

DOI: 10.53078/20778481_2021_4_56

УДК 629.021

М. Э. Подымако, В. Н. Клочков, М. В. Соболев

РАСЧЕТНОЕ ОБОСНОВАНИЕ И НАТУРНОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ СПОСОБА ПРОВЕДЕНИЯ УСКОРЕННЫХ ЦИКЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ВИНТОВЫХ ПРУЖИН

M. E. Podymako, V. N. Klochkov, M. V. Sobolev

CALCULATED JUSTIFICATION AND FULL-SCALE CONFIRMATION OF THE METHOD FOR CONDUCTING ACCELERATED CYCLIC TESTS OF HELICAL SPRINGS

Аннотация

Приведены результаты апробации способа проведения ускоренных циклических испытаний винтовой пружины (на примере пружины растяжения) с целью определения параметров работоспособности по критерию долговечности. Способ заключается в замене реального объекта эквивалентным образцом (уменьшение количества витков), с сохранением величины уровня напряжений, для уменьшения амплитуды перемещений, что позволит снизить время проведения испытаний за счёт повышения частоты обратно-поступательного перемещения в процессе испытаний. Для исключения появления резонансных и окolorезонансных процессов определены величины собственных частот колебаний испытуемого образца с последующим выбором оптимальной частоты циклов нагружения.

Ключевые слова:

циклические испытания, привод дверей, винтовая пружина растяжения, циклическая долговечность, критерии разрушения, лифт.

Для цитирования:

Подымако, М. Э. Расчетное обоснование и натурное подтверждение способа проведения ускоренных циклических испытаний винтовых пружин / М. Э. Подымако, В. Н. Клочков, М. В. Соболев // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 4 (73). – С. 56–65.

Abstract

The article presents the results of testing a method for conducting accelerated cyclic tests of helical springs (exemplified by a tension helical spring) in order to determine the performance parameters according to the durability criterion. The method consists in replacing a real object with an equivalent sample (reducing the number of turns), while maintaining the magnitude of stress level in order to reduce the amplitude of movements, which will reduce the test time by increasing the frequency of the reciprocating movement during the test. To avoid the occurrence of resonant and near-resonant processes, the magnitudes of natural vibration frequencies of the test sample have been determined, followed by the selection of the optimal frequency of loading cycles.

Keywords:

cyclic tests, door drive, tension helical spring, cyclic durability, failure criteria, elevator.

For citation:

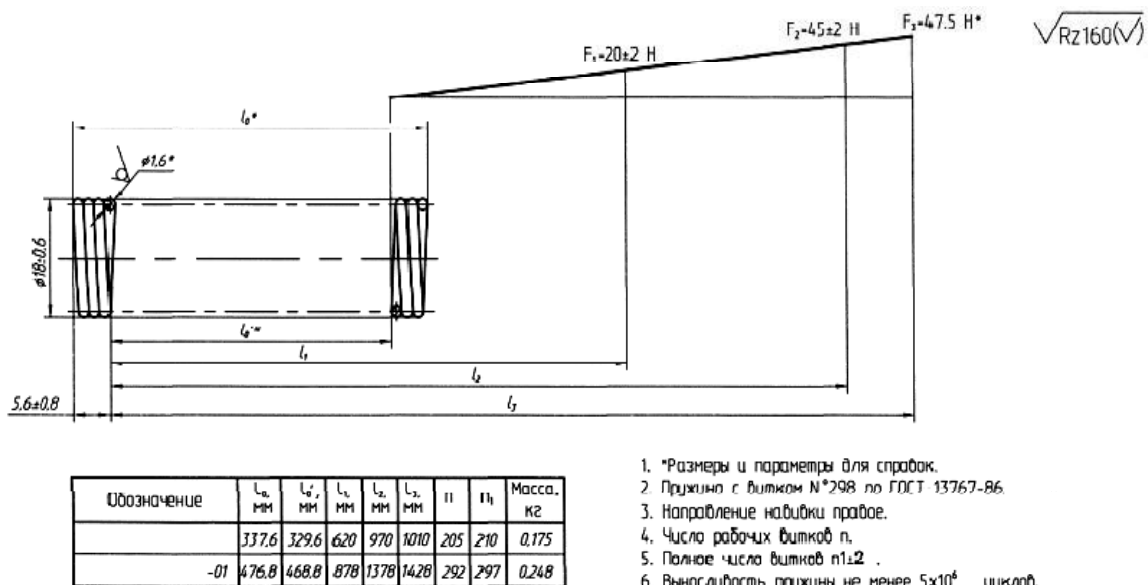
Podymako, M. E. Calculated justification and full-scale confirmation of the method for conducting accelerated cyclic tests of helical springs / M. E. Podymako, V. N. Klochkov, M. V. Sobolev // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 4 (73). – P. 56–65.

