

Центробежный насос 60ВЦ-1.6/63 для гидросистемы гидроаккумулирующей электростанции

09, сентябрь 2015

Колпаков Е. А.^{1,*}, Орахелашвили Б. М.¹

УДК: 621.67

¹Россия, НИУ «МЭИ»

*egor.kolpakov@yahoo.com

Введение

Требования энергетической системы по обеспечению постоянной нагрузки крупных генерирующих станций приводит к необходимости использования гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС), для компенсации пиковых нагрузок и поддержания потребления энергии в ночные часы.

По конструктивному исполнению ГАЭС подразделяются на 2-х, 3-х и 4-х машинные станции. Для варианта 4-х машинной станции разработан насосный агрегат.

Разрабатываемый насос предназначен для перекачивания воды и других жидкостей (аналогичных воде по вязкости и химической активности) температурой до 35° С. Применяется этот насос для водоснабжения электростанций, а также в водопроводных и оросительных системах, в промышленности и других отраслях народного хозяйства и не предназначен для работы во взрыво- и пожароопасных производствах.

1. Анализ условий работы в системе

Первой задачей работы был подбор насоса для заданных параметров гидросистемы. Исходными данными расчета служили расходы, избыточное давление в двух резервуарах, а также отметки верхнего и нижнего бьефов для двух режимов работы насоса: минимальном, среднем и максимальном (по расходу), а также длины и диаметры трубопроводов. Схема установки насоса в гидросистеме приведена на рис. 1.

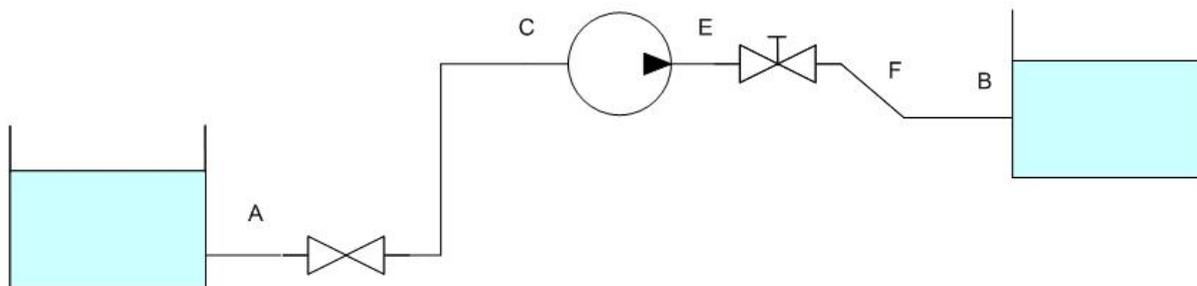


Рис. 1. Схема гидросистемы

Первоначально, на основании произведенных вычислений гидравлической характеристики системы были рассчитаны требуемые напоры для каждого режима и определены режимные точки для заданной гидросистемы рис. 2.

