

Уральский В.И., канд. техн. наук, проф.,
Дубинин Н.Н., канд. техн. наук, проф.,
Рубанов В.Г., д-р техн. наук, проф.,
Стативко С.А., вед. инженер

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УРАВНОВЕШИВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ПОМОЛЬНОГО АГРЕГАТА

WIURAL@mail.ru

В статье представлены научно-технические разработки по созданию эффективной системы уравновешивания рычажного механизма центробежного помольного агрегата с возможностью автоматической регулировки в ходе технологического процесса измельчения при изменении величины мелющей загрузки в рабочих камерах.

Ключевые слова: помольный агрегат, рычажный механизм, уравновешивание, противовес, дифференциальный механизм.

Одним из направлений повышения эффективности помольного оборудования является создание энергосберегающих центробежных измельчителей с различными траекториями движения рабочих камер для обеспечения избирательного динамического воздействия на измельчаемый материал на всех стадиях его помола, а также с расширенными технологическими возможностями в соответствии с требованиями технологического процесса.

В Белгородском государственном технологическом университете им. В.Г. Шухова коллективом авторов разработаны и созданы центробежные помольные агрегаты (ЦПА), основу конструкции которых составляет рычажный механизм (рис. 1) [1...3].

Технические характеристики опытно-экспериментального образца ЦПА с одним помольным блоком представлены в таблице 1.

Таблица 1

Технические характеристики центробежного помольного агрегата

Характеристики	Размерность	Обозначение	Значение
Диаметр камеры помола	м	$D_{\text{вн}}$	$150 \cdot 10^{-3}$
Длина камеры помола	м	$L_{\text{к}}$	$500 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент загрузки камер		φ	0,25...0,35
Частота вращения эксцентрикового вала	мин ⁻¹	n	350...420
Величина эксцентриситета	м	e	$(5...25) \cdot 10^{-3}$
Мощность привода	кВт	$P_{\Sigma \text{дв}}$	2,2
Габаритные размеры:			
-длина	м	L	$2340 \cdot 10^{-3}$
-ширина		B	$816 \cdot 10^{-3}$
-высота		H	$1286 \cdot 10^{-3}$



Рис. 1. Общий вид центробежного помольного агрегата

Центробежный помольный агрегат (рис. 2) состоит из станины 23; трех помольных камер 3, 9, 15, жестко закрепленных на подвижной раме 24; разгрузочных 5, 11, 17 и загрузочных 1, 7, 13 патрубков с ограничительными решетками 2, 4, 8, 10, 14, 16 и противовесов 19 для балансировки рычажного механизма. Подача материала осуществляется через загрузочный бункер, снабженный горизонтальной заслонкой и работающий как вибробункер. С загрузочным патрубком верхней помольной камеры бункер связан гибким соединительным патрубком.

Помольный агрегат снабжен противовесами, расположенными на концах эксцентрикового вала, который является входным звеном кривошипно-ползунного механизма. Противовесы имеют возможность ручного перемещения и установки в требуемое положение, которое определяется в зависимости от массы подвижных частей агрегата, включая мелющую загрузку в рабочих камерах. Такой принцип уравновешивания позволяет обеспечить статическую балансировку рычажного механизма, которая

малоэффективна, так как при работе агрегата подвижные части движутся с достаточно большими скоростями, изменяющимися по величине и направлению. Возникают значительные ускорения и инерционные нагрузки, следствием которых является вибрация конструкции, что негативно сказывается на прочностных характеристиках агрегата (возникновение усталостных явлений, дополнительных напряжений и т.п.).

