© Н.П. Максимов, К.К. Байматов, 2007

УДК 621.926.7

*Н.П. Максимов, К.К. Байматов*

# *ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РОТОРНО-ВИБРАЦИОННОЙ МЕЛЬНИЦЫ*

**Семинар № 20**

Применяемые в настоящее время измельчительные машины, среди которых наибольшее распространение получили барабанные мельницы, имеют низкий коэффициент полезного действия, громоздки, характеризуются низкой удельной производительностью, значительным расходом металла на мелющие тела и футеровку, высоким уровнем шума. Внедрение вибротехники способствует коренному усовершенствованию технологических процессов, увеличивает экономическую эффективность. Предлагаемая авторами конструкция роторно-вибрационной мельницы с двумя зонами измельчения представлена на рис. 1.

Совмещение в одном устройстве операций дробления измельчения, с применением вибрации, значительно повысит эффективность процесса разрушения твердых материалов.

Исходный материал, через загрузочную воронку *1* и кольцевое отверстие в вибрирующем диске *2*, легко поступает в верхнюю зону измельчения А, где на него действует центробежная сила ротора *4* и периодическая сила удара вибрирующего диска *2,* создаваемая вибраторами *15*. Измельченный в зоне А материал из разгрузочной щели *20*, через конический кольцевой перегрузочный кожух *22*, переходит в нижнюю зоны измельчения Б, где происходит процесс доизмельчения материала до размеров готового продукта. Затем, измельченный материал, выводится из разгрузочной щели *21*. Размеры разгрузочных щелей *20* и *21* регулируются поднятием и опусканием вибрирующих дисков *2* и *3*. Причем, размер разгрузочной щели *20* больше размера разгрузочной щели *21*.

Вибрирующие диски *2, 3* и роторы *4, 5* снабжены твердосплавными ребрами *19* прямоугольного сечения радиально расположенными внутри по образующим конусов и роторов с равным шагом. Таким образом, материал в зонах измельчения А и Б разрушается за счет ударного воздействия вибрирующих дисков *2, 3*, раскалыванием между вращающимися ребрами *19*, раздавливанием и истиранием в межреберном пространстве.

Схема сил воздействующих на твердую частицу в зоне измельчения представлена на рис. 2.

Уравнения движения материальной точки в координатных осях ХУ можно представить следующим образом

$$\left.\begin{aligned} &C - P_2 - F_2 - T - T_4 - T_1 \sin\alpha - T_3 \sin\alpha + \\ &+ R_1 \cos\alpha + R_2 \cos\alpha = 0 \\ &R_2 \sin\alpha + R_1 \sin\alpha + T_1 \cos\alpha + T_3 \cos\alpha - \\ &- G - P_1 - F_1 = 0 \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где G - сила тяжести; P - давление на кусок материала; $T_1$ - сила трения куска материала о вибрирующий диск; T - сила трения куска материала о диск ротора; $R_1$ - реакция от силы P (вертикальная составляющая); $R_2$ - реакция от силы F

