

ОСНОВЫ НАСОСНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

1. ВВЕДЕНИЕ

2. СИСТЕМА И КРИВАЯ СИСТЕМЫ

3. ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ ПЕРЕКАЧИВАНИЕ

3.1. Параллельно соединенные насосы

3.2. Последовательно соединенные насосы

4. NPSH И КАВИТАЦИЯ

4.1. NPSH

4.2. Кавитация

5. ЧАСТОТНЫЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ

5.1. Характеристика насоса

5.2. Потери при использовании частотного преобразователя и другие рассуждения

5.2.1. Потери в двигателе

5.2.2. Осаждение и забивание

1. ВВЕДЕНИЕ.

При выборе насоса для заданного случая необходимо ответить на четыре вопроса, прежде чем коснуться фактической мощности, напряжения, КПД и т.д.:

- ◆ Какова требуемая производительность (л/с)?
- ◆ Какова высота между уровнем воды в резервуаре с насосом и уровнем воды в напорном резервуаре? Другими словами, насколько высоко необходимо поднять жидкость?
- ◆ На какое расстояние необходимо переместить жидкость, точнее, какая длина трубопровода или шланга в установке?
- ◆ Каков размер трубопровода или шланга; тип и количество на линии таких устройств, как отводы, обратные клапаны и т.д.

При наличии этой информации мы можем взглянуть на рабочую характеристику насоса и определить, какой насос или насосы удовлетворяют требованиям заказчика в большей мере. Легко ошибиться в определении требуемого напора, если мы не помним, что он высоты, на которую мы собираемся поднять жидкость, и не имеет ничего общего с расстоянием, на которое мы перекачиваем жидкость.

Когда насос введен в работу и жидкость течет по напорному трубопроводу, то возникает определенное количество "потерь на трение", которые при использовании формул могут быть преобразованы в напор. Эта цифра затем прибавляется к "геодезическому напору", что в свою очередь дает требуемый напор, который должен развить насос. Для любого центробежного насоса, верно следующее: чем больше напор, тем меньший объем жидкости он подает.

"Потери на трение", о которых мы говорим в случае течения воды по трубопроводу, - это трение между водой и стенками трубопровода. Естественно, чем длиннее трубопровод, тем больше потери на трение, и чем выше скорость воды, тем больше потери на трение. Это причина того, что размер трубы влияет на количество потерь и соответственно на значение напора.

Существуют также определенные потери трения при движении жидкости по отводам, через клапаны, устройства понижения давления и т.д. Зная общую длину прямого трубопровода, препятствия, размер трубопровода и объем потока, очень просто определить общий напор.

2. СИСТЕМА И РАБОЧАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ.

Геодезический напор и потери на трение в насосной системе проявляются в качестве давления на выходе из насоса. Следовательно, точный манометр, установленный на выходе из насоса или как можно ближе к нему, покажет давление, преодолеваемое агрегатом.

В результате, общий напор системы ($H_{\text{общ}}$) - это сумма геодезического напора (H_r) и потерь трения в системе ($H_{\text{потерь}}$):

$$H_{\text{общ}} = H_{\text{г}} + H_{\text{потерь}}$$

Геодезический напор измеряется от уровня воды в резервуаре с насосом до уровня воды в напорном резервуаре (см. рис. 2). В случае открытого выпуска геодезический напор измеряется до центра напорного трубопровода (см. рис 1).

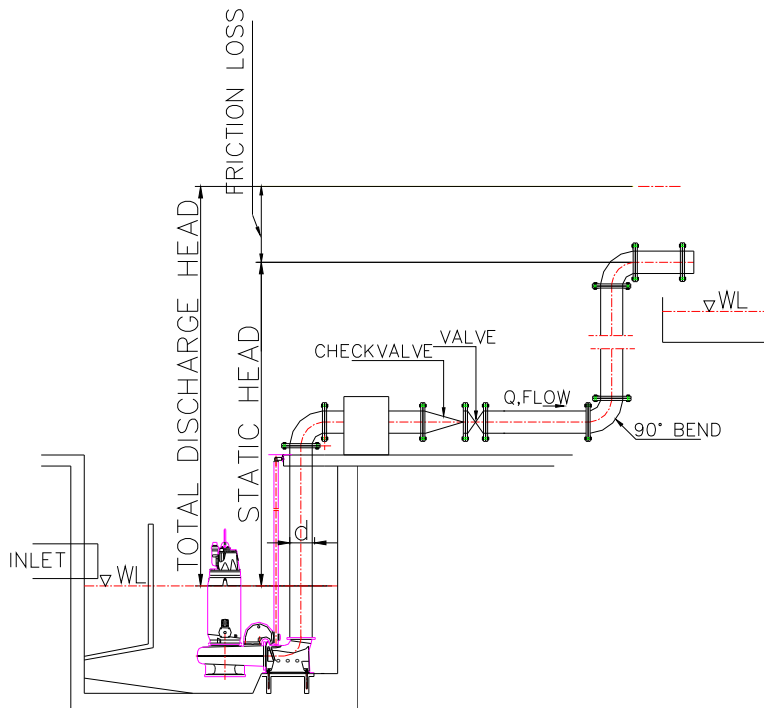


Рисунок А

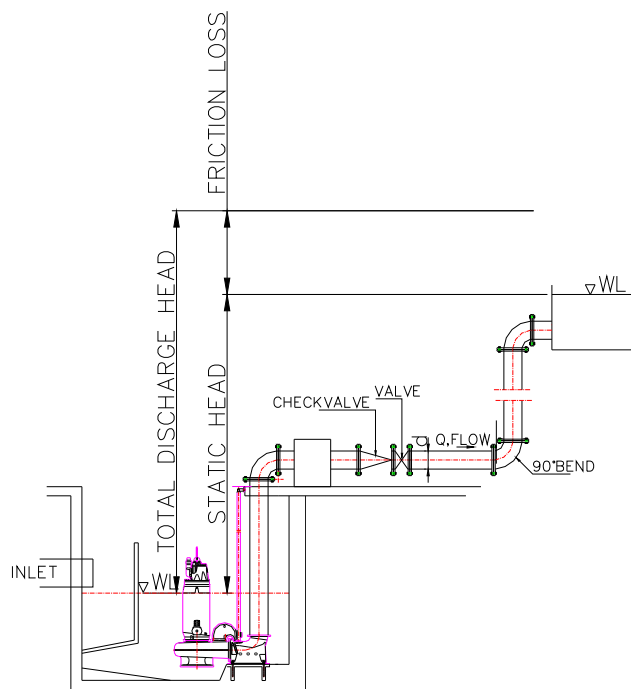


Рисунок В

Общий напор - это сумма геодезического напора и потерь напора в трубопроводах, устройствах и клапанах.

