UDC 621. 891. 621, 6212.822

SCOPUS CODE 2201

<https://doi.org/10.36073/1512-0996-2021-3-92-101>

К вопросу влияния вибраций на эксплуатационную надежность поворотного механизма порталных и башенных кранов

Тенгиз Чхаидзе	Департамент инженерной графики и технической механики, Грузинский технический университет, Грузия, 0160, Тбилиси, ул. М. Костава 68 ^а E-mail: tengizchkaidze@mail.ru
Габриэл Мерабишвили	Департамент инженерной графики и технической механики, Грузинский технический университет, Грузия, 0160, Тбилиси, ул. М. Костава 68 ^а E-mail: Gabrielmerabichvili@gmail.com
Александр Метревели	Департамент инженерной графики и технической механики, Грузинский технический университет, Грузия, 0160, Тбилиси, ул. М. Костава 68 ^а E-mail: Lexolexo12@gmail.com

Рецензенты:

Т. Мchedlishvili, профессор факультета транспорта и машиностроения ГТУ

E-mail: t.mchedlishvili@gtu.ge

Л. Кисишвили, профессор факультета транспорта и машиностроения ГТУ

E-mail: Liakisishvili@gmail.com

Аннотация. Существуют различные влияния вибрации на эксплуатационную надежность работы поворотных механизмов порталных и башенных кранов. Исследуется конструктивная особенность кинематической цепи привода, включающая зубчатую передачу с внутренним крупномодульным зацеплением. А также обсуждается особенность бессепараторного роликового подшипника и возбуждение крутильных, изгибающих низкочастотных колебаний при эксплуатации в номинальном режиме грузоподъемности, влекущих возникновение возрастающего момента трения и остановку поворотного механизма. В статье предлагаются технологические и конструктивные решения с целью снижения возбуждаемых колебаний, рассматриваются

опорно-вращательные бессепараторные подшипники качения с повышенными технико-экономическими показателями.

Ключевые слова: бессепараторные подшипники качения; возбужденные крутильные колебания; зубчатая передача; износ; изгибающие колебания; усталостные разрушения.

Введение

Развитие контейнерных перевозок различных товаров по суше и морю предъявляют повышенные требования к надежности подъемно-транспортных машин, выполняющих функции основных технологических операций; отсюда и возросшие требования к их эксплуатационной надежности.

Одной из причин появления нестабильной работы поворотного механизма стрелы порталных кранов, обеспечивающих выдачу необходимых параметров, являются технологические и конструктивные недостатки. Основным узлом механизма стрелы являются входящая в кинематическую цепь зубчатая передача с внутренним зацеплением, редуктор и опорно-вращательный бессепараторный роликовый подшипник.

Основная часть

Зубчатые зацепления выходят из строя в основном из-за износа (контактной коррозии) рабочих поверхностей зубьев, что является причиной повышения концентрации напряжений в основаниях зубьев и последующего их усталостного разрушения. Иногда возникают усталостные поломки зубьев с внутренним зацеплением по ободу, разрушения которых обусловлены изгибными резонансными колебаниями в рабочем диапазоне частоты вращения при их колебаниях в радиальном направлении, как массы обода колеса на упругом основании диафрагмы колеса (рис. 3). Резонируют формы колебаний с упругими волнами деформации, которые распространяются в окружном направлении колеса [1,6].

Возбуждение резонансных изгибных вибраций колес вызывается динамическими нагрузками в зубчатом зацеплении, источником которых являются крутильные колебания зубчатых приводов при вращении колес. Особенно опасны повышенные динамические нагрузки в зацеплении, вызывающие резонансные крутильные колебания приводов.

Возникают два вида крутильных вибраций зубчатых приводов – низкочастотные и высокочастотные. Низкочастотные возникают в системе, в которую входят зубчатые передачи, ротор двигателя и связывающие элементы кинематической цепи. Наиболее опасны высокочастотные крутильные колебания с зубцовой частотой. Основным источником таких колебаний является различная жесткость зубьев, которые находятся в зацеплении [1, 2, 5, 6].