Введение

Винтовая пружина – достаточно изученный объект, который, однако, не так очевиден, как кажется. Внутри пружины заложены функциональные характеристики, такие как жёсткость, а также показатели долговечности, такие как число циклов при периодическом нагружении. Пружины цилиндрические винтовые нормируются ГОСТ 13765–86 *Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Обозначение параметров, методика определения размеров*, на основании которого, имея требуемую характеристику, выполняется проектирование пружины. После этого этапа пружина существует в виде конструкторского документа, чертежа, который передаётся на технологическую проработку и далее в производство. Технологическая проработка, так же как и конструкторская, имеет своим результатом технологический процесс, следование которому должно привести к получению годной пружины. В реальности проволока, из которой изготовле-

на пружина, находясь в закалочной печи, под действием высокой температуры подвергается линейному удлинению, вследствие чего после термической обработки увеличивается число витков пружины. Поэтому имеется допуск на высоту (длину) пружины, регламентируемый ГОСТ 16118–70, т. е. после термообработки пружина может не обладать закладываемой характеристикой жёсткости. Вследствие этого после её изготовления выполняется проверка данной характеристики на метрологическом приспособлении, по результатам которой корректируются длина заготовки и режимы термообработки. Однако есть параметры, которые невозможно проверить мгновенно, но которые являются критичными для обеспечения безопасности работы объекта, в составе которого эта пружина работает.

В данном случае объектом рассмотрения является пружина дверей шахты лифта (рис. 1), возвращающая створки этажных дверей в закрытое состояние.



1. *Размеры и параметры для справок.
2. Пружина с витком N*298 по ГОСТ 13767-86.
3. Направление наводки правое.
4. Число рабочих витков n .
5. Полное число витков $n \pm 2$.
6. Выносливость пружины не менее 5×10^4 циклов.
7. Покрытие: Хим.Фос.прм.
8. Остальные технические требования по

ГОСТ 16118-70

Рис. 1. Эскиз пружины

Лифт – потенциально опасный объект, требующий для его разработки и производства соответствующих разрешений. Наряду с этим правилами (EN 81-20:2014, ГОСТ 33984.1–2016, ГОСТ Р 53780–2010) определены узлы, которые являются опасными и должны подвергаться сертификационным испытаниям как сами по себе, так и в составе лифта. Пружина дверей шахты к таким узлам не относится, однако это совершенно не значит, что отсутствует необходимость её проверки. И одной из проверок, которую необходимо выполнять, является проверка пружины на долговечность, та самая, которую нельзя произвести мгновенно. Необходимость её выполнения, кроме всего прочего, вызывает ряд факторов: качество поставляемого сырья, технологическая дисциплина при её наливке, термообработке, а также, как будет показано далее, способ формирования зацепов. Кроме того, важным аспектом выступает надёжность пружины по критерию долговечности, т. к. последствиями разрушения являются отсутствие собираемости цепи безопасности лифта и его неработоспособность. Немаловажна также минимальная трудоёмкость сборки пружины в дверях шахты, т. к. это самая массовая позиция в составе лифта. Число дверей шахты равно этажности лифта и при объёме выпуска 1400 лифтов в месяц может достигать 14–15 тыс.

Основная часть

Разработка и валидация способа проведения ускоренных испытаний пружины на долговечность осуществлялись при последовательном выполнении ряда задач:

- 1) предложить конструктивное исполнение приспособления;
- 2) выполнить расчётное обоснование процесса испытаний;
- 3) выполнить опытную проверку способа.

Пружины разной длины имеют одинаковые напряжения при действии на них одинакового по величине усилия. Это подтверждается формулой для расчёта напряжений по ГОСТ 13765–86, в которой число витков отсутствует как параметр:

$$\tau_0 = K \frac{8F_3 D}{\pi d^3},$$

где K – коэффициент, зависящий от соотношения диаметров проволоки и пружины; F_3 – сила пружины при максимальной деформации, Н; D – наружный диаметр пружины, мм; d – диаметр проволоки, мм.

Аналогичное подтверждение было получено с использованием метода конечных элементов (рис. 2).

