

**ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
ПРОТЕКАЮЩИХ В НАПРАВЛЯЮЩЕМ УСТРОЙСТВЕ
ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ ТИПА «ЗОЛОТНИК-ЗОЛОТНИК»
СИСТЕМЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КАЧАНИЯ КРИСТАЛЛИЗАТОРА
БЛЮМОВОГО УСТРОЙСТВА НЕПРЕРЫВНОЙ
РАЗЛИВКИ СТАЛИ**

И. Н. Головки

Гомельский государственный университет имени П. О. Сухого, Беларусь

Научный руководитель Д. Н. Андрианов

В настоящее время при разработке и модернизации современных блюмовых и слябовых установок непрерывной разливки стали (УНРС), механизм качания кристаллизатора приводится в действие следящим электрогидравлическим приводом. Электрогидравлический привод имеет ряд достоинств перед электромеханическим, одним из которых является возможность получения синусоидального и несинусоидального возвратно-поступательного движения и возможность его изменения без остановки УНРС с пульта оператора, что не позволяет обеспечивать электромеханический привод.

Электрогидравлический привод (гидроусилитель с электроуправлением) состоит из гидроцилиндра с высокоточным датчиком перемещения и быстродействующего направляющего гидравлического распределителя не прямого действия. Гидравлический распределитель, используемый в таких системах состоит из основного (золотникового) и управляющего (золотник, «сопло-заслонка», струйная трубка и т. д.) каскадов. Золотник основного каскада имеет высокоточный датчик перемещения.

Основными техническими характеристиками электрогидравлического усилителя типа «золотник-золотник» наряду с номинальными значениями давления и расхода, является полоса пропускания (амплитудно-частотная характеристика) управляющего и основного каскадов. Согласно литературным источникам частота возвратно-поступательного движения кристаллизатора и следовательно штока гидроцилиндра электрогидравлического усилителя не превышает 350 качаний в минуту (5,8 Гц).

Амплитудно-частотная характеристика гидравлического устройства зависит не только от массы и сил трения между подвижными деталями, но и от гидродинамических сил возникающих из-за появления дозвуковых скоростей движения на дросселирующих кромках. Возникающие гидродинамические силы требуют не пропорционального увеличения (уменьшения) управляющего усилия от перемещения по достаточно сложному закону, что влияет на точность позиционирования четырех дроссельного золотника относительно гильзы направляющего гидравлического распределителя при его работе.

С целью определения величины гидродинамической составляющей силы, действующей в осевом направлении золотника и требуемого усилия управления для перемещения золотника основного каскада при различных перекрытиях дросселирующих кромок в момент соединения напорной (Р) гидравлической линии с рабочими (А и В) (рис. 1) подключенными к полостям гидроцилиндра, требуется проведение натурного эксперимента. Перед проведением экспериментальных исследований необходимо обобщить все физические гидродинамические явления и методы математического моделирования согласно литературным источникам по настоящей тематике [1]–[4], разработать методику математического моделирования с использованием современных программных инструментов, позволяющих произвести моделирование

гидродинамических процессов. Одним из методов, позволяющих моделировать течения рабочей среды в дросселирующих устройствах сложной геометрической формы, является метод конечных элементов (МКЭ).

Моделирование течения на кромках дросселирующего направляющего устройства производится после определения граничных условий (свойств рабочей среды, усилий, давлений и т. д.) и геометрических размеров расчетной области, через которое происходит истечение [5].

По предварительному гидравлическому расчету определены давления и расходы на участках гидравлической системы и заданы как *граничные условия* для решения уравнений Навье-Стокса в численном виде средствами программного комплекса ANSYS Flotran. При расчете МКЭ использовались физические характеристики рабочих жидкостей, которые предпочтительно используются в гидроприводах, работающих в составе установок непрерывной разливки стали, а именно воднополиалкиленгликолевые (НFC) (значение вязкости и температуры принимались постоянными).

После выбора оптимальной схемы распределения потока согласно критерию снижения полного времени переключения золотника, уменьшения зоны нечувствительности, возникающей при переключении из начального положения в рабочее (рис. 1). Произведен расчет основных геометрических размеров корпуса гильзы, золотника основного каскада направляющего устройства гидроусилителя и получена точная *геометрическая расчетная область* с учетом зазоров. При этом сделано допущение, что зазор между золотником и корпусом постоянный и имеет форму кольца. Также произведено сравнение с уже существующими образцами серийного производства (Parker Hann., MOOG, ОАО «ГСКТБ ГА»), занимающихся проектировкой и изготовлением гидравлических аппаратов с пропорциональным управлением.