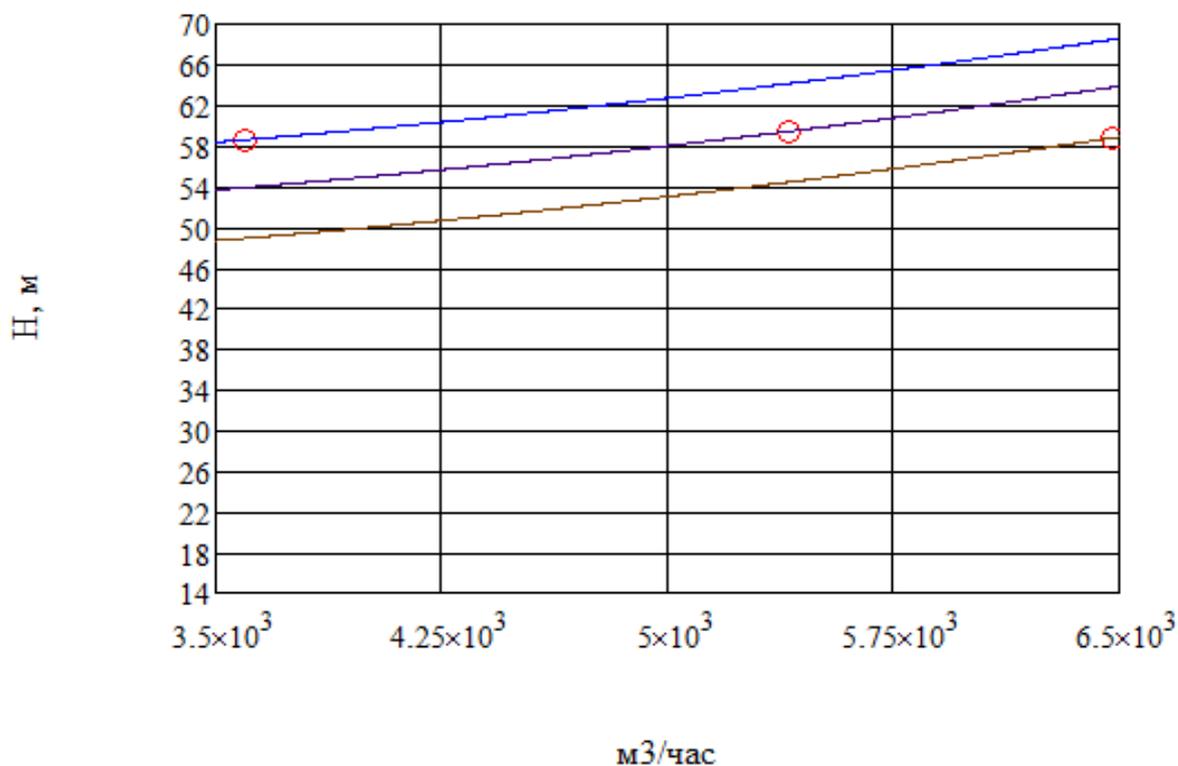


Рис. 2. Гидравлические характеристики гидросистемы

Далее был произведён выбор типа насоса на основе полей $Q - H$ центробежных насосов (рис. 3).

После проведения соответствующего анализа по каталогам были выбраны два насоса, обеспечивающие выполнение заданных условий:

- центробежный насос 60ВЦ-1.6/100 (750 об/мин),
- центробежный насос 80ВЦ-2.5/100-О (500 об/мин).

