

ОРИГИНАЛЬНЫЕ СТАТЬИ / ORIGINAL PAPERS

DOI: 10.17073/2500-0632-2020-3-253-265

**Вопросы динамики многодвигательного электропривода
на примере механизма наклона конвертера****В. Ф. Борисенко, В. А. Сидоров, А. И. Землянский** ✉Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ✉ andrewiz@yandex.ru

Аннотация: Многодвигательным электроприводом оснащены многие тяжелые машины и механизмы горно-металлургической отрасли, например кислородные конвертеры. Уменьшение влияния недостатков, характерных для разветвленной многосвязной системы, возможно за счет создания систем регулирования на основе математических моделей рассматриваемых электромеханических систем (ЭМС). В полной математической модели учитывается число электродвигателей ЭМС, зазоры в передачах, упругости валопроводов, влияние диссипативных сил и т.д. Недостатком такого подхода является сложность таких моделей, что приводит к большим вычислительным и временным затратам при их реализации. Для анализа динамических процессов, возникающих в режимах разгона и торможения электромеханической системы механизма наклона конвертера, предлагается использовать упрощенную эквивалентную расчетную модель, которая учитывала бы изменение собственной частоты колебаний ЭМС для любого режима работы на основе технологических и конструктивных особенностей. На основании анализа расчетной модели сделан вывод о необходимости оценки механических нагрузок в системе методом сравнения их текущих и базовых значений, а также учет демпфирующих свойств электропривода. Для снижения динамических нагрузок предлагается сформировать закон изменения управляющего напряжения с помощью задатчика интенсивности, снижающего риски возникновения упругих моментов, значительно превосходящих допустимые для данного класса механизмов. Результаты термо- и вибродиагностики для оценки неисправностей основных звеньев механизма наклона конвертера, а также оценка поведения системы на базе модели Matlab Simulink при варьировании упругости валопроводов и приведенных зазоров показали существенное влияние последних на динамические нагрузки.

Ключевые слова: конвертер, электромеханическая система, валопровод, динамика, расчетная схема, термо- и вибродиагностика

Для цитирования: Борисенко В. Ф., Сидоров В. А., Землянский А. И. Вопросы динамики многодвигательного электропривода на примере механизма наклона конвертера. *Горные науки и технологии*. 2020;5(3):253-265. DOI: 10.17073/2500-0632-2020-3-253-265

**Issues of Multi-Motor Electric Drive Dynamics
through the Example of Converter Tilting Mechanism****V. F. Borisenko, V. A. Sidorov, A. I. Zemlyansky** ✉Donetsk National Technical University, Donetsk, ✉ andrewiz@yandex.ru

Abstract: Many heavy machines and mechanisms of mining and metallurgical industry, for example, basic-oxygen converters (BOCs), are equipped with multi-motor electric drive. Reducing the influence of the disadvantages characteristic of a branched multi-connected system is possible by creating control systems based on mathematical models of the considered electromechanical systems (EMS). The full mathematical model takes into account the number of EMS motors, gear backlashes, elasticity of shafting, the effect of dissipative forces, etc. Disadvantage of this approach is complexity of such models, which leads to high computational costs and time expenditure for their implementation. To analyze dynamic processes arising under acceleration and deceleration conditions of the electromechanical system of the converter tilting mechanism, it is proposed to use a simplified equivalent simulation model, which would take into account changing the EMS natural oscillation frequency for any operation conditions based on process and design features. Based on the simulation model analysis, it was concluded that it is necessary to assess mechanical loads in the system by comparing their current and basis values, as well as taking into account the damping properties of the electric drive. To reduce dynamic loads, it is proposed to form a law of changing the control voltage using an intensity generator, which reduces the risks of occurrence of elastic moments,



significantly exceeding those permissible for this class of mechanisms. The results of thermal and vibration diagnostics for assessing malfunctions of key units of the converter tilting mechanism, as well as assessing the system behavior based on the Matlab Simulink model with varying shafting elasticity and normalized gear backlashes, showed significant effect of the latter on the dynamic loads.

Keywords: converter, electromechanical system, shafting, dynamics, design model, thermal and vibration diagnostics

For citation: Borisenko V. F., Sidorov V. A., Zemlyansky A. I. Issues of multi-motor electric drive dynamics through the example of converter tilting mechanism. *Gornyye nauki i tekhnologii = Mining Science and Technology (Russia)*. 2020;5(3):253-265. (In Russ.) DOI: 10.17073/2500-0632-2020-3-253-265

Введение

В настоящее время многодвигательным приводом (два, четыре и более) оснащены многие тяжелые машины и механизмы горно-металлургической отрасли, например кислородные конвертеры. Привод таких машин представляет собой разветвленную многосвязную систему валопроводов с суммированием моментов на общей шестерне. Такая схема позволяет уменьшить суммарный момент инерции механизма и снизить динамические нагрузки в передачах по сравнению с одновдвигательным приводом и, следовательно, снизить их массу и габариты. С другой стороны, увеличение числа валопроводов приводит к появлению дополнительных механических связей и, как следствие, к росту зазоров в зубчатых передачах и несинхронности нагружения отдельных ветвей. Даже небольшие отклонения в значениях моментов инерции и жесткости валопроводов приводят к росту динамических нагрузок, колебательному характеру в нестационарных режимах работы (пуск, торможение, реверс) и возможному преждевременному отказу оборудования.

Аналізу поведения многосвязных электроприводов посвящено значительное число публикаций. Результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики многомассовых ЭМС рассмотрены в работах Кожевникова С.Н. [1], Большакова В.И., Буцукина В.В. [2–4], Ключева В.И. [5], Борцова Ю.А., Соколовского Г.Г. [6].

Настоящая работа посвящена исследованию поведения электромеханической системы многодвигательного привода механизма

наклона конвертера в типовых режимах работы с целью определения путей локализации узлов, требующих ремонта.

Уменьшение влияния недостатков, характерных для разветвленной многосвязной системы, возможно за счет создания систем регулирования на основе математических моделей рассматриваемых электромеханических систем (ЭМС). В полной математической модели учитывается число электродвигателей ЭМС, зазоры в передачах, упругости валопроводов, влияние диссипативных сил и т.д. Недостатком такого подхода является сложность таких моделей. Это приводит к большим вычислительным и временным затратам при их реализации, что зачастую недопустимо в реальных условиях производства.

