основных условий снижения энергозатрат при машинном водоподъеме. Одним из способов обеспечения энергоэффективной работы насосных агрегатов является выбор оптимального вида регулирования. В монографии рассмотрены различные способы регулирования работы насосных агрегатов с центробежными лопастными насосами.

1. Эффективность того или иного способа регулирования во многом определяется характеристикой системы и графиком ее изменения во времени. В каждом случае необходимо принимать решение в зависимости от конкретных особенностей условий эксплуатации.

2. Эффективным методом регулирования параметров насосов в сторону их снижения является изменение частоты вращения приводного вала насоса (электродвигателя). Для выявления зависимости изменения частоты вращения на параметры НУ были проведены серии опытов на учебно-научном стенде ««Автоматика насосных станций систем водоснабжения». Проведенные экспериментальные исследования показали: даже незначительные изменения частоты вращения рабочего колеса (много менее 50 %) ведут к изменению КПД. Различные виды КПД насоса при уменьшении числа оборотов меняются в различной степени. При изменении частоты вращения наибольшему изменению подвержен механический КПД. Гидравлический КПД подвержен наименьшему влиянию. Например, при изменении частоты вращения на 50 % гидравлическое КПД изменится на 5-7 %, объемное КПД уменьшится на 30 %, а механическое КПД уменьшится на 45 %. Общий КПД насоса уменьшится на 55 %. Таким образом, при выборе метода регулирования на насосных станциях (особенно, мелиоративных) и оценке эффективности их применения, обязательно должна учитываться возможность снижения КПД при регулировании изменением частоты вращения.

3. Проведенные натурные испытания работы частотного преобразователя показали что при изменении частоты вращения рабочего колеса насоса при помощи частотного преобразователя КПД электропривода (электродвигателя и преобразователя частоты) также изменяются. При уменьшении частоты вращения рабочего колеса насоса на 10 % КПД электропривода также уменьшится на 10 %. Экономия электроэнергии при использовании преобразователя частоты возможно только в том случае, если в процессе эксплуатации возникает необходимость в регулировании или поддержании какого - либо технологического параметра (подачи или давления).

4. Ирригационные насосные станции отличаются от обычных насосных станций водоснабжения как по предъявляемым требованиям, так по эксплуатационным режимам. Поэтому при выборе метода регулирования необходим учет этих особенностей. На оросительных насосных станциях обычно режим насосного оборудования - равномерный. Оросительные насосные станции, в отличие от насосных станций водоснабжения, не предъявляют строгих требований по поддержанию каких-либо технологических параметров (подачи или напора).

Расчет по насосным станциям «Улугбек II», Кизил-Байрак», «Иттифок», «Навои» и «Туркистон» показал, что при изменении диаметра рабочего колеса, потребляемая энергия снизится и экономия энергии может достигнуть 21,1-63,5 %. При применении частотного преобразователя на тех же насосных станциях экономия энергии может достичь 16,5- 35,4 %. Проведенный анализ различных методов регулирования насосных агрегатов при эксплуатации ирригационных насосных станций показал, что по степени покрытия графика водопотребления наиболее оптимальными методами является регулирование задвижкой и изменением частотой вращения вала рабочего колеса. По критерию «экономичности» более подходят регулирование изменением частоты вращения и регулирование временем работы насосного агрегата. На насосных станциях оборудованных агрегатами с «избыточными» напорами наибольший эффект дает метод изменения диаметра.

С учетом особенностей эксплуатационных режимов оросительных насосных станций, экономический эффект за счет применения частотных преобразователей на оросительных насосных станциях (в отличии от насосных станций водоснабжения) при регулировании не столь значительный, и заключается в основном водосбережении и в косвенных эффектах изложенных выше.

5. Применение струйных насосов в качестве дренажных должно быть строго обосновано. Проведенный анализ эффективности струйных насосов на примере дренажной системы насосной станции «Кизилтепа 2» показывает что, применение хоть и безотказных (но низкоэффективных) струйных насосов дренажной системы для осушения подземной части здания экономически *неоправданно*.