Рис. 1. Схема контакта зубьев соосного соединения [6]

Рис. 2. Схема контакта зубьев при радиальном смещении осей вала осей вала втулки [6]

Большинство высоконагруженных зубчатых зацеплений имеют перекрытие в зацеплении $1 < e_a < 2$, а суммарная жесткость зубьев в зоне двухпарного зацепления в 1,75 раза выше жесткости однопарного зацепления [6]. Указанная особенность в рабочем режиме является источником возбуждения крутильных параметрических колебаний зубчатых колес, а при некоторых обстоятельствах, на примерах работы порталного крана в предельном режиме, при недостаточной жесткости, при определенных обстоятельствах – возникновение наиболее опасных параметрических резонансных колебаний и заклинивание механизма [13].

Амплитуда параметрических колебаний зависит от точности изготовления и загрузки зубчатых колес рабочим моментом и ограничена величиной статической деформацией зубьев.

Крутильные колебания колес усиливаются вследствие циклических ошибок изготовления зубьев и сборки колес. Динамические нагрузки в зубчатом зацеплении, вызванные крутильными колебаниями колес усиливаются их поперечными колебаниями при наличии податливых валов и опор [5]. Параметрические резонансные колебания являются источником повышенного шума в зубчатых передачах и интенсивного износа зубьев.

Снижение возбуждаемости параметрических колебаний зубчатых колес позволит повысить надежность и долговечность работы привода в целом. Учитывая,

что параметрические резонансные колебания имеют гармоники возбуждения от зубцовой частоты [1,6]:

$$k = 0, 5; 1; 1, 5; 2; \dots, \quad (1)$$

а наиболее сильные из них имеют целые числа [4]

$$k = 1; 2; 3; \dots$$

В этом случае

$$k = \frac{w_c}{w_k}, \quad (2)$$

где $w_k = 2\pi n z / 60$ рад/с., n – частота вращения колеса, мин⁻¹, z – число зубьев колеса.

Рис. 3. Графики собственных частот цилиндрического зубчатого колеса:
а – цилиндрическое зубчатое колесо; б – эквивалентное колесо;
1 – обод; 2 – диафрагма [1,2,6]

Средняя собственная частота крутильных колебаний зубчатой передачи, рад/с.

$$w_c = \sqrt{\frac{c_2}{M \left[(2 - e_r) + \left(1 + \frac{c_1}{c_2} \right) (e_r - 1) \right]}}, \quad (3)$$

где c_1 – удельная жесткость одной пары сопряженных колес в начале или конце зацепления, Н/м²; c_2 – удельная жесткость пары зубьев в начале однопарного зацепления, Н/м²; приведенная удельная масса зубчатых колес, кг/м

$$M = \frac{4j_1 j_2}{b(j_1 d_{b2}^2 + j_2 d_{b1}^2)}, \quad (4)$$

где j_1 и j_2 – моменты инерции колес, кг·м²; d_{b1} и d_{b2} – диаметры основных окружностей колес, м; b – рабочая ширина зубчатого колеса, м.

Полный коэффициент перекрытия в прямозубых зубчатых передачах с учетом деформации зубьев под нагрузкой, модификации профиля зубьев по высоте и ошибок изготовления равен [6]:

$$\varepsilon_p = \varepsilon_a + \frac{\sqrt{2 \frac{r_{a2} r_{a1}}{r_{a2} \pm r_{a1}} (d - Da_{a2} - D_0)}}{r_a \operatorname{tg} a_{a2}} + \frac{\sqrt{2 \frac{r_{a2} r_{a1}}{r_{a2} \pm r_{a1}} (d - Da_{a1} - D_0)}}{r_a \operatorname{tg} a_{a1}}, \quad (5)$$

где e_a – геометрический коэффициент перекрытия; r_{p1} , r_{a2} , r_{a1} и r_{p2} – радиусы кривизны профилей сопряженных колес в начале и конце зацепления, м; $d = q/c_2$ – деформация зубьев от рабочей удельной нагрузки в начале однопарного зацепления, м; q – удельная нормальная рабочая нагрузка на зубчатом колесе, Н/м; Da_{a1} и Da_{a2} – глубина модификации головки зубьев шестерни и колеса, м; $D_0 = \sqrt{f_{rb1}^2 + f_{rb2}^2}$ – наибольшая вероятная разность основных шагов зубьев сопряженных колес, м; f_{rb1}^2 и f_{rb2}^2 – ошибка нормальных шагов шестерни и колеса, м; r_a – шаг зацепления, м; a_{a1} и a_{a2} – угол профиля у вершины зуба шестерни и колеса, в градусах; знак «плюс» – для зубчатых колес внешнего зацепления, «минус» – зубчатых колес внутреннего зацепления.

