

А.В. ХРИСТЕНКО, аспирант каф. материаловедения ДВНЗ УДХТУ,
Днепропетровск;
Б.В. ВИНОГРАДОВ, д.т.н., профессор каф. материаловедения ДВНЗ УДХТУ

ДИНАМИКА ДВУХДВИГАТЕЛЬНЫХ ПРИВОДОВ С ГИДРОПНЕВМОБАЛЛОННЫМИ МУФТАМИ

Рассмотрены двухдвигательные приводы, содержащие муфты с резинордными оболочками, которые сообщены между собой общим трубопроводом. Приведены схемы муфт, предназначенные для передачи крутящих моментов 509кН·м и 814кН·м, а также аналитические выражения их упруговязких характеристик. В качестве примера рассмотрена динамика синхронного двухдвигательного привода, с гидропневмобаллонными муфтами. Установлено, что применение таких приводов позволяет равномерно распределить статические и динамические нагрузки между линиями передач каждого двигателя и ограничить их максимальную величину в резонансном режиме до безопасной величины.

Ключевые слова: двухдвигательный привод, резинордные оболочки, упругие муфты, распределение нагрузки.

Постановка проблемы. Одним из путей снижения затрат на измельчение сырья является увеличение единичной мощности размольного оборудования. Этим объясняется то, что за последние 20 лет мощность барабанных мельниц увеличилась от 4000кВт до 20000кВт.

При мощностях более 5000 кВт крутящий момент барабану можно передать через две приводные шестерни и зубчатый венец. В этом случае мельница оборудуется двухдвигательным приводом, при этом, возникает проблема равномерного распределения нагрузки между двигателями.

Одним из способов равномерного распределения нагрузки в двухдвигательных приводах барабанных мельниц является применение гидропневмобаллонных муфт, содержащих резинордные оболочки [1].

Анализ последних исследований и литературы. Решение технических вопросов равномерного распределения нагрузки в двухдвигательных синхронных приводах, можно обеспечить применением муфт с резинордными оболочками [1-4]. В работах [5-8] рассмотрены вопросы распределения статических нагрузок и динамики двухдвигательных приводов.

Выделение нерешенной ранее части общей проблемы. Особый интерес представляет задача динамики двухдвигательных приводов, содержащих муфты с резинордными оболочками, полости которых сообщены общим трубопроводом.

Целью статьи является исследование динамики двухдвигательных приводов барабанных мельниц, содержащих муфты с резинордными оболочками, полости которых сообщены общим трубопроводом.

Изложение основного материала. На рисунке 1 показана схема двухдвигательного привода барабанной мельницы, содержащего гидропневмобаллонные муфты. Резинордные оболочки муфт заполнены жидкостью и сообщены между собой и гидро- пневмо-аккумулятором общим трубопроводом.

В качестве примера, рассмотрим мельницу с приводом, содержащим два двигателя мощностью по 4000кВт каждый, с частотой вращения 75об/мин. В приводе

© А.В. Христенко, Б.В. Виноградов, 2015

каждого двигателя установлены упругие муфты, содержащие резинордные оболочки НЯ-300 со следующими параметрами: рабочая высота (без арматуры) – 172мм; максимально возможный прогиб – ±40мм; диаметр в рабочем положении – 670мм; рабочее внутреннее давление – 0,6МПа; грузоподъемность – 17000кг.

На рисунке 2 показаны схемы муфт, предназначенных для передачи крутящего момента до 814кН·м. При этом, жесткость муфты можно варьировать посредством последовательного соединения оболочек, а также подключением их к дополнительному объему газа [9-10].

