

Л. А. Климина, канд. физ.-мат. наук, ст. науч. сотр., klimina@imec.mu.ru,
М. З. Досаев, канд. физ.-мат. наук, доц., вед. науч. сотр., dosayev@imec.msu.ru,
Ю. Д. Селюцкий, канд. физ.-мат. наук, доц., вед. науч. сотр., seliutski@imec.msu.ru,
НИИ механики МГУ, Москва

О динамике ветроэнергетической установки с рабочим элементом на основе механизма антипараллелограмма¹

Предложен новый тип конструкции ветроэнергетической установки. Установка представляет собой механизм антипараллелограмма, на шатуне которого закреплена пластина, взаимодействующая с потоком среды. На оси одного из кривошипов закреплён ротор электрогенератора. Построена математическая модель системы. С помощью асимптотического метода Пуанкаре—Понтрягина получены достаточные условия существования и устойчивости периодических режимов, оценена механическая мощность на этих режимах. Проведены эксперименты с лабораторным макетом установки.

Ключевые слова: ветроэнергетическая установка, механизм антипараллелограмма, электрогенератор, математическая модель, периодические режимы, орбитальная устойчивость, механическая мощность

Введение

Среди актуальных задач современной ветроэнергетики и гидроэнергетики можно выделить создание энергоустановок, предназначенных для работы в условиях агрессивной среды. Неизолированные элементы конструкции быстро изнашиваются под действием воды, воздуха с примесями твердых частиц и т.п. Особенно важно изолировать от вредного воздействия среды электрогенератор. Предпочтительна такая конструкция энергоустановки, при которой электрогенератор размещается вне потока среды.

Относительно недавно появились исследования [1–3] нового типа ветроэнергетических систем, в которых ветроприемный элемент совершает под действием потока колебательные движения, аналогичный принцип применяется и для гидроустановок. Вращающиеся элементы конструкции таких установок, а также электрогенератор могут размещаться вне потока. Однако использование механизмов, звенья которых совершают колебательные движения, приводит и к некоторым нежелательным эффектам. Траектории всех точек звена, совершающего колебательное движение, содержат возвратные точки, в которых абсолютная скорость обращается в ноль, соответственно на каждом цикле движения есть фазы торможения колебательного звена, что

не только снижает энергетическую эффективность установки, но и сопровождается нежелательными ударными эффектами.

В данной статье мы предлагаем принципиально новую конструкцию ветро/гидроприемного механизма. Движение ветроприемного элемента механизма не является ни вращательным, ни колебательным. Рабочий элемент (ветроприемная пластина) закреплён на середине шатуна антипараллелограмма. Таким образом, траектория центра пластины представляет собой лемнискатоиду. Принципиальное отличие механизма от предшествующих колебательных установок заключается в том, что траектории всех точек пластины не содержат возвратных точек. Таким образом, на рабочем режиме отсутствует фаза нулевой абсолютной скорости какой-либо точки ветроприемной пластины.

1. Постановка задачи

1.1. Описание механической системы

Схема механизма и фотография первого прототипа представлены на рис. 1. Кривошипы OA и O_1B длины r каждый вращаются вокруг вертикальных осей O и O_1 соответственно. Шатун AB длины l шарнирно соединен с кривошипами в точках A и B . Шатун расположен таким образом, что $OABO_1$ — антипараллелограмм.

На шатуне AB в его центре C жестко закреплена ветроприемная пластина (характерная площадь пластины S) так, что плоскость пластины вертикальна

¹ Работа выполнена в рамках работ по приоритетному направлению научных исследований НИИ механики МГУ № 10.1 "Динамика управляемых комплексных мехатронных систем".

и параллельна АВ. Пластина взаимодействует с потоком среды плотности ρ , имеющим на бесконечности скорость $\mathbf{V}$, направленную вдоль оси Ох, перпендикулярной отрезку OO_1 .

Ось О кривошипа ОА соединена с ротором электрогенератора установки. Звено ОА и ротор генератора образуют твердое тело T . Будем считать, что центр масс тела T находится в точке О.

Обозначим J — центральный момент инерции тела T . Момент инерции кривошипа O_1B относительно его центра масс O_1 будем считать также равным J . Обозначим J_2, m — центральный момент инерции и масса тела "шатун АВ + пластина", центр масс этого тела находится в середине С отрезка АВ.

Генератор подключен к локальной внешней цепи.