Для анализа динамических процессов, возникающих в режимах разгона и торможения электромеханической системы механизма наклона конвертера, предлагается использовать упрощенную эквивалентную расчетную модель, которая учитывала бы изменение собственной частоты колебаний ЭМС для любого режима работы на основе технологических и конструктивных особенностей. На основании анализа расчетной модели сделан вывод о необходимости оценки механических нагрузок в системе методом сравнения их текущих и базовых значений, а также учета демпфирующих свойств электропривода. Для предварительной оценки динамики рассматриваемой системы с помощью программного пакета Matlab Simulink выполнено моделирование процесса разгона.

Поскольку анализ текущих сигналов, поступающих от системы электроприводов, не позволяет оценить ее техническое состояние, предлагается использовать данные, полученные в результате термо- и вибродиагностики.

Расчетная схема ЭМС многодвигательного привода наклона конвертера

Для многодвигательных электроприводов, содержащих два, четыре, шесть и более приводных электродвигателей основным недостатком является различие в кинематических зазорах по каждому из валопроводов. При пуске такой сложной ЭМС будут наблюдаться участки, соответствующие выбору зазоров по каждому из валопроводов. На приводимых ниже осциллограммах (рис. 1) хорошо прослеживается неодновременность пуска валопроводов четырехдвигательного привода механизма поворота и появление параметрического резонанса в районе половинной частоты вращения (на 11-й секунде) при пуске и в случае реверса

на 41-й и 51-й секундах. В качестве регистрируемых величин приняты упругие моменты по каждому из валопроводов (первый – четвертый), а также частота вращения и ток первого двигателя. Неодновременность выбора зазоров видна на характере изменения упругих моментов – M_{121} , M_{122} , M_{123} , M_{124} .

Число приводных двигателей может достигать 10–16. При таком числе приводных двигателей приемлема их группировка в блоки по два или четыре, а также необходимость чередования блоков с последовательным и параллельным соединениями машин.

Нагрузка на двигатели у механизмов поворота и кантования будет усредняться в установившемся режиме движения, в пуско-тормозных режимах из-за различных условий выбора зазоров, нагрузка на отдельные двигатели может возрастать более чем в 2 раза, аналогичная ситуация повторяется и для упругих моментов в валопроводах [5, 6].

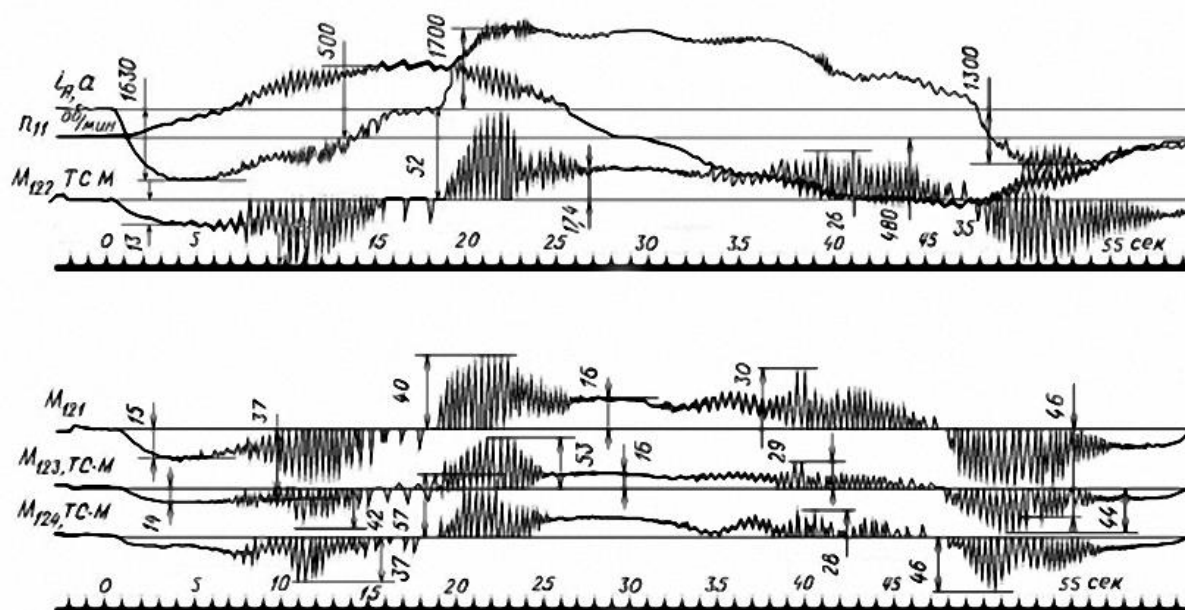


Рис. 1. Осциллограммы пуска четырехдвигательного привода механизма поворота:

i_a – ток якоря электродвигателя; n_{11} – частота вращения 1-го электродвигателя;

M_{121} , M_{122} , M_{123} , M_{124} – упругие моменты валопроводов (с 1-го по 4-й)

Fig. 1. Oscillograms of starting the four-motor drive of the tilting mechanism:

i_a – electric motor armature current; n_{11} – speed of rotation of the 1st electric motor;

M_{121} , M_{122} , M_{123} , M_{124} – elastic momenta of shafting (from the 1st to 4th)

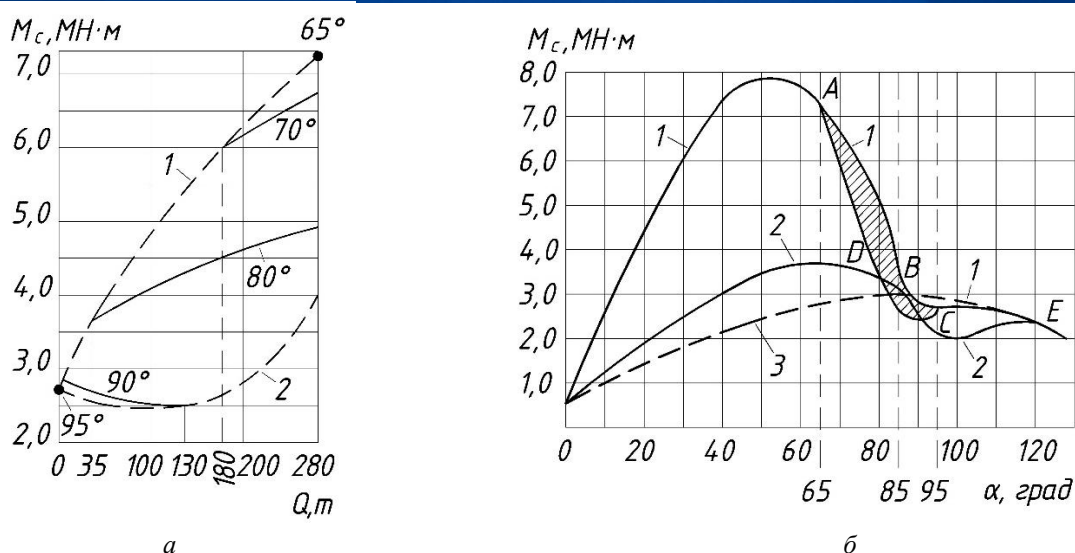


Рис. 2. Зависимости статических моментов на цапфе от количества металла в конвертере (а) и в функции угла поворота α конвертера (б):

