

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический университет»

«УТВЕРЖДАЮ»

Руководитель ОАР ИШИТР ТТПУ

А. А. Филипас

« ____ » _____ 2022 г.

АНТИПОМПАЖНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

методические указания к выполнению лабораторной работы для магистров
по курсу «Проектирование систем противоаварийной защиты»

Направление 15.04.04 «Автоматизация технологических процессов и производств»
Образовательная программа «Системы промышленной безопасности»

Издательство
Томского политехнического университета
Томск 2022

УДК 681.3

АНТИПОМПАЖНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Методические указания к выполнению лабораторной работы по курсу «Проектирование систем противоаварийной защиты» для магистров по направлению 15.04.04 «Автоматизация технологических процессов и производств», образовательная программа «Системы промышленной безопасности» / Составитель В. В. Курганов. - Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2022. - 24 с.

Рецензент доцент, к.т.н. М. В. Скороспешкин

Методические указания рассмотрены и рекомендованы к изучению методическим семинаром отделения Автоматики и робототехники инженерной школы информационных технологий и робототехники Томского политехнического университета

Протокол № «___» от «_____» 2022 г.

Руководитель ОАР ИШИТР ТПУ _____ А. А. Филипас

Содержание

	Стр.
1 Цель работы	4
2 Общие сведения	4
3 Регулирование	6
3.1 Регулирование изменением скорости вращения вала компрессора	6
3.2 Регулирование дросселированием газа	8
3.3 Регулирование изменениями в проточной части компрессора	11
3.4. Антипомпажное регулирование	12
4 Помпаж центробежного насоса	13
5 Описание лабораторной установки	14
5.1 Гидравлическая схема лабораторной установки	14
5.2 Система управления лабораторной установкой	17
6 Задание на выполнение лабораторной работы.	19
9 Контрольные вопросы	20
10 Литература	21

1. Цель работы

Изучение способов регулирования производительности и давления в нагнетательном трубопроводе центробежных компрессоров и насосов, а также антипомпажного регулирования

2. Общие сведения

Антипомпажное регулирование практически всегда является предметом систем противоаварийной автоматической защиты.

Помпаж центробежного компрессора — явление, которое возникает из-за резкого изменения давления в системе сжатого воздуха. В результате этого происходит реверсирование потока сжатого воздуха внутри устройства, сопровождаемое резким изменением нагрузки. Скачки потребляемой мощности сопровождаются звуком «Вуумпф». Этот звук особенно хорошо слышен вблизи всасывающего фильтра.

Причиной помпажа компрессора является **снижение расхода воздуха, проходящего через устройство**, из-за чего возникает неконтролируемое повышение давления до значения неустойчивой работы компрессора. Если локальная или дистанционная система управления не успеет среагировать на это изменение, то это может привести к серьезным механическим повреждениям компрессора и выходу его из строя. В связи с этим необходимо, чтобы система управления компрессором была правильно настроена на своевременное обнаружение и предотвращение возможности эксплуатации компрессора в таком режиме [1].

Помпаж может наблюдаться не только у компрессоров, но и в некоторых режимах у центробежных насосов и вентиляторов.

Рассмотрим способы предотвращения работы оборудования в помпажных режимах.

Типичная характеристика центробежного компрессора представлена на рисунке 2.1. Информация для написания данного раздела методических указаний заимствована, в том числе, с сайта [1].

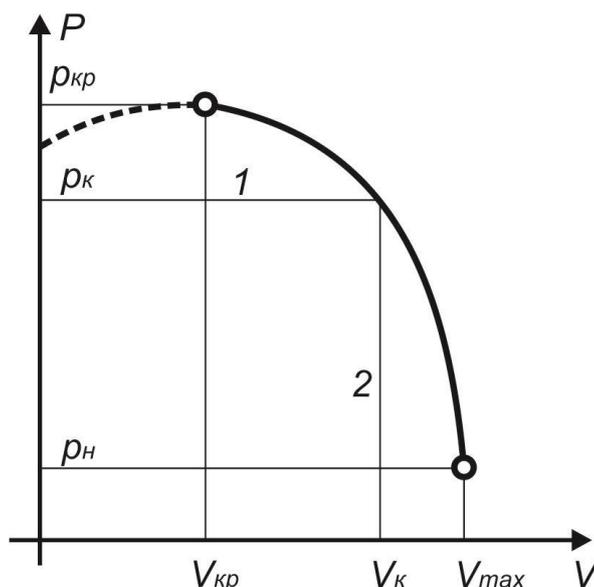


Рисунок 2.1 – Характеристика центробежного компрессора и линии регулирования:

1. $p_K = const$; 2. $V_K = const$

Компрессор всасывает газ при постоянном давлении p_H и сжимает до давления нагнетания p_K . Зависимость между производительностью на всасывании V и давлением на нагнетании представлена на рисунке 2.1. При максимальной производительности V_{\max} [м³/час] давление на нагнетании равно давлению на всасывании ($p_K = p_H$). При повышении давления в нагнетательном трубопроводе производительность компрессора уменьшается по кривой до давления $p_{кр}$, после которого начинается помпаж. Границу помпажа обычно принимают равной максимальному давлению на нагнетании, что не совсем верно, но для практического применения вполне достаточно. Дальнейшее уменьшение производительности ниже $V_{кр}$, соответствующей давлению $p_{кр}$, недопустимы из-за ударов, которые возникают при помпаже в центробежном компрессоре. Явление помпажа может быть причиной физического разрушения компрессора. Поэтому при эксплуатации центробежных компрессоров рекомендуется работать в области, удалённой от точки помпажа, т.е. удалённой от максимального давления на нагнетании.

