

Экспериментальные исследования характеристик внутреннего трения резиновых гасителей для кареток свивающих машин

Рассматривается методика определения характеристик демпфирования резиновых гасителей на основе сравнительного анализа экспериментальной и расчетной осциллограмм затухающих колебаний осциллятора.

свивающая машина, каретка, резиновый гаситель, коэффициент демпфирования

Каретка свивающей машины представляет собой устройство, смонтированное на двух подшипниковых опорах внутри быстровращающегося ротора [1]. В процессе работы машины каретка остается неподвижной, т.к. ее центр масс находится ниже оси вращения ротора. Наличие технологических погрешностей опорных узлов приводит к возникновению незатухающих колебаний каретки. В связи с этим при проектировании указанных опор необходимо предусматривать возможность их работы при различных режимах, в том числе, в наиболее опасном окolorезонансном режиме. Амплитуда колебаний и коэффициент динамичности существенно зависят от характеристик внутреннего трения резиновых гасителей (РГ), установленных в опорах каретки [2]. Однако в технической литературе нет сведений для указанного вида РГ. Этим обусловлена актуальность выполненных исследований.

Цель работы - экспериментальные исследования коэффициентов демпфирования резиновых гасителей опор кареток свивающих машин на основе анализа экспериментальной осциллограммы затухающих колебаний осциллятора.

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 1. Груз 1 с заданной массой установлен на исследуемом РГ 2, закрепленном на жестком основании 3. На этом же основании установлены два измерительных устройства: стальная консольная балка 4 для определения динамических перемещений колеблющегося груза и часовой индикатор 5 для измерения статических перемещений. К телу 1 с помощью нити 6 прикреплена дополнительная масса 7, которая предназначена для задания начального отклонения осциллятора от состояния статического равновесия. На стальной балке 3 установлены тензодатчики 8 и предварительный усилитель 9. Сигнал от тензодатчиков 7 поступает в аналоговый усилитель, обрабатывается в АЦП, а затем через USB-порт передается в компьютерный осциллограф.

Расчетная схема исследуемой системы представлена на рис. 2. Движение груза описывается дифференциальным уравнением:

$$m\ddot{y} = F_{mp} + F_{упр}, \quad (1)$$

где $F_{упр} = -cy$ – сила упругости.