на а: 1 – граничная кривая, соответствующая появлению шлака в сталевыпускном отверстии; 2 – граничная кривая, соответствующая началу слива шлака через горловину конвертера;

на б: 1 – слив стали; 2 – возврат в исходное положение с 44 т шлака; 3 – поворот порожнего конвертера; 65° – начало слива стали; 85° – начало слива шлака через горловину; 95° – окончание слива стали; 120° – окончание слива шлака

Fig. 2. First momenta on the trunnion as a function of the amount of metal in the converter (a) and as a function of the converter tilt angle α (b)

in (a): 1 – boundary curve corresponding to appearance of slag in the steel-tapping hole; 2 – boundary curve corresponding to the beginning of slag pouring through the converter mouth;

in (b): 1 – steel pouring; 2 – return to initial position with 44 tons of slag; 3 – tilting empty converter; 65° – start of steel pouring; 85° – start of slag pouring through the mouth; 95° – finish of steel pouring; 120° – finish of slag pouring

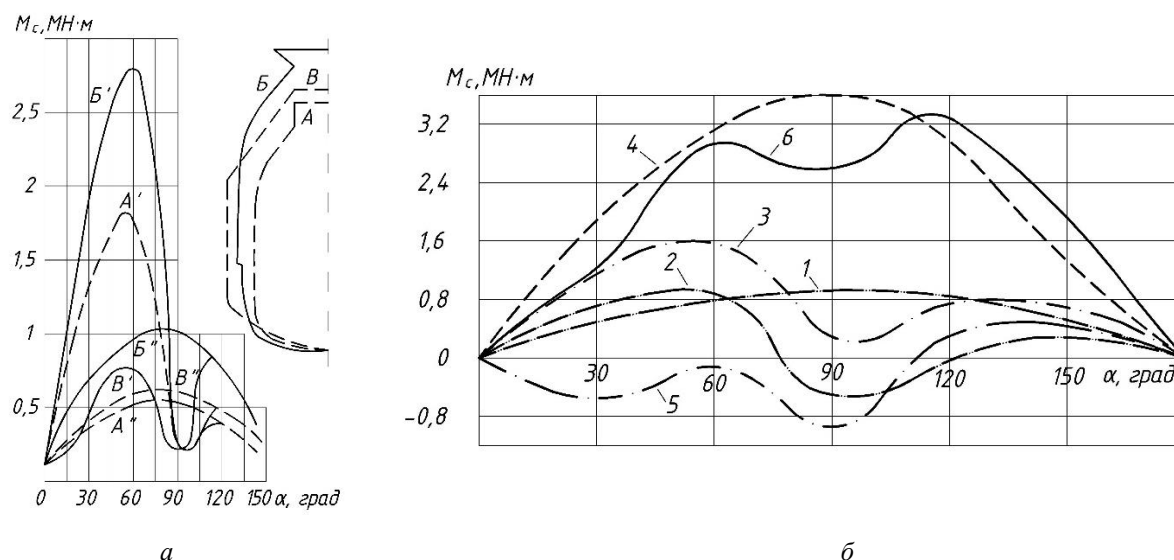


Рис. 3. Зависимость статического момента на цапфах конвертера 250 т от профиля конвертера (а) и угла его поворота (б):

A', B', B' – загруженные конвертеры с садкой 125 (А), 190 (В) и 230 (В), т; А'', Б'', В'' – то же для порожних конвертеров; 1 – момент порожнего конвертера с новой футеровкой; 2 – момент от садки в конвертере с новой футеровкой; 3 – суммарный момент при новой футеровке; 4 – момент порожнего конвертера с выгоревшей футеровкой; 5 – момент от садки в конвертере с выгоревшей футеровкой; 6 – суммарный момент при выгоревшей футеровке

Fig. 3. Dependence of the first moment on the 250-t converter trunnions on the converter profile (a) and its tilt angle (b):

A', B', C' – loaded converters with load 125 (A), 190 (B) and 230 (C), t; A'', B'', C'' – the same for empty converters; 1 – moment of empty converter with new lining; 2 – moment due to the load in converter with new lining; 3 – total moment at new lining; 4 – moment of empty converter with burnt-out lining; 5 – moment due to the load in the converter with burnt-out lining; 6 – total moment at burnt-out lining

Момент сил сопротивления M_c механизма наклона конвертера существенно изменяется в процессе обработки технологических операций [7–9]. Одновременно с изменением M_c наблюдается и изменение приведенного момента инерции:

$$J = m\rho^2,$$

где m – полная масса металла и собственно конвертера, ρ – радиус инерции.

Это очевидно, так как в процессе наклона изменяется положение центра тяжести. Наибольшие значения $J(\varphi)$ будут иметь место в случае выгоревшей футеровки по сравнению с показателями для новой футеровки. Зависимость для $J(\varphi)$ будет в некоторой степени повторять кривую $M_c(\varphi)$. Характерные зависимости момента сил сопротивления от состояния футеровки и угла наклона конвертера для различных садов приведены на рис. 2; влияние профиля конвертера на момент привода механизма наклона и зависимость $M_c(\varphi)$ для $Q = 250$ т – на рис. 3.

При анализе исследований по динамике привода наклона конвертера [2–4] было замечено, что основной упор делался на изучении нагрузок в валопроводах от тихоходного редуктора к венцовой шестерне, а также склонности электромеханической системы к биениям. В качестве расчетных схем принимались эквивалентная двухмассовая и многомассовая, в которых моделировалось изменение времени приложения движущего момента к рассматриваемым валопроводам, учитывался процесс растормаживания приводов [1, 5, 10]. Реальная расчетная схема должна учитывать систему электропривода, схему соединения электродвигателей, основные жесткости, зазоры по линии каждого из

валопроводов, характер изменения моментов сопротивления $M_c(\varphi)$ и инерции $J_{\text{конв}}(\varphi)$ при наклоне конвертера [11]. Особенно следует выделить зоны с минимальными и максимальными значениями M_c и $J_{\text{конв}}$. При упрощенном моделировании ЭМС наклона возможно задание механической характеристики двигателя в графическом виде или таблично [12, 13]. Типовая схема шестидвигательного одностороннего привода механизма наклона конвертера приведена на рис. 4.

