

На описанный способ определения угла перекоса колесной пары транспортного средства относительно продольной оси рельсовой колеи получен патент [4].

**Список литературы:** 1. А.С. СССР №1516770 А1 G 01 В 11/01 опубл. в бюл.№39, 23.10.89 г. 2. Матусовский Г.М. Об исследовании выкатывания колеса гребнем на рельс в пути, имеющем неровности // Тр. ВНИИЖТ. – 1978. – Вып. 592. – С. 114-121. 3. Конструкция и динамика теплового за / Под. редакцией В.Н.Иванова. – Москва, Транспорт, 1974. – С. 306-309. 4. UA 5144 U G01B11/02 опубл. в бюл. № 2, 15.02.2005г.

*Поступила в редколлегию 25.04.2005*

УДК 539.4:01

**В.О.ПОВГОРОДНИЙ**, канд.техн.наук, ИПМаш НАН Украины

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ЧУВСТВИТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА ДАТЧИКА ДАВЛЕНИЯ – ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕЗОНАТОРА**

Розглянуто питання визначення показників параметричної надійності, зокрема, показників безвідмовності. Використано нові підходи в механіці та надійності, що базуються на використанні коефіцієнтів надійності (простого графічного методу) для елементів конструкцій як простих двовимірних (наприклад, плат з електрорадіоелементами), так і тривимірних пластинно-стрижневих та циліндричних.

The article devoted to problems of definition parametrical reliability and probable operability. The work develops a new approach in mechanics and reliability based on evaluation of parametrical reliability (namely, reliability coefficients) and operability of structural elements, simple two dimensional structures (for example, boards with radio components) as well as complex three-dimensional lamellar-bar and cylindrical structures.

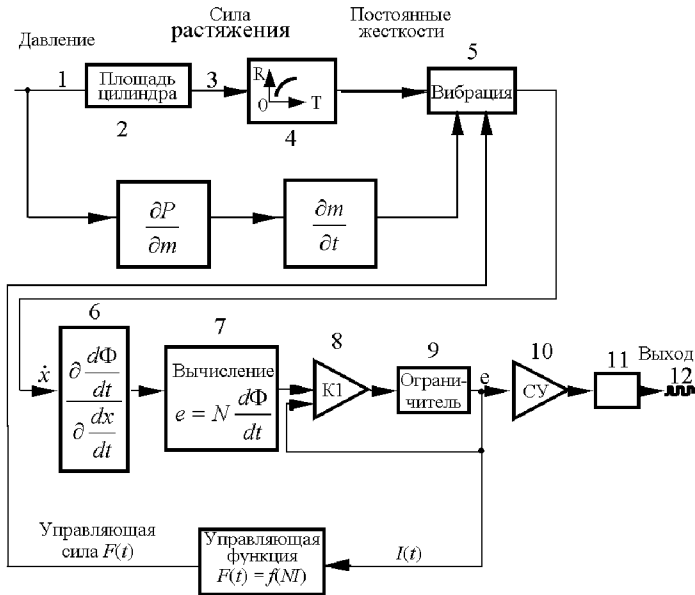
### **Принцип действия, конструкция и схема прибора**

В качестве примера рассмотрим задачу определения параметрической надежности цилиндрического резонатора. Существует два вида напряженного состояния: плоское напряженное и изгиб [1]. Вместе они составляют сложное напряженное состояние. Рассмотрим состояние изгиба на примере цилиндрического резонатора.

Основу нового частотного датчика давления (ДД), разработанного американской корпорацией United Aircraft составляет вибрирующий цилиндр, резонансная частота которого изменяется при вариации давления газа в полости датчика. Данное устройство может быть в системах промышленной автоматики, в лабораторных установках, при проверке и испытаниях измерительной аппаратуры. Представляется перспективным применение датчика для решения таких задач, как измерение высоты, скорости, давления при полете самолетов на больших высотах, а также контроль расхода природного газа в тру-

бопроводах. Рассмотрим подробнее этот датчик.

Блок-схема ДД на основе вибрирующего цилиндра приведена на рисунке.