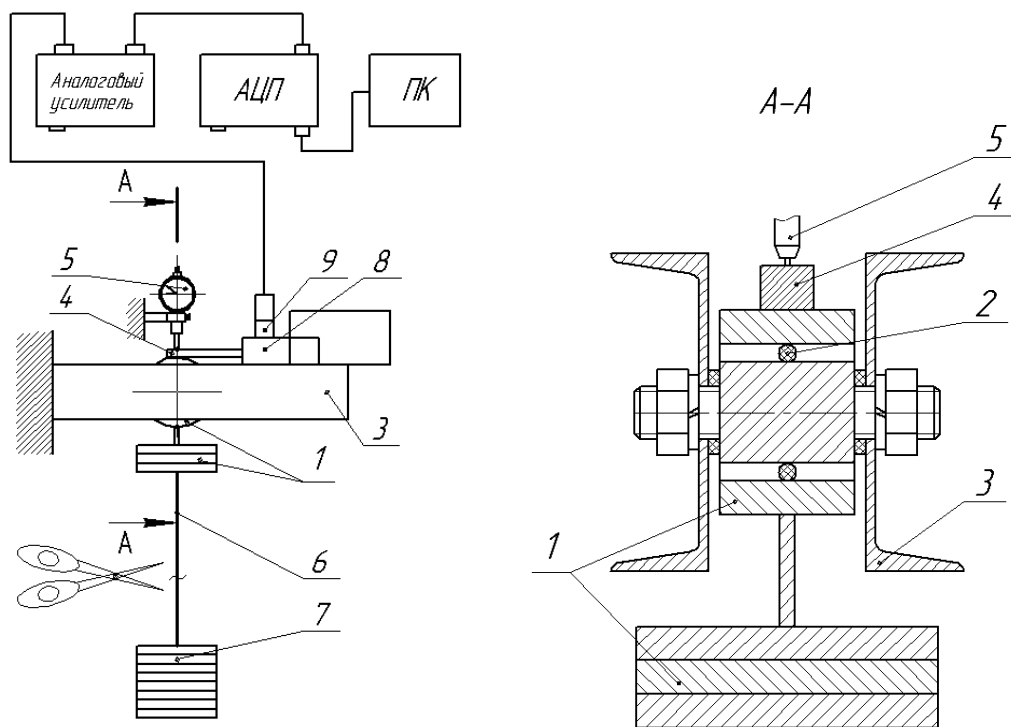


Рисунок 1 – Схема экспериментальной установки

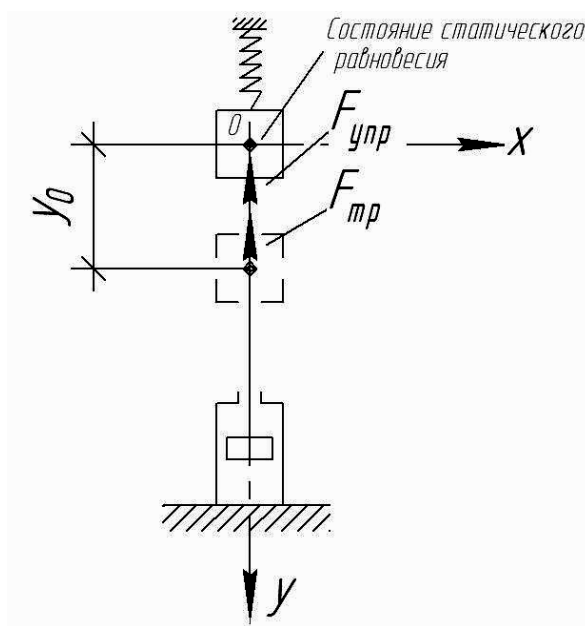


Рисунок 2 – Расчетная схема

Для математического описания силы внутреннего трения, следуя работам [3,4], используем комбинированную степенную функцию вида:

$$F_{тр} = -(B_1 \cdot \text{sign}(\dot{y}) + B_2 \cdot \dot{y} + B_3 \cdot \text{sign}(\dot{y}) \cdot \dot{y}^2). \quad (2)$$

Коэффициенты демпфирования B_i определяются на основании экспериментальной осциллограммы свободных колебаний с использованием двух

критериев [3]: соответствие теоретического и экспериментального значений времени затухания Δt ; соответствие теоретической и экспериментальной форм огибающей линии колебаний.

Эксперимент выполнялся в следующей последовательности:

а) на исследуемый резиновый гаситель подвешивается груз с заданной массой m и фиксируется нулевое положение компьютерной осциллограммы в состоянии статического равновесия;

б) подвешивается дополнительная масса m_0 , фиксируется начальная координата y_0 ;

в) режущим инструментом отделяется масса m_0 . После этого груз m совершает собственные затухающие колебания и выполняется запись экспериментальной осциллограммы.

Ниже приведены данные для одного из исследованных стандартных вариантов РГ опор каретки свивающей машины сигарного типа SRN – 6/160 [1] (РГ имеет форму тора с размерами: $D_n = 78$ мм – наружный диаметр тора; $d_{сеч} = 8$ мм – диаметр сечения тора).

На рис. 3 представлен внешний вид экспериментальной осциллограммы колебаний груза.

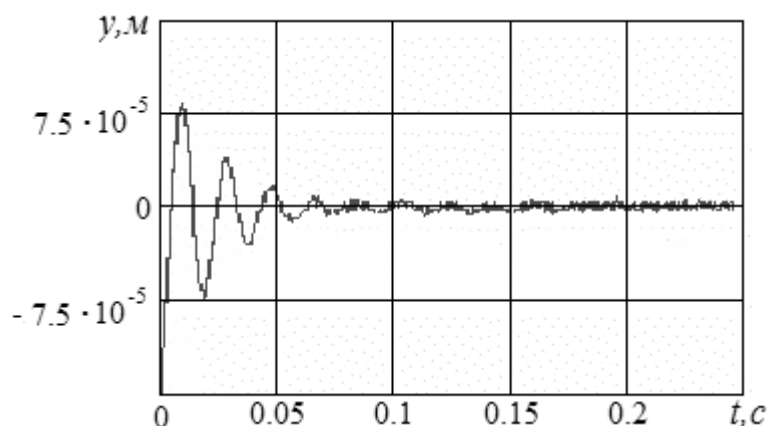


Рисунок 3 – Внешний вид экспериментальной осциллограммы колебаний груза для исследуемого РГ

Для определения неизвестных коэффициентов демпфирования B_i функции трения (2) при заданных массах $m = 3,9$ кг и $m_0 = 8$ кг выполняли следующие процедуры:

а) по экспериментальной осциллограмме фиксируем параметры:

- начальный момент времени затухающих колебаний $t_1 = 0,17$ с;

- начальная координата $y_0 = -1,6 \cdot 10^{-4}$ м;

- начальная скорость $\dot{y}_0 = 0$ м/с;

- период собственных колебаний $T_s = 0,018$ с;

б) на экспериментальной осциллограмме отмечаем 4-6 произвольных точек, лежащих на огибающей линии, и фиксируем координаты этих точек (приведены в табл. 1);

Таблица 1 – Координаты точек на огибающей линии

Порядковый номер точки	1	2	3	4
$y, м \times 10^{-5}$	7,9	1,5	0,7	0,35
$t, с$	0,0085	0,046	0,083	0,139

в) задаем значения B_i в первом приближении ($B_1 = 0,003$, $B_2 = 60$, $B_3 = 8000$).