Общие потери напора в системе трубопроводов:

$$H_{\text{потерь}} = H_{\text{потерь}}(\text{трубопровод}) + H_{\text{потерь}}(\text{устройство, клапаны})$$

В большинстве насосных систем перекачанная жидкость отводится. Так как за точку отсчета при измерении геодезического напора принимается уровень перекачанной жидкости, можно увидеть, что в большинстве случаев при работающем насосе геодезический напор представляет собой постоянно меняющийся фактор.

Ниже приведенная формула показывает нам зависимость потерь напора от того, как выглядит система трубопроводов. Важно помнить, что более высокие скорости в трубах приводят к более высоким потерям напора, что обычно означает, что требуется больший насос. Рекомендуется иметь скорости между 0,8 м/с и 2,0 м/с. Причина, этой рекомендации заключается в том, что большие скорости приводят к большим напорам, а слишком низкие скорости могут привести к осаждению в трубах.

$$H_{\text{потерь}} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v^2}{2g} \Rightarrow \quad (\text{то есть } H_{\text{потерь}} \text{ пропорционален } v^2)$$

$$v = \frac{Q}{A} \Leftrightarrow Q = v \cdot A$$

в этих формулах:

$H_{\text{потерь}}$ - потеря напора, м / (м)

λ - коэффициент потерь для прямого трубопровода

ζ - коэффициент потерь для устройств клапанов и т.д.

$\sum \zeta$ - сумма всех коэффициентов потерь (-)

L - длина трубопровода, м / (м)

d - диаметр трубопровода, м / (м)

Q - объемный поток (расход жидкости), м³/с (м³/с)

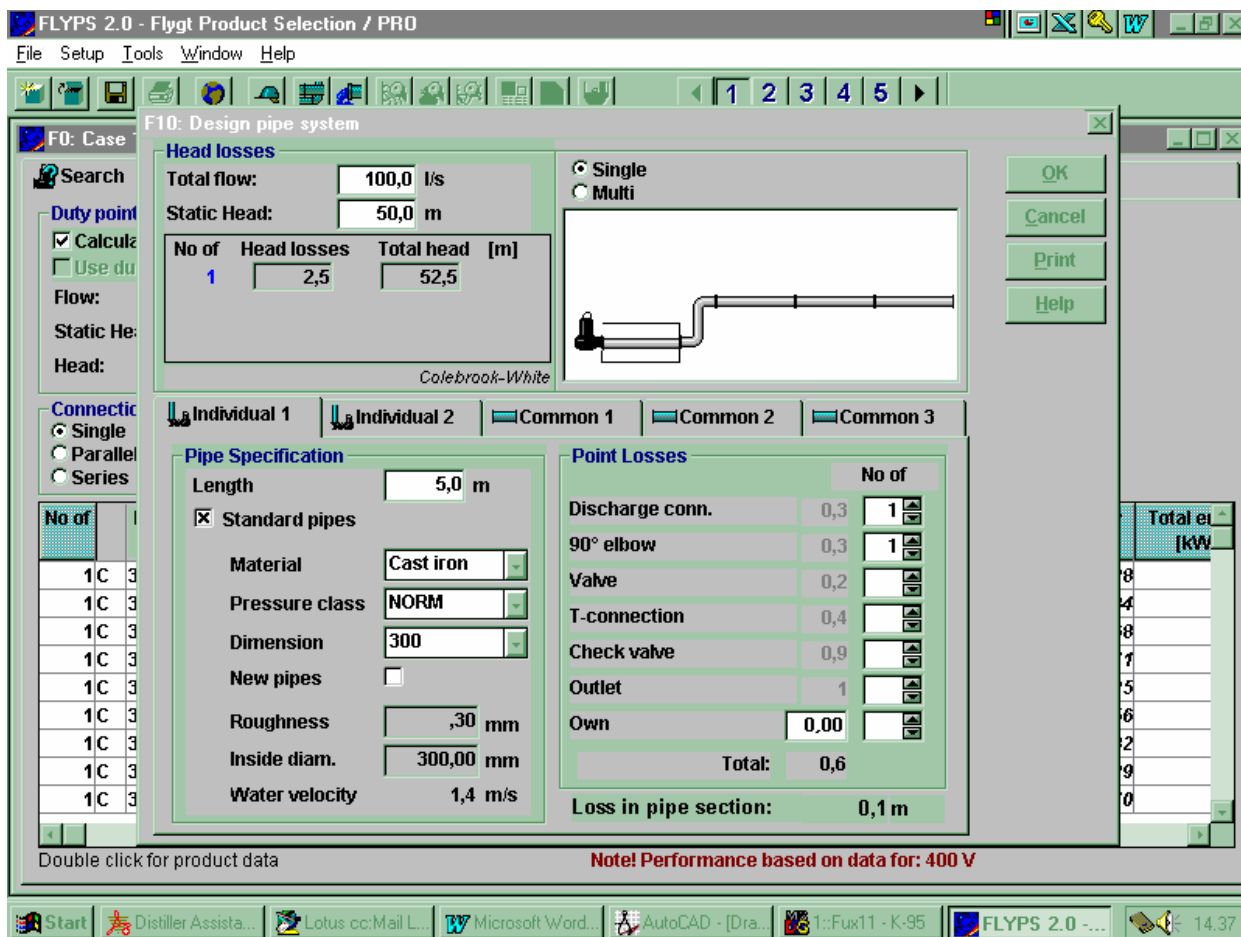
v - скорость потока, м/с (м/с)