Области существования резонансных крутильных параметрических колебаний рассмотрены на рис. 4 в предположении изготовления колес без ошибок, без учета деформирования и зацепления без зазора [6].

Средняя собственная частота крутильных параметрических колебаний зубчатых передач со стальными сплошными зубчатыми колесами внешнего зацепления с толщиной диафрагмы, равной толщине зубчатого венца следует из выражения (3) с учетом значения (4), рад/с:

$$w_c^1 = \frac{1,78 \cdot 10^4 \cos a}{m z_1} \sqrt{\frac{1+u^2}{u^2} c_2 \left[(2-e_r) + \left(1 + \frac{c_1}{c_2} \right) (e_r - 1) \right]}, \quad (6)$$

Рис. 4. Области существования параметрических резонансных колебаний [1,2, 6].

где m – модуль зубчатого зацепления, м; $u = z_2/z_1$ – передаточное число; α – угол профиля производящего исходного контура, град.

Другим источником возбуждения крутильных колебаний является наличие переменного крутящего момента на валах колес, обусловленного силами трения на профилях зубьев, разнонаправленными до полюса и за полюсом зацепления. Предполагая, что к ведущей шестерне приложен постоянный вращающий рабочий момент $T_{\text{ш}}$ (Н·м), максимальное изменение момента на ведомом валу колеса в зоне однопарного зацепления составит:

$$\begin{aligned} \text{До полюса } DT &= K_c \cdot T_k = \frac{\operatorname{tg} a_{k1} - \operatorname{tg} a_{u1}}{1 - K_c \cdot \operatorname{tg} a_{u1}}; \\ \text{в полюсе } DT &= 0 \\ \text{за полюсом } DT &= K_c \cdot T_k = \frac{\operatorname{tg} a_{u2} - \operatorname{tg} a_{k2}}{1 - K_c \cdot \operatorname{tg} a_{u2}}, \end{aligned} \quad (7)$$

где T_k – номинальный момент на ведомом колесе, Н·м; K_c – коэффициент трения скольжения

a_{k1} , a_{u1} и a_{k2} , a_{u2} – соответственно углы профиля в начале и конце зоны однопарного зацепления, град. Такое периодическое изменение крутящего момента на валах зубчатых колес приводит к увеличению нормальной силы в начале и в конце однопарного зацепления и повышению крутильных колебаний зубчатого привода со второй гармоникой зубцовой частоты зацепления.

В механизмах поворота стрелы портального и башенных кранов установленные зубчатые передачи

с внутренним зацеплением вследствие недостаточной жесткости опорных площадок зубчатой передачи возникают динамические нагрузки поворотной стрелы, износа зубьев колес и наличия крутильных параметрических колебаний [6,12].

Помимо крутильных колебаний в зубчатых передачах из-за динамических нагрузок в зацеплении зубьев в нем образуются вперед и назад бегущие упругие волны изгибных деформаций по собственным формам. При совпадении частоты зацепления с частотой прохождения одной из этих волн наступает резонанс изгибных колебаний колеса (мин.^{-1})

$$n_p = \frac{60f_i}{kz+i}, \quad (8)$$

где f_i – собственная частота изгибных колебаний колеса, Гц; $k=1; 2; 3; \dots$ – гармоника возбуждения изгибных колебаний с зубцовой частотой z , i – число упругих волн деформации на колесе (число узловых диаметров) при колебаниях по собственным формам (знак «плюс» соответствует резонансу с назад бегущей волной; знак «минус» – резонансу с вперед бегущей волной) [6].

Из выражения (8) следует, что для одной собственной частоты изгибных колебаний зубчатого колеса f_i , с i — узловыми диаметрами при его вращении возможны две резонансные частоты вращения колеса с одной гармоникой возбуждения.

Наиболее опасна первая гармоника зубцовой частоты, так как ее активность выше. Но при низкой точности изготовления и сборки колес опасны гармоники возбуждения.