При пуске многодвигательного привода механизма наклона конвертера наблюдается неодновременное подключение приводных ветвей к венцовой шестерне [3, 14, 15]. При этом возможно рассмотрение нескольких типовых случаев, к числу которых следует отнести: 1) подключение одной приводной ветви к венцовой шестерне в первый момент; 2) одновременное подключение двух приводных ветвей и 3) подключение оставшихся валопроводов к венцовой шестерне после выбора зазоров.

В первом случае [16] собственная частота колебаний может быть найдена как

$$\Omega'_{12} = \sqrt{\frac{(J_1 + J_7)C_{1-7}}{J_1 J_7}} \quad (1)$$

Подключение второго валопровода приводит к изменению собственной частоты

$$\Omega''_{12} = \sqrt{\frac{(J_1 + J_2 + J_7)(C_{1-7} + C_{2-7})}{(J_1 + J_2)J_7}} \quad (2)$$

В случае подключения всех валопроводов к венцовой шестерне собственная частота ЭМС наклона, приведенная к двухмассовой, находится из выражения

$$\Omega'''_{12} = \sqrt{\frac{(C_{1-7} + C_{2-7} + \dots + C_{6-7})(J_1 + J_2 + \dots + J_6 + J_7)}{(J_1 + J_2 + \dots + J_6)J_7}} \quad (3)$$

Рассмотрим отношение собственных частот колебаний:

$$\frac{(\Omega'_{12})^2}{(\Omega''_{12})^2} = \frac{(J_1 + J_7)C_{1-7}(J_1 + J_2)J_7}{J_1 J_7 (J_1 + J_2 + \dots + J_7)(C_{1-7} + C_{2-7})} \quad (4)$$

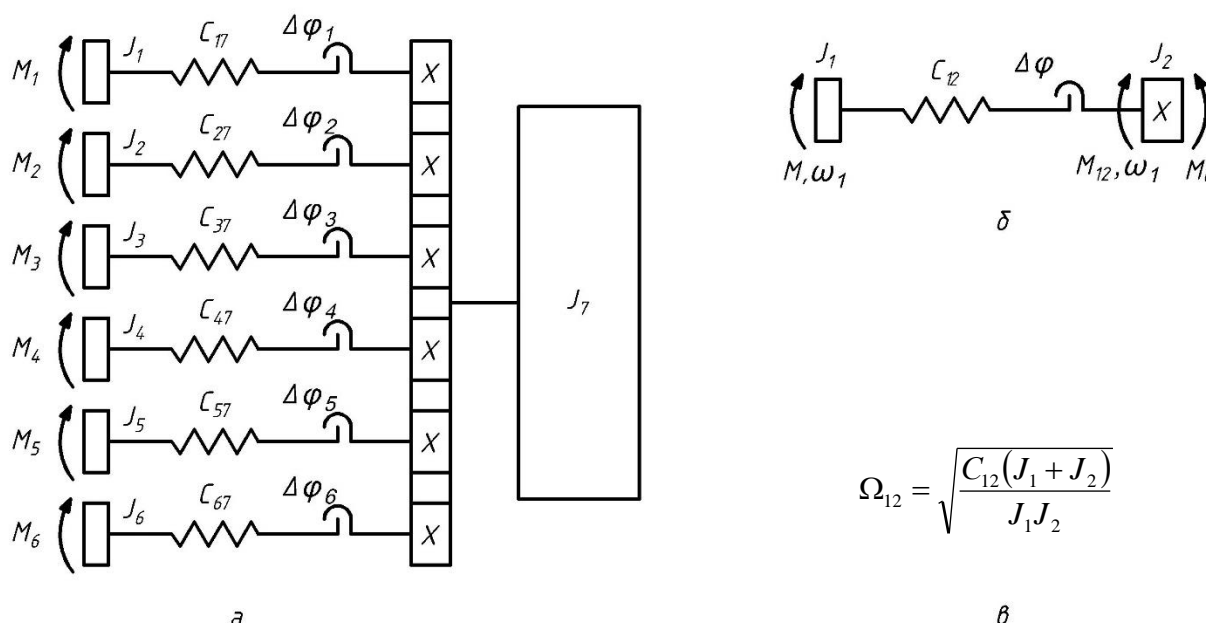


Рис. 4. Расчетная схема механизма наклона конвертера с шестью приводными двигателями (а); двухмассовая расчетная схема (б); выражение для собственной частоты колебаний двухмассовой системы (в): M_i – момент, развиваемый i -м приводным электродвигателем; J_i – момент инерции i -й массы; J_7 – момент инерции венцовой шестерни; C_{i7} – жесткость i -го валопровода; $\Delta\varphi_i$ – зазор в i -м валопроводе

Fig. 4. Design model of the converter tilting mechanism with six drive motors (a); two-mass design model (b); expression for the two-mass system natural oscillation frequency (v):

M_i is the moment (torque) developed by the i -th drive motor; J_i is the moment of inertia (second moment) of the i -th mass; J_7 is moment of inertia of the ring gear; C_{i7} is stiffness of the i -th shafting; $\Delta\varphi_i$ is gap in the i -th shafting

Можно предположить, что в идеальном случае

$$J_1 = J_2 = \dots = J_6, C_{1-7} = C_{2-7} = \dots = C_{6-7}. \quad (5)$$

Учитывая предыдущие соотношения, получим

$$\frac{(\Omega'_{12})^2}{(\Omega''_{12})^2} = \frac{J_1 + J_7}{2J_1 + J_7}. \quad (6)$$

Отношение собственных частот колебаний при подключении одной ветви валопровода и всех ветвей к венцовой шестерне:

$$\frac{(\Omega'_{12})^2}{(\Omega''_{12})^2} = \frac{J_1 + J_7}{6J_1 + J_7}. \quad (7)$$

Общее выражение:

$$\frac{(\Omega'_{12})^2}{(\Omega''_{12})^2} = \frac{J_1 + J_7}{nJ_1 + J_7} \Rightarrow \frac{\Omega'_{12}}{\Omega''_{12}} = \sqrt{\frac{J_1 + J_7}{nJ_1 + J_7}}. \quad (8)$$

То есть в процессе разгона собственная частота колебаний многомассовой системы (приведенной к двухмассовой) будет ступенчато изменяться в функции подключения валопроводов к ведущей шестерне (выбора зазоров в передачах). В момент окончания выбора зазора будут происходить удар и возбуждение колебаний в электромеханической системе [17, 18].

Одна из причин увеличения числа приводных двигателей механизма наклона конвертера – стремление уменьшить габаритные размеры контактных пар ведущая шестерня – венцовая шестерня и, как следствие, снизить динамические нагрузки на элементы приводных ветвей в пуско-тормозных режимах.

