

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПЕРЕБЕГА ЗАЗОРА В ШАРНИРЕ КРИВОШИП – ШАТУН КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ

*Никитин А.Г.¹, д.т.н., профессор, директор института машиностроения
и транспорта (nikitin1601@yandex.ru)*

Абрамов А.В.¹, аспирант кафедры механики и машиностроения (alex.abram@mail.ru)

Гаряшин В.В.², к.т.н., начальник конструкторского отдела (vlgrsh@rambler.ru)

¹ **Сибирский государственный индустриальный университет**
(654007, Россия, Кемеровская обл., Новокузнецк, ул. Кирова, 42)

² **ООО «СпецСвязьОборудование»**
(654005, Россия, Кемеровская обл., Новокузнецк, ул. Орджоникидзе, 28А)

Аннотация. Уменьшение величины динамических нагрузок, возникающих при работе машин вообще и металлургических в частности, является одной из основных задач общей проблемы повышения их надежности и долговечности. Проведен анализ работы рычажных механизмов щековой дробилки, имеющих внутренние степени свободы, которые обусловлены наличием зазоров в шарнирах. Наличие неуравновешенных сил инерции движущихся масс при работе кривошипно-коромыслового механизма приводит к размыканию контактных поверхностей в сочленениях шатуна с кривошипом и к последующему пересопряжению рабочих поверхностей этой кинематической пары, которое сопровождается соударением масс подвижных звеньев. Возникают значительные динамические нагрузки, являющиеся причиной поломок деталей исполнительного механизма и источником упругих колебаний (вибраций) и генерации вредных акустических колебаний. С целью устранения влияния зазоров в шарнирах на возникновение дополнительных динамических сил необходимо выявить закономерности появления импульсных нагрузок. Закономерности появления таких нагрузок в кривошипно-коромысловых механизмах с зазорами в сочленениях кинематических пар из-за нарушения контакта в результате пересопряжения рабочих поверхностей устанавливаются путем кинестатического анализа. Проведен анализ работы шарнира кривошип – шатун с зазором кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки. На основании полученных результатов определено, что условием нарушения контакта в сочленении элементов кинематической пары кривошип – шатун является перемена знака силы реакции. Перебег зазора в шарнире кривошип – шатун происходит, когда оба звена находятся на одной линии. Определение положений звеньев механизма, при которых происходит пересопряжение контактных поверхностей шарнира кривошип – шатун, позволяет рационально использовать механизмы для выборки зазоров с упругими элементами, которые в течение всего цикла работы кривошипно-коромыслового механизма выбирают зазор в сочленении кривошип – шатун и тем самым предотвращают появление дополнительных динамических нагрузок. При этом повышается надежность работы щековой дробилки в целом.

Ключевые слова: щековая дробилка, кривошипно-коромысловый механизм, шарнир, зазор, пересопряжение поверхностей, дополнительные динамические силы.

DOI: 10.17073/0368-0797-2018-6-466-469

Уменьшение величины динамических нагрузок, возникающих при работе машин вообще и металлургических в частности, является одной из основных задач общей проблемы повышения их надежности и долговечности.

Щековые дробилки служат для измельчения материала. В этих дробилках материал измельчается за счет раздавливания, раскалывания и частичного истирания в пространстве между двумя щеками при их периодическом сближении [1 – 10].

Характер движения подвижной щеки зависит от кинематических особенностей механизма щековой дробилки. За время использования щековых дробилок было предложено и осуществлено большое количество самых разнообразных кинематических схем механизма дробилок.

В основу классификации щековых дробилок, предложенной Б.В. Клушанцевым [9], положен характер

движения подвижной щеки, так как именно он определяет важнейшие технико-экономические параметры дробилок. При всем многообразии приведенных в классификации кинематических схем механизма качания подвижной щеки следует отметить, что все они реализуются с использованием в конструкции шарниров, которые обеспечивают подвижность деталей машины.

Наиболее распространенным механизмом качания подвижной щеки является кривошипно-коромысловый.