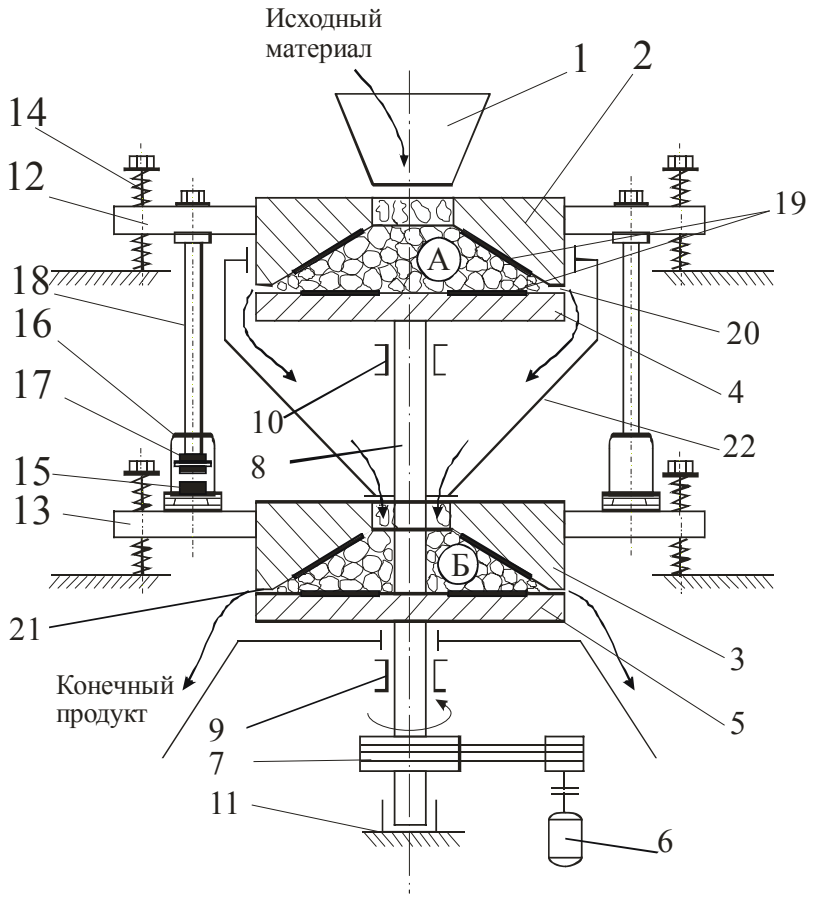


***Рис. 1. Схема роторно-вибрационной мельницы:*** *1* – загрузочная воронка; *2, 3* – вибрирующие диски с внутренними коническими полостями; *4, 5* – диски ротора; *6* – электродвигатель; *7* – клиноременная передача; *8* – приводной вал; *9, 10* – подшипниковые узлы; *11* – подпятниковый узел; *12, 13* – рамы; *14* – упругие элементы (пружины); *15* – электромагнитные вибраторы; *16* – статор вибратора; *17* – якорь вибратора; *18* – штанги; *19* – ребра; *20, 21* – разгрузочные щели; *22* – кожух

(периодическая составляющая); $P_2$ - сила стремящаяся выдавить кусок материала из зоны измельчения; C - сила инерции (радиальная); F - периодическая сила давления возникающая за счет гармонических колебаний; $F_1$, $F_2$ - проекции силы F; $T_3$ - сила трения (периодическая) за счет силы $F_2$; $T_4$ - сила трения (периодическая).

Решение данных уравнений позволит определить основные технологические и конструктивные параметры роторно-вибрационной мельницы. Кроме того, решение этих уравнений позволяет определить скорость движения частицы материала относительно оси X.

При определении производительности роторно-вибрационной мельницы, несмотря на большое количество влияющих на этот показатель факторов (прочность, крупность, влажность руды и т.д.), основополагающими будут конструктивные особенности машины и скорость выхода готового продукта из

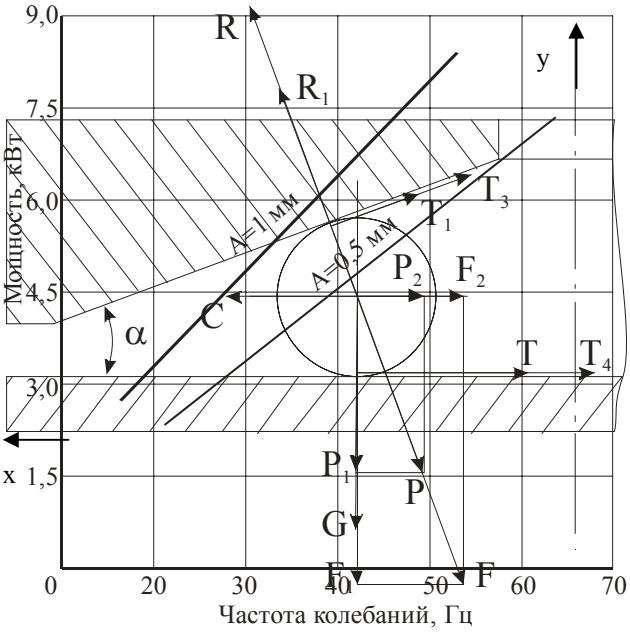


***Рис. 2 Схема силового взаимодействия на твердую частицу в зоне измельчения***

разгрузочной щели. Определив скорость движения частиц в разгрузочной щели мельницы (без учета возможного заклинивания и проскальзывания частиц) производительность мельницы выразится формулой;