A - площадь поперечного сечения трубы, м² (м²)

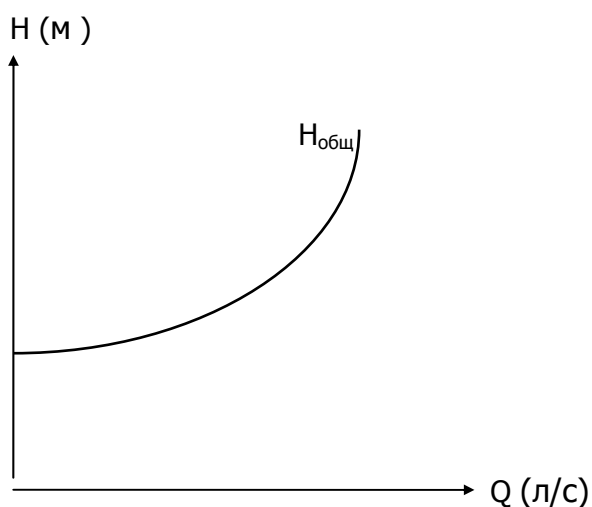
g - ускорение свободного падения, м/с² (м/с²)

При задании конфигурации труб в программе Flyps 2.0 должны быть учтены вышеперечисленные параметры. В программу необходимо ввести следующее:

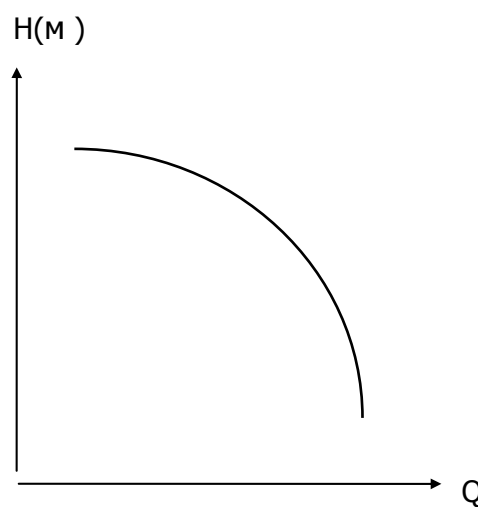
- ◆ длина трубопровода
- ◆ материал трубопровода, который определяет коэффициент потерь λ для труб
- ◆ диаметр трубопровода
- ◆ тип местных потерь, который определяет коэффициент потерь ζ для отводов, клапанов, задвижек и т.д.
- ◆ объемный поток



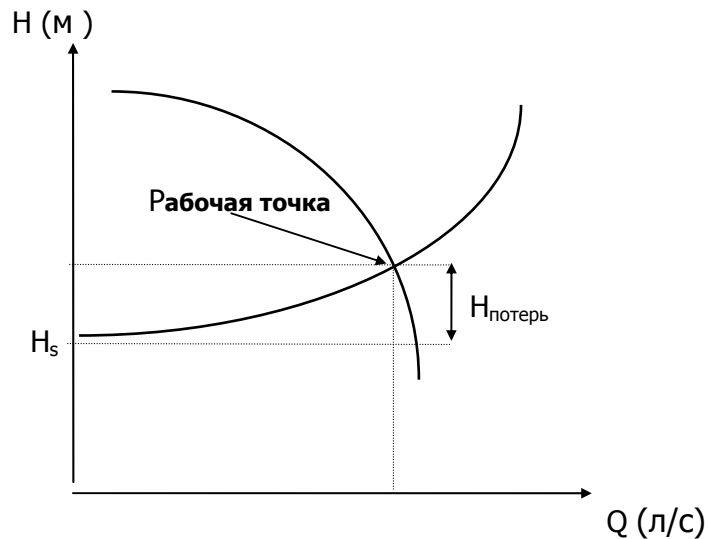
Кривая системы показывает потери в ней выше геодезического напора этой системы. Точка пересечения кривой системы и кривой насоса показывает характеристику данного насоса при работе в данной системе.



(л/с)
Кривая системы



Кривая насоса



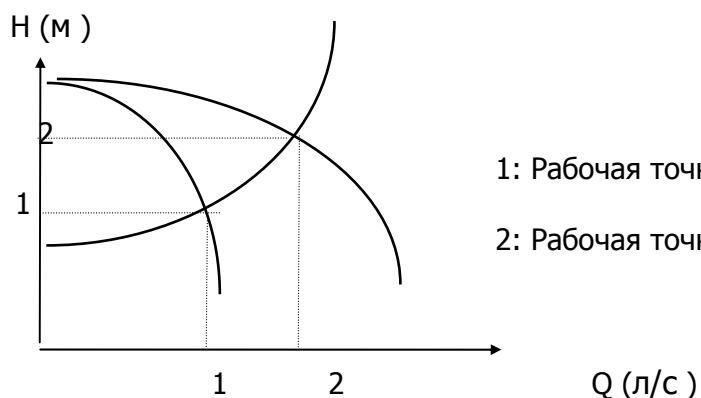
Точка пересечения кривой системы с кривой насоса является рабочей точкой насоса.

3. ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ ПЕРЕКАЧИВАНИЕ

Когда насосы соединены вместе, они имеют новую общую кривую насоса (QH).

3.1. Параллельно соединенные насосы.

