

О.В. Алексенко, В.Г. Неня, С.Ю. Смертяк,

МАКРОМОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СЕТИ, ОСНАЩЕННОЙ НАСОСНЫМИ АГРЕГАТАМИ С ПРИВОДНЫМИ И РЕКУПЕРАТИВНЫМИ ГИДРОТУРБИНАМИ

В представленной работе рассматриваются вопросы утилизации избыточной гидравлической энергии благодаря использованию приводных и рекуперативных гидротурбин. Проводится анализ возможных схем использования турбинного привода с использованием методики макроmodellирования для оценки энергетической эффективности сети. Рис. 8. Ист. 6.

Введение

На сегодня гидравлические сети обслуживают все отрасли производства, сельского хозяйства, а также жилищно-коммунальную сферу. Энергетическая эффективность сетей влияет на себестоимость производимой продукции и предоставляемых услуг. В гидравлических сетях различных технологических систем, в том числе систем производства тепловой и электрической энергии на ТЭЦ и ТЭС имеются элементы с избыточной гидравлической энергией. Для повышения энергетической эффективности таких сетей необходимо использовать эту энергию. С этой точки зрения интересны созданные в СумГУ и ВНИИАЭН [1,2] насосные агрегаты с приводными и рекуперативными гидротурбинами. Также для рационального использования имеющихся энергорезервов требуется решать задачу согласования характеристик как технологической системы, так и дополнительно вводимой подсистемы переработки избыточной энергии.

Гидродинамические насосы обладают свойством подстраиваться под характеристику сети. А это означает, что параметры рабочей точки насоса изменяются, и она может уходить из зоны оптимальных режимов. Наличие гидротурбинного привода, изменяющего частоту вращения, позволяет устранить этот недостаток путем добавления дополнительного фактора – воздействия на частоту вращения ротора насоса. Таким образом, насос с приводной гидротурбиной является особым элементом гидравлической сети по сравнению с традиционными насосами. Согласование его характеристики с характеристикой сети представляет собой сложную задачу, требующую для своего решения применения методов математического моделирования.

Постановка задачи

Нам представляется целесообразным для решения указанной выше проблемы повышения энергоэффективности технологических систем использовать возможности переработки избыточной гидравлической энергии в технологических процессах ТЭЦ и ТЭС.

Исходя из этих соображений, в данной работе была поставлена задача исследования возможности использования приводных и рекуперативных гидротурбин для утилизации избыточной энергии технологических процессов и привода имеющихся в системах ТЭЦ и ТЭС насосных установок.

Для решения поставленной задачи необходимо провести анализ возможных схем привода насосов гидротурбинами и выбрать те, которые дадут наибольшую экономию энергии с учетом требований технологических процессов.

Для подбора оптимального с точки зрения энергоэффективности состава гидравлической сети с приводными и рекуперативными турбинами для утилизации избыточной гидравлической энергии необходимо разработать удобное средство моделирования гидродинамических процессов перекачивания жидкости в таких сложных сетях.

Анализ возможных схем гидравлических сетей с гидротурбинами в качестве привода

Свойство саморегулирования насосных агрегатов с гидротурбинным приводом позволяет использовать их в промышленных системах со сложными условиями эксплуатации, в том числе в гидравлических сетях, требующих регулирования, к которым относятся сети жилищно-коммунального хозяйства.

В лаборатории кафедры прикладной гидроаэромеханики СумГУ накоплен определенный опыт в создании автономных гидродинамических насосных установок (АГДНУ) для нефтедобывающей промышленности [1].

Этот опыт показывает, что использование собственно гидротурбинного привода еще не решает всех проблем. Важное значение имеет схема объединения питающего насоса (источника избыточной гидравлической энергии), приводной гидротурбины (ПГТ) и насоса, потребляющего энергию с вала ПГТ. Исследование возможных схем указанных установок показало наличие следующих конструктивных схем насосных установок с приводными турбинами (рис.1-5). На рисунках приведены такие обозначения: 1 – питающий насос, 2 – насосная установка с ПГТ, 3- резервуар.

Схемы, представленные на рис. 1 объединены тем, что смешение потоков осуществляется на выходе из насосной части. Гидравлическая энергия от питающего насоса подается на приводную турбину и преобразуется в механическую энергию вращающегося вала. Выходящая из турбины жидкость смешивается с потоком от насоса и подается в резервуар 3 и к потребителю. В случае, представленном на рис. 1 б, жидкость потребителю подается от питающего насоса.