Очевидно, что установка приводных блоков механизма наклона конвертера требует высокой квалификации наладчиков, но даже в этом случае не удастся идеально установить зацепление в контактных парах. В пуско-тормозных режимах нагрузка на валопроводы будет существенно различаться из-за различных вели-

$$K_{эс} = \frac{\gamma - 1}{\sqrt{\gamma(\gamma - 1)T_M^2\Omega_0^2 + \gamma^2T_J^2T_M^2\Omega_0^4}}, \quad (14)$$

где $\gamma = (J_1 + J_2) / J_1$ – величина относительного момента инерции.

Частота свободных колебаний вала двигателя при жесткой заделке вала механизма:

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}. \quad (15)$$

Связь Ω_{12} с Ω_0 через γ :

$$\Omega_{12} = \Omega_0 \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}. \quad (16)$$

Величина $K_{эс}$ при различном сочетании параметров электропривода для разомкнутой системы УП – Д может изменяться в широких пределах $0 < K_{эс} < \infty$. Диапазон изменения $K_{эс}$ предлагается рассматривать в трех интервалах, соответствующих слабой ($0 < K_{эс} < 0,2$), существенной ($0,2 < K_{эс} < 2$) и жесткой ($K_{эс} > 5$) электромеханической связи, двигатель обладает жесткой механической характеристикой. Имея конкретные значения $K_{эс}$ для системы, можно судить о демпфирующей способности электропривода, т.е. о взаимовлиянии электрической и механической частей ЭМС [16].

Контроль теплового состояния и виброспектров узлов механизма наклона

Приведенные выше способы оценки технического состояния ЭМС механизма наклона конвертера (по величине изменения собственной частоты колебаний системы, величине коэффициента динамичности, величине коэффициента электромеханической связи) не дают возможности оценить степень неисправности отдельных звеньев системы. Поэтому нами используется один из современных методов контроля – метод оценки теплового состояния элементов. С другой стороны, может быть получена достоверная информация о состоянии узлов ЭМС механизма наклона конвертера с помощью методов вибродиагностики.

При работе механизма наклона основную нагрузку от веса конвертера воспринимает опорный подшипник [17, 22–24]. На рис. 5, 6 показаны разрушение подшипника опорного кольца, термограмма корпуса исправного подшипника, а также спектр виброускорения поврежденного подшипника. Необходимо констатировать, что характерным признаком повреждения подшипника является рост высокочастотной вибрации в области 2–4 кГц [20, 25, 26].

Возможный характер разрушения шестерен редукторов, износа зубчатого венца показан на рис. 7, 8. Вид разрушения позволяет судить о динамическом характере нагружения и значительных силах в зацеплении [27].



а



б

Рис. 5. Опорный подшипник конвертера:
 а – разрушение опорного кольца; б – термограмма корпуса

Fig. 5. Converter backing bearing:
 а – failure of the support rim; б – shell thermogram

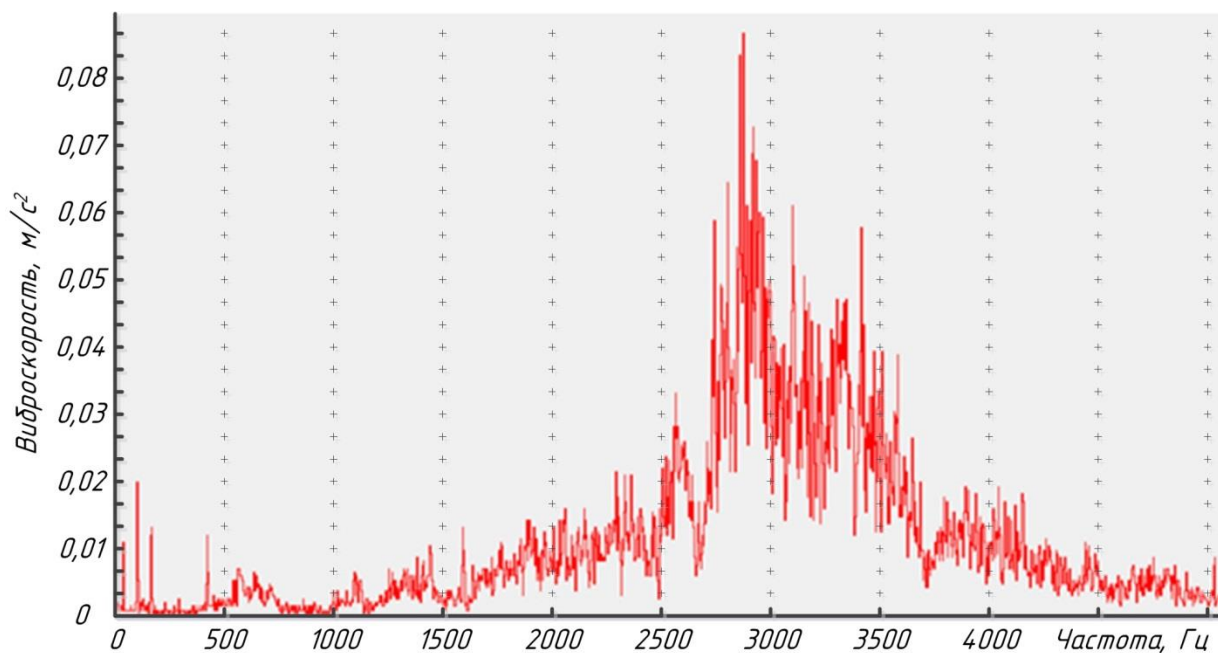


Рис. 6. Спектр виброускорения поврежденного подшипника

Fig. 6. Vibration acceleration spectrum of damaged bearing



Рис. 7. Разрушение шестерен редукторов

Fig. 7. Failure of reduction pinions

Результаты исследования динамики привода наклона конвертера на основе математического моделирования

Для одного из типовых механизмов наклона конвертера с многодвигательным электроприводом с помощью программного пакета Matlab выполнено моделирование пускового режима с вариациями значений приведенного зазора при условии одинаковых жесткостей валопроводов. Рассмотрены одновременные пуски двух приводных двигателей при условии, что $\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_2$ и $C_{12} = C_{22}$ (рис. 9–12).