Система имеет одну степень свободы. В качестве обобщенной координаты выберем угол φ между осью Ох и кривошипом ОА.

1.2. Модель активных сил

Будем считать, что система находится под действием аэродинамических сил, приложенных к пластине, и электромеханического момента. Электромеханический момент будем считать линейным по угловой скорости $\dot{\varphi}$ ротора генератора [3].

Считаем, что точка приложения аэродинамических сил — центр давления пластины — постоянно совпадает с точкой С. Значения аэродинамических сил определяются на основе квазистатического подхода (аналогично работе [3]). При численных расчетах были использованы зависимости коэффициентов $C_d(\alpha)$, $C_l(\alpha)$ силы сопротивления и подъемной силы от мгновенного угла атаки α , полученные на основе стационарных экспериментов с плоской пластиной удлинения 8 [5].

1.3. Динамические уравнения и постановка задачи

Уравнения движения в безразмерных переменных имеют следующий вид:

$$\begin{cases} d\varphi/d\tau = p/k(\varphi) = z; \\ dp/d\tau = 0,5k'(\varphi)k^{-2}(\varphi)p^2 + \varepsilon(Q(\varphi, z) - cz). \end{cases} \quad (1)$$

$$k(\varphi) = 2 + a^{-2}\psi'^2 + 2a^{-1}\psi'\cos(\varphi + \psi) + J_2J^{-1}\psi'^2 + m^2J^{-1}(1 + 0,25a^{-2}\psi'^2 + a^{-1}\psi'\cos(\varphi + \psi)),$$

$$Q(\varphi, z) = z^{-1} \sqrt{u_x^2 + u_y^2} \times (C_l(\alpha)u_y - C_d(\alpha)(u_x^2 + u_y^2 + u_x)).$$

Здесь $\tau = Vt/r$, $\alpha = \arctan(u_y/u_x) + \psi$; $u_x = -z\sin\varphi + 0,5a^{-1}z\psi'\sin\psi - 1$; $u_y = z\cos\varphi + 0,5a^{-1}z\psi'\cos\psi$;

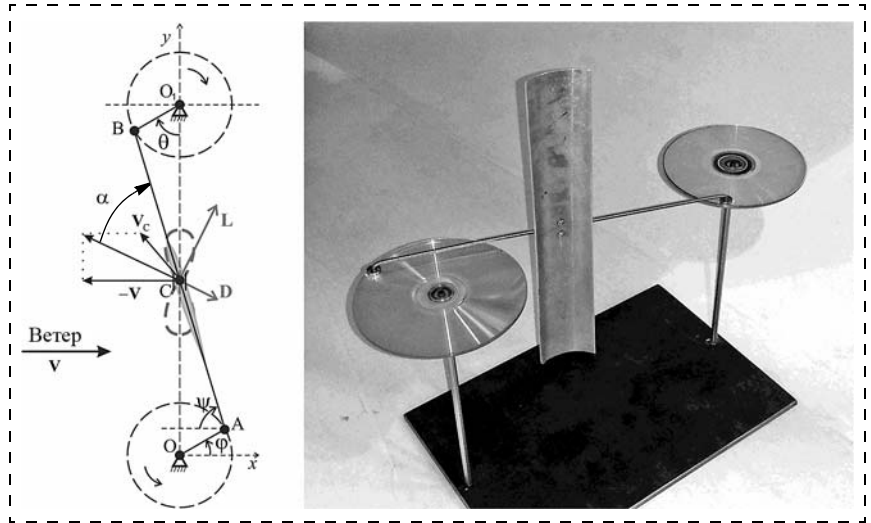


Рис. 1. Схема механизма и фотография лабораторного макета

$c = C^2/(R_e V \rho S r^2)$ — коэффициент электрической нагрузки; C — коэффициент электромеханического взаимодействия; R_e — внешнее сопротивление в цепи генератора; $a = r/l < 1$; $\varepsilon = \rho S r^3 J^{-1}$; $\psi = \psi(\varphi) = \pi/2 - 2\arcsin(\cos\varphi/\sqrt{(a^{-1} - \sin\varphi)^2 + \cos^2\varphi})$, $\psi' = d\psi/d\varphi$.

Правая часть системы (1) — 2π -периодическая по φ . Таким образом, фазовое пространство системы (1) — цилиндрическое. Притягивающая периодическая траектория системы (1), охватывающая фазовый цилиндр, соответствует рабочему режиму установки.