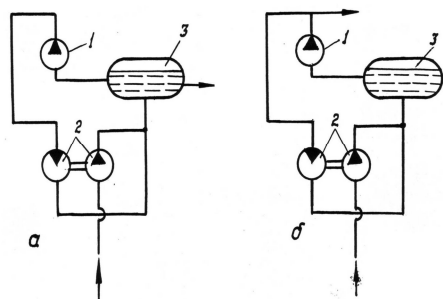


Рис.1. Схема АГДНУ со смешением потоков на выходе насосной части.

На рис. 2 представлены схемы АГДНУ, в которых происходит разделение потоков на входе в турбину. Схема на рис. 2 а удобна для создания мобильных насосных установок. На рис. 2 б представлена схема, которая позволяет подавать потребителю два различных по параметрам потока: один – после турбины, второй – после питающего насоса.

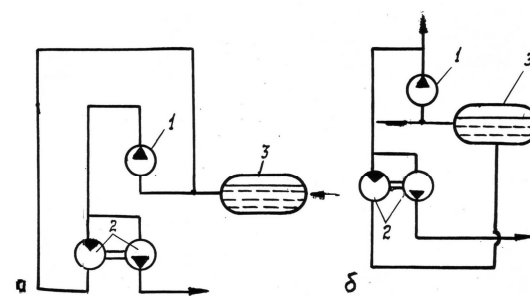


Рис.2. Схема АГДНУ с разделением потоков на входе в турбинную часть.

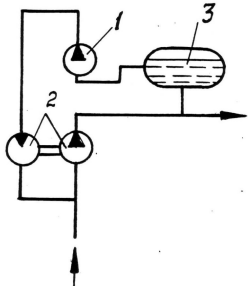


Рис.3. Схема АГДНУ со смешением потоков на входе в насосную часть.

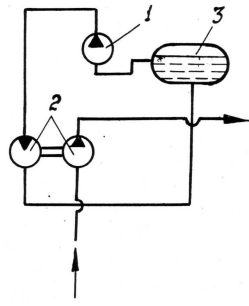


Рис.4. Схема АГДНУ без смешения турбинного и насосного потоков.

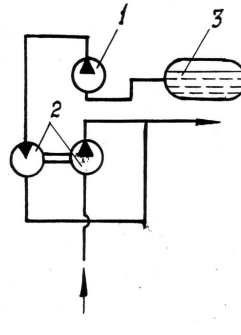


Рис.5. Схема АГДНУ без циркуляции жидкости по замкнутому контуру.

Схема со смешением потоков на входе в насосную часть (рис. 3) может быть использована для перекачивания высоковязких жидкостей, которые предварительно можно разбавить или смешать с питающей жидкостью. После перекачивания смесь может разделяться на первоначальные составляющие.

В схеме, представленной на рис. 4, потоки питающей и рабочей жидкости не смешиваются.

Установка, показанная на рис. 5, предназначена для перекачивания жидкостей, которые можно смешивать и не нужно после перекачивания разделять.

Показатели эффективности работы АГДНУ существенно различаются в зависимости от выбора мест соединения и разделения потоков жидкости и влияющих на это требований по возможности смешения жидкостей, что показано в работе [3]. Изучение технико-экономических показателей указанных схем, дало результаты, приведенные на рис.6. Здесь $p_{пол}$ – полезное давление, $p_{пит}$ – давление в системе, питающей ПГТ, $Q_{пол}$ – расход через насос, $Q_{пит}$ – расход через ПГТ, $\eta_{г}$ – гидравлический КПД установки.

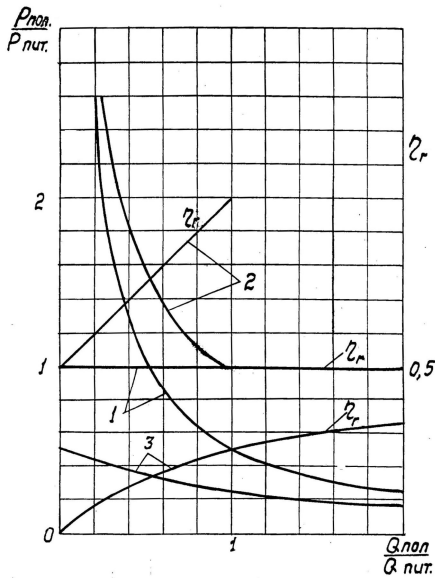


Рис.6. КПД установок с различными схемами соединения питающего и полезного потоков.