Рис. 8. Повреждения зубчатого венца

Fig. 8. Damage to gear rim

Момент сил сопротивления на этапе разгона задавался ступенчатой зависимостью от $M_{с0}$ до $M_{с\text{ном}}$. В качестве системы электропривода рассматривалась система тиристорный преобразователь – двигатель постоянного тока с независимым возбуждением (металлургического исполнения). Для удобства оценивания результатов моделирование было выполнено в относительных единицах. На приводимых осциллограммах моментов и частот вращения расчетных масс хорошо прослеживается удар при выборе зазоров, значения упругих моментов достигают

практически трехкратного номинального значения (M_H). Колебания упругих моментов затухают за относительно короткий промежуток времени. В рамках этого интервала времени происходит затухание частот вращения расчетных масс. По окончании выбора зазоров имеют место удар и частичное снижение частоты вращения приводных двигателей.

Здесь и на рис. 11: M_1 , M_2 – моменты, развиваемые электродвигателями приводов;

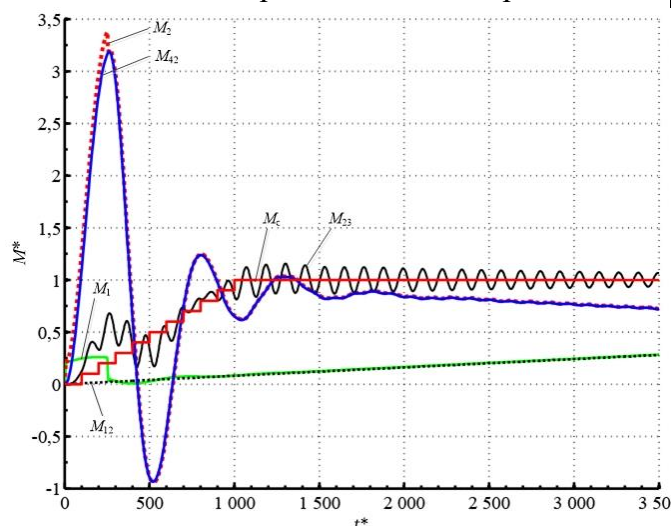


Рис. 9. Графики моментов при пуске разветвленной многомассовой модели ЭМС механизма наклона конвертера при равных зазорах в ветвях

Fig. 9. Graphs of momenta at starting branched multi-mass model of the converter tilting mechanism EMS at equal gear backlashes in the branches

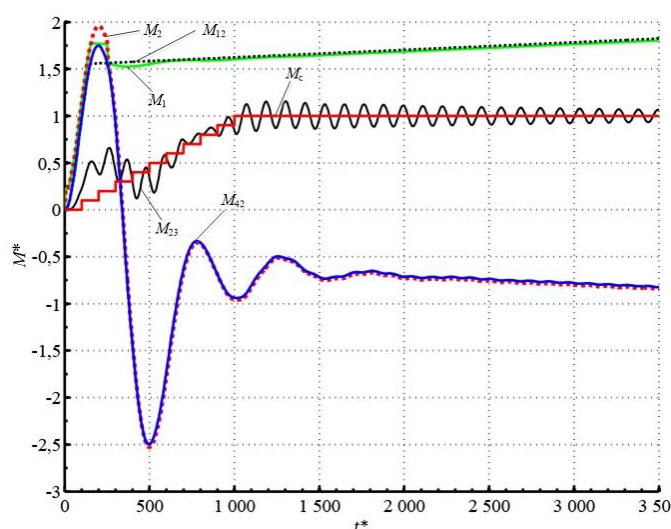


Рис. 11. Графики моментов при пуске разветвленной многомассовой модели ЭМС механизма наклона конвертера при разных зазорах в ветвях

Fig. 11. Graphs of momenta at starting branched multi-mass model of the converter tilting mechanism EMS at different gear backlashes in the branches

M_{12} , M_{23} , M_{42} – упругие моменты в валопроводах между электродвигателями, венцовой шестерней и конвертером.

Здесь и на рис. 12: ω_1 , ω_4 – частоты вращения электродвигателей приводов; ω_2 – частота вращения венцовой шестерни, ω_3 – частота вращения конвертера.

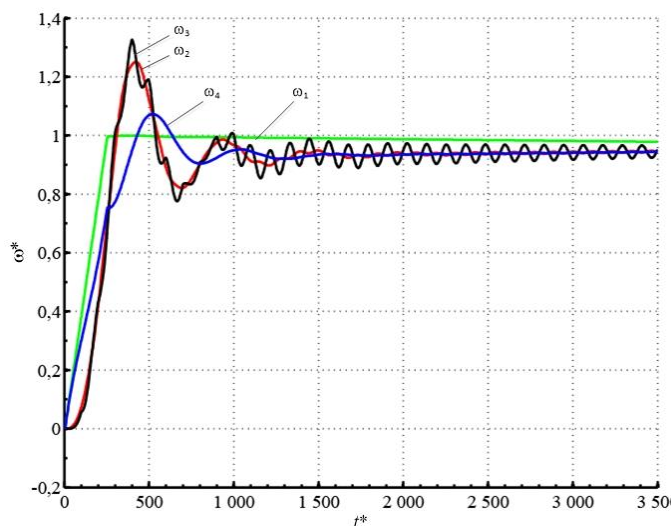


Рис. 10. Графики скоростей при пуске разветвленной многомассовой модели ЭМС механизма наклона конвертера при равных зазорах в ветвях

Fig. 10. Graphs of speeds at starting branched multi-mass model of the converter tilting mechanism EMS at equal gear backlashes in the branches

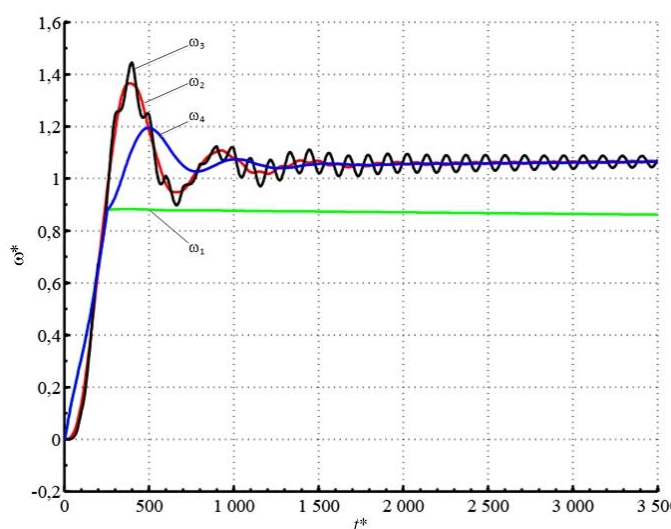


Рис. 12. Графики скоростей при пуске разветвленной многомассовой модели ЭМС механизма наклона конвертера при разных зазорах в ветвях

Fig. 12. Graphs of speeds at starting branched multi-mass model of the converter tilting mechanism EMS at different gear backlashes in the branches

В случае когда $\Delta\varphi_1 < \Delta\varphi_2$, практически всю нагрузку принимает первый двигатель – в момент удара запасенная кинетическая энергия трансформируется в упругий момент в первом валопроводе, упругий момент достигает четырехкратного номинального значения. Подключение второго двигателя приводит к росту частоты вращения первого (после просадки скорости в результате удара), а также наблюдается переход всей электромеханической системы в режим затухания колебаний, который продолжается в течение нескольких секунд.

