

ОПЫТ ДИНАМИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ПРИ РАСЧЕТЕ ГИДРОУДАРА

Корельштейн Л. Б., Тарасевич В. В., Юдовина Е. Ф., ООО «НТП Трубопровод»

Введение

При расчете переходных процессов (и, в частности, гидравлического удара) в транспортирующей жидкостью трубопроводах важен корректный учет поведения центробежных насосов в таких процессах. К сожалению, в этой области остается еще немало вопросов и белых пятен.

В данной статье представлена динамическая модель центробежного насоса с асинхронным электродвигателем, реализованная в модуле расчета гидравлического удара программы «Гидросистема» (подробнее о программе и модуле см. [1, 2]).

В настоящее время в программе реализованы четыре типа переходных процессов, при которых необходимо учитывать динамическое поведение центробежных насо-

сов. В двух из них переходный процесс вызывается самим насосом – это процессы пуска и остановки насоса. В двух других случаях причиной гидроудара являются другие элементы трубопровода, но насос также играет свою роль в переходном процессе – это переходный процесс в системе при работающем насосе (когда может измениться рабочая точка насоса) и редкий случай течения через насос при переходном процессе через неработающий (но не «изолированный» от течения) насос. Переходные процессы, связанные с активным регулированием параметров насоса (например, регулированием скорости частоты вращения), планируется реализовать в ближайшем будущем.

Математическая модель центробежного насоса с асинхронным электродвигателем

Поведение центробежного насоса описывается следующим уравнением баланса моментов на оси насоса [3]:

$$2\pi J (dn/dt) = T_{motor}(n) - T_{pump}(Q, n) \quad (1)$$

где n – скорость вращения насоса, об/сек, t – время, с; Q – подача (объемный расход) насоса, м³/с; T_{motor} – момент, действующий на насос со стороны электродвигателя, Нм (равный нулю при выключенном насосе); T_{pump} – момент, действующий со стороны жидкости, Нм; J – суммарный момент инерции насосного агрегата, кг/м², складывающийся из моментов инерции ротора электродвигателя, рабочего колеса и других вращающихся элементов насоса, а также жидкости в насосе:

$$J = J_{rotor} + J_{impeller} + J_{fluid} \quad (2)$$

При этом момент инерции ротора электродвигателя обычно является доминирующей составляющей в (2), и (в отличие от других составляющих) его величина обычно известна из каталогов изготовителя электродвигателя.

Условия на входе в насос и выходе из насоса определяются уравнением:

$$H_{outlet} - H_{inlet} = H(Q, n) \quad (3)$$

где H_{outlet} и H_{inlet} – напоры на выходе в насос и выходе из него, м; $H(Q, n)$ – напор, создаваемый насосом.

Уравнения (1) и (3) совместно со стандартными уравнениями гидравлического удара (записанными через инварианты Римана) составляют полную систему обыкновенных дифференциальных уравнений и дифференциальных уравнений в частных производных, решаемую в программе «Гидросистема» методом

конечных разностей с использованием явной схемы бегущего счета [2].

Таким образом, задача сводится к расчету функций момента электродвигателя и насоса и напора насоса $T_{motor}(n)$, $T_{pump}(Q, n)$, $H(Q, n)$.

Как известно, скорость вращения ротора асинхронных электродвигателей n отличается от скорости вращения магнитного поля в статоре такого электродвигателя n_s (последнее рассчитывается по формуле $n_s = (2f/p)$, где f – частота электрической сети, Гц; p – число полюсов статора). Имеет место так называемое скольжение, характеризующееся величиной $s = (n_s - n)/n_s$. Типичный характер зависимости момента асинхронного электродвигателя от скольжения показан на рис. 1.

В рабочем режиме электродвигателя его параметры «плавают» вблизи номинальных значений T_{nom} и N_{nom} при этом скольжение находится в интервале от нуля до так называемого критического скольжения s_{cr} соответствующего максимальному значению момента электродвигателя T_{cr} . При этом зависимость момента от скольжения достаточно хорошо для практических целей описывается простейшим уравнением Клосса:

$$T_{motor}(n) = 2T_{cr} / ((s/s_{cr}) + (s_{cr}/s)) \quad (4)$$

При этом критические и номинальные параметры электродвигателя практически всегда доступны в каталогах изготовителей.

