

УДК 621.926

Тумин А. Н.,
к.т.н. Ткачёв Р. Ю.
(ДонГТУ, г. Алчевск, ЛНР),
д.т.н. Еронько С. П.
(ДонНТУ, г. Донецк, ДНР),
д.т.н. Замота Т. Н.
(ЛГУ им. В. Даля, г. Луганск, ЛНР)

СПОСОБ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ГИДРОПРИВОДА ЦЕНТРОБЕЖНО-УДАРНОЙ ДРОБИЛЬНО-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

Рассмотрены вопросы гидрофикации центробежно-ударной дробильно-измельчительной машины с возможностью регулирования скорости вращения ротора. При этом проведён анализ наиболее простых схем регулирования с выбором рационального критерия оптимизации.

Ключевые слова: центробежно-ударный измельчитель, гидрофикация, пропорциональный клапан.

Проблема и её связь с научными и практическими задачами. Разгонно-ударные дробильно-измельчительные машины обладают высокой производительностью, относительно низкими энергозатратами, хорошей выравненностью гранулометрического состава готового продукта и возможностью его пневмотранспортировки.

Некоторые ограничения на широкое распространение данных машин накладывают высокие требования к балансировке ротора и необходимость применения износостойких материалов, особенно для лопастей ротора, подверженных высокому фрикционному влиянию. При этом для изготовления ударных элементов отбойных плит хорошо зарекомендовали себя марганцовистые стали типа стали Гадфильда (110Г13Л), однако фактически не поддающиеся механической обработке после отливки.

При значительной массе ротора возникает проблема его плавного разгона до номинальной частоты вращения из-за большой инерционности. Это достигается, например, за счёт применения фрикционной муфты или тиристорного преобразователя частоты переменного тока [1–3].

Исследования [3] показали, что при применении фрикционной муфты или тиристорного преобразователя частоты пере-

менного тока в механизме вращения ротора центробежно-ударного измельчителя производительность данной машины увеличивается на 5 %. Однако фрикционная муфта из-за своих конструктивных особенностей не обеспечивает постоянного передаточного отношения, а высокая стоимость тиристорного преобразователя очень затрудняет его приобретение для данной цели.

Постановка задачи. Задачей исследований, охватываемой данной работой, является рассмотрение рациональной гидрофикации центробежно-ударного измельчителя с возможностью регулирования мощности (скорости) для передачи вращения ротору машины без существенного изменения её конструкции.

Изложение материала и его результаты. Для выбора варианта управления мощностью центробежно-ударного измельчителя рассмотрим две наиболее простые схемы с возможностью настройки скорости вращения посредством пропорционального регулирующего клапана, приведённые на рисунке 1. Преимущества использования пропорциональных клапанов достаточно хорошо известны [4].

Наиболее простая гидравлическая передача вращательного движения состоит из генератора энергии (насоса) и потребителя

этой энергии (гидромотора), как правило, той же конструкции и той же величины (см. рис. 1, а). В насосе механическая энергия преобразуется в энергию потока

рабочей жидкости и направляется к гидромотору, где преобразуется в механическую энергию. После отдачи энергии жидкость возвращается в бак [2].