Наличие неуравновешенных сил инерции движущихся масс при работе кривошипно-коромыслового механизма приводит к размыканию контактных поверхностей в сочленениях шатуна с кривошипом, к последующему пересопряжению рабочих поверхностей этой кинематической пары, сопровождающемуся соударением масс подвижных звеньев и возникновению значительных динамических нагрузок. Эти нагрузки и яв-

ляются причиной поломок деталей исполнительного механизма, источником упругих колебаний (вибраций) и генерации вредных акустических колебаний.

В механизмах с беззазорным соединением кинематических пар (так называемых «идеальных») практически все нормальные силы, действующие на детали, можно отнести к квазистатическим.

Реальные механизмы всегда имеют внутренние степени свободы, связанные с наличием зазоров в кинематических парах, а также с имеющимися погрешностями изготовления – погрешностями формы сопрягаемых элементов деталей и погрешностями сборки. Эти обстоятельства являются существенными, так как обуславливают соударение деталей во время их относительного движения в зазоре при работе механизма и, как следствие, возникновение дополнительных динамических нагрузок [11 – 19].

Точное аналитическое решение задачи определения величины нагрузок, возникающих при соударении элементов кинематических пар, требует решения систем сложных нелинейных дифференциальных уравнений [12]. Однако при выявлении закономерности появления импульсных нагрузок и вызывающих их причин возможно применение линейных уравнений. Соответственно, возможна разработка конструктивных решений, предупреждающих возникновение импульсных нагрузок.

Закономерности появления импульсных нагрузок в кривошипно-коромысловых механизмах с зазорами в сочленениях кинематических пар из-за нарушения контакта в результате пересопряжения рабочих поверхностей устанавливаются кинетостатическим анализом следующим образом.

Пусть контакт элементов кинематической пары кривошип–шатун механизма (рис. 1) осуществляется в точке A . Тогда дальнейшее движение элементов может быть двух видов: с сохранением между ними

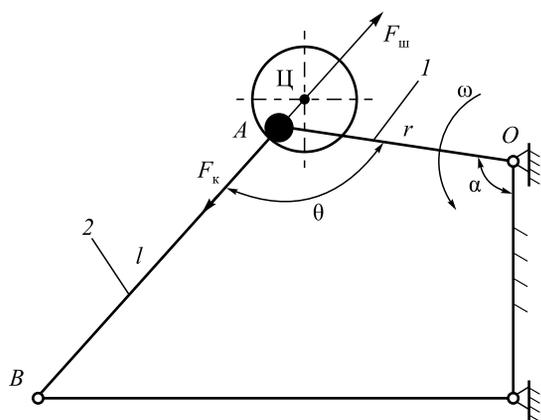


Рис. 1. Схема сил, действующих на шатун при произвольном положении элементов

Fig. 1. The scheme of forces acting on crank rod at random position of the elements

контакта или с его нарушением. То есть при некоторых положениях звеньев механизма происходит отрыв пальца кривошипа от обоймы шатуна, в результате кинематическая цепь разрывается и движение звеньев происходит независимо друг от друга до тех пор, пока кинематическая цепь вновь не замкнется. При этом произойдет соударение, поскольку скорость относительного движения пальца кривошипа в обойме шатуна не равна нулю.

Так как сила действия проходит через центр обоймы шатуна и действует по его оси [20], то точка контакта шатуна с кривошипом при прямом ходе совпадает с точкой пересечения оси шатуна с обоймой из-за того, что при таком положении не возникает силы, стремящейся сдвинуть шатун относительно пальца кривошипа (точка состояния равновесия). Аналогично, при обратном ходе точка состояния равновесия находится с противоположной стороны обоймы на линии продолжения оси шатуна.