Выводы

1. Перегрузки в механических передачах многодвигательного электропривода механизма наклона конвертера приводят к выходу из строя подшипниковых узлов и шестеренных пар. Перегрузки возникают вследствие неточности изготовления механических кон-

тактных пар, а также отклонений при проведении монтажных операций по установке приводных групп.

2. Неодновременность выбора зазоров по линии каждого из валопроводов приводит к перераспределению нагрузок между приводными электродвигателями, большие нагрузки принимают на себя линии передач с меньшими приведенными зазорами.

3. Существенно снизить нагрузки в передачах возможно за счет применения двухступенчатого задатчика интенсивности $U_{зи}(t)$, когда на начальном этапе разгона выбор зазоров происходит при малой частоте вращения, после их выбора темп $U_{зи}(t)$ возрастает до допустимого значения по условиям ограничения ускорения.

4. Непосредственная информация о текущем техническом состоянии элементов объекта может быть получена с помощью термо- и вибродиагностики.

Библиографический список

1. Кожевников С. Н. *Динамика нестационарных процессов в машинах*. Киев: Наук. думка; 1986. 228 с.
2. Большаков В. И., Буцукин В. В. Исследование динамики привода наклона конвертера. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2001;(1):96-101.
3. Большаков В. И., Буцукин В. В. *Влияние неодновременности нагружения ветвей на динамические нагрузки привода конвертера*. Защита металлургических машин от поломок: сб. науч. тр. ПГТУ. 2002;6:39-48.
4. Большаков В. И., Буцукин В. В. *Динамические нагрузки разветвленной механической системы привода наклона конвертера*. Защита металлургических машин от поломок: сб. науч. тр. ПГТУ. 1997;2:16-24.
5. Ключев В. И. *Ограничение динамических нагрузок электропривода*. М.: Энергия; 1971. 320 с.
6. Борцов Ю. А., Соколовский Г. Г. *Автоматизированный электропривод с упругими связями*. 2-е изд., перераб. и доп. СПб.: Энергоатомиздат; 1992. 288 с.
7. Марголин Ш. М. *Электрооборудование конвертерных цехов*. М.: Металлургия; 1977. 248 с.
8. Cveticanin L. *Dynamics of Bodies with Time-Variable Mass*. Springer; 2016. 207 p.
9. Li Yejun, Song Meijuan, Zhang Shuang. In: *Swinging Analysis of 1# Converter Vessel Tilting Mechanism for Steelmaking Hangzhou* [J]. *Steel Research*. 2009;(37):37-40.
10. Чиликин М. Г., Ключев В. И., Сандлер А. С. *Теория автоматизированного электропривода*. Учеб. пособие для вузов. М.: Энергия; 1978. 616 с.
11. Łuczak Dominik. Mathematical model of multi-mass electric drive system with flexible connection. In: *2014 19th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, MMAR*. 2014:590-595. DOI: [10.1109/MMAR.2014.6957420](https://doi.org/10.1109/MMAR.2014.6957420)
12. Michailov Oleg, Dayan Joshua. Analysis of the Multimass Electromechanical Drive System. *IFAC Proceedings*. 2004;37(14):389-394. DOI: [10.1016/S1474-6670\(17\)31135-7](https://doi.org/10.1016/S1474-6670(17)31135-7)
13. Shahgholian G., Shafaghi P., Zeinali M., Moalem Sepehr. State Space Analysis and Control Design of Two-Mass Resonant System. In: *2009 International Conference on Computer and Electrical Engineering, ICCEE 2009*. 2010;(1):97-101. DOI: [10.1109/ICCEE.2009.105](https://doi.org/10.1109/ICCEE.2009.105)
14. Gu Y. K. et al. The dynamics analysis of full mounted converter vessel tilting mechanism. *Applied Mechanics and Materials*. 2012;128(129):1242-1245.
15. Wenjun Shao, Shihong Guo. Dynamic Simulation of Full Mounted Converter Vessel Tilting Mechanism and the Adjusting of the Buffer Spring. *Metallurgical Equipment*. 2009;177:13-16.

16. Электромеханические системы автоматизации стационарных установок. Под общ. ред. проф. В. Ф. Борисенко. *Машиностроение и техносфера XXI века, сб. тр. МНТК*. Донецк: ДонНТУ; 2005. 281 с.
17. Гольдин А. С. *Вибрация роторных машин*. 2-е изд. испр. М.: Маш.; 2000. 344 с.
18. Song-Manguelle J., Schroder S., Geyer T., Ekemb G., Nyobe-Yome J. Prediction of mechanical shaft failures due to pulsating torques of variable-frequency drives. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2010;46(5):1979-1988.
19. Sarkar N., Ellis R. E., Moore T. N. Backlash detection in geared mechanism: modeling, simulation, and experimentation. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 1997;11(3):391-408.
20. Борисенко В. Ф., Сидоров В. А., Мельник А. А. Подходы к оценке состояния электромеханических систем. *Науч. тр. ДонНТУ. Сер.: Электротехника и энергетика*. Донецк: ДонНТУ. 2004;79:23-26.
21. Nebojsa Mitrovic, Vojkan Kostic, Milutin Petronijevic, Borislav Jeftenic. Multi-Motor Drives for Crane Application. *Advances in Electrical and Computer Engineering*. 2009;9(3):57-62.
22. Brechting Robert, Prior Robert, Flack Ronald, Barrett Lloyd. Load direction effects on measured static and dynamic operating characteristics of tilting pad journal bearings. *Australian Journal of Mechanical Engineering*. 2005;2(2):143-150. DOI: [10.1080/14484846.2005.11464488](https://doi.org/10.1080/14484846.2005.11464488)
23. Costa Cesar, Brandao Iago. Vibration Analysis of Rotary Machines Using Machine Learning Techniques. *European Journal of Engineering Research and Science*. 2019;4(2):12-16. DOI: [10.24018/ejers.2019.4.2.1128](https://doi.org/10.24018/ejers.2019.4.2.1128)
24. Xue S., Howard I. Torsional vibration signal analysis as a diagnostic tool for planetary gear fault detection. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018;100:706-728.
25. Boulenger A., Pachaud C. *Surveillance des machines par analyse des vibrations Du depistage au diagnostic*. 2-tirage. Paris: AFNOR; 1998. 213 p.
26. Dong, Hao & Hu, Yahui. Dynamic load-sharing characteristic analysis of face gear power-split gear system based on tooth contact characteristics. *AIP Conference Proceedings*. 2018;1955(1):030028. DOI: [10.1063/1.5033627](https://doi.org/10.1063/1.5033627)
27. Кравченко В. М., Сидоров В. А. *Визуальное диагностирование механического оборудования*. Учеб. пособие. Донецк: ООО «Юго-Восток, Лтд»; 2004. 120 с.