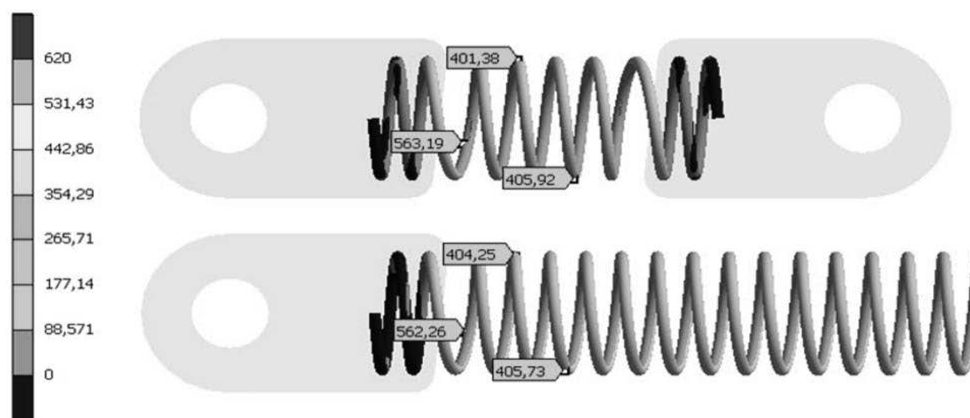


Рис. 2. Уровень напряжений в пружине с различным количеством витков

Основываясь на этом факте, был предложен вариант испытаний пружины меньшей длины в составе приспособления, реализующего частоту нагружения, равную частоте вращения вала двигателя с использованием эксцентрика (рис. 3). Рассмотрение пружины меньшей длины выбрано в связи с тем, что

для испытаний полноразмерной пружины (см. рис. 1) с рабочим ходом потребовались бы механизмы со значительным рабочим ходом, что накладывает ограничения на частоту нагружения и, следовательно, делает испытания длительными.

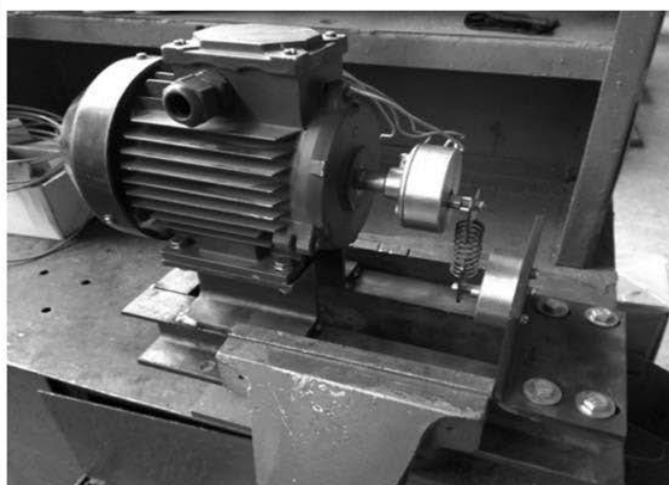


Рис. 3. Приспособление для ускоренных испытаний пружин

Для проверки отсутствия резонанса при испытании пружины была определена резонансная частота для варианта с десятью рабочими витками. Она составила около 60 Гц. Ввиду того, что планировалось проводить испытания на как можно большей частоте, предварительно с приводом от двигателя с номинальной частотой вращения 3000 об/мин (50 Гц), и собственная частота колебаний пружины находилась в околорезонансной зоне, было принято решение повы-

сить её жёсткость уменьшением количества рабочих витков до шести штук. Это позволило повысить резонансную частоту приблизительно в 1,7 раза в соответствии с формулой

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}},$$

где c – жесткость пружины (обратно пропорциональна количеству рабочих

витков); m – масса колебательной системы (рабочих витков пружины), кг.

В приспособлении реализован кинематический способ нагружения: создание требуемого усилия в пружине путём растяжения её на определённую величину. На основании этого выбирались:

- расстояние между эксцентриком и нижней опорой при положении оси эксцентрика в нижней фазе;
- эксцентриситет оси эксцентрика по отношению к оси вращения.

Определение величины проводилось методом конечных элементов последовательным приложением сил $F_1 = 20$ Н и $F_3 = 47,5$ Н. Результаты расчёта приведены на рис. 4.

Растяжение при действии силы 20 Н составило 9,7 мм, а при силе 47,5 Н – 23 мм. Амплитуда составляет $(23 - 9,7) / 2 = 6,65$ мм. На рис. 5 представлен чертёж эксцентрика с необходимым эксцентриситетом.