Упруго-вязкая характеристика муфты описывается выражением [9]:

$$M(\alpha) = n_B R_M S(\alpha) \left[\frac{(p_a + p_{uo}) \cdot \left(\frac{V_{zo}}{R_M} \right)^n}{\left(\frac{V_{zo}}{R_M} - \int_0^\alpha S(\alpha) d\alpha \right)^n} - p_a + \frac{\rho (S(\alpha))^2 R_M^2 \left(\frac{d\alpha}{dt} \right)^2}{2\mu_1^2 f^2} \right],$$

где α – угол закручивания муфты; $M(\alpha)$ – момент, воспринимаемый муфтой с резинордными оболочками; $S(\alpha)$ – эффективная площадь резинордной оболочки при номинальной нагрузке; V_{zo} – объем газа в пневматической полости гидропневматического аккумулятора; p_a, p_{uo} – соответственно, атмосферное и избыточное давление в жидкости и газе; R_M – радиус установки РКО в муфте; ρ – плотность жидкости; μ_1 – коэффициент расхода жидкости через отверстие дроссельной шайбы; f – площадь проходного сечения дросселя; n – коэффициент политропы; n_B – количество резинордных оболочек в одной муфте (или последовательно соединенных блоков РКО).

Статические характеристики муфт, содержащих РКО, представлены на рисунке 3.

В случае, когда РКО муфт двухдвигательного привода сообщены между собой (рисунк 3), в гидропневматической системе обеих муфт устанавливается одинаковое рабочее давление:

$$p(\alpha_{13}, \alpha_{23}) = \frac{(p_a + p_{uo}) \cdot \left(\frac{V_{zo}}{R_M} \right)^n}{\left(\frac{V_{zo}}{R_M} - \int_0^{\alpha_{13}} S(\alpha) d\alpha - \int_0^{\alpha_{23}} S(\alpha) d\alpha \right)^n} - p_a.$$

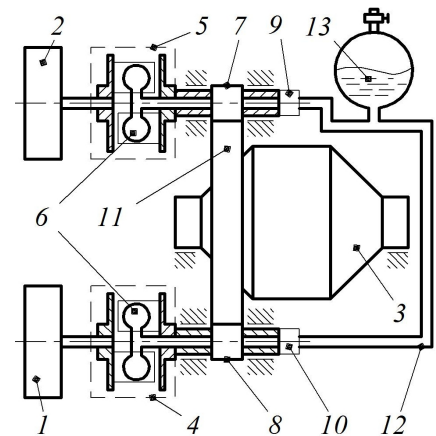


Рисунок 1 – Схема двухдвигательного привода барабанной мельницы, с муфтами, содержащими резинордные оболочки: 1, 2 – синхронные двигатели; 3 – барабан мельницы; 4, 5 – упругие гидропневмобаллонные муфты; 6 – резинордные оболочки; 7, 8 – приводные шестерни; 9, 10 – гидро-пневмосъемные устройства; 11 – зубчатый венец; 12 – магистральный трубопровод; 13 – гидропневматический аккумулятор

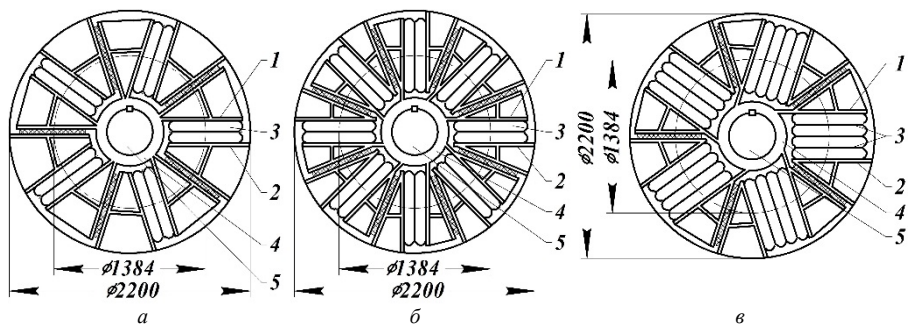


Рисунок 2 – Упругие муфты с резинокордными оболочками:
 а, в – крутящий момент $M_{кр}=509\text{кН}\cdot\text{м}$, крутильная жесткость $c=4,7\cdot 10^6\text{Н}\cdot\text{м}$, $c=2,35\cdot 10^6\text{Н}\cdot\text{м}$ соответственно;
 б – крутящий момент $M_{кр}=814\text{Н}\cdot\text{м}$, крутильная жесткость $c=7,52\cdot 10^6\text{Н}\cdot\text{м}$;
 1, 2 – щеки полу муфты; 3 – резинокордная оболочка НЯ-300; 4 – ступица; 5 – вал.