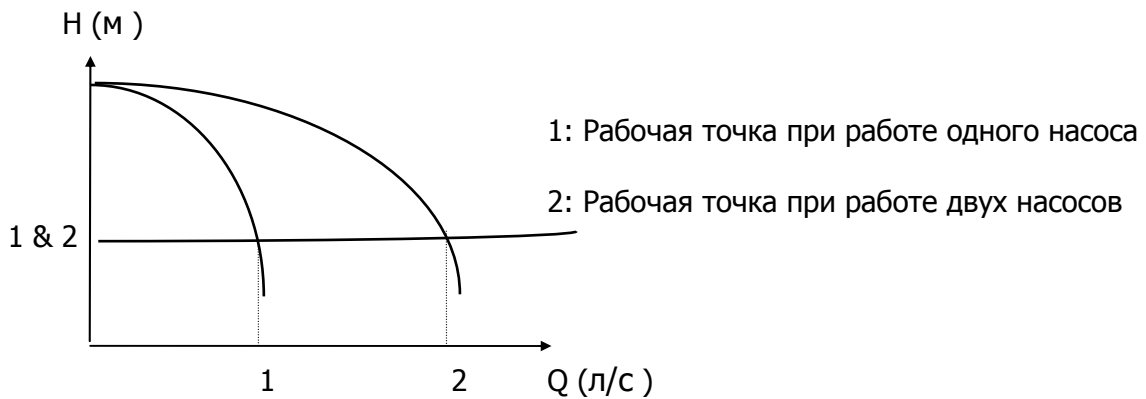
Для параллельной работы двух или более насосов комбинированная кривая строится посредством горизонтального сложения производительностей всех насосов, работающих при одном и том же напоре.



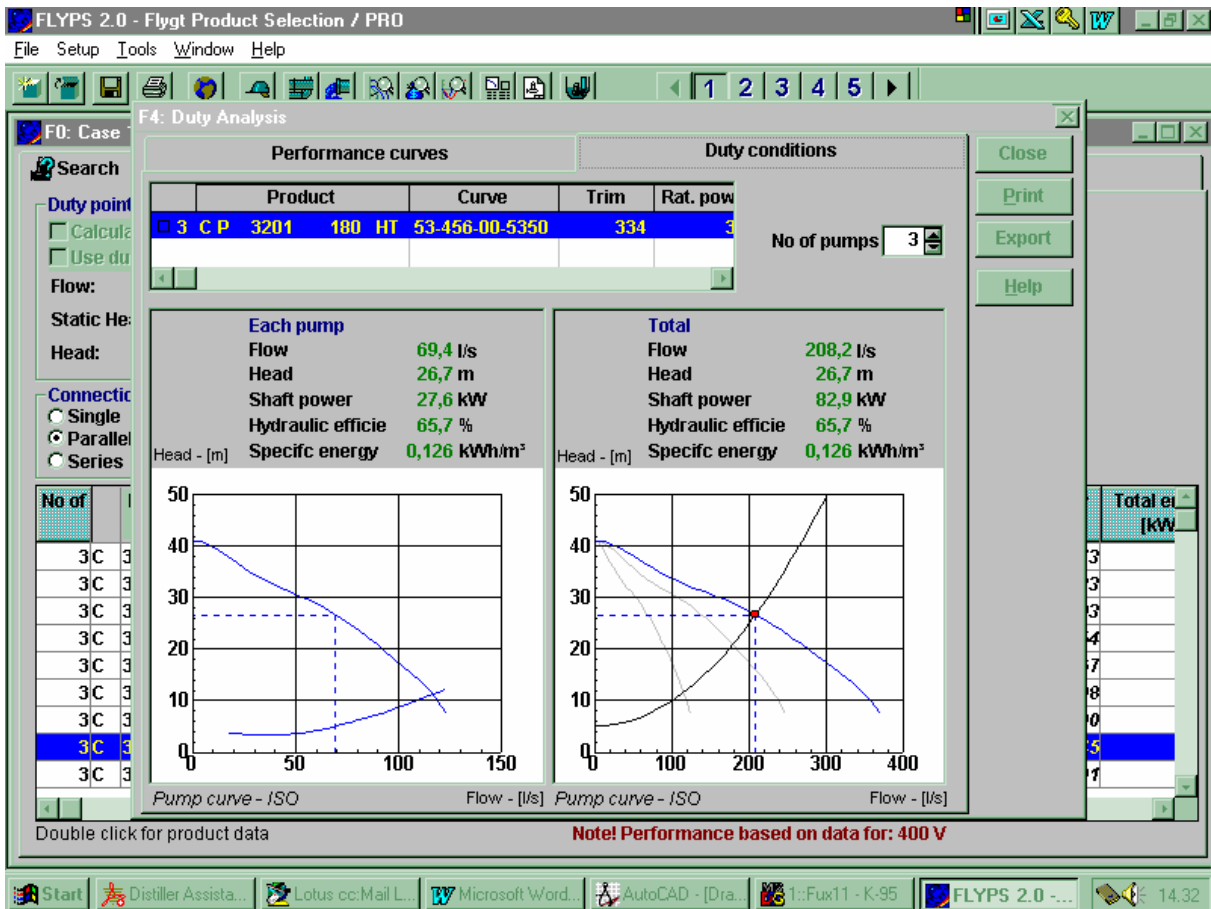
- 1: Рабочая точка при работе одного насоса
- 2: Рабочая точка при работе двух насосов

Часто в случае с параллельно соединенными насосами неправильно считают, что общая производительность двух насосов в системе равна сумме их производительностей в отдельности, на самом же деле это имеет место только лишь в

одном случае, а именно, когда кривая системы горизонтальная, что может быть только при отсутствии в системе потери - так называемая "литтинг"-система.

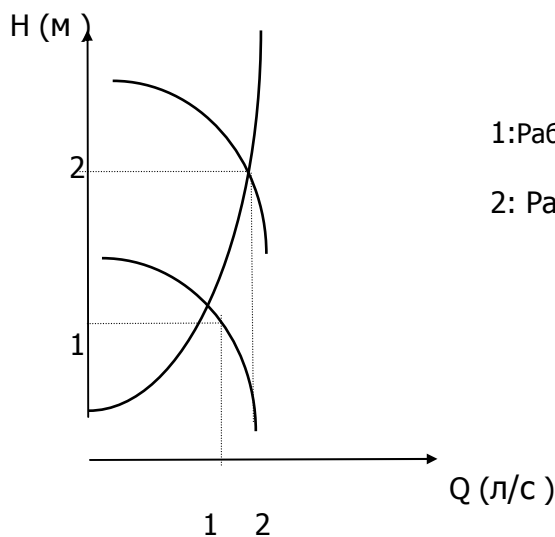


Этот пример из программы Flyps 2.0 показывает три параллельно соединенных насоса. Когда в системе работают только два насоса, наша рабочая точка будет следовать по кривой системы до тех пор, пока не встретит кривую насоса, представляющую два работающих насоса.