Получим достаточные условия существования притягивающих периодических траекторий системы (1) и оценим механическую мощность, отбираемую у потока на соответствующих режимах ветроэнергетической установки (ВЭУ). При этом будем рассматривать периодические траектории системы (1), целиком расположенные в верхней половине фазового цилиндра, (для траекторий, целиком лежащих в нижней половине фазового цилиндра, справедливы аналогичные рассуждения). Исследуем, как влияют на величину механической мощности следующие параметры модели: отношение a длины кривошипа к длине шатуна, коэффициент c электрической нагрузки (чем больше нагрузка на ВЭУ со стороны потребителей электрической энергии, тем больше коэффициент c).

2. Достаточные условия существования и орбитальной устойчивости периодической траектории

Для получения достаточных условий существования периодических траекторий системы (1) воспользуемся методом Пуанкаре—Понтрягина [6], описывающим возникновение периодических траекторий полной системы из траекторий "порождающей" консервативной системы. В качестве "порож-

дающей" консервативной системы рассмотрим систему (1) при $\varepsilon = 0$. Ее траектории имеют вид $p_h(\varphi) = k(\varphi)z_h(\varphi) = \sqrt{hk(\varphi)}$, где h — параметр, характеризующий уровень энергии.

Для системы (1) выполнены условия теоремы Пуанкаре—Понтрягина, следовательно, если для некоторого $h_0 > 0$ имеем

$$I(h_0) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (Q(\varphi, \sqrt{h_0/k(\varphi)}) - c\sqrt{h_0/k(\varphi)}) d\varphi = 0$$

$$\text{и } dI(h)/dh|_{h=h_0} \neq 0, \quad (2)$$

то для достаточно малых ε у системы (1) существует периодическая траектория $\tilde{p}_h(\varphi)$, охватывающая фазовый цилиндр, которая стремится к кривой $p_h(\varphi)$ при $\varepsilon \rightarrow 0$. Более того, если $dI(h)/dh|_{h=h_0} < 0$, то периодическая траектория $\tilde{p}_h(\varphi)$ — притягивающая, если же $dI(h)/dh|_{h=h_0} > 0$, то $\tilde{p}_h(\varphi)$ — отталкивающая.

На практике достаточно малые значения параметра ε можно реализовать за счет уменьшения площади S пластины.

3. Бифуркационные диаграммы для механической мощности

Обозначим $\tilde{\lambda} = \langle V_C(\varphi, \tilde{p}_h(\varphi)) \rangle / V$ — средняя (за цикл движения ветроприемной пластины) безразмерная скорость точки С механизма на режиме движения, отвечающем периодической траектории $\tilde{p}_h(\varphi)$. Эта величина вводится как аналог быстроходности, характеризующей для традиционных ветротурбин пропеллерного типа отношение скорости конца лопасти к скорости ветра.

Поскольку при $\varepsilon \rightarrow 0$ $\tilde{p}_h(\varphi) \rightarrow p_h(\varphi)$, то при $\varepsilon \rightarrow 0$ $\tilde{\lambda} \rightarrow \lambda = \langle V_C(\varphi, p_h(\varphi)) \rangle / V$.

Обозначим $\tilde{c}_p = \tilde{P}/P_f$ — коэффициент мощности, отбираемой у потока на режиме, отвечающем траектории $\tilde{p}_h(\varphi)$. Здесь $\tilde{P}$ — средняя (за цикл движения ветроприемной пластины) механическая мощность ВЭУ на рабочем режиме, $P_f = 0,5\rho V^3 S_f$ — мощность потока, проходящего через характерное сечение ВЭУ, S_f — площадь характерного сечения (т.е. сечения, ометаемого пластиной за цикл движения). Далее будем считать $S/S_f = 0,1$.

При $\varepsilon \rightarrow 0$ имеем

$$\tilde{P} \rightarrow P = 0,5\rho S V^3 \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} z_h(\varphi) Q(\varphi, z_h(\varphi)) d\varphi,$$

$$\tilde{c}_p \rightarrow c_p = P/P_f.$$

Используя условие (2), которое определяет соотношение между параметрами модели и характеристиками λ и c_p , построим асимптотические бифуркационные диаграммы для периодических траек-

торий $\tilde{p}_h(\varphi)$, возникающих при $\varepsilon \rightarrow 0$ из траекторий $p_h(\varphi)$ "порождающей" консервативной системы. Результат представлен на рис. 2 (см. третью сторону обложки), причем сплошные линии отвечают притягивающим периодическим траекториям, пунктирные — отталкивающим. При расчетах использованы следующие инерционно-массовые соотношения $m r^2 J^{-1} = 0,3$; $J_2 J^{-1} = 0,2$.

