

УДК (UDC) 621.876.32

ОЦЕНКА РИСКОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТОННЕЛЬНЫХ ЭСКАЛАТОРОВ,  
ОБОРУДОВАННЫХ АВАРИЙНЫМ ТОРМОЗОМ С ПОСТОЯННЫМ МОМЕНТОМRISK ASSESSMENT IN THE OPERATION OF TUNNEL ESCALATORS, EQUIPPED  
WITH EMERGENCY BRAKE WITH CONSTANT TORQUEВатулин Я.С., Попов В.А., Козлов М.Н.  
Vatulin J.S., Popov V.A., Kozlov M.N.Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I  
(Санкт-Петербург, Россия)  
Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (St. Petersburg, Russian Federation)

**Аннотация.** Спектр вероятных аварийных сценариев работы эскалаторов может быть проанализирован с помощью вычислительного эксперимента на основе имитационной модели, которая описывает реальные свойства (поведение) объекта в ряде ключевых (опорных) состояний. Опорные точки состояний исследуемого объекта должны однозначно определяться совокупностью граничных условий, например, с помощью измерительных средств. Адекватно настроенная модель позволяет интерполировать промежуточные и, экстраполировать вероятные состояния исследуемого объекта. Подобный подход позволяет отказаться от проведения полномасштабных натурных испытаний с нагружением конструкции до предельного состояния, и тем самым сохранить ресурс по несущей способности конструкции в целом. Цель проведенных исследований состояла в оценке рисков при эксплуатации тоннельных эскалаторов типа ЭТ-2М, оборудованных аварийным тормозом с постоянным моментом, без нагружения элементов конструкции до предельного состояния. Были использованы следующие методы исследований: вибропортретирование с помощью виброизмерительного комплекса; моделирование динамических процессов с использованием специализированных модулей SolidWorks Motion (комплексный кинематический и динамический анализ механизмов) и SolidWorks Simulation программного комплекса SolidWorks. Практическая значимость исследований связана с повышением надежности эксплуатации тоннельных эскалаторов, оборудованных аварийными тормозами с постоянным моментом, путем экстраполяции технического состояния на основе численного эксперимента средствами автоматизированного проектирования.

**Ключевые слова:** тоннельный эскалатор, аварийный тормоз, вибропортретирование, оценка рисков, SolidWorks.

**Дата принятия к публикации:** 11.03.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Abstract.** The spectrum of probable emergency scenarios for escalators can be analyzed using a computational experiment based on a simulation model that describes the real properties (behavior) of an object in a number of key (reference) States. The reference points of the States of the object under study should be uniquely determined by the complexity of the boundary conditions, for example, by means of measuring tools. The adequately tuned model allows to interpolate intermediate and extrapolate probable States of the studied object. Such approach allows to refuse carrying out full-scale tests with loading of a design to a limiting condition, and thereby to save a resource on bearing capacity of a construction as a whole. Purpose: risk Assessment in the operation of tunnel escalators type ET-2M, equipped with emergency brake with constant torque, without loading the structural elements to the limit state. Methods: vibration Portraiture using vibration measuring complex; modeling of dynamic processes using specialized modules SolidWorks Motion (complex kinematic and dynamic analysis of mechanisms) and SolidWorks Simulation software complex SolidWorks. Results, practical significance: improving the reliability of operation of tunnel escalators equipped with emergency brakes with constant torque by extrapolating the technical condition on the basis of numerical experiment by means of computer aided design.

**Keywords:** tunnel escalator, emergency brake, risk assessment, vibration portrait, SolidWorks.

**Date of acceptance for publication:** 11.03.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**Сведения об авторах:**

**Ватулин Ян Семенович** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины» Петербургского университета путей сообщения Императора Александра I, *e-mail: yan-roos@yandex.ru*.

**Попов Валерий Анатольевич** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины» Петербургского университета путей сообщения Императора Александра I, *e-mail: vpopov\_58@mail.ru*.

**Козлов Максим Николаевич** – старший преподаватель кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины» Петербургского университета путей сообщения Императора Александра I, *e-mail: kozlov\_m.n@mail.ru*.

**Authors' information:**

**Yan S. Vatulin** – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department “Mechanical Handling and Road Building Machines”, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, *e-mail: yan-roos@yandex.ru*.

**Valeriy A. Popov** – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department “Mechanical Handling and Road Building Machines”, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, *e-mail: vpopov\_58@mail.ru*.

**Maksim N. Kozlov** – Senior lecturer of the Department “Mechanical Handling and Road Building Machines”, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, *e-mail: kozlov\_m.n@mail.ru*.

**1. Введение**

Экспертиза промышленной безопасности опасных производственных объектов, а также практика оценки технических проектов на предмет риска возникновения аварийной ситуации при эксплуатации в значительной степени зависит от информированности специалиста о предмете экспертизы, характере его функционирования. Формирование сценариев событий (нагрузений) трудоемкий процесс, поскольку взаимодействующие составные части объекта реализуют целый набор изменяющихся во времени расчетных схем. В связи с чем, на практике рассмотрению подлежат ограниченное число вариантов на основании опыта эксперта. В данном случае пропуск опасного сценария представляет определенный риск аварийности.