Явление помпажа объясняется следующим образом. При уменьшении производительности давление на нагнетании растёт и при $V_{кр}$ становится максимальным $p_{кр}$. При дальнейшем уменьшении производительности давление резко падает. В этом случае прекращается подача газа и возможен обратный переток с линии нагнетания на линию всасывания. Но так как расход (потребление) сжатого газа не изменяется, давление газа на нагнетании быстро падает и компрессор возобновляет нормальную работу. Повторение описанной ситуации приводит к пульсации производительности и давления, величина которых определяется характеристикой компрессора.

Характеристикой центробежного компрессора однозначно определена производительность по всасыванию и конечным давлением в устойчивой области характеристики (в пределах производительности от $V_{кр}$ до V_{\max}), а также помпажная граница. Но часто случается так, что характеристика компрессора в процессе эксплуатации не удовлетворяет требованиям потребителя. Возникает задача её коррекции под требования технологического процесса, в который включен компрессор. Коррекция характеристики достигается регулированием работы компрессора.

Регулирование работы центробежных компрессоров сводится к поддержанию на определённом уровне основных параметров, а именно производительности или давления на нагнетании.

Существует несколько способов регулирования центробежных компрессоров:

- регулирование изменением частоты вращения;
- регулирование дросселированием на линии нагнетания или всасывания;
- регулирование воздействием на поток газа, закручивание потока на линии всасывания или изменение положения лопаток в диффузоре (улитке).

3. Регулирование

При эксплуатации компрессоров подача газа осуществляется в широком диапазоне производительности, от нулевой величины до номинально, а в некоторых случаях максимальной. Центробежные компрессоры не могут работать в зоне помпажа, что может грозить им физическим разрушением, поэтому производительность в пределах от нуля до $V_{кр}$ обеспечивается с помощью систем антипомпажного регулирования. Антипомпажное регулирование позволяет эксплуатировать компрессор во всём диапазоне изменения его производительности.

Как было отмечено ранее, регулирование чаще всего используется для поддержания постоянного давления на нагнетании или постоянной производительности компрессора.

Пример для первого случая.

Центробежный компрессор подает сжатый воздух в сеть для пневматического инструмента. Максимальный КПД работы пневматического инструмента достигается при вполне определённом (заданном) давлении. При отклонении давления от заданного КПД инструмента падает. Поэтому в сети должно быть постоянное давление, независящее от расхода воздуха, которое обеспечивается давлением **на нагнетании компрессора**. Данному режиму соответствует прямая 1 ($p_k = const$), представленная на рисунке 2.1.

В холодильных центробежных компрессорах требуется поддерживать постоянным давление всасывания независимо от объёмной производительности на всасывании. Холодильный агрегат должен работать при определённой постоянной температуре кипения агента в испарителе независимо от требуемой холодопроизводительности. Температура холодильного агента в испарителе определяется **давлением всасывания компрессора**. Давление нагнетания при этом регулировать не требуется, так как оно однозначно определяется температурой и количеством перекачиваемого вещества.

Пример для второго случая.

Компрессор, нагнетающий воздух в доменную печь. Сопротивление доменной печи, т.е. потери давления в ней, меняются в процессе эксплуатации при изменении состава шихты, режима работы печи и т.д. При отсутствии регулирования производительность компрессора будет изменяться с изменением сопротивления, что является нежелательным для нормальной эксплуатации доменной печи. В связи с этим следует регулировать работу компрессора в соответствии с прямой 2 ($V_k = const$).

3.1 Регулирование изменением скорости вращения вала компрессора

Один из способов коррекции характеристики компрессора – регулирование изменением скорости вращения вала двигателя. В момент написания книги [1], материал из которой частично изложен в настоящих методических указаниях, регулирование скорости вращения вала двигателя было достаточно редкое явление. Это были, как правило, паровые или газовые турбины. В настоящее время частотное управление скоростью вращения вала двигателя широко распространённый и достаточно (сравнительно) недорогой способ управления.

На рисунке 3.1 представлены характеристики центробежного компрессора при различных скоростях вращения вала.

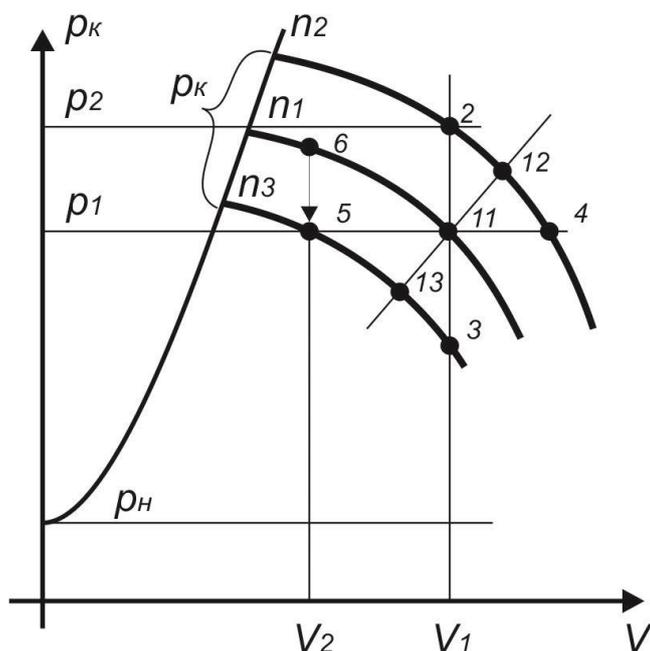


Рисунок 3.1 - Характеристики центробежного компрессора при различных скоростях вращения вала

При повышении скорости вращения вала от величины n_1 до n_2 увеличивается давление на нагнетании p_k , и, наоборот, при снижении скорости понижается. Связь между скоростями вращения и производительностями с некоторым приближением устанавливается следующим соотношением [1]:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (1)$$

Если при вращения вала со скоростью n_1 давление на нагнетании будет соответствовать точке 11 (см. рисунок 3.1), то при увеличении скорости до n_2 давление переместится в точку 12, а при уменьшении скорости снизится до значения в точке 13.