Тогда упругие характеристики муфт в двухдвигательном приводе описываются выражениями:

$$M_1 = n_B R_M S(\alpha_{13}) p(\alpha_{13}, \alpha_{23}); \quad M_2 = n_B R_M S(\alpha_{23}) p(\alpha_{13}, \alpha_{23}), \quad (1)$$

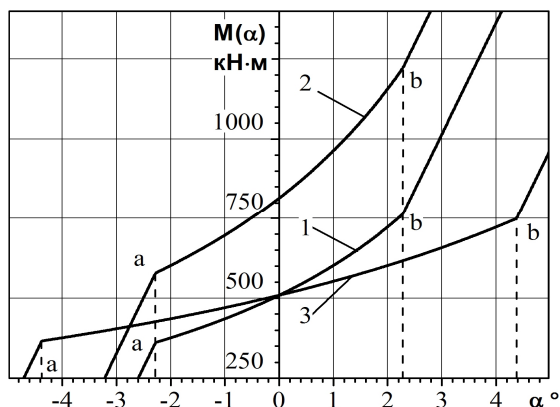


Рисунок 3 – Статическая упругая характеристика привода с муфтой, содержащей резинокордные оболочки:
 1, 2, 3 – упругие характеристики муфт, представленных на рисунках 1, а, 1, б и 1, в соответственно;
 ab – рабочий ход муфт; α – угол закручивания муфты;
 M(α) – статический момент, воспринимаемый муфтой

Из выражений (1) и (2) следует, что в приводах, содержащих муфты с резинокордными оболочками, соединенными общим трубопроводом, эффективные площади которых мало зависят от деформации резинокордных оболочек, нагрузка между двигателями распределяется практически равномерно.

Необходимо отметить, что в синхронных приводах с разобщенными линиями передач статическая составляющая крутящего момента в каждой линии передач определяется выражениями [5]:

$$M_{1cm} = \frac{M_c}{2} + \frac{c\Delta_{cm}}{2}; \quad M_{2cm} = \frac{M_c}{2} - \frac{c\Delta_{cm}}{2}, \quad (3)$$

где c – эквивалентная жесткость линии передач; Δ_{cm} – статическая составляющая угла рассогласования роторов двигателей; M_c – момент сопротивления, приложенный к барабану.

Из выражений (3) следует, что для синхронных приводов, содержащих независимые упругие муфты, статическая нагрузка будет неравномерно распределяться между линиями передач каждого двигателя.

Крутящий момент $M_{1(2)}$, передаваемый линией передач каждого двигателя складывается из статической $M_{1(2)cm}$ и динамической $M_{1(2)дин}$ составляющей

$$M_{1(2)} = M_{1(2)cm} + M_{1(2)дин}.$$

В работе [6, 8] показано, что в зубчатой передаче двухдвигательного привода, возникают вынужденные колебания, вызванные кинематическими возмущениями $\Delta\varphi_k$, вследствие ошибок шага зацепления:

$$\Delta\varphi_k = \Delta\varphi \sin pt.$$

где $\Delta\varphi$ – накопленная ошибка шага зубчатого зацепления; p – частота возмущения колебаний.

Для оценки динамической составляющей крутящего момента на рисунке 4 представлена эквивалентная динамическая схема, где линии передач каждого двигателя содержат муфты с резинокордными оболочками, полости которых сообщены общим трубопроводом.