Заметная тенденция последних лет в области эскалаторостроения – это проведение работ по модернизации конструкции с целью повышения надежности оборудования, снижению трудоемкости и затрат эксплуатации существующего парка машин. В частности, в Петербургском метрополитене идет замена на эскалаторах типа ЭТ-2М штатных аварийных тормозов с переменным моментом на тормоза с постоянным моментом.

Требования ФНП «Правила безопасности эскалаторов в метрополитенах» предписывают, что эскалаторы должны быть оборудованы автоматически действующим аварийным тормозом, расположенным на главном приводном валу. Аварийный тормоз, действует параллельно с рабочим тормозом

и осуществляет остановку эскалатора, работающего на спуск, в случае увеличения скорости лестничного полотна на 30% и более от номинальной скорости, а также при самопроизвольном изменении направления движения лестничного полотна работающего на подъем эскалатора и при отказе рабочего тормоза. Эти тормоза должны действовать автоматически при любом нарушении кинематической связи в приводе между валом двигателя и главным валом эскалатора и должны затормозить лестничное полотно при движении его на спуск [1, 2].

Штатный тормоз с переменным моментом представляет собой храповой аварийный останов, содержащий храповое колесо, установленное с возможностью реверсивного углового перемещения, подпружиненную двухплечую собачку с зубьями на каждом из плеч, а также привод перемещения собачки, связанный с одним из ее плеч. Храповое колесо посредством штифтовых соединений связано с гайкой винтовой пары, установленной на оси главного вала. Начальное усилие контакта тормозных обкладок храпового колеса со звездочкой создается за счет нескольких радиально установленных стяжных болтов с пакетами пружин. Торможение осуществляется за счёт расходования энергии на преодоление силы трения во фрикционных парах при повороте храпового колеса относительно звёздочки.

В конструкции тормоза с постоянным моментом отсутствует пара винт-гайка, а храповое колесо находится между фрикционными обкладками звездочки и прижим-

ного диска. Начальное усилие фрикционов создается также за счет нескольких радиально установленных стяжных болтов с пакетами пружин. Торможение происходит за счёт расходования энергии на преодоление силы трения во фрикционных парах при повороте храповика относительно диска и звёздочки. Характерный недостаток данного типа тормозов - это длительное время приведения его в рабочее состояние после очередного срабатывания, и, следовательно, простой оборудования. Кроме того, нередки случаи «закусывания» гайки тормоза и сложность восстановления работоспособности устройства.

К особенностям конструкции тормоза с постоянным моментом следует отнести малое время на восстановление аварийного тормоза после срабатывания без необходимости переводить эскалатор на малый привод.

В связи с отсутствием пары винт-гайка нет необходимости установки блокировки от чрезмерного вывинчивания при нештатных ситуациях. За счет нормально-замкнутых упоров механизм остается работоспособным при обесточивании схемы управления, храповое колесо находится во фрикционной связи не только со звёздочкой (как у тормоза переменным моментом), но и с прижимным диском, что повышает надежность процесса торможения.

Однако ряд специалистов, занимающихся эксплуатацией, выражает обеспокоенность риском возможности обрыва тяговых цепей и повреждения редукторной группы в эскалаторах типа ЭТ-2М, оборудованных аварийным тормозом с постоянным тормозным моментом.

Экспертная группа ФГБОУ ВО ПГУПС провела работы по анализу риска в соответствии с ГОСТ Р 53387-2009 «Лифты, эскалаторы и пассажирские конвейеры. Методология анализа и снижения риска». Анализ риска включал в себя:

- определение объекта анализа;
- идентификацию сценариев анализа;
- определение и оценка уровня риска.

Согласно приложению А к ГОСТ Р 53387-2009 (ИСО/ТС 14798:2006):

1) идентификация возможных сценариев возникновения опасной ситуации:

- заклинивание аварийного тормоза;
- резкая остановка полотна;
- неконтролируемое движение полотна вниз;

2) идентификация опасностей, которые могут относиться к анализируемому объекту:

- возможный обрыв тяговых цепей;
- повреждения элементов редукторной группы эскалатора;
- разрушение элементов тормоза;

3) сценарии, включающие в себя идентификацию опасности, и формулирование опасной ситуации, причины и последствий [3].

Нештатный режим срабатывания аварийного тормоза имеет место при заклинивании и совместном повороте храповика вместе с диском или звёздочкой. Возникающая при этом динамическая срезающая нагрузка воспринимается стяжными болтами в первом случае, либо болтами крепления звёздочки к главному валу - во втором. Причина – схватывание (прикипание) фрикционных пар, вследствие чего происходит относительный поворот храпового колеса и звёздочки без расходования энергии на преодоление силы трения во фрикционных парах. Таким образом, ближайший, находящийся в контакте со звёздочкой стяжной болт воспринимает резко развивающуюся нагрузку на срез. В случае его разрушения также резко вступает в работу следующий болт с аналогичными последствиями. Другой причиной такого развития событий может стать чрезмерное усилие прижатия пакетов пружин стяжных болтов. Последствия - разрушение элементов тормоза, неконтролируемое движение полотна вниз.