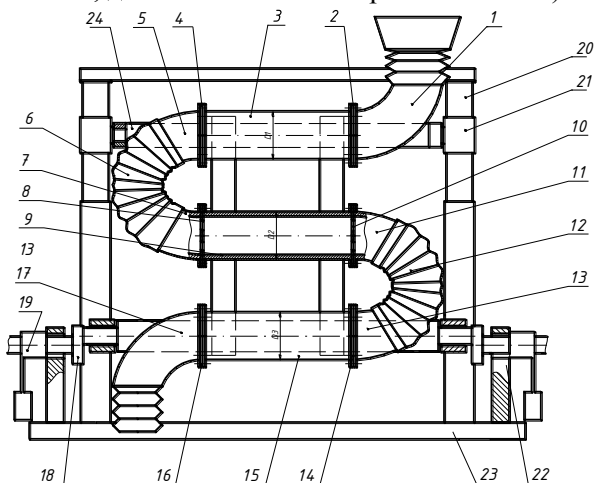


Рис. 2. Схема центробежного помольного агрегата

Кроме этого, в процессе измельчения материалов с различными физико-механическими свойствами может появляться необходимость изменения параметров режимов работы агрегата, например, изменение коэффициентов загрузки рабочих камер. Следовательно, меняется величина массы и положение центра масс помольного блока. Все это приводит к появлению дополнительной вибрации, что влечет за собой снижение ресурса работы узлов и деталей помольного агрегата и отрицательно сказывается на его работе в промышленных условиях в целом. Проведенные ранее исследования динамики механической системы агрегата [4, 5, 6] позволяют количественно оценить динамические характеристики конструкции.

Для оценки влияния на энергосиловые характеристики ЦПА движения мелющей загрузки внутри помольных камер рассмотрена работа агрегата без учета и с учетом воздействия мелющей загрузки на звенья рычажного механизма. Расчетная схема рычажного механизма представлена на рис. 3.

Для решения поставленной задачи использован метод определения приведенных моментов, который заключается в равенстве мощностей, развиваемых приведенным моментом (приложенным к звену приведения – звену 1) и заменяемыми силами и моментами, приложенными к звеньям механизма, т.е.

$$P_{II}(\varphi) = \sum_1^n P_i. \quad (1)$$

Применим данный метод к рычажному механизму ЦПА для режима установившегося движения (угловая скорость вращения звена 1 $\omega = \text{const}$).

Представим мощность, необходимую для преодоления сил сопротивлений, выражением

$$P_{II}(\varphi) = M_C(\varphi)\omega, \quad (2)$$

где M_C – приведенный момент сил сопротивлений, Н·м; ω – угловая скорость звена приведения (эксцентрикового вала), рад/с.

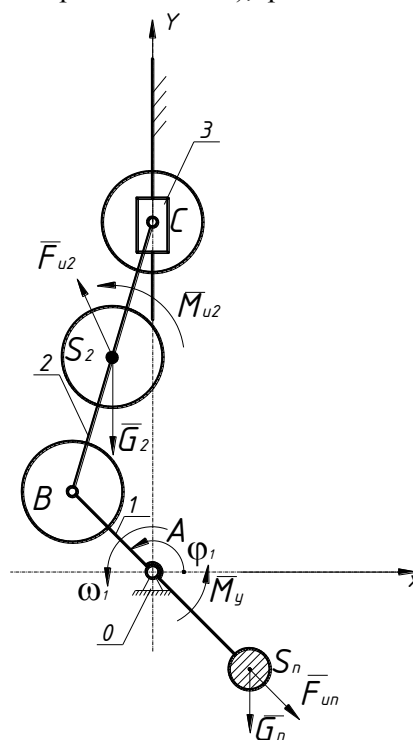


Рис. 3. Расчетная схема рычажного механизма без учета действия мелющей загрузки

Величину приведенного момента M_C можно представить в следующем виде

$$M_C(\varphi) = \frac{\sum_1^n P_i}{\omega}, \quad (3)$$

где $\sum_1^n P_i$ будет определяться выражением

$$\sum_1^n P_i = \sum_1^n F_i v_i \cos \alpha_i + \sum_1^n M_i \omega_i, \quad (4)$$

где F_i – сила, приложенная к звену i , Н; M_i – момент, приложенный к звену i , Н·м; v_i – скорость точки приложения силы F_i , м/с; ω_i – угловая скорость звена i , рад/с; α_i – угол между векторами силы \vec{F}_i и скорости \vec{v}_i , град.