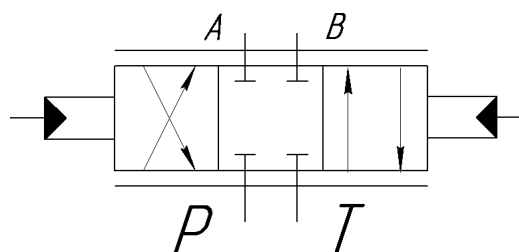


Рис. 1. Принципиальная схема распределения потока основного каскада управляющего гидрораспределителя

Далее была составлена схема размеров гильзы и золотника основного каскада с учетом зазора между ними (рис. 3) и разработана программа для построения плоской осесимметричной параметрической модели средствами САЕ-пакета ANSYS (рис. 2).

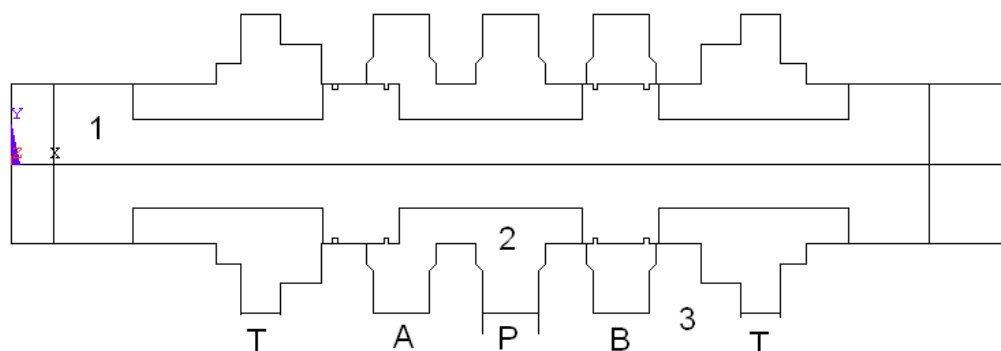


Рис. 2. Плоская осесимметричная модель (соединение гидравлических линий P-A):
 1 – золотник; 2 – расчетная область; 3 – корпус; P – напорная гидролиния;
 A, B – рабочие гидролинии, подключаемые к гидроцилиндру;
 T – сливная гидролиния

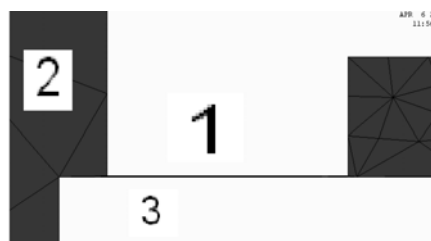


Рис. 3. Модель расчетной области с учетом зазора (6 мкм) между гильзой и золотником основного каскада гидрораспределителя

Преимущественное отличие такого метода задания расчетной области заключается в том, что при моделировании процесса изменения характера течения через дросселирующие кромки требуется многократное (700 раз) перестроение с малым шагом изменения геометрии канала заключенного между геометрической областью гильзы корпуса и золотника основного каскада и получения конечно-элементной сетки (рис. 4). Автоматизация процесса перестроения расчетной области приводит к снижению времени расчета и вероятности возникновения ошибки.

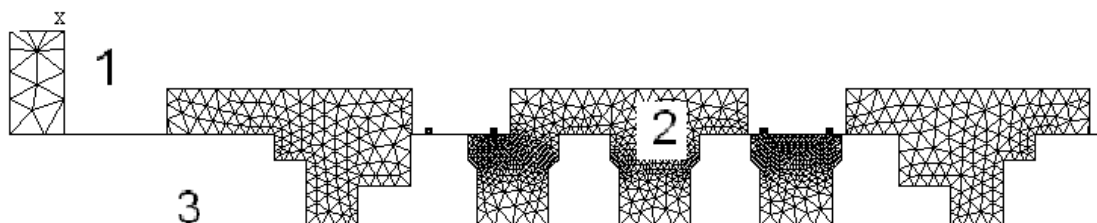


Рис. 4. Участок расчетной области с нанесенной сеткой из треугольных элементов (1180 узлов)

Расчет проводился с использованием k-е модели движения рабочей среды.

В результате можно получить линии тока (значения векторов скоростей в узлах расчетной области) и поля давлений на шейках золотника при различных перекры-

тиях дросселирующих каналов, возникающих в момент переходного процесса переключения из нейтрального положения в крайнее рабочее. По значениям величины давления, действующего на шейки золотника, получено значение и направление результирующей силы при движении золотника в сторону увеличения площади открытия дросселирующего канала. Определена степень влияния гидродинамических сил течения рабочей среды (Р-А, Р-В) на усилие, возникающее в осевом направлении золотника.

Л и т е р а т у р а

1. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов. – Москва : Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Биркоф, Г. Гидродинамика. / Г. Биркоф ; под редакцией М.И Гуревича, В.А. Смирнова ; пер. со второго англ. изд. – Москва, 1963. –245 с.
3. Прандтль, Л. Гидро-и аэромеханика. Том второй. Движение жидкостей с трением и технические приложения. / Л. Прандтль, О. Титъенс ; пер. с нем. Г.А. Вольперта. – Москва : Ленинград, 1935. – 321 с.
4. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – Москва : Дрофа, 2003. – 840 с.
5. <http://www.ansysolutions.ru>.