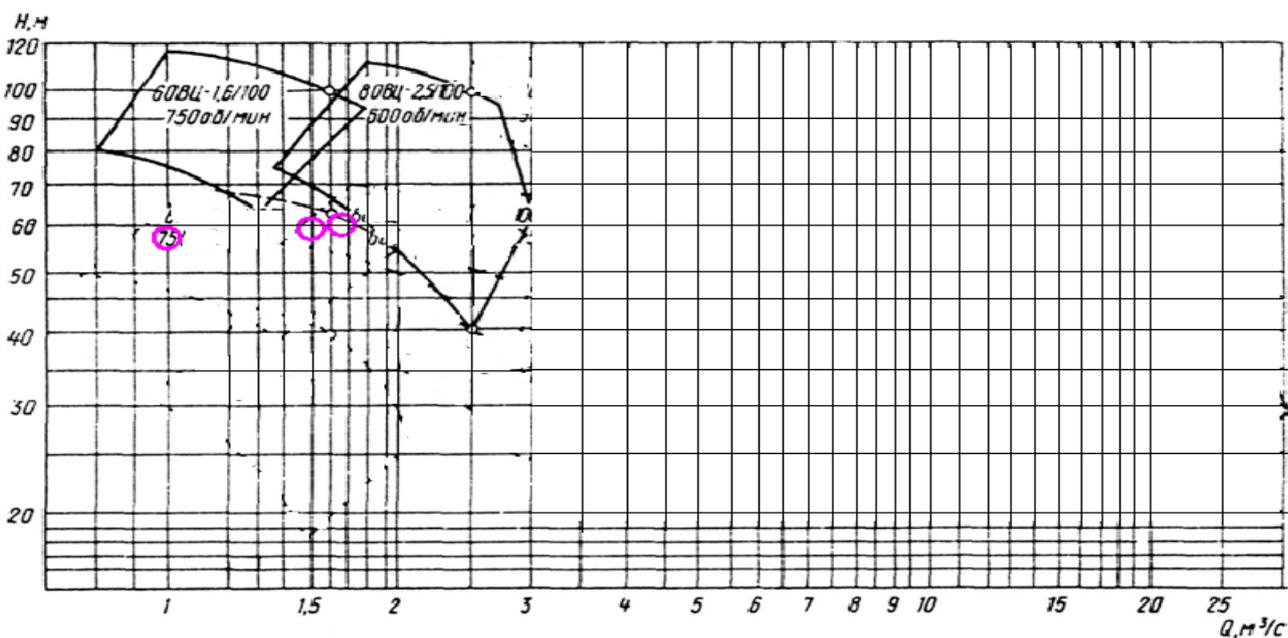
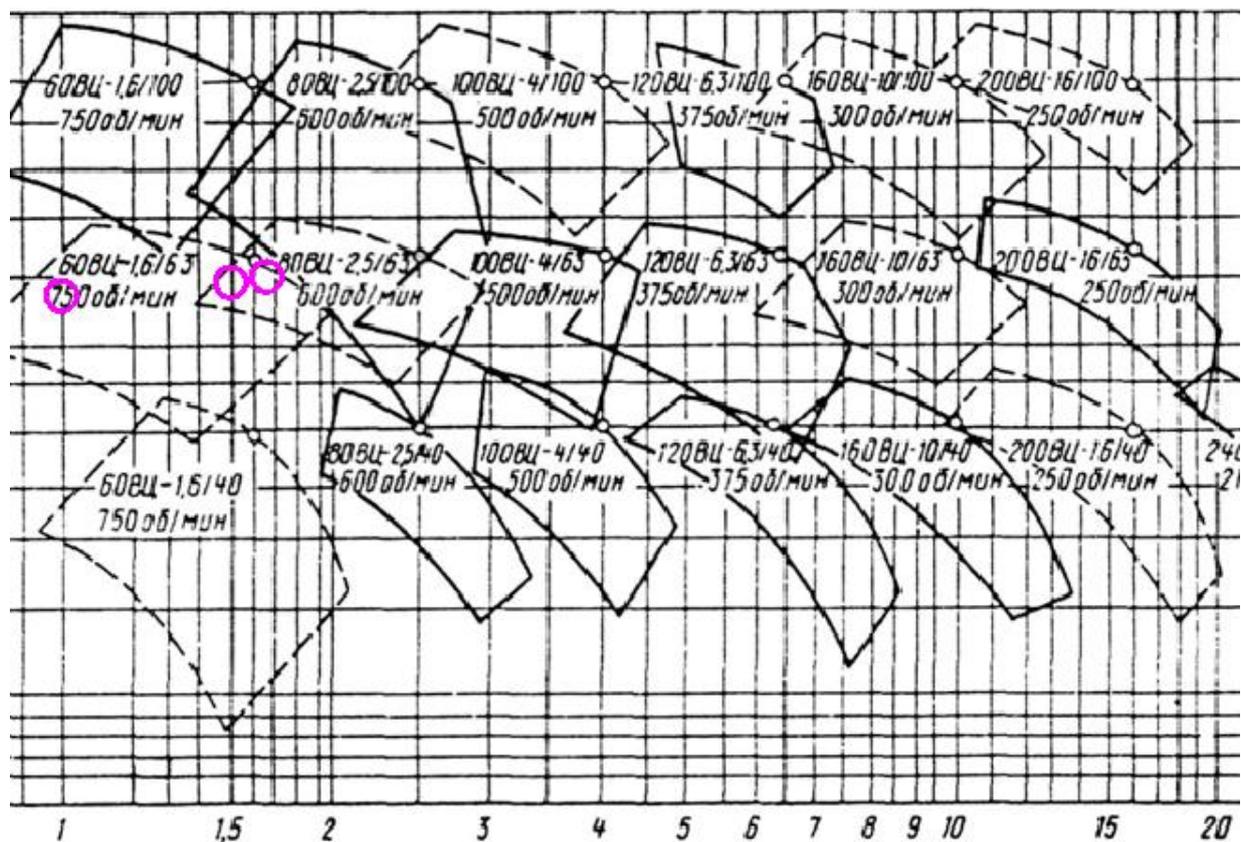


Рис. 3. График рабочих полей Q - H насосов типа ВЦ

На основе данных каталогов было произведено сопоставление этих насосов. Рассмотрены мощности, напоры, а также КПД. По результатам анализа определено, что параметры существующих насосов не вполне обеспечивают полное удовлетворение выставленных условий. В табл. 1 приведены данные этого насоса.