Одной из проблем является расчет зависимостей $T_{pump}(Q, n)$, $H(Q, n)$, поскольку в ходе переходных процессов насос может далеко выходить за параметры так называемой рабочей зоны насоса и за границы так называемого 1-го квадранта (то есть положительных значений подачи и скорости вращения). Возможен проход параметров насоса через другие квадранты (так называемый четырехквadrантный режим), с нахождением насоса в режиме реверсивного вращения и турбинном режиме [3]. Как правило, изготовители насосов не предоставляют данные о характеристиках насоса при таких режимах.

Для решения данной проблемы прежде всего необходимо сократить размерность задачи. В предположении

Аннотация. В статье описывается динамическая модель центробежного насоса с асинхронным электродвигателем на основе кривых Сьютера, реализованная в модуле расчета гидравлического удара программы «Гидросистема». Предлагаются способы синхронизации моделей переходного и установившегося течения через насос.

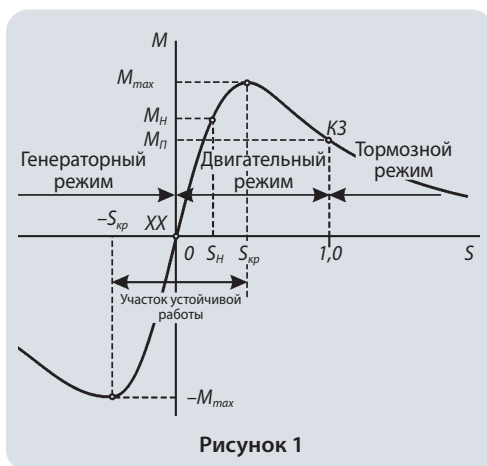


Рисунок 1

(как правило, справедливым), что моделирование выполняется в рамках квадратичного турбулентного режима течения, с учетом законов подобия, $T_{pump}(Q, n)$, $H(Q, n)$ могут быть представлены в следующем предложенном Сьютером удобном одномерном безразмерном виде [4] через безразмерные кривые момента и напора:

$$T_{pump}(Q, n) / T_{nom} = W_T^2(\Theta) [(Q/Q_{nom})^2 + (n/n_{nom})^2] \text{sign}[W_T(\Theta)] \quad (5)$$

$$H(Q, n) / H_{nom} = W_H^2(\Theta) [(Q/Q_{nom})^2 + (n/n_{nom})^2] \text{sign}[W_H(\Theta)] \quad (6)$$

где угол Θ определяется по формуле:

$$\Theta = \tan^{-1}((n/n_{nom})(Q_{nom}/Q)) \quad (7)$$

При этом номинальные значения принимаются по точке максимального КПД. Для определения функций $W_T(\Theta)$ и $W_H(\Theta)$ по формулам (вытекающим из (5), (6))

$$W_T(\Theta) = \text{sign}(T) \sqrt{(|T|/T_{nom}) / ((Q/Q_{nom})^2 + (n/n_{nom})^2)} \quad (8)$$

$$W_H(\Theta) = \text{sign}(H) \sqrt{(|H|/H_{nom}) / ((Q/Q_{nom})^2 + (n/n_{nom})^2)} \quad (9)$$

пользуются экспериментальными данными (к сожалению, все еще немногочисленными), полученными при испытании отдельных насосов, а затем экстраполируют их для похожих насосов. В качестве меры сходности насосов при этом обычно используют параметр быстроходности $N_s = (n_{nom} Q_{nom}) / H_{nom}^{0,75}$.

Чаще всего используются экспериментальные данные для трех различных значений параметра быстроходности, опубликованные в работе [5]. Соответствующие графики представлены на рисунке 2. В работах [6, 7] можно найти систематизацию и критический обзор известных экспериментальных данных.