В ходе проведенных исследований, результаты которых представлены в данной статье, было проведено сравнительное исследование экстремальных режимов работы конструкций аварийных тормозов тоннельных эскалаторов с использованием численного эксперимента моделирования предельного состояния оборудования.

## 2. Инструменты и методы исследования

Исследование характера контактного взаимодействия элементов в рассматриваемом узле представляет определенную сложность в связи особенностями конструктивного устройства, скоротечности динамических процессов, проблемами измерения усилий в элементах, сложности организации и дороговизной проведения грузовых испытаний [4]. Решением проблемы, на наш взгляд, может оказаться компьютерное моделирование работы устройства, в условиях максимально приближенных к реальным [5].

Дифференцированная оценка технического состояния устройств аварийных тормозов эскалаторов может быть осуществлена с помощью построения параметрической модели объекта по данным о его динамическом поведении при известном вибрационном воздействии. В результате проведения параметрической идентификации (определение коэффициентов дифференциальных уравнений, описывающих динамическое поведение объекта) становится возможной оценка порядков значений контактных напряжений, возникающих в местах сопряжения ответственных деталей тракта привода машины. Практическая реализация по-

добного подхода осуществляется путем решения данной задачи в среде специализированного модуля SolidWorks Motion (комплексный кинематический и динамический анализ механизмов) программного комплекса SolidWorks [6, 7].

Компьютерная модель системы аварийного торможения эскалатора состоит из установленного в неподвижных опорах главного вала с закреплёнными на нём приводными звёздочками и зубчатым колесом, а также механизма тормоза, состоящего из привода собачки, храпового колеса, прижимного диска и двух наборов фрикционных обкладок. Суммарный момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс механизма приведён к главному валу.

Модель предназначена для определения контактных нагрузок на элементы механизма при срабатывании аварийного тормоза в штатном и в нештатном режиме. При этом производится моделирование работы фрикционных пар и твердотельного контакта между храповым колесом и собачкой, а также между звёздочкой и креплениями прижимного диска (стяжными болтами).

На рис. 1 показаны элементы моделирования движения механизма.

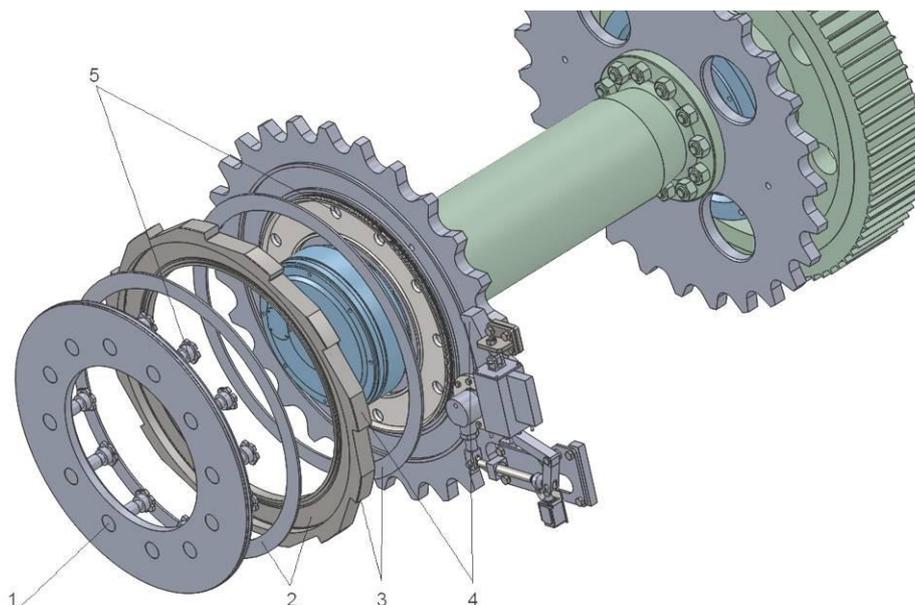


Рис.1. Элементы моделирования движения механизма:

- 1 – стяжные болты (12 шт.);
- 2 – пара трения обкладки прижимного диска-храповое колесо;
- 3 – пара трения храповое колесо-обкладки звёздочки;
- 4 – твердотельный контакт храповое колесо-собачка;
- 5 – твердотельный контакт стяжные болты-звёздочка

В штатном режиме работы механизма торможение происходит за счёт расходования энергии на преодоление силы трения во фрикционных парах при повороте храповика относительно диска и звёздочки. Нештатный режим имеет место при заклинивании и совместном повороте храповика вместе с диском или звёздочкой. Возникающая при этом динамическая нагрузка воспринимается стяжными болтами в первом случае, либо болтами крепления звёздочки к главному валу во втором. В задачу настоящего исследования входило исследование наиболее опасного нештатного режима работы механизма - при заклинивании храпового колеса относительно диска.