Дифференциальные уравнения вынужденных колебаний имеют следующий вид:

$$\begin{cases} I_1\ddot{\varphi}_1 + c_{01}\dot{\varphi}_1 + \mu_{01}\dot{\varphi}_1 - M(\alpha_{13}) - \mu_{13}\dot{\alpha}_{13} = 0; \\ I_2\ddot{\varphi}_2 + c_{02}\dot{\varphi}_2 + \mu_{02}\dot{\varphi}_2 - M(\alpha_{23}) - \mu_{23}\dot{\alpha}_{23} = 0; \\ I_3\ddot{\varphi}_3 + M(\alpha_{13}) + \mu_{13}\dot{\alpha}_{13} + M(\alpha_{23}) + \mu_{23}\dot{\alpha}_{23} - M_c = 0, \end{cases}$$

где I_1, I_2, I_3 – моменты инерции, соответственно, двух двигателей, барабана; $\mu_{01}, \mu_{02}, \mu_{13}, \mu_{23}$ – коэффициенты сил вязкого сопротивления соответственно, в двигателях и муфтах; c_{01}, c_{02} – электромагнитная жесткость двигателей; $M(\alpha_{13}), M(\alpha_{23})$ – крутящие моменты в муфтах; α_{13}, α_{23} – углы закручивания муфт.

Результаты исследований. Динамическую нагруженность привода будем характеризовать динамическим коэффициентом, показывающим во сколько раз максимальная динамическая нагрузка в приводе превышает амплитуду кинематического возмущения равного $c_e \cdot \Delta\varphi$

$$v = \frac{M_{\max}}{c_e \cdot \Delta\varphi},$$

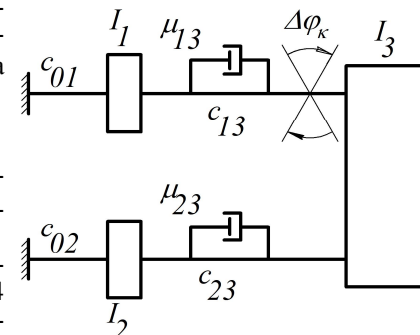


Рисунок 4 – Эквивалентная динамическая схема барабанной мельницы:
 I_1, I_2, I_3 – моменты инерции, соответственно, двух двигателей, барабана;
 c_{01}, c_{02} и c_{13}, c_{23} – жесткость синхронных двигателей и механических передач соответственно

где c_e – эквивалентная жесткость линии передач каждого двигателя, определенная для линеаризованной статической характеристики муфты.

На рисунке 5 приведена амплитудно-частотная характеристика линии передач каждого двигателя для случая, когда резинокордные оболочки и гидropневматические аккумуляторы сообщены общим трубопроводом, как показано на рисунке 1.

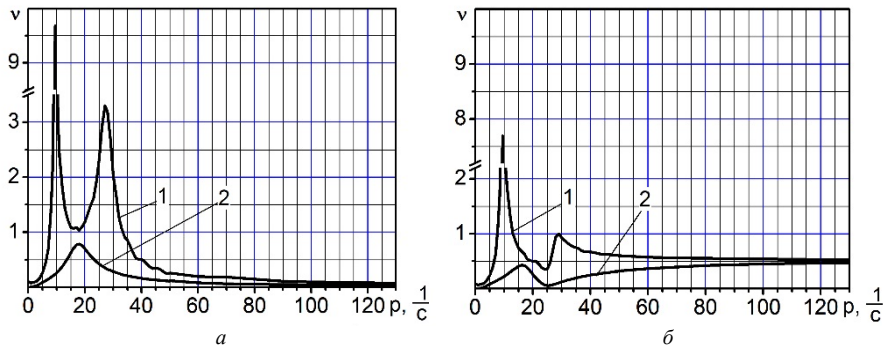


Рисунок 5 – Амплитудно-частотная характеристика:

a – для двигателей; b – для муфт 1; v – динамический коэффициент; p – частота возмущения колебаний; 1,2 – коэффициенты затухания колебаний $\mu=2 \cdot 10^4$ Н·м·с и $\mu=8 \cdot 10^5$ Н·м·с соответственно

Из рисунка 5 следует, что:

– амплитудно-частотные характеристики каждой линии передач одинаковы и при наложении совпадают, что указывает на равномерное распределение динамической нагрузки между ними. В приводах с независимыми муфтами, в резонансном режиме, вся динамическая нагрузка воспринимается одной линией передач с амплитудой в два раза большей [5, 8];

– возможность управлять диссипацией энергии колебаний в муфтах с резинокордными оболочками, позволяет ограничивать максимальные динамические нагрузки до безопасной величины, и равномерно распределять их между линиями передач каждого двигателя.

