

УДК 621.926

Тумин А. Н.,
к.т.н. Левченко Э. П.,
д.э.н. Бизянов Е. Е.,
д.э.н. Коваленко Н. В.
(ДонГТУ, г. Алчевск, ЛНР)

РАСЧЁТ ВЫНУЖДЕННЫХ ПЕРИОДИЧЕСКИХ ДВИЖЕНИЙ ТОЛКАТЕЛЕЙ ДИСКОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ ПРИ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОЙ НАГРУЗКЕ

Проведены исследования возможностей обеспечения качательных движений рабочим органом дисковой дробильно-измельчительной машины с помощью гидротолкателей. В соответствии с поставленной задачей разработана гидросхема работы толкателей и проведён расчёт их вынужденных колебаний при пропорциональной нагрузке. Построен график амплитудно-частотной характеристики гидропривода дискового измельчителя.

Ключевые слова: дисковая мельница, качание дисков, эффективность, закон движения, аналитический расчёт.

Проблема и её связь с научными и практическими задачами. Основным путём повышения эффективности работы дисковых измельчителей является создание в рабочей камере условий сочетания разнообразных нагрузок на материал, желательного знакопеременного характера.

Существующие конструкции таких машин [1–6] имеют сложный механизм привода толкателей, ограничение скорости сжатия дисков, при этом отсутствуют возможности контроля усилий их сдавливания между собой. Кроме того, применяемые в гидротолкателях элементы обладают высокой стоимостью, для приведения их в движение необходимо большое количество электроприводов, а в целом весь набор элементов обладает существенной инерционностью управления, вызванной суммарными задержками периодов срабатывания в системе электродвигатель-насос-толкатель.

Поэтому актуальным является обеспечение возможности осуществления управления режимом качания дисков от единого привода на основе схематических решений, основанных на гидравлическом принципе действия.

Постановка задачи. Задачей исследований является повышение эффективности работы дискового измельчителя с помо-

щью создания условий импульсного воздействия на материал за счёт организации качания диска гидротолкателями.

В зависимости от режимов работы, свойств и видов измельчаемых материалов подбирается оптимальное соотношение гидротолкателей к мощности гидропривода и всей установки в целом. При этом стоит отметить, что число гидротолкателей в дисковой мельнице может быть установлено в любом необходимом для обеспечения эффективной работы машины количестве.

Изложение материала и его результаты. Теоретические исследования в этой области показывают, что вращение режущей гарнитуры в комбинации с её качательными движениями в процессе измельчения существенно увеличивает производительность дискового измельчителя.

Основными достоинствами предложенной гидравлической схемы (рис. 1) являются: возможность синхронности работы всех гидроцилиндров (ГЦ) вне зависимости от приложенной нагрузки на каждый из них; отсутствие дорогостоящих элементов, таких как электрогидравлические толкатели; высокое быстродействие системы вследствие низкой инерционности; простота исполнения системы управления [7–8].