Адекватная работа модели потребовала настройки ее параметров в соответствии с реальным прототипом. В качестве такого настроечного параметра выбрано ускорение. Имея картину динамики изменения ускорений взаимодействующих элементов устройства, представилось возможным оценить режим нагружения объекта в целом.

На практике оценка картины динамики распределения энергетических потоков в кинематическом тракте устройства аварийного тормоза эскалаторов ЭТ-2М была осуществлена вибропортретированием с помощью виброизмерительного комплекса [8, 9].

Колебательный процесс изучаемого объекта имеет пространственный нестационарный характер перемещений, поэтому традиционный спектральный анализ оказывается неэффективным для сигналов с временным масштабом нестационарности, много меньшим продолжительности подлежащей анализу реализации (усреднение мощности флуктуаций при спектральном анализе (спектр мощности) по всему времени наблюдения сигнала).

Обработка нестационарного сканированного сигнала наблюдения осуществляется посредством кепстрального представления и последующего проведения вейвлет-анализа [10]. Применение подобной обработки сигнала позволяет выявить пространственную картину диссипации энергии в конструкции во времени. Классификационными признаками принимаются фазочастотные характе-

ристики (отражения, где происходит переворот фазы – «потеря полуволны»).

Поскольку реальные сигналы являются квазидетерминированными, применяемый математический аппарат, основанный на выделении энергетически значимых флуктуаций в сигнале, использовался как фильтр, позволяющий установить характер диссипации энергии, присущий данному конкретному конструктивному элементу машины. В связи с чем, представилось возможным установить степень влияния модернизированных узлов на условия диссипации энергии в кинематическом тракте конструкции.

Работы производились на территории станции «Достоевская» Петербургского метрополитена, на которой установлены эскалаторы ЭТ-2М, оборудованные штатными и модернизированными тормозами:

- эскалатор №1, марка ЭТ-2М, аварийный тормоз штатный с переменным моментом; диапазон торможения рабочими тормозами 650...850 мм; диапазон торможения аварийными тормозами 800...1300 мм, средняя скорость по ПКС-Р – 0,74 м/с;

- эскалатор №2, марка ЭТ-2М, аварийный тормоз модернизированный с постоянным моментом; диапазон торможения рабочими тормозами 650...850 мм; диапазон торможения аварийными тормозами 650...1150 мм; средняя скорость по ПКС-Р – 0,74 м/с.

### 3. Результаты и их анализ

На рис. 2 – 5 приведены результаты исследования динамических характеристик аварийных тормозов эскалаторов типа ЭТ-2М:

- плотности распределения сигналов по отведениям;

- средние значения амплитуд;

- результаты кепстрального представления колебательного процесса;

- компоненты вектора вейвлет-анализа, который содержит проценты энергии, соответствующей структурным узлам дерева представления диссипации энергии в объекте.

Результаты исследования работы аварийного тормоза эскалатора №1:

- тормозной путь составил 1030 мм;

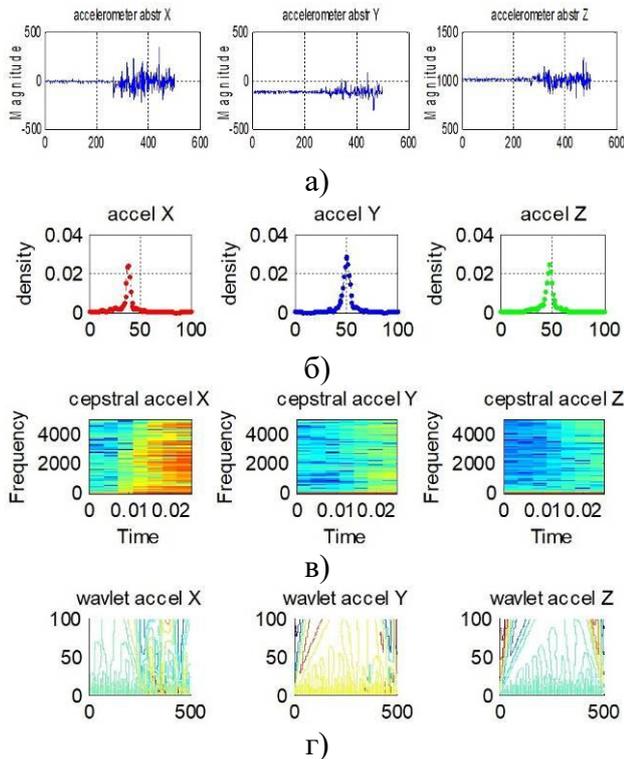


Рис. 2. Результаты исследования динамических характеристик аварийного тормоза эскалатора №1: а) представление вибрационного сигнала по трем составляющим X, Y, Z; б) плотность распределения сигнала по трем составляющим X, Y, Z; в) результаты кепстрального анализа вибросигнала; г) результаты вейвлет-анализа вибросигнала

- математическое ожидание распределения данных эксперимента:  $s_1 = 54.6197$ ;  $s_2 = 27.0942$ ;  $s_3 = 38.6452$ ;

- параметры отведений X, Y, Z дерева энтропии энергетических процессов, происходящих в тракте передачи реакций механизма:  
 $E_e = 97.5351$ ; 1.2104; 0.4056; 0.2852;  
 0.1499; 0.1758; 0.1333; 0.1046;  
 $E_n = 97.0830$ ; 1.7547; 0.4088; 0.3772;  
 0.1264; 0.0426; 0.1065; 0.1008

$E_v = 97.0155$ ; 1.7801; 0.4302; 0.3866;  
 0.1281; 0.0443; 0.1092; 0.1060.