$$Q = 3600K\pi DVB\Upsilon\varphi \text{ т/ч} \qquad (2)$$

где К - коэффициент пропорциональности, учитывающий неравномерность выхода материала из кольцевого зазора; D - диаметр ротора, м; В-высота разгрузочной щели, м; V - скорость выхода готового продукта, м/с; ϒ - плотность руды, т/; φ - поправочный коэффициент. учитывающий крупность исходного и конечного продукта, прочность руды, влажность и др.

Из механики известно [1], что коэффициент трения $f = \mathrm{tg}\,\varphi$ ($\varphi$ - угол трения),

тогда $\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2} \le \mathrm{tg}\,\varphi$ или $\alpha \le 2\varphi$

Для нормальной работы мельницы угол захвата должен быть равен двойному углу трения или быть меньше его. При f = 0.3tg $\varphi = 16^0 40'$, тогда $\alpha = 33^0\,20'$.

На практике угол $\alpha$ имеет несколько меньшее значение и его принимают равным $15\text{-}25^0$.

Мощность, затрачиваемая на вращение ротора, состоит из трех составляющих: $N_1$ - мощность затрачиваемая на процесс измельчения твердых тел (определяется по закону Бонда) [2].$N_2$- мощность расходуемая в зоне разгрузки.$N_3$- мощность в подшипниковых узлах и приводе

В общем виде этот процесс выражен формулой

$$N_{дв} = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{\eta}\lambda \quad \text{кВт;} \qquad (3)$$

где η - к.п.д. привода; λ - коэффициент пускового момента (мощность, затрачиваемая при пуске мельницы).

Для экспериментальной лабораторной установки с диаметрами ротора 300 мм, амплитуде колебаний от 0,5 до 1 мм и частоте от 10 до 70 Гц мощность, затрачиваемая на вращение, представлена на рис. 3.

Мощность, затрачиваемая на вибрацию дисков с внутренними коническими полостями, определяется из условия что она затрачивается на процесс измельчения и потери в упругих элементах. В линейной системе средняя мощность определиться по формуле: [3]

$$\max N_{ср} = \frac{F^2\omega}{4\left|c - m\omega^2\right|} = \frac{F^2\omega}{4m\left|\omega_0^2 - \omega^2\right|} \qquad (4)$$

где F - амплитуда силы; м - колеблющиеся массы; с - коэффициент жесткости системы; $\omega$ - угловая частота вынуждающей силы; $\omega_0$ - собственная частота.

Представленная методика расчета основных конструктивных и технологических параметров роторно-вибрационной мельницы позволит конструировать лабораторные и опытно-промышленные установки, а в перспективе и промышленные образцы.

***Рис. 3. Зависимости мощности затрачиваемой на вращение ротора, состоящего из двух дисков, от частоты колебаний при амплитуде А = 0,5 и 1,0 мм***

***СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ***


1. *Ильевич А.П.* Оборудование заводов силикатной промышленности. – М Государственное издательство литературы по строительству, архитектуре и строительных материалов. 1959.

2. *Разумов К.А.* Проектирование обогатительных фабрик. – М. Недра.1970.

3. *Лавендел Э.Э.* Вибрации в технике. – М. Машиностроение. 1981. ГИАБ


## *Коротко об авторах*


*Максимов Н.П.* – профессор,
*Байматов К.К.* – аспирант,

Северо-Кавказский горно-металлургический институт (ГТУ).



**© Л.А. Крупник, О.И. Самотоева, Н.П. Агапова, 2007**



УДК 62-82



***Л.А. Крупник, О.И. Самотоева, Н.П. Агапова***


# *ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПНЕВМОПРИВОДА НА ВИРТУАЛЬНЫХ И ФИЗИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ*

**Семинар № 20**

Одна из самых сложных и актуальных задач - исследование работоспособности и повышение надежности гидропневмосистем на стадии проектирования.