Однако в процессе работы кривошипно-коромыслового механизма палец кривошипа постоянно смещается от точки состояния равновесия под действием крутящего момента от привода и происходит проскальзывание пальца по обойме шатуна. Тогда силу R , действующую на шатун со стороны кривошипа под прямым углом, можно разложить на две составляющие (рис. 2): нормальную R_n , направленную вдоль оси шатуна, и тангенциальную R_t , действующую по касательной к обойме шатуна в точке A . Эта сила и стремится сдвинуть шатун в положение равновесия.

Направление действия силы R , проходящей через центр обоймы шатуна, смещается от оси шатуна [21], а для определения ее величины необходимо приравнять нулю, согласно принципу Даламбера, сумму моментов сил, действующих на шатун, с учетом силы инерции шатуна и его момента инерции, а также веса шатуна, относительно точки B .

Так как $F_{2x} = m_2 a_{2x}$, $F_{2y} = m_2 a_{2y}$, $M_{u2} = \frac{m_2 l^2}{12} \varepsilon_2$, то

$$\begin{aligned} \sum M_B = M_{u2} + F_{2x} \frac{l}{2} \cos \gamma + F_{2y} \frac{l}{2} \sin \gamma - \\ - m_2 g \frac{l}{2} \sin \gamma - R l \sin \tau = m_2 \frac{l}{2} \left(\frac{l \varepsilon_2}{6} + a_{2x} \cos \gamma + \right. \\ \left. + a_{2y} \sin \gamma - g \sin \gamma \right) - R l \sin \tau = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где a_{2x} , a_{2y} – проекции ускорения центра масс шатуна на соответствующие оси; τ – угол, определяющий взаимное положение элементов; ε_2 – угловое ускорение шатуна; g – ускорение свободного падения.

Решая уравнение (1) относительно R , получим:

$$R = \frac{m_2 (a_{2x} \cos \gamma + a_{2y} \sin \gamma) - m_2 \frac{l}{6} \varepsilon_2 - m_2 g \sin \gamma}{2 \sin \tau}. \quad (2)$$

Таким образом, при заданных геометрических и кинематических параметрах кривошипно-коромыслового механизма рассчитывается величина силы реакции при различных положениях кривошипа.

В то же время, из анализа уравнения (2) и рис. 2 видно, что при $\Theta = k\pi$ (где k – целое число) угол τ меняет знак, проходя через ноль, где $\sin \tau = 0$. Следовательно, сила реакции меняет направление, при этом точка состояния равновесия перемещается на противоположную сторону обоймы шатуна. В этих положениях нарушается контакт и происходит свободное движение пальца кривошипа в поле зазора, который при восстановлении контакта ударяется об обойму шатуна, вызывая импульсную нагрузку. Отсюда следует, что условием нарушения контакта в сочленении элементов кинематической пары кривошип – шатун является перемена знака силы реакции. Перебег зазора в шарнире кривошип – шатун происходит, когда оба звена находятся на одной линии.

При соударении элементов шарниров возможны многократные их отскоки с последующим соударением, вызванные упругими свойствами звеньев.

Выводы. Описана причина возникновения дополнительных динамических сил при работе шарниров с зазорами. Проведен анализ работы шарнира кривошип–шатун с зазором кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки. На основании полученных результатов определено, при каких положениях звеньев механизма происходит пересопряжение контактных поверхностей шарнира кривошип – шатун.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Jack de la Vergne. Hard Rock Miner’s Handbook. – Edmonton, Alberta, Canada: Stantec Consulting, 2008. – 330 p.
2. Sandvik. Jaw-crushers. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://mining.sandvik.com/en/products/equipment/crushing-and-screening/jaw-crushers> (Дата обращения: 20.02.2017 г.).
3. Telsmith. Jaw-crushers. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://telsmith.com/products/crushing-equipment/jaw-crushers> (Дата обращения: 20.02.2017 г.).
4. Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3-х т. Т. 1. Машины и агрегаты доменных цехов / А.И. Целиков, П.И. Полухин, В.М. Гребеник и др.; под ред. А.И. Целикова. – М.: Металлургия, 1987. – 440 с.
5. Пат. 2508941 РФ. Щековая дробилка / А.Г. Никитин, А.В. Витушкин, К.В. Тагильцев-Галета; заявл. 25.10.2012; опубл. 10.04.2014. Бюл. № 7.
6. Patent 5542884 US. Mechanical overload protection device for machines, particularly jaw crushers / Bruno Gotz. Publ. 6.08.1996.
7. Пат. 2453370 РФ. Щековая дробилка / А.Г. Никитин, В.И. Люленков, Д.Ф. Сахаров, А.В. Витушкин; заявл. 30.11.2010; опубл. 20.06.2012. Бюл. № 17.
8. Patent 105682804 US. Jaw-crushers. Sandvik intellectual property / Lindstrom Anders. Publ. 15.06.2016.
9. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А. Дробилки. Конструкции, расчет, особенности эксплуатации. – М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.

