

З.Л. Финкельштейн, д-р техн. наук,

М.А. Ямковая, канд. техн. наук

Донбасский государственный технический университет, г. Алчевск

## ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ ЖИДКОСТИ С ПОМОЩЬЮ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ АНАЛОГИИ

*Запропоновано підхід до визначення стійкості системи, що складається з відцентрового і струминного насосів, а також гідродинамічного очистника, який дозволяє забезпечити безаварійну роботу рециркуляційної системи.*

*An approach is proposed to determine system stability, which consists of centrifugal and jet pumps and hydrodynamic purifier that can significantly increase the resource of centrifugal pumps.*

### Введение

Центробежные насосы применяются широко во всех отраслях, что обусловлено их преимуществами перед другими насосами [1]. Теоретически их срок работы должен составлять 12–15 лет, однако на практике они остаются работоспособными не дольше 1,5 лет. Это связано с высокой загрязненностью поступающей в них воды, т.к. приемные фильтры пропускают частицы до 300 мкм, в то время как для продолжительной работы гидромашин необходимо задерживать все частицы крупнее 25 мкм.

Было предложено для защиты насоса от абразивных частиц и повышения его надежности установить в линии всасывания гидродинамический фильтр [2]. Поскольку гидродинамические фильтры работают при любой предварительной загрязненности, самоочищаются, не требуют технического обслуживания и обеспечивают при этом высокую тонкость очистки, установка их в линии всасывания делает центробежные насосы практически вечными. Более того, отпадает необходимость в очистке жидкости после фильтра (песчаные ловушки и др.), поскольку загрязняющие частицы остаются в точке забора жидкости.

Ранее реализация такой системы была невозможна в связи с тем, что разрежения на входе в насос было недостаточно, чтобы преодолеть сопротивление фильтров тонкой очистки (обычно оно больше 0,2 МПа). Сопротивление же гидродинамических фильтров тонкой очистки даже на самую большую пропускную способность составляет 0,02 МПа, а это позволяет применять их на практике.

Для повышения антикавитационных свойств центробежного насоса и компенсации потерь давления на фильтре предложено использовать струйный насос, на который подается часть жидкости с выхода центробежного, т.е. осуществляется рециркуляция воды [2]. Гидравлическая схема такой установки показана на рисунке 1

Насосом 3 из емкости 1 жидкость подается потребителю 2, создавая падение вакуума в трубопроводе 4 и высокое давление в трубопроводе 5. Часть жидкости из трубопровода 5 по трубопроводу 7 направляется на струйный насос 6, который повышает давление в линии подачи жидкости на фильтр тонкой очистки 8, компенсируя потери давления на фильтре 8. Часть жидкости вместе с загрязняющими частицами сбрасывается из фильтра 8 по тру-

бопроводу 9 в емкость 10. Клапаны 11 и 12 регулируются в зависимости от параметров потока в трубопроводах 7 и 9 для оптимизации работы в целом.

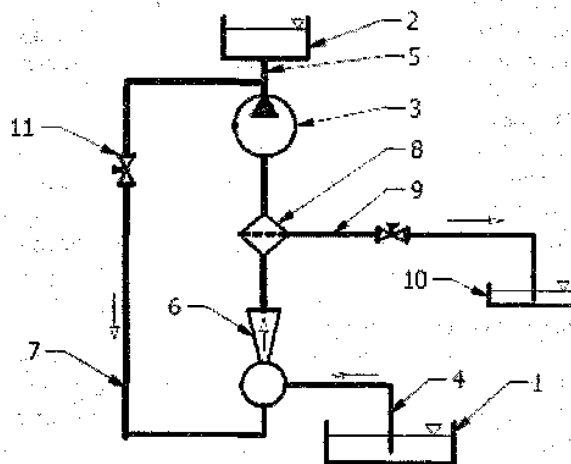


Рисунок 1 — Гидравлическая схема очистки жидкости на всасывании центробежного насоса.

### Постановка задачи

Использование в системе рециркуляции положительной обратной связи может привести к катастрофическим последствиям при неправильном выборе ее параметров, т.к. положительная обратная связь может вывести систему на границу устойчивости или сделать ее неустойчивой вообще.

При работе системы на границе устойчивости может возникнуть режим автоколебаний, при котором давление и расход на выходе центробежного насоса будут пульсировать по гармоническому закону от нуля до номинальных значений. Едва ли такой режим работы можно признать удовлетворительным для потребителя.

В случае выхода за границу устойчивости при малейшем изменении каких-либо параметров системы (нагрузки, температуры, просадки напряжения приводного электродвигателя, приводящей к изменению скорости вращения центробежного насоса и т.д.) возможны два варианта

развития событий. В лучшем случае работа прекратится и расход и давление жидкости на выходе центробежного насоса станут равными нулю. При более неблагоприятном развитии событий давление жидкости в системе будет повышаться, пока не превысит механической прочности насосов и гидроарматуры, т.е. система уйдет вразнос.