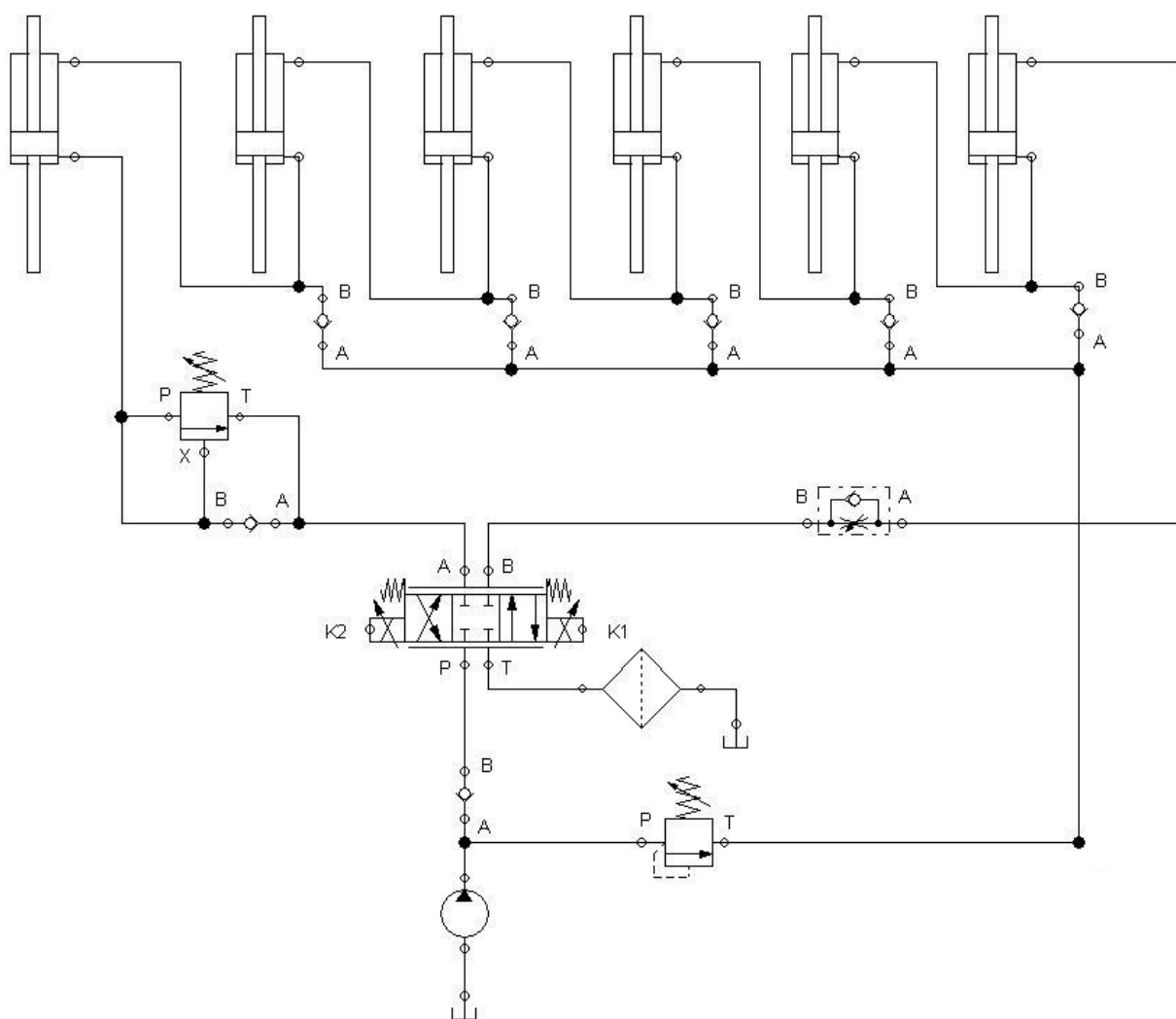


Рисунок 1 Гидравлическая схема работы толкателей дискового измельчителя

Принцип синхронизации работы ГЦ состоит в следующем: 6 гидроцилиндров с двухсторонним штоком одинаковых размеров последовательно подключаются друг к другу. За счёт этого они работают синхронно и повторяют движение первого ГЦ, в рабочую полость которого подаётся под давлением жидкость от насоса. Для компенсации внутренних и внешних утечек рабочей жидкости в рассматриваемой гидросистеме присутствует дополнительная магистраль — линия подпитки [9].

Поскольку диск мельницы совершает колебательное (возвратно-поступательное) движение, то вполне очевидно, что золотник также должен совершать колебательное движение определённой частоты и амплитуды. Для настройки системы управления определим реакцию поршня при синусоидальном перемещении золотника и параметры генератора [10–12].