Пересчетом (1) можно пользоваться только при небольших изменениях скорости. При значительных пересчетах данный способ даёт большие погрешности.

Кривая границы помпажа, т.е. кривая, соединяющая точки помпажа при различных скоростях вращения вала компрессора имеет форму параболы с вершиной в точке $V = 0, p_k = p_n$. У многоступенчатых компрессоров кривая помпажа может иметь изломы. При высокой скорости вращения вала помпаж обычно начинается в последнем колесе (ступени), при низкой скорости – в первом.

Изменение скорости вращения даёт возможность работать в любой точке области, ограниченной слева помпажной кривой, а справа – характеристикой компрессора при максимальной скорости вращения вала.

Регулирование заключается в изменении скорости вращения вала таким образом, чтобы рабочая точка постоянно лежала на заданной кривой или прямой, в зависимости от задачи.

Если, например, при регулировании на постоянную производительность давление на нагнетании p_k повысится от величины p_1 , определяемой точкой 11, до величины p_2 , определяемой точкой 2, то скорость вращения вала должна повыситься от величины n_1 до n_2 , чтобы компрессор по-прежнему нагнетал постоянное количество газа. И, наоборот, при понижении давления на нагнетании скорость вращения вала должна быть снижена для сохранения заданной производительности.

В случае регулирования давления на нагнетании используется тот же метод, та же логика.

При снижении производительности V от значения V_1 определённого в точке 11 до значения V_2 , определённого в точке 5, при отсутствии регулирования давление должно повыситься до величины, определённой в точке 6, но за счет понижения скорости от величины n_1 до n_3 давление остаётся постоянным.

3.2 Регулирование дросселированием газа

Такой способ применяется для центробежных компрессоров, приводимых в действие от электродвигателей с постоянной скоростью вращения ротора, частотное управление которыми по каким-либо причинам невозможно. Часто с такими проблемами сталкивается пользователь при модернизации мощных компрессоров, при недостаточном финансировании и т.д. Установка дросселирующего устройства в любом случае будет дешевле, чем частотного привода, но с уменьшением мощности эта разность будет уменьшаться.

Регулирование дросселированием может выполняться двумя способами:

- дросселирование газа на всасывании;
- дросселирование газа на нагнетании.

На рисунке 3.2 представлена схема, поясняющая установку дросселирующих устройств и применяемые термины.

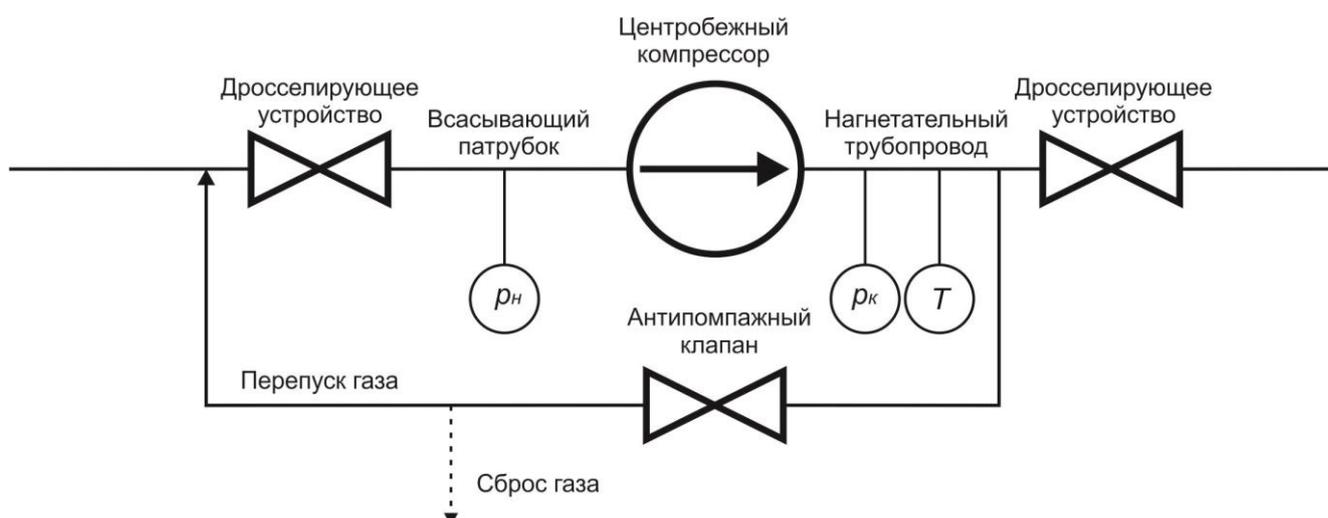


Рисунок 3.2 – Установка дросселирующих устройств

Важное замечание

Под производительностью на всасывании компрессора V понимается объёмное количество газа, поступающее в единицу времени в нагнетательный трубопровод и пересчитанное на температуру и давление газа до дросселя (следует отличать от объёма газа, протекающего через всасывающий патрубок компрессора).

3.2.1 Регулирование дросселированием газа на всасывании

Первый способ для центробежных компрессоров является наиболее распространённым. Реализуется данный способ установкой дроссельной заслонки на всасывающем трубопроводе перед компрессором.

Сущность способа заключается в снижении с помощью дроссельной заслонки давления всасывания, тем самым, снижая давление нагнетания до требуемой величины. Давление на всасывающем трубопроводе перед заслонкой при этом не изменяется. Дроссельная заслонка выступает в качестве гидравлического сопротивления. Чем меньше степень её открытия, тем больше гидравлическое сопротивление, тем ниже давление газа после неё при неизменном давлении перед ней.

