

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Кафедра Электрических машин и электропривода
Специальность 6М071800 – Электроэнергетика

Допущен к защите
Зав. кафедрой ЭМЭП

« _____ » _____ 2018 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ
пояснительная записка

Тема Автоматизированный энергосберегающий
электропривод центробежных насосов теплоснабжения

Магистрант  Дукенбаев С.Т.
подпись (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации  Сагитов П.И.
подпись (Ф.И.О.)

Рецензент _____
подпись (Ф.И.О.)

Алматы, 2018 г.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Факультет Электроэнергетический
Специальность 6М071800 – Электроэнергетика
Кафедра Электрических машин и электропривода

ЗАДАНИЕ

на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Дукенбаеву Султану Талгатовичу
(фамилия, имя, отчество)

Тема диссертации Автоматизированный энергосберегающий
электропривод центробежных насосов теплоснабжения

утверждена Ученым советом университета № ___ от «__» _____ 2018 г.
Срок сдачи законченной диссертации «22» июня 2018 г.

Цель исследования: Целью настоящей магистерской диссертации является проектирование автоматизированного электропривода насосной установки для модернизации ныне существующей. Таким образом, в этой работе рассматривается математический расчет регулирования подачи напора жидкости, с помощью дроссельной заслонки, и ее влияние на частоту вращения установки.

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов или краткое содержание магистерской диссертации:

1. Введение
2. Проектирование функциональной схемы автоматизированного электропривода
3. Энергетическая эффективность асинхронных электроприводов.
4. Математическая модель и обоснование его параметров.
5. Заключение

Рекомендуемая основная литература

1. Энергосберегающий асинхронный электропривод // И.Я. Браславский, З.Ш. Ишматов, В.Н. Поляков: Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 256 с.
2. Анхимюк В.А., Опейко О.Ф., Михеев Н.Н. Теория автоматического управления. - Мн.: Дизайн ПРО, 2000. -412с.
3. Актуальность проблемы энергосбережения в системе водоснабжения // Ежемесячная газета «Новости приводной техники». – М., 2001. – №6. – С. 6
4. Ключев В Бабокин Г.И. Энергосбережение в электроприводе конвейера // Изв. вузов. Горный журнал. – 2002. – №1. – С. 122 – 125.
5. Использование частотно-регулируемого электропривода в насосных станциях // Ежемесячная газета «Новости приводной техники». – М.: 2002. – №2(10). – Код № 10 – 6.
6. Силовые Частотно-регулируемый асинхронный электропривод как средство энергосбережения / И.А. Авербах, Е.И. Барац, И.Я. Браславский, З.Ш. Ишматов // Энергетика региона. – Екатеринбург, 2002. – №2(45). – С. 34 – 35.

Г Р А Ф И К подготовки магистерской диссертации

| Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов | Сроки представления научному руководителю | Примечание |
|---|---|------------|
| 1. Обзор литературных источников по теме диссертации | 09.01.2018-9.02.2018 | выполнено |
| 2. Проектирование функциональной схемы автоматизированного электропривода | 11.02.2018-11.03.2018 | выполнено |
| 3. Создание математической модели и обоснование ее параметров | 15.03.2018-15.04.2018 | выполнено |

Дата выдачи задания _____ 05.01.2018 г. _____

Зав. кафедрой _____ (_____) (подпись) (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации _____ (Саятов П.И.) (подпись) (Ф.И.О.)

Задание принял к исполнению магистрант _____ (Дукенбаев Е.Т.) (подпись) (Ф.И.О.)

ТҮЙІНДЕМЕ

Дипломдық жұмыс кіріспеден, 3 бөлімнен, қорытынды бөлімнен, 63 беттен, 27 суреттен, 27 пайдаланылған әдебиеттер тізімінен тұрады.

Тақырыбы: «Орталықтан тепкіш жылу сорғыларының автоматтандырылған энергия үнемдейтін электр жетегі»

Түйін сөздер: центрден тепкіш сорғы, энергия үнемдеу, дроссель, есептеу, сұйық шығыны, гидравликалық мотор, бұрыштық жылдамдық.

Жұмыстың өзектілігі. Заманауи электр жетектерін басқару жүйесі энергияны үнемдеуді, жоғары жиіліктегі бақылау дәлдігін, оңтайлы басқару заңын, жоғары сенімділікті және төмен шығынды қамтамасыз етуі керек.

Өндірістік процестердің сапасына технологиялық талаптарды арттыру, жоғары технологияларды енгізу қажеттілігі реттелетін электр жетектерін өнеркәсіптік және ауылшаруашылық өндірісінің түрлі салаларына енгізудің тұрақты үрдісін анықтайды.

Осы магистрлік диссертацияның шеңберінде жылу және гидроэлектр станцияларындағы сұйықтықтың (будың) басын автоматты басқаруға арналған дроссельдік қақпақты қолданып сұйықтықтың немесе будың тұрақты қысымын қамтамасыз етеді.

Зерттеу жұмысының мақсаты: Магистрлік диссертациялық жұмыстың мақсаты – қолданыстағы автоматтандырылған электржетегін модернизациялау үшін сорғы қондырғысын жобалау. Осылайша, осы жұмыста математикалық есептеулер сұйықтық ағынының дроссель көмегімен және оның гидромоторының айналу жылдамдығына әсерін реттеу қарастырылады.

Дамыған әдіске сәйкес автоматтандырылған электр жетегі арқылы қолданылатын технологиялық блок үшін дроссельдік қақпақ диаметрінің оңтайлы нұсқаларын есептеуге болады.

Магистрлік диссертацияда гидравликалық сорғының толығымен жұмыс істеуін сипаттайтын математикалық модель әзірленді. Салынған теңдеулер жүйесі үшін ерітінді сандық түрде жүзеге асырылады. Сандық шешімдердің негізінде гидродинамикалық насостың бұрыштық жылдамдықтары дроссельдің әртүрлі орналасу жағдайларында анықталады.

АННОТАЦИЯ

Дипломная работа состоит из введения, 3 разделов, заключительной части, 63 страниц, 27 рисунков, 27 списка использованной литературы из наименований.

Тема: «Автоматизированный энергосберегающий электропривод центробежных насосов теплоснабжения»

Ключевые слова: центробежный насос, энергосбережение, дроссельная заслонка, расчет, расход жидкости, гидромотор, угловая скорость.

Актуальность исследуемой работы. Современная система управления электроприводом должна обеспечивать максимальную экономию электроэнергии, высокую точность регулирования частоты, оптимальный закон управления, иметь высокую надежность и невысокую стоимость.

Возрастающие технологические требования к качеству производственных процессов, необходимость внедрения высоких технологий обуславливают устойчивую тенденцию внедрения в различные отрасли промышленного и сельскохозяйственного производства регулируемых электроприводов.

В рамках этой магистерской диссертации рассматривается применение дроссельной заслонки для автоматического регулирования напора жидкости (пара) в тепловой и гидроэлектростанциях для обеспечения более стабильной давлений жидкости или пара.

Цель исследования: Целью настоящей магистерской диссертации является проектирование автоматизированного электропривода насосной установки для модернизации ныне существующей. Таким образом, в этой работе рассматривается математический расчет регулирования подачи напора жидкости, с помощью дроссельной заслонки, и ее влияние на частоту вращения установки.

По разработанной методике можно посчитать оптимальные варианты диаметров дроссельной заслонки для применяемой технологической установки, которое поддерживается автоматическим электроприводом.

В магистерской диссертационной работе разработана математическая модель, описывающая полную работу гидронасоса с дросселированием. Приведена численная реализация решения для составленной системы уравнений. По результатам численных решений определены угловые скорости гидродинамического насоса при разных положениях дросселя.

ANNOTATION

Diploma work consists of an introduction, 3 main chapters, conclusion, 63 pages, 27 figures, 27 a list of the references.

Topic: «Automated energy-saving electric drive of centrifugal heat pumps»

Keywords: centrifugal pump, energy saving, throttle valve, calculation, flow rate, hydraulic motor, angular speed.

Relevance of the research work. A modern electric drive control system should provide maximum energy savings, high frequency control accuracy, optimal control law, high reliability and low cost.

Increasing technological requirements for the quality of production processes, the need to introduce high technologies determine the steady trend of introducing regulated electric drives into various branches of industrial and agricultural production.

In the framework of this master's thesis, the use of a throttle valve for automatic control of the head of liquid (steam) in thermal and hydroelectric power stations is considered to provide a more stable pressure of liquid or vapor.

The purpose of the research work: The purpose of this master's thesis is to design an automated electric drive of a pumping unit for modernization of the existing one. Thus, in this paper, mathematical calculation is considered to regulate the flow of fluid, using a throttle valve, and its effect on the rotational speed of the plant.

According to the developed method, it is possible to calculate the optimal variants of the throttle valve diameters for the applied process unit, which is supported by an automatic electric drive.

In the master's thesis, a mathematical model has been developed that describes the full operation of the hydraulic pump with throttling. Numerical realization of the solution for the constructed system of equations is given. Based on the results of numerical solutions, the angular velocities of the hydrodynamic pump are determined for different positions of the throttle valve.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 3 |
| 1 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА..... | 5 |
| 1.1 Обзор систем электропривода, применяемых в промышленной установке..... | 5 |
| 1.2 Выбор рациональной системы электропривода и проектирование функциональной схемы автоматизированного электропривода..... | 9 |
| 2 ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ..... | 11 |
| 2.1 Кинематически связанные электроприводы..... | 11 |
| 2.2 Электроприводы центробежных насосов..... | 14 |
| 2.3 Электроприводы вентиляторов и турбокомпрессоров..... | 21 |
| 2.4 Электроприводы поршневых машин..... | 28 |
| 3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОНАСОСА И ОБОСНОВАНИЕ ЕГО ПАРАМЕТРОВ..... | 31 |
| 3.1 Общее физическое и математическое описание проблемы..... | 31 |
| 3.2 Определения закона изменения угловой скорости гидрогенератора..... | 37 |
| 3.3 Определение закона изменения расхода жидкости в дроссельной заслонке..... | 41 |
| 3.4 Режимы работы гидравлического вариатора..... | 44 |
| 3.5 Гидродинамическая модель дросселя..... | 48 |
| 3.6 Система уравнения для гидравлической заслонки и его проектирование..... | 51 |
| ВЫВОД..... | 59 |
| СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ..... | 60 |
| Приложение А..... | 62 |

ВВЕДЕНИЕ

Темой данной магистерской диссертации является автоматизированный энергосберегающий электропривод центробежных насосов теплоснабжения.

По данной тематике проф. П.И.Сагитовым и его учениками проделаны очень много научных работ.

Из анализа мирового и отечественного опыта развития можно сделать следующие выводы относительно задач дальнейшего развития установки: при работе этого оборудования необходимо изменять режимы работы электродвигателей в широких пределах, но главной целью является максимальная экономия электроэнергии. Поэтому, вопрос выбора системы управления электроприводом, т.е. с регулированием подачи давления жидкости является очень важным этапом проектирования оборудования.

Возрастающие технологические требования к качеству производственных процессов, необходимость внедрения высоких технологий обуславливают устойчивую тенденцию внедрения в различные отрасли промышленного и сельскохозяйственного производства регулируемых электроприводов.

Современная система управления электроприводом должна обеспечивать максимальную экономию электроэнергии, высокую точность регулирования частоты, оптимальный закон управления, иметь высокую надежность и невысокую стоимость. Такие системы управления строятся на базе микропроцессоров и позволяют достигнуть высоких показателей требуемых технологических параметров.

Широкое использование регулируемых электроприводов привело к тому, что современный электропривод является не только энергосиловой основой, позволяющей обеспечить производственные механизмы необходимой механической энергией, но и средством управления технологическими процессами, так как задачи по реализации качества производственных процессов в настоящее время в большинстве случаев возлагаются на системы управления регулируемые электроприводами в сочетании с системами технологической автоматики. В связи с возрастанием цен на энергоносители, в частности на электроэнергию, и ограниченными возможностями увеличения мощности энергогенерирующих установок проблема энергосбережения, в том числе снижения электропотребления, приобретает особую актуальность.

Контроль и управление установкой с регулированием осуществляется контроллером. Сигнал обратной связи о повышении или снижении давления в системе, поступающий с датчика давления на контроллер, сравнивается с ранее введенным заданием, и затем сигнал рассогласования поступает на преобразователь частоты. Преобразователь в соответствии с сигналом меняет частоту вращения рабочего насоса. Таким образом, преобразователь частоты постоянно поддерживает требуемое значение давления в системе.

Энергосбережение стало одним из приоритетных направлений технической политики во всех развитых странах мира. Это связано, во-первых, ограниченностью и невозобновляемостью основных энергоресурсов, во-

вторых, с непрерывно возрастающими сложностями их добычи и стоимостью, в-третьих, с глобальными экологическими проблемами, обозначившимися на рубеже тысячелетий.

При увеличении расхода преобразователь частоты увеличивает частоту вращения рабочего насоса, а при достижении его номинальной скорости вращения включается дополнительный насос. При снижении расхода преобразователь частоты уменьшает частоту вращения рабочего насоса, а при достижении минимальной скорости его вращения выключает поочередно дополнительные насосы. Установка с преобразователем частоты работает внутри заданного интервала. При получении от преобразователя частоты сигнала аварии установка переходит в автоматический режим работы, при котором насосы включаются и выключаются при достижении границ заданного интервала.

Энергосбережение является наиболее дешевым и безопасным способом увеличения энергогенерирующих мощностей, так как затраты на экономию 1 кВт мощности обходятся в 4–5 раз дешевле, чем стоимость вновь вводимого 1 кВт мощности.

Задачей настоящего магистерской диссертации является проектирование автоматизированного электропривода насосной установки для модернизации ныне существующей. Таким образом, в этой работе рассматривается математический расчет регулирования подачи напора жидкости и ее влияние на частоту вращения установки.

Основные потери (до 90%) приходятся на сферу энергопотребления, в которой должны быть сконцентрированы основные усилия по энергосбережению электроэнергии. Так как электроприводы потребляют до 70% вырабатываемой электроэнергии, наиболее существенная экономия электроэнергии может быть достигнута при использовании регулируемых электроприводов для управления технологическими процессами, что в сочетании с возможностями автоматизации может обеспечить оптимальное использование электроэнергии и других ресурсов.

В связи с тем что среди регулируемых электроприводов доминирующее положение занимают частотно-регулируемые электроприводы, их массовое применение позволяет решать не только технологические задачи, но и проблему энергосбережения.

В данной работе в систематизированном виде изложен комплекс вопросов, связанных с возможностями энергосбережения при использовании регулируемых электроприводов, главным образом управляемых; обоснованы рациональные способы применения энергосберегающего электропривода; намечены схемные решения, обеспечивающие энергосбережение при управлении различными технологическими процессами и производственными механизмами; дана количественная оценка снижения электропотребления и других ресурсов.

1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА

1.1. Обзор систем электропривода, применяемых в промышленной установке

В современных отечественных и зарубежных системах регулирование режимов работы насосных установок осуществляется посредством автоматизированного регулируемого электропривода. В таких системах регулируемым параметром является напор жидкости. Современное развитие техники позволяет поддерживать заданный напор с большой точностью. Однако высокая точность влечет за собой непрерывное изменение частоты вращения электродвигателя насосного агрегата и вследствие этого способствует возникновению знакопеременных нагрузок на отдельные элементы насосного агрегата (эластичные муфты, соединяющие насос с двигателем и др.), ведущих к преждевременному их износу. Поэтому в ряде случаев приходится устанавливать повышенную зону нечувствительности системы регулирования, что понижает точность стабилизации напора [1].

Стабилизация напора жидкости осуществляется за счет того, что при уменьшении водозабора напор в сети увеличивается, а частота вращения электродвигателя насоса в результате действия системы регулирования уменьшается. При увеличении водопотребления, наоборот, напор жидкости в сети падает, а частота вращения увеличивается. Основная цель системы стабилизации напора жидкости в системе трубопроводов заключается в поддержании напора на заданной отметке. В системах стабилизации напоров в сети, необходимо предусматривать включение дополнительных нерегулируемых насосов при существенных увеличениях притока или водопотребления и отключение их при уменьшении. Регулируемым приводом должны оснащаться наиболее крупные насосные агрегаты с наиболее пологой характеристикой. В случае использования однотипных насосов во избежание образования мертвых зон рабочие колеса нерегулируемых насосов должны иметь диаметры, меньшие регулируемых. При равенстве диаметров и работе регулируемого насоса в режиме максимальных подач с повышенной частотой вращения (в случае применения частотного электропривода) он должен быть укомплектован двигателем повышенной мощности в соответствии с рекомендациями [2].

Несмотря на явные преимущества, регулируемый электропривод еще не получил широкого распространения в насосных установках. В настоящее время сложились условия, требующие его более широкого использования. Бурное развитие полупроводниковой техники позволило создать на базе статических преобразователей надежные и сравнительно недорогие регулируемые электроприводы. Кроме того, мировой энергетический кризис наглядно продемонстрировал подлинную ценность энергетических ресурсов и стимулировал меры по их рациональному расходованию. В результате этого расширились работы по исследованию, разработке и созданию насосных

установок, оснащенных автоматизированным регулируемым электроприводом. Ниже приводится описание некоторых, наиболее характерных установок.

В насосной станции Москвастрой (г. Москва) обычный короткозамкнутый асинхронный электродвигатель насоса мощностью 110 кВт/ч включен через преобразователь ПЧТ, разработанный в НИИ ХЭМЗ. Система управления электроприводом построена аналогично ранее описанной, за исключением того, что в качестве преобразователя уровня в системе использован ультразвуковой уровнемер ЭХЗ. Применение частотного электропривода в этой установке уменьшает потребление электроэнергии на 60 тыс. кВт·ч в год, т.е. примерно на 5 %.

В насосных станциях используются также частотные преобразователи типа ПЧР-2 и производства финской фирмы Stromberg, на основе которых созданы и работают свыше 10 систем автоматического регулирования режима работы насосных станций с агрегатами мощностью от 75 до 160 кВт. Система регулирования с применением частотного преобразователя типа SAMI фирмы Stromberg длительное время эксплуатируется на Ново-Нагатинской станции, обеспечивая экономию электроэнергии 7-8% общего ее потребления.

Частотные преобразователи фирмы Stromberg - высоконадежные и достаточно компактные средства регулирования насосных агрегатов. Для обеспечения равномерного использования насосных агрегатов предусматривается устройство, с помощью которого они могут поочередно подключаться к одному преобразователю.

Известны случаи применения отечественных частотных преобразователей типа ПЧТ в г. Харькове, типа ЭКТ - в г. Ленинграде и др.

На Филевской насосной станции г. Москва внедрена САУ с использованием электропривода на базе вентильного электродвигателя. Из шести насосов марки 30-ФВ-17, установленных на станции, один из них оснащен таким электроприводом с применением преобразователя ПЧВН, разработанного НИИ ХЭМЗ. Мощность электропривода 1600 кВт, напряжение двигателя 10 кВ. Преобразователь подключен к питающей электросети через понижающий сухой трансформатор мощностью 4000 кВ·А, а двигатель - к преобразователю через такой же повышающий трансформатор. В состав преобразователя входит также тиристорный преобразователь питания системы возбуждения синхронного электродвигателя, который при внедрении электропривода не заменялся. Система управления электроприводом насоса аналогична вышеописанной. В качестве датчика уровня использован воздушный колокол и дифманометр с выходом 0-5 мА. В системе управления использован ПИ-регулятор типа Р-17. Применение САУ с регулируемым электроприводом снизило потребление электроэнергии примерно на 1200 тыс. кВт·ч год, улучшило условия эксплуатации насосного оборудования, облегчило условия работы оперативного персонала.

Анализ работы САУ и выполненные расчеты показывают, что оборудование аналогичным электроприводом второго насосного агрегата позволяло бы увеличить экономию электроэнергии почти вдвое. На станции

прошло проверку устройство, исключаящее работу регулируемого насоса в зоне низких КПД.

Возможность управления частотой вращения короткозамкнутых асинхронных электродвигателей была доказана сразу же после их изобретения. Реализовать эту возможность удалось лишь с появлением силовых полупроводниковых приборов - сначала тиристоров, а позднее транзисторов IGBT. В настоящее время во всём мире широко реализуется способ управления асинхронной машиной, которая сегодня рассматривается не только с точки зрения экономии энергии, но и с точки зрения совершенствования управления технологическим процессом.

Управление электродвигателями переменного тока осложнено рядом обстоятельств, из которых наиболее существенные это:

- момент электродвигателя определяется произведением двух результирующих векторов электромагнитных параметров статора и ротора и является функцией четырех переменных;

- имеется сильное взаимодействие намагничивающих сил статора и ротора, взаимное состояние которых непрерывно меняется при вращении ротора;

- с целью лучшего использования двигателя в различных режимах его работы возникает задача регулирования магнитного потока двигателя.

Требования к электроприводу определяются диапазоном регулирования скорости и типом нагрузки. Зависимость между скоростью вращения и моментом сопротивления неодинаковы для нагрузок разного типа.

Некоторые виды нагрузки имеют переменную механическую характеристику, для которой момент нагрузки возрастает с увеличением скорости вращения. Типичным примером устройств с такой нагрузкой являются насосы, чья механическая характеристика описывается уравнением квадратичной параболы, а значит, потребляемая мощность пропорциональна кубу скорости вращения. Из этого следует, что даже небольшое снижение скорости электропривода может дать значительный выигрыш в мощности - вот почему экономия электроэнергии является главным преимуществом использования управляемого электропривода для насосов. Теоретически снижение скорости на 10% даёт тридцати процентную экономию мощности.

Использование регулируемого электропривода в турбомеханизмах позволяет выиграть следующих моментах:

- высокий коэффициент мощности ($\cos\varphi$) помогает снизить затраты на потребляемую электроэнергию.

- 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 ток, в 6-7 раз превышающий номинальное значение. Таким образом, можно избежать опасности поражения большими токами, а так же снизить расходы при установке и прокладке.

- отсутствие необходимости в техобслуживании: инвертор не требует техобслуживания, так как состоит из статических элементов.