В табл. 1. приведены данные по насосу 60ВЦ-1.6/100

Таблица 1. Параметры работы насоса 60ВЦ-1.6/100 в потребных режимах

Параметры	Минимальный		Средний		Максимальный	
	задвижка	обороты	задвижка	обороты	задвижка	обороты
n, об/мин	750	555	750	620	750	661
Q, м ³ /час	3600		5400		6480	
H, м	113	85	100	76	90	61
N, кВт	1360	971	1569	1258	1384	1316
η, %	81	83.4	85.5	84.3	72	68.8
η _{уст.} , %	42.01	81	49.81	85.5	54.57	72
Δh _{доп.} , м	13.5	7.40	13	8.89	14.5	11.26
Δh _{расп.} , м	14	14	15.8	15.8	17.6	17.65

Анализ показал, что данные насосы не подходят для заданной гидросистемы, так как имеют достаточно большой напор и мощность. Поэтому было принято решение о проектировании насоса 60ВЦ-1.6/63.

2. Определение расчетных параметров насоса

Далее приведены основные этапы проектирования насоса.

Первым этапом является уточнение технического задания. Подбираются насосы-аналоги со схожей и близкой быстроходностью, из них выбирается один, который будет являться аналогом проектируемого насоса. Определяется возможный гидравлический и механический КПД, требуемая мощность двигателя насоса, значение допустимого кавитационного запаса, на базе которого принимается частота, рассчитываемая по формуле Руднева:

$$n_{\text{доп}} = \frac{c \cdot (h_{\text{кр}})^{3/4}}{5.62 \sqrt{Q}} = \frac{(900 \dots 1000) \cdot (12)^{3/4}}{5.62 \sqrt{1.6}} = 906.963 \text{ об/мин.}$$

Округляем полученное значение до 750 об/мин.

Исходя из значений частоты вращения и мощности, был подобран двигатель.

После определения допустимой частоты вращения рассчитываются основные параметры рабочего колеса для создания требуемого напора - диаметр, количество лопастей, углы лопасти на входе и выходе. Проводится проверка развиваемого напора. В случае, если погрешность превышает 1%, изменяются параметры рабочего колеса и расчет проводится заново.

Следующим этапом было проектирование меридианных сечений рабочего колеса, которое начиналось с построения меридианного сечения рабочего колеса.

Площади выходных сечений колеса должны плавно возрастать от входа к выходу [1].

Для проверки выполнения этого условия строился график $F=f(L)$ (рис. 4). По оси абсцисс откладывались расстояние между сечениями, измеренные вдоль средней линии L ; по оси ординат – площади соответствующих сечений (рис.4) При этом добивались выпуклости графика, что необходимо для компенсации стеснения площади лопатками.

После получения требуемого меридианного сечения строились треугольники скоростей на выходе и на входе рабочего колеса с учетом влияния лопастей на поток.