Результаты исследования работы аварийного тормоза эскалатора №2:

- тормозной путь составил 732 мм;

- математическое ожидание распределения данных эксперимента:  $s_1 = 130.0756$ ;  $s_2 = 75.7147$ ;  $s_3 = 143.9718$ ;

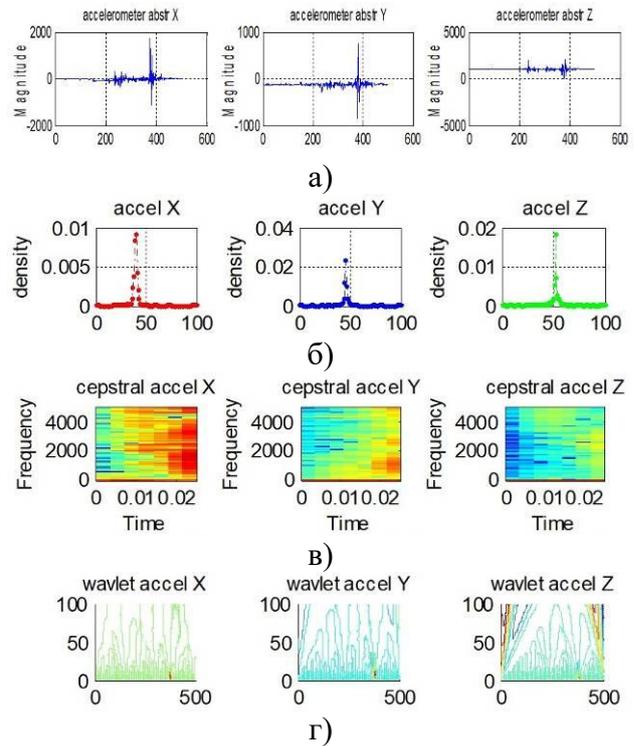


Рис. 3. Результаты исследования динамических характеристик аварийного тормоза эскалатора №2: а) представление вибрационного сигнала по трем составляющим X, Y, Z; б) плотность распределения сигнала по трем составляющим X, Y, Z; в) результаты кепстрального анализа вибросигнала; г) результаты вейвлет-анализа

- параметры отведений X, Y, Z дерева энтропии энергетических процессов, происходящих в тракте передачи реакций механизма:  
 $E_e = 96.1770$ ; 2.3561; 0.5258; 0.4661;  
 0.1428; 0.0581; 0.1500; 0.1243;  
 $E_n = 97.0461$ ; 1.7482; 0.4340; 0.3869;  
 0.1211; 0.0452; 0.1111; 0.1073;  
 $E_v = 97.0182$ ; 1.7761; 0.4310; 0.3866;  
 0.1278; 0.0444; 0.1098; 0.1062.

Результаты исследования взаимодействия храпового колеса и собачки аварийного тормоза эскалатора №1:

- тормозной путь составил 1100 мм;

- математическое ожидание распределения данных эксперимента:  $s_1 = 33.5534$ ;  $s_2 = 39.5135$ ;  $s_3 = 44.3248$ ;

- параметры отведений X, Y, Z дерева энтропии энергетических процессов, происходящих в тракте передачи реакций механизма:

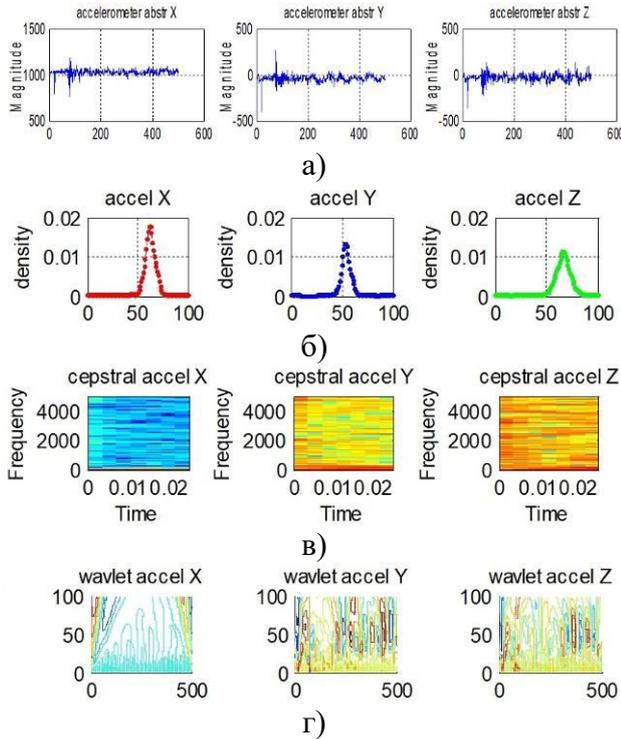


Рис. 4. Результаты исследования динамики взаимодействия храпового колеса и собачки эскалатора №1: а) представление вибрационного сигнала по трем составляющим X, Y, Z; б) плотность распределения сигнала по трем составляющим X, Y, Z; в) результаты кепстрального анализа вибросигнала; г) результаты вейвлет-анализа