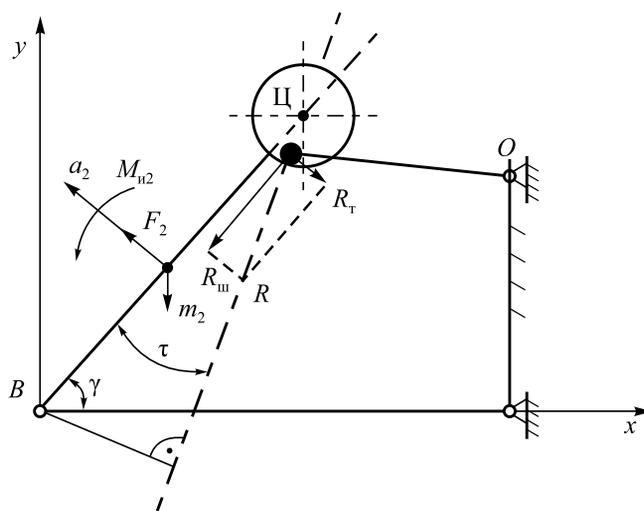


Рис. 2. Схема сил, действующих на шатун при смещении пальца от положения равновесия

Fig. 2. The scheme of forces acting on crank rod with pin offset from the equilibrium position

10. Brach R.M. Moments between impacting rigid bodies // Trans. ASME, I. Mech. Design. 1981. Vol. 103. No. 10. P. 812 – 817.
11. Budd C., Dux F. The effect of frequency and clearance variations on single-degree-of-freedom impact oscillator // J. Sound and vibrations. 1995. Vol. 184. No. 3. P. 475 – 502.
12. Dubowsky S., Moening M.F. An Experimental and Analytical Study of Impact Forces in Elastic Mechanical Systems with Clearances // Machine and Mechanisms Theory. 1978. Vol. 13. P. 451 – 465.
13. Никитин А.Г., Абрамов А.В., Гредина А.А., Горяшин В.В. Анализ работы шарнира кривошип – коренная опора кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки // Изв. вуз. Черная металлургия. 2016. Т. 59. № 12. С. 875 – 878.
14. Earles S.W.E., Wu C.L.S. Motion Analysis of a Rigid-Link Mechanism with Clearance at a Bearing, Using Lagrangian Mechanics and Digital Computation. Mechanism 1972. – London, England: Institution of Mechanical Engineers, 1973. P. 83 – 89.
15. Haines R.S. A Theory of Contact Loss at Revolute Joints with Clearance // Journal of Mechanical Engineering Science. 1980. Vol. 22. No. 3. P. 235.
16. Perera O., Seering W.F. Prevention of Impact in Bearings of Four-Bar Linkages // ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design. 1983. Vol. 105. No. 3. P. 592 – 598.
17. Shaw S.W., Holmes P.J. A periodically forced impact oscillator with large dissipation // ASME, J. Of appl. Mech. 1983. Vol. 50. P. 849 – 857.
18. Никитин А.Г., Бойко Д.Ю., Вексесер А.Ю. Математическая модель работы шарнира кривошип – коренная опора кривошипно-кулисного механизма щековой дробилки // Изв. вуз. Черная металлургия. 2007. № 10. С. 66, 67.
19. Никитин А.Г., Лактионов С.А., Бойко Д.Ю., Вексесер А.Ю. Особенности работы шарнира кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки // Вестник машиностроения. 2009. № 12. С. 48, 49.
20. Теория механизмов и машин / Под ред. В.К. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 511 с.
21. Сергеев В.И., Юдин К.М. Об одной модели механизмов с зазорами // Машиноведение. 1970. № 5. С. 28 – 32.