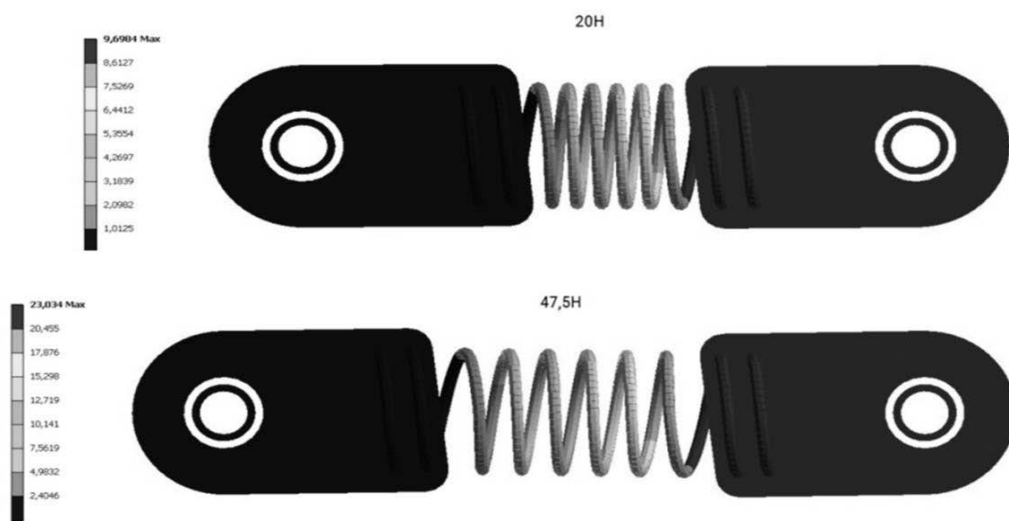


Рис. 4. Определение размаха колебаний пружины

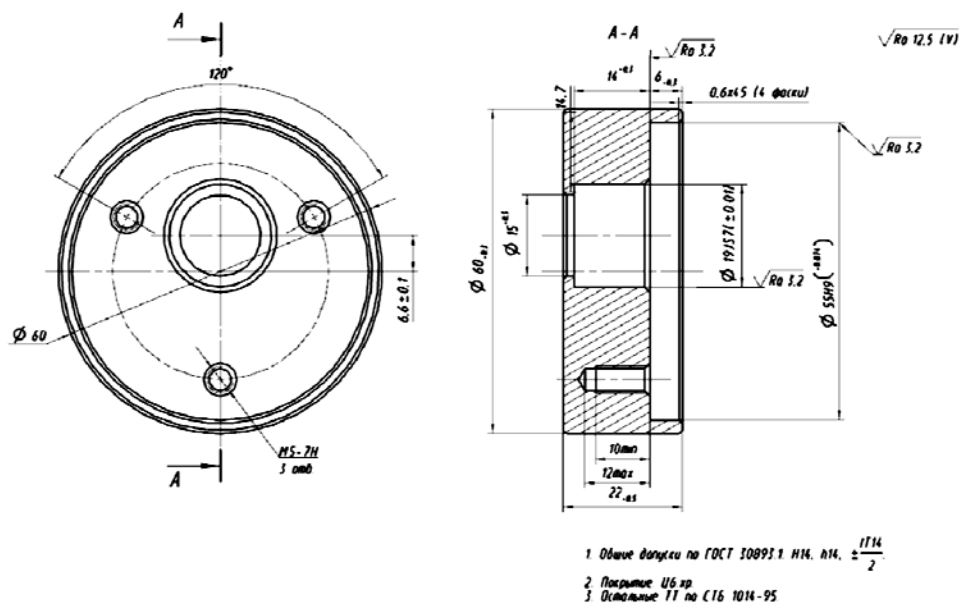


Рис. 5. Чертёж эксцентрика для требуемого размаха

Был выполнен динамический расчёт с имитацией процесса работы пружин с шестью и десятью рабочими витками в приспособлении. Результаты моделирования для обоих вариантов представлены на рис. 6. При испытании пружины с шестью рабочими витками при частотах до 25 Гц (до 1500 об/мин) отклонений амплитуды усилий от идеальной, рассчитанной для статического нагружения, не наблюдается. При повы-

шении частоты до 50 Гц (3000 об/мин) присутствует увеличение возникающего усилия на 6,8 %, что переводит испытания в разряд консервативных.

Данные для пружины с десятью витками приведены в качестве информации и подтверждения расчёта её собственной частоты, при околорезонансной частоте 50 Гц (собственная частота 60 Гц) пружина уходит «вразнос».