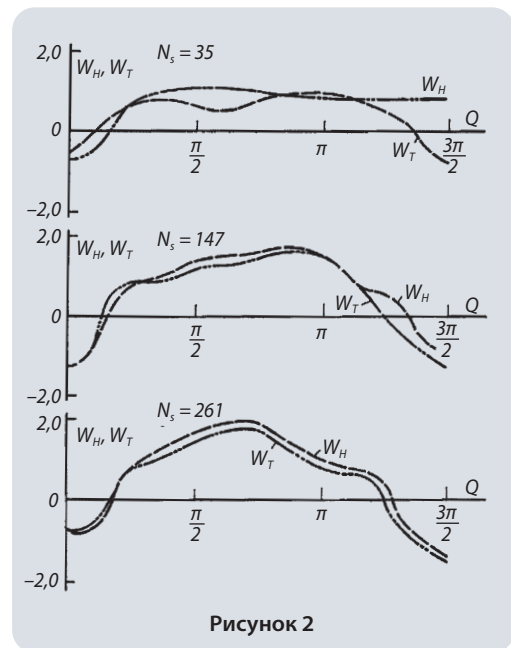


Рисунок 2

Согласование динамической и статической моделей

Одной из проблем, с которой авторы столкнулись при программной реализации данной модели, стало согласование ее с моделью, используемой при расчете установившегося течения. Если динамическая модель не переходит непрерывно в статическую, то при расчете возникают различные артефакты – колебания параметров, не имеющие смысла и в действительности не существующие. При расчете установившегося течения в программе используются традиционные характеристики насосов, прежде всего кривая напорно-расходной характеристики, предоставляемая изготовителем для конкретного насоса. Напрашивается следующее решение – надо скорректировать кривую $W_H(\Theta)$ для диапазона подач предоставленной изготовителем кривой, используя формулу (9). Однако тут есть следующая тонкость – при экспериментальном получении изготовителем расходно-напорной характеристики для насоса с асинхронным электродвигателем частота вращения равна номинальной только в точке максимального КПД, а в целом для кривой слегка «плавает» между n_s и n_{cr} . Колебания эти малы и в самой кривой и при расчете установившегося течения обычно не принимаются во внимание, но могут существенно повлиять на стыковку динамической и статической моделей!

Вопросы для дальнейшего изучения

Разумеется, в области динамического моделирования насосов остается много проблем, таких как моделирование гидроудара для высоковязких жидкостей при ламинарном течении, а также для осаждающихся взвесей; учет кавитации в

Поэтому последовательность корректировки напорной кривой Сьютера должна быть следующей: сначала используем вариант уравнения (1) для установившегося течения:

$$T_{motor}(n) = W_T^2(\Theta) [(Q/Q_{nom})^2 + (n/n_{nom})^2] T_{nom} \quad (10)$$

совместно с уравнениями (4) и (7) при заданном значении Q или Θ , находим соответствующее им значение n и только затем используем (9) с этим значением для корректировки $W_H(\Theta)$.

Еще одной проблемой согласования является правильное учет гидравлического сопротивления выключенного, но не изолированного насоса, через который течет жидкость. Это сопротивление разное для прямого и обратного течения через насос и может быть рассчитано следующим образом. Находятся нули функции $W_H(\Theta)$, при этом нуль в первом квадранте Θ_r соответствует установившемуся прямому течению, а нуль Θ_d в третьем квадранте – обратному. Коэффициенты гидравлического сопротивления (приведенные к скорости во входном патрубке насоса, имеющем диаметр D) рассчитываются по формуле:

$$\zeta = 0,125 \text{ гп}^2 D^4 W_T^2(\Theta) H_{nom} Q_{nom}^{-2} [1 + \tan^2(\Theta)] \quad (11)$$

В которую соответственно подставляются значения Θ_d и Θ_r .

динамической модели насоса и другие. Эти вопросы требуют дальнейшего изучения.

Москва, февраль 2021 года

Литература:

1. Юдовина Е. Ф., Пашенкова Е. С., Корельштейн Л. Б. Программный комплекс «Гидросистема» и его использование для гидравлических расчетов трубопроводных систем. В книге: Трубопроводные системы энергетики: Методические и прикладные проблемы математического моделирования. – Новосибирск: Наука, 2015. – С. 438–446.
2. Юдовина Е. Ф., Лисин С. Ю., Тарасевич В. В., Ли А. К., Мороз А. А. Реализация расчета гидравлического удара в рамках программного комплекса «Гидросистема». В книге: Трубопроводные системы энергетики: Математические и компьютерные технологии интеллектуализации. – Новосибирск: Наука, 2017. – С. 353–360.
3. Fox J. A. Hydraulic Analysis of Unsteady Flow in Pipe Networks. London, 1977.
4. Suter P. Representation of Pump Characteristics for Calculation of Water Hammer, Sulzer Technical Review Research. – Issue 1966. – P. 45–48.
5. Donsky B. Complete Pump Characteristics and the Effects of Specific Speeds on Hydraulic Transients, J. Basic Engineering, December. – 1961. – P. 685–699.
6. Martin C. S. Representation of Pump Characteristics for Transient Analysis // ASME/FED. – Vol. 6. – P. 1–13. Tabulates complete performance characteristic data for some 27 different centrifugal pump designs and cites all the reference sources.
7. Trey Walters, P. E., Trygve Dahl, Ph. D., P. E., David C. Rogers, P. E. Pump Specific Speed and Four Quadrant Data in Waterhammer Simulation – Taking Another Look. Proceedings of the ASME 2020 Pressure Vessels and Piping Conference PVP2020 July 19–24, 2020, Minneapolis, MN, USA.