Для определения рациональных параметров установки необходимо создать ее математическую модель, которая бы позволила определять условия ее устойчивой работы. В модель должны войти математические описания центробежного и струйного насосов, а также гидродинамического фильтра. Для оценки устойчивости системы требуется привести ее структурную схему и воспользоваться одним из критериев устойчивости.

**Основные результаты исследования**

Вопросы математического описания и расчета гидравлических и электротехнических систем имеют несомненную общность ряда исходных физико-математических положений [3]. Вместе с тем теория электрических цепей существует уже почти 200 лет, начиная с работ Ома (1827), Кирхгофа (1847) и Максвелла (1873). При рассмотрении же гидравлических систем работы обобщающего характера стали проводиться только с появлением ЭВМ.

Это связано в большой мере с существенной нелинейностью гидросистем, которая в условиях ручного счета лишала практического смысла разработку их общих математических описаний и методов расчета.

Одним из путей решения проблемы математического моделирования центробежных насосов есть использование электрогидравлической аналогии, которое уже неоднократно успешно позволяло решать ряд важных теоретических задач гидравлики и гидромеханики [1]. Применение этой аналогии базируется на систематическом переносе теории электрических цепей в гидравлику. При этом основные электрические уравнения переходят в соответствующие гидравлические соотношения, на основании которых можно составлять гидравлические схемы и анализировать их теми же хорошо развитыми методами, что и электрические цепи.

Для получения статических и динамических характеристик центробежного насоса В.С. Костышиным предложено использовать его аналогю с синхронной электрической машиной. Тогда ее схема замещения будет выглядеть следующим образом (рисунок 2).

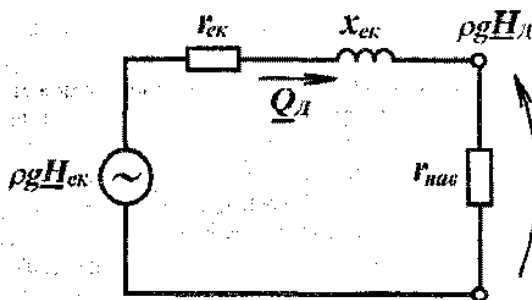


Рисунок 2 — Эквивалентная комплексная схема замещения центробежного насоса.

В этой схеме  $r_{ек}$  и  $x_{ек}$  моделируют силы трения и инерции соответственно, а их величины определяются параметрами центробежного насоса. С точки зрения ТОЭ такую схему можно рассматривать как четырехполюсник, а с позиций теории автоматического управления центробежный насос представляет собой аperiodическое звено первого порядка с передаточной функцией

$$W_{нс}(p) = \frac{K_{нс}}{T_{нс}p + 1}$$

где  $K_{нс}$  определяется через отношение активных сопротивлений, а постоянная времени  $T_{нс}$  — произведение индуктивности на активное сопротивление.

Совместное применение центробежных и гидро-струйных насосов позволяет существенно расширить функциональные возможности серийного насосного оборудования [4]. На основе таких установок можно увеличить в несколько раз напор или подачу, допустимую вакуумметрическую высоту всасывания лопастных насосов, перекачивать этими насосами гидросмеси и газы, создавать вакуум или получать сжатый воздух, осуществлять смешение жидких, твердых и газообразных сред и т.д. Однако, несмотря на такое широкое практическое применение струйных насосов в научно-технической литературе, изданной в нашей стране, вопросы проектирования, расчета и эксплуатации установок со струйными и лопастными насосами не получили необходимого освещения [4].

Это связано с тем, что параметры установок зависят от их гидравлических характеристик. Гидравлические характеристики же насосов, а также соединяющих их трубопроводов и других конструктивных элементов гидросистем описываются нелинейными уравнениями, решение которых может быть получено численными методами с помощью компьютерной техники.

В работе [4] приведены выражения описывающие работу различных систем, состоящих из центробежного и струйного насосов, в том числе и системы, в которой струйный насос используется в качестве бустера для повышения антикавитационных свойств центробежного насоса. Однако эти выражения не позволяют оценить влияние различных факторов на работу системы, к тому же в них не учитывается наличие фильтра, который создает дополнительные потери давления.

Поэтому для оценки устойчивости такой системы нами предложена структурная схема системы, содержащей центробежный и струйный насосы и гидродинамический фильтр, представляющая собой встречно-параллельное соединение двух инерционных звеньев, охваченных положительной обратной связью. Эта обратная связь моделирует рециркуляцию (рисунок 3).

На схеме  $K_{чб}$  и  $K_c$  — коэффициенты усиления центробежного и струйного насоса соответственно, а  $T_{чб}$  и  $T_c$  — их постоянные времени.

Как известно, наличие положительной обратной связи может привести к неустойчивости системы. Оценим граничный коэффициент усиления струйного насоса, при котором система еще остается устойчивой.