4. Зависимость обобщенного аэродинамического момента от быстроходности

На основе соотношения (2) определим зависимость обобщенного аэродинамического момента, осредненного по φ , $\langle Q \rangle$ от "быстроходности" λ : результат для различных значений параметра a представлен на рис. 3 (см. третью сторону обложки).

5. Обсуждение результатов

Итак, используя соотношение (2), мы получили семейство бифуркационных диаграмм, характеризующих периодические движения системы (1) при различных значениях конфигурационного параметра a .

Отметим, что при $a < 0,2$ полученные зависимости качественно близки к аналогичным зависимостям для ВЭУ пропеллерного типа и типа Дарье (см. например, работы [4, 7—9]). Это выражается в следующем: максимальная мощность и максимальные значения среднего обобщенного аэродинамического момента достигаются при λ , существенно превосходящем единицу (т.е. когда линейная скорость центра давления превосходит скорость ветра). При этом имеет место гистерезис коэффициента мощности в зависимости от направления изменения коэффициента внешней нагрузки.

В то же время, при $a > 0,3$ полученные зависимости качественно близки к аналогичным зависимостям для ВЭУ типа Савониуса (см. например, работы [7, 10]). Это выражается в том, что максимальная мощность и максимальные значения среднего обобщенного аэродинамического момента достигаются при $\lambda \leq 1$ (т.е. когда линейная скорость центра давления не превосходит скорость ветра). При этом отсутствует гистерезис мощности.

Таким образом, качественный характер поведения исследуемой ВЭУ при относительно малых значениях параметра a близок к характеру поведения ВЭУ, использующих преимущественно подъемную силу, а при относительно больших a — к поведению ВЭУ, использующих в основном силу сопротивления.

Первый лабораторный макет исследуемой ВЭУ был создан и протестирован в НИИ механики МГУ (см. рис. 1). При этом было выбрано значение $a = 0,2$. Размеры ветроприемной пластины составили 5×25 см. Эксперименты проводили в аэродинамической трубе НИИ механики при скорости потока 4...8 м/с. Были зарегистрированы только ре-

жимы движения с низкой быстроходностью: $\lambda \approx 0,2$. Стабильно наблюдался самостоятельный старт в потоке при определенном диапазоне значений начального угла ориентации ветроприемной пластины.

Заключение

Предложена конструктивная схема ветроустановки, основанная на шарнирном механизме антипараллелограмма. Ветроприемная пластина установлена на шатуне механизма. Построена динамическая модель системы. С помощью метода Пуанкаре—Понтрягина получены достаточные условия существования притягивающих периодических режимов. Получены асимптотические оценки коэффициента мощности на рабочих режимах ветроустановки. Экспериментально подтверждена работоспособность разработанного устройства.

Список литературы

1. Andronov P. R., Dosaev M. Z., Dynnikova G. Ya., Selyutskii Yu. D., Strekalov S. D. Modeling of oscillating wind turbine // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. August 2009. Vol. 38, Iss. 4. P. 383—387.

2. Isoc T., Leach F., Bobean C., Pavel V., Vadan I. Study and design of a wing oscillating wind system // Advanced Topics in Electrical Engineering (ATEE). 7th International Symposium. 2011. P. 1—4.
3. Klimina L. Dynamics of a slider-crank wave-type wind turbine // Proceedings of the Fourteenth International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science World Congress (2015 IFToMM World Congress). 7 p.
4. Досаев М. З., Линь Ч.-Х., Лю В.-Л., Самсонов В. А., Селюцкий Ю. Д. Качественный анализ стационарных режимов малых ветровых электростанций // Прикладная математика и механика. 2009. Т. 73, № 3. С. 368—374.
5. Табачников В. Г. Стационарные характеристики крыльев на малых скоростях во всем диапазоне углов атаки // Труды ЦАГИ. 1974. Вып. 1621. С. 79—93.
6. Баутин Н. Н., Леонтович Е. А. Методы и приемы качественного исследования динамических систем на плоскости. М.: Наука, 1990. 496 с.
7. Sathyajith M. Wind Energy: Fundamentals, Resource Analysis and Economics. Netherlands: Springer, 2006. 252 p.
8. Koki Kishinami, Hiroshi Taniguchi, Jun Suzuki, Hiroshi Ibano, Takashi Kazunou, Masato Turuhami. Theoretical and experimental study on the aerodynamic characteristics of a horizontal axis wind turbine // Energy. Elsevier, 2005. Vol. 30. P. 2089—2100.
9. Климина Л. А. Ротационные режимы движения аэродинамического маятника с вертикальной осью вращения // Вестник Московского университета. Сер. I. Математика. Механика. 2009. № 5. С. 71—75.
10. Kamoji M. A., Kedare S. B., Prabhu S. V. Performance tests on helical Savonius rotors // Renewable Energy. Elsevier, 2009. Vol. 34. P. 521—529.