- экономия электроэнергии от 30 до 60%.

Поэтому нет ничего удивительного в том, что непрерывно растет число предприятий, рассматривающих применение электроприводов с регулируемой частотой вращения как ключ к энергосбережению, повышению рентабельности и конкурентоспособности предприятия, улучшению экологической обстановки. Опыт индустриально развитых стран показывает, что при эффективной технической политике вопрос о том, куда направлять капиталовложения - на увеличение производства электроэнергии или на энергосбережение, в подавляющем большинстве случаев решается в пользу инвестиций в энергосбережение [3].

По данным консалтинговой группы AGS Advisory Group (США), в 2007 году мировой рынок регулируемых электроприводов оценивался примерно в 2,6 млрд USD и в ближайшие несколько лет будет расти ежегодно на 5,3%. Предполагается, что за пять лет в индустриально развитых странах соотношение нерегулируемого и регулируемого электропривода составит 1:

. В Белоруссии регулируемый электропривод составляет пока не более 2-2,5% всего рынка приводов.

Создание силовых полупроводниковых приборов с новыми свойствами и характеристиками позволило осуществлять преобразование электрической энергии в формах, наиболее удобных для ее электромеханического преобразования, что открыло широкие возможности для создания технически совершенных регулируемых электроприводов. А использование достижений микропроцессорной и компьютерной техники принципиально изменило элементную базу, функциональные возможности и "интеллект" систем управления электроприводами. Например, по данным ЕРГІ (институт электроэнергетики США), в рамках реализации программы по реконструкции 60 энергоблоков ТЭС в период с 1986 по 1995 год введены более 300 частотно-регулируемых асинхронных электроприводов мощностью от 630 до 4500 кВт напряжением 2400, 4160 и 6600 В, что обеспечило годовую экономию электроэнергии около 1 млрд кВт. ч. Помимо прямой экономии электроэнергии, применение мощных частотно-регулируемых электроприводов с ВПЧ позволило поднять мощность энергоблоков. Для сравнения эффективности управления насосом с помощью ПЧ возьмем результаты исследований, проводившихся в России.

Традиционно для регулирования давления используются заслонки, которые изменяют производительность насоса. При использовании регулируемого электропривода с преобразователем частоты производительность насоса может изменяться за счет изменения частоты вращения двигателя [4].

Высокие показатели экономии электроэнергии связаны также с тем, что в результате испытаний выявлено существенное завышение номинальной мощности применяемых двигателей. При использовании преобразователей частоты в данной системе могут применяться электродвигатели существенно меньшей номинальной мощности. Проектирование различных систем

водоснабжения с использованием регулируемого асинхронного электропривода позволяет оптимизировать их состав, обеспечить уменьшение их стоимости и существенную экономию электроэнергии при эксплуатации [5].

1.2 Выбор рациональной системы электропривода и проектирование функциональной схемы автоматизированного электропривода

Выбор системы управления осуществляется на основе анализа сравнительных технических данных, а именно: диапазона регулирования, способа управления, ресурса (уровня износостойкости), диапазона возможных мощностей электроприводов, показатели энергетики и динамики, а также дополнительных данных, определяющих условия эксплуатации электроприводов. Экономическая оценка систем управления должна базироваться на принципе минимальных расходов, связанных с первоначальными затратами, эксплуатационными затратами на ремонт, а также затратами на ремонт, а также затратами энергии. Выбирается система, обладающая наилучшими экономическими показателями. Если экономические показатели сравниваемых систем близки, то производится дополнительная оценка по массогабаритным показателям и условиям размещения электрооборудования. В настоящее время наибольшее распространение получили системы электроприводов переменного тока, т.к. они дешевле и надежнее электроприводов постоянного тока [6].

Выбираем скалярное управления насосами, так как оно имеет следующие преимущества:

Экономический эффект от внедрения преобразователей частоты: экономия электрической энергии благодаря оптимизации работы насосных агрегатов составляет в среднем по объектам 30-60%, снижение расхода воды до 5% и уменьшение скрытых утечек за счет обеспечения постоянства давления в сети и снятия избыточного напора.

Уменьшение напора при стабильной подаче.

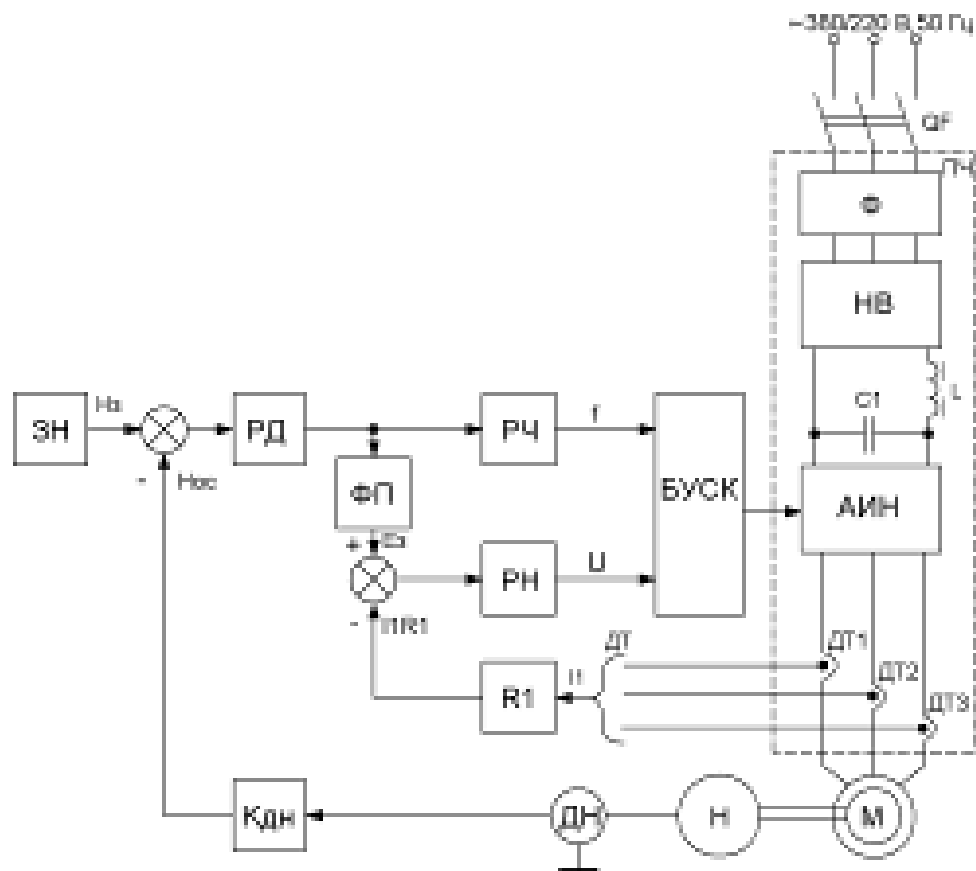
Уменьшение механической, а, следовательно, и электрической мощности, потребляемой из сети, вследствие уменьшения скорости вращения

Исключение при регулировании гидравлических потерь в виду отсутствия дроссельных элементов.

Уменьшение реактивной мощности, которой обменивается электродвигатель с питающей сетью.

Проектируемый автоматизированный электропривод насоса имеет датчик напора, регулятор давления, на вход которого подается разность сигнала задания и обратной связи по измеренному значению напора. В схему также введем обратную связь по току двигателя для компенсации падения напряжения на активном сопротивлении статора. Данный сигнал обратной связи вычитается из заданного значения ЭДС статора и поступает на блок регулятора напряжения. Поддержание напора в заданных пределах осуществляется изменением скорости вращения двигателя с помощью регулятора частоты. В блоке управления силовыми ключами обрабатываются

сигналы с регуляторов частоты и напряжения, на основании которых вырабатываются управляющие импульсы, поступающие на транзисторы ПЧИИ. Полученная функциональная схема представлена на рисунке 1.



ЗН - задатчик напора, N_3 - напряжение сигнала задания напора, N_{oc} - напряжение сигнала обратной связи по измеренному напору, РД - регулятор давления, ФП - функциональный преобразователь ЭДС, РЧ - регулятор частоты, РН - регулятор напряжения, М - двигатель, Ф - фильтр, L - индуктивность фильтра, C_1 - конденсатор фильтра, Н - насос, ПЧ - преобразователь частоты, ДТ1-ДТ3 - датчики тока, АИН - автономный инвертор напряжения, ДН - датчик напора, НВ - неуправляемый выпрямитель, Γ_1 - активное сопротивление статора, E_3 - заданное значение ЭДС статора, I_1 - ток статора, $K_{дн}$ - коэффициент обратной связи по напору, U - напряжение, БУСК - блок управления силовыми ключами.

Рисунок 1. Функциональная схема электропривода насоса

2 ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ

2.1 Кинематически связанные электроприводы

Постоянные потери асинхронного электропривода не зависят от его нагрузки и остаются практически неизменными при неизменной скорости. Вместе с тем переменные потери, к которым отнесены потери в меди статора и ротора, зависят от нагрузки. Имеется большое число механизмов, в которых нагрузка электропривода зависит от характеристик механизма, на которые можно повлиять в процессе проектирования, наладки и даже эксплуатации.

В качестве примера рассмотрим многодвигательные электроприводы таких механизмов, как рольганги, механизмы перемещения крана, поворота платформы экскаватора, различных транспортных машин и т.д. Достаточно часто электроприводы механизмов выполняют двух- или многодвигательными для уменьшения их момента инерции, что позволяет улучшить динамику процессов [7].

Во всех этих механизмах скорость двигателей, как правило, одинакова, а распределение статической нагрузки, если не приняты специальные меры, оказывается неравномерным.

Причиной неравномерной нагрузки двигателей обычно является незначительное отличие механических статических характеристик двигателей. На рис. 2 представлены механические характеристики двух одинаковых асинхронных двигателей при питании их от сети. При одинаковой частоте вращения моменты двигателей соответственно для АД № 1 и АД № 2 определяются выражениями:

$$M_{c1}=M_{c,cp}+\Delta M_c; M_{c2}=M_{c,cp}-\Delta M_c,$$

где $M_{c,cp}$ – среднее значение статического момента, $M_{c,cp}=(M_{c1}+M_{c2})/2$; ΔM_c – отклонение статического момента от среднего.

очевидно, что аналогичная картина будет наблюдаться и в регулируемых электроприводах. Причиной этого является как разброс параметров отдельных двигателей, так и различие в настройках систем управления. оценим влияние неравномерности деления нагрузок на потери энергии в двигателе.

Переменные потери энергии в двигателе (потери в меди статора и ротора) можно выразить через механические переменные:

$$\Delta P_m = M\omega_0 S(1+a), \quad (1)$$

где $a = \Gamma_1/\Gamma_2'$.

Так как работа двигателя в двигательном режиме происходит на линейном участке механической характеристики, то скольжение двигателя можно достаточно точно выразить через его момент:

$$S = \frac{M}{\beta\omega_0},$$

где β – жесткость линейного участка механической характеристики, $\beta = M_{\text{ном}}/\omega_0 S_{\text{ном}}$.

Тогда

$$\Delta P_m = \frac{1+a}{\beta} M^2.$$

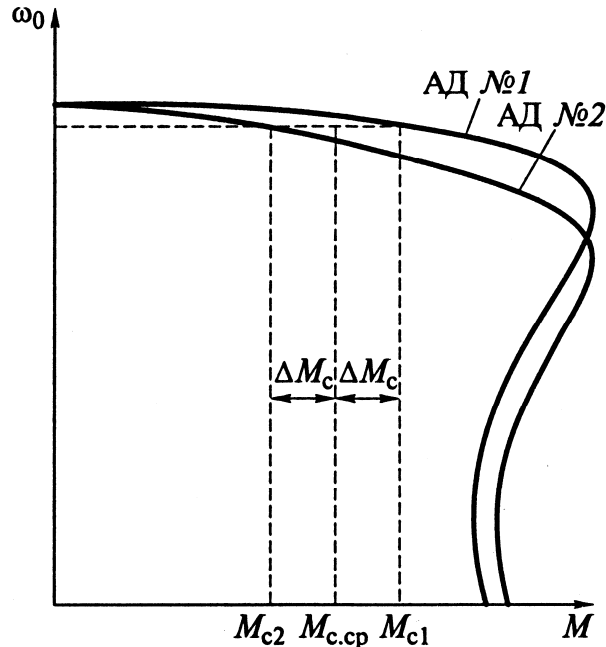


Рисунок 2. Распределение момента нагрузки между двумя параллельно работающими двигателями

Потери в меди в номинальном режиме работы двигателя (при $M = M_{\text{ном}}$) составят

$$\Delta P_{\text{ном}} = \frac{1+a}{\beta} M_{\text{ном}}^2.$$

Тогда при работе двигателя с моментом, отличным от номинального, потери в меди

$$\Delta P_m = \Delta P_{\text{м.ном}} (M / M_{\text{ном}})^2.$$

Для приведённого выше примера потери в меди первого двигателя составят

$$\Delta P_{\text{м(1)}} = \Delta P_{\text{м.ном}} \left(\frac{M_{\text{c.ср}} + \Delta M_c}{M_{\text{ном}}} \right)^2,$$

для второго –

$$\Delta P_{\text{м(2)}} = \Delta P_{\text{м.ном}} \left(\frac{M_{\text{c.ср}} - \Delta M_c}{M_{\text{ном}}} \right)^2,$$

а суммарные потери в двух двигателях –

$$\Delta P_{\text{м}\Sigma} = 2\Delta P_{\text{м.ном}} \frac{M_{\text{c.ср}}^2 + \Delta M_c^2}{M_{\text{ном}}^2}.$$

очевидно, что если двигатели загружены одинаково, то суммарные потери в двух двигателях

$$\Delta P_{m\Sigma} = 2\Delta P_{m.ном} \frac{M_{с.ср}^2}{M_{ном}^2},$$

т.е. меньше на величину дополнительных потерь

$$\Delta P_{m\Sigma доп} = 2\Delta P_{m.ном} \frac{M_c^2}{M_{ном}^2}.$$

В качестве примера выполним расчет потерь в меди в двух двигателях типа МТМ412-6, работающих на общую нагрузку. Двигатели имеют следующие номинальные данные: $P_{ном}=22$ кВт; $\omega_{ном}=100,51$ с⁻¹; $S_{ном}=0,04$; $\Gamma_1=0,218$ ом; $\Gamma_2'=0,1922$ ом.

Потери в меди в номинальном режиме работы в соответствии с формулой (2.4) составят $\Delta P_{ном}=1,95$ кВт = $0,09 P_{ном}$.

Если $M_{с.ср}=0,5M_{ном}$, то при $\Delta M_c=0,2M_{ном}$ потери в двигателе с большей нагрузкой в соответствии с формулой (5) составят $\Delta P_{м(1)}=0,7^2\Delta P_{м.ном}=0,49\Delta P_{ном}=0,956$ кВт, а в двигателе с меньшей нагрузкой в соответствии с формулой (2.6) $\Delta P_{м(2)}=0,3^2\Delta P_{м.ном}=0,09\Delta P_{ном}=0,176$ кВт.

Суммарные потери в двух двигателях $\Delta P_{m\Sigma}=0,58\Delta P_{м.ном}=1,131$ кВт.

При равномерном делении нагрузки $\Delta P_{m\Sigma}=0,5\Delta P_{м.ном}=0,975$ кВт.

Дополнительные потери в меди при неравномерном делении нагрузки $\Delta P_{m\Sigma доп}=0,08\Delta P_{м.ном}=0,156$ кВт.

Если $\Delta M_c=0,5M_{ном}$, то дополнительные потери в меди обоих двигателей возрастут до величины $\Delta P_{m\Sigma доп}=0,5\Delta P_{м.ном}=0,975$ кВт.

На первый взгляд экономия энергии за счет выравнивания нагрузок этих двигателей незначительна, но следует учесть два обстоятельства. Во-первых, затраты на выравнивание нагрузок двигателей, как правило, невелики. Так, в случае использования двигателей с фазным ротором это может быть сделано за счет небольшого изменения дополнительных сопротивлений в цепи ротора. В системах ТПН – АД и ППЧ – АД это потребует более тщательной настройки регуляторов электроприводов и более точного формирования сигналов заданий на электроприводы. Во-вторых, при массовом использовании таких электроприводов суммарная экономия энергии может быть ощутимой.

Аналогичные рекомендации могут быть даны и для главных электроприводов многоклетевых прокатных станков, намоточно-размоточных устройств, в которых технологический процесс происходит с определенным натяжением обрабатываемого материала. очевидно, что работа таких электроприводов с минимально необходимым натяжением сопровождается уменьшением потерь в двигателях.

2.2 Электроприводы центробежных насосов

Турбомеханизмы, к которым относятся и центробежные насосы для перекачки воды и других жидкостей, потребляют до 25 % всей вырабатываемой электроэнергии. Работа этих систем отличается неравномерным потреблением воды, тепловой энергии, воздуха в течение суток в зависимости от погодных условий, времени года.

Мощность промышленных насосов лежит в пределах от единиц киловатт до нескольких десятков мегаватт. По назначению различают следующие группы насосов: коммунального и промышленного водоснабжения; погружные для подачи воды или нефти из скважин; циркуляционные; питательные; водоотлива; для транспорта нефти, пульпы и др.

Насосы, как правило, работают на сеть с противодействием, причем статический напор в сети составляет обычно не менее 20 % полного напора. Исключением являются циркуляционные насосы, которые могут работать на сеть трубопроводов, практически не имеющую статического напора.

обычно насосы оснащаются нерегулируемым электроприводом. Регулирование подачи осуществляется при этом практически единственным способом – дросселированием на стороне нагнетания [8].

Регулирование подачи насосов применяют в следующих случаях:

1. При необходимости регулирования количества жидкости, подаваемой насосом, по требованиям технологического процесса или в связи со случайным изменением потребности в жидкости. Например, подачу жидкости циркуляционным насосом системы охлаждения нужно регулировать в зависимости от количества теплоты, подлежащей отводу; подача воды насосом должна изменяться соответственно режиму водопотребления [9].

2. Если не требуется во время работы регулирование подачи жидкости насосом, но обеспечение требуемой подачи связано с первоначальной подрегулировкой насоса. Например, для подачи жидкости на определенную высоту H при постоянных расходе Q и сопротивлении гидросети по каталогу выбирается насос с ближайшими, но больше требуемых номинальными напором и расходом воды. Поэтому для работы с заданными параметрами напор и (или) расход воды насоса должны быть снижены до требуемых значений. Если насос работает при неизменной скорости, то простейшим способом регулирования его подачи является дросселирование, т. е. неполное открытие задвижки на напорном трубопроводе насоса [10].

Характерным примером являются станции горячего и холодного водоснабжения и системы отопления зданий. Механизмы этих станций, выбранные исходя из максимальной производительности, значительную часть времени работают с меньшей производительностью, что определяется изменением потребности в разные периоды времени. По некоторым данным среднесуточная загрузка насосов холодного водоснабжения составляет 50...55 % максимальной. Существующие системы водоснабжения с нерегулируемым электроприводом не обеспечивают заметного снижения потребляемой мощности при уменьшении расхода воды, а также обуславливают при этом существенный рост давления (напора) в системе, что приводит к утечкам воды и неблагоприятно сказывается на работе технологического оборудования и сетей водоснабжения [11].

Проиллюстрируем хорошо известную энергетическую и технологическую неэффективность дроссельного регулирования подачи воды насосом. Мощность, потребляемая насосом, определяется по формуле

$$P = \frac{QHg\rho}{\eta},$$

где P – мощность, кВт; Q – подача, м³/с; H – напор, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; ρ – плотность жидкой среды, кг/м³; η – КПД насоса.

На рис. 3 показаны характеристики производительности центробежного насоса при дроссельном и частотном регулировании. Кривая 1 характеризует работу нерегулируемого электропривода на номинальной частоте вращения, кривая 3 характеризует работу магистрали при полностью открытой заслонке. Значения расхода и напора воды приведены на рис. 3 в относительных единицах при использовании в качестве базовых величин номинального расхода $Q_{\text{ном}}$ и номинального напора $H_{\text{ном}}$. При номинальном расходе и напоре насос работает в точке A , а мощность, потребляемая насосом, пропорциональна площади прямоугольника $OKAL$. С уменьшением расхода при нерегулируемом электроприводе (на рис. 3 для примера показан расход воды, составляющий $0,6H_{\text{ном}}$) за счёт дроссельного регулирования происходит изменение сопротивления магистрали (кривая 4), насос работает в точке B кривой 1, что приводит к возрастанию напора, который становится больше номинального, а мощность насоса, пропорциональная площади прямоугольника $ODBF$, несущественно отличается от мощности, потребляемой при номинальном расходе, следовательно, и энергопотребление при уменьшенном расходе изменяется незначительно или практически не изменяется.

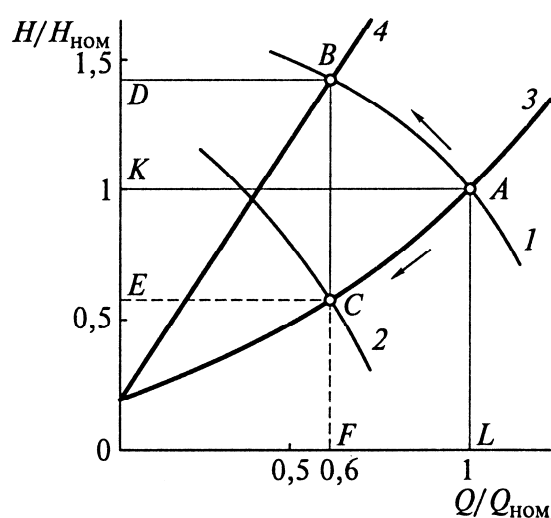


Рисунок 3. Характеристики производительности центробежного насоса при дроссельном и частотном регулировании

Таким образом, приведенные соображения объективно подтверждают необходимость перехода от систем дроссельного регулирования насосных агрегатов к системам автоматического управления ими путем автоматического поддержания необходимого технологического параметра, в частности, напора

(давления) при изменяющемся расходе воды за счет применения частотно-регулируемых асинхронных электроприводов [5, 7, 8, 9].