$E_e = 96.9603; 1.8114; 0.4389; 0.3929; 0.1295; 0.0456; 0.1131; 0.1082;$

$E_n = 97.0732; 1.7247; 0.3692; 0.4467; 0.1570; 0.0358; 0.0933; 0.1002;$

$E_v = 96.9136; 1.8374; 0.3948; 0.4627; 0.1623; 0.0407; 0.0895; 0.0988.$

Результаты исследования взаимодействия храпового колеса и собачки аварийного тормоза эскалатора №2:

- тормозной путь составил 1030 мм;

- математическое ожидание распределения данных эксперимента:  $s_1 = 19.0960; s_2 = 19.2124; s_3 = 28.0537;$

- параметры отведений X, Y, Z дерева энтропии энергетических процессов, происходящих в тракте передачи реакций механизма:

$E_e = 97.0972; 1.7304; 0.4184; 0.3767; 0.1237; 0.0431; 0.1071; 0.1034;$

$E_n = 98.1684; 1.0426; 0.2578; 0.2653; 0.1035; 0.0286; 0.0706; 0.0632;$

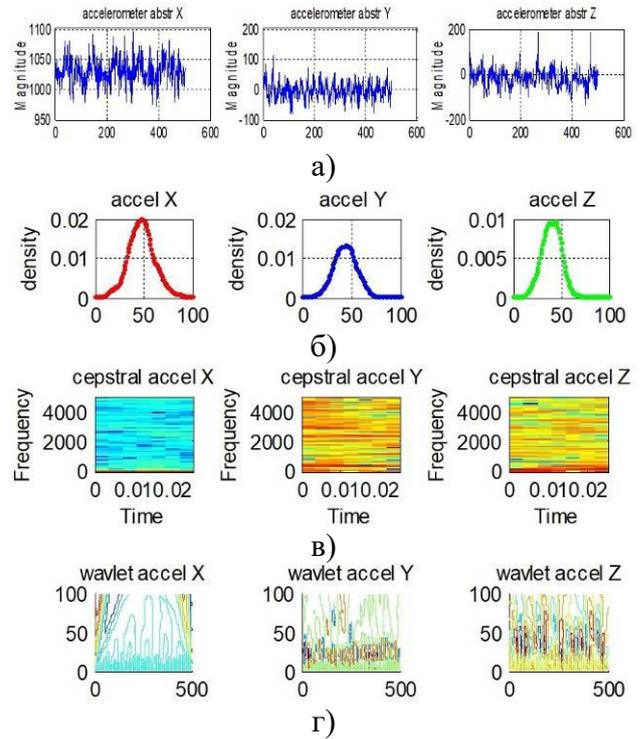


Рис. 5. Результаты исследования динамики взаимодействия храпового колеса и собачки эскалатора №2: а) представление вибрационного сигнала по трем составляющим X, Y, Z; б) плотность распределения сигнала по трем составляющим X, Y, Z; в) результаты кепстрального анализа вибросигнала; г) результаты вейвлет-анализа

$E_v = 98.4785; 0.8557; 0.1978; 0.2285; 0.1211; 0.0250; 0.0456; 0.0478.$

В ходе компьютерного эксперимента определялись следующие параметры:

- окружное касательное ускорение и окружное усилие на звёздочке;

- контактные усилия на собачке и на стяжных болтах.

Полученное в результате компьютерного эксперимента (рис. 6) значение окружного ускорения имеет хорошую сходимость с данными натурального эксперимента, что подтверждает адекватность модели.

Процесс торможения происходит в течение 1,1 с. В момент контактирования храпового колеса с собачкой наблюдается резкий рост нагрузки на рабочей поверхности собачки до значения 34 кН с последующим удержанием в течение 0,72 с. На стяжных болтах наблюдается пиковая нагрузка 63 кН