References

1. Kozhevnikov S. N. *Dynamics of non-stationary processes in machines*. Kyiv: Naukova Dumka Publ.; 1986. 228 p. (In Russ.)
2. Bolshakov V. I., Butsukin V. V. Study of dynamics of converter tilt drive. *Metallurgical and Mining Industry*. 2001;(1):96-101. (In Russ.)
3. Bolshakov V. I., Butsukin V. V. *Influence of non-simultaneous loading of branches on dynamic loads of converter drive*. Protection of metallurgical machines from breakdowns. PSTU Publ. 2002;6:39-48. (In Russ.)
4. Bolshakov V. I., Butsukin V. V. *Dynamic loads of the branched mechanical system of the converter tilt drive*. Protection of metallurgical machines from breakdowns. PSTU Publ. 1997;2:16-24. (In Russ.)
5. Klyuchev V. I. *Electric drive dynamic load limitation*. Moscow: Energy Publ.; 1971. 320 p. (In Russ.)
6. Bortsov Yu. A., Sokolovskiy G. G. *Automated electric drive with elastic linkages*. 2nd Ed. amended. St-P.: Energoatomizdat Publ.; 1992. 288 p. (In Russ.)
7. Margolin Sh. M. *Electrical equipment of converter shops*. Moscow: Metallurgiya Publ.; 1977. 248 p. (In Russ.)
8. Cveticanin L. *Dynamics of Bodies with Time-Variable Mass*. Springer; 2016. 207 p.
9. Li Yejun, Song Meijuan, Zhang Shuang. In: Swinging Analysis of 1# Converter Vessel Tilting Mechanism for Steelmaking Hangzhou [J]. *Steel Research*. 2009;(37):37-40.
10. Chilikin M. G., Klyuchev V. I., Sandler A. S. *Theory of automated electric drive*. Manual for graduate students. Moscow: Energiya Publ.; 1978. 616 p. (In Russ.)
11. Łuczak Dominik. Mathematical model of multi-mass electric drive system with flexible connection. In: *2014 19th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, MMAR*. 2014:590-595. DOI: [10.1109/MMAR.2014.6957420](https://doi.org/10.1109/MMAR.2014.6957420)
12. Michailov Oleg, Dayan Joshua. Analysis of the Multimass Electromechanical Drive System. *IFAC Proceedings*. 2004. 37(14):389-394. DOI: [10.1016/S1474-6670\(17\)31135-7](https://doi.org/10.1016/S1474-6670(17)31135-7)
13. Shahgholian G., Shafaghi P., Zeinali M., Moalem Sepehr. State Space Analysis and Control Design of Two-Mass Resonant System. In: *2009 International Conference on Computer and Electrical Engineering, ICCEE 2009*. 2010;(1):97-101. DOI: [10.1109/ICCEE.2009.105](https://doi.org/10.1109/ICCEE.2009.105)
14. Gu Y. K. et al. The dynamics analysis of full mounted converter vessel tilting mechanism. *Applied Mechanics and Materials*. 2012;128(129):1242-1245.
15. Wenjun Shao, Shihong Guo. Dynamic Simulation of Full Mounted Converter Vessel Tilting Mechanism and the Adjusting of the Buffer Spring. *Metallurgical Equipment*. 2009;177:13-16.

16. Electromechanical automation systems for stationary installations. Engineering and technosphere of the XXI century/under the general editorship of V.F. Borisenko. In: *Proceedings of international scientific and technical conference*. Sevastopol, September 12-17, 2005. Donetsk: DonNTU Publ.; 2005. 281 p. (In Russ.)
17. Goldin A. S. *Vibration of rotary machines*. 2nd Ed., amended. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 2000. 344 p. (In Russ.)
18. Song-Manguelle J., Schroder S., Geyer T., Ekemb G., Nyobe-Yome J. Prediction of mechanical shaft failures due to pulsating torques of variable-frequency drives. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2010;46(5):1979-1988.
19. Sarkar N., Ellis R. E., Moore T. N. Backlash detection in geared mechanism: modeling, simulation, and experimentation. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 1997;11(3):391-408.
20. Borisenko V. F., Sidorov V. A., Mel'nik A. A. Approaches to assessing the state of electromechanical systems. In: *Proceedings of DonNTU, Series: Electrical engineering and power engineering*. Donetsk: DonNTU Publ. 2004;79:23-26. (In Russ.)
21. Nebojsa Mitrovic, Vojkan Kostic, Milutin Petronijevic, Borislav Jeftenic. Multi-Motor Drives for Crane Application. *Advances in Electrical and Computer Engineering*. 2009;9(3):57-62.
22. Brechting Robert, Prior Robert, Flack Ronald, Barrett Lloyd. Load direction effects on measured static and dynamic operating characteristics of tilting pad journal bearings. *Australian Journal of Mechanical Engineering*. 2005;2(2):143-150. DOI: [10.1080/14484846.2005.11464488](https://doi.org/10.1080/14484846.2005.11464488)
23. Costa Cesar, Brandao Iago. Vibration Analysis of Rotary Machines Using Machine Learning Techniques. *European Journal of Engineering Research and Science*. 2019;4(2):12-16. DOI: [10.24018/ejers.2019.4.2.1128](https://doi.org/10.24018/ejers.2019.4.2.1128)
24. Xue S., Howard I. Torsional vibration signal analysis as a diagnostic tool for planetary gear fault detection. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018;100:706-728.
25. Boulenger A., Pachaud C. *Surveillance des machines par analyse des vibrations Du depistage au diagnostic*. 2-tirage. Paris: AFNOR; 1998. 213 p.
26. Dong, Hao & Hu, Yahui. Dynamic load-sharing characteristic analysis of face gear power-split gear system based on tooth contact characteristics. In: *AIP Conference Proceedings*. 2018;1955(1):030028. DOI: [10.1063/1.5033627](https://doi.org/10.1063/1.5033627)
27. Kravchenko V. M., Sidorov V. A. *Visual diagnostics of mechanical equipment*. Manual for graduate students. Donetsk: Yugo-Vostok LTD Publ.; 2004. 120 p. (In Russ.)