При малом числе kz , т.е. $kz < i$ возможен второй резонанс с назад бегущей волной (мин⁻¹):

$$n_p = \pm \frac{60 f_i}{(i - kz)}. \quad (9)$$

При внешнем возбуждении, не связанном с частотами зацепления вращающегося колеса, резонансные частоты вращения колеса будут, мин⁻¹:

$$n_p = \pm \frac{60(f_{\text{BH}} - f_i)}{i}, \quad (10)$$

где $f_{\text{вн}}$ – внешняя частота возбуждения, Гц; знак «плюс» соответствует $f_{\text{вн}} > f_i$, «минус» – случаю $f_{\text{вн}} < f_i$.

В зубчатом зацеплении кроме динамических сил, возникающих при пересопряжении зубьев колес, имеется всегда статическая сила, которая возбуждает бегущую назад волну деформации колеса. Если скорость возбужденной волны деформации равна скорости назад бегущей волны деформации по собственной форме с i узловыми диаметрами, то наступит критическое состояние колеса. В этом случае $kz = 0$, а критическая частота вращения колеса

$$n_{\text{kn}} = 60 f_i / i. \quad (11)$$

Иногда изгибные вибрации зубчатых колес возбуждаются динамическими нагрузками от низкочастотных крутильных колебаний передач, вызванные наличием кинематических ошибок в зацеплении из-за неудовлетворительного изготовления и сборки колес.

Для определения резонансных частот вращения при изгибных вибрациях колес необходимо знать частоты собственных колебаний и их формы в радиальном направлении. Приближенно можно частоты собственных колебаний определить по энергетическому методу Ритца [6]. Неточности определения тем больше, чем сложнее форма колеса.

Для цилиндрических зубчатых колес при колебании обода в радиальном направлении на упругом основании-диафрагме (рис. 4) собственные частоты определяются по формуле [6]

$$f_u = \frac{1}{pR_0} \sqrt{\frac{Eu^4}{r_m(1+m)} \frac{v^4(2v-1)^2}{64v^3x(u^2+1)(2v-1)^4u^2}},$$

$$a \ v = \frac{d_a + d_f + 4R_2}{2(d_a + d_f - 8R_2)};$$

$$R_0 = 0,25(d_a + d_f) + 0,5R_2, \quad (12)$$

где d_a и d_f – диаметры вершин и впадин зубьев колеса; E – модуль продольной упругости; m – плотность материала колеса; m – коэффициент Пуассона; R_o – наружный диаметр обода.

Найденные по формуле (12) частоты собственных колебаний колес могут быть использованы для

предварительного определения резонансных частот вращения колес.

Увеличение вибрационной прочности зубчатых колес является одной из проблем повышения надежности их работы редукторов и зубчатых передач. Особое значение это имеет для подъемно-транспортных машин в работе с высокой степенью опасности, частности работы порталных и башенных кранов.

Снижение возбуждаемости изгибных вибраций колес можно осуществить за счет уменьшения динамических нагрузок от параметрических крутильных колебаний передач. Из формулы (1) следует, что при большой степени зацепления, когда $k < 0,5$ параметрические колебания передач отсутствуют и динамические нагрузки ниже, чем вне резонансной области при $k < 0,5$. В этом случае необходимо выполнить условие $w_k > 2w_c$, т.е. необходимо увеличить частоту зацепления w_k за счет увеличения чисел зубьев колеса и уменьшения модуля зацепления, тогда как на эксплуатируемых порталных кранах в зубчатой передаче с внутренним зацеплением имеем прямозубое зацепление при модуле более 10 мм [12].

Другой метод снижения параметрических колебаний это уменьшение крутильной жесткости за счет амортизации, что конструктивно сложно [6].

Уменьшение динамических сил в зубчатом зацеплении осуществляется за счет снижения параметрических крутильных колебаний модифицированием профиля зуба по высоте. В этом случае разная жесткость однопарного и двухпарного зацепления компенсируется модифицированием головки зуба сопряженных колес, где параметры модификации выбираются по определенным правилам [6]:

Модифицированный профиль зуба у головки должен плавно сопрягаться с эвольвентой основного профиля зуба;

Высота модификации не должна выходить за пределы зоны двухпарного зацепления, определяются по формуле [6]

$$h_{ga} \leq g_a - p_a, \quad (13)$$

где g_a – длина активной линии зацепления (по эвольвентограмме); p_a – шаг зацепления; допуск на

высоту модификации должен укладываться в раз-
мере h_{ga} .