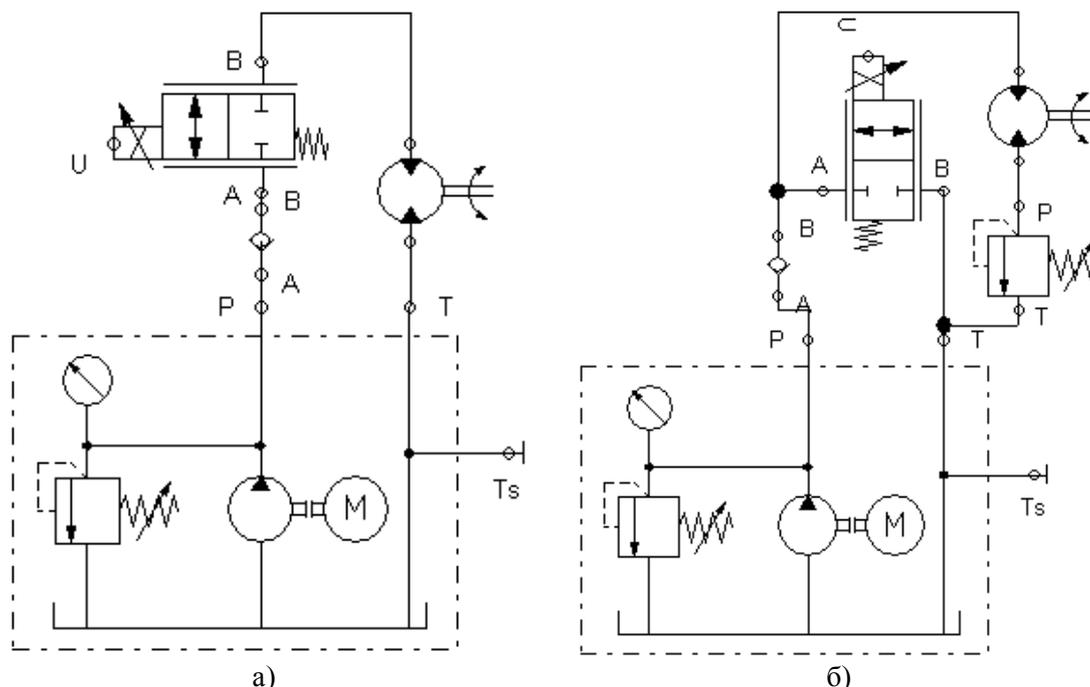


Рисунок 1 Гидравлические схемы привода вращения ротора в центробежно-ударном измельчителе

Анализ структурных схем объекта управления — силовой части гидропривода — показывает, что они имеют вид цепочки последовательно соединенных звеньев, на выходе каждого из которых формируется тот или иной параметр: перепад давления на гидромоторе, расход рабочей жидкости, скорость/частота вращения гидромотора и т. д.

Естественно, каждый параметр следует регулировать по возможности с наибольшими скоростью и точностью. Однако на практике этот принцип вступает в противоречие с рядом технических и экономических условий. Поэтому каждый критерий оптимизации представляет собой компромиссный вариант.

Определим мощность гидромотора как наибольшую мощность, которой управляет пропорциональный клапан при макси-

мальном давлении и оптимальной нагрузке согласно [5]:

$$p_m = P_n - \frac{2q^2}{g^2}, \quad (1)$$

где P_m — перепад давления на гидромоторе (под нагрузкой); P_n — давление питания (насоса); q — расход рабочей жидкости через гидромотор; g — гидравлическая проводимость щели клапана), определяемая как

$$g = a \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (2)$$

где a — площадь щели пропорционального клапана; C_d — коэффициент расхода; ρ — плотность рабочей жидкости.

Мощность, подводимая к нагрузке, выражается произведением перепада давления на нагрузке и расхода. Тогда с учётом (1) имеем

$$H_m = q \cdot p_m = q \cdot P_n - \frac{2 \cdot q^2}{g^2}. \quad (3)$$

Уравнение (1) будет иметь максимум при $\frac{dH}{dq} = 0$ или

$$\frac{dH_m}{dq} = P_n - \frac{6 \cdot q^2}{g^2} = 3 \cdot p_m - 2 \cdot P_n = 0. \quad (4)$$

Отсюда следует, что максимальная мощность, выделяемая на нагрузку, равна

$$p_m = \frac{2}{3} \cdot P_n. \quad (5)$$

Как видно из этого выражения, при последовательном включении пропорционального клапана по схеме, приведённой на рисунке 1,а, теоретически будет теряться 1/3 мощности насоса. Конечно, при выборе насоса давление питания не является критической величиной и выбирается по многим факторам.

Наибольший расход через пропорциональный клапан без нагрузки на гидромоторе будет достигаться при максимальном открытии щели распределителя и при перепаде давления, равном давлению питания P_n , будет определяться выражением

$$q_m = g_m \cdot \sqrt{\frac{P_n}{2}}, \quad (6)$$

где g_m — наибольшее значение гидравлической проводимости трубопровода пропорционального клапана при полном открытии.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что применение источника постоянной производительности в простой гидравлической цепи (рис. 1, а) нецелесообразно ввиду вращения гидродвигателя с постоянной скоростью, когда последовательно включённый пропорциональный распределитель не сможет управлять его работой в полной мере, а будет создавать напрасные потери мощности (5).

Следует учитывать и тот факт, что при действии высокого давления необходимо

выбирать всё гидрооборудование повышенной жёсткости и, как следствие, более высокой его стоимости. Поскольку последовательное соединение клапана и гидромотора с позиций теории управления представляют собой интегратор (без учёта инерционности нагрузки), привод пропорционального клапана является позиционным устройством, и если цикл мощности не полностью определён, то невозможно будет также установить и величину входной мощности. В то же время очевидно, что повышенная жёсткость клапана задаётся соответствующим его типоразмером, а это, в свою очередь, приводит к существенным перемещениям золотника, на что требуется большая мощность.