Современные исследования значительно продвинулись в области гидропневмомашиностроения - это повысило требования к надежности и эксплуатации гидропневмоприводов, что отразилось на постоянно увеличивающейся сложности конструкций, оптимизации режимов работы, удорожании эксплуатации и ремонта, экономическими потерями из-за повышения качества рабочих жидкостей и смазочных материалов.

Обеспечить исследования работоспособности и надежности гидропневмоприводов на стадии проектирования невозможно без системного мышления в этой проблеме. Разработанная авторами методика представлена системой "виртуальная модель - прозрачная модель - стендовая реальная модель - компьютерная модель".

При проектировании новых гидропневмоприводов используют опыт разработки, производства, испытаний и эксплуатации созданных гидропневмосистем, что предварительно определяет основные эксплуатационные разрушающие факторы и наиболее подверженные их воздействию элементы. Таким образом выбирают типовые детали, задаются режимы работы гидропневмопривода, которые мы можем исследовать на стадии проектирования с использованием моделирования принципиальной гидропневмосхемы.

На этапе проектирования большое значение имеет анализ надежности гидропневмосистемы, позволяющий дать заключение о соответствии требованиям по безопасности эксплуатации и являющийся основой для модификации схемы с учетом повышения надежности. Высокие требования по безопасности вызвали необходимость создания многоканальных гидроприводов, что соответственно поставило задачу снижения взаимного силового нагружения каналов, обусловленного технологически неизбежной асинхронной настройкой нейтрали распределительных и ре-гулирующих устройств.

Для исследования режимов работы гидропневмосистемы нами применялось многофункциональное обору-дование и программный продукт фирмы "FESTO" (Германия).

Прозрачные модели (рис. 1) являются важной составной частью исследования режимов эксплуатации в области средств автоматизации и коммуникации на основе гидропневмоавтоматики. Внутренние части действующих моделей и гидропневмосоединений соответствуют промышленным образцам. Конструкция и принцип работы прозрачных моделей дают возможность исследования ре-гулирующих и направляющих элементов гидропневмопривода при различных вариантах нагружения системы.

Анализ показывает, что повышение внешних нагрузок меньше влияет на надежность и возникновение отказа работы элементов, чем от нагрузок возникающих из-за взаимного силового нагружения каналов. Поэтому важной задачей является разработка мероприятий по снижению уровня взаимного нагружения каналов.

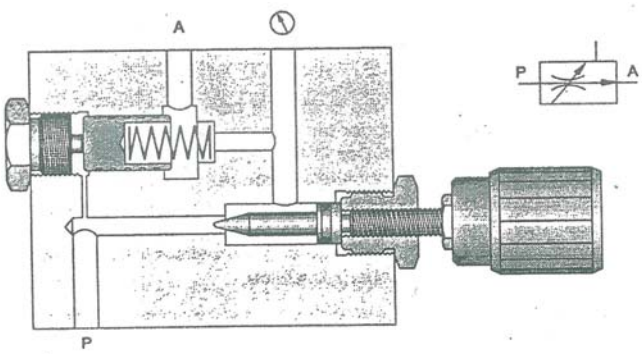


***Рис. 1. Прозрачная модель двухлинейного регулятора расхода с каналом для присоединения манометра***

Таким образом, в основу методики заложен переход от реальных испытуемых моделей к виртуальным моделям, создание и моделирование принципиальных гидропневиатических схем гидропневмоприводов, компьютерное исследование их работы в целом, и режимов эксплуатации определенных элементов. На рис. 2 представлена моделируемая принципиальная схема гидропневмосистемы.

При исследованиях на надежность воспроизводят все основные факторы, связанные с функционированием гидропневмопривода (усилия внешних нагрузок, перемещения, скорости, критерии времени), которые могут влиять на его работоспособность (величины закрытия регулирующих элементов, направляющих, настройки предохранительных, переливных, редукционных клапанов).

Тем не менее, на начальном уровне проектирования нецелесообразно создавать опытные образцы гидропневмоприводов и актуальным является исследование режимов работы на модульной производственной системе, которая детально воспроизводит работу гидропневмопривода и контроль за процессом производства и его оптимизацией. Таким образом методика позволяет перейти от результатов компьютерных исследований виртуальных моделей к исследованию характеристик режима работы с учетом реальных условий эксплуатации.