Поступила 8 ноября 2017 г.

MATHEMATICAL MODEL OF CRANK-TYPE JOINT CLEARANCE OVERTRAVEL ASSESSMENT IN OSCILLATING CRANK DRIVE OF JAW CRUSHER

A.G. Nikitin¹, A.V. Abramov¹, V.V. Garyashin²

¹ Siberian State Industrial University, Novokuznetsk, Kemerovo Region, Russia

² LLC “SpetsSvyazOborudovanie”, Novokuznetsk, Kemerovo Region, Russia

Abstract. The magnitude decrease of the dynamic loads that arise during the operation of machines in general and metallurgical ones in particular, is one of the main tasks of general problem of increasing their reliability and durability. The analysis of work of lever mechanisms of jaw crusher with internal degrees of freedom conditioned by presence of clearances in hinges, was made. It has shown that presence of unstable forces of locomotive masses inertia during work of oscillating crank drive results in breakage of pin surfaces in joint of piston-rod with a crank, and in subsequent change of working surfaces of this kinematics pair, followed by hitting of the masses of movable links and in generation of considerable dynamic load, providing the reason of breakages of details of executive mechanism and the source of resilient vibration (vibrations) and harmful acoustic vibration generation. With the purpose of removal of influence of clearances in hinges on the origin of additional dynamic forces it is necessary to reveal regularities of impulse loads appearance. Regularities of such loads appearance in crank-type mechanisms with clearances in joints of kinematics pairs, caused by contact fault as a result of change in working surfaces contact, can be determined by kinetic static analysis. Analysis of work of crank-type hinge with clearance of oscillating crank drive of jaw crusher was conducted. Based on the analysis results it was determined, that contact fault in joint of crank-piston-rod kinematics pair elements is conditioned by change of sign of reaction force. Clearance overtravel in a crank-type hinge takes place when both links are on one line. Determination of mechanism links positions, at which there is interconnection of crank-type hinge contact surfaces, allows to use mechanisms rationally for selection of clearances with resilient elements that during all work cycle of oscillating crank drive choose clearance in crank-type joint and prevent additional dynamic load occurrence. That promotes reliability of jaw crusher operation in whole.

Keywords: jaw crusher, oscillating crank drive, hinge, clearance, surfaces interconnection, additional dynamic forces.