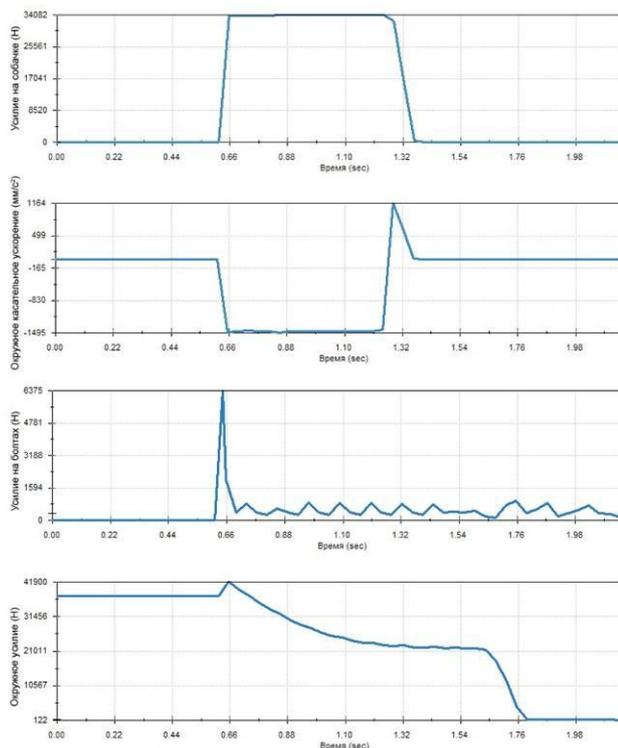


Рис. 6. Параметры работы механизма аварийного тормоза с постоянным моментом в штатном режиме

в течение 0,08 с и динамическая добавка пакетов пружин в пределах 9 кН в течение 1,54 с. Окружная сила на звёздочке в момент торможения незначительно возрастает до значения 42 кН и далее в течение 1,1 с ускоренно снижается до порогового значения 21 кН, и в течение 0,12 с снижается до нуля. В процессе торможения окружное касательное ускорение в момент срабатывания достигает значения  $1,5 \text{ м/с}^2$  и удерживается в течение 0,64 с до момента переложения реверса в результате реакции конструкции, что подтверждается результатами натурного эксперимента.

На рис. 7 показаны результаты моделирования для нештатного режима работы аварийного тормоза с постоянным моментом при совместном повороте храпового колеса и диска относительно звёздочки, в этом случае стяжные болты воспринимают перерезывающую нагрузку, которая может привести к разрушению механизма и неконтролируемому движению цепи.

Процесс торможения происходит в течение 0,1 с. В момент контактирования храпового колеса с собачкой наблюдается резкий

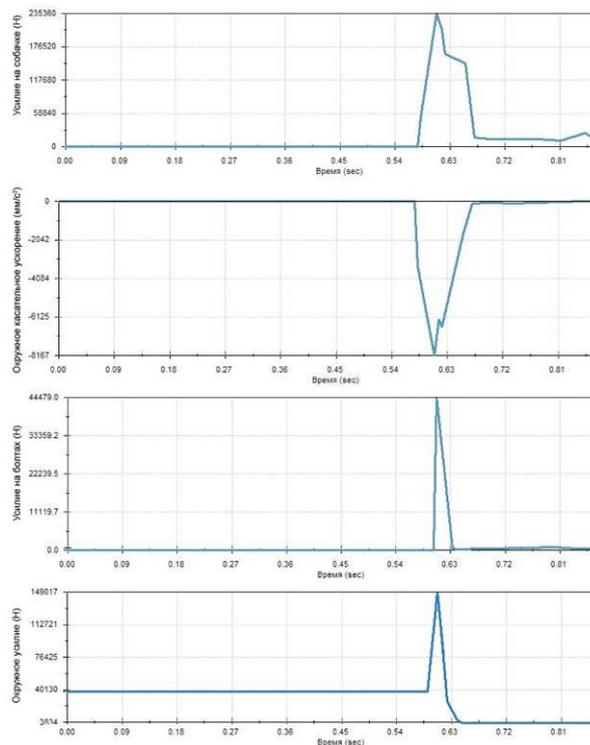


Рис. 7. Параметры работы механизма аварийного тормоза с постоянным моментом в нештатном режиме

рост нагрузки на рабочей поверхности собачки до значения 235 кН с последующим ступенчатым снижением в течение 0,05 с.

На стяжных болтах наблюдается пиковая нагрузка 44 кН (рис. 8) в течение 0,03 с. Окружная сила на звёздочке в момент торможения резко возрастает с 40 кН до значения 149 кН, далее в течение 0,05 с ускоренно снижается до нуля (снижение нагрузки на болт обусловлено совместным поворотом прижимного диска). В процессе нештатного торможения окружное касательное ускорение в момент срабатывания достигает значения  $8 \text{ м/с}^2$  за 0,05 с и снижается в течение 0,04 с до 0. Переложения реверса не наблюдается.

Во всех рассмотренных случаях нагружения конструкции эскалатора максимальные значения по критерию прочности для ответственных элементов не достигнуты:

- при штатном варианте максимальное усилие на звёздочке на участке контактирования со звеном цепи составило 42 кН, что не превышает эксплуатационные нагрузки для цепи (160 кН); на стяжных болтах нагрузка составила 63 кН, что не превышает

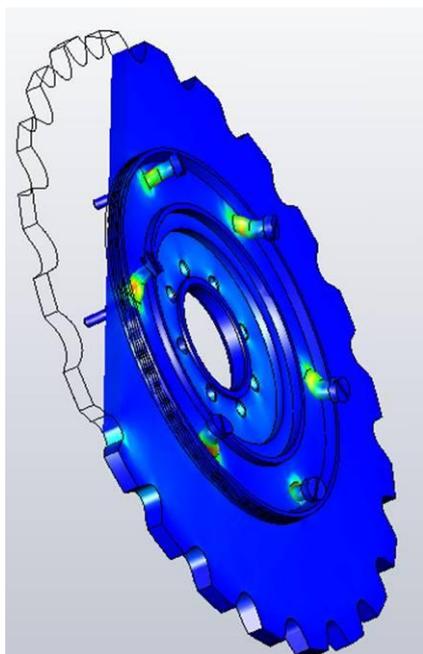


Рис. 8. Напряженно-деформированное состояние стяжных болтов

допустимые значения; нагрузки на рабочей поверхности собачки 34 кН, не превышает допустимые значения;