Возможности энергосберегающего управления при регулировании скорости электропривода по сравнению с дроссельным регулированием проиллюстрированы на рис. 3. За счет уменьшения скорости насос работает при снижении расхода в точке *C* на кривой 2 при неизменной характеристике магистрали (кривая 3). Мощность, потребляемая электроприводом в этом случае, пропорциональна площади прямоугольника *OECF*, что наглядно иллюстрирует возможности существенного снижения энергопотребления при внедрении регулируемых электроприводов насосов. Наряду с этим уменьшается при снижении расхода воды и напор в системе, что приводит к уменьшению потерь (утечек) воды [12-18].

Приведем методики для приближенной сравнительной оценки энергопотребления при изменении подачи центробежных насосов за счет дроссельного регулирования (ДР) и частотного регулирования (ЧР) скорости АД насоса [6].

Как указывалось выше, установившийся режим работы насосной установки при постоянной скорости приводного электродвигателя определяется точкой пересечения характеристики насоса, соответствующей этой частоте, и характеристики магистрали, подключенной к насосу. Характеристикой насоса является зависимость напора *H* от расхода *Q*, которую с достаточной степенью точности можно представить в виде:

$$H = H_{0н} \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2 - CQ^2, \quad (2)$$

где $H_{0н}$ – напор насоса при $Q = 0$ и $\omega = \omega_{ном}$; $\omega_{ном}$ – номинальная скорость электродвигателя; C – конструктивный коэффициент насоса, $C = (H_{0н} - H_{ном})/Q_{ном}^2$; $Q_{ном}$ и $H_{ном}$ – номинальные расход и напор.

Характеристика магистрали определяется следующим выражением:

$$H = H_c + RQ^2, \quad (3)$$

где H_c – статический напор (противодавление), соответствующий $Q = 0$ (закрытой задвижке); R – коэффициент сопротивления магистрали, $R = (H_{ном} - H_c)/Q_{ном}^2$.

Характеристики способов регулирования центробежного насоса и магистрали приведены на рис. 4.

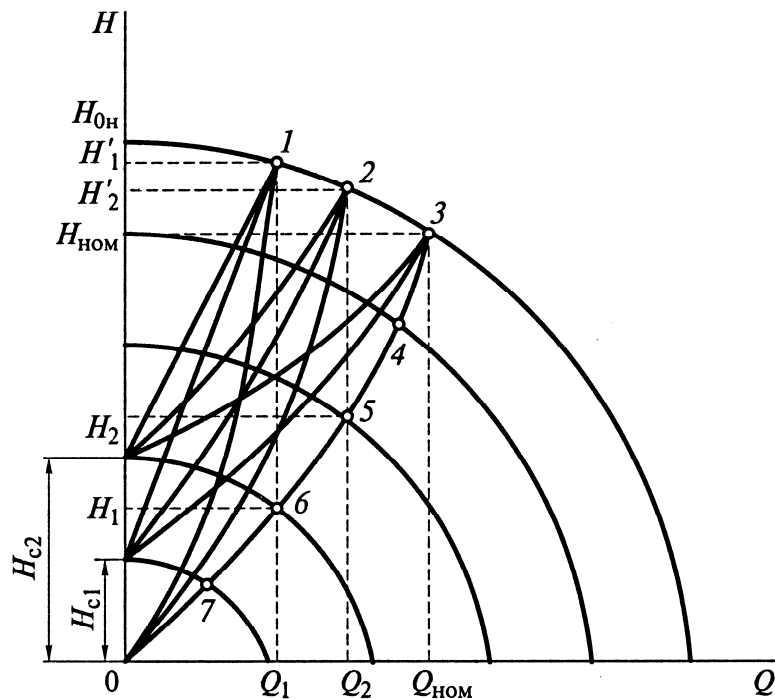
Мощность, потребляемая насосной установкой из сети:

$$P_1 = P_{мех} / \eta_1,$$

где $P_{мех}$ – мощность на валу двигателя насоса, $P_{мех} = M_c \omega$; M_c – статический момент нагрузки на валу двигателя; η_1 – КПД двигателя.

Регулирование подачи дроссельной заслонкой основано на изменении сопротивления магистрали. В этом случае при $\omega = \omega_{ном} = \text{const}$ рабочая точка механизма перемещается по Q – H -характеристике, соответствующей номинальной скорости двигателя, в сторону снижения подачи до точки пересечения с новой характеристикой магистрали (точки 1, 2, 3 на рис. 4).

При электрическом способе регулирования подачи рабочая точка перемещается по неизменной характеристике магистрали (точки 4, 5, 6, 7 на рис. 4). При этом с уменьшением подачи уменьшается и требуемый напор, что приводит к снижению статической мощности, необходимой для работы насоса с заданным расходом воды, по сравнению с дроссельным регулированием.



1, 2, 3 – рабочие точки при дроссельном регулировании подачи; 4, 5, 6, 7 – рабочие точки при регулировании подачи за счет изменения частоты вращения двигателя

Рисунок 4. Характеристики способов регулирования центробежного насоса

Рассмотрим КПД двигателя при различных способах регулирования подачи без учета потерь в стали и потерь от тока холостого хода.

При частотном управлении, осуществляемом при постоянстве абсолютного скольжения,

$$\eta_1 = \frac{1}{1 + \frac{\omega_{ном}}{\omega} \frac{S_{ном}}{1 - S_{ном}} (1 + a)},$$

где $S_{ном}$ – номинальное скольжение двигателя; a – отношение активных сопротивлений фазы статора Γ_1 и ротора Γ_2 , $a = \Gamma_1/\Gamma_2$.

При регулировании дроссельной заслонкой, когда $\omega = \omega_{ном} = const$, КПД двигателя постоянный и вычисляется по формуле $\eta_1 = (1 - S_{ном}) / (aS_{ном} + 1)$.

Чтобы получить расчётные выражения в функции от расхода, скольжение двигателя можно выразить через расход. Для этого в формуле (2) заменим

$(\omega/\omega_{\text{ном}})^2$ на $[(1-S)/(1-S_{\text{ном}})]^2$ и, решив его совместно с выражением (3) относительно S , получим

$$S = 1 - (1 - S_{\text{ном}}) \sqrt{h_c + Q_*^2 (1 - h_c)} = 1 - (1 - S_{\text{ном}}) A, \quad (4)$$

где $h_c = H_c/H_{0н}$; $Q_* = Q_{\text{ном}}$; $A = \sqrt{h_c + Q_*^2 (1 - h_c)}$.

Зависимость выраженного в относительных единицах момента на валу турбомеханизма при работе его на сеть с постоянными параметрами имеет вид

$$\mu = \mu_{0c} \left(\frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \right)^2 + (1 - \mu_{0c}) \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \sqrt{\frac{(\omega/\omega_{\text{ном}})^2 - h_c}{1 - h_c}}, \quad (5)$$

где μ – относительный момент на валу турбомеханизма, $\mu = M/M_{\text{сmax}}$ ($M_{\text{сmax}}$ – максимальный статический момент на валу механизма, который имеет место при $\omega = \omega_{\text{ном}}$); μ_{0c} – статический момент на валу (M_{0c}) при $Q_* = 0$ (закрытой задвижке), выраженный в относительных единицах, $\mu_{0c} = M_{0c}/M_{\text{сmax}}$.

Выражения (4) и (5) позволяют выразить момент, КПД, скорость и мощность, потребляемую из сети, в функции от расхода воды при заданном противодавлении. Для универсального использования расчётных формул целесообразно определять мощность P_1 в относительных единицах ($P_{1*} = P_1/P_6$), приняв в качестве базового значения мощности P_6 максимальную статическую мощность на валу двигателя $P_{\text{сmax}}$ при $\omega = \omega_{\text{ном}}$, т.е. $P_6 = P_{\text{сmax}} = M_{\text{сmax}} \omega_{\text{ном}}$.

Если считать, что $M_{\text{сmax}} = M_{\text{ном}}$ ($M_{\text{ном}}$ – номинальный момент двигателя, $M_{\text{ном}} = P_{\text{ном}}/\omega_{\text{ном}}$), то базовая мощность $P_6 = P_{\text{ном}}$.

Выражения для расчёта P_{1*} при различных способах регулирования подачи насоса принимают следующий вид:

при дроссельном регулировании

$$P_{1*} = \frac{[\mu_{0c} + (1 - \mu_{0c}) Q_*] (1 + a S_{\text{ном}})}{1 - S_{\text{ном}}}, \quad (6)$$

при частотном регулировании

$$P_{1*} = [\mu_{0c} A^3 + (1 - \mu_{0c}) A^2 Q_*] \left[1 + \frac{S_{\text{ном}} (1 + a)}{(1 - S_{\text{ном}}) A} \right]. \quad (7)$$

Выражения (6) и (7) позволяют рассчитать потребляемую насосом мощность при дроссельном и частотном регулировании в зависимости от расхода жидкости Q_* и произвести сравнительную оценку для рассматриваемых способов регулирования. Как следует из (6) и (7), при дроссельном регулировании для заданного значения Q_* потребляемая мощность P_{1*} зависит от μ_{0c} , a , $S_{\text{ном}}$, а при частотном регулировании – от h_c , μ_{0c} , a , $S_{\text{ном}}$. Задавая эти параметры для конкретных условий работы насосного агрегата и выбранного двигателя или отрезка серии двигателей, можно рассчитать значения $P_{1*} = f(Q_*)$. В табл. 1 приведены относительные значения потребляемой мощности P_{1*} в функции относительного расхода Q_* для дроссельного и частотного регулирования при $\mu_{0c} = 0,4$; $a = 1$; $S_{\text{ном}} = 0,04$.

Используя формулы (6) и (7), можно получить известные зависимости, иллюстрирующие выигрыш в потреблении активной энергии при частотном регулировании по сравнению с дроссельным регулированием. На рис. 5

приведены зависимости $P_{1*} = f(Q_*)$ при дроссельном и частотном регулировании, построенные по данным табл. 1 для $h_c = 0$. Задавая расход (Q_{i*}) можно рассчитать потребляемую мощность при дроссельном (P_{1i*1}) и частотном регулировании (P_{1i*2}) и определить выигрыш в потребляемой мощности $\Delta P_{1i*1} = P_{1i*1} - P_{1i*2}$, что позволяет рассчитать снижение годовых затрат по стоимости электроэнергии при частотном регулировании асинхронных электроприводов насосных агрегатов по сравнению с дроссельным регулированием.

Как следует из табл. 1, с увеличением статического напора h_c снижается экономия электроэнергии при внедрении частотно-регулируемого асинхронного электропривода, однако при любых значениях h_c система технологической автоматизации обеспечивает поддержание постоянного давления в системе независимо от расхода, что позволяет избегать ненужных избытков давления, свойственных дроссельному регулированию. Это очень важно, так как в коммунальной сфере для существующих систем, не находящихся в аварийном состоянии, каждая лишняя атмосфера, а это давление 10 м водяного столба, вызывает дополнительно 2...7 % потерь воды за счёт утечек [6].

Таблица 1

Потребляемая электроприводом центробежного насоса мощность при дроссельном и частотном регулировании в зависимости от расхода жидкости и статического напора

| Расход Q_* | P_{1*} | | | | | |
|-----------------|------------------------------|-------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | Дроссельное регулирование | Частотное регулирование | | | | |
| | | $h_c=0$ | $h_c=0,2$ | $h_c=0,4$ | $h_c=0,6$ | $h_c=0,8$ |
| 0 | 0,43 | 0 | 0,04 | 0,11 | 0,2 | 0,31 |
| 0,2 | 0,56 | 0,01 | 0,08 | 0,18 | 0,3 | 0,42 |
| 0,4 | 0,69 | 0,08 | 0,16 | 0,28 | 0,41 | 0,55 |
| 0,6 | 0,82 | 0,24 | 0,35 | 0,45 | 0,58 | 0,7 |
| 0,8 | 0,95 | 0,56 | 0,64 | 0,71 | 0,8 | 0,87 |
| 1 | 1,08 | 1,08 | 1,08 | 1,08 | 1,08 | 1,08 |

Для оценки влияния начального статического момента (μ_{0c}) на потребляемую мощность в табл. 2 приведены зависимости $P_{1*} = f(Q_*)$ для дроссельного и частотного регулирования при $\mu_{0c} = 0$ и $h_c = 0$.

Таблица 2

Потребляемая электроприводом центробежного насоса мощность для разных способов регулирования при начальном статическом моменте $\mu_{0c}=0$ и статическом напоре воды $h_c=0$

| Способ регулирования | Q_* | | | | | |
|--|-------|------|------|------|------|------|
| | 0 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1 |
| P_{1*} при дроссельном регулировании | 0 | 0,22 | 0,44 | 0,66 | 0,88 | 1,08 |
| P_{1*} при частотном регулировании | 0 | 0,01 | 0,08 | 0,24 | 0,56 | 1,08 |

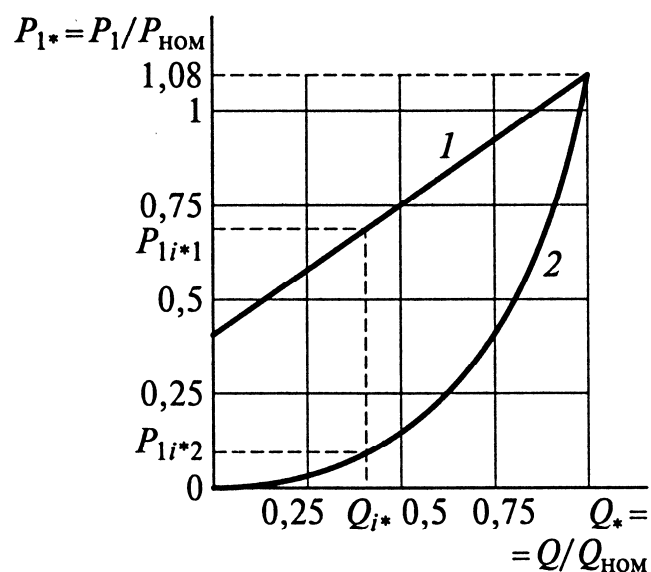


Рисунок 5. Зависимости $P_{1*} = f(Q_*)$ при дроссельном (кривая 1) и частотном (кривая 2) регулировании

Сравнивая данные табл. 1 и 2, видим, что при снижении μ_{0c} выигрыш потребляемой мощности при использовании частотно-регулируемых электроприводов уменьшается.

Приведённые выше выражения (6) и (7) получены в предположении, что КПД насоса равен единице и остаётся неизменным при всех режимах работы. На самом деле КПД насоса меньше единицы и снижается практически при любых отклонениях от номинального режима работы.

отметим, что при вентиляторном моменте статической нагрузки (при $\mu_{0c}=0$ и квадратичной зависимости μ_c от скорости) относительные значения расхода, напора, момента и мощности на валу двигателя (при использовании в качестве базовых единиц их номинальных значений) могут быть выражены в функции угловой скорости следующими выражениями, которые иногда называют законами подобия:

$$Q_* = \frac{Q}{Q_{ном}} = \frac{\omega}{\omega_{ном}};$$

$$H_* = \frac{H}{H_{ном}} = \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2;$$

$$M_* = \frac{M}{M_{ном}} = \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2;$$

$$P_{мех*} = \frac{P_{мех}}{P_{ном}} = \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^3,$$

где $\omega_{ном}$, $M_{ном}$, $P_{ном}$ – номинальные скорость вращения, момент и мощность двигателя соответственно. КПД насоса при этом считается постоянным.

2.3. Электроприводы вентиляторов и турбокомпрессоров.

Вентиляторы занимают среди турбомеханизмов второе место после насосов по распространению в промышленности. основное их число приходится на вентиляторы санитарно-технического назначения, осуществляющие кондиционирование воздуха в производственных и других помещениях. Несмотря на относительно небольшую мощность этих вентиляторов (до 100 кВт) на их долю приходится значительная суммарная потребляемая энергия.

Мощные вентиляторы используются для увеличения интенсивности охлаждения воды в градирнях химических и металлургических комбинатов. они имеют невысокую частоту вращения рабочего колеса, обычно не более 600 об/мин.

ограничение допустимой скорости концов лопаток рабочего колеса вынуждает с увеличением диаметра колеса снижать его номинальную частоту вращения. Вентиляторы имеют большой момент инерции, иногда на порядок и более превышающий момент инерции приводного двигателя, что затрудняет их пуск, а в некоторых случаях требует применения электрического торможения для быстрой остановки рабочего колеса.

Вентиляторы в отличие от других турбомеханизмов всегда работают на сеть без противодействия, вследствие чего зависимость момента статического сопротивления на валу приводного двигателя от скорости носит квадратичный характер, а подводимая к вентилятору мощность без учета потерь на трение в подшипниках пропорциональна кубу скорости. Поэтому для расчета режимов работы вентиляторов можно использовать выражения для закона подобия.

Вентиляторы разделяются на центробежные и осевые. Характеристики центробежных вентиляторов аналогичны характеристикам центробежных насосов. Из аэродинамических способов регулирования для центробежных вентиляторов широко используется регулирование поворотом лопастей направляющего аппарата. Регулирующий эффект при этом достигается вследствие уменьшения сечения входного канала и закручивания потока на входе в рабочее колесо.

Аэродинамическая характеристика дымососа типа ДН – 12,5-1 при регулировании изменением угла $\theta_{н.а}$ поворота лопастей направляющего аппарата и $n_{ном} = 1000$ об/мин показаны на рис. 6. очевидно, что при таком регулировании подачи КПД вентилятора будет существенно падать. Поворот лопастей направляющего аппарата может осуществляться как вручную по мере необходимости, так и оперативно с помощью исполнительного двигателя. однако на практике устройства изменения угла установки направляющего аппарата в системах автоматического регулирования используются редко из-за сложности эксплуатации и низкой надежности.

Еще менее экономичным способом регулирования производительности вентиляторов является регулирование шиббером сечения выходного канала вентилятора, аналогичное дроссельному регулированию насосов. При этом

происходит не изменение характеристики вентилятора, как в предыдущем случае, а меняется характеристика магистрали, как это происходит в насосных установках.

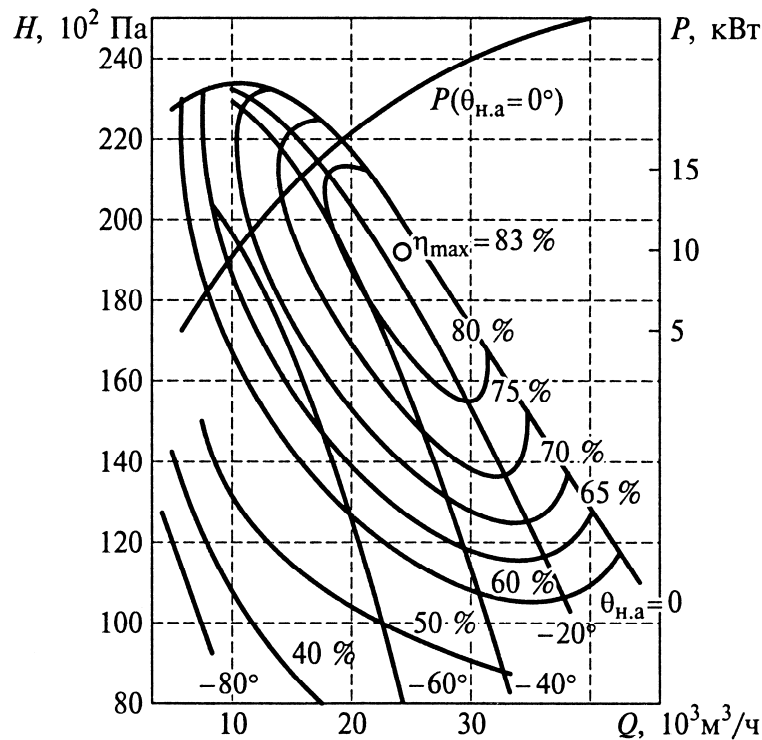


Рисунок 6. Аэродинамические характеристики дымососа типа ДН – 12,5-1 при регулировании направляющим аппаратом и $n_{ном}=1000$ об/мин

Если подачу вентилятора регулировать изменением скорости, то характеристика сети соответствует формуле (3) при $H_c = 0$, т.е. $H = \Gamma Q^2$, а КПД вентилятора во всем диапазоне регулирования остается постоянным.

Мощность, потребляемую из сети двигателем вентилятора (без учёта КПД вентилятора), можно оценить по выражениям, полученным из (6) и (7) при $h_c = 0$ и $\mu_{oc} = 0$. Так, при регулировании шиббером

$$P_{1*} = \frac{1 + aS_{ном}}{1 - S_{ном}} Q_*^3, \quad (8)$$

а при частотном регулировании

$$P_{1*} = Q_*^3 + \frac{S_{ном}(1 + a)}{1 - S_{ном}} Q_*^2. \quad (9)$$

Зависимости потребляемой мощности, построенные по формулам (8) и (9), показаны на рис. 7. Пунктирной линией даны графики мощности двигателя с учетом КПД вентилятора. На рис. 7 видно, что потребляемая мощность в

частотно-регулируемом электроприводе вентилятора значительно ниже, чем при регулировании шибером почти при любых значениях расхода Q^* , за исключением точки номинального режима.