Известно, что выходная мощность электромагнитного привода никогда не бывает избыточной, поэтому даже небольшое увеличение хода золотника пропорционального клапана потребует несоразмерного увеличения габаритов и мощности механизма управления, что приведёт к значительному уменьшению быстродействия [6].

Более простое решение можно получить при сочетании насоса постоянной производительности с параллельным подключением пропорционального клапана к гидромотору, как показано на рисунке 1,б.

В этом случае уравнение расхода такой системы примет вид

$$q_m = q_n - G \cdot y \cdot \sqrt{P_1}, \quad (7)$$

где G — проводимость рабочей щели полностью открытого пропорционального клапана ($y=1$); $y = \frac{g_k}{G}$ — степень открытия клапана (принимает значения от 0 — клапан перекрыт, до 1 — клапан полностью открыт); P_1 — перепад давления на гидромоторе, равный $P_n - P_n$, т. е. разнице между давлением питания и давлением подпорного клапана.

В случае полностью перекрытого клапана ($y=0$) имеем максимальную мощность

$$q_m = q_n, \quad (8)$$

т. е. вся мощность, вырабатываемая насосом, идёт на гидромотор без ограничений и потерь через клапан.

Регулирование скорости, равно как и мощности, в этом случае осуществляется за счёт изменения расхода через регулируемый пропорциональный клапан (7). В зависимости от требуемого диапазона регулирования скорости вращения нагруженного измельчителя выбирается типоразмер пропорционального клапана.

Управление скоростью (мощностью) гидромотора [1] (рис. 1, б) осуществляется в зависимости от требований технологии или ограничений, накладываемых механическим оборудованием либо путём непосредственного задания скорости на вход регулятора.

Составной частью контура регулирования скорости вращения гидромотора является объект управления, в который входят оптимизированный контур электромеханического преобразователя и механическая часть электропривода, датчик скорости/частоты вращения и регулятор. В зависимости от требований, предъявляемых технологией к гидроприводу механизма, контур скорости выполняют однократно интегрирующим (с П-регулятором) или двукратно интегрирующим (с ПИ-регулятором).

Оптимизацию однократно интегрирующего контура скорости можно выполнить по модульному критерию, поскольку объект управления в этом случае является статическим [7].

Реакция системы стабилизации скорости вращения гидромотора при значении 1000 об/мин приведена на рисунке 2, а на рисунке 3 показан переходный процесс по перемещению золотника пропорционального клапана.

Как видно из рисунка 3, в системе стабилизации скорости вращения с учётом влияния момента сопротивления нагрузки и принятых ограничений на перемещение регулирующего золотника показатели качества несколько отличаются от расчётных (теоретических) значений, но на системе в целом существенно это не сказывается.

В начальный момент клапан полностью открывается на незначительное время для создания максимального нарастания регулируемой величины (скорости), а затем полностью закрывается на время, необходимое для уменьшения скорости до заданного значения, и лишь с 0,37 секунды начинается регулирование скорости вращения. Общее время перемещения клапана составляет 0,7 с. Степень открытия золотника 25 %.

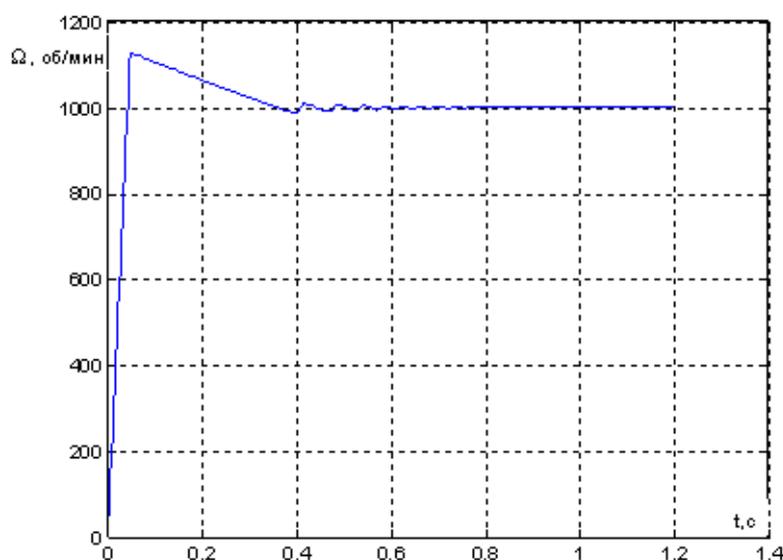


Рисунок 2 График переходного процесса в системе регулирования по скорости вращения при заданной скорости вращения 1000 об/мин