Dynamics of a Wind Turbine with the Working Element Based on an Antiparallel Link Mechanism

L. A. Klimina, klimina@imec.msu.ru✉, M. Z. Dosayev, dosayev@imec.msu.ru,
Yu. D. Selyutski, seliutski@imec.msu.ru,

Institute of Mechanics of Lomonosov Moscow State University, Moscow, 119192, Russian Federation

Corresponding author: Klimina L. A., Ph. D., Senior Scientific Researcher,
Institute of Mechanics of Lomonosov Moscow State University, Moscow, 119192, Russian Federation,
e-mail: klimina@imec.msu.ru

Received on March 24, 2016

Accepted on March 29, 2016

A wind turbine with the working element based on an antiparallel link mechanism is proposed. A blade of the turbine is attached to the connecting rod. The flow acting on the blade is supposed to have a constant speed. A quasi-static model of an aerodynamic action is used. A rotor of the electric generator is attached to the axis of the crank. Electromechanical torque is supposed to be a linear function of the angular speed of the rotor of the generator. The mechanical system has one degree of freedom. The angle of rotation of the crank is chosen as a generalized coordinate. A mathematical model of the system was constructed. The attracting 2π —periodic trajectory of the dynamical system corresponds to the working periodic regime of the wind turbine. The Poincare—Pontryagin asymptotic approach is used to obtain the sufficient conditions for the existence and stability of the 2π —periodic trajectories and to estimate the mechanical power in the corresponding modes. Two types of asymptotic bifurcation diagrams of the trapped power were constructed: depending on the average speed of the center of pressure in the working modes, and depending on the coefficient of the external mechanical load. An asymptotic dependence of the average aerodynamic torque on the average speed of the center of pressure was constructed. A laboratory prototype of the turbine was constructed and tested. The prototype proved to be self-starting at the wind speed higher than 4m/s and with a sufficient initial position of a wind-receiving plate.

Keywords: wind turbine, antiparallel link mechanism, electric generator, mathematical model, periodic modes, orbital stability, trapped power

Acknowledgements: The work was performed as a part of the research priorities of the Institute of Mechanics of Lomonosov Moscow State University № 10.1 "Dynamics of controlled complex mechatronic systems".

For citation:

Klimina L. A., Dosayev M. Z., Selyutski Yu. D. Dynamics of a Wind Turbine with the Working Element Based on an Antiparallel Link Mechanism, *Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie*, 2016, vol. 17, no. 8, pp. 536—540.

DOI: 10.17587/mau.17.536-540

References

1. Andronov P. R., Dosaev M. Z., Dynnikova G. Ya., Selyutskii Yu. D., Strekalov S. D. Modeling of oscillating wind turbine, *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, August 2009, vol. 38, iss. 4, pp. 383—387.