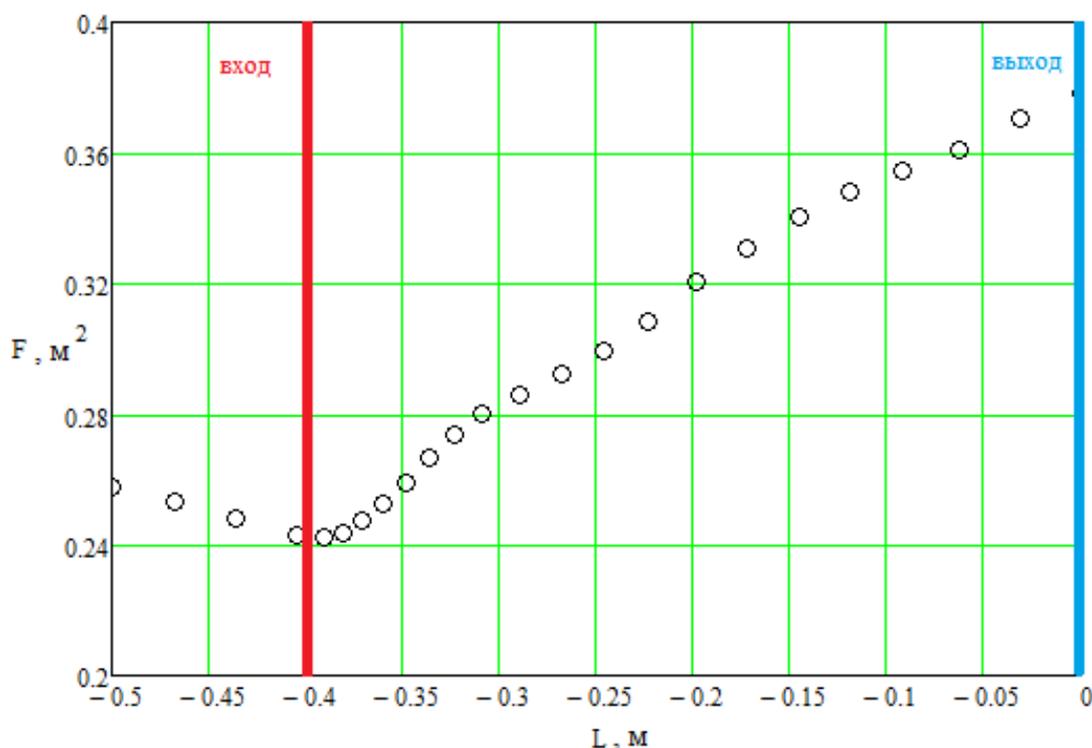


Рис. 4. Зависимость площади средней линии тока от длины

После получения необходимого графика строились треугольники скоростей на выходе и на лопасть и проводились расчеты скоростей с учетом влияния лопастей на поток.

Отвод является важным элементом проточной части, в значительной степени определяющим техническое совершенство насоса. Спиральный отвод состоит из спирального канала с постепенно нарастающими сечениями и диффузора. Для того, чтобы обеспечить установившееся относительное движение в рабочем колесе, поток в спиральном отводе должен быть осесимметричным. Расчет сечений спирального отвода производится с помощью программы «SPIGR». В результате были получены данные, необходимые для построения 8 равноотстоящих друг от друга сечений, на основании которых был построен эскиз. Ознакомиться подробнее с методикой построения отвода можно в учебном пособии [2].

3. Особенности конструктивного исполнения

Выполнены прочностные расчеты основных деталей (шпоночного соединения, болтов соединения валов, шпилек корпуса).

Особое внимание было уделено расчёту подшипника скольжения (рис. 5)

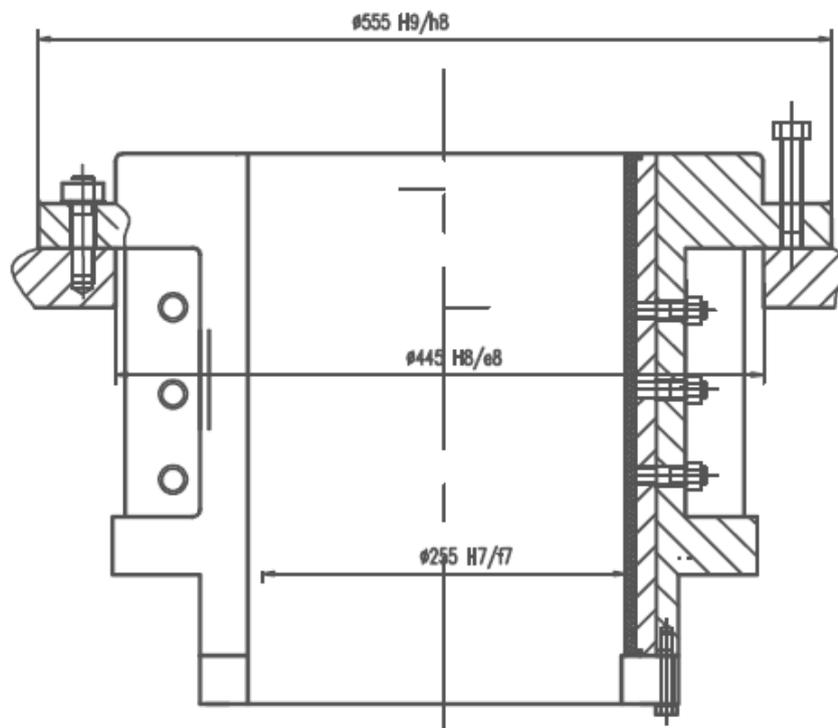


Рис. 5. Подшипник скольжения

Был выбран резиновый подшипник скольжения на водяной смазке. Длина и диаметр подшипника изначально принимаются конструктивно, а затем проверяются на нагрев. Расчёт на удельное давление проводится исходя из окружной скорости.