Выводы:

1. Применение гидropневмобаллонных упругих муфт в приводах барабанных мельниц позволяет снизить жесткость механических передач, обеспечить заданную диссипацию энергии колебаний, что способствует более равномерному распределению статической и снижению динамических нагрузок.

2. Соединение резинокордных оболочек муфт общим трубопроводом, кроме того, позволяет равномерно распределять статическую и динамическую нагрузку, ограничивать динамическую нагрузку в резонансном режиме.

Список литературы: 1. А.С.743720 СССР МПК В02С 17/24 Двухдвигательный периферийный привод барабанной мельницы / *Б.В. Виноградов, В.И. Зайченко*. – №2592504/29-33; заявл. 21.03.78; опубл. 30.06.80. Бюл.№24. 2. А.С.710635 СССР МПК В02С 17/24, F15В 11/25. Двухдвигательный периферийный привод барабанной мельницы / *Б.В. Виноградов, В.И. Зайченко*. – №2489018/29-33; заявл. 24.05.77; опубл. 25.01.80. Бюл.№3. 3. А.С. 470662 СРСР МПК F15В 11/22. Двухдвигательный привод / *Д.К. Крюков, В.И. Зайченко*. №1785067/24-6; заявл. 16.05.72; опубл. 15.05.75. Бюл.№18. 4. Пат. №96521 Украина, МПК В02С 17/24. Двухдвигательный синхронный привод барабанного млина [Текст] / *Виноградов Б.В., Емельяненко В.И.*; Государственный высший навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет" – №а201007858; заявл. 23.06.2010; Опубл. 10.11.2011. Бюл.№21. 5. *Виноградов Б.В.* Статика и динамика двухдвигательных приводов барабанных мельниц // [Текст]: *Б.В. Виноградов* // *Наук. вісн.*

НГУ. – 2012. – №2. – С.75-80. 6. *Виноградов Б.В.* Динаміка барабаних млинів [Текст]: монографія / *Б.В. Виноградов*. – Дніпропетровськ: УДХТУ, 2004. – 127с. 7. *Виноградов Б.В.* Динамическая модель привода барабанной мельницы в установленном режиме работы // *Б.В. Виноградов* // *Научн. вестн. НГУ*. – №3 – 2010. – С.72-76. 8. *Виноградов Б.В.* Вынужденные колебания двухдвигательных синхронных приводов барабанных мельниц / *Б.В. Виноградов, А.В. Христенко* // *Наук. вісн. НГУ*. – 2012. – №6. – С.72-76. 9. *Виноградов Б.В.* Гидропневмобаллонная упруговязкая система / *Б.В. Виноградов* // *Вібрації в техн. та технологіях*. – 2011. – №1(61). – С.15-19. 10. *Годжаев З.А.* Исследование характеристик пневматического упругого элемента рукавного типа в зависимости от давления воздуха, хода и формы поршня / *З.А. Годжаев, А.А. Поповский, С.В. Гончаренко* // *Вісник СевНТУ: зб. наук. пр.* – Севастополь, 2011. – №120. – С.306-311.