В результате получено выражение для определения приведенного момента M_C сил сопротивлений для различных положений механизма в зависимости от угла поворота φ эксцентрикового вала. Начало отсчета угла от положительного

$$M_{Ci} = (G_1 \cdot V_{S1i} \cdot \cos \alpha_{1i} + G_2 \cdot V_{S2i} \cdot \cos \alpha_{2i} + F_{И2i} \cdot V_{S2i} \cdot \cos \alpha_{3i} + M_{И2i} \cdot \omega_{2i} + 2 \cdot G_n \cdot V_{Sn} \cdot \cos \alpha_{4i} + 2 \cdot F_{In} \cdot V_{Sn} \cdot \cos \alpha_5) / \omega, \quad (5)$$

где M_{Ci} – приведенный момент сил сопротивлений для i -го положения механизма, Нм; G_1 – сила тяжести эксцентрикового вала, Н; G_2 – сила тяжести подвижной рамы с закрепленными на ней помольными камерами (помольного блока), Н; $F_{И2i}$ – сила инерции помольного блока для i -го положения механизма, Н; $M_{И2i}$ – момент сил инерции помольного блока для i -го положения механизма, Нм; G_n – сила тяжести противовеса, Н; F_n – сила инерции противовеса, Н; V_{S1i} – скорость центра масс эксцентрикового вала, м/с; V_{S2i} – скорость центра масс помольного блока для i -го положения механизма, м/с; V_{Sn} – скорость центра масс противовеса, м/с; ω – угловая скорость эксцентрикового вала, рад/с; α_{2i} – угол между векторами \vec{G}_2 и \vec{V}_{S2i} ,

$$M_{Ci} = (G_1 \cdot V_{S1i} \cdot \cos \alpha_{1i} + G_2 \cdot V_{S2i} \cdot \cos \alpha_{2i} + F_{И2i} \cdot V_{S2i} \cdot \cos \alpha_{3i} + M_{И2i} \cdot \omega_{2i} + 2 \cdot G_n \cdot V_{Sn} \cdot \cos \alpha_{4i} + 2 \cdot F_{In} \cdot V_{Sn} \cdot \cos \alpha_5 + G_{M1} \cdot V_{SM1} \cdot \cos \alpha_{6i} + F_{ИМ1} \cdot V_{SM1} \cdot \cos \alpha_{7i} + G_{M2} \cdot V_{SM2} \cdot \cos \alpha_{8i} + F_{ИМ2} \cdot V_{SM2} \cdot \cos \alpha_{9i} + G_{M3} \cdot V_{SM3i} \cdot \cos \alpha_{10i} + F_{\Sigma И3i} \cdot V_{SM3i} \cdot \cos \alpha_{11i}) / \omega_1, \quad (6)$$

где G_{M1} – сила тяжести мелющей загрузки нижней камеры, Н; $F_{ИМ1}$ – сила инерции мелющей загрузки нижней камеры, Н; G_{M2} – сила тяжести мелющей загрузки средней камеры, Н; $F_{ИМ2}$ – сила инерции мелющей загрузки средней камеры, Н; G_{M3} – сила тяжести мелющей загрузки верхней камеры, Н; $F_{ИМ3}$ – сила инерции мелющей загрузки верхней камеры, Н; α_{6i} – угол между векторами \vec{G}_{M1} и \vec{V}_{SM1} , град; α_{7i} – угол между векторами $\vec{F}_{ИМ1}$ и \vec{V}_{SM1} , град; α_{8i} – угол между векторами \vec{G}_{M2} и \vec{V}_{SM2} , град; α_{9i} – угол между векторами $\vec{F}_{ИМ2}$ и \vec{V}_{SM2} , град; α_{10i} – угол между векторами \vec{G}_{M3} и \vec{V}_{SM3} , град; α_{11i} – угол между векторами $\vec{F}_{\Sigma И3}$ и \vec{V}_{SM3} град.

Максимально возможное значение момента составляет $M_C = 28,90$ Нм. Увеличение приведенного момента сил сопротивления на 47,8% свидетельствует о значительном влиянии мелющей загрузки на динамические свойства механической системы.

направления оси X (рис. 3). Массу ползунов (звена 3) не учитываем, т.к. она мала по сравнению с массами эксцентрикового вала и подвижной рамы с закрепленными на ней помольными камерами (звена 2).

град; α_{3i} – угол между векторами $\vec{F}_{И2i}$ и \vec{V}_{S2i} , град; α_{4i} – угол между векторами \vec{G}_n и \vec{V}_{Sn} , град; α_5 – угол между векторами \vec{F}_{In} и \vec{V}_{Sn} , град.