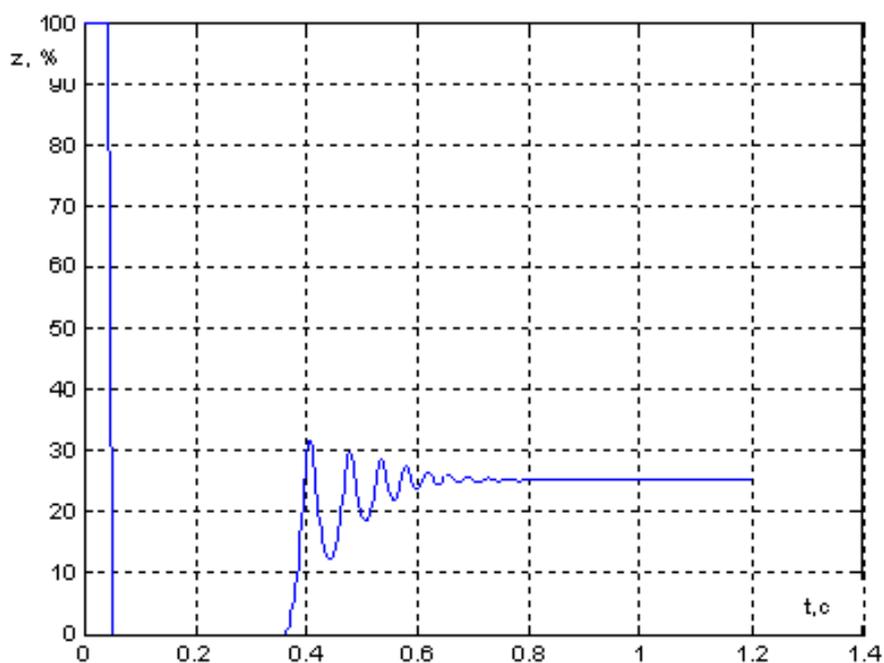


Рисунок 3 График переходного процесса по перемещению управляющего клапана (золотника)

На рисунках 4 и 5 приведены графики переходных процессов в системе стабилизации скорости вращения гидромотора при ступенчатом изменении выходного сигнала

ла задатчика скорости вращения на 1000 об/мин от 0 до 3000 об/мин, а также по перемещению управляющего золотника при этом же задающем воздействии.

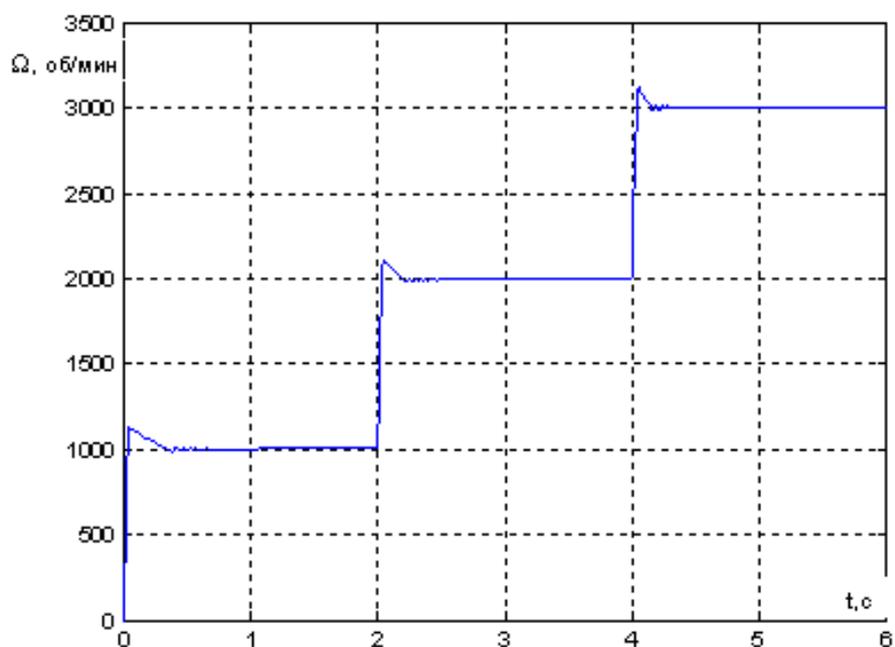


Рисунок 4 График переходного процесса в системе регулирования по скорости вращения при ступенчатом увеличении заданной скорости вращения на 1000 об/мин



Рисунок 5 График переходного процесса по перемещению управляющего клапана при ступенчатом изменении скорости вращения

Как видно из приведённых графиков, система обеспечивает приемлемое качество регулирования. Так, перерегулирование при переходе от одной ступени сигнала задания к другой составляет 12 %, а время регулирования сокращается с 0,4 с до 0,15 с. Время перемещения клапана уменьшается до 0,4 с на ступень.