Рассмотрим перемещение поршня механизма, определяемого нелинейным дифференциальным уравнением (1):

$$\frac{dy}{dt} = k_v \sqrt{1 - \frac{|P_{mp}|}{p_0 F_n} - \frac{1}{p_0 F_n} \left(m \frac{d^2 y}{dt^2} + h \frac{dy}{dt} + c_n y + P_0 \right)} \operatorname{sgn}(x) x, \quad (1)$$

где k_V — крутизна скоростной характеристики холостого хода гидравлического исполнительного механизма с идеальным золотником; p_0 — давление в трубопроводе на входе в золотник; P_{mp} — сила трения, действующая на поршень; P_0 — постоянная сила, действующая на поршень; F_n — эффективная площадь поршня; m — масса или момент инерции подвижных частей гидродвигателя и нагрузки, приведённые к поршню; d — диаметр гидроцилиндра; h — коэффициент вязкого трения нагрузки, приведённый к поршню; c_n — жёсткость внешней нагрузки, приведённая к поршню; x — смещение золотника от среднего положения; $\text{sgn}(x)$ — знак «+» или «-», учитывающий направление смещения золотника от своего среднего нейтрального положения.

За исходное уравнение движения исполнительного механизма движения режущей гарнитуры дисковой мельницы примем уравнение (1), в котором положим $x = x^* \sin(\omega t)$, $m = h = P_0 = P_{mp} = 0$.

Тогда

$$\frac{dy}{dt} = k_V \sqrt{1 - \frac{c_n y}{p_0 F_n} \text{sgn}(\sin(\omega t))} x^* \sin(\omega t), \quad (2)$$

где x^* — амплитуда колебаний золотника; ω — частота управляющего сигнала.

Для решения уравнения (2) разделим переменные

$$\frac{dy}{\sqrt{1 - \frac{c_n y}{p_0 F_n} \text{sgn}(\sin(\omega t))}} = k_V x^* \sin(\omega t) dt. \quad (3)$$

Полученное уравнение в интервалах изменения ωt , кратных π , интегрируется, поскольку знак перемещения золотника $\text{sgn}(\sin(\omega t))$ внутри каждого интервала постоянен.

Интегрирование уравнения (3) в первом интервале, когда $\text{sgn}(\sin(\omega t)) \equiv (+)$ даёт

$$-\frac{2p_0 F_n}{c_n} \sqrt{1 - \frac{c_n y_1}{p_0 F_n}} + C_{11} = \frac{k_V x^*}{\omega} \cos(\omega t), \quad (4)$$

где y_1 — координата поршня в первом интервале.

При $y_1|_{t=0} = y_0^*$

$$C_{11} = -\frac{2 \cdot \sqrt{1 - \frac{c_n y_0^*}{p_0 F_n}}}{\frac{c_n}{p_0 F_n}} - \frac{k_V x^*}{\omega}. \quad (5)$$

Подставляя значение C_{11} в уравнение (4), получим

$$y_1(t) = y_0^* + \frac{k_V x^*}{\omega} \sqrt{1 - \frac{c_n y_0^*}{p_0 F_n}} (1 - \cos(\omega t)) - \frac{c_n}{p_0 F_n} \left(\frac{k_V x^*}{2\omega} \right)^2 (1 - \cos(\omega t))^2. \quad (6)$$

Для второго интервала $\text{sgn}(\sin(\omega t)) \equiv (-)$.

Тогда уравнение (3) примет вид

$$\frac{dy}{\sqrt{1 + \frac{c_n y}{p_0 F_n}}} = k_V x^* \sin(\omega t). \quad (7)$$

После его интегрирования и определения произвольной постоянной из условия $y_2|_{t=0} = y_1^*$, получим

$$y_1(t) = y_0^* - \frac{k_V x^*}{\omega} \sqrt{1 + \frac{c_n y_0^*}{p_0 F_n}} (1 - \cos(\omega t)) + \frac{c_n}{p_0 F_n} \left(\frac{k_V x^*}{2\omega} \right)^2 (1 - \cos(\omega t))^2, \quad (8)$$

где y_1^* — значение координаты поршня в конце первого и начале второго интервала.