3.2. Последовательно соединенные насосы

Для последовательной работы двух и более насосов комбинированная кривая строится посредством вертикального сложения напоров всех насосов, работающих с одной и той же производительностью.



- 1: Рабочая точка при работе одного насоса
- 2: Рабочая точка при работе двух насосов

С практической точки зрения не рекомендуется соединять последовательно более чем два насоса, но для насосов В возможно большее количество (наличие тандемных соединений и т. д.).

The screenshot shows the FLYPS 2.0 software interface. The main window displays a duty analysis for two pumps. The interface includes a table of performance curves, a table of duty conditions, and two graphs showing head vs. flow rate for individual pumps and the total system.

Product	Curve	Trim	Rat. pow
2 C P 3300 181 HT	53-462-00-2060	365	5

Each pump		Total	
Flow	101,9 l/s	Flow	101,9 l/s
Head	35,4 m	Head	70,8 m
Shaft power	45,4 kW	Shaft power	90,8 kW
Hydraulic efficie	77,9 %	Hydraulic efficie	77,9 %
Specific energy	0,134 kWh/m ³	Specific energy	0,268 kWh/m ³

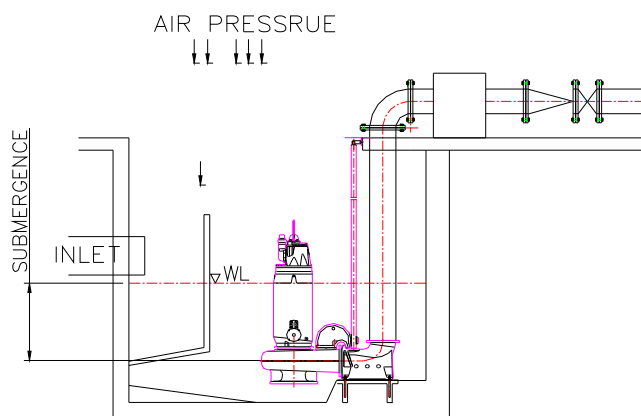
Note! Performance based on data for: 400 V

4. NPSH И КАВИТАЦИЯ

4.1. NPSH

NPSH может быть определен как напор, который заставляет жидкость протекать через всасывающий трубопровод и наконечник входить во входное отверстие рабочего колеса. **NPSH означает Сетевой Положительный Напор Всаса (Net Positive Suction Head)**. В большинстве общих случаев перекачивания NPSH не является решающим фактором в выборе типоразмера насоса. Однако, во всех случаях должна производиться проверка правильности выбора насоса с учетом NPSH. Погружное оборудование не имеет всасывающих труб, которые уменьшают действительный NPSH.

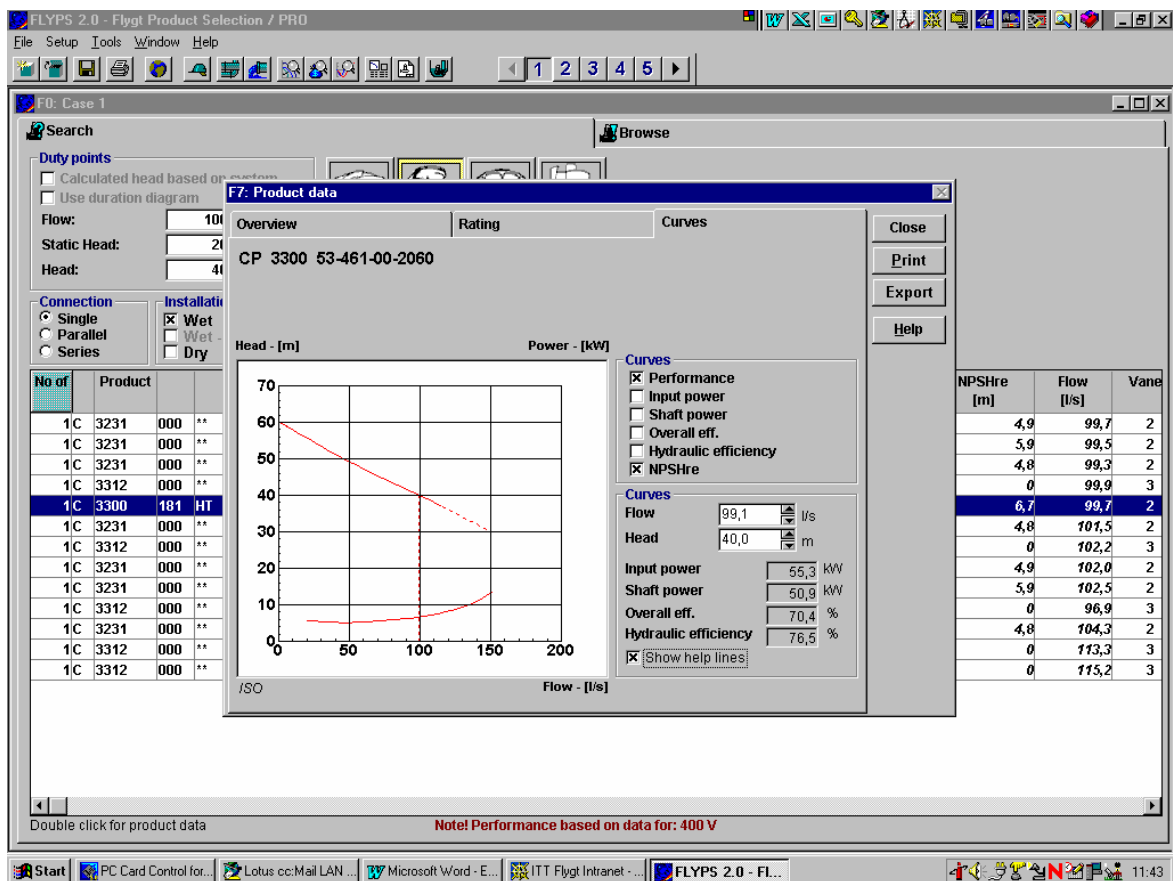
Действительный NPSH, который главным образом определяется уровнем воды в резервуаре относительно всаса насоса, должен быть больше чем требуемый NPSH для данного насоса, в противном случае возникнет вибрация. Это становится все более важным при увеличении размера насоса. Более высокая температура жидкости и высокое расположение над уровнем моря уменьшает действительный NPSH. Кривые гидравлических характеристик насосов Flygt отражают требуемый NPSH для всех рабочих колес и рабочих точек. NPSH подлежит тщательному рассмотрению при проектировании, а особенно при установке больших насосов.