DOI: 10.17073/0368-0797-2018-6-466-469

REFERENCES

1. Jack de la Vergne. *Hard rock miner's handbook*. Edmonton, Alberta, Canada: Stantec Consulting, 2008, 330 p.
2. Sandvik. *Jaw-crushers*. Electronic resource. Available at URL: <http://mining.sandvik.com/en/products/equipment/crushing-and-screening/jaw-crushers> (Accessed: 20.02.2017). (In Russ.).
3. TelSmith. *Jaw-crushers*. Electronic resource. Available at URL: <http://telsmith.com/products/crushing-equipment/jaw-crushers> (Accessed: 20.02.2017). (In Russ.).
4. Tselikov A.I., Polukhin P.I., Grebenik V.M. etc. *Mashiny i agregaty metallurgicheskikh zavodov. V 3-kh t. T. 1. Mashiny i agregaty domennykh tsekhov* [Machines and units of metallurgical plants. In 3 vols. Vol. 1. Machines and units for blast-furnace production]. Tselikov A.I. ed. Moscow: Metallurgiya, 1987, 440 p. (In Russ.).
5. Nikitin G., Vitushkin A.V., Tagil'tsev-Galetka K.V. *Shchekovaya drobilka* [Jaw crusher]. Patent no. 2508941 RF. *Byulleten' izobretenii*. 2012, no. 7. (In Russ.).
6. Bruno Gotz. *Mechanical overload protection device for machines, particularly jaw crushers*. Patent 5542884 US. Publ. 6.08.1996.
7. Nikitin A.G., Lyulenkov V.I., Sakharov D.F., Vitushkin A.V. *Shchekovaya drobilka* [Jaw crusher]. Patent no. 2453370 RF. *Byulleten' izobretenii*. 2012, no. 17. (In Russ.).
8. Lindstrom Anders. *Sandvik intellectual property*. Patent 105682804 US. Publ. 15.06.2016.
9. Klushantsev B.V., Kosarev A.I., Muizemnek Yu.A. *Drobniki. Konstruktsii, raschet, osobennosti ekspluatatsii* [Crushers. schemes, design, operational features]. Moscow: Mashinostroenie, 1990, 320 p. (In Russ.).
10. Brach R.M. Moments between impacting rigid bodies. *Trans. ASME, I. Mech. Design*. 1981, vol. 103, no. 10, pp. 812–817.
11. Budd C., Dux F. The effect of frequency and clearance variations on single-degree-of-freedom impact oscillator. *J. Sound and vibrations*. 1995, vol. 184, no. 3, pp. 475–502.
12. Dubowsky S., Moening M.F. An experimental and analytical study of impact forces in elastic mechanical systems with clearances. *Machine and Mechanisms Theory*. 1978, vol. 13, pp. 451–465.
13. Nikitin A.G., Abramov A.V., Gredina A.A., Garyashin V.V. Analysis of crank hinge – radical bearing of crank-beam mechanism of jaw crusher. *Izvestiya VUZov. Chernaya metallurgiya = Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2016, vol. 59, no. 12, pp. 875–878. (In Russ.).
14. Earles S.W.E., Wu C.L.S. Motion analysis of a rigid-link mechanism with clearance at a bearing, using Lagrangian mechanics and digital computation. mechanisms. *Institution of Mechanical Engineers*. London, 1973, pp. 83–89.
15. Haines R.S. A Theory of contact loss at revolute joints with clearance. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 1980, vol. 22, no. 3, p. 235.
16. Perera O., Seering W.F. Prevention of impact in bearings of four-bar linkages. *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*. 1983, vol. 105, no. 3, pp. 592–598.
17. Shaw S.W., Holmes P.J. A periodically forced impact oscillator with large dissipation. *ASME, J. Of appl. Mech.* 1983, vol. 50, pp. 849–857.
18. Nikitin A.G., Boiko D.Yu., Vekesser A.Yu. Mathematical operational model of the joint crank – bearing crank-rocker mechanism of a jaw crusher. *Izvestiya VUZov. Chernaya metallurgiya = Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2007, no. 10, pp. 66–67. (In Russ.).
19. Nikitin A.G., Laktionov S.A., Boiko D.Yu., Vekesser A.Yu. Features of operation of hinge of oscillating crank-type drive of jaw crusher. *Vestnik mashinostroeniya*. 2009, no. 12, pp. 48–49. (In Russ.).
20. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of machines and mechanisms]. Frolov V.K. ed. Moscow: Vysshaya shkola, 1987, 511 p. (In Russ.).
21. Sergeev V.I., Yudin K.M. On a model of mechanisms with clearances. *Mashinovedenie*. 1970, no. 5, pp. 28–32. (In Russ.).

Information about the authors:

A.G. Nikitin, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Director of Institute of Mechanical Engineering and Transport (nikitin1601@yandex.ru)

A.V. Abramov, Postgraduate of the Chair of Mechanics and Machine Engineering (alex.abram@mail.ru)

V.V. Garyashin, Cand. Sci. (Eng.), Head of Design Department (vlgrsh@rambler.ru)

Received November 8, 2017