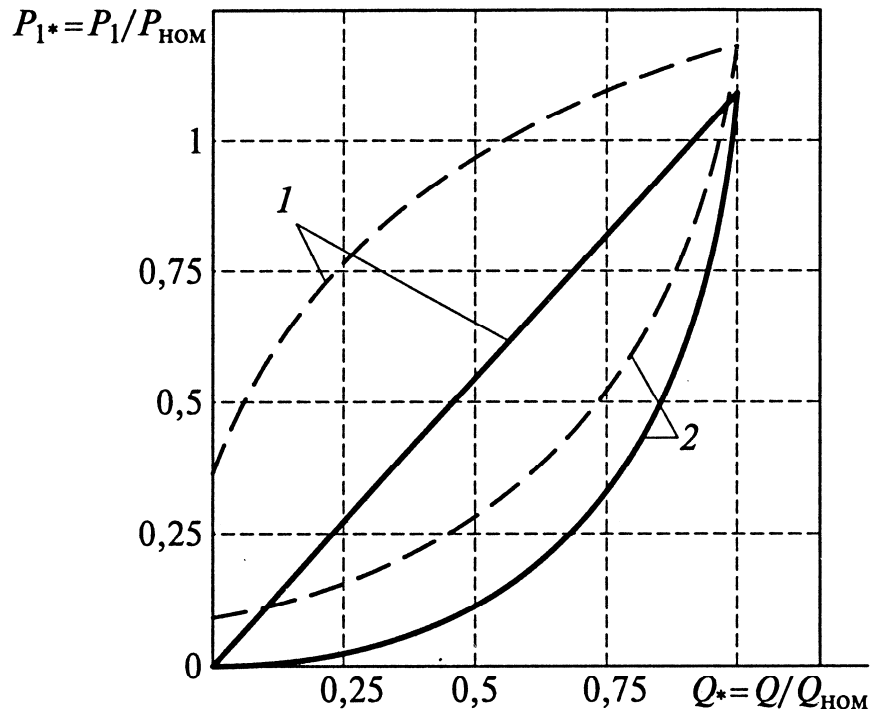


Рисунок 7. Зависимости изменения мощности, потребляемой из сети электроприводом вентилятора, при регулировании шибером (1) и частотном регулировании (2)

осевые вентиляторы [12] имеют характеристики, показанные на рис. 8, которые по форме отличаются от характеристик центробежных машин. отличие состоит в том, что левая часть характеристик осевого вентилятора имеет провалы и является неустойчивой, из-за чего его работа возможна только в области ниже граничного напора. Правая (рабочая) часть характеристики осевых машин крутопадающая.

Регулирование подачи осевых вентиляторов осуществляется изменением угла установки лопаток рабочего колеса. обычно поворот лопаток производится при остановленном вентиляторе и занимает относительно большой промежуток времени. Этот способ регулирования оказывается практически непригодным для систем автоматического управления. Разработанные конструкции поворота лопаток на ходу существенно усложняют конструкцию вентилятора и снижают его надежность.

Кривые равных КПД осевого вентилятора (см. рис. 8) при регулировании поворотом лопаток располагаются перпендикулярно характеристикам $H = f(Q)$, причем с уменьшением напора КПД заметно падает, в то время как у

центробежных машин кривые равных КПД при регулировании направляющим аппаратом располагаются параллельно характеристикам $H=f(Q)$.

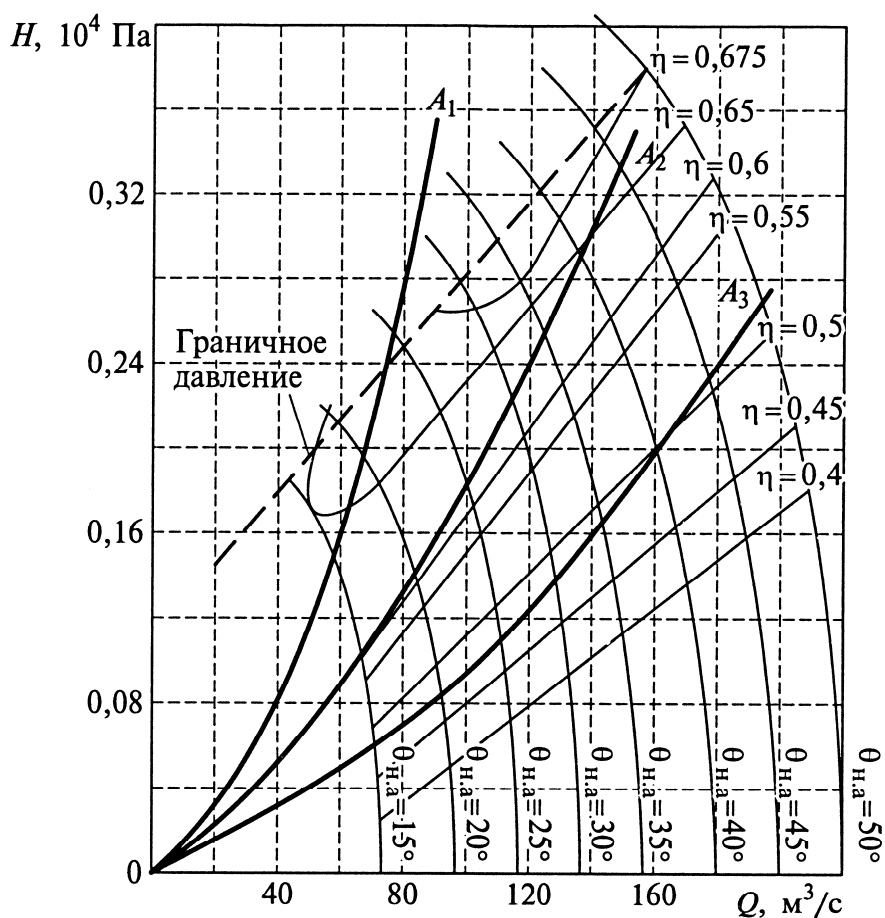


Рисунок 8. Эксплуатационные характеристики осевого вентилятора серии В

Регулирование производительности осевого вентилятора изменением скорости двигателя связано с определенными затруднениями, которых нет в центробежных машинах. Если установить угол поворота лопаток равным, например, $\theta_{н.а} = 47^\circ$, то работа на сеть с характеристикой, такой как OA_1 , (см. рис. 8), т.е. с любой характеристикой, проходящей левее OA_2 , окажется невозможной, так как вентилятор попадает в зону неустойчивой работы.

Работа на сеть с характеристикой, лежащей правее OA_2 , например OA_3 , неэкономична, так как несмотря на регулирование скорости КПД вентилятора не превысит 0,5. Поэтому зона рациональной работы осевого вентилятора с регулированием только скорости довольно узка и в ряде случаев требуется комбинированное регулирование: периодическое при значительных изменениях характеристики сети посредством поворота лопаток с одновременным изменением скорости и непрерывное в небольшом диапазоне изменения только скорости. Учитывая сказанное, к регулированию осевых вентиляторов нужно подходить более внимательно, чем к регулированию центробежных, проводя предварительный анализ возможных режимов работы.

особое значение для ряда вентиляторов имеет применение регулируемого электропривода, так как по некоторым данным утверждается, что КПД вентиляторов при регулируемом электроприводе должно быть больше, чем при нерегулируемом, в среднем на 12 % [18]. Кроме повышения КПД применение регулируемого привода вентиляторов позволяет в некоторых случаях упростить конструкцию турбомашин, исключив направляющий аппарат, а также обеспечить одновременную работу двух и более вентиляторов.

В настоящее время тенденции перехода к регулируемому приводу для вентиляторов стали более очевидными.

Вентиляторы являются механизмами с режимом длительной нагрузки с большой продолжительностью работы в течение года; нагрузка на валу приводного двигателя спокойная, перегрузок не возникает. Вентиляторы обладают большим моментом инерции, что необходимо учитывать при расчете пусковых характеристик электроприводов.

Необходимый диапазон регулирования скорости для вентиляторов обычно не превышает 2:1. Более глубокое регулирование используется редко, если учитывать кубическую зависимость (см. формулу (7)) потребляемой мощности от частоты вращения.

Пуск вентилятора может производиться как при разгруженной машине, т.е. при закрытом направляющем аппарате, так и при полностью открытом. В первом случае максимальный момент при пуске двигателя вентилятора равен примерно 0,4 номинального, во втором – номинальному. При пуске мощных вентиляторов с большим диаметром рабочего колеса обычно требуется ограничение ускорений при пуске во избежание появления чрезмерных динамических напряжений в лопатках рабочего колеса [19].

Перечисленным требованиям наиболее полно соответствует частотно-регулируемый асинхронный электропривод вентилятора. При этом, как правило, можно ограничиться использованием простых и недорогих систем частотного регулирования. Применение этих систем характерно более высокому, чем вентиляторы, классу турбомашин, к которому относятся турбокомпрессоры.

Мощность турбокомпрессоров достигает 18000 кВт, а в перспективе достигнет 25 000 кВт и более. Эти машины предназначены для повышения давления газа и транспортирования его по магистральным трубопроводам.

Турбокомпрессоры в зависимости от степени сжатия газа разделяются на воздуходувки со степенью сжатия ниже 1,15; нагнетатели, степень сжатия которых выше 1,15; компрессоры, представляющие собой машины со степенью сжатия газа более 1,15.

К типичным областям применения турбокомпрессоров относятся генерирование пневматической энергии (энергетические турбокомпрессоры); транспортирование газа по магистральным газопроводам; сжатие воздуха для получения кислорода методом разделения; подача воздуха и кислорода в доменную печь, холодильная техника.

Регулирование производительности турбокомпрессоров осуществляется в основном дросселированием на стороне нагнетания, КПД турбомеханизма при этом снижается пропорционально регулированию производительности. Для компрессоров разработана система регулирования путем поворота лопаток направляющего аппарата. КПД при таком регулировании будет выше, чем при дросселировании. Однако применение направляющего аппарата существенно усложняет конструкцию турбокомпрессора и снижает его надежность, поэтому этот способ регулирования не получил широкого распространения. Наиболее совершенным способом регулирования производительности турбокомпрессоров является изменение скорости их двигателей [20].

Характеристики турбокомпрессора типа К-3250-41-1 [1] при различной частоте вращения показаны на рис. 9.

особенность работы турбокомпрессоров состоит в том, что каждой частоте вращения соответствует определенная критическая подача машины, ниже которой ее работа становится неустойчивой. Причиной неустойчивой работы турбокомпрессоров является повторяющийся срыв потока с рабочих и направляющих лопаток, что приводит к сильным пульсациям давления, открыванию и закрыванию обратного клапана и возникновению аварийных колебаний в системе. Такой режим называется помпажным. Работа турбокомпрессоров в режимах левее границы помпажа (пунктирная линия на рис. 9) недопустима. Отметим, что с уменьшением частоты вращения область помпажных режимов сокращается, вследствие чего при регулировании путем изменения частоты вращения становится возможной работа турбокомпрессора с пониженной подачей.

Технологическая необходимость регулирования подачи турбокомпрессорных машин связана с их назначением. Так, режим работы нагнетателей магистральных газопроводов определяется графиком потребления газа на конце газопровода. Задачей регулирования подачи компрессоров в данном случае является обеспечение транспортирования требуемого количества газа при минимальных энергетических затратах. При сокращении потребления газа необходимо снижение его подачи во избежание излишнего повышения давления в трубопроводах. Так как турбокомпрессоры на магистральных газопроводах объединяются в станции, состоящие из нескольких последовательно и параллельно работающих компрессоров, то регулирование подачи газа ведется ступенчато: изменением числа работающих машин. Для плавного регулирования этот метод дополняется дросселированием на стороне нагнетания.

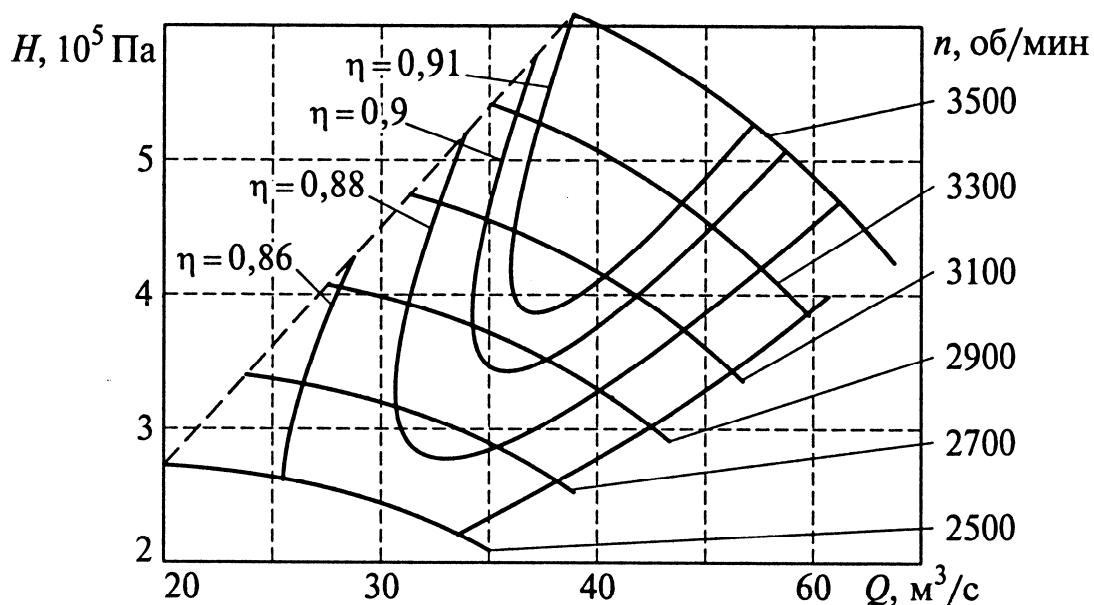


Рисунок 9. Характеристики турбокомпрессора типа К-3250-41-1 при различных частотах вращения

Исследования [1] показали, что применение электропривода, обеспечивающего плавное экономичное регулирование скорости, дает увеличение КПД компрессорной установки на 25 % по сравнению с регулированием посредством дросселирования и на 12% по сравнению с регулированием с помощью направляющего аппарата.

Турбокомпрессоры, нагнетатели и воздуходувки, как правило, являются машинами с режимом длительной нагрузки, вследствие чего их электроприводы должны быть рассчитаны на длительную работу. они являются быстроходными механизмами с частотой вращения рабочего колеса 3000...20000 об/мин, что определяет целесообразность применения для их приводов высокоскоростных двигателей. В тех случаях, когда требуется большая частота вращения рабочего колеса, между двигателем и компрессором устанавливается повышающий редуктор.

Все турбокомпрессоры, за исключением воздуходувок, работают на сеть с сопротивлением, что определяет зависимость момента сопротивления на валу от частоты вращения.

Пуск турбокомпрессора обычно производится без нагрузки путем соединения полости нагнетания с атмосферой или с полостью всасывания, из-за чего максимальный момент при пуске не превышает 0,4 номинального.

Наиболее совершенным способом регулирования производительности турбокомпрессоров является изменение их частоты вращения. основной проблемой при этом является то, что большинство двигателей компрессоров являются высоковольтными машинами (3, 6 кВ и более). В настоящее время лишь несколько заводов-изготовителей предлагают высоковольтные

преобразователи частоты, стоимость которых, как правило, намного выше, чем преобразователей, питающихся от сети 380 В. Кроме того, часто предлагаются преобразователи с двойной трансформацией, когда на вход и выход обычного низковольтного преобразователя устанавливаются соответственно понижающий и повышающий трансформаторы. Такое решение нельзя признать экономичным, так как КПД преобразователя частоты при этом снижается, возрастают материалоемкость и габаритные размеры преобразователя. Исходя из сказанного, следует признать целесообразным либо использование непосредственных преобразователей частоты на основе обычных тиристоров, либо двухзвенных высоковольтных преобразователей частоты со звеном постоянного тока на основе запираемых тиристоров.

2.4 Электроприводы поршневых машин

Важное место в промышленном производстве занимают поршневые компрессоры и насосы, а также плунжерные насосы. Поршневые компрессоры находят применение в производстве полимерных материалов, в установках для разделения воздуха, холодильных установках и др. Поршневые и плунжерные насосы применяются в производстве минеральных удобрений, на предприятиях легкой и пищевой промышленности [11].

Поршневые и плунжерные насосы, а также поршневые компрессоры имеют мощность от единиц киловатт до нескольких мегаватт. Поршневые насосы, как правило, относительно тихоходны, причем с увеличением мощности частота вращения их меньше и не превышает обычно 500 об/мин, а насосы небольшой мощности имеют более скоростные двигатели с частотой вращения 1000 и 1500 об/мин. Часто рабочий вал компрессора или насоса соединяется с двигателем посредством клиноременной передачи, шкивы которой выполняют в этом случае также роль маховиков.

особенностью поршневых машин является наличие в их кинематической схеме кривошипно-шатунного механизма. Момент сопротивления на кривошипном валу механизма, создаваемый одним поршнем, представляет собой периодическую функцию угла поворота вала. Момент, создаваемый поршнем одного цилиндра, определяется следующим выражением [1]:

$$M_c = \frac{FR \sin(\omega t + \alpha)}{\eta \cos \alpha},$$

где F – сила реакции поршня, Н, $F = \pi H D^2 / 4$ (H – давление, развиваемое в цилиндре, Па; D – диаметр поршня, м); G – радиус кривошипа, м; π – КПД кривошипно-шатунного механизма и цилиндра; ω – угловая скорость вала, с⁻¹; α – мгновенное значение угла между осями шатуна и штока.

Пренебрегая изменением угла α , в первом приближении можно считать, что момент изменяется во времени по синусоиде. Для уменьшения пульсаций нагрузки поршневые машины выполняются, как правило, двух- или

многоцилиндровыми с соответствующим сдвигом кривошипов каждого из цилиндров.

Для того, чтобы пульсации момента сопротивления не вызывали пульсаций момента, развиваемого двигателем, на кривошипном валу обычно предусматривается маховик либо применяется электродвигатель, обладающий большим моментом инерции ротора.

Момент, который должен развивать двигатель, можно представить в виде суммы двух составляющих: постоянного среднего M_{cp} и переменного значения момента инерции, зависящего от угла поворота кривошипа, угловой скорости и жесткости механической характеристики двигателя [1]:

$$M = M_{cp} + \frac{\Delta M}{\sqrt{1 + \left(\frac{J\omega}{\beta}\right)^2}} \left(\sin \omega t - \arctg \frac{J\omega}{\beta} \right), \quad (10)$$

где ΔM – амплитуда колебаний момента при скорости; J – момент инерции, приведенный к валу двигателя; β – коэффициент жесткости механических характеристик двигателя, $\beta = M_{ном}/(\omega_0 S_{ном})$.

Как следует из формулы (10), пульсации момента двигателя будут тем ниже, чем больше момент инерции привода и больше его скорость, что необходимо иметь в виду при применении регулируемого электропривода, так как степень неравномерности момента при снижении скорости возрастает.

Таким образом, наличие в кинематической схеме поршневых машин кривошипно-шатунного механизма и необходимость использования маховика или двигателя с повышенным моментом инерции определяют следующие их особенности как объекта электропривода: пульсирующий характер нагрузочного момента, зависимость пульсаций от скорости привода; повышенный момент инерции, затрудняющий пуск привода; повышенный момент сопротивления при пуске. Так, из-за низкого КПД кривошипно-шатунного механизма и большого сопротивления трения покоя в цилиндрах пусковой момент даже ненагруженных поршневых машин должен быть не менее 1,2 номинального.

В настоящее время для привода поршневых машин большой мощности применяется нерегулируемый электропривод с синхронными двигателями, для машин средней и малой мощности – с короткозамкнутыми асинхронными двигателями, как правило, с повышенным пусковым моментом. Иногда для регулирования подачи используют двухскоростные асинхронные двигатели.

Применение ТПН или ППЧ в электроприводах поршневых машин связано с рядом проблем.

Во-первых, это необходимость обеспечения высокого пускового момента. Многие преобразователи имеют специальный режим форсирования напряжения на двигателе (режим «кик-старт») для обеспечения трогания двигателя, который должен быть активизирован для таких электроприводов.

Заметим, что в некоторых случаях приходится завышать мощность преобразователя для обеспечения требуемого момента трогания.

Во-вторых, в поршневых машинах наблюдается не такая существенная зависимость потребляемой мощности от скорости двигателя, как это имело место в турбомашинах, поэтому экономия электроэнергии при переходе к частотно-регулируемому электроприводу будет не столь значительна (примерно пропорциональная снижению скорости). Это также означает, что в таких механизмах ТПН может использоваться только для плавных пуска и остановки, но не для регулирования скорости двигателя, так как в этом режиме потери в двигателе резко возрастают. При этом следует иметь в виду, что если в соответствии с технологией требуются частые остановки поршневой машины, например плунжерного насоса дозатора, то для минимизации потерь в пускотормозных режимах требуется минимальный суммарный момент инерции, а для минимизации потерь энергии в установившемся режиме работы с переменным моментом сопротивления момент инерции должен быть как можно больше. В связи с этим момент инерции маховика в таких случаях должен выбираться после детального анализа тахограммы и нагрузочной диаграммы привода.

В-третьих, для поршневых машин с длительным режимом работы момент инерции маховика должен быть также оптимизирован исходя из требуемого диапазона изменения скорости (при снижении скорости в соответствии с формулой (2.25) пульсации момента увеличиваются) и допустимых значений амплитуды момента двигателя.

3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОНАСОСА И ОБОСНОВАНИЕ ЕГО ПАРАМЕТРОВ

3.1 Общее физическое и математическое описание проблемы

Для многих отраслей машиностроения проблема регулирования скорости вращения турбин имеет большие значения. она может быть решена с помощью автоматически регулируемым дросселированием центробежного насоса [21-23].

Недостатком механического регулятора, является значительное скольжение в месте контакта фрикционных элементов, что обуславливается геометрией самих элементов и сопровождается нагревом передачи и износом рабочих поверхностей.

Для устранения этих недостатков в цепи управления, применяем дросселирование гидронасоса, т.е. автоматический регулируемый насос подачи напора жидкости (или пара), которой в передаче (рисунок 10) содержит дифференциал D имеющий звено 1, соединенный с ведущим валом А, звено 2 – с ведомым валом В и управляемым звеном 3. Ведущий вал А через привод 4, гидронасос 5, гидропривод G, гидромотор 6, червяк 7 и колесо 8 связан с управляемым звеном 3 дифференциала D. Гидропривод оснащен дросселем слива 9, перепускным клапаном 10 и баком Б. Муфта М и дроссель 9 гидропривода G кинематически связаны с пультом 11 управления электроприводом [5, 14,15,22].