Выводы и направление дальнейших исследований. Таким образом, в результате проведённого синтеза выбран наиболее ра-

циональный способ управления гидрофицированной центробежно-ударной дробилкой, а также установлен алгоритм функционирования регулятора стабилизации скорости вращения гидромотора. Данная структура обладает достаточной простотой применения, поскольку требования к точности поддержания скорости на заданном уровне не являются жёсткими, а также когда гидропривод работает в режиме ограничения перепада давления на гидромоторе.

Библиографический список

1. А. с. 1797995 СССР. МКИ В 02 С 13/14. Центробежная мельница [Текст] / Сухомлин Р. М., Левченко Э. П., Зинченко А. М., Онопченко А. Н., Богатова Л. И. ; заявитель и патентообладатель Коммунал. горн.-мет. ин-т. — № 4887067/33 ; заявл. 04.12.90 ; опубли. 28.02.93, Бюл. № 8. — 2 с. : ил.
2. Тумин, А. Н. Использование гидропривода в центробежной разгонно-ударной мельнице [Текст] / А. Н. Тумин, О. И. Павлиненко, Э. П. Левченко // Сборник научных трудов ДонГТУ. — Алчевск, 2017. — Вып. 7 (50). — С. 158–159.
3. Панков, А. С. Диспергирование материалов в разгонно-ударных машинах [Текст] / А. С. Панков, А. А. Бревнов, А. Н. Тумин, Э. П. Левченко // Материалы 3-й Международной научно-практической конференции «Инновационные технологии проектирования, изготовления и эксплуатации промышленных машин и агрегатов». — Донецк, 2017. — С. 68–71.
4. Шольц, Д. Пропорциональная гидравлика. Основной курс [Текст] / Д. Шольц. — К. : ДП «Фесто», 2002. — 128 с.
5. Гидравлические и пневматические силовые системы управления [Текст] / под ред. Дж. Блекборн. — М. : Изд-во иностранной литературы, 1962. — 615 с.

6. Хохлов, В. А. Электрогидравлические следящие системы [Текст] / В. А. Хохлов, В. Н. Прокофьев, Н. А. Борисова и др. — М. : Машиностроение, 1971. — 431 с.

7. Гарнов, В. К. Унифицированные системы автоуправления электроприводом в металлургии [Текст] / В. К. Гарнов, В. Б. Рабинович, Л. М. Вишневецкий. — М. : Металлургия, 1977. — 192 с.

© Тумин А. Н.

© Ткачѳв Р. Ю.

© Еронько С. П.

© Замота Т. Н.

Рекомендована к печати д.т.н., проф. каф. ММК ДонГТУ Харламовым Ю. А., к.т.н., доц., зав. каф. ЭМиПЭ ЛНУ им. В. Даля Луцким Д. В.

Статья поступила в редакцию 18.02.19.

Тумин О. М., к.т.н. Ткачов Р. Ю. (ДонДТУ, м. Алчевськ, ЛНР), д.т.н. Єронько С. П. (ДонНТУ, м. Донецьк, ДНР), д.т.н. Замота Т. М. (ЛДУ ім. В. Даля, м. Луганськ, ЛНР)

СПОСІБ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ОБЕРТАННЯ ГІДРОПРИВОДУ ВІДЦЕНТРОВО-УДАРНОЇ ДРОБАРНО-ЗДРІБНЮВАЛЬНОЇ МАШИНИ

Розглянуто питання гідрофікації відцентрово-ударної дробарно-здрібнювальної машини з можливістю регулювання швидкості обертання ротора. При цьому проведено аналіз найбільш простих схем регулювання з вибором раціонального критерію оптимізації.

Ключові слова: відцентрово-ударний здрібнювач, гідрофікація, пропорційний клапан.

Tumin A. N., PhD Tkachyov R. Yu. (DonSTU, Alchevsk, LPR), Doctor of Tech. Sc. Eron'ko S. P. (DonNTU, Donetsk, DPR), Doctor of Tech. Sc. Zamota T. N. (LSU after V. Dahl, Lugansk, LPR)

METHOD OF ADJUSTING THE ROTATIONAL SPEED OF THE HYDRAULIC CENTRIFUGAL IMPACT CRUSHER

There have been studied the questions of hydraufication of centrifugal impact crusher capable to control the rotor rotational speed. Therewith, the analysis of the simplest control schemes with the rational optimization criterion selection is carried out.

Key words: centrifugal impact crusher, hydraufication, proportional valve.