## Литература

1. Мухаммадиев М. М., Халматов В. А., Джураев К. С. Проблемы развития гидроэнергетических комплексов //Тезисы докладов Международной научно-технической конференции «Современное состояние и перспективы развития энергетики» — Ташкент, 2006. — С.125–128.
2. Гловацкий О.Я., Мухаммадиев М.М. О работе каскада насосных станций Каршинского магистрального канала в условиях дефицита воды// Вестник ТашГТУ. – Ташкент, 2014. - № 1-2.– С. 35-38.
3. Тўрабеков А.О.. Система машинного водоподъема//- Ташкент: Узгипроводхоз, 2009. – 225 с.
4. Лысов К.И., Чаюк И.А., Мускевич Г.Е. Эксплуатация мелиоративных насосных станций. М. “Агропромиздат”, 1988 г., 255 с.
5. Карелин В.Я., Минаев А.В. Насосы и насосные станции /Учебник. - М: Стройиздат, 1986.- 320с.
6. Чебоевский В.Ф. Насосы и насосные станции. – Москва: Агропромиздат, 1989 . - 415 с.
7. <http://mnz.ru/article/7-regular.html>
8. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М. «Машиностроение», 1977, 283 с.
9. В.Ф.Чебаевский, К.П.Вишневский, Н.Н.Накладов. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок. М.»Колос», 2000г. – 372 с.
10. Кан Э.К. Икрамов Н.М., Теплова Г.С. Энергоэффективные эксплуатационные режимы средних и малых ирригационных насосных станций с центробежными насосами
11. Кан Е.К.,Ikramov N.M., Mukhammadiev, M. Methods of regulating the work of units at irrigation pumping stations. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 869 (2020)
12. Булгаков А.А. Частотное управление асинхронными электроприводами. - М.: Энергоиздат . 1982. - 216 с.
13. Браславский И.Я., Ишматов З.Ш., Поляков В.Н. Энергосберегающий асинхронный электропривод: Учеб. Пособие для студ. высш. учеб. Заведений /; под ред. И.Я. Браславского, – М.: Издательский центр Академия, 2004. – 256 с.
14. Бродовский В.Н., Иванов Е.С. Приводы с частотно–токовым управлением./ Под ред. В.Н. Бродовского. – М.: Энергия, 1974. – 168 с.

15. Кан Э.К. Баланс потерь энергии в центробежном насосе при изменении частоты вращения рабочего колеса. *Ирригация ва мелиорация журналы, Тошкент.* - 2018. № 3, б.34-38.
16. Кан Э.К. Баланс потерь энергии в центробежном насосе при изменении частоты вращения рабочего колеса. Сборник статей международной научно-практической конференции «Повышение эффективности, надежности и безопасности гидротехнических сооружений», Ташкент, 22-23 мая 2018г. том 1, 273-281 с.
17. Кан Е.К., Ikramov N.M., Mukhammadiev M. The change in the efficiency factor of the pumping unit with a frequency converter. Журнал “E3S Web of Conferences”, Volume 97 (2019)
18. Петрушин В.С., канд. техн. наук, Таньков А.А. Энергетические показатели асинхронного двигателя в частотном приводе при различных законах управления// Республиканский межведомственный научно–технический сборник «Электромашиностроение и электрооборудование». Выпуск 55/2000. – Одесса.
19. <http://rostov.region-privod.ru/poleznaya-informaciya/preobrazovateli-chastoty-chto-eto/>
20. <http://invz.kz/a10643-preobrazovateli-chastoty-ispolzovanie.html>
21. <http://en-res.ru/stati/chastotnyj-preobrazovatel-dlya-elektrodvigatelya.html>
22. <http://electricalschool.info/econom/721-chastotnyjj-preobrazovatel-dlja.html>
23. <http://ugpromsnab.ru/upload/files/articles/vnedrenie-preobrazovatelei-chastoty-obosnovanie.pdf>
24. Kolesnikov A I 2005 *Energy saving in industrial and utility enterprises* (Moscow: INFRA) p 124
25. Shabanov V A 2015 Methods of evaluating and ways of efficiency increase of variable frequency drive mainline pumps at the existing pipelines *J Applied academic research* **3** pp. 73-79
26. Nadeev A I and Romanenko N G 2011 Power saving management of electric drives of pump units *Vestnik AGTY* **2** 111-115
27. Klepikov V B, Korotaev P A, Banev E F, Moiseev A N, Timoshhenko A V and Sivokon' L N 2011 To results of the power saving electric drive operation at the second lifting station in Solonicevka town *J Energy saving, energy, energoaudit* **5** pp 15-17
28. Г.В.Ледуховский, А.А.Поспелов. О расчете рабочих характеристик центробежных насосов с частотным регулированием производительности. «Новости теплоснабжения», № 10 (158), 2013 г.
29. Турк В.И. Насосы и насосные станции: учебник для вузов /В.И. Турк, А.В. Минаев, В.Я. Карелин. - М.: Стройиздат, 1976. - 304 с.