На рисунке 3.3 представлены характеристики центробежного компрессора при регулировании дросселированием газа на всасывании. Сплошной линией показана зависимость давления на нагнетании от производительности при постоянном начальном давлении на линии нагнетания.

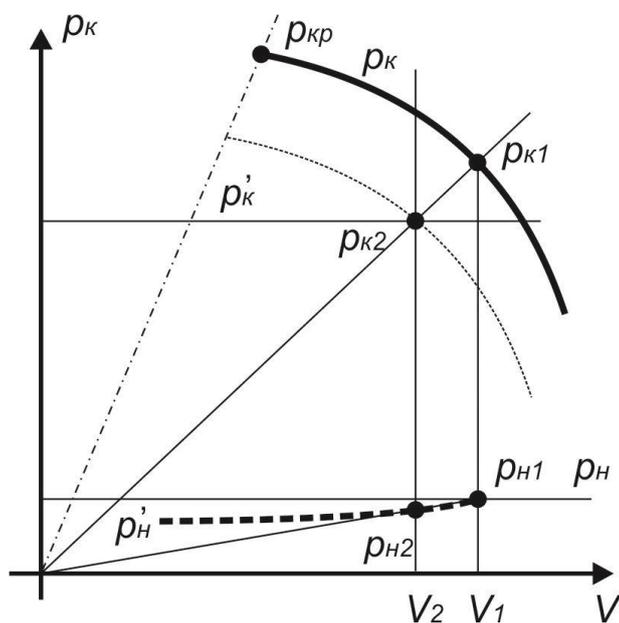


Рисунок 3.3 - Характеристики центробежного компрессора при регулировании дросселированием газа на всасывании

Производительности V_1 соответствует давление всасывания $p_{н1}$ и давление нагнетания $p_{к1}$. Снизим дросселированием давление во всасывающем патрубке до величины $p_{н2}$, при этом плотность всасываемого газа уменьшится в отношении

$$\frac{P_{H2}}{P_{H1}} \quad (2)$$

Предположим, что объёмный расход газа, протекающий через всасывающий патрубок компрессора, не изменился. Тогда уменьшится масса газа, всасываемого компрессором, и всасываемый объём V_2 (по состоянию до дросселя) снизится пропорционально плотности газа или в отношении (2), т.е.

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{P_{H2}}{P_{H1}} \quad (3)$$

При постоянном объёмном расходе во всасывающем патрубке давление на нагнетании определяется из соотношения

$$\frac{P_{K2}}{P_{K1}} = \frac{P_{H2}}{P_{H1}} \quad (4)$$

Приведённые уравнения дают возможность построить дроссельную характеристику (дросселирование на всасывании). Точки p_{K1} и p_{H1} соединим с началом координат. На пересечении полученных линий с вертикальной прямой, соответствующей производительности V_2 , лежат соответственно точки p_{K2} и p_{H2} для другого давления всасывания. Если известна зависимость давления всасывания от производительности V , определяемая характеристикой дроссельной заслонки, то можно построить всю дроссельную характеристику.

Если через точку p_{K2} , соответствующую давлению на всасывании p_{H2} , провести характеристику центробежного компрессора, то внешний вид рисунка 3.3 будет аналогичен рисунку 3.2. Из чего можно сделать вывод об идентичности антипомпажного регулирования скоростью вращения вала компрессора и дросселированием давления во всасывающем патрубке.

При регулировании дросселированием на всасывании работа компрессора возможно в области, ограниченной слева помпажной зоной (штрихпунктирная линия), в справа кривой максимального давления на нагнетании без дросселирования.

Регулирование путём дросселирования на всасывании используется обычно в компрессорах, приводимых от электродвигателей.

3.2.2 Регулирование дросселированием газа на нагнетании

Антипомпажное регулирование в принципе возможно дросселированием на нагнетании или перепуском (сбросом) газа. Характеристика центробежного компрессора при регулировании по давлению нагнетания p_K при постоянной скорости вращения вала машины и номинальном давлении на всасывании p_H представлена на рисунке 3.4.

Давление нагнетания p_{K2} при производительности V_1 можно получить сжатием количества газа V_1 до давления p_{K1} с последующим дросселированием на нагнетании до давления p_{K2} .

При регулировании перепуском следует сжимать количество газа V_2 , соответствующее заданному давлению p_{K2} , а избыток газа $V_2 - V_1$ выпускать в атмосферу (сбрасывать, если компримируется воздух, или не ядовитый, не дорогой газ) или перепускать на всасывание.

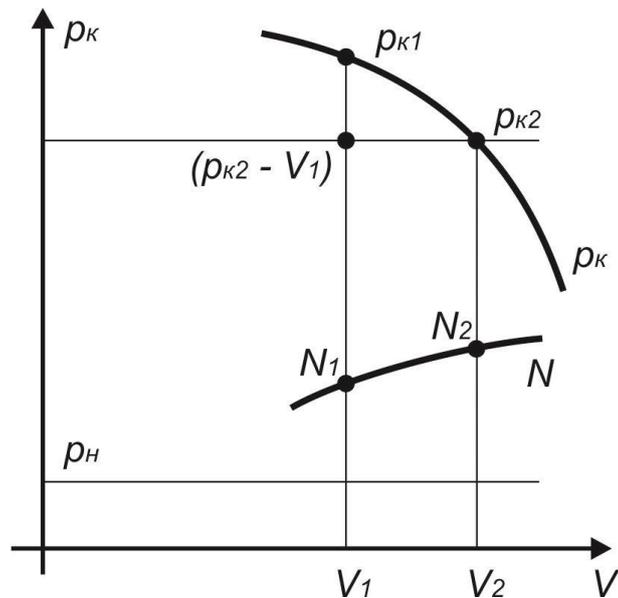


Рисунок 3.4 - Характеристика центробежного компрессора при регулировании дросселированием по нагнетанию или перепуском (сбросом)

При работе в точке $(p_{k2} - V_1)$ мощность при регулировании дросселированием на нагнетании равна величине N_1 , а при регулировании перепуском – N_2 . В обоих случаях расход энергии выше, чем при регулировании дросселированием на всасывании.