В процессе работы шестерного насоса при повороте шестерен на угол $d\alpha$ проходит некоторый объем жидкости dV . Элементарная работа dL при перепаде давления p составляет

$$dL = pdV$$

или, если выразить ее через моменты на шестернях,

$$dL = (M_1 + M_2)d\alpha. \quad (11)$$

Примем, что обе шестерни одинаковы и вращаются с постоянной угловой скоростью ω . обозначим (рисунок 11):

где r – радиус начальной окружности;

r_0 – радиус основной окружности;

r_e – радиус окружной головки;

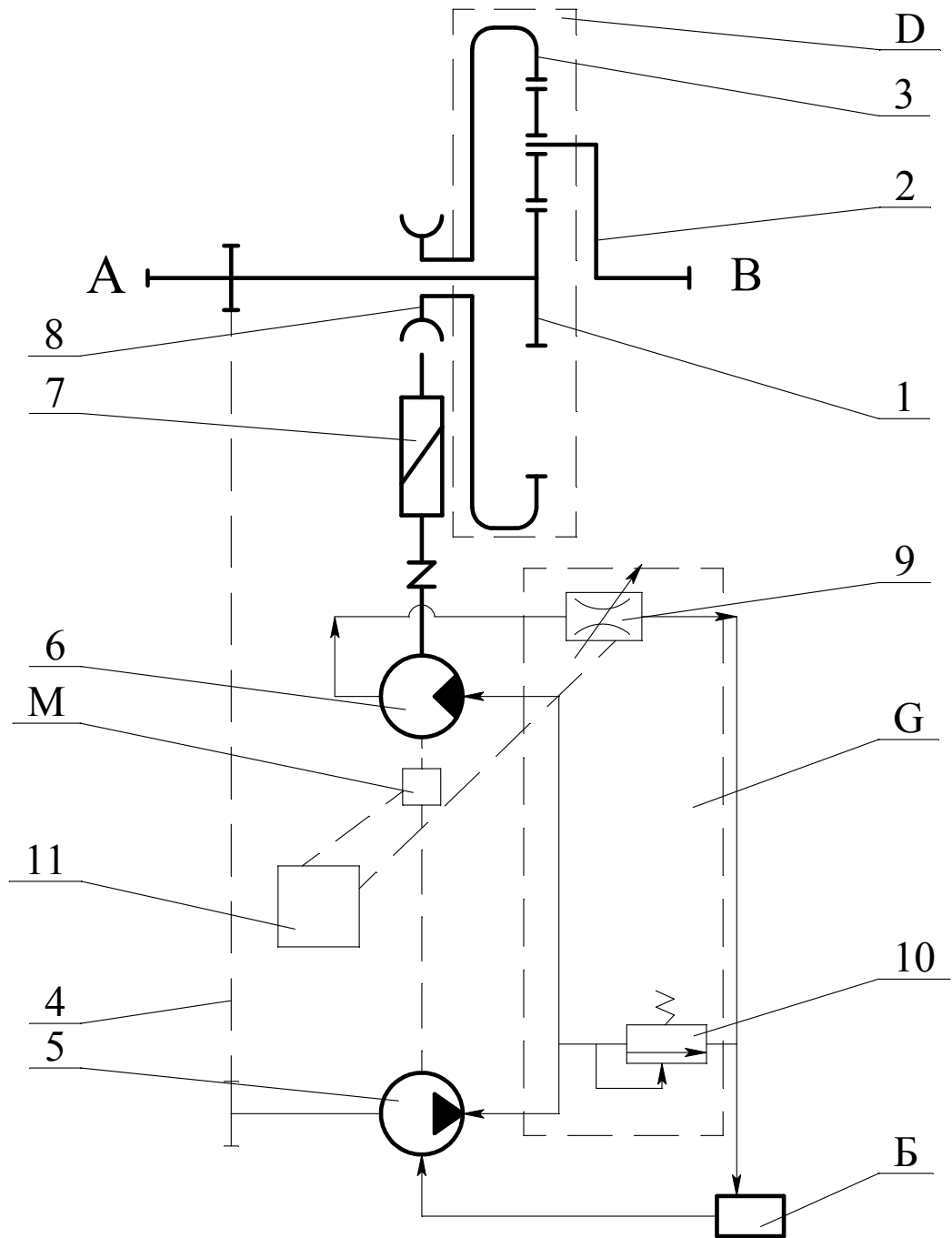
r_i – радиус окружности впадин;

r_1 и r_2 – переменные расстояния от точки контакта зубьев до осей шестерен;

b – ширина зубьев;

z – число зубьев, одинаковое для обеих шестерен.

Подходя к подсчету момента на первой из шестерен и сравнивая нагрузки на зубья, находящиеся в зоне нагнетания, можно увидеть, что проекция на радиальную плоскость нагруженной части поверхности зуба I составляет



1 – ведущее звено; 2 – ведомое звено; 3 – управляемое звено; 4 – привод (цепная передача); 5 – гидронасос; 6 – гидромотор; 7 – червяк; 8 – червяное колесо; 9 – дроссель; 10 – перепускной клапан; 11 – пульт управления передачи; Б – гидробак; М – муфта; D – дифференциал; G – гидропривод

Рисунок 10. Передача с гидравлическим вариатором

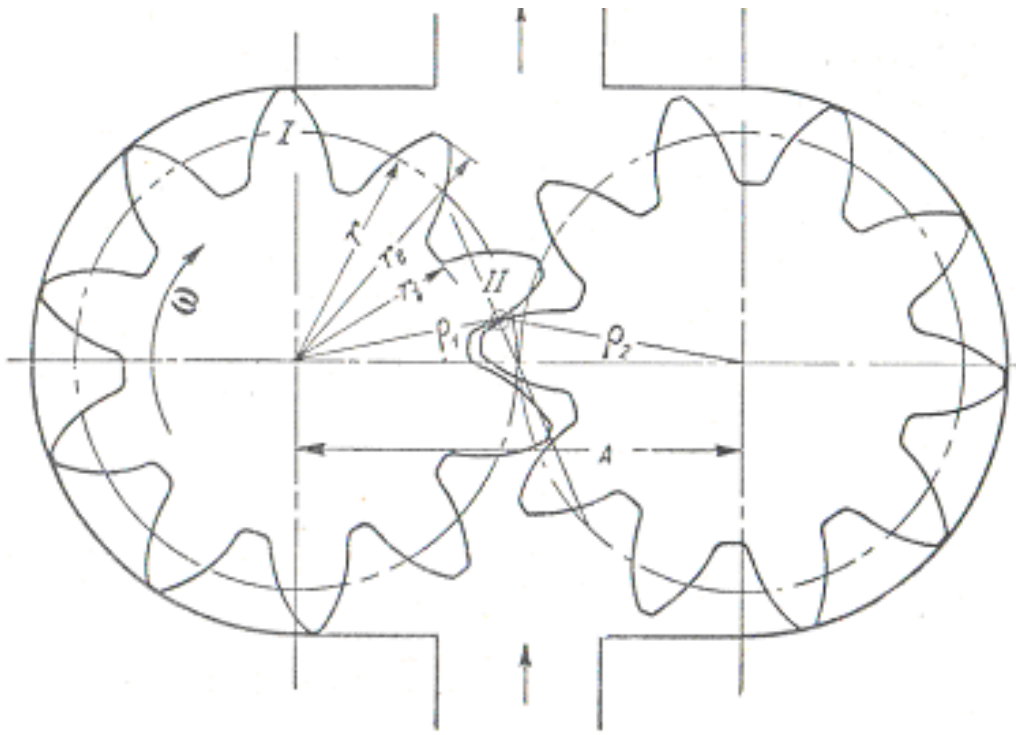


Рисунок 11. Кинематическая схема гидронасоса

$$(r_e - r_i)b,$$

а зуба II, находящегося в сцеплении,

$$(\rho_1 - r_i)b,$$

Расстояния от оси до центра тяжести этих проекции: для зуба I

$$\frac{r_e + r_i}{2}$$

и для зуба II

$$\frac{\rho_1 + r_i}{2}.$$

Поэтому момент первой шестерни составляет

$$M_1 = pb(r_e - r_i)\frac{r_e + r_i}{2} - pb(\rho_1 - r_i)\frac{\rho_1 + r_i}{2} = \frac{pb}{2}(r_e^2 - \rho_1^2), \quad (12)$$

а второй шестерни (аналогично)

$$M_2 = \frac{pb}{2}(r_e^2 - \rho_2^2). \quad (13)$$

Таким образом,

$$M_1 + M_2 = \frac{pb}{2}(2r_e^2 - \rho_1^2 - \rho_2^2). \quad (14)$$

По построению (рисунок 12):

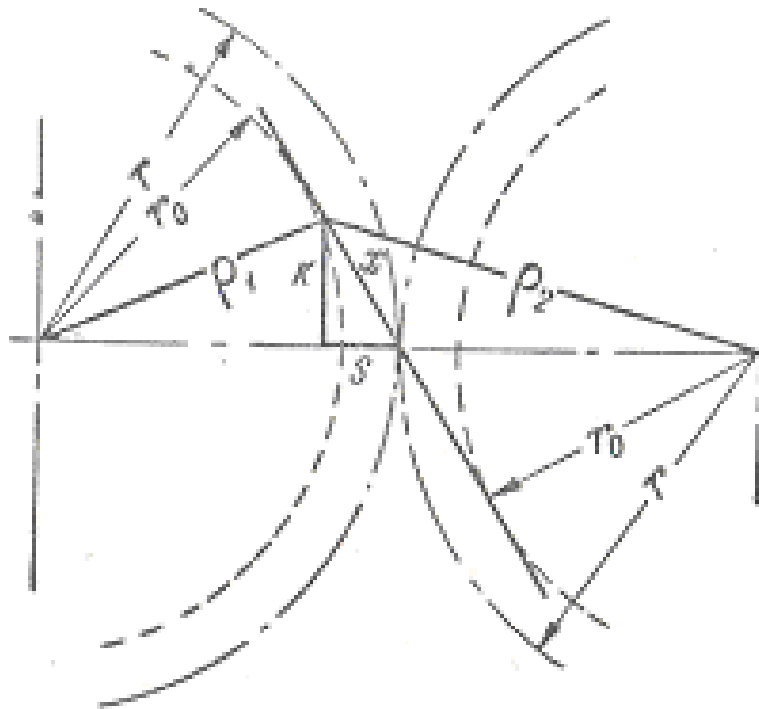


Рисунок 12. Схема зацепления точки контакта зубьев

$$\rho_1^2 = (r - s)^2 + k; \quad \rho_2^2 = (r + s)^2 + k^2; \quad s^2 + k^2 = x^2. \quad (15)$$

Следовательно,

$$M_1 + M_2 = pb(r_e^2 - r^2 - x^2). \quad (16)$$

отсюда

$$dV = \frac{(M_1 + M_2)d\alpha}{p} = b(r_e^2 - r^2 - x^2)d\alpha. \quad (17)$$

Выражая угловую скорость ω как

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt}, \quad (18)$$

можно написать

$$dV = b\omega(r_e^2 - r^2 - x^2)dt, \quad (19)$$

чем определяется расход жидкости

$$Q = \frac{dV}{dt} = b\omega(r_e^2 - r^2 - x^2). \quad (20)$$

Это выражение показывает, что расход Q в соответствии с изменением x [24, 25], т.е. в зависимости от положения точки контакта зубьев на линии зацепления, при работе шестеренного насоса периодически изменяется, пульсирует. Расход достигает максимального значения при $x=0$, т.е. при расходе точки контакта через полюс зацепления. Изменение расхода, в соответствии с (20), где величины b , ω , r_e и r – постоянные, происходит по параболическому закону [26]. Уравнение (19) можно преобразовать, исходя из того, что в эвольвентном зацеплении

$$\omega r_0 dt = dx. \quad (21)$$

Следовательно,

$$dV = \frac{b}{r_0}(r_e^2 - r^2 - x^2)dx. \quad (22)$$

Для подсчета объема жидкости, вытесняемой очередной парой зубьев при вращении шестерен, следует интегрировать выражения (22) в пределах от $x = -\frac{l}{2}$ до $x = t_0 - \frac{l}{2}$, где l – длина линии зацепления, а t_0 – шаг зацепления по основной окружности, или, что то же, по линии зацепления.

Таким образом,

$$V = \frac{b}{r_0} \int_{\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2} + t_0} (r_e^2 - r^2 - x^2) dx = \frac{b}{r_0} \left[(r_e^2 - r^2)t_0 - \frac{1}{3} \left(t_0^3 - 3t_0^2 \frac{l}{2} + 3t_0 \frac{l^2}{4} \right) \right] \quad (23)$$

$$V = \frac{bt_0}{r_0} \left[(r_e^2 - r^2) - \frac{t_0^2}{12} \left(4 - 6 \frac{l}{t_0} + 3 \frac{l^2}{t_0^2} \right) \right] = \frac{bt_0}{r_0} \left[r_e^2 - r^2 - k_1 \frac{t_0^2}{12} \right], \quad (24)$$

где $k_1 = 4 - 6 \frac{l}{t_0} + 3 \left(\frac{l}{t_0} \right)^2$. (25)

Входящее в (15) отношение длины линии зацепления l к шагу t_0 представляет собой коэффициент перекрытия зацепления. Значение t_0 можно выразить как,

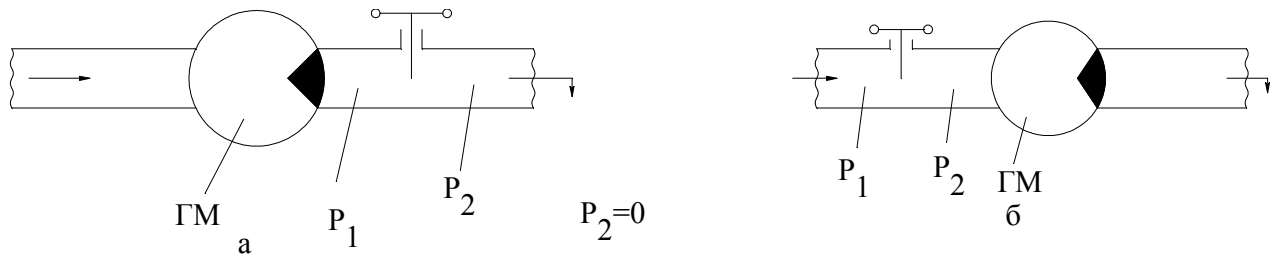
$$t_0 = \frac{2\pi r_0}{z}$$

$$V = \frac{2\pi b}{z} \left(r_e^2 - r^2 - k_1 \frac{t_0^2}{12} \right). \quad (26)$$

Передачное отношение передачи с гидравлической связью регулируется, изменением величины потока рабочей жидкости от гидронасоса 5 к гидромотору 6, дросселем 9 и сливается в бак Б. При закрытом дросселе 9 в системе повышается давление жидкости, что приводит к срабатыванию перепускного клапана 10, сливающий часть гидрожидкости в бак Б, минуя гидромотор 6. Червяк 7 и звено 3 дифференциала не вращаются, ведомому валу В сообщается максимальная частота вращения. открывая дроссель 9 гидропривода Г, сообщая вращение червяку 7 и звену 3, устанавливают необходимую частоту вращения вала В в пределах от 0 до n_{\max} .

остановка ведомого вала В достигается при полностью открытом дросселе 9 и при соединенных между собой валах гидронасоса 5 и гидромотора 6, муфтой М. В случае использования гидронасоса и гидромотора с разными техническими характеристиками устанавливают между валами муфту М с редуктором. При пуске, гидромотор начинает работать с определенным запаздыванием до достижения рабочего давления. Поэтому, улучшение качества регулирования – это устранение запаздывание момента пуска гидромотора. Большое запаздывание момента пуска гидромотора – это необходимое время подъема давления во входе в гидромотор. В магистрали высокого давления установлен предохранительный клапан, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости.

Уменьшение запаздывания момента пуска достигается установкой дросселя на выходе из гидромотора (рисунок 13).



а – на выходе из гидромотора; б – перед гидромотором; ГМ – гидромотор; P_1 – давление в магистрали; P_2 – тераемое давление при открытй дросселя.

Рисунок 13. Схемы установки дросселя

3.2 Определения закона изменения угловой скорости гидрогенератора

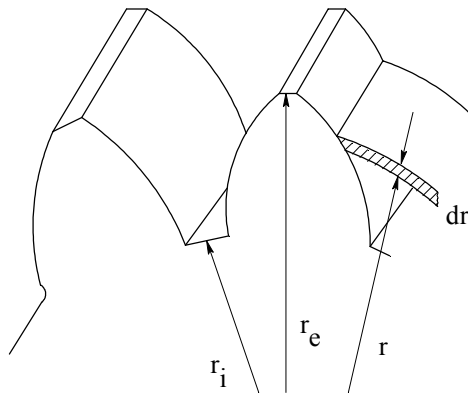


Рисунок 14. К расчету энергии механической системы

Результирующая скорость потока жидкости w , действующий на элементарный участок зуба вращающейся шестерни с угловой скоростью ω , равна на векторную сумму скорости потока жидкости v и скорости вращения элементарного участка dz зуба шестерни

$$\vec{w} = \vec{v} + \vec{U}, \quad (27)$$

где $U = \omega r$, r – радиус, от центра шестерни до элементарного участка зуба $r_i \leq r \leq r_e$.

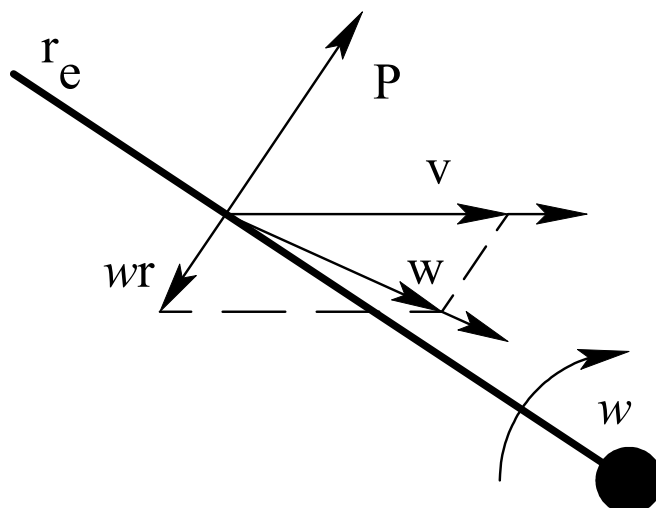


Рисунок 15. Схема скоростей шестерни

Учитывая, что направления скоростей \vec{v} и \vec{U} не совпадают модуль \vec{w} вектора (27) переписывается в следующем виде

$$w = \sqrt{(v \cos \theta)^2 + (\omega r - v \sin \theta)^2}. \quad (28)$$

Направление силы давления, действующая на элементарный участок зуба шестерни, совпадает с направлением результирующей скорости w

$$P' = \rho \frac{w^2}{2} dr dh, \quad (29)$$

где ρ – плотность жидкости,

dg, dh – поперечные и продольные элементарные площади зуба шестерни.

Таким образом, момент сил давления на элементарную площадь зуба

$$M' = P \cdot r = \rho \frac{w^2}{2} \cdot r dr dh. \quad (30)$$

Момент силы давления на все поверхности зубьев шестерни, который приводит к вращению шестерни гидромотора

$$M = n \int_{r_i}^{r_e} \int_0^h \rho \frac{w^2}{2} r dr dh = \frac{1}{2} n \rho h \int_{r_i}^{r_e} w^2 r dr. \quad (31)$$

$$\begin{aligned}
M &= \frac{1}{2} n \rho h \int_{r_i}^{r_e} [(\nu \cos \theta)^2 + (\omega r - \nu \sin \theta)^2] r dr = \\
&= \frac{1}{2} n \rho h \int_{r_i}^{r_e} [(\nu^2 \cos^2 \theta + \omega^2 r^2 - 2 \omega r \nu \sin \theta + \nu^2 \sin^2 \theta \omega^2 r^2)] r dr = \\
&= \frac{1}{2} n \rho h \int_{r_i}^{r_e} [\nu^2 - 2 \omega r \nu \sin \theta + \omega^2 r^2] r dr = \\
&= \frac{1}{2} n \rho h \left[\frac{1}{2} \nu^2 r^2 - \frac{2}{3} \omega r^3 \nu \sin \theta + \frac{1}{4} \omega^2 r^4 \right] \Big|_{r_i}^{r_e} = \\
&= \frac{1}{2} n \rho h \left[\frac{1}{2} \nu^2 (r_e^2 - r_i^2) - \frac{2}{3} \omega \nu \sin \theta (r_e^3 - r_i^3) + \frac{1}{4} \omega^2 (r_e^4 - r_i^4) \right]
\end{aligned}$$

где n – число зубьев, на которые действуют сила давления потока жидкости;

$$\nu = \frac{Q}{s} = \frac{Q}{(r_e - r_i)h}.$$

Для определения угловой скорости вращения шестерни, при воздействии потока жидкости применяем теорему об изменении кинетической энергии механической системы [26, 27]. Эта выражения в конечной форме имеет вид

$$\frac{J\omega^2}{2} - \frac{J\omega_0^2}{2} = \sum M_i, \quad (32)$$

где J – момент инерции шестерни $J \approx \frac{1}{2} m r_i^2$; ω и ω_0 – соответственно, угловые скорости шестерни в момент времени t и t_0 ; M – момент внешних сил или сила давления потока жидкости действующий зубьев шестерни и приводящий его к вращению.

Разность времени выразим

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{\Delta\theta}{\Delta t},$$

где $\Delta\theta$ – соответствует, углу поворота зуба за промежуток времени Δt ; T – затраченное время за один оборот зуба.