30. ГОСТ 6134-87. Насосы динамические. Методы испытаний (с изм. 1 и 2). - Взамен ГОСТ 6134-71: утв. Госстандартом СССР 29.06.1987: ввод в действие с 01.07.1987 - М.: Изд-во стандартов, 1987.
31. Т.Ш.Мажидов, Э.К.Кан, А.А. Эргашев. Результаты натурных исследований насосного агрегата с частотным преобразователем. Журнал «Ирригация и мелиорация», Ташкент, ГИМИ, 2016, № 01(36). с.31-34.
32. Кан Е.К., Ikramov N.M., Mukhammadiev, M., Majidov T. Full-scale testing of the pump unit with a frequency converter. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 883 (2020)
33. Киселёв П.Г. Справочник по гидравлическим расчётам. М.. Энергия. 1974г. 313с.
34. Справочник по гидравлике. Под редакцией Большакова В.А. Киев, издательское объединение «Вища школа», 1977, 280 с.
35. Шевелев Ф.А. Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных, асбестоцементных и пластмассовых труб. М., Стройиздат, 1977-168 с.
36. Кан Э.К. Сравнение различных методов регулирования работы насосного агрегата на оросительных насосных станциях (на примере насосной станции Тешиктош-1). Республиканская научно-практическая конференция на тему «Экологические проблемы рационального использования водных и земельных ресурсов в орошаемом земледелии», Ташкент, 24-25 ноябрь 2017 г., том 1. 318-321 стр
37. Кан Э.К. Энергосбережение на насосных станциях путем подрезки рабочего колеса (на примере насосной станции Улугбек-2). Материалы международной научно-практической конференции “Проблемы повышения эффективности использования электрической энергии в отраслях агропромышленного комплекса”. Ташкент, Т. 28 ноября 2018 г. 404-410 с.
38. Majidov T., Ikramov N.M. Kan E.K., Effect of parallel connection of pumping units on operating costs of pumping station. Журнал “E3S Web of Conferences”, Volume 97 (2019)
39. Majidov, T., Ikramov N.M., Kan E.K., Mukhammadjonov, A. Monitoring system for electricity consumption at pumping stations. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 883 (2020)
40. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки.- Л.: Машиностроение, 1988, 256 с.
41. Хохлов В.А., Хохлов А.В., Титова Ж.О. Регулирование режимов работы струйных насосов. - Т. «Фан ва технология», 2011, 118 с.

42. Брызгалов В.И. Гидроэлектростанции: учеб.пособие. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2002. 541 с.

43. Кан Э.К., Уралов Б.Р., Бадалов А.С. Эффективность применения струйных насосов для откачки дренажных вод на насосных станциях (на примере насосной станции «Кизилтепа-2») Материалы Международной научно-практической конференции «Проблемы комплексного обустройства техноприродных систем», часть 1 «Мелиорация, рекультивация и охрана земель». Москва, 2013 г., 198-205 с.,

44. Кан Э.К. Хужакулов Н. Анализ внешних отказов на насосной станции «Кизилтепа-2». Материалы Республиканской научно-практической конференции «Повышение эффективности, надежности и безопасности гидротехнических сооружений». Ташкент, 13-14 декабря 2012 г. 255-257 с.