Для опытно-экспериментального образца ЦПА с величиной эксцентриситета $e = 0,02$ м определено максимально возможное значение момента $M_C = 19,55$ Нм.

По результатам исследования движения мелющих тел в камерах ЦПА составлена расчетная схема, представленная на рис. 4.

Для данного случая выражение (3) имеет вид:

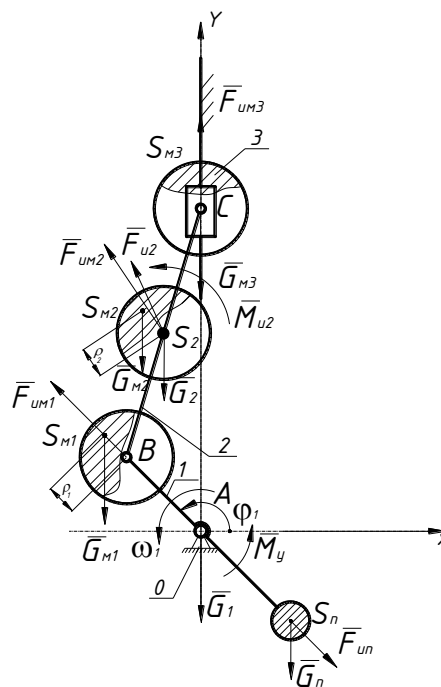


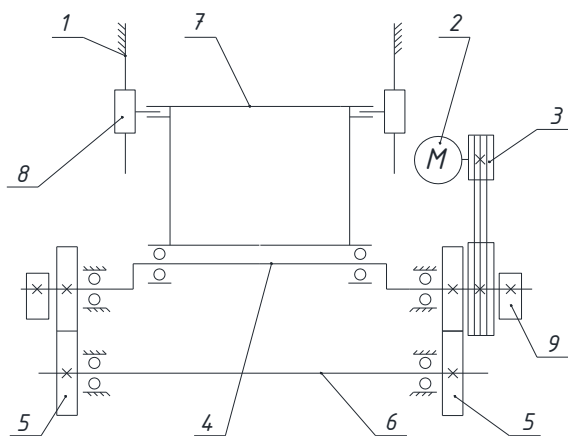
Рис. 4. Расчетная схема рычажного механизма с учетом действия мелющей загрузки

В результате становится очевидной необходимость создания для агрегатов подобного типа двух систем уравновешивания. Одна система,

основная, уравнивает непосредственно рычажный механизм; вторая, дополнительная, уравнивает действие мелушей загрузки в помольном блоке. Причем, дополнительная система должна иметь возможность автоматического регулирования в зависимости от изменения величины массы и расположения центра масс помольного блока.

Исходя из поставленной задачи, разработано модульное уравнивающее устройство, обеспечивающее в процессе работы агрегата дополнительное уравнивание механизма и снижение уровня вибрации [7]. Схемы привода ЦПА без дополнительного устройства и с модульным уравнивающим устройством представлены на рис. 5.

Узлы агрегата смонтированы на станине 1. Вращение от электродвигателя 2 через клиноременную передачу 3 передается на эксцентриковый вал 4. Для предотвращения упругих деформаций эксцентрикового вала вследствие его значительной длины используются зубчатые передачи 5 и промежуточный вал 6. Рама 7 является шатуном в кривошипно-ползунном механизме, а



она шарнирно связана с эксцентриковым валом 4 и ползунами 8. На эксцентриковом валу 4 расположены противовесы 9, уравнивающие рычажный механизм. Модульное уравнивающее устройство, представляющее собой дифференциальный зубчатый механизм, содержит шестерни 10 для передачи крутящего момента от эксцентрикового вала 4 на дополнительный полый вал 13, который соединен с водилом 14 дифференциального механизма. Внутри вала 13 расположены полуоси 15, связанные с коническими зубчатыми колесами полуосей дифференциального механизма и электромагнитными муфтами 11. Противовес 12 через ходовой винт и передачу «винт-гайка» связан с сателлитом дифференциального механизма и осуществляет поступательное перемещение по направляющим, закрепленным на водиле, в одну или другую сторону при изменении частоты вращения одной из полуосей. Электромагнитные муфты управляются системой управления, в состав которой входят программируемый контроллер, датчик положения противовеса и блок питания.