Bibliography (transliterated): 1. А.С.743720 SSSR МПК В02С 17/24 Dvuhdvigatel'nyj periferijnyj privod barabannoj mel'nicy / *B.V. Vinogradov, V.I. Zajchenko*. – No2592504/29-33; yayavl. 21.03.78; opubl. 30.06.80. Byul.No24. 2. А.С.710635 SSSR МПК В02С 17/24, F15В 11/25. Dvuhdvigatel'nyj periferijnyj privod barabannoj mel'nicy / *B.V. Vinogradov, V.I. Zajchenko*. – No2489018/29-33; yayavl. 24.05.77; opubl. 25.01.80. Byul.No3. 3. А.С. 470662 SRSR МПК F15В 11/22. Dvuhdvigatel'nyj privod / *D.K. Kryukov, V.I. Zajchenko*. No1785067/24-6; yayavl. 16.05.72; opubl. 15.05.75. Byul.No18. 4. Пат. No96521 Ukraine, МПК В02С 17/24. Dvodvigunovij sinhronnij privod barabanogo mlina [Tekst] / *Vinogradov B.V., Emel'yanenko V.I.*; Derzhavnij visshij navchal'nij zaklad "Ukrains'kij derzhavnij himiko-tehnologichnij universitet" – No a201007858; yayavl. 23.06.2010; Opubl. 10.11.2011. Byul.No21. 5. *Vinogradov B.V.* Statika i dinamika dvuhdvigatel'nyh privodov barabannyh mel'nic // [Tekst]: *B.V. Vinogradov* // *Nauk. visn. NGU*. – 2012. – No2. – P.75-80. 6. *Vinogradov B.V.* Dinamika barabannyh mliniv [Tekst]: monografija / *B.V. Vinogradov*. – Dnipropetrovs'k: UDHTU, 2004. – 127p. 7. *Vinogradov B.V.* Dinamicheskaya model' privoda barabannoj mel'nicy v ustanovivshemsja rezhime raboty // *B.V. Vinogradov* // *Nauchn. vestr. NGU*. – No3. – 2010. – P.72-76. 8. *Vinogradov B.V.* Vynuzhdennye kolebaniya dvuhdvigatel'nyh sinhronnih privodov barabannyh mel'nic / *B.V. Vinogradov, A.V. Hristenko* // *Nauk. visn. NGU*. – 2012. – No6. – P.72-76. 9. *Vinogradov B.V.* Hidropnevmballonnaya uprugovjzskaya sistema / *B.V. Vinogradov* // *Vibracii v tehn. ta tehnologiyah*. – 2011. – No1(61). – P.15-19. 10. *Godzhaev Z.A.* Issledovanie harakteristik pnevmaticheskogo uprugogo elementa rukavnogo tipa v zavisimosti ot davlenniya vozduha, hoda i formy porshnya / *Z.A. Godzhaev, A.A. Popovskij, S.V. Goncharenko* // *Visnik SevNTU: zb. nauk. pr. Sevastopol'*, 2011. – №120. – P.306-311.

Поступила (received) 21.05.2015

УДК 621.833.6

А.В. ШЕХОВ, старший преподаватель каф. теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем НАКУ "ХАИ", Харьков

УСЛОВИЯ ПРОЧНОСТИ И ОЦЕНКА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ОПТИМАЛЬНОЙ ПО МАССЕ КОНСТРУКЦИИ ПРОСТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ТИПА АІ

Рассмотрена методика оценки несущей способности оптимальной по массе конструкции простого планетарного механизма типа АІ с учетом различных условий прочности. Методика основана на исследовании экстремальных свойств целевых функций аналога массы и коэффициента несущей способности конструкции механизма. Целевые функции задают как функции передаточного отношения механизма и параметров его конструкции. В качестве параметров конструкции механизма принимаются число сателлитов, коэффициент приведения массы эпицикла, число зубьев центрального подвижного зубчатого колеса и коэффициент параметров прочности внешнего зубчатого зацепления. Аналог массы конструкции механизма определяют для трех условий прочности внешнего зубчатого зацепления – контактной, изгибной, контактной и изгибной равнопрочности.

Ключевые слова: простой планетарный механизм типа АІ, условия прочности, несущая способность, конструкция оптимальная по массе, аналог массы, контактная и изгибная равнопрочность.

Введение. Актуальность задачи. Практика проектирования и создания приводов систем управления летательных аппаратов показывает, что требование обеспечения наименьшей массы конструкции привода и требование к его

© А.В. Шехов, 2015