- при нештатном варианте максимальное усилие на звездочке на участке контактирования со звеном цепи составило 149 кН, что не превышает эксплуатационные нагрузки

для цепи (160 кН); на стяжных болтах нагрузка составила 44 кН, что не превышает допустимые значения; нагрузки на рабочей поверхности собачки 235 кН, не превышает допустимые значения.

#### 4. Заключение

Проведено сравнение аварийных тормозов с переменным и постоянным моментом на основе энергетического подхода посредством вибропортретирования; построена модель аварийного тормоза с постоянным моментом, отражающая динамику работы реального прототипа; определены риски разрушений контактирующих элементов аварийного тормоза эскалатора на основе методики определения диссипации энергии в механизме в процессе торможения. При этом не потребовалось проведение натурных испытаний с нагружением конструкции до предельного состояния, тем самым был сохранен ресурс по несущей способности конструкции в целом.

#### Список литературы

1. Федеральный закон №116-ФЗ от 20.06.1997 г. «О промышленной безопасности опасных производственных объектов».
2. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности эскалаторов в метрополитенах», утвержденные приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 13 января 2014 г. № 9.
3. ГОСТ Р 53387-2009 Лифты, эскалаторы и пассажирские конвейеры. Методология анализа и снижения риска. М.: Стандартинформ, 2010.
4. Дубов А.А., Дёмин Е.А., Мильяев А.И., Стеклов О.И. Контроль за напряженно-деформированным состоянием газопроводов с использованием различных методов // Безопасность труда в промышленности. 2002. №2. С. 9-13.

#### References

1. Federalnyy zakon №116-FZ «O promyshlennoy bezopasnosti opasnykh proizvodstvennykh obyektov» [On industrial safety of hazardous production facilities], 20.06.1997. (In Russian)
2. Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti «Pravila bezopasnosti eskalatorov v metropolitenakh» [Safety rules of the escalators in the subways], 13.01.2014 г. № 9. (In Russian)
3. GOST R 53387-2009 *Lifty, eskalatory i passazhirskiye konveyery. Metodologiya analiza i snizheniya riska* [Lifts, escalators and moving walks. Risk assessment and reduction methodology]. Moscow, Standartinform, 2010. (In Russian)
4. Dubov A.A., Demin E.A., Milyaev A.I., Steklov O.I. Monitoring of stress-strain state of gas pipelines using various methods. *Bezopasnost truda v promyshlennosti*, 2002,

5. Эйгенсон Л.С. Моделирование. М., 1952.
6. Алямовский А.А. Инженерные расчеты в SolidWorksSimulation. М.: ДМК Пресс, 2010. 466 с.
7. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов: задачи, методы, рекомендации. М.: ДМК Пресс, 2015. 562 с.
8. Кобяков И.Б. Трехкомпонентный виброакселерометр для вибрационной диагностики технических систем // Контроль. Диагностика. 2001. №10. С. 17–18.
9. Смирнов В.Я. Измерение параметров вибрации: состояние и перспективы // Мир измерений. 2002. №9-10. С. 6–13.
10. Смоленцев Н.К. Основы теории вейвлетов. Вейвлеты в MATLAB. М.: ДМК Пресс, 2009. 448 с.
- † No.2, pp. 9-13. (In Russian)
- † 5. Eygenson L.S. *Modelirovaniye* [Modeling], Moscow, 1952. (In Russian)
- † 6. Alyamovskiy A.A. *Inzhenernye raschety v SolidWorksSimulation* [Engineering calculations in SolidWorks Simulation], Moscow, DMK Press, 2010. 466 p. (In Russian)
- † 7. Alyamovskiy A.A. *SolidWorks Simulation. Inzhenerhiy analiz dlya professionalov: zadachi, metody, rekomendatsyi* [SolidWorks Simulation. Engineering analysis for professionals: tasks, methods, recommendations], Moscow, DMK Press, 2015. 562 p. (In Russian)
- † 8. Kobyakov I.B. Three-component vibration accelerometer for vibration diagnostics of technical systems. *Kontrol. Diagnostika*, 2001, No.10, pp.17-18. (In Russian)
- † 9. Smirnov V.Ya. Measurement of vibration parameters: status and prospects. *Mir izmereniy*, 2002, No.9-10, pp. 6-13. (In Russian)
- † 10. Smolentsev N.K. *Osnovy teorii veyvletov. Veyvlety v MATLAB* [Fundamentals of wavelet theory. Wavelets in MATLAB]. Moscow, DMK Press, 2009. 448 p. (In Russian)