Регулирование путём дросселирования на всасывании используется обычно в компрессорах, приводимых от электродвигателей.

3.3 Регулирование изменениями в проточной части компрессора

При таком способе регулирования используют поворот лопаток, установленных перед входом газа в центробежный компрессор, и поворотом лопаток диффузора. Механизм поворота лопаток фирмы Демаг, представлен на рисунке 3.5

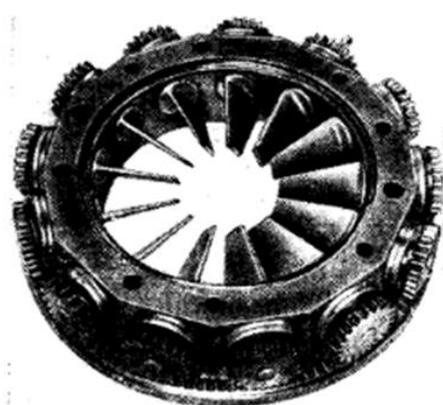


Рисунок 3.5 - Механизм поворота лопаток фирмы Демаг

Изменением поворота лопаток добиваются изменения давления. Если регулирование выполняется поворотом лопаток перед входом в компрессор, то изменяется давления во всасывающем патрубке, и данный вид регулирования подобен регулированию дросселированием на

всасывании, если регулируется положение лопаток диффузора, то это эквивалентно нагнетанию. Достоинством такого способа регулирования является его экономичность, по сравнению с дросселированием, недостатком – достаточно сложная механика.

3.4 Антипомпажное регулирование

Антипомпажное регулирование позволяет потребителю работать в помпажной зоне, в зоне с малым расходом и высоким давлением. По сути, это регулирование перепуском или сбросом. На рисунке 3.6 представлена характеристика центробежного компрессора при антипомпажном регулировании. Если компрессор должен подавать потребителю количество газа V_1 , меньшее чем $V_{кр}$, про котором начинается помпаж (Π – граница помпажа), то компрессор настраивают на производительность V_2 , удалённой от границы помпажа. Разницу между количеством газа, подаваемым компрессором и потребляемым количеством ($V_2 - V_1$) перепускается на всасывание или сбрасывается в атмосферу через антипомпажный клапан, установленный на нагнетательном трубопроводе.

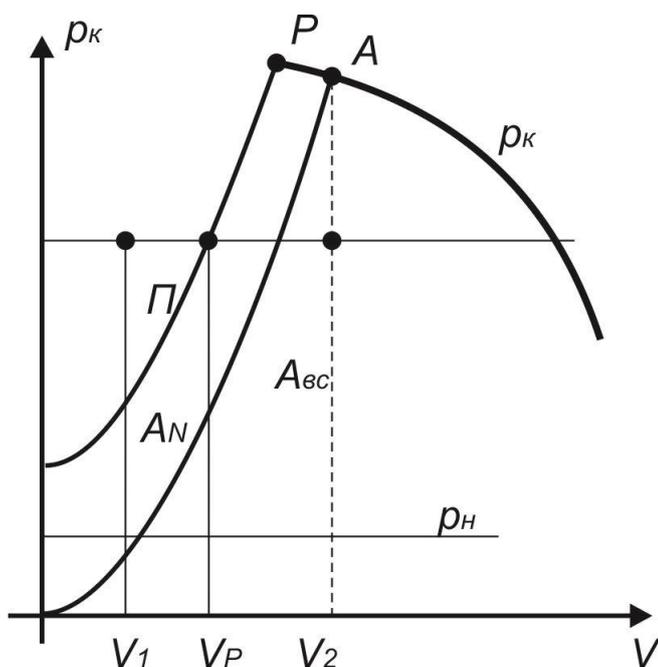


Рисунок 3.6 – Характеристика центробежного компрессора при антипомпажном регулировании

Если количество газа, отбираемого потребителем, изменяется от нуля до V_2 (на рисунке 3.6 кривая A_N), то антипомпажный клапан настраивается на регулирование перепускаемого или сбрасываемого газа так, чтобы компрессор по-прежнему подавал V_2 . Если расход превышает V_2 , то антипомпажный регулятор отключается.

4 Помпаж центробежного насоса

Рассмотрим пример помпажа, возникающего при работе центробежного насоса. Пример взят с сайта [2].

На рисунке 4.1 представлена система, в которой насос, через обратный клапан подает жидкость в резервуар, расположенный значительно выше насоса. Предположим, что в какой-то момент потребление жидкости из резервуара Q становится значительно меньше подачи насоса H , вследствие чего в резервуаре начинает расти уровень жидкости, а, следовательно, увеличивается статическое давление, которое должен преодолеть насос для подачи жидкости в резервуар. Для продолжения работы напор на выходе насоса должен увеличиваться. Но наступает момент, когда насос уже не в состоянии развить требуемый напор, происходит срыв подачи и она падает до нуля. Обратный клапан закрывается, поток от насоса в резервуар отсутствует. В этот момент электродвигатель насоса работает на полную мощность, что может быть причиной его нагрева и даже выхода из строя. За счет потребления жидкости уровень в ёмкости падает и наступает момент, когда напора, развиваемого насосом, будет достаточно для преодоления сопротивления, подача резко возрастает до первоначального значения.