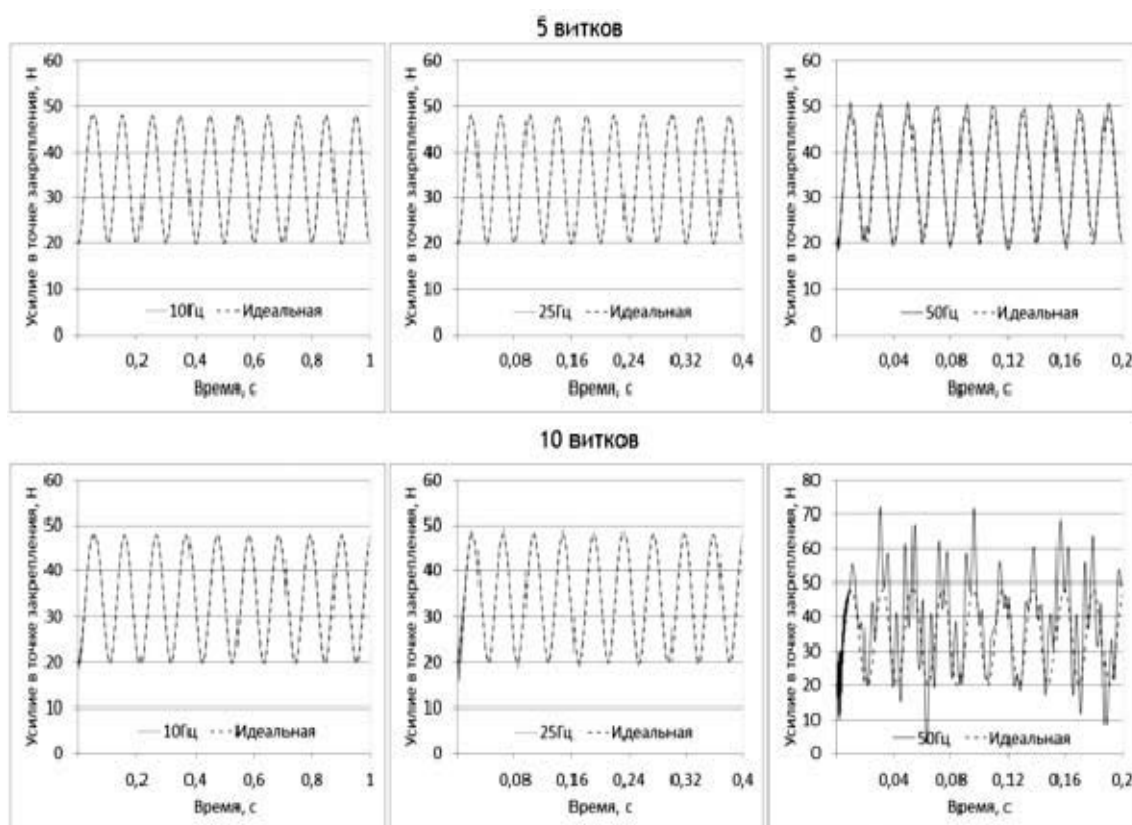


Рис. 6. Проверка колебаний пружин на различных частотах

Обоснование числа циклов нагружения выполнялось на основе циклограмм, снятых в процессе выполнения ГНТП «Машиностроение и машиностроительные технологии» АТКС16-5.03 совместно с Государственным научным учреждением «Объединённый институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси» с лифта, установленного в административно-бытовом корпусе ОАО «Могилевлифтмаш». Ко-

личество остановок лифта на 2 этаже, как наиболее посещаемом, составляет 337 остановок за смену.

Общее число циклов нагружения пружины в составе дверей шахты при двусменной работе составит

$$N = 2 \cdot n \cdot D \cdot L = 2 \cdot 337 \cdot 250 \cdot 30 = 5\,055\,000 \text{ циклов,}$$

где n – число срабатываний дверей шахты; D – количество рабочих дней в году; L – количество лет работы лифта.

Как уже отмечалось ранее, важным условием при рассмотрении конструкции пружины являлось обеспече-

ние минимальной трудоёмкости сборки её в составе двери шахты. Было рассмотрено два варианта: с установкой пружины на полиуретановые втулки и с использованием зацепов крайних витков из листового материала (рис. 7).