45. Исмагилов Х.А.. Селевые потоки, русловые процессы, противоселевые и противопаводковые мероприятия в Средней Азии. – Тошкент: САНИИРИ, 2006. – 261 с.

46. Исмагилов Х.А., Акназаров О.С., Кан Э.К. Режим наносов р.Амударья в условиях зарегулированного стока. «Мелиорация и водное хозяйство», № 6, Москва, 2000 г.- с.19-22.

47. Цветкова И.А. Режим наносов р.Амударья. «Вопросы гидротехники», вып.13, Ташкент, 1963 г. – с.5-86.

48. Ибад-заде Ю.А. Наносный режим рек. Москва, Стройиздат, 1989 г. – 321 с.

49. Мухаммадиев М.М., Кан Э.К. Влияние механических примесей в перекачиваемой воде на рабочий процесс в насосах. Журнал «Гидротехническое строительство» (Россия), № 3, 2019 год, с.51-54.

50. М.Мухаммадиев, Кан Э.К., Икрамов Н.М., Метод расчета экономической эффективности реконструкции насосных станций по укрупненным показателям стоимости. «Ирригация ва мелиорация» журнали, Махсус сон, 2019 йил, 62-66 б.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
ГЛАВА 1. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РЕЖИМЫ ИРРИГАЦИОННЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК .....	5
1.1 Особенности эксплуатационных режимов ирригационных насосных станций.....	5
1.2 Методы регулирования на ирригационных насосных станциях .....	6
ГЛАВА 2. ОБТОЧКА (ОБРЕЗКА) РАБОЧЕГО КОЛЕСА .....	8
2.1 Общие положения.....	8
2.2 Рекомендации по проведению мероприятий по снижению энергопотребления обточкой рабочего колеса.....	11
ГЛАВА 3. МЕТОД РЕГУЛИРОВАНИЯ ИЗМЕНЕНИЕМ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НАСОСА .....	13
3.1. Способы изменения частоты вращения. Недостатки и преимущества.	13
3.2. Лабораторные опыты по изучению влияния изменения частоты вращения на параметры насосной установки.....	15
3.3. Натурные испытания насосного агрегата с частотным преобразователем .....	38
3.4. Рекомендации по применению частотных преобразователей на оросительных насосных станциях .....	49
ГЛАВА 4. ВЫБОР И ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕТОДА РЕГУЛИРОВАНИЯ.....	55
4.1. Критерии выбора .....	55
4.2. Выбор метода регулирования на ирригационных насосных станциях..	57
4.3. Оценка экономической эффективности применяемых методов регулирования .....	58
ГЛАВА 5. ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ОРОСИТЕЛЬНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ .....	64
5.1. Энергосбережение на насосных станциях путем качественного регулирования работы насосных агрегатов.....	64

5.1.1. Расчет рекомендуемой величины подрезки рабочего колеса насосной станции «Кизил Байрак».....	- 65
5.1.2 Расчет рекомендуемой величины подрезки рабочего колеса насосной станции «Улугбек-II».....	72
5.1.3 Расчет рекомендуемой величины подрезки рабочего колеса насосной станции «Иттифок».....	78
5.1.4 Расчет рекомендуемой величины подрезки рабочего колеса насосной станции «Навои» .....	84
5.1.5. Расчет рекомендуемой величины подрезки рабочего колеса насосной станции «Туркистон» .....	89
5.2 Оценка экономической эффективности применения струйных насосов для откачки дренажных вод на насосных станциях (на примере насосной станции «Кизилтепа-2»).....	94
5.3 Влияние механических примесей в перекачиваемой воде на энергетические показатели насосных установок. ....	100
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	105
ЛИТЕРАТУРА .....	107

**МУХАММАДИЕВ МУРАДУЛЛА МУХАММАДИЕВИЧ  
КАН ЭДУАРД КЛИМЕНТИЕВИЧ**

**МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ  
РЕЖИМОВ ИРРИГАЦИОННЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ: ВЫБОР И  
ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ**