Процесс, описанный выше, является примером помпажа центробежного насоса. Возможно последствия такого помпажа для насоса не так серьёзны, как в случае с компрессором, в любом случае это нежелательный режим работы.

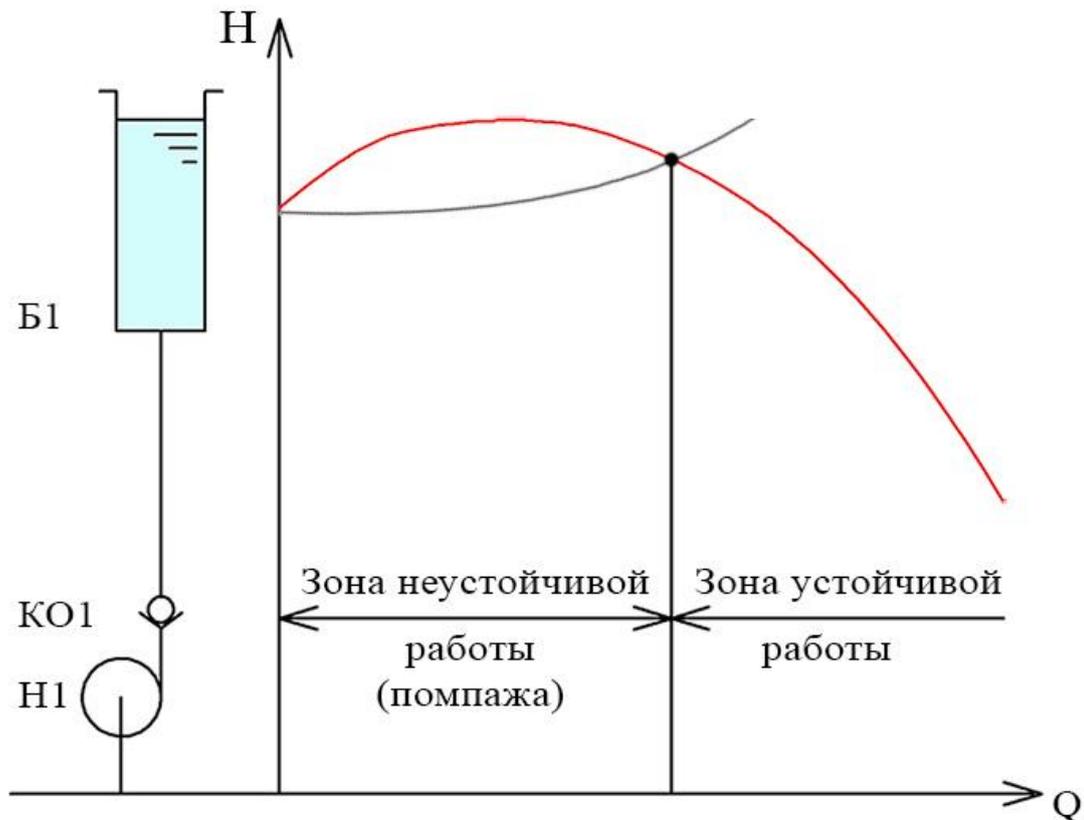


Рисунок 4.1 – Пояснение помпажа, возникающего при работе центробежного насоса

5 Описание лабораторной установки

5.1 Гидравлическая схема лабораторной установки

На рисунке 5.1 представлена гидравлическая схема лабораторной установки.

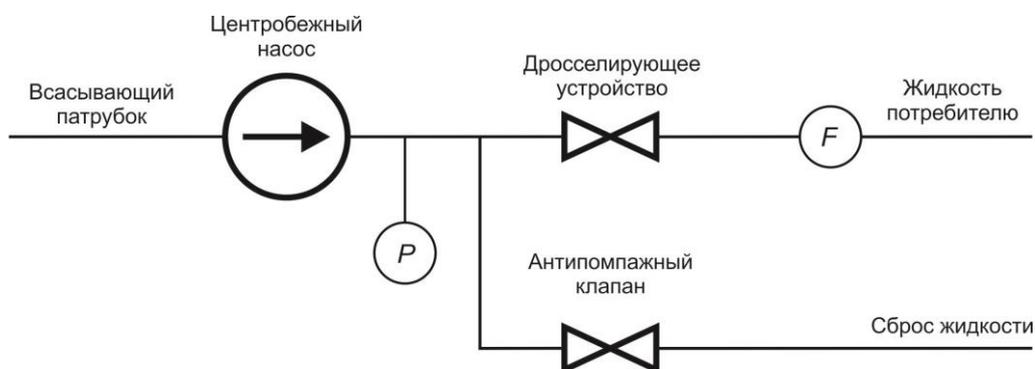


Рисунок 5.1 - Гидравлическая схема лабораторной установки

Внимание

Целью настоящей лабораторной работы является исследование методов антипомпажного регулирования, а не помпажа.

Лабораторная установка представляет собой ряд последовательно-параллельно соединённых элементов, обеспечивающих перекачивание жидкости из расходной ёмкости в неё же.

Основным элементом установки и исследования в целом является центробежный насос марки Redollo производства Франция. Краткие технические характеристики приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Краткие технические характеристики насоса

Наименование характеристики	Значение
Напряжение питания	380 В
Количество фаз	3
Мощность	300 Вт
Максимальная производительность	5 л/мин.
Схема подключения	звезда/треугольник

Давление на нагнетании насоса измеряется датчиком давления АИР-10Н-ДИ модель 1155 компании НПП «ЭЛЕМЕР» (РФ). Внешний вид установки датчика давления приведён на рисунке 5.1.