Атмосферное давление и вода в резервуаре (выше минимального уровня погружения насоса) являются источниками давления, которое в свою очередь является причиной потока при работе насоса. Существует два вида NPSH, которые следует рассмотреть:

ТРЕБУЕМЫЙ NPSH (NPSH_{тр}) связан с конструкцией насоса. Он варьируется в зависимости от типа насоса, например, в зависимости от того, является ли насос осевым или центробежным. Другие важные параметры, которые влияют на NPSH - это скорость насоса, производительность, размер условного прохода и т.д. NPSH_{тр} является значением, которое должно быть указано производителем насоса.

NPSH_{тр} показан на том же графике, что и кривая насоса (см. ниже). В представленном из Flygt 2.0 случае, мы видим, что при H=40 м и Q=100 л/с требуемый NPSH примерно 8 м.



ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ NPSH (NPSH_{действ.}), зависит от атмосферного давления и погружения насоса:

$$NPSH_{\text{действ.}} = N_{\text{атм.}} + \text{погружение}$$

Нормальное атмосферное давление составляет около 10,3 м водного столба и уменьшается на 1 м при увеличении высоты над уровнем моря на каждые 1000 м. Это означает, что если насосная станция спроектирована в городе с большой высотой над уровнем моря, следует обратить особое внимание на **NPSH_{действ.}** и **NPSH_{тр.}**

Важно помнить: NPSH_{тр.} < NPSH_{действ.}

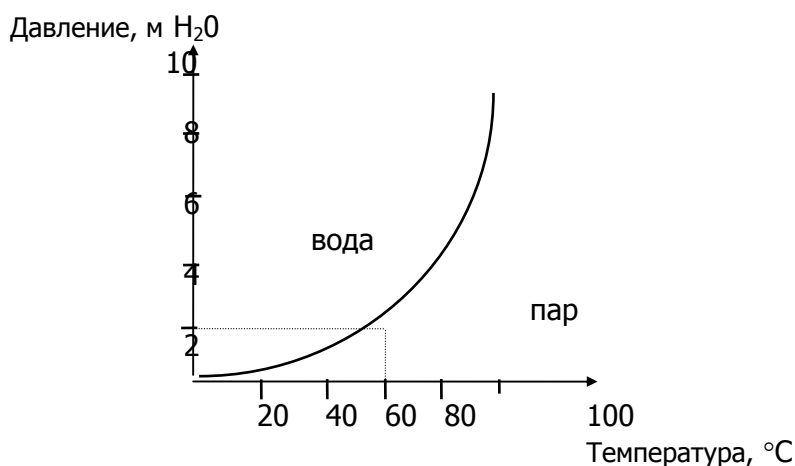
4.2. Кавитация

КАВИТАЦИЯ - это термин, используемый для описания сложного явления, которое может существовать в насосных установках. В центробежных насосах кавитация может быть объяснена следующим образом:

При течении воды через трубу с некоторой скоростью она имеет некоторое статическое давление. Если скорость воды возрастает, например, при уменьшении размера трубы, статическое давление уменьшится. Если скорость воды становится довольно большой, статическое давление может достичь такого низкого значения, что вода начинает кипеть.

Это явление связано с фактом, что точка кипения воды зависит от окружающего статического давления. График внизу показывает отношение между точкой кипения и статическим давлением для воды.

Например, вода при температуре 60°C начнет кипеть при 2 м водного столба (H_2O). Но в нормальных случаях, то есть при нормальном атмосферном давлении (около 10 м водного столба) вода кипит при 100°C .



Когда жидкость течет через всасывающий трубопровод и входит во входное отверстие рабочего колеса насоса, имеет место увеличение скорости. Это происходит из-за малого условного прохода рабочего колеса. Увеличение скорости сопровождается уменьшением давления. Если давление падает ниже давления пара, соответствующего температуре жидкости, жидкость будет испаряться и текущий поток будет состоять из жидкости и пузырьков пара. Протекая дальше через рабочее колесо, где увеличивается площади условного прохода, жидкость достигает области большего давления ($p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2$) и пузырьки пара разрушаются (схлопываются). Разрушение пузырьков пара вызывает шум, который указывает на кавитацию. **Кавитация приводит к эрозии поверхности рабочего колеса. Кавитация также негативно влияет на производительность и напор насоса.**

5. ЧАСТОТНЫЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ.

Если условия притока на насосной станции меняются или если существует необходимость контроля напора или производительности станции, может быть полезен **частотный преобразователь (VFD)**. Частотный преобразователь может использоваться для контроля и напора, и производительности или для уменьшения потребления энергии. Частотный преобразователь, однако, очень дорогой и в некоторых случаях может увеличить, а не уменьшить затраты на энергию. Решение использовать частотный преобразователь в данном случае должно основываться на полном понимании влияния его на станцию и на сравнение стоимости частотного преобразователя со стоимостью других альтернатив в случае их использования.