Сравнивая уравнения (6) и (8) и принимая во внимание, что

$$y(t) = y_1(t)_{0 < \omega t < \pi} + y_2(t)_{\pi < \omega t < 2\pi} + \dots + y_n(t)_{(n-1)\pi < \omega t < n\pi} + \dots, \quad (9)$$

можно получить

$$y(t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left[y_{n-1}^* - (-1)^n \frac{k_v x^*}{\omega} \times \right. \\ \left. \times \sqrt{1 + (-1)^n \frac{c_n y_{n-1}^*}{p_0 F_n} (1 - \cos(\omega t))} + \right. \\ \left. + \frac{c_n}{p_0 F_n} \left(\frac{k_v x^*}{2\omega} \right)^2 (1 - \cos(\omega t))^2 \right]. \quad (10)$$

Полином (10) определяет вынужденный периодический процесс гидравлического исполнительного механизма, нагруженного пропорциональной нагрузкой.

Используя полученные результаты, оценим сначала переходный процесс поршня при положительной нагрузке. В этом случае процесс определится тремя параметрами: наибольшим отклонением поршня от среднего положения, амплитудой установившихся колебаний и длительностью.

Наибольшее отклонение поршня при нулевых начальных условиях определим из уравнения (6). Полагая $\omega t = \pi$, имеем

$$y_1(t) = y_{\max}^* = \frac{k_v x^*}{\omega} \left(2 - \frac{k_v x^*}{\omega} \cdot \frac{c_n}{p_0 F_n} \right). \quad (11)$$

Таким образом, наибольшее отклонение поршня при позиционной нагрузке будет меньше отклонения холостого хода на величину

$$\Delta y_1 = \left(\frac{k_v x^*}{\omega} \right)^2 \cdot \frac{c_n}{p_0 F_n}. \quad (12)$$

Найдём отношение амплитуды перемещения золотника к частоте его колебаний $\kappa = \frac{x^*}{\omega}$, при котором сила, развиваемая давлением жидкости, уравновесится внешней пропорциональной нагрузкой при наибольшем отклонении поршня.

При этом условии $y_{\max} = \frac{p_0 F_n}{c_n}$, и уравнение (6) примет вид

$$\frac{p_0 F_n}{c_n} = k_v \kappa \left(2 - k_v \kappa \cdot \frac{c_n}{p_0 F_n} \right). \quad (13)$$

Решая это уравнение относительно κ , получим

$$\kappa = \frac{x^*}{\omega} = \frac{p_0 F_n}{k_v c_n}. \quad (14)$$

Таким образом, гидравлический исполнительный механизм дроссельного управления при синусоидальном перемещении золотника и пропорциональной положительной нагрузке будет работать в режиме двигателя лишь при выполнении условия

$$\frac{x^*}{\omega} < \frac{p_0 F_n}{k_v c_n}. \quad (15)$$

Проведя аналогичный анализ для отрицательной пропорциональной нагрузки, можно получить

$$\frac{x^*}{\omega} < 0,41 \frac{p_0 F_n}{k_v c_n}. \quad (16)$$

При нарушении условия (16) поршень (дисковая гарнитура), дойдя до своего максимального отклонения, определяемого сигналом управления, не будет возвращаться к начальному положению, а продолжит перемещение до упора под действием внешней нагрузки. Из-за разрыва непрерывности потока жидкости в гидравлическом тракте исполнительный механизм потеряет управление.

Найдём амплитуду установившихся колебаний поршня $y_{уст}^*$, а также и амплитудно-частотную характеристику исполнительного механизма при $c_n > 0$.

Подставив в уравнение (10) $y=0$ при $\cos(\omega t)=0$, имеем

$$y_{уст}^* = x^* \frac{k_v}{\omega} \left(1 - \frac{c_n k_v}{4 p_0 F_n} \cdot \frac{x^*}{\omega} \right). \quad (17)$$

Тогда амплитудно-частотная характеристика исполнительного механизма запишется в виде

$$A(\omega) = \frac{y_{уст}^*}{x^*} = \frac{k_v}{\omega} \left(1 - \frac{c_n k_v}{4 p_0 F_n} \cdot \frac{x^*}{\omega} \right). \quad (18)$$