Наибольшим полезным давлением и гидравлическим КПД (рис. 6, кривая 2) обладает установка, схема которой имеет разделение потоков на входе в турбинную часть (рис. 2). Причем, чем больше полезная подача установки, тем меньше ее давление. Гидравлический КПД установки со смешением потоков на выходе насосной части (схема на рис. 1, рис. 6, кривая 1) не изменяется в зависимости от соотношения полезного и питающего расходов (при условии, что КПД турбонасоса не меняется от соотношения подачи насоса и турбины). Такая установка может применяться для получения больших напоров. На кривой 3 рис. 6 приведен гидравлический КПД установок, схема которых представлена на рис. 3 и рис. 5. Такие установки всегда имеют более низкий гидравлический КПД, чем КПД турбонасосного агрегата, и могут

быть использованы только при больших значениях соотношения полезного и питающего расходов для получения низких давлений.

Учитывая все вышесказанное две последние схемы АГДНУ (рис. 4, 5) наиболее полно отвечают потребностям переработки избыточной гидравлической энергии и могут быть использованы в технологических процессах производства тепловой и электрической энергии на ТЭЦ и ТЭС.

Выбор методики моделирования работы гидравлической сети

Для анализа работы гидравлической сети, оснащенной насосными агрегатами с приводными и рекуперативными гидротурбинами, традиционно используется подход, в основу которого положено выполнение законов сохранения вещества и энергии. Для каждой из возможных схем соединения агрегатов в одно целое такие модели имеют конкретный вид. Это представляет определенные трудности при разработке средств ведения расчетного эксперимента по данному направлению. Вместе с тем, накоплен опыт составления математических моделей, свободных от данного недостатка [4]. Это метод макро моделирования систем, основанный на автоматизированном составлении модели на основе законов сохранения, записанных при условии осреднения потоков в поперечных сечениях, и представления системы в виде ненаправленных графов [4].

Макромодель исследует состояние гидравлической сети на основании расхода жидкости и давления. Это позволяет использовать для построения математической модели течения формальный аппарат теории цепей, основанный на законах Кирхгофа [4].

Для анализа гидравлической сети с использованием макро моделирования необходимо иметь информацию о структуре сети, геометрических параметрах ее элементов, характеристик оборудования (насосов и приводных гидравлических машин) и аппаратуры.

В результате расчета получаем потокораспределение в рассматриваемой гидравлической сети. Расходы каждой ветви сети определяются совместно с вычислением их сопротивления и рабочих точек оборудования и аппаратуры.

Если для моделирования элементов гидравлической сети используется накопленный и обобщенный в технической гидромеханике опыт приведенный, например, в справочнике по гидравлическим сопротивлениям [5], то для моделирования таких элементов как насос используется подход представления их внешних характеристик, предложенный в работе [4]. Суть его сводится к тому, что выполняется предварительная аппроксимация характеристики насоса $H(Q)$ при заданной частоте вращения ротора, а затем эта характеристика пересчитывается на рабочую частоту вращения и рабочую температуру перекачиваемой среды по формулам пересчета [6] в условиях упрощающего предположения, что характеристика по КПД $\eta(Q)$ не изменяется для частот вращения ротора достаточно близких к паспортным.

Моделирование использования гидротурбины для привода насоса

В ходе выполнения работы было предложено использовать избыточную гидравлическую энергию, имеющуюся в технологическом цикле ТЭЦ, на привод насоса К 90/35 для подачи воды на коммунальные нужды. Отбор гидравлической энергии предлагается осуществлять в технологической системе после конденсатного насоса включением параллельной ветви с ПГТ.

Моделирование установки выполнено для условия сохранения подготовленной для ТЭЦ воды, которая не должна смешиваться со средой, на

перекачивание которой используется рекуперированная энергия. В этом случае схема гидродинамической насосной установки имеет вид, представленный на рис. 7 (схема составлена на основе схемы рис.4).

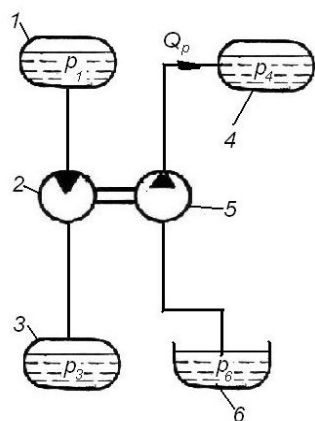


Рис.7 Предлагаемая система использования избыточной гидравлической энергии для привода насоса К 90/35.

Отбор моделируется введением в схему бака 1, в котором давление жидкости равно давлению на выходе из конденсатного насоса, а отвод отработанной жидкости – введением в схему замещения бака 3, в котором давление равно давлению в точке входа параллельной ветви в систему. Жидкость из бака 1, имеющая определенный запас избыточной энергии через ПГТ 2 отводится в бак 3. Полученная на валу ПГТ мощность используется для привода насоса 5, который перекачивает жидкость из бака 4 в бак 6 – к потребителям.