Численно решаем дифференциальное уравнение (1). Строим расчетную диаграмму колебаний. Визуально проверяем соответствие огибающих линий экспериментальной и расчетной осциллограмм. Если это условие не выполняется, как на рисунке 4, то повторяем все процедуры при новой комбинации значений коэффициентов B_i . После нескольких промежуточных итераций получили конечную комбинацию коэффициентов демпфирования: $B_1 = 0,01$, $B_2 = 170$, $B_3 = 13000$, при которых достигается достаточно точное соответствие (погрешность не превышает 5 %) экспериментальных и расчетных координат точек на осциллограммах колебаний (рисунок 5).

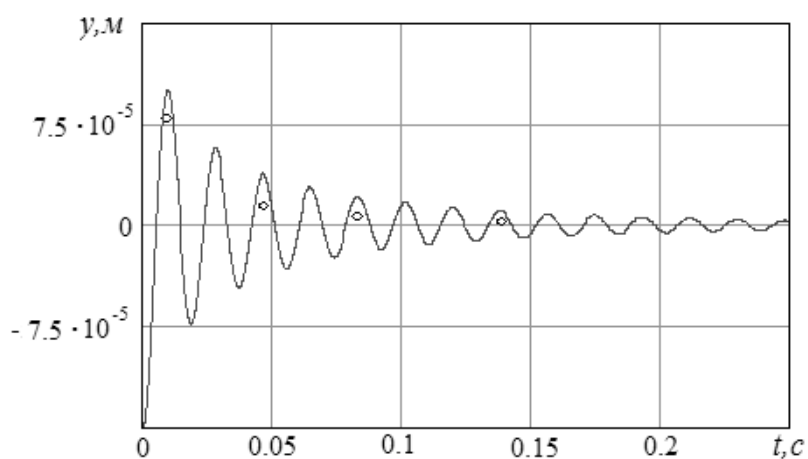


Рисунок 4 – Расчетный график колебаний в первом приближении (○ – точки с экспериментальной осциллограммы)

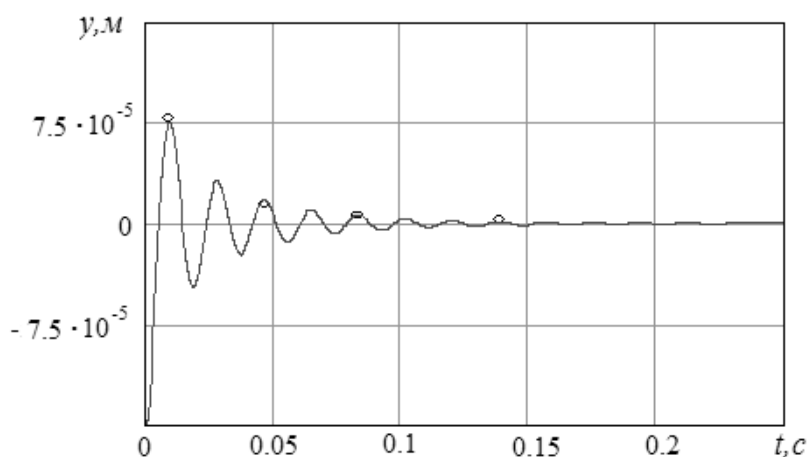


Рисунок 5 – Расчетный график колебаний для конечной комбинации коэффициентов демпфирования

На основании выполненных исследований можно сделать следующие общие выводы о свойствах внутреннего трения резиновых гасителей опор кареток канатных машин:

- характер внутреннего трения наиболее полно отражается с помощью комбинированной степенной функции вида (2);
- полученные на основе итерационной процедуры значения коэффициентов демпфирования B_i обеспечивают соответствие расчетной и экспериментальной осциллограмм колебаний с погрешностью не более 1-5 %, как по времени затухания, так и по характеру огибающей линии.

Согласно описанной методике планируется проведение серии испытаний для других типоразмеров РГ кареток канатных машин, что и является предметом дальнейших исследований.

Список литературы

1. Букштейн М.А. Производство использования стальных канатов/ Букштейн М.А. – М.: Металлургия, 1973. – 358 с.
2. Хромов Е.В. Исследование вынужденных колебаний осциллятора в около резонансной области для различных характеристик демпфирования // Вестн. НТУ(ХПИ) Сер. Динамика и прочность: сб.науч.тр.– Харьков 2007. – Вып. 38. – С. 168 – 174.
3. Хромов Е. В. Исследования вида функции внутреннего трения для собственных изгибных колебаний стальной балки / Е. В. Хромов, О. В. Хромов // Новые материалы и технологии в металлургии и машиностроении. – 2008. – № 1. – С. 111–114.
4. Хромов О. В., Харченко А. О. Исследование характеристик функции внутреннего трения резиновых гасителей колебаний для узлов автомобиля // Материалы международной научно-технической конференции «Прогрессивные направления развития машино-приборостроительных отраслей и транспорта». – Севастополь, 2008. – Т.1. – С. 26–27.

Розглядається методика визначення характеристик демпфування гумових гасителів на основі порівняльного аналізу експериментальної і розрахункової осцилограм затухаючих коливань осцилятора.

The method of determination of descriptions of damping of rubber extinguishers is examined on the basis of comparative analysis of experimental and calculation oscillograms of attenuation vibrations of oscillator.