Глубина модификации по нормали к профилю должна быть принята не более

$$D_{aa} \leq 0,76D - D_0. \quad (14)$$

Допуск на высоту модификации необходимо принимать $\pm(0,7 \dots 1,0)$, а допуск на глубину $\pm 0,005$ мм.

Уменьшение возбуждаемости крутильных и изгибных вибрации колес возможно за счет увеличения коэффициента перекрытия в зацеплении. Из рис. 3 следует, что при перекрытии в зацеплении, равном целому числу крутильные параметрические колебания не возбуждаются и уменьшается возбуждаемость изгибных вибрации колес.

Не менее важную роль играет в процессе возбуждаемости параметрических колебаний наличие разнородности контактирующих поверхностей [6]. Для случая, когда контактирующими поверхностями, на примере порталного крана, зубчатый венец внутреннего зацепления, по которой вращаются ролики изготовлены из стали 40X, а ролики из стали ШХ15 теоретически, пользуясь математической теорией упругости для решения контактной задачи трения и изнашивания Н.И. Мухелишвили подтвердил целесообразность использования однородных материалов [6, 7, 10]. Выполненные множество научно-теоретических и практических работ подтверждают эффективность использования однородных материалов и ведет к снижению возбуждаемых колебаний [6].

Практическое применение передач с перекрытием в зацеплении $e_a \geq 2$ осуществляется модифицированием исходного контура по высоте зуба с $a = 20^\circ$ и 18° для цилиндрических колес существует положительный опыт показывает на перспективность их применения [6].

Известно, что применение косозубых и круговых зубьев в замен использования прямозубых колес ведет к повышению прочности, при перекрытии $e_a = 2$ изгибной и контактной прочности.

Высоту и глубину модификации профиля выбирают конструктивно по опыту эксплуатации из условия плавного входа в зацепление [6].

Важную роль играет увеличение кинематической и циклической точности изготовления механизмов порталных и башенных кранов поворотных механизмов, что является эффективным способом уменьшения возбуждаемости вибрации передач.

Поскольку в эксплуатируемых порталных кранах в бессепараторных подшипниках перекрестно установлены опорные цилиндрические ролики неизбежно возникновение повышенного контактного трения различных поверхностей по беговой дорожке подшипника (рис. 5) [12,13].

Рис. 5. Бессепараторный роликовый опорно-радиальный подшипник, с совместно выполненным крупномодульным зубчатым колесом порталного крана мод. КВ-572Б [12]

Проанализированы различные конструкции бессепараторных подшипников качения, используемых как в порталных кранах, а также в ветровых электроустановках, где диаметр подшипников составляет от 1... до 3 м., при этом беговые дорожки оснащены как шариковыми, так и роликовыми коническими телами качения [15]. В конструкции роликоподшипников с перекрестно расположенных роликов, где смежные расположенные ролики воспринимают точечную и линейную нагрузки имеют различный износ контактирующих поверхностей [13].

Отличительной особенностью используемых турбинных роликовых опорно-радиальных подшипников SKF нового поколения с угловым расположенных по внутренней дорожке и наружное кольцо клинообразной формы создают минимальный момент трения при эксплуатации (рис. 6) [15]. Предлагаются новые запатентованные конструкции опорно-ра-

диальных подшипников, которые представляют наибольший интерес, что можно эффективно использовать их в порталных и башенных кранах.

Условия эксплуатации ветровых электрогенераторных установок, где бессепараторный опорно-радиальный подшипник воспринимает переменные напряжения с изменением погодных условий, характеризуются эксплуатационной надежностью. Распространение находит бессепараторный двухрядный подшипник с коническими роликами фирмы Nautilus [15]. Установленный в подшипнике сегментированный сепаратор оптимизирует распределение нагрузки между роликами, а изготовленный из специального материала обеспечивает очень низкий коэффициент трения [15].

Рис. 6. а) опорно-радиальный двухрядный коническо-роликовый подшипник; б) подшипниковые ролики, установленные в твердосмывающих сегментах [15]

Подшипники Nautilus превосходят традиционные двухподшипниковые схемы, сокращая потери на трение, что позволяет обеспечить большую выходную мощность [15]. На практике это значит, что ветряная турбина может использовать в полной мере даже легкий ветер. Снижение трения также позволяет дольше использовать смазочные материалы, что влечет за собой увеличение интервалов времени смазки и повышение надежности.