Состояние среды в баках характеризуется давлением p , для каждого трубопровода задаются его геометрические характеристики: l – длина, м; D – диаметр, м; Δ – эквивалентная шероховатость, м; а также суммарный коэффициент местных сопротивлений ξ .

Для моделирования используется характеристика насоса, приведенная на рис. 8. Параметры в рабочей точке насоса – расход $Q_p=75 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор $H_p=38,3 \text{ м}$, КПД $\eta=67 \%$.

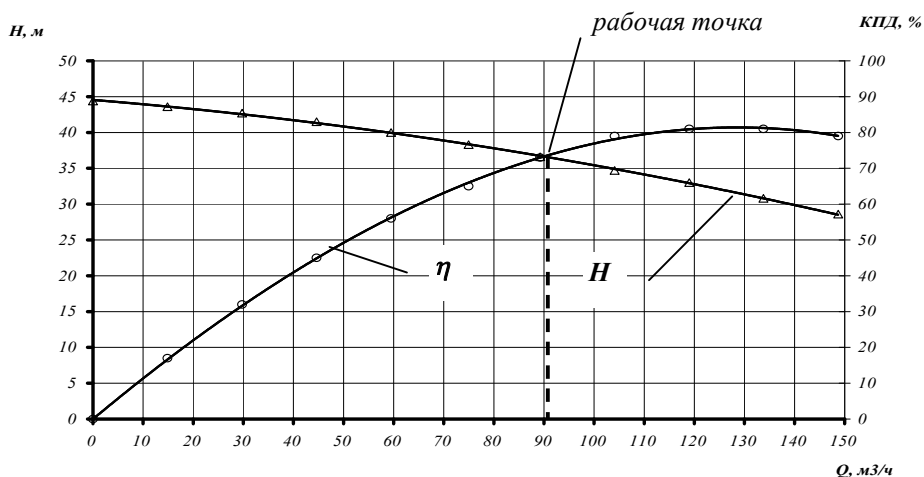


Рис.8 Характеристика насоса К 90/35.

Указанная система (рис. 7) состоит из двух подсистем, между которыми существует механическая связь через вал насоса и турбины. Для каждой системы записываются уравнения для законов Кирхгофа и уравнения, описывающие изменение гидравлической энергии в элементах подсистемы. Связь между параметрами подсистем задается уравнением трансформации мощности:

$$\rho_T g H_T Q_T \eta_T = \frac{\rho_H g H_H Q_H}{\eta_H},$$

где индекс T указывает параметры турбины, H – параметры насоса.

Результаты моделирования работы предложенной схемы (рис. 7) показывают необходимость использования гидравлической турбины с расходом $Q_T=378 \text{ м}^3/\text{ч}$ и мощностью $N_T=14,8 \text{ кВт}$ для привода насоса К 90/35. Использование турбинного привода позволяет сэкономить до 60 кВт·ч электроэнергии в сутки.

Выводы

В работе поведен анализ энергетической эффективности различных вариантов схем привода насосных установок приводными и рекуперативными гидротурбинами.

Наиболее подходящими для использования избыточной гидравлической энергии в технологических системах ТЕЦ и ТЭС и жилищно-коммунальном хозяйстве являются схемы АГДНУ, приведенные на рис. 4 и 5.

Для моделирования совместной работы гидравлических турбин и насосных установок выбрана методика макро моделирования.

На основании предложенной методики проведен подбор параметров приводной гидротурбины для привода насоса с целью утилизации избыточной гидравлической энергии.

Список литературы

1. Твердохлеб И.Б. Создание гидротурбинного привода автономных гидродинамических насосных установок. Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.13 / СумГУ – Сумы, 1996. – 20 с.
2. Ржебаев Э.Е., Тазетдинов В.Г. Создание рекуперативных гидротурбин и агрегатов мотор-насос-турбина. // Труды 8-ой междунар. научн.-техн. конф. «Насосы – 96.». – 1996. – С.87-106.
3. Евтушенко А.А., Твердохлеб И.Б. О целесообразности применения гидрофицированных насосных установок в системе водоснабжения. // Химическое машиностроение: Расчет, конструирование, технология: Сб. научн. трудов/ Отв. Ред. В.А. Хворост. – К.: УМК ВО, 1992. – с. 78-89.
4. Алексенко О.В., Неня В.Г. Основы методики макро моделирования центробежных насосов.// Вестник СумГУ. – Сумы: СумГУ. №13(59) – 2003. – С. 156 - 161.
5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. - М.: Машиностроение. - 1975. - 559 с.
6. Лопастные насосы: Справочник. Под общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова. – Л.: Машиностроение, 1986. – 334 с.