Частотный преобразователь используется для уменьшения потерь при перекачке. Эффект контроля с помощью частотного преобразователя зависит от используемой

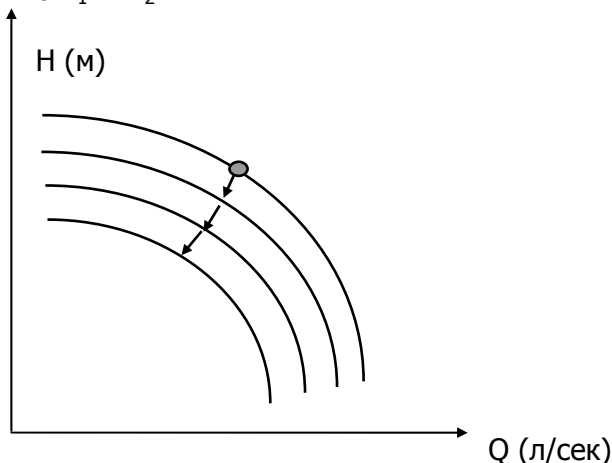
системы. Должен быть проведен тщательный анализ системы для определения, может ли быть экономически оправдан контроль при помощи частотного преобразователя.

Большинство канализационных насосных станций работают с непостоянной производительностью. Использование частотного преобразователя для сохранения энергии всегда должно сравниваться не только с регулированием включением-выключением, но также и с другими возможными альтернативами:

- ◆ Для систем с высокими потерями возможна установка дополнительного малого насоса, который регулирует малые производительности.
- ◆ Для подъемных систем, где требуется постоянная производительность, может быть экономически оправдано построение регулирующего резервуара вместо использования частотного преобразователя.

5.1. Характеристика насоса.

Эффект регулирования частоты - это по существу, то же самое, что и эффект регулирования скорости. Если изменяется скорость насоса, то производительность, напор, мощность и эффективность изменяется согласно *Законам Подобия*. Они показывают, что производительность пропорциональна скорости, а напор пропорционален квадрату скорости. Однако, гидравлическая эффективность не изменяется со скоростью. Мощность на валу пропорциональна кубу скорости. Отсюда, со ссылкой на характеристики в соответствующих точках на кривых двух насосов со скоростью n_1 и n_2 :



n = скорость вращения, H = напор, Q = расход, P = мощность, f = частота,
 p = число полюсов

$$\frac{\eta_1}{\eta_2} = 1; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right); \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3; \quad n = \frac{120 \cdot f}{p}$$

Эти отношения хорошо иллюстрируются следующим примером:

Некоторый насос имеет напор 10м и гидравлическую эффективность 80% при производительности 100 л/с. Гидравлическая мощность примерно 123 кВт. Если потом частота уменьшается до 90% от первоначальной частоты, то происходит следующее:

- ◆ Производительность упадет до $0,9 * 100 = 90$ л/с
- ◆ Напор уменьшится до $(0,9)^2 * 10 = 8,1$ м

- ◆ Гидравлическая эффективность останется той же, 80%
- ◆ Гидравлическая мощность упадет до $(0,9)^3 * 123 = 89,4$ кВт

Вышеуказанные формулы дают нам значения только для кривой насоса. В действительности мы всегда имеем кривую системы, которая вместе с кривой насоса определяет действительную рабочую точку.