Использование подобных подшипников в конструкциях порталных кранов повысит эксплуатационные характеристики, что требует проведение

исследований в части установления их уровня износостойкости к динамическим нагрузкам, возникающих условиях их эксплуатации.

Заклучение

1. В эксплуатируемых порталных кранах установленный опорно-радиальный подшипник с наcrest расположенными стандартными цилиндрическими роликами и прямозубая крупномодульная зубчатая передача с внутренним зацеплением при переменной динамической нагрузке создают повышенный момент трения, что значительно снижает номинальную грузоподъемность крана;
2. многочисленные исследования и опыт эксплуатации крупных размеров зубчатых передач использование косозубой цилиндрической передачи с внутренним зацеплением не крупным модулем, в пределах допускаемой выносливости снижает уровень возбуждения изгибных и крутильных вибраций, чем повышается износостойкость и эксплуатационная надежность механизмов;
3. выполнение в последние годы в области создания новых конструкции бесцепарторных подшипников качения для нужд бурно развивающихся турбинных ветряных электрогенераторов специально разработанные подшипники, которые отличаются высокой надежностью, воспринимают значительные переменные нагрузки успешно могут быть использованы в градостроительной промышленности.

Литература

1. Alekseev, V. (1967). Parametric resonant vibrations of gears. *Proceedings of KAI*, 30, 215-225. (In Russian.)
 2. Abramov, B. (1963). Investigation of the stability of periodic oscillations. *News of Higher Education Institutions*, 5, 5-12. (In Russian.)
 3. Balashov, B., Dulnev, R., Zakharova, T., Kozlov, L., Petukhov, A., & Sizova, R. (1979). Structural Strength of GTE Materials and Parts: A Guide for Designers. *Proceedings of CIAM*, 835, 522. (A. Birger, & F. Balashov, Eds.) (In Russian.)
 4. Kudryavtsev, V., Derzhavets, Yu., Glukharev, E. (1971). *Design and calculation of gear reducers*. Reference manual. Mechanical Engineering. 328. (In Russian.)
 5. Demetradze, D. (1977). Influence of bearing supports on dynamic loads in spur gear drives. Collection. Oscillations of gear mechanisms. 78-87. Russia, Moscow: Science. (In Russian.)
 6. Vulgakov, E. (Ed.). (1981). *Aircraft gears and gearboxes*. 370. Moscow.
 7. Muskhelishvili, N. (1966). *Some basic problems of the mathematical theory of elasticity*. 707. Moscow: Science.
 8. Drozdov, Y., Pavlov, V., & Puchkov, V. (1986). *Friction and wear under extreme conditions*. 226. Moscow: Mechanical Engineering.
 9. Kragelsky, I., Dobychin, M., & Kombalov, V. (1977). Fundamentals of Friction Calculation. 519. Moscow: Mechanical Engineering.
 10. Dry and boundary friction. Friction materials. (1966). 301. Moscow: Publishing House of the USSR Academy of Sciences.
 11. Komissar, A. (1987). *Rolling bearings in heavy operating modes*. 384. Moscow: Mechanical Engineering.
 12. Passport of the gantry crane model KB-572B.
 13. Chkhaidze, T., Dzharidze, G., Gogoladze, L., & Gongladze, D. (2015). On the issue of increasing the resource of heavily loaded cageless rolling bearings. Tbilisi: Scientific and technical journal of GTU, 3 (34), 91-99.
 14. SKF. Main directory. 3000R. 1977, 511 p.
- Nautilus from SKF - Full complement rolling bearings. (2021, Moscow). Retrieved from bergab.ru: <https://bergab.ru/>

UDC 621. 891. 621, 6212.822

SCOPUS CODE 2201

<https://doi.org/10.36073/1512-0996-2021-3-92-101>

ვიზრაციის გავლენა პორტალური და კოშკურა ამწის ისრის მოსაბრუნებელი მექანიზმის საექსპლოატაციო საიმედოობის საკითხისადმი