Крутизна скоростной характеристики холостого хода гидравлического исполнительного механизма с идеальным золотником

$$k_v = \mu \frac{l}{F_n} \sqrt{\frac{g p_0}{\gamma}}. \quad (19)$$

График амплитудно-частотной характеристики холостого хода гидравлического исполнительного механизма с идеальным

золотником приведён на рисунке 2. Для его построения по уравнению (18) были использованы следующие численные значения параметров гидропривода: давление $p_0=20$ МПа; суммарная площадь шести цилиндров $F_n=800$ см²; жёсткость внешней нагрузки, приведённая к поршню, $c_n=400$ кг/см; крутизна скоростной характеристики холостого хода гидравлического исполнительного механизма с идеальным золотником $k_v=15,5 \cdot c^{-1}$, определяемая по (19); коэффициент расхода золотника $\mu=0,6$.

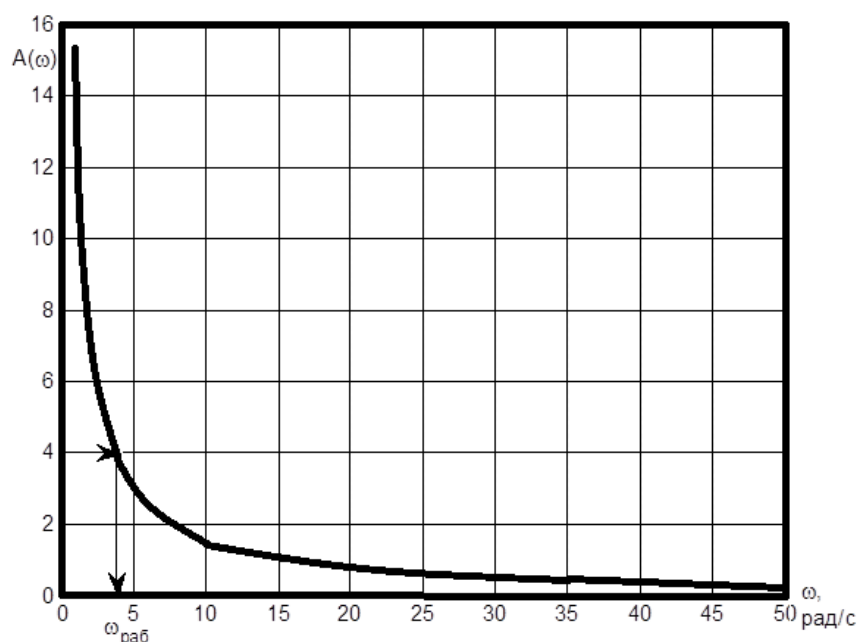


Рисунок 2 График амплитудно-частотной характеристики разрабатываемого гидропривода дискового измельчителя

Выводы и направление дальнейших исследований. Как видно из приведённого графика, амплитудно-частотная характеристика гидропривода похожа на амплитудно-частотную характеристику идеального интегрирующего звена и является низкочастотной. Диапазон рабочих частот составляет от 1 рад/с до 30 рад/с (0,16 Гц–4,77 Гц), при этом амплитуда колебаний поршней изменяется от 14 до 0,5 мм в зависимости от частоты входного воздействия.

Сдвиг по фазе между движением поршня, нагруженного позиционной (посредст-

вом пружин) нагрузкой, и перемещением золотника равен $(-\pi/2)$, что совпадает с фазовым сдвигом в ненагруженном исполнительном механизме.

Определить длительность процесса в общем виде трудно, поэтому её можно найти ориентировочно по характеру изменения наибольших отклонений поршня, подсчитанных по уравнению (10) либо по виду переходных характеристик, получаемых в результате моделирования работы системы на различных задающих частотах генератора.