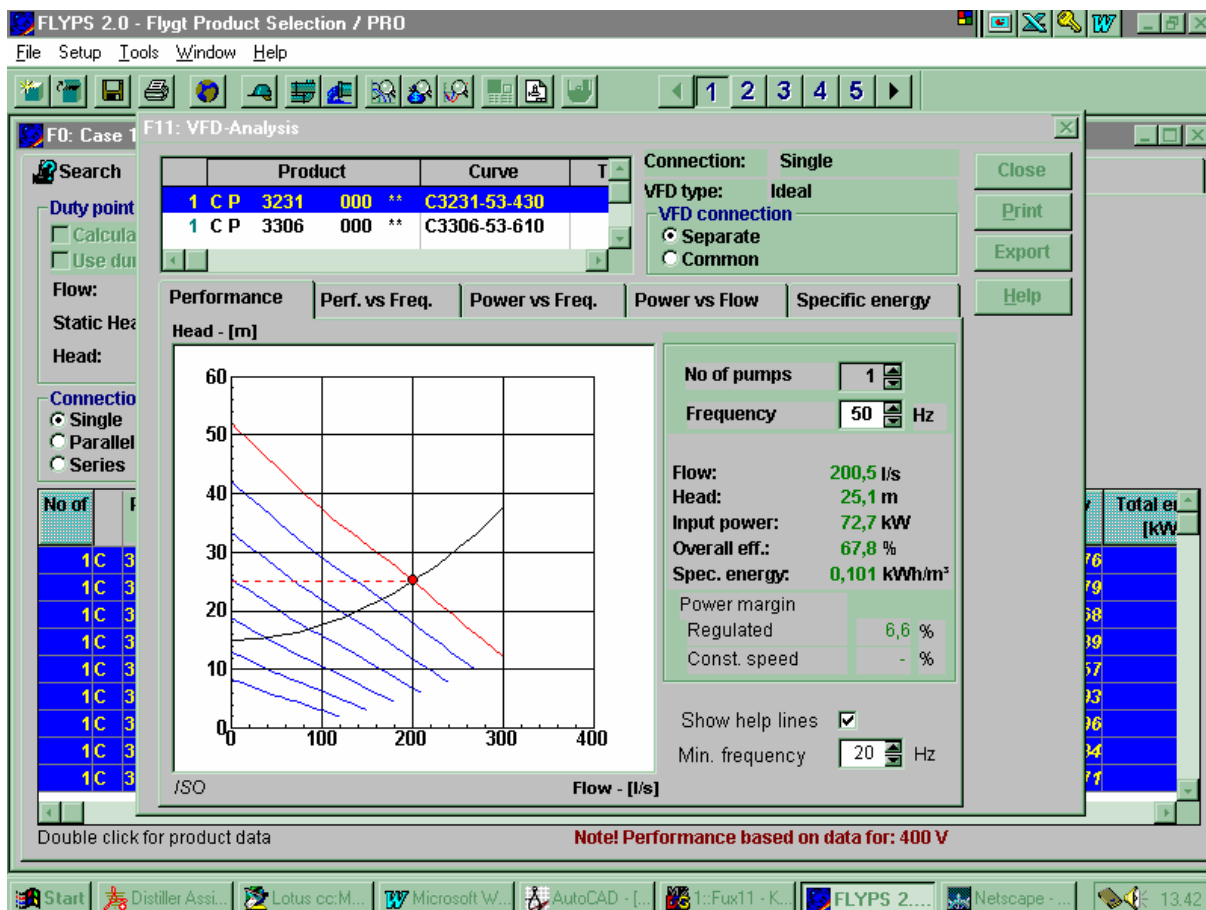
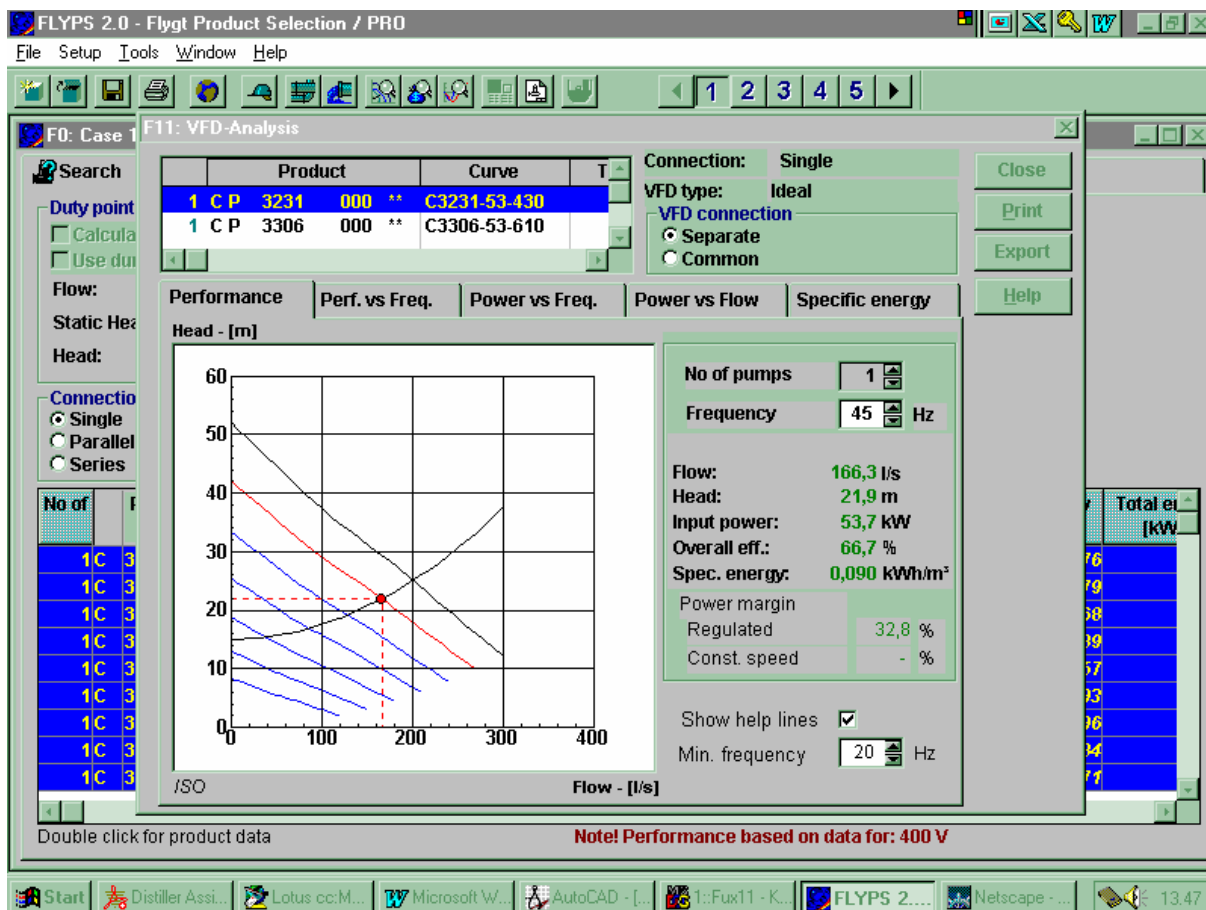


Рисунок выше из Flyps 2.0 показывает нам рабочую точку при 50 Гц. С уменьшением частоты мы видим, что кривая насоса перемещается параллельно "вниз влево" и рабочая точка следует по кривой системы.

Рисунок ниже из Flyps 2.0.

Шаг между кривыми насоса в 5 Гц. Что происходит при 25 Гц? В этом случае насос не разовьет никакой производительности, потому что кривая системы находится выше кривой насоса для 25 Гц.



5.2. Потери при использовании частотного преобразователя и другие рассуждения.

5.2.1. Потери в двигателе.

Частотный преобразователь сам по себе не является идеальным, так как имеет внутренние потери. Он также приводит к потерям в двигателе. Эти потери ведут к нагреванию двигателя, что является причиной необходимости изменения режима работы двигателя при использовании частотного преобразователя. Обычно требуется разница мощности в 15% для того, чтобы гарантировать неперегревание двигателя.

5.2.2. Осаждение и забивание.

Меньшие производительности, которые характерны для насосов, контролируемых частотным преобразователем, будут уменьшать скорости в трубопроводе. В результате, в трубопроводе может отложиться большое количество осадка. Сам по себе насос будет также более чувствителен к забиванию при использовании частотного преобразователя. Скорость жидкости, проходящей через насос, меньше, и потому система менее эффективна в выносе забивающего материала и в предотвращении наматывания длинноволокнистого материала на лопасти.

Так как насосы, контролируемые частотным преобразователем, редко останавливаются, они не имеют столько возможностей быть очищенными, как насосы, регулируемые включением-выключением, которые часто включаются и выключаются.

Насосы Flygt с охлаждающей рубашкой не должны работать при слишком низких скоростях, если только они не работают в чистой воде. Охлаждение будет удовлетворительным, но осадок может накапливаться и риск забивания охлаждающей системы повышается. Эта критическая скорость различна для различных насосов и ее можно найти в биндерах GPI/FPI.

Литература:

Economical Aspects of Variable Frequency Drives
Scientific Impeller No. 1998 Energy Comparison VFD vs. ON-OFF
The British Pump Market 1981-82