Тепловой расчёт подшипника скольжения проведен в предположении, что вся работа трения преобразуется в теплоту, которая вследствие слабой теплопроводности резины нагревает только втулку рабочего колеса и от него отводится проточной водой, 25% тепла отводится через вал в основной поток насоса, а остальные 75% необходимо отводить охлаждающей подшипник водой. Расчёт показал, что температура подшипника во время его эксплуатации не превышает допустимую.

С учетом имеющихся данных (размеров и формы), основываясь на уже созданных насосах типа ВЦ, путем последовательных улучшений был сделан эскиз. Также были выполнены прочностные расчеты основных деталей, нагрузка на которые наиболее велика, и проведена проверка на прочность наиболее ослабленных элементов конструкции насоса. Был выполнен расчёт подшипника скольжения.

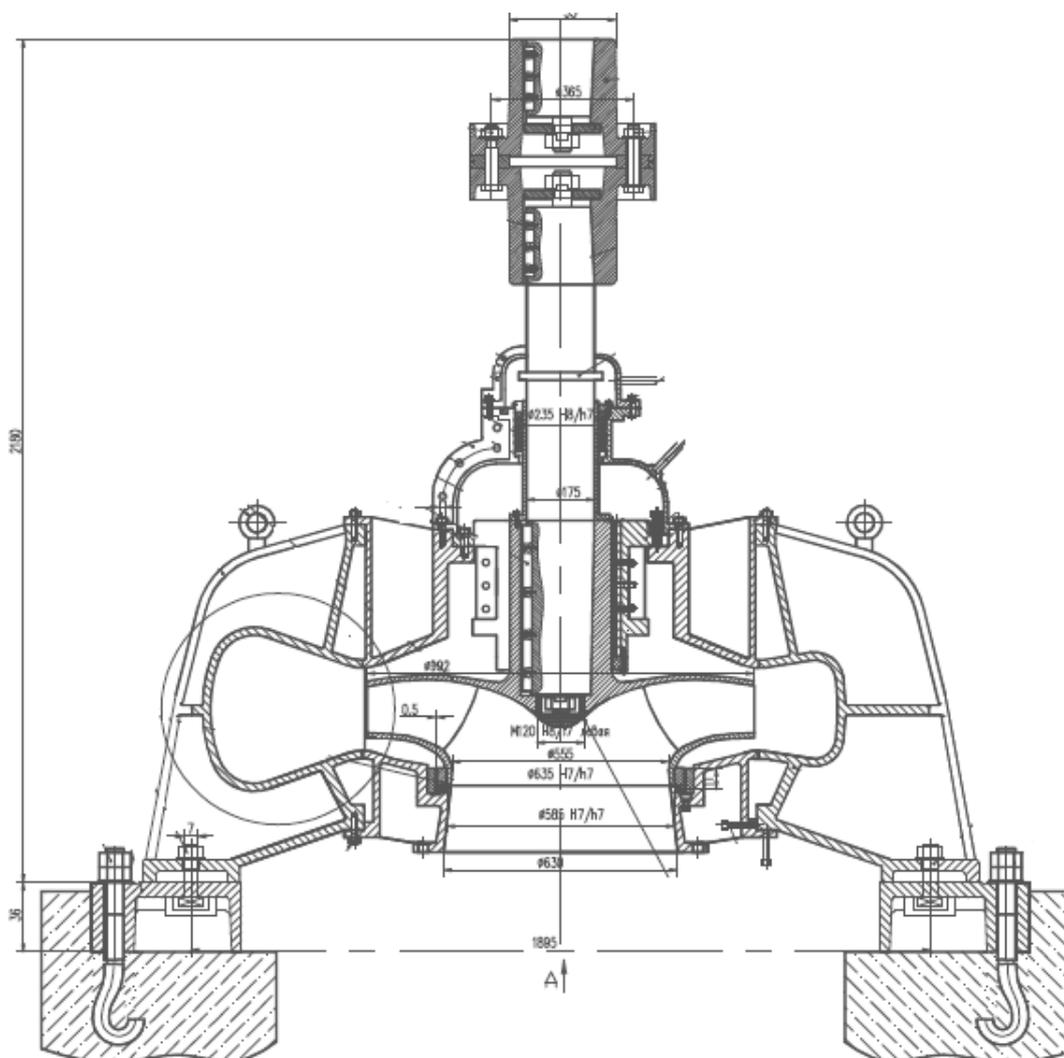


Рис. 6. Главный вид насоса 60ВЦ-1.6/63

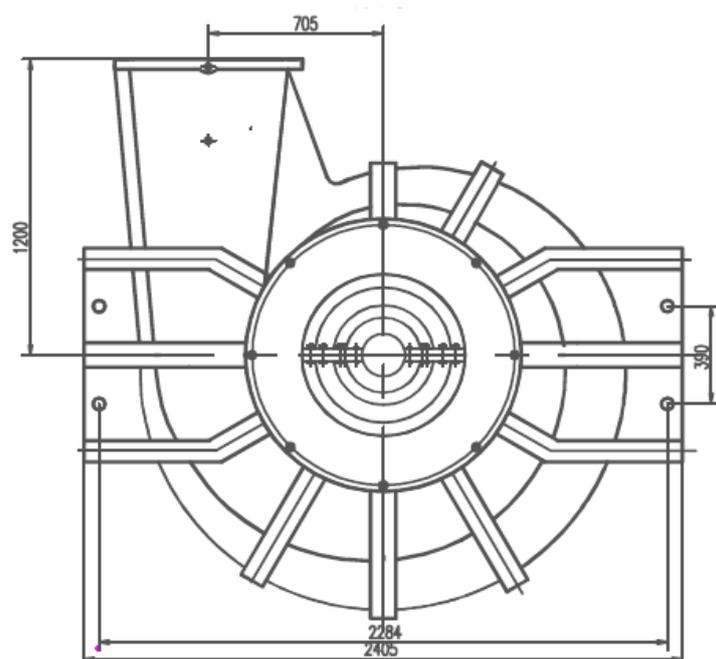


Рис. 7. Вид сверху насоса 60ВЦ-1.6/63

В ходе работы были получены прогнозные характеристики насоса 60ВЦ-1.6/63, изображенные на рис. 8.