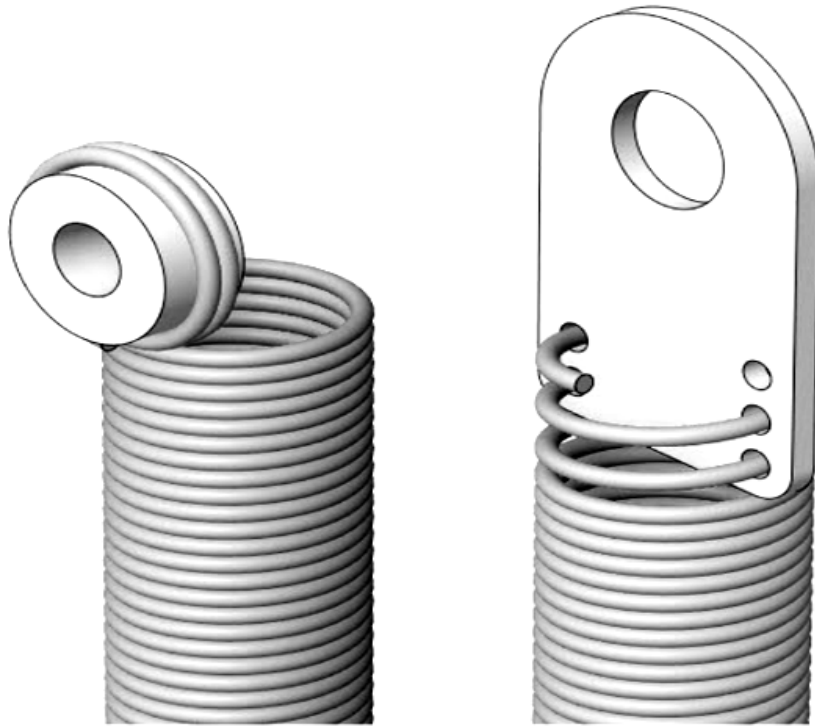


Рис. 7. Варианты установки пружины

Вариант с листовыми зацепами, очевидно, является более трудоёмким, требующим «ввинчивания» пружины в зацеп. Однако ввиду первичности требований безопасности были проверены оба варианта. Для обеспечения некоторой регулировки и настройки один из концов пружины устанавливался в листовую зацеп, второй – в зависимости от рассматриваемого варианта.

Следует отметить, что в испытательном центре ОАО «Могилевлифтомаш» функционирует стенд для испытаний дверей шахты в сборе, в составе которого было выполнено испытание нескольких полноразмерных пружин с двумя кольцами, одна из которых разрушилась (рис. 8, а), что вызвало необ-

ходимость установления причин разрушения и разработки мероприятий для его исключения.

Обратило на себя внимание место разрушения пружины, которое находилось вне области рабочих витков, в зоне зацепа, который устанавливался на полиуретановую втулку меньшего диаметра. Было выполнено моделирование способа установки на втулку и получено соответствие расположения областей максимальных растягивающих напряжений и области разрушения (рис. 8, б). Ввиду длительности испытаний в составе стенда дверей шахты они были выполнены лишь для серийного варианта, которым являлся вариант с двумя кольцевыми зацепами.