Методика исследования режимов работы гидропневмопривода с последовательным переходом от прозрачных моделей к компьютерному виртуальному моделированию гидропневмосхем позволяет сформировать системное мышление включающее:

- чтение и построение схем;
- графическое и аналитическое описание автоматизированного процесса, циглограммы, диаграммы по давлению, по

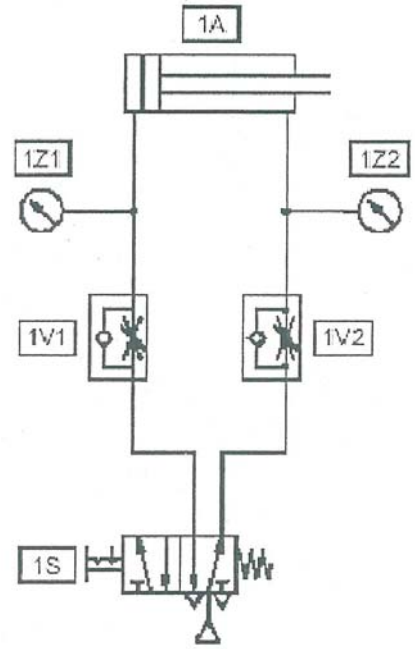


***Рис. 2. Моделирование гидропневмосистем (диаграмма исследования режима работы пневмоцилиндра)***

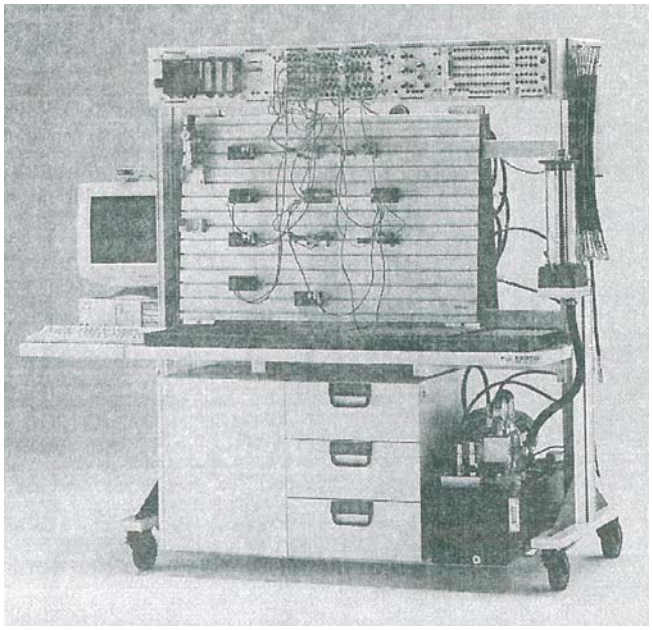

***Рис. 3. Стендовые испытания гидропневмопривода на оборудование из промышленных компонентов***

времени, по положению;

- поиск и устранение неисправности в гидропневматических системах и элементах;
- составление, монтаж, наладка систем в соответствии с режимом работы;
- монтаж и эксплуатация систем гидропневмопривода.

На этапе натурных испытаний и эксплуатации обязательным является определение фактических режимов работы гидропневмопривода и их приведение к режимам стендовых испытаний. Исследования характеризуются возможностью задаться большими нагрузками, чем фактические режимы работы. Стендовые испытания (рис. 3) являются наиболее информативными и определяющими с точки зрения предупреждения отказов работоспособности. При исследовании уже на реальной, созданной на стенде, модели, определяют характеристики надежности отдельных элементов и их использованния для надежности новых проектируемых гидропневмоприводов. При исследовании в полной мере выполняются установленные требования по эксплуатации, условия, правила применения гидропневмоприводов, что позволяет своевременно формировать мероприятия по устранению выявляемых отказов и повышать уровень надежности.

Изложенные выше подходы позволили разработать рекомендуемую методику исследования работоспособности и надежности на стадии проектирования гидропневмосистем горных машин. ГИАБ

## *Коротко об авторах*

*Крупник Л.А., Самотоева О.И., Агапова Н.П.* – КазНТУ.