Библиографический список

1. База патентов СССР [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://patents.su/2-317741-diskovaya-melnica.html>.
2. База патентов СССР [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://patents.su/2-502994-diskovaya-melnica.html>.
3. База патентов СССР [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://patents.su/4-1618436-diskovaya-melnica.html>.
4. База патентов СССР [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://patents.su/4-1703749-diskovaya-melnica.html>.
5. База патентов СССР [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://patents.su/3-364175-diskovaya-melnica-s-reguliruetojj-shheliyu-pomola.html>.
6. А. с. № 1747151 СССР, МКИ³ В 02 С 7/08. Мельница / А. И. Свеженец, В. Н. Алтухов. — № 4828110 ; заявл. 29.05.90 ; опубл. 15.07.92, Бюл. № 26.
7. Алфёров, Н. Г. Гидравлическое управление сжимающими нагрузками в дисковой мельнице [Текст] / Н. Г. Алфёров, Э. П. Левченко, А. Н. Тумин // Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства : материалы международной научно-технической конференции ДонГТУ. — Алчевск, 2016. — С. 26–27.
8. Тумин, А. Н. Разработка системы управления для реализации вынужденных колебаний рабочей гарнитуры в дисковой мельнице [Текст] / А. Н. Тумин, Э. П. Левченко, А. М. Новохатский, А. П. Жильцов // Сборник научных трудов ДонГТУ. — Алчевск : ДонГТУ, 2018. — Вып. 52. — С. 142–148.
9. Финкельштейн, З. Л. Расчёт, проектирование и эксплуатация объёмного гидропривода [Текст] : учебное пособие / З. Л. Финкельштейн, О. М. Яхно, В. Г. Чебан, З. Я. Лурье, И. А. Чекмасова. — К. : НТУУ «КПИ», 2006. — 216 с.
10. Богданович, Л. Б. Объёмные гидроприводы [Текст] / Л. Б. Богданович. — К. : Техника, 1971. — 172 с.
11. Попов, Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем [Текст] / Д. Н. Попов. — М. : Машиностроение, 1988. — 512 с.
12. Чупраков, Ю. И. Гидропривод и средства гидропневмоавтоматики [Текст] / Ю. И. Чупраков. — М. : Машиностроение, 1979. — 232 с.

© Тумин А. Н.
 © Левченко Э. П.
 © Бизянов Е. Е.
 © Коваленко Н. В.

**Рекомендована к печати к.т.н., проф. каф. ММК ДонГТУ Ульяницким В. Н.,
 д.т.н., проф., зав. каф. МОЗЧМ ДонНТУ Еронько С. П.**

Статья поступила в редакцию 09.10.18.

**Тумін О. М., к.т.н. Левченко Е. П., д.е.н. Бізянов Є. Є., д.е.н. Коваленко Н. В. (ДонДТУ,
 м. Алчевськ, ЛНР)**

РОЗРАХУНОК ПРИМУСОВИХ ПЕРІОДИЧНИХ РУХІВ ШТОВХАЧІВ ДИСКОВОГО МЛИНА ПРИ ПРОПОРЦІЙНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Проведено дослідження можливостей забезпечення качальних рухів робочим органам дискової дробарно-здрібнювальної машини за допомогою гідроштовкачів. У відповідності до поставленого завдання розроблено гідросхему роботи штовхачів та проведено розрахунок їх примусових коливань при пропорційному навантаженні. Побудовано графік амплітудно-частотної характеристики гідроприводу дискового подрібнювача.

Ключові слова: дисковий млин, качання дисків, ефективність, закон руху, аналітичний розрахунок.

Tumin A. N., PhD Levchenko E. P., Doctor of Economics Bizianov E. E., Doctor of Economics Kovalenko N. V. (DonSTU, Alchevsk, LPR)

CALCULATING THE FORCED PERIODIC MOTION OF DISK MILLS PUSHERS AT PROPORTIONAL LOADING

The research have been carried out on possibility to provide the swinging motion with operating element of crushing and grinding disk reducer using the hydraulic pushers. As requested, there has been developed the hydraulic diagram of the pushers operating and there has been made a calculation of their forced motions at proportional loading. The diagram of amplitude-frequency power characteristics of the hydraulic drive of disk reducer has been made.

Key words: *disk mill, swinging of the disks, efficiency, motion law, analytical computation.*