отсюда следует написать

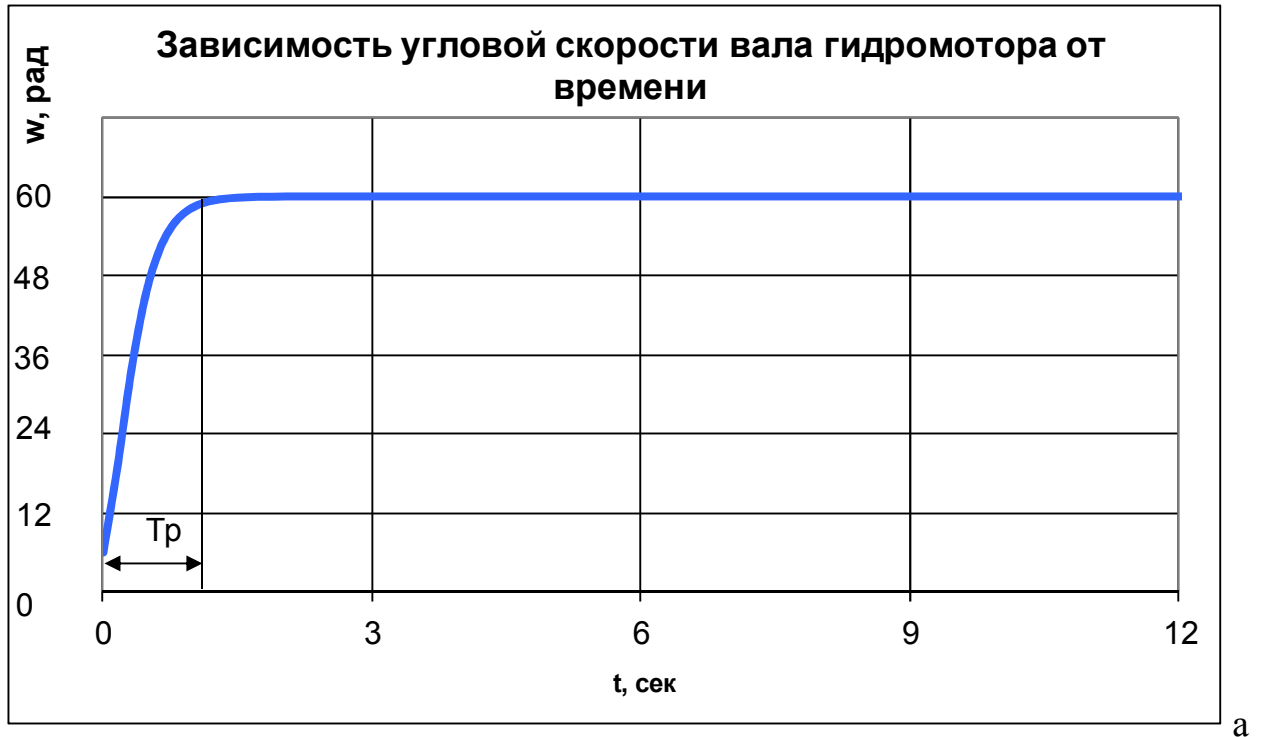
$$\Delta t = \frac{T}{2\pi} \Delta\theta = \frac{1}{\omega} \Delta\theta$$

В формулу (32) подставив (31) получим

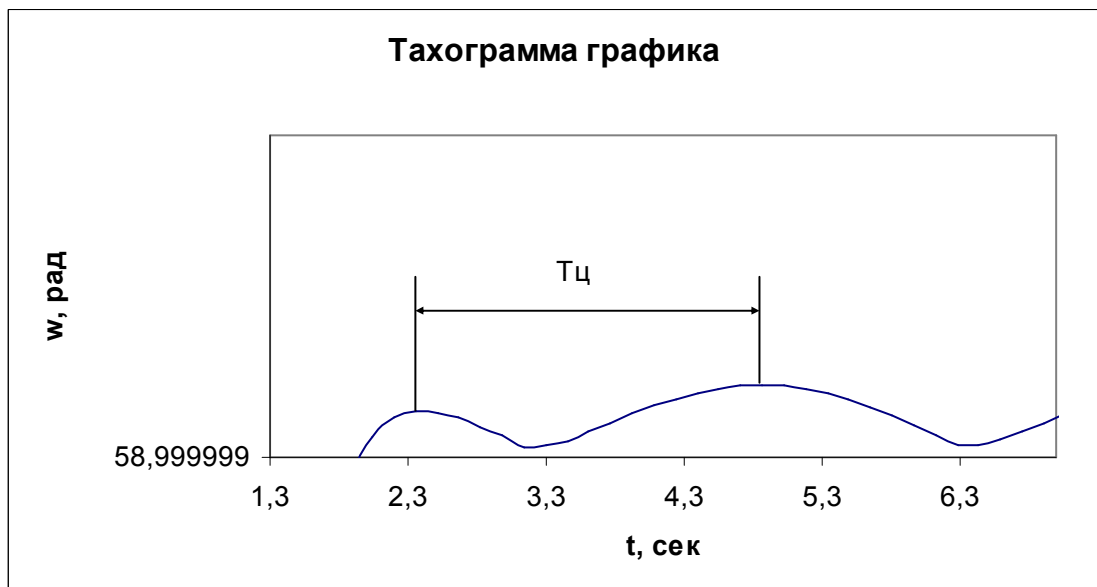
$$\frac{J\omega^2}{2} - \frac{J\omega_0^2}{2} = \frac{1}{2} n \rho h \left[\frac{1}{2} \nu^2 (r_e^2 - r_i^2) - \frac{2}{3} \nu \sin \theta \omega_0 (r_e^3 - r_i^3) + \frac{1}{4} \omega_0^2 (r_e^4 - r_i^4) \right], \quad (33)$$

Таким образом, определения угловой скорости ω будет продолжаться, пока не принимает к единственному значению.

$$\omega = \left\{ \omega_0^2 + \frac{n\rho h}{J} \left[\frac{1}{2} \nu^2 (r_e^2 - r_i^2) - \frac{2}{3} \nu \sin \theta \omega_0 (r_e^3 - r_i^3) + \frac{1}{4} \omega_0^2 (r_e^4 - r_i^4) \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (34)$$



а



б

а – зависимость угловой скорости вала гидромотора от времени, б – тахограмма графика

Рисунок 16. График зависимости угловой скорости гидромотора от времени

3.3 Определение закона изменения расхода жидкости в дроссельной заслонке

Для определения изменения расхода жидкости в трубе под действием дроссельной заслонки, нам необходимо знать величину среднерасходной скорости. Схематический вид проточного канала в трубе и в области дроссельной заслонки показан на рисунок 17.

Воспользуемся известной зависимостью для определения среднерасходной скорости u (рисунок 17)

$$\frac{dP}{dx} = \xi \frac{1}{d} \rho \frac{v^2}{2}, \quad (35)$$

где u – среднерасходная скорость жидкости в канале;

ξ – коэффициент сопротивления канала, этот коэффициент $\xi = 0.3164 \text{Re}^{-0.25}$.

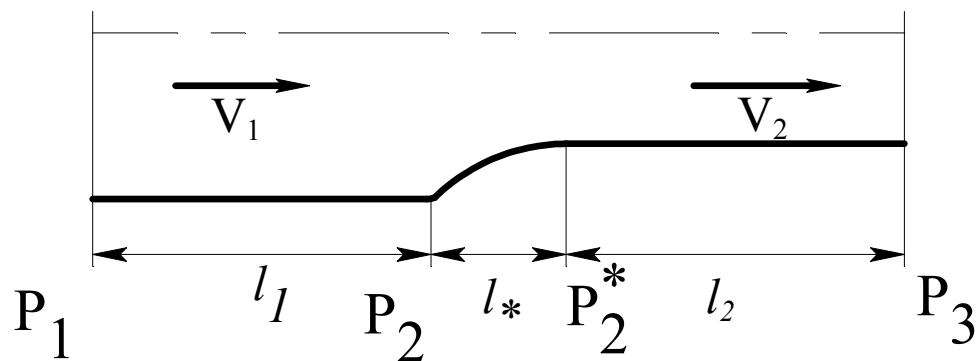


Рисунок 17. Проточный канал в дроссельной заслонке

Для определения среднерасходной скорости в трубе мы должны принять во внимание весь путь жидкости.

Исходя из формулы (35) можно записать

$$\begin{cases} \frac{P_1 - P_2}{l_1} = \xi_1 \frac{1}{2r_1} \rho \frac{v_1^2}{2} \\ \frac{P_2^* - P_3}{l_2} = \xi_2 \frac{1}{2r_2} \rho \frac{v_2^2}{2} \end{cases}, \quad (36)$$

где $\xi_1 = 0.3164 \text{Re}_1^{-0.25}$, $\xi_2 = 4.26 \text{Re}_2^{-0.488}$

$$\text{Re}_1 = \frac{2r_1 u_1}{\nu}; \quad \text{Re}_2 = \frac{2r_2 u_2}{\nu}.$$

ξ_1 – сопротивления на пути l_1 ; r_1 – гидравлический радиус проточного канала внутри трубы; u_1 – среднерасходная скорость жидкости внутри трубы; r_2 – суммарный гидравлический радиус проточных каналов в области дроссельной заслонки; ξ_2 – сопротивления в области дроссельной заслонки.

$P_1 - P_2$ – перепад давления в области трубы и $P_2^* - P_3$ – есть перепад давления в дроссельной заслонке. Для расчета в дроссельной заслонке поперечная площадь сечения постоянным. А, $P_2 - P_2^*$ перепад давления из трубы перехода жидкости дроссельной заслонки. Так как длина l^* переходной области пренебрежимо мало, по сравнению с l_1 и l_2 .

$$\begin{cases} l^* \ll l_1 \\ l^* \ll l_2 \end{cases}$$

Таким образом $P_2 = P_2^*$. Подставив последнее выражение в уравнений (36) получим

$$\begin{cases} P_1 - P_2 = \xi_1 \frac{l_1}{2r_1} \rho \frac{u_1^2}{2} \\ P_2 - P_3 = \xi_2 \frac{l_2}{2r_2} \rho \frac{u_2^2}{2} \end{cases} \quad (37)$$

Из этой формулы можно получит следующее

$$P_1 - P_3 = \Delta P = \xi_1 \frac{l_1}{2r_1} \rho \frac{u_1^2}{2} + \xi_2 \frac{l_2}{2r_2} \rho \frac{u_2^2}{2}$$

Принимая во внимания $Q = u_1 s_1 = u_2 s_2$ - закон сохранения массы.

Где s_1, s_2 – площадь поперечных сечений каналов трубы, дроссельной заслонки.

$$\Delta P = \xi_1 \frac{l_1}{4r_1} \rho \left(\frac{Q}{S_1} \right)^2 + \xi_2 \frac{l_2}{4r_2} \rho \left(\frac{Q}{S_2} \right)^2 = \frac{1}{4} \rho Q^2 \left[\xi_1 \frac{l_1}{r_1} \frac{1}{S_1^2} + \xi_2 \frac{l_2}{r_1} \frac{1}{S_2^2} \right], \quad (38)$$

В полученном уравнении два неизвестных $\Delta P, Q$. Для решения неопределенности в данном уравнений берем второе уравнения из решения Хагена-Пуазейля в трубе [23]

$$\begin{cases} \frac{P_1 - P_2}{l_1} = \frac{8\mu}{r_1^2} v_1 \\ \frac{P_2 - P_3}{l_2} = \frac{8\mu}{r_2^2} v_2 \end{cases} \quad (39)$$

Из этого следует

$$P_1 - P_3 = \Delta P = \frac{8\mu l_1}{r_1^2} v_1 + \frac{8\mu l_2}{r_2^2} v_2. \quad (40)$$

Приравняв уравнений (3.28) и (3.30) получим

$$\Delta P = \frac{8\mu l_1}{r_1^2} \frac{Q}{S_1} + \frac{8\mu l_2}{r_2^2} \frac{Q}{S_2} = 8\mu Q \left[\frac{l_1}{r_1^2 S_1} + \frac{l_2}{r_2^2 S_2} \right]. \quad (41)$$

$$\frac{1}{4} \rho Q^2 \left[\xi_1 \frac{l_1}{r_1} \frac{1}{S_1^2} + \xi_2 \frac{l_2}{r_2} \frac{1}{S_2^2} \right] = 8\mu Q \left[\frac{l_1}{r_1^2 S_1} + \frac{l_2}{r_2^2 S_2} \right]$$

$$Q = 32 \frac{\mu}{\rho} \frac{\frac{l_1}{r_1^2 S_1} + \frac{l_2}{r_2^2 S_2}}{\xi_1 \frac{l_1}{r_1} \frac{1}{S_1^2} + \xi_2 \frac{l_2}{r_2} \frac{1}{S_2^2}}$$

$$Q = 32\nu \frac{\frac{l_1}{r_1^2 S_1} + \frac{l_2}{r_2^2 S_2}}{\xi_1 \frac{l_1}{r_1} \frac{1}{S_1^2} + \xi_2 \frac{l_2}{r_2} \frac{1}{S_2^2}} = 32\nu \left[\frac{\frac{l_1 r_2^2 S_2 + l_2 r_1^2 S_1}{r_1^2 r_2^2 S_1 S_2}}{\frac{\xi_1 l_1 r_2 S_2^2 + \xi_2 l_2 r_1 S_1^2}{r_1 S_1^2 r_2 S_2^2}} \right] =$$

$$= 32\nu \frac{[l_1 r_2^2 S_2 + l_2 r_1^2 S_1] S_1 S_2}{[\xi_1 l_1 r_2 S_2^2 + \xi_2 l_2 r_1 S_1^2] r_1 r_2}$$

$$Q = 32\nu \frac{[l_1 r_2^2 S_2 + l_2 r_1^2 S_1] S_1 S_2}{[\xi_1 l_1 r_2 S_2^2 + \xi_2 l_2 r_1 S_1^2] r_1 r_2}$$

Вводим данные в формуле построим график $Q = f(s)$

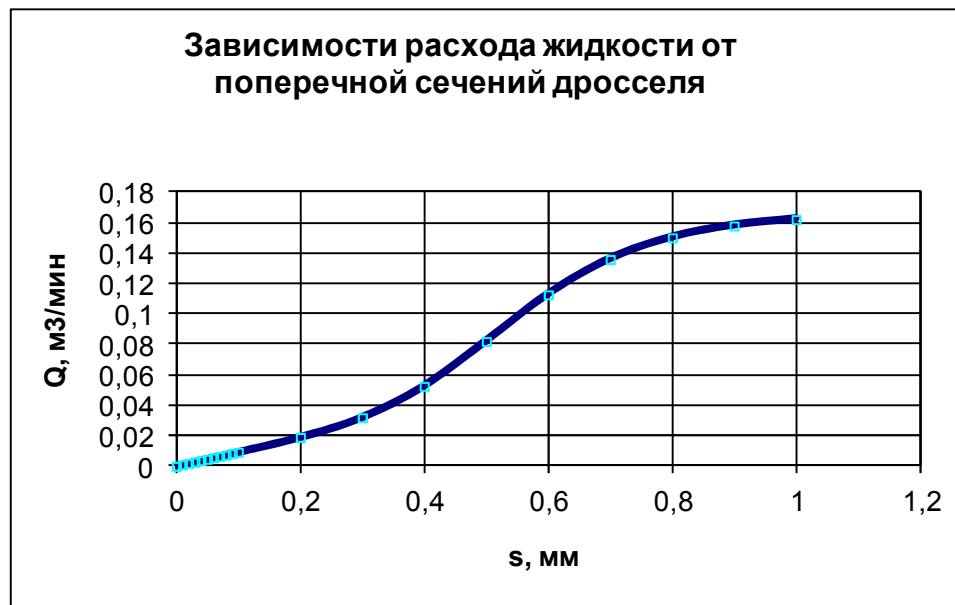


Рисунок 18. График расхода жидкости, проходящей через дроссельной заслонки

3.4 Режимы работы гидравлического вариатора

Движение в реальной, т.е. вязкой жидкости в гидростатической системе всегда сопровождается потерями энергии. Эти потери, больше потери в механической (зубчатой) системе и соизмеримы с потерями в электрической системе. Вот почему в отношении потерь гидравлические и электрические силовые передачи примерно равноценны и уступают зубчатым передачам. определение потерь в гидростатических силовых передачах в связи с этим приобретает первостепенное значение и часто определяет целесообразность их применения на транспортных или тяговых машинах.

Гидравлические потери носят двоякий характер. Или часть жидкости вытекает из системы (например, вследствие утечки в уплотнениях), унося с собой кинетическую энергию силового потока, или внутри потока между потоком и стенками каналов, по которым течет жидкость, образуется относительное движение, вследствие чего возникает вязкое трение, на преодоление которого затрачивается потенциальная энергия.

Потери первого вида можно назвать внешними или потерями утечки, второго – внутренними или гидравлическими потерями.

Ламинарное движение имеет место в гладких трубах при низких скоростях движения жидкости и при малой ее вязкости. При больших скоростях движения и при большой вязкости жидкости движение в трубах становится турбулентным [24].

Характер движения математически определяется числом Рейнольдса, значение которого выражается формулой

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{Q' d}{\nu F}, \quad (42)$$

где v – скорость потока в $м/сек$;

ν – кинематическая вязкость жидкости в $м^2/сек$;

d – характерный размер (в данном случае диаметр трубы) в $м$;

Q' – объемный расход в $м^3/сек$;

F – площадь живого сечения трубы в $м^2$.

В гладких трубах ламинарное движение переходит в турбулентное при числе $\text{Re}=2320$. однако, в зависимости от состояния труб оно может снизиться до 1600 и даже ниже. Число Рейнольдса является характерной величиной, которой оцениваются различные виды гидравлических сопротивлений, и поэтому при расчете гидравлических систем оно имеет важное значение.

Гидростатическая передача с точки зрения потерь представляет сложную систему, состоящую из гидростатических машин, труб, баков, клапанов, фильтров, дросселей и т.д., в которых происходят потери энергии. При неправильно спроектированной системе эти потери могут достичь очень значительной величины. Поэтому следует уметь оценивать гидравлические потери и при проектировании силовой передачи по возможности сводить их к минимуму.

В гидравлике все виды гидравлических потерь принято выражать в частях от скоростного напора потока жидкости

$$\Delta H = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (43)$$

где ΔH – потерянный напор, т.е. разность напоров до и после сопротивления в $м$;

v – скорость потока, проходящего через сопротивление, в $м/сек$;

ξ – коэффициент гидравлического сопротивления.

В предыдущей формуле ΔH можно заменить $\frac{\Delta p}{\gamma}$, где Δp – потерянный статический напор, а v – объемным расходом Q' и площадью живого сечения потока F . Получим

$$\Delta p = \xi \frac{\gamma Q'^2}{2gF^2}, \quad (44)$$

Чтобы определить величину сопротивления, надо в первую очередь знать коэффициент ξ . При турбулентном движении жидкости этот коэффициент зависит от числа Рейнольдса. Турбулентность потока определяется силами инерции. Последние создают в потоке вихревые движения. Заметим, что если за

гидравлическим сопротивлением поток ламинарный, то вихри под действием вязкости жидкости постепенно затухают и поток выравнивается. Таким образом, и при турбулентном движении главной причиной потерь является в конечном итоге вязкость жидкости, т.е. ее внутреннее трение. Больше того, если бы жидкость не обладала вязкостью, то турбулентное движение вообще бы не возникло. Поэтому главное влияние на все виды потерь оказывает вязкость. Последняя характеризуется коэффициентом кинематической вязкости ν . Коэффициент кинематической вязкости зависит от температуры и уменьшается с увеличением последней.

Коэффициент ξ не всегда можно выразить в аналитической форме. Если явление очень сложно, приходится ограничиваться чисто эмпирическими зависимостями. Поэтому ниже значения ξ иногда выражаются в виде формул, а иногда в виде таблиц, полученных по опытным данным.

Потери в трубах, при ламинарном потоке скорости жидкости в различных сечениях потока изменяется, при турбулентном – по некоторому степенному закону. Коэффициент сопротивления трубы длиной l и диаметром d определяется

$$\xi = \lambda \frac{l}{d}, \quad (45)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения единицы длины трубы.

Для ламинарного потока

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (46)$$

Для турбулентного ($3000 < \text{Re} < 100000$)

$$\lambda = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}}. \quad (46')$$

Т.М. Башта рекомендует в практических расчетах в формуле (46) принимать вместо величины 64 величину 75-85, т.е. несколько увеличивать коэффициент сопротивления труб. Это объясняется неровностями длинных труб, а также тем, что труба снаружи охлаждается и разные слои жидкости имеют разную вязкость.

Важное значение при обосновании параметров гидравлического вариатора имеет, обоснованный выбор основных ее параметров: подачи Q и напора H и потерь напора на преодоление торможение выходного вала h_{mp} . Широкое экспериментальные исследования гидравлических сопротивлений показывают,

что потери энергии существенно зависят от поведения самих частиц жидкости при ее движении.

определяем объемным способом количество жидкости Q , протекающее через отверстие в единицу времени

$$Q = qn,$$

где q – объемный расход жидкости, см^3 ; n – обороты электродвигателя об/ мин.

$$Q = 10 \cdot 766 = 7.6 \text{ л/мин}$$

Подача $Q=7,6 \text{ л/мин}$, номинальный расход жидкости $Q=8 \text{ л/мин}$ [25].

Зная величину потока масла Q (л/мин), проходящего через трубопровод, и рекомендуемое значение u (м/с), внутренний диаметр (мм) можно определить

$$d = 4.6 \sqrt{\frac{Q}{u}}$$

При выборе размера трубопровода для той или иной линии гидросистемы необходимо учитывать, рекомендацию СЭВ РС3644 – 72, регламентирующую скорости u потоков рабочей жидкости в трубопроводах в зависимости от номинального давления p .

$$d = 4.6 \sqrt{\frac{8}{1.2}} = 11.8 \text{ мм}$$

Принимаем $d=12 \text{ мм}$.

Теперь определяем (53) характер движения

$$Re = 21200 \frac{8}{12 \cdot 20} = 706 < 2100.$$

Поток масла в трубопроводе ламинарный, соответственно потери давления

$$\Delta p = 0.8 \frac{\nu QL}{d^4} = 0.8 \frac{20 \cdot 8 \cdot 1}{12^4} = 0.0061 \text{ МПа}.$$

Из уравнения мощностей УТ $N_t = 0.048 \text{ кВт}$.