Форма заказа датчика следующая:

АИР- 10 Н ДИ
1 2 3

1– тип преобразователя;

2– код модификации;

З– вид измеряемого давления: ДИ – избыточное.

Модель 1155 рассчитана на измерение давления с верхним пределом 600 кПа (6 кгс/см²).



Рисунок 5.1 - Внешний вид установки датчика давления АИР-10Н

В качестве антипомпажного устройства используется шаровой кран GH100-1 регулирующей с приводом GH100-8Nm . Краткие технические характеристики крана с приводом приведены в таблице 5.2. Внешний вид установки датчика давления приведён на рисунке 5.2.

Таблица 5.2 - Краткие технические характеристики крана GH100-1 с приводом GH100-8Nm

Наименование характеристики	Значение
Рабочее давление	До 1,0 МПа
Рабочая температура	-10 ... +125 °С
Напряжение	220 VAC
Мощность	14 ВА
Угол поворота	90 °
Время полного поворота	7 ... 9 сек
Ду, мм	12
Присоединение	Rc ½ ‘



Рисунок 5.2 - Внешний вид установки шарового крана GH100-1 с приводом GH100-8Nm

Аналогичный кран установлена на нагнетании насоса и позволяет плавно изменять расход (производительность) системы. Единственное отличие заключается во времени полного поворота, которое для этого крана составляет 45 ...48 сек.

Производительность насоса измеряется ультразвуковым расходомером Atrato - 740 (Англия). Краткие технические характеристики приведены в таблице 5.3. Внешний вид расходомера представлен на рисунке 5.3.

Таблица 5.3 - Краткие технические характеристики расходомера Atrato

Наименование характеристики	Значение
Диапазон измеряемого расхода	0 ... 5 л/мин.
Напряжение питания	9 ... 24 VDC
Выходной сигнал	4 ...20 мА
Мощность	14 ВА
Присоединение	1/2" BSP



Рисунок 5.3 - Внешний вид расходомера Atrato - 740

5.2 Система управления лабораторной установкой

Система управления лабораторной установкой выполнена на базе микропроцессорного контроллера ПЛК 150 компании ОВЕН (г. Москва). Внешний вид системы управления представлен на рисунке 5.4.

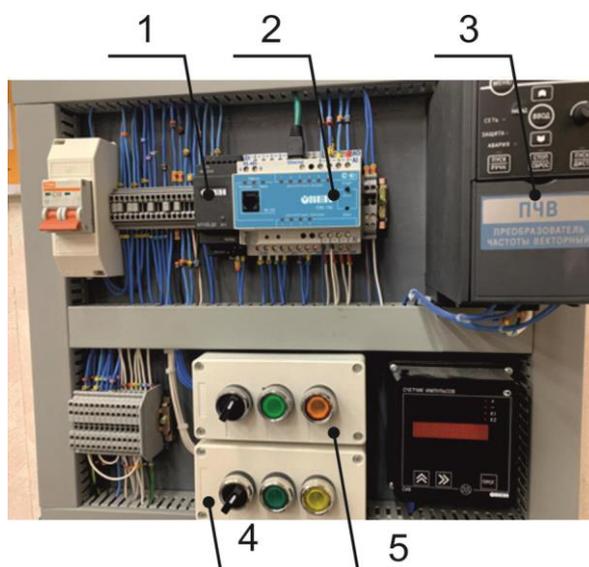


Рисунок 5.4 - Внешний вид системы управления:

1 – блок питания 24 VDC; 2 – ОВЕН ПЛК150; 3 – преобразователь частоты векторный ПЧВ-1; 4 – блок управления дросселирующим шаровым краном; 5 - блок управления антипомпажным шаровым краном

Структурная схема подключения сигналов к ПЛК приведена на рисунке 5.5. Данную схему следует воспринимать именно как структурную, а не электрическую. Обозначения К1, К2, К3, К4 следует воспринимать как обмотки приводов шаровых кранов, позволяющих перемещать регулирующий орган в положения «открыто» или «закрыто». Электрическое управление выполнено таким образом, что при достижении любого крайнего положения срабатывает конечный выключатель, и сигнал управления снимается.

Блоки управления шаровыми кранами 4, 5 имеют переключатель, который даёт возможность управления кранами не только от контроллера, но и от кнопок расположенных правее

переключателя. Кнопки совмещены с сигнальными лампами конечных положений. Кнопка с зелёным стеклом – открыть, с желтым – закрыть.

Внимание

Сигналы на открытие и закрытие шарового крана одновременно подавать нельзя.

Так как монтаж выполнен и в дальнейшем не потребуется его коррекции, данная схема необходима для формирования структуры программы управления, определения входов выходов и их типов.