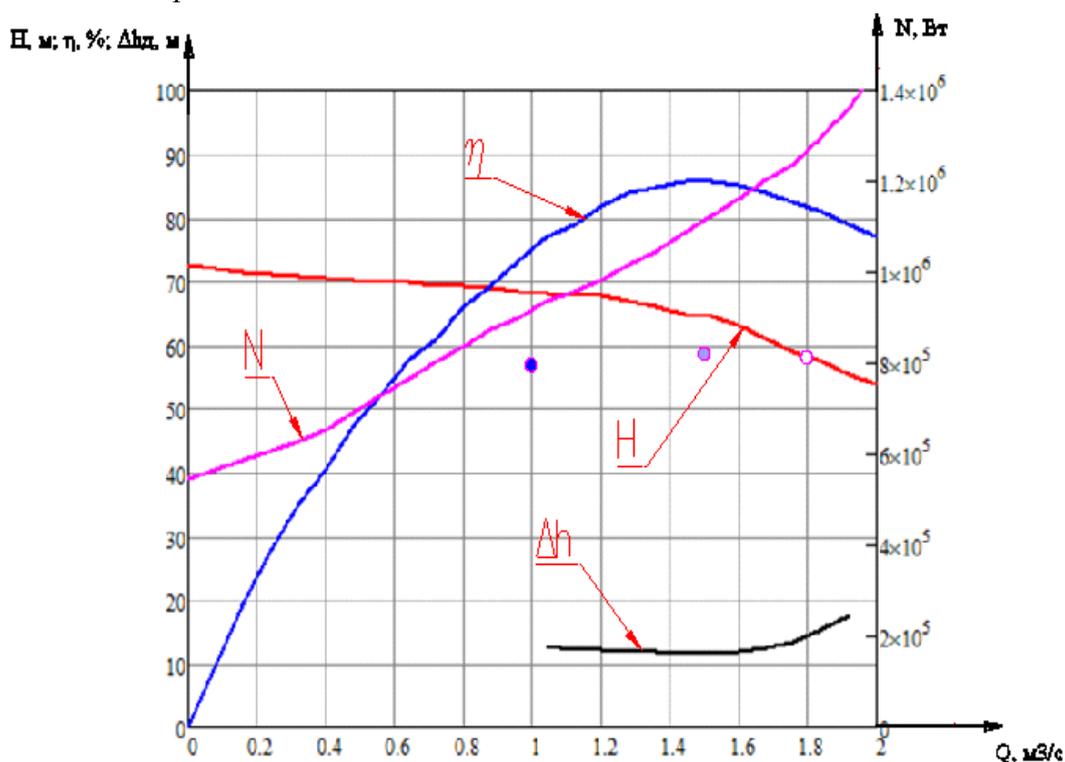


Рис. 8. Прогнозная характеристика насоса 60ВЦ-1.6/63

Кроме того, было произведено сравнение работы насоса при регулировании задвижкой и частотой вращения. Регулирование подачи задвижкой отличается простотой и не требует дополнительных капиталовложений. Однако оно является весьма неэкономичным способом регулирования подачи в плане потребления электроэнергии, так как имеют место большие потери на задвижке.

Регулирование подачи частотой вращения является более дорогим способом, так как требует дополнительного оборудования. Однако оно является более экономичным в эксплуатации, так как не связано с лишними потерями. В результате расчета было получено, что регулирование подачи частотой вращения экономичнее регулирования подачи задвижкой на 8.02%.

В связи с тем, что экономия в год достигает около 265 500 рублей, экономичнее использовать регулирование частотой вращения.

Были определены допустимые кавитационные запасы при различных способах регулирования и высоты установки насоса. Для обеспечения бескавитационной работы в заданных режимах были определены следующие отметки расположения насоса:

- при регулировании подачи задвижкой $\nabla H = -6.15$ м,
- при регулировании подачи изменением частоты вращения $\nabla H_Q = -4,8$ м.

Заключение

В итоге, после подбора насоса по заданной гидросистеме и проектировке нового получены следующие результаты:

- Получено плавное (благоприятное) изменение площадей на меридианном сечении от выхода к выходу;
- Спроектирован спиральный отвод;
- Построен эскиз насоса;
- Получена прогнозная характеристика насоса 60ВЦ 1.6/63;
- Рассчитана экономия;
- Рассчитано необходимое заглубление насоса при различных видах регулирования.

Список литературы

- [1].Машин А.Н. Профилирование проточной части рабочих колес центробежных насосов. Учебное пособие по курсу Лопастные насосы и насосные станции. / Ред. В.С. Квятковский. М.: Изд-во МЭИ. 1976. 56 с.
- [2].Машин А.Н. Расчет и проектирование спирального отвода и полуспирального подвода центробежного насоса. Учебное пособие по курсу Лопастные насосы и насосные станции. // Ред. В.С. Квятковский. М.: Изд-во МЭИ. 1980. 44 с.
- [3].Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. 2-е изд. перераб. и доп. М.: - Л.: Машиностроение. 1966. 364 с.
- [4].Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М.: Машиностроение. 1977. 288 с.
- [5].Андреев В.Б., Бронковский Г.А., Веремеенко И.С., Ковалев Н.Н. Справочник по гидротурбинам. / Под общей ред. Н.Н. Ковалева. Л.: Машиностроение. 1984. 496 с.
- [6].Богомолова Т.В., Грибин В.Г. Практические рекомендации к выполнению выпускной работы магистра. М.: Изд-во МЭИ. 2015. 24 с.
- [7].Карелин В.Я., Минаев А.В. Насосы и насосные станции: Учебник для вузов. 3-е изд. М.: ООО «ИД «БАСТЕТ». 2010. 448с.