თენგიზ ჩხაიძე	საინჟინრო გრაფიკისა და ტექნიკური მექანიკის დეპარტამენტი, საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, საქართველო, 0160, თბილისი, მ. კოსტავას 68 ^ა E-mail: tengizchkaidze@mail.ru
გაბრიელ მერაბიშვილი	საინჟინრო გრაფიკისა და ტექნიკური მექანიკის დეპარტამენტი, საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, საქართველო, 0160, თბილისი, მ. კოსტავას 68 ^ა E-mail: Gabrielmerabichvili@gmail.com
ალექსანდრე მებრეველი	საინჟინრო გრაფიკისა და ტექნიკური მექანიკის დეპარტამენტი, საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, საქართველო, 0160, თბილისი, მ. კოსტავას 68 ^ა E-mail: Lexolexo12@gmail.com

რეცენზენტები:

თ. მჭედლიშვილი, სტუ-ის სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის პროფესორი
E-mail: t.mchedlishvili@gtu.ge
ლ. ქისიაშვილი, სტუ-ის სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის
E-mail: Liakisishvili@gmail.com

ანოტაცია. განიხილება პორტალური და კოშკურა ამწის მოსაბრუნებელი მექანიზმის ვიზრაციის გავლენა საექსპლოატაციო საიმედოობაზე კონსტრუქციის კინემატიკური ჯაჭვის კბილანური გადაცემის შიგა მოდების გავლენა საერთო ამძრავზე, მათ შორის გორვის უსეპარატორო გორგოლაჭიანი ცილინდრულ საკისრის გავლენა ექსპლოატაციის დროს დინამიკური დატვირთვის წარმოქმნა.

შეთავაზებულია ტექნოლოგიური და კონსტრუქციული გადაწყვეტილება მოსაბრუნებელი მექანიზმის სრულყოფის, ნომინალური ტვირთამწეობის მისაღწევად ორიგინალური უსეპარატორო კონუსურგორგოლაჭებიანი გორვის საკისრის გამოყენება.

საკვანძო სიტყვები: აღზნებული ბრუნვის ვიზრაცია; გაცვეთა; გორვის უსეპარატორო გორგოლაჭი; სრული შევსების მოძრავი საკისრები.

UDC 621. 891. 621, 6212.822

SCOPUS CODE 2201

<https://doi.org/10.36073/1512-0996-2021-3-92-101>

The Impact of Vibration Operational Reliability of Turning Mechanism of Gantry and Tower Cranes

- Tengiz Chkhaidze** Department of Engineering Graphics and Technical Mechanics, Georgian Technical University, Georgia, 0160, Tbilisi, M. Kostava 68^a str.
E-mail: tengizchkaidze@mail.ru
- Gabriel Merabishvili** Department of Engineering Graphics and Technical Mechanics, Georgian Technical University, Georgia, 0160, Tbilisi, M. Kostava 68^a str.
E-mail: Gabrielmerabichvili@gmail.com
- Alexander Metreveli** Department of Engineering Graphics and Technical Mechanics, Georgian Technical University, Georgia, 0160, Tbilisi, st. M. Kostava 68^a str.
E-mail: Lexolexo12@gmail.com

Reviewers:

- T. Mchedlishvili**, Professor, Faculty of Transport and Mechanical Engineering, GTU
E-mail: t.mchedlishvili@gtu.ge
- L. Kisiashvili**, GTU Faculty of Transport and Mechanical Engineering
E-mail: Liakisishvili@gmail.com

Abstract. Impacts of vibration on operational reliability of turning mechanisms of gantry and tower cranes are considered. Besides that, the structural features of kinematic chain of drive, including gear transmission with internal large module teeth, roller bearing without retaining ring, excitement of torsional, bending low-frequency vibrations at operation in nominal mode of cargo lifting that causes the origination of increasing friction moment and stop of turning mechanism are researched in this article. Moreover, the technological and structural solutions aimed on decreasing of excited vibrations are proposed, and the supporting-rotating rolling bearings without retaining ring with improved technical-economic indicators are considered.

Key words: bending vibrations; rolling bearing without retaining ring; deterioration; excited torsional; fatigue fracture; gear transmission.

Дата рассмотрения 26.05.2021

Дата поступления 03.06.2021

Подписано к печати 29.09.2021