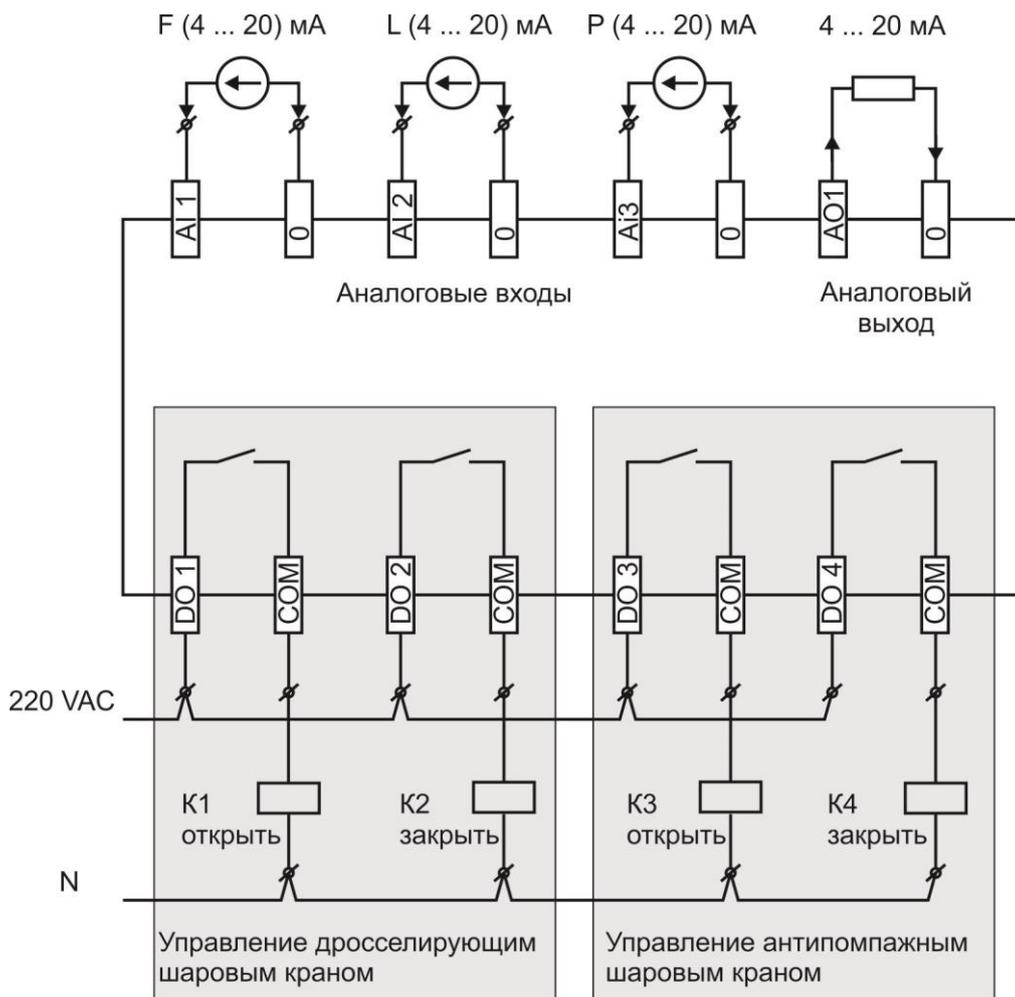


Рисунок 5.5 - Структурная схема подключения сигналов к ПЛК

6 Задание на выполнение лабораторной работы

1. Внимательно изучите содержание настоящей лабораторной работы.
2. Ознакомьтесь с расположением элементов на лабораторном стенде. Обратите внимание на наличие режимов работы исполнительного механизма «ручной» и «автоматический». В ручном режиме доступно управление исполнительным механизмом с помощью кнопок. В автоматическом режиме те же функции выполняет контроллер.
3. Разработайте алгоритм решения задачи и определите необходимые для её решения сигналы ввода и вывода.

Внимание: не допускайте работу насоса на закрытый регулирующий клапан

4. Включите компьютер. Выполните вход:
5. логин: **ADMIN**
6. пароль: **Безопасность025** (русскими буквами на латинской раскладке)
7. Запустите Codesys V2.3.
8. Создайте новый проект.
9. Выберите целевую платформу PLC150.A-M
10. Язык реализации программы выбирается по собственному желанию.
11. Выберите вкладку «Ресурсы» -> «Конфигурация ПЛК» и настройте входы и выходы контроллера.

Сигналы ввода вывода могут быть описаны только в этой вкладке.

Обратите внимание! Сигнал измерения давления и расхода 4...20 мА

12. Реализуйте разработанный алгоритм на выбранном языке программирования.
13. Разработайте общий алгоритм регулирования давления на нагнетании насоса частотным способом. Для управления частотным преобразователем используйте аналоговый выход AO1 (4 ... 20 мА).
14. Алгоритм реализовать с использованием ПИД – регулятора.
15. Изменение производительности выполнять дросселирующим шаровым краном.
16. Разработайте алгоритм антипомпажного регулирования с использованием:
 - ПИД – регулятора;
 - релейного регулятора.
17. Для наглядного представления полученных результатов используйте возможности Codesys. Для этого выберите вкладку «Визуализация» и добавьте новый объект «Тренд».
18. Настройте тренд на регистрацию давления на нагнетании насоса. Длительность регистрации не менее 10 мин, верхний предел изменения давления не более 200 кПа.
19. Полученные результаты покажите преподавателю.

20. Сделайте выводы и оформите отчет. Отчет выполняется один на подгруппу.

7 Контрольные вопросы

1. Поясните принцип действия ультразвукового расходомера.
2. Поясните способы установки датчика давления, насоса.
3. На что влияет T_{∂} .
4. На что влияет T_u .
5. На что влияет K_n .
6. Для каких объектов стоит выбирать ПИ и ПИД регуляторы.

8 Содержание отчета

1. Титульный лист
2. Вариант задания
3. Алгоритм регулирования.
4. Графики переходных процессов
5. Выводы
6. Ответы на контрольные вопросы

9 Литература

1. Турбокомпрессоры. Мисарек Д. М., «Машиностроение». 1968, 238 стр.
2. <https://www.hydro-pnevmo.ru/topic.php?ID=215>

Для замечаний

АНТИПОМПАЖНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Методические указания и выполнению лабораторной работы

Составитель Курганов Василий Васильевич

Подписано к печати _____.

Формат 60x84-16. Бумага «Классика»

Печать RISO. Усл. печ. л. _____. Уч. – изд. л. _____.

Заказ №

. Тираж экз.

	<p>Томский политехнический университет Система менеджмента качества Томского политехнического университета сертифицирована NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту ISO 9001:2000</p>	
<p>ИЗДАТЕЛЬСТВО  ТПУ . 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.</p>		