б

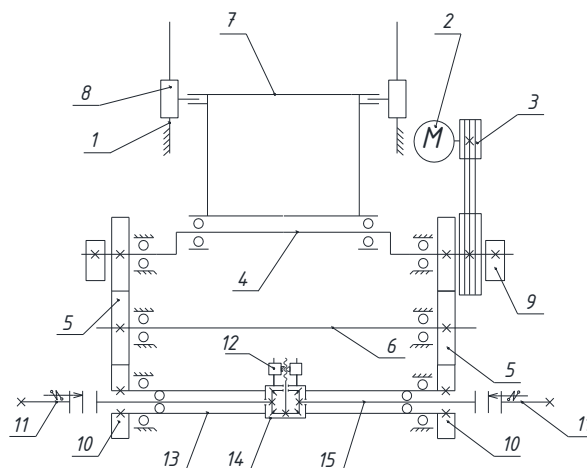


Рис. 5. Схема привода ЦПА:

а – без модульного уравнивающего устройства; б – с модульным уравнивающим устройством

Работает модульное уравнивающее устройство следующим образом. При установленном допустимом уровне вибрации стойки агрегата (заданной точки) муфты отключены и сателлиты неподвижны по отношению к зубчатым колесам полуосей 15. Полуоси 15 и промежуточный вал 13 вращаются с одной угловой скоростью. При изменении уровня вибрации система управления включает одну из муфт, угловая скорость полуоси уменьшается, в результате чего получает относительное вращение сателлит дифференциального механизма и связанный с ним ходовой винт. Противовес 12 перемещается вдоль оси ходового винта до тех пор, пока уровень вибрации не достигнет установ-

ленной величины. Следует отметить, что масса противовеса 12 (2 кг) существенно меньше массы основных противовесов 9, т.к. рассчитывается, исходя из величины номинальной массы мелушей загрузки в рабочих камерах.

Таким образом, разработанная система автоматического снижения вибрации, содержащая модульное уравнивающее устройство, может поддерживать заданную амплитуду вибрации или периодически ее изменять в зависимости от условий технологического процесса без остановки агрегата.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Патент РФ №2005118705/03, 24.06.2005. Гридчин А.М., Севостьянов В.С., Лесовик В.С., Уральский В.И., Сеница Е.В. Помольно-смесительный агрегат // Патент России №2277973. 2006. Бюл. №17
2. Патент РФ №2008109444/03, 11.03.2008. Гридчин А.М., Севостьянов В.С., Лесовик В.С., Уральский В.И., Уральский А.В., Сеница Е.В. Помольно-смесительный агрегат // Патент России №2381837. 2010. Бюл. №5.
3. Уральский А.В., Севостьянов В.С. Многофункциональный центробежный агрегат с параллельными помольными блоками // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2010. №1. С. 106–112.
4. Гридчин А.М., Севостьянов В.С., Лесовик В.С., Уральский В.И., Сеница Е.В., Уральский А.В. Энергосберегающие помольные комплексы для получения механоактивированных композиционных смесей // Известия вузов. Строительство. 2009. №5. С. 68–79.
5. Сеница Е.В., Уральский А.В., Плетнев А.В. Влияние движения мелющей загрузки на динамику центробежного помольно-смесительного агрегата // Научные исследования, наносистемы и ресурсосберегающие технологии в стройиндустрии: сб. докладов Международной научно-практической конференции. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2007. С.188-192.
6. Севостьянов В.С., Уральский В.И., Сеница Е.В., Уральский А.В. Вопросы динамического исследования центробежного помольно-смесительного агрегата // Вибрационные машины и технологии: Сборник науч. тр. / редкол: С.Ф. Яцун (отв. ред.) [и др.]; Курский гос. техн. унив-т. – Курск, 2008. – С. 596-601.
7. Патент РФ №2012117656/13, 27.04.2012. Глаголев С.Н., Рубанов В.Г., Севостьянов В.С., Уральский В.И., Стативко А.А., Стативко С.А., Бушуев Д.А. Помольно-смесительный агрегат с автоматической балансировкой // Патент России № 2494813. 2012. Бюл. №28.