2. Isoc T., Leach F., Bobean C., Pavel V., Vadan I. Study and design of a wing oscillating wind system, *Advanced Topics in Electrical Engineering (ATEE), 7th International Symposium*, 2011, pp. 1–4.
3. Klimina L. Dynamics of a slider-crank wave-type wind turbine, *Proceedings of the Fourteenth International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science World Congress (2015 IFToMM World Congress)*, 7 p.
4. Dosaev M. Z., Lin Ching-Huei, Lu Wen-Lung, Samsonov V. A., Selyutskii Yu. D. A qualitative analysis of the steady modes of operation of small wind power generators, *J. Appl. Math. Mech.*, 2009, vol. 73, no. 3, pp. 259–263.
5. Tabachnikov V. G. *Statsionarnie kharakteristiki kriliev na malikh skorostyakh vo vsem diapazone uglov ataki* (Steady characteristics of wings for small values of speed for the whole range of angle of attack), *Trudy TSAGI*, 1974, vol. 1621, pp. 79–93 (in Russian).
6. Bautin N. N., Leontovich E. A. *Metodi I priemi kachestvennogo issledovania dinamicheskikh system na ploskosti* (Methods and techniques of the qualitative research of the dynamic systems in the plane), Moscow, Nauka, 1990 (in Russian).
7. Sathyajith Mathew. *Wind Energy: Fundamentals, Resource Analysis and Economics*, Springer, Netherlands, 2006, 252 p.
8. Koki Kishinami, Hiroshi Taniguchi, Jun Suzuki, Hiroshi Imano, Takashi Kazunou, Masato Turuhami. Theoretical and experimental study on the aerodynamic characteristics of a horizontal axis wind turbine, Elsevier, *Energy*, 2005, vol. 30, pp. 2089–2100.
9. Klimina L. A. Rotational modes of motion for an aerodynamic pendulum with a vertical rotation axis, *Moscow University Mechanics Bulletin*, 2009, vol. 64, no. 5, pp. 126–129.
10. Kamoji M. A., Kedare S. B., Prabhu S. V. Performance tests on helical Savonius rotors, *Renewable Energy*, Elsevier, 2009, vol. 34, pp. 521–529.

УДК 004.896 + 622.732

DOI: 10.17587/mau.17.540-546

Ю. И. Еременко, д-р техн. наук, проф., зав. каф., **Д. А. Полещенко**, канд. техн. наук, доц.,
А. И. Глущенко, канд. техн. наук, доц., **Ю. М. Пожарский**, канд. техн. наук, доц.,
 Старооскольский технологический институт им. А. А. Угарова,
 филиал Национального исследовательского технологического университета "МИСиС"
С. В. Солодов, канд. техн. наук, зам. директора института
 "Информационных технологий и автоматизированных систем управления", доц.,
 Национальный исследовательский технологический университет "МИСиС"

Нейросетевая альтернатива амплитудному анализу спектра в задаче определения уровня загрузки шаровой мельницы

Рассматривается возможность применения современных интеллектуальных способов обработки информации для оценки степени заполнения шаровой мельницы.

Обсуждается разработка и исследование метода обработки информации, позволяющего выделять в спектре снимаемого сигнала виброускорения цапфы шаровой мельницы скрытые зависимости и закономерности, позволяющие эффективно оценивать уровень загрузки ее барабана, которые сложно выявить и проанализировать классическими методами, например амплитудным анализом спектра.

Ключевые слова: степень заполнения мельницы, акселерометр, спектральный анализ, шаровая мельница, виброускорение, нейронная сеть, обучение НС

Введение

Вращающаяся барабанная мельница представляет собой пустотелый цилиндрический барабан, закрытый торцевыми крышками, заполненный определенным количеством измельчающих тел и вращающийся вокруг горизонтальной оси. При вращении барабана измельчающие тела благодаря трению увлекаются внутренней поверхностью барабана и поднимаются на некоторую высоту, затем свободно падают или скатываются вниз.

В непрерывно работающей мельнице измельчаемый материал подается через центральное отверстие в одной из крышек внутрь барабана и, продвигаясь вдоль него, за счет подаваемой в то же отверстие воды подвергается воздействию измельчающих тел. При этом измельчение частиц материала происходит в результате ударов падающих измельчающих тел, истирания и раздавливания между телами.

У шаровых мельниц измельчающая среда состоит из стальных или чугунных шаров одного или нескольких размеров.

Корпус барабана и торцевые стенки внутри футеруются бронеплитами, изготовленными из износостойкого металла.

Мелющими телами являются литые стальные шары диаметром от 30 до 125 мм, шаровая загрузка в среднем составляет 42 % внутреннего объема барабана. Расход стальных шаров составляет примерно 0,09 кг на 1 кВт·ч энергии, затраченной на измельчение.

Разгрузка измельченного материала происходит свободным сливом через пустотелую разгрузочную цапфу, поэтому уровень пульпы в мельнице несколько выше нижней образующей поверхности отверстия разгрузочной цапфы, так как ее диаметр значительно меньше диаметра барабана.