3.5 Гидродинамическая модель дросселя

Работа дросселя нами была описано в начале настоящей главы, (рисунок 13а) нам необходимо составить гидродинамическое уравнение движения жидкости по трубе. Течение вязкой несжимаемой жидкости описываем уравнением Навье-Стокса [18, 19]. Для трубы это уравнения запишется в цилиндрических координатах в следующем виде

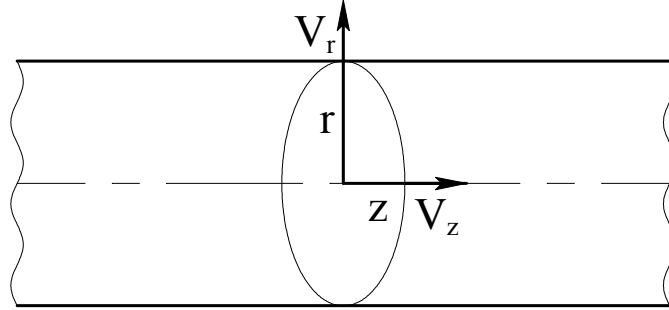


Рисунок 19. Цилиндрические координаты для уравнений Навье-Стокса

$$\left. \begin{aligned}
 & \rho \left(\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} - \frac{v_\varphi^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) = \\
 & = K_r - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \varphi^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right), \\
 & \rho \left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{v_r v_\varphi}{r} + v_z \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} \right) = \\
 & = K_\varphi - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} - \frac{v_\varphi}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial z^2} \right), \\
 & \rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \varphi} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = \\
 & = K_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right),
 \end{aligned} \right\} (47)$$

Уравнение неразрывности цилиндрической координаты

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0. \quad (48)$$

Обозначим через r , φ , z соответственно радиальную, окружную и осевую координаты цилиндрической системы координат, через v_r , v_φ , v_z –

составляющие скорости в направлении этих координат и выполним переход от прямоугольных координат к цилиндрическим.

Отыскание точных решений уравнений Навье – Стокса наталкивается в общем случае на непреодолимые математические трудности. Эти трудности возникают прежде всего вследствие нелинейности уравнений Навье – Стокса, не допускающей применения принципа наложения, столь плодотворного при исследовании потенциальных течений невязкой жидкости. Тем не менее, в некоторых частных случаях все же можно найти точные решения уравнений Навье – Стокса. Такими случаями являются главным образом те, в которых квадратичные члены сами собой исчезают.

Особенно простой класс точных решений представляют так называемые слоистые течения, характерным признаком которых является существование в них лишь одной составляющей скорости. Но такое упрощение приводит уравнение Навье-Стокса к простому виду, одномерная задача в котором теряет некоторые важные параметры (вторая компонента скорости). Из формулы (3.37) пренебрегаем членами, которые отбрасывается за счет края находиться на оси симметрии заслонки. При рассмотрении гидравлического расчета дроссельной заслонки для решения уравнения представим, что край заслонки закрывается симметрично оси заслонки (рисунок 19). После этих предположение задача сводится двумерной и осисимметричной. Принимая во внимание выше названные формулы (47) напишется

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{\partial v_r}{\partial t} + \left(v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) &= \\ &= -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right), \\ \rho \frac{\partial v_z}{\partial t} + \left(v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) &= \\ &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} \right), \end{aligned} \right\}, \quad (49)$$

Уравнение неразрывности цилиндрической координаты

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0.$$

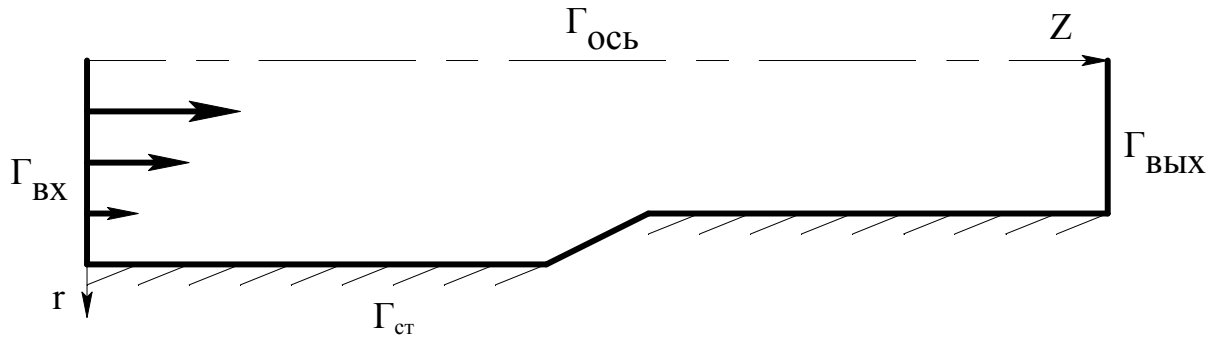


Рисунок 20. Граничные условия в дроссельной заслонки

Уравнения (49) полностью описывает течение вязкой жидкости в канале дроссельной заслонки при разных положениях h дросселя. Решения системы дифференциальных уравнений (49) рассматривается со следующими граничными условиями (рисунок 20).

$$\left\{ \begin{array}{l} \Gamma_{вх} : v_z = u_0, v_r = 0, p = p_0, \\ \Gamma_{ст} : v_z = v_r = 0, \\ \Gamma_{ось} : \frac{\partial v_z}{\partial r} = 0; \frac{\partial v_r}{\partial r} = 0; \frac{\partial p}{\partial r} = 0, \\ \Gamma_{вых} : \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0; \frac{\partial v_r}{\partial z} = 0; \frac{\partial p}{\partial z} = 0. \end{array} \right. \quad (49')$$

Решение дифференциальных уравнений Навье-Стокса (47) и уравнений неразрывности (48) с граничными условиями (49') можно получить только численными методами. Данная математическая модель написана в переменных (u, v, p) , для упрощения решения задач. Для решения данной задачи обычно переходят к переменным (ψ, Ω) , исключая из уравнений переменную давления p .

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z} \frac{\partial \Omega}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} \frac{\partial \Omega}{\partial z} - \frac{v_r \Omega}{r} = \nu \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Omega}{\partial r} - \frac{\Omega}{r^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial z^2} \right), \\ \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = -r\Omega \end{array} \right. \quad (50)$$

Граничные условия для уравнений (50) запишем

$$\left\{ \begin{array}{l} \Gamma_{ax} : \psi = u_0 r, \Omega = 0 \\ \Gamma_{cm} : \psi = \psi_0, \Omega = 0 \\ \Gamma_{ось} : \frac{\partial \psi}{\partial r} = 0, \frac{\partial \Omega}{\partial r} = 0 \\ \Gamma_{вых} : \frac{\partial \psi}{\partial z} = 0, \frac{\partial \Omega}{\partial z} = 0 \end{array} \right. \quad (50')$$

3.6 Система уравнения для гидравлической заслонки и его проектирование

Для работы гидравлического вариатора составлена математическая модель с системой уравнения

Уравнение Навье-Стокса, написанное в цилиндрических системах координат в виде переменных (ψ - Ω)

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z} \frac{\partial \Omega}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} \frac{\partial \Omega}{\partial z} - \frac{\nu_r \Omega}{r} = \nu \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Omega}{\partial r} - \frac{\Omega}{r^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = -r \Omega \end{array} \right. \quad (51)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi = u_0 r, \Omega = 0 \\ \psi = \psi_0, \Omega = 0 \\ \frac{\partial \psi}{\partial r} = 0, \frac{\partial \Omega}{\partial r} = 0 \text{ - граничные условия} \\ \frac{\partial \psi}{\partial z} = 0, \frac{\partial \Omega}{\partial z} = 0 \end{array} \right.$$

$$Q = \int_s \rho v ds \text{ - расход жидкости}$$

$$\omega = \left\{ \omega_0^2 + \frac{n \rho h}{J} \left[\frac{1}{2} \nu^2 (r_e^2 - r_i^2) - \frac{2}{3} \nu \sin \theta \omega_0 (r_e^3 - r_i^3) + \frac{1}{4} \omega_0^2 (r_e^4 - r_i^4) \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \text{ - угловая}$$

скорость вала гидромотора

В предыдущих теоретических исследованиях была разработана математическая модель гидравлического вариатора, которые

1) уравнение Навье-Стокса, написанное в цилиндрических системах координат в виде переменных $(\psi-\Omega)$, описывающие течение вязкой жидкости в дроссельной заслонке;

2) расход жидкости проходящий через дроссельную заслонку;

3) обороты вращения гидромотора при воздействии жидкости поступающая из гидронасоса и меняющейся в зависимости от работы дросселя.

Численная реализация уравнений Навье-Стокса в переменных $(\psi-\Omega)$ рассматриваем решение уравнений с граничными условиями.

Аппроксимация уравнений Навье-Стокса в переменных $(\psi-\Omega)$

$$\begin{cases} \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z} \frac{\partial \Omega}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} \frac{\partial \Omega}{\partial z} - \frac{\nu_r \Omega}{r} = \nu \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Omega}{\partial r} - \frac{\Omega}{r^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = -r\Omega \end{cases}$$

$$\begin{cases} \Gamma_{ax} : \psi = u_0 r, \Omega = 0 \\ \Gamma_{cm} : \psi = \psi_0, \Omega = 0 \\ \Gamma_{ось} : \frac{\partial \psi}{\partial r} = 0, \frac{\partial \Omega}{\partial r} = 0 \\ \Gamma_{вых} : \frac{\partial \psi}{\partial z} = 0, \frac{\partial \Omega}{\partial z} = 0 \end{cases}$$

Существует следующие основные виды разностных уравнений для первых и вторых производных

$$\frac{\partial \psi}{\partial z} = \frac{\psi_{i+1} - \psi_i}{z_{i+1} - z_i}; \quad \frac{\partial \psi}{\partial z} = \frac{\psi_i - \psi_{i-1}}{z_i - z_{i-1}} \text{ - порядка шага}$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial z} = \frac{\psi_{i+1} - \psi_{i-1}}{z_{i+1} - z_{i-1}} \text{ - порядка квадрата шага}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} &= \frac{\left(\frac{\partial \psi}{\partial z}\right)_{i+\frac{1}{2}j} - \left(\frac{\partial \psi}{\partial z}\right)_{i-\frac{1}{2}j}}{z_{i+\frac{1}{2}} - z_{i-\frac{1}{2}}} = \frac{\frac{\psi_{i+1j} - \psi_{ij}}{z_{i+1} - z_i} - \frac{\psi_{ij} - \psi_{i-1j}}{z_i - z_{i-1}}}{\frac{z_{i+1} - z_{i-1}}{2}} = \\
&= \frac{2}{z_{i+1} - z_{i-1}} \left[\frac{\psi_{i+1j} - \psi_{ij}}{z_{i+1} - z_i} - \frac{\psi_{ij} - \psi_{i-1j}}{z_i - z_{i-1}} \right] = \frac{2}{z_{i+1} - z_{i-1}} \cdot \\
&\cdot \left[\frac{1}{z_{i+1} - z_i} \psi_{i+1j} - \left(\frac{1}{z_{i+1} - z_i} + \frac{1}{z_i - z_{i-1}} \right) \psi_{ij} + \frac{1}{z_i - z_{i-1}} \psi_{i-1j} \right]
\end{aligned}$$

Для использования метода установления, вводим нестационарный член и напишем первое уравнение формулы (3.40) в операторном виде

$$\frac{\Omega^{n+1} - \Omega^n}{t} + L_1 \Omega + L_2 \Omega = 0, \quad (52)$$

где t – итерационный параметр;

$$L_1 \Omega = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z} \frac{\partial \Omega}{\partial r} - \nu \frac{\partial^2 \Omega}{\partial z^2}$$

$$L_2 \Omega = -\frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z} \frac{\partial \Omega}{\partial r} - \frac{\Omega}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z} - \nu \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Omega}{\partial r} - \frac{\Omega}{r^2} \right)$$

Напишем дифференциальных операторов в разностном виде, и в них конвективные члены аппроксимируем с применением схемы против потока II рода.

$$\begin{aligned}
L_1 \Omega &= \frac{1}{2r_i(z_{i+1} - z_{i-1})(r_{j+1} - r_{j-1})} \\
&\left\{ (A1 - |A1|)\Omega_{i+1j} + (A1 + |A1| - A2 + |A2|)\Omega_{ij} - (A2 + |A2|)\Omega_{i-1j} \right\} - \\
&- \nu \frac{2}{z_{i+1} - z_{i-1}} \left\{ \frac{1}{z_{i+1} - z_i} \Omega_{i+1j} - \left[\frac{1}{z_{i+1} - z_i} + \frac{1}{z_i - z_{i-1}} \right] \Omega_{ij} + \frac{1}{z_i - z_{i-1}} \Omega_{i-1j} \right\}
\end{aligned}$$

где, $A1 = \psi_{i+1j+1} + \psi_{ij+1} - \psi_{i-1j+1} - \psi_{ij-1}$,

$A2 = \psi_{ij+1} + \psi_{i-1j+1} - \psi_{i-1j-1} - \psi_{ij-1}$.

$$L_2 \Omega = \frac{-2}{2r_j(z_{i+1} - z_{i-1})(r_{j+1} - r_{j-1})} \{ (-A3 - |-A3|) \Omega_{ij+1} + (-A3 + |-A3| + A4 + |-A4|) \Omega_{ij} - (-A4 + |-A4|) \Omega_{ij-1} \} - \frac{\Omega \psi_{i+1j} - \psi_{ij}}{r_j z_{i+1} - z_i} - \nu \left\{ \frac{\Omega_{ij} - \Omega_{ij-1}}{r_j(r_j - r_{j-1})} - \frac{\Omega}{r_j^2} - \frac{2}{r_{j+1} - r_{j-1}} \left[\frac{1}{r_{j+1} - r_j} \Omega_{ij+1} - \left(\frac{1}{r_{j+1} - r_j} + \frac{1}{r_j - r_{j-1}} \right) \Omega_{ij} + \frac{1}{r_j - r_{j-1}} \Omega_{ij-1} \right] \right\}$$

где $A3 = \psi_{i-1j+1} + \psi_{i-1j} - \psi_{i+1j+1} - \psi_{i+1j}$,
 $A4 = \psi_{i-1j-1} + \psi_{i-1j} - \psi_{i+1j-1} - \psi_{i+1j}$

Для аппроксимации второго уравнения системы (3.40) и определения ψ

$$\frac{2}{r_{j+1} - r_{j-1}} \left[\frac{1}{r_{j+1} - r_j} \psi_{ij+1} - \left(\frac{1}{r_{j+1} - r_j} + \frac{1}{r_j - r_{j-1}} \right) \psi_{ij} + \frac{1}{r_j - r_{j-1}} \psi_{ij-1} \right] - \frac{1}{r_j} \frac{\psi_{ij+1} - \psi_{ij-1}}{r_{j+1} - r_{j-1}} + \frac{2}{z_{i+1} - z_{i-1}} \left[\frac{1}{z_{i+1} - z_i} \psi_{i+1j} - \left(\frac{1}{z_{i+1} - z_i} + \frac{1}{z_i - z_{i-1}} \right) \psi_{ij} + \frac{1}{z_i - z_{i-1}} \psi_{i-1j} \right] = -z_j \Omega_{ij}$$

ψ_{ij} – можно найти методом простой итерации или методом верхней релаксации,

$$\psi_{ij}^{n+1} = \frac{r_j \Omega_{ij} + \frac{2}{r_{j+1} - r_{j-1}} \left[\frac{1}{r_{j+1} - r_j} \psi_{ij+1}^n + \frac{1}{r_j - r_{j-1}} \psi_{ij-1}^n \right] + \frac{2}{r_{j+1} - r_{j-1}} \left(\frac{1}{r_{j+1} - r_j} + \frac{1}{r_j - r_{j-1}} \right) + \frac{2}{z_{i+1} - z_{i-1}} \left[\frac{1}{z_{i+1} - z_i} \psi_{i+1j}^n + \frac{1}{z_i - z_{i-1}} \psi_{i-1j}^n \right] - \frac{1}{r_j} \frac{\psi_{ij+1} - \psi_{ij-1}}{r_{j+1} - r_{j-1}}}{\frac{2}{z_{i+1} - z_{i-1}} \left(\frac{1}{z_{i+1} - z_i} + \frac{1}{z_i - z_{i-1}} \right)}$$
(52')

Из уравнений (52) определяется Ω^{n+1} и найденное значение после подстановки в (52') находим ψ_{ij}^{n+1} . И это итерация повторяется до тех пор пока следующие условия не выполняются,

$$\left| \Omega_{ij}^{n+1} - \Omega_{ij}^n \right| \leq \varepsilon_{\Omega} = 10^{-6},$$

$$\left| \psi_{ij}^{n+1} - \psi_{ij}^n \right| \leq \varepsilon_{\psi} = 10^{-5}$$

Внизу приводятся графики анализа результатов полученных численного расчета системы уравнений. Результаты расчета систем уравнений при значении $h=1\text{мм}$ (которая в таком положении закрывает 1/9 часть дроссельной заслонки)

По результатам численного расчета, рассчитывается расход и скорость в рассматриваемой области и положений дроссельной заслонки

$$Q = 0,0091 \text{ м}^3 / \text{с}, \quad v = 1,01 \text{ м} / \text{с}$$

Результаты расчета систем уравнений при значении $h=2\text{мм}$ (которая в таком положении закрывает 1/8 часть дроссельной заслонки)

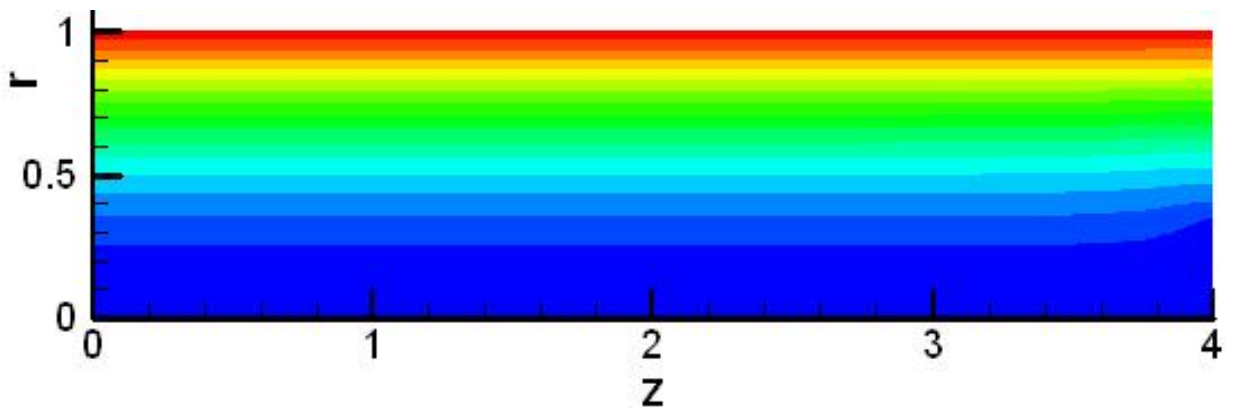


Рисунок 21. Изменение линии тока (ψ)

Результаты расчета систем уравнений при значении $h=3\text{мм}$ (которая в таком положении закрывает 1/7 часть дроссельной заслонки)

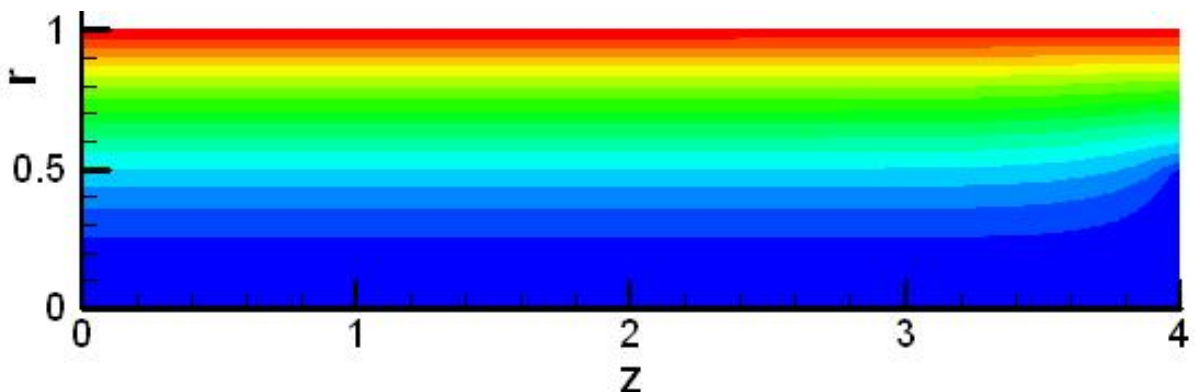


Рисунок 22. Изменение линии тока (ψ)

Результаты расчета систем уравнений при значении $h=4\text{мм}$ (которая в таком положении закрывает 1/6 часть дроссельной заслонки)

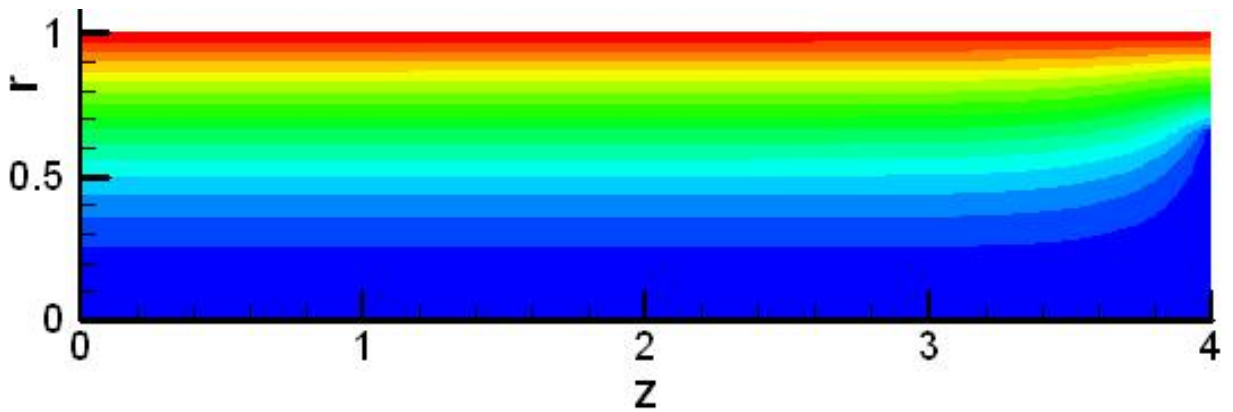


Рисунок 23. Изменение линии тока (ψ)