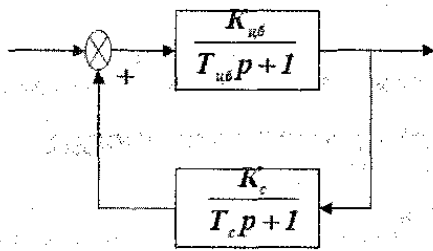


Рисунок 3. Структурная схема системы с рециркуляцией.

Воспользуемся для этого критерием Гурвица. Запишем сначала передаточную функцию встречно-параллельного соединения:

$$W(p) = \frac{K_{нб}}{T_{нб}p + 1} \cdot \frac{K_c}{T_c p + 1} \cdot \frac{1}{1 - \frac{K_{нб}}{T_{нб}p + 1} \cdot \frac{K_c}{T_c p + 1}}$$

Приведем ее к общему знаменателю:

$$W(p) = \frac{K_{нб}(T_c p + 1)}{T_{нб}T_c p^2 + (T_{нб} + T_c)p + 1 - K_{нб}K_c}$$

Запишем теперь характеристический полином системы, равный сумме числителя и знаменателя ее передаточной функции:

$$A(p) = T_{нб}T_c p^2 + (T_{нб} + T_c + K_{нб}T_c)p + 1 + K_{нб} - K_{нб}K_c$$

Приведем коэффициенты характеристического полинома:

$$a_2 = T_{нб}T_c;$$

$$a_1 = T_{нб} + T_c + K_{нб}T_c;$$

$$a_0 = 1 + K_{нб} - K_{нб}K_c.$$

Для системы второго порядка условия устойчивости имеют следующий вид:

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} a_1 & \theta \\ a_2 & a_0 \end{vmatrix} = a_1 a_0 > 0,$$

Кроме того, должно соблюдаться условие положительности всех коэффициентов характеристического полинома. В нашем случае произведение  $a_1 a_0$  может быть отрицательным только при условии  $a_0 = 0$ . Таким образом, условие устойчивой работы системы сводится к  $a_0 > 0$ , т.е.

$$1 + K_{нб} - K_{нб}K_c > 0.$$

Найдем из этого выражения предельное значение коэффициента усиления струйного насоса:  $K_c < 1 + \frac{1}{K_{нб}}$ .

Как и следовало ожидать, значение коэффициента усиления ограничено сверху, т.к. его повышение выводит систему на границу устойчивости.

Коэффициент  $K_{нб} = \frac{R_{нб}}{R_{нб} + R_{нп}}$  представляет собой

отношение давлений на выходе и входе центробежного насоса и зависит от нагрузки. Следовательно, при расчете коэффициента усиления струйного насоса, представляющего собой давление в относительных единицах, необходимо учитывать характеристики потребителя.

После определения безразмерного напора струйного насоса следует по его нормальным гидравлическим характеристикам определить расход, соответствующий максимальному КПД гидроструйного насоса. Это значение и будет определять долю жидкости на выходе центробежного насоса, которую необходимо отправить на рециркуляцию.

Т.о. количество жидкости, подаваемое на струйный насос с выхода центробежного насоса, которое обеспечивает безаварийную работу системы рециркуляции может быть определено следующим образом. Сначала с учетом характеристики потребителя следует найти безразмерный напор струйного насоса, а затем по его обобщенной нормальной гидравлической характеристике отыскать расход.

#### Выводы

Для исключения возможности механического разрушения или полной остановки и режима автоколебаний давления на выходе системы с рециркуляцией жидкости следует точно рассчитать долю подачи центробежного насоса, подаваемую на струйный насос. Для этого необходимо учесть характеристики как самих насосов, так и потребителя.

На максимальный общий напор системы накладывається ограничение не только возможностью возникновения кавитации, но и вероятностью возникновения ее неустойчивой работы, которая может разрушить центробежный насос гораздо быстрее, чем кавитация.

Однако при правильном расчете параметров системы рециркуляции она дает неоспоримые преимущества, связанные с установкой гидродинамического фильтра на линии всасывания центробежного насоса. При этом возможно повышение срока их работы до номинального и выше.

#### Литература

1. Костышин, В.С. Моделирование режимов работы центробежных насосов на основе электрогидравлической аналогии. — Ивано-Франковск: Ивано-Франковский государственный технический университет нефти и газа, 2000. — 163 с.
2. Пат. 48329 Украина. Циркуляційна гідравлічна система / М.З. Бойко, А.О. Євтушенко, В.О. Панченко, З.Л. Фінкельштейн; заявитель і патентовласник СумДУ. — Опубл. 10.03.2010, Бюл. № 5.
3. Меренков, А.П., Хасилев, В.Я. Теория гидравлических цепей. — М.: Наука, 1985.
4. Лямаев, Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. — Л.: Машиностроение, 1988. — 256 с.

Надійшла 25.05.2011 р.