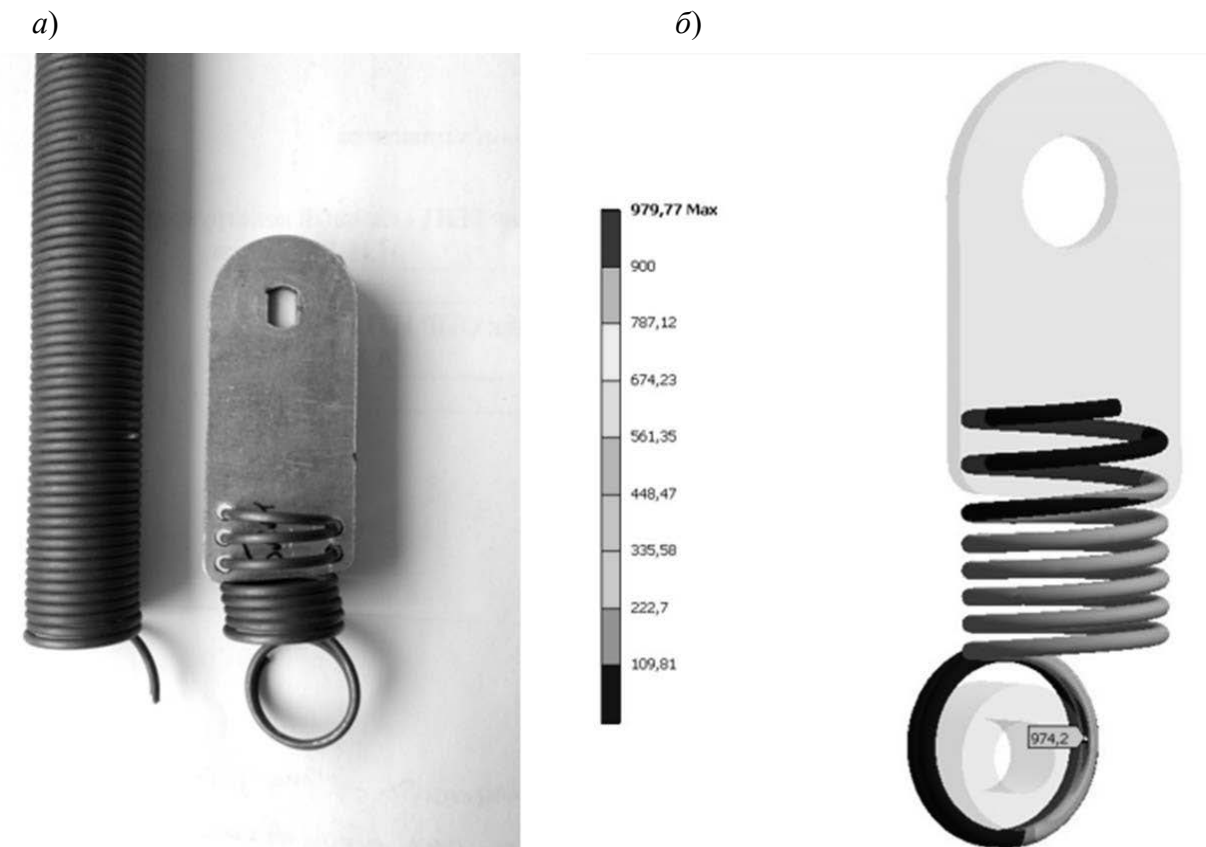


Рис. 8. Разрушение полноразмерной пружины с идентификацией области разрушения (а) и результаты её расчёта (б)

Было выполнено изготовление приспособления и проведено испытание нескольких пружин с различными вариантами закрепления их концов. В процессе испытаний разрушения испытываемых пружин с двумя листовыми зацепами обнаружено не было, так же как и с комбинированным креплением (кольцо – зацеп). Пружины отработали 5,055 млн циклов без разрушения.

Для установления возможной причины разрушения был проанализирован процесс формирования кольцевых зацепов и обнаружено, что при их отгибании возможно нанесение инструментом царапин как раз в области потенциального разрушения. Для подтверждения этого факта была целенаправленно нанесена царапина (рис. 9, а), пружина была установлена в приспособление, её разруше-

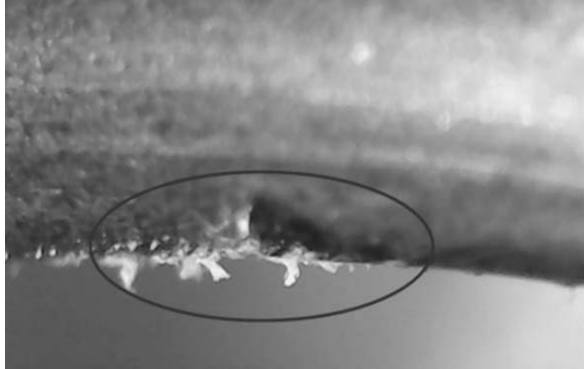
ние произошло после 48 тыс. циклов (рис. 9, б). Таким образом, было установлено, что правильно спроектированная пружина может разрушаться из-за особенностей изготовления, а именно формирования кольцевых зацепов. На текущий момент предприятие не имеет трёхкоординатного пружинонавивочного станка, позволяющего формировать зацепы в автоматическом режиме, вследствие чего операция выполняется вручную.

Таким образом, было установлено, что причиной разрушения пружин являлась не конструкторская ошибка, а случайные повреждения при отгибании крайних витков для кольцевых зацепов. Тем не менее были выполнены расчёты методом конечных элементов различных вариантов конструктивного испол-

нения крайних витков пружин, которые встречаются в технической литературе

(рис. 10). В табл. 1 представлены результаты расчёта.

а)



б)



Рис. 9. Искусственно нанесённая царапина (а), излом витка (б)