Результаты расчета систем уравнений при значении $h=4\text{мм}$ (которая в таком положении закрывает $1/6$ часть дроссельной заслонки)

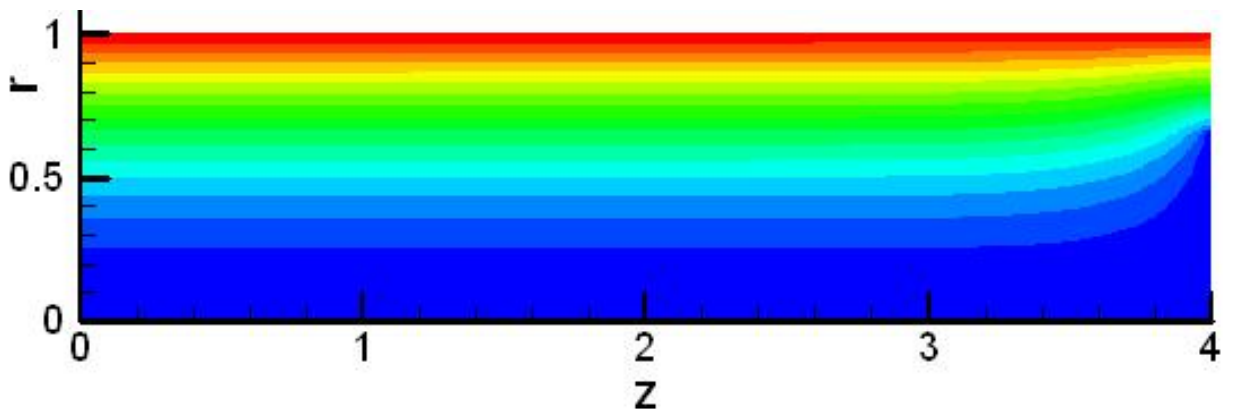


Рисунок 24. Изменение линии тока (ψ)

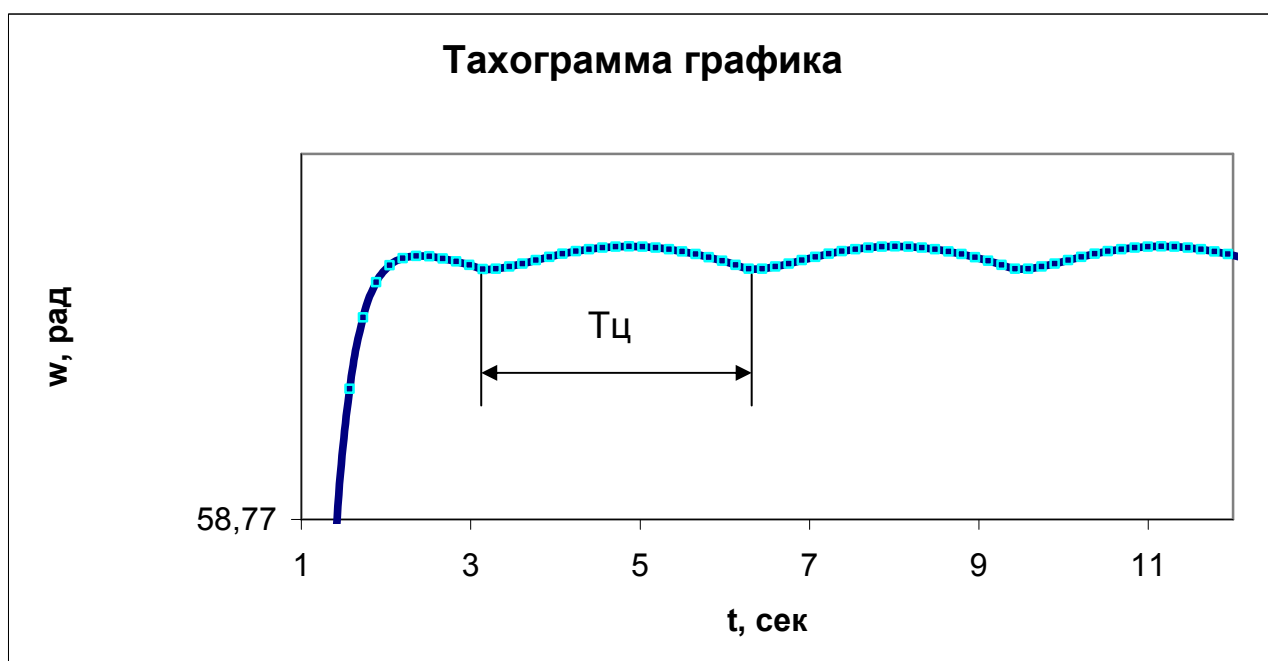
Рассмотрим расчет угловой скорости вращения гидромотора. При воздействии жидкости поступающей из гидронасоса и меняющейся в зависимости от работы дросселя

$$\frac{J\omega^2}{2} - \frac{J\omega_0^2}{2} = \frac{1}{2}n\rho h \left[\frac{1}{2}v^2(r_e^2 - r_i^2) - \frac{2}{3}v\omega_0(r_e^3 - r_i^3) + \frac{1}{4}\omega_0^2(r_e^4 - r_i^4) \right]$$

Расчеты велись при определении оборота вращения гидромотора, в алгоритмической программе ФОГТГАН (приложение А-1) исходных данных $\rho=880 \text{ кг/м}^3$, $h=0.02 \text{ м}$, $v=1,2 \text{ м/с}$, $m=0,03 \text{ кг}$, $r_e=0,02\text{мм}$, $r_i=0,01 \text{ мм}$.



а



б

а – угловая скорость гидромотора при $h=9$ мм, б – тахограмма графика

Рисунок 25. График зависимости угловой скорости при положения дросселя $h=9\text{мм}$.

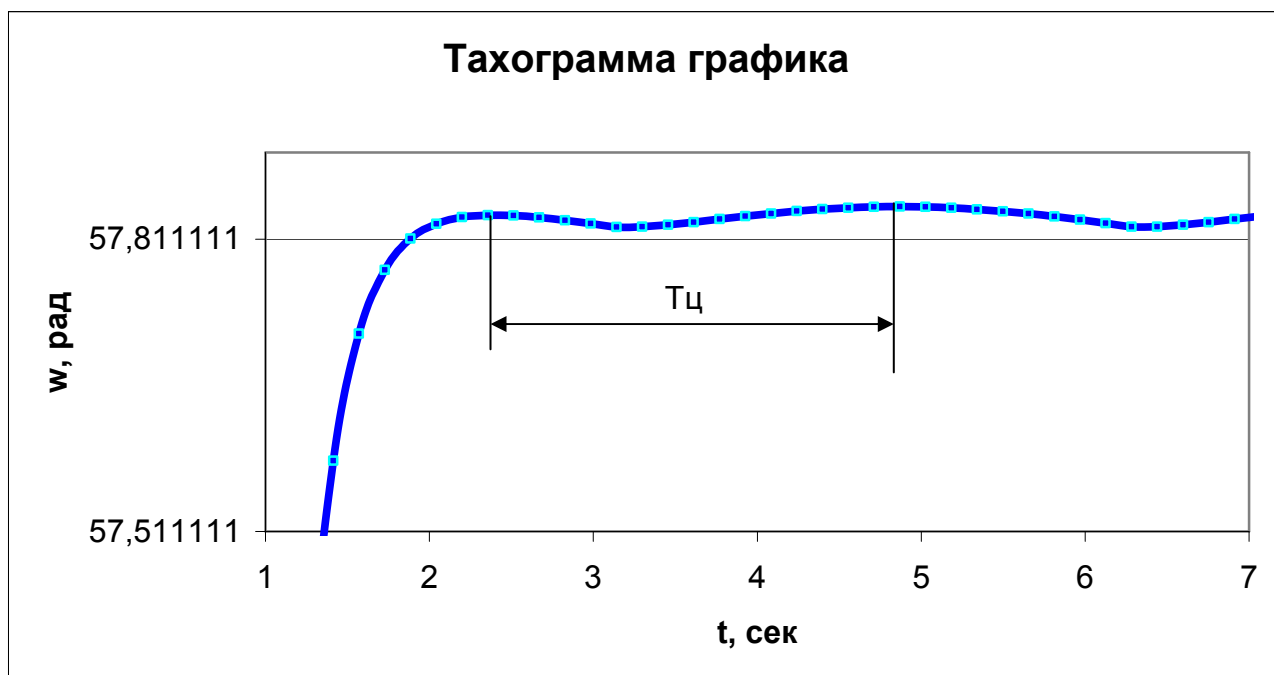


Рисунок 26. График зависимости угловой скорости при положения дросселя $h=7,5\text{мм}$

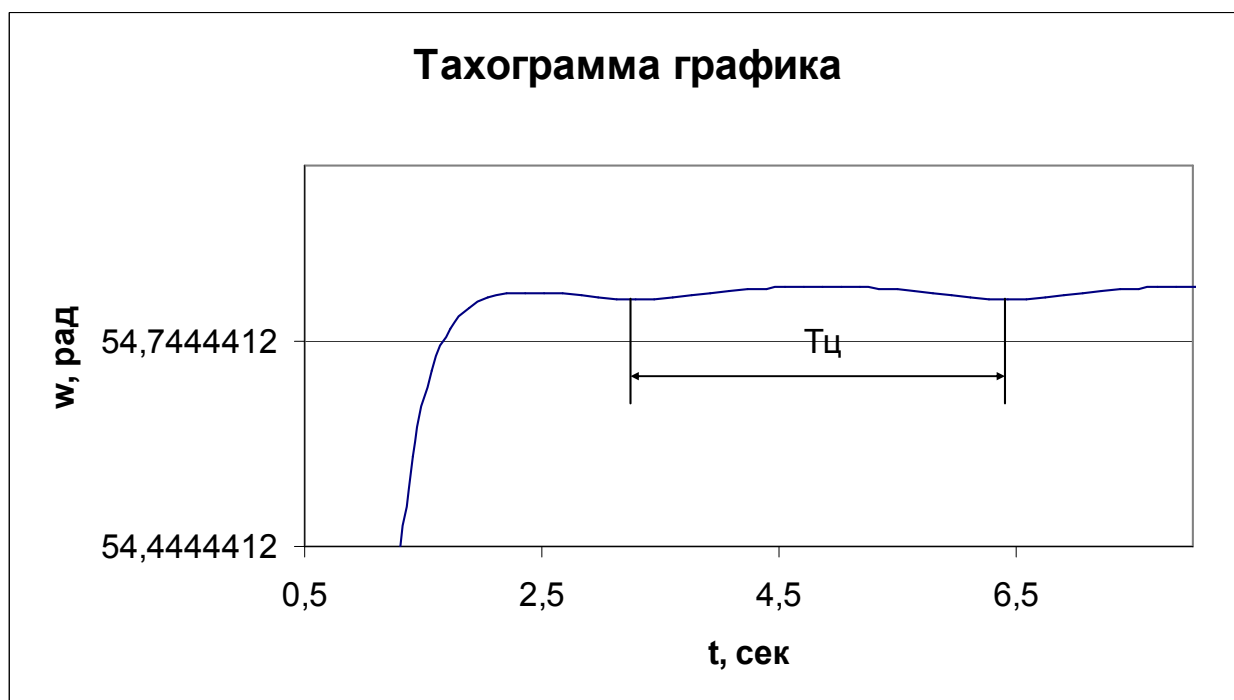


Рисунок 27. График зависимости угловой скорости при положения дросселя $h=5\text{мм}$

Вывод

В рамках этой магистерской диссертации попытался показать, что применение дроссельной заслонки для автоматического регулирования напора жидкости (пара) в тепловой и гидроэлектростанциях является эффективным, при небольших, т.е. более стабильных давлениях жидкости или пара.

Так как для поддержания требуемого напора а высоких требований к качеству регулирования не предъявляется, то в данной работе выбран более дешевый вариант управления преобразователем одним вентилятором и включением при необходимости от сети резервных насосов.

Современная система управления электроприводом должна обеспечивать максимальную экономию электроэнергии, высокую точность регулирования частоты, оптимальный закон управления, иметь высокую надежность и невысокую стоимость.

Задачей настоящего магистерской диссертации является проектирование автоматизированного электропривода насосной установки для модернизации ныне существующей. Таким образом, в этой работе рассматривается математический расчет регулирования подачи напора жидкости и ее влияние на частоту вращения установки.

Возрастающие технологические требования к качеству производственных процессов, необходимость внедрения высоких технологий обуславливают устойчивую тенденцию внедрения в различные отрасли промышленного и сельскохозяйственного производства регулируемых электроприводов.

В данной работе в систематизированном виде изложен комплекс вопросов, связанных с возможностями энергосбережения при использовании регулируемых электроприводов.

В магистерской диссертационной работе разработана математическая модель, описывающая полную работу гидронасоса с дросселированием. Приведена численная реализация решения для составленной системы уравнений. По результатам численных решений определены угловые скорости « ω » гидродинамического насоса при разных положениях дросселя « h ».

По разработанной методике можно посчитать оптимальные варианты диаметров дроссельной заслонки для применяемой технологической установки, которое поддерживается автоматическим электроприводом.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Справочник по электрическим машинам: в 2 т. /под общей ред. И.П. Копылова. - Т1. М.: Энергоиздат, 1988. - 456с.
2. Справочник по электрическим машинам: в 2 т. /под общей ред. И.П. Копылова. - Т2. М.: Энергоиздат, 1989. - 688с.
3. Башарин А.В., Новиков В.А., Соколовский Г.Г. Управление электроприводами. - Л.: Энергоиздат, 1982. -328с.
4. Анхимюк В.А., Опейко О.Ф., Михеев Н.Н. Теория автоматического управления. - Мн.: Дизайн ПРО, 2000. -412с.
5. Ключев В.И. Теория электропривода. - М.: Энергоатомиздат, 1985. -511с.
6. Резисторы, конденсаторы, транзисторы, дроссели, коммутационные устройства РЭА: Справ. /Н.Н. Акимов, Е.П. Ващуков, В.А. Прохоренко, Ю.П. Ходоренок - Мн.: Беларусь, 1994. - 591с.
7. Силовые полупроводниковые приборы: Справочник/о.Г. Чебовский, Л.Г. Моисеев, Р.П. Недошивин - М.: Энергоатомиздат, 1985. - 400с.
8. Электротехнический справочник. в 3 т. Т.3.: Под общ. ред. Профессоров МЭН: И.Н. Орлова и др. - М.: Энергоатомиздат, 1988. - 616с.
9. Электрический справочник. В 3т. Т.2. Электротехнические устройства /Под общ. ред. Проф. МЭН В.Г. Герасимова, Л.А. Кунова и др. - М.: Энергоиздат, 1981. - 640с.
10. Под ред.В.А. Елисеева, А.В. Шнианского. Справочник по автоматизированному ЭП. М.: Энергоатомиздат, 1983. -486с.
11. Янковенко В.С. и др. Расчет и конструирование элементов ЭП. М.: Энергоатомиздат, 1987. -356с.
12. Зимин Е.Н. и др. Электроприводы постоянного тока с вентильными преобразователями. М.: Энергоатомиздат, 1981. -416с.
13. Энергосберегающий асинхронный электропривод // И.Я. Браславский, З.Ш. Ишматов, В.Н. Поляков: Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 256 с.
14. Автоматическое управление электротермическими установками / Под ред. А.Д. Сванчанского. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 416 с.
15. Актуальность проблемы энергосбережения в системе водоснабжения // Ежемесячная газета «Новости приводной техники». – М., 2001. – №6. – С. 6 – 7.
16. Бабокин Г.И. Энергосбережение в электроприводе конвейера // Изв. вузов. Горный журнал. – 2002. – №1. – С. 122 – 125.
17. Браславский И.Я., Зубрицкий О.Б., Ольков А.Е. Энергетика регулировочных режимов асинхронного электропривода при потенциальном моменте нагрузки // Изв. вузов. Электромеханика. – 1975. – №1. – С. 82 – 85.
18. Использование частотно-регулируемого электропривода в насосных станциях // Ежемесячная газета «Новости приводной техники». – М.: 2002. – №2(10). – Код № 10 – 6.

19. Частотно-регулируемый асинхронный электропривод как средство энергосбережения / И.А. Авербах, Е.И. Барац, И.Я. Браславский, З.Ш. Ишматов // Энергетика региона. – Екатеринбург, 2002. – №2(45). – С. 34 – 35.
20. Шрейнер Р.Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты. – Екатеринбург: УРО РАН, 2000. – 654 с.
21. Электропривод и автоматизация промышленных установок как средства энергосбережения / И.А. Авербах, Е.И. Барац, И.Я. Браславский, З.Ш. Ишматов. – Екатеринбург: Свердловгосэнергонадзор, 2002. – 28 с.
22. A.C. Technology Anticipated to Boost Sales in Variable Speed Drivers Market // EPE Journal, 2003. – Vol. 6, № 2. – P. 7–8.
23. Лойцянский Л. Г., Механика жидкости и газа. Главная редакция физико-математической литературы. Москва “Наука” 1987г.
24. Шлихтинг Г., Теория пограничного слоя, Главная редакция физико-математической литературы. Москва “Наука” 1974г.
25. Госман А. Д., Пан W. М., Ренчел А. К., Сполдинг Д. В., Вольфштейн М., Численные исследование течения вязкой жидкости, изд. Мир 1971г .
26. Дукенбаев С.Т., Сагитов П.И. Математический расчет расхода жидкости автоматизированной электрогидропривода типовых производственных механизмов // Материалы международной научно-практической конференции «Инновационное развитие и востребованность науки в современном Казахстане», г.Актобе, 03.05.2018 – С.153-157.
27. Дукенбаев С.Т., Сагитов П.И. Динамический расчет автоматизированного электрогидропривода центробежных насосов // Вестник КазНПУ им.Абая, серия физика, математика, информатика – А., 2018. – №3 (в печати).

```

program   mechanizm
integer, parameter :: ND=101
real(8), parameter :: pi=3.14159265d+0
real sm,sf,m1,m2,r1,r2
! integer, parameter :: mu,mu1,arctan,ln
real(8),dimension(ND):: s,phy,tt,f,m
integer n
real t,dt,sj1,sj11,sj2,sj22
sm=1.0d+0
sf=100.0d-1
m1=5.0d-1
m2=2.0d-1
r1=0.65d+0
r2=0.3d+0
fk=1.01d-1
TT=1.0d+0
dt=1/50.
s(1)=0.d-1
phy(1)=0.0d+0
s(2)=10.d-5
phy(2)=10.d-3
sj1=m1*r1*r1/2.
! sj11=m1/2.
sj2=m2*r2*r2/2.
sj22=m2/2.
write(*,*) dt
do n=2,ND-1
t=(n-1)*dt
s1=(s(n)-s(n-1))/dt
s2=(-2*s(n)+s(n-1))
phy1=(phy(n)-phy(n-1))/dt
phy2=(-2*phy(n)+phy(n-1))
phy(n+1)=(sm-sj22*(2*s(n)*s1*phy1))/((sj1+s22*s(n)*s(n))/(dt*dt))-phy2
phy(n+1)=t
phy(n+1)=(sm-sj11*(2*s(n)*s1*phy1+s(n)*phy2)-
sj2*phy2)/((sj11*s(n)+sj2)/(dt*dt))
phy11=(phy(n+1)-phy(n))/dt
! phy11=(phy(n)-phy(n-1))/dt
Ftr=fk*9.8*sqrt((s1*s1)/(phy1*phy1)+s(n)*s(n))
s(n+1)=sqrt((-Ftr+sf+s22*s(n)*phy11*phy11)*(dt*dt)/m2-s2)
! s(n+1)=(sf+s22*s(n))*(dt*dt)/(m2)-s2*dt*dt
write(*,*) n, ' s=',s(n),' phy=',phy(n)
end do

```

```

rd=r1/(ND-1)
do n=1,ND
phy(n)=1.0d-2*n
s(n)=(n-1)*rd
write(*,*) n,phy(n),s(n)
end do
do n=2,ND-1
do n=2,ND-1
t=(n-1)*dt
s1=(s(n)-s(n-1))/dt
s2=(s(n+1)-2*s(n)+s(n-1))/(dt*dt)
phy1=(phy(n)-phy(n-1))/dt
phy2=(phy(n+1)-2*phy(n)+phy(n-1))/(dt*dt)
m(n)=sj11*(2*s(n)*s1*phy1+s(n)*s(n)*phy2)+sj2*phy2
f(n)=m1*s2-sj11*s(n)*phy1*phy1
f(n)=m1*s2-sj11*s(n)*phy1*phy1
write(*,*) t,f(n),m(n)
end do
end do
do n=1,ND-1
write(*,*) n,phy(n),s(n)
end do
do n=1,ND
! write(*,12) n, p(n), q(n),r(n)
! 12 format (i6, 3e21.5)
end do
open(1,file="s_phy.dat")
write(1,*)'VARIABLES = "t", "s", "phy"'
write(1,*)'ZoNE I=ND F=PoINT'
do n=1,ND
t=(n-1)*dt
s(n)=s(n)
write(1,'(3e30.10,x)') t, s(n), phy(n)
enddo
close(1)
open(11,file="F_M.dat")
write(11,*)'VARIABLES = "t", "f", "m"'
write(11,*)'ZoNE I=ND F=PoINT'
do n=2,ND-1
t=(n-1)*dt
write(11,'(3e30.10,x)') t, f(n), m(n)
enddo
close(11)
end program mechanizm

```