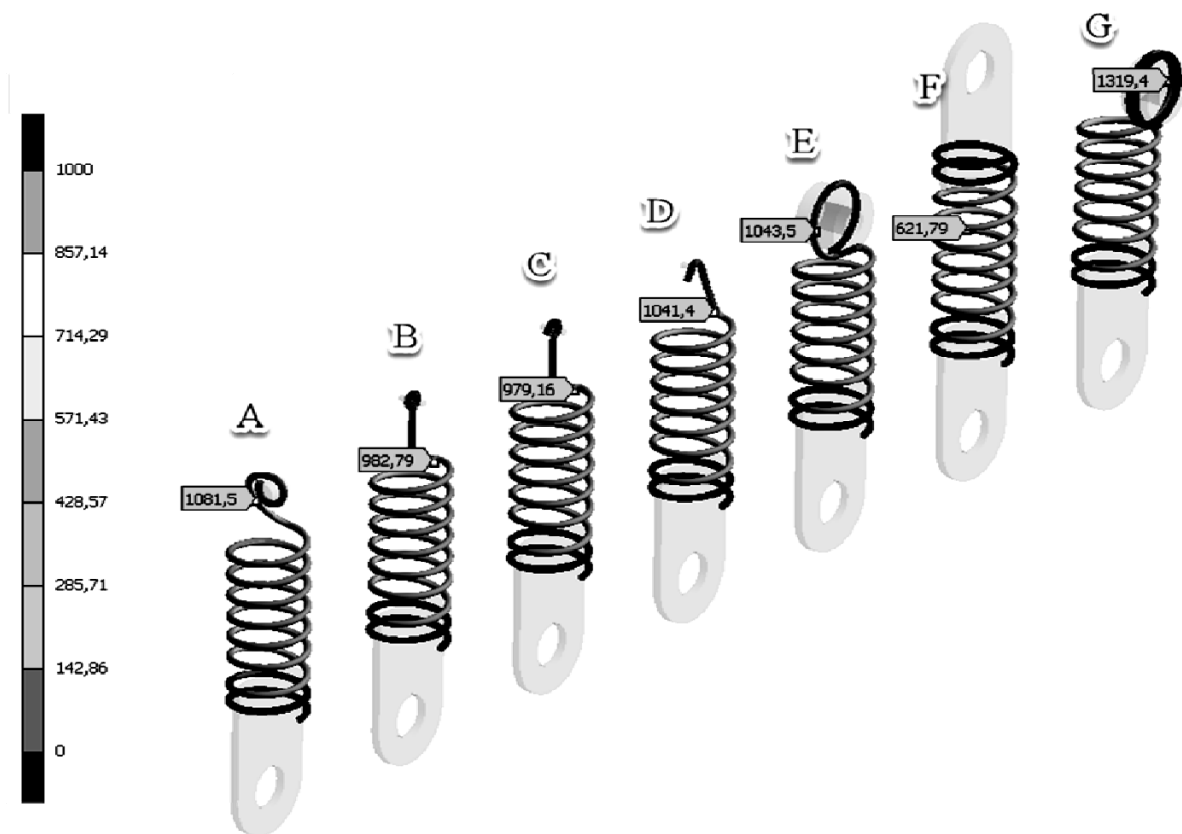


Рис. 10. Первые главные напряжения для пружин с различными крайними витками

Табл. 1. Сравнение пружин по исполнению формы зацепов

Исполнение крайних витков (см. рис. 10)	Максимальные первые главные напряжения, МПа	Уровень возникающих напряжений, % к варианту G
A	1081,5	81,96
B	989,72	75,01
C	979,16	74,2
D	1041,4	78,9
E	1043,5	79,08
F (серийный)	< 700	53,05
G (серийный)	1319,4	100

Таким образом, наиболее выгодным исполнением, с позиции прочности и долговечности, является вариант F, однако он и наиболее трудоёмкий при сборке.

Заключение

В процессе разработки подхода для ускоренных испытаний пружин дверей шахты было решено две задачи: разработан и апробирован способ проведения ускоренных испытаний винтовых пружин на примере цилиндрической винтовой пружины растяжения привода дверей шахты лифта, обеспечивший, при сохранении адекватности результатов, ускорение испытаний в 32 раза (с 936 до 28 ч); выявлен факт разрушения, анализ причин которого привёл к инициализации процедуры пересмотра технологического процесса изготовления пружины в части формирования её зацепов.

Таким образом, разработанный способ позволит оперативно проводить испытания пружин, по критерию долговечности, как на этапе проектирования и изготовления опытной партии, так и при введении изменений в технологический процесс изготовления (применяемый материал, класс проволоки, термическая обработка и т. д.), а изменения технологического процесса изготовления пружины в части формирования зацепа(ов) исключают нанесение концентраторов в области возникновения максимальных напряжений. Проведённый анализ влияния элементов крепления и формы зацепов пружин растяжения на характер распределения и величину напряжений даёт выбор в будущем при возникновении необходимости изменения конструкции зацепов данной пружины и выборе варианта для любой другой пружины растяжения.

Статья сдана в редакцию 12 октября 2021 года

Максим Эдуардович Подымако, заведующий отраслевой лабораторией НТЦ, ОАО «Могилевлифтмаш». Тел.: +375-29-241-99-97. E-mail: podymako_m@mail.ru.

Виктор Николаевич Ключков, начальник бюро надёжности отраслевой лаборатории, ОАО «Могилевлифтмаш». Тел.: +375-29-743-68-10. E-mail: vnklochkov@mail.ru.

Максим Валерьевич Соболев, директор НТЦ, ОАО «Могилевлифтмаш». Тел.: +375-29-242-02-68.

Maksim Eduardovich Podymako, Head of the STC branch laboratory, JSC Mogilevliftmash. Tel.: +375-29-241-99-97. E-mail: podymako_m@mail.ru.

Viktor Nikolayevich Klochkov, Head of Reliability Department of the STC branch laboratory, JSC Mogilevliftmash. Tel.: +375-29-743-68-10. E-mail: vnklochkov@mail.ru.

Maksim Valeryevich Sobolev, STC Director, JSC Mogilevliftmash. Tel.: +375-29-242-02-68.