Блок-схема датчика давления на основе вибрирующего цилиндра:

1 – входное давление; 2 – эффективная площадь цилиндра; 3 – усилие на стенку цилиндра (TF), создаваемое входным давлением; 4 – блок преобразования силы (TF) в жесткость  $k$ , 5 – постоянная жесткости; 6 – вибрирующий цилиндр,  $x$  – амплитуда вибрации на стенке цилиндра,  $\dot{x}$  – скорость,  $\ddot{x}$  – ускорение вибрации,  $F(t)$  – возбуждающая сила; 7 – обмотка съема сигнала; 8, 10 – усилители; 9 – ограничитель амплитуды; 11 – каскады ограничения и формирования; 12 – выход схемы (выходные импульсы имеют прямоугольную форму, частота их следования определяется величиной давления);  $I(t)$  – ток в обмотке возбуждения; 1 – Э.Д.С. на обмотке съема 7 (величина Э.Д.С. пропорциональна числу витков  $N$  обмотки и скорости измерения потока  $d\Phi/dt$ ).

Благодаря наличию контура обратной связи в схеме поддерживаются устойчивые автоколебания на частоте, близкой к собственной частоте вибрирующего цилиндра. Зависимость между входным давлением  $P$  и текущим значением выходной частоты  $f_P$  носит явно выраженный нелинейный характер

$$P = A(f_P - f_0) + B(f_P - f_0)^2 + C(f_P - f_0)^3, \quad (1)$$

где  $A, B, C$  – коэффициенты, рассчитываемые по результатам калибровки датчика, а  $f_0$  – значение частоты при нулевом значении на входе. Обычно максимальная девиация частоты не превышает 20 %, поскольку большие статические механические напряжения цилиндрической оболочки приводят к ползучести металла резонатора и дрейфу характеристик прибора.

Сигнал на выходе датчика имеет амплитуду 5В и представляет собой последовательность прямоугольных импульсов со скважностью 2. Измерение давления производится, как обычно, посредством измерения частоты следования выходных импульсов либо интервала времени (периода) между этими импульсами. В последнем случае измерение сводится к подсчету числа импульсов, поступивших в счетчик от высокочастотного опорного генератора за один или несколько периодов измеряемой частоты. При этом погрешность счета составляет 1 импульс. Если в счетчике оказываются записанными  $N$  импульсов опорной частоты, то разрешающая способность равна  $1/N$ .

По отношению к входному параметру (давлению), как нетрудно показать, разрешение датчика определяется из соотношения

$$\frac{1}{N} = \frac{1}{(T_0 - T_p) \cdot f_c \cdot N_t}, \quad (2)$$

где  $T_0$  и  $T_p$  – периоды измеряемой частоты, соответственно, при нулевом давлении и давлении  $P$ ,  $f_c$  – частота опорного генератора,  $N_t$  – число периодов измеряемой частоты, в течение которых происходит накопление в счетчике.

Если  $f_0 = 4500$  Гц,  $T_0 = 222,2 \cdot 10^{-6}$  с, а при давлении  $1,4$  кг/см<sup>2</sup>,  $f_0 = 5500$  Гц,  $T_0 = 181,6 \cdot 10^{-6}$  с,  $f_c = 1,5 \cdot 10^{-7}$  Гц,  $N = 64$  периода, то из (2)  $\frac{1}{N} = \frac{1}{38784}$  или составляет 0,0026 % от максимального значения.

Информация от частотного датчика может быть введена в цифровой вычислитель, выполняющий линеаризацию характеристики «давление – двоичный код». Вычислитель может формировать также сигналы для вывода информации на цифровые индикаторы.

Наряду с функциями линеаризации и управления индикаторами вычислитель может обеспечивать и коррекцию выходных данных в соответствии с вариациями температуры и других воздействий. Точность и стабильность автогенераторного датчика существенным образом определяются добротностью резонансной системы. Добротность  $Q$  определяется

$$\text{по формуле } Q = \frac{f_n}{f_2 - f_1}.$$

Величина добротности вибрирующего цилиндра, используемого в датчике давления, превышает 5000, то есть ширина резонансного промежутка  $f_2 - f_1$  составляет на частоте 5 кГц всего 1 Гц. Колебательная система, таким образом, обладает малым демпфированием, а это, как известно, предопределяет высокую стабильность частоты генерации.

Явление же ползучести материала возникает вследствие одновременного действия трех факторов – механических напряжений, температуры и времени. Максимальная рабочая температура рассматриваемого датчика ограничена 130 °С, а максимальные рабочие напряжения составляют менее 6 % от предела текучести. В этих условиях влияние ползучести оказывается пренебрежи-

тельно малым. Можно утверждать, что суммарная погрешность датчика от действия статического давления составляет менее  $10^{-4}$  % от максимально измеряемой величины.

Долговременная стабильность является важной характеристикой измерительного устройства, поскольку определяет требуемую частоту тарировок датчика. Экспериментально установлено, что для рассматриваемого прибора годовая нестабильность частоты составляет  $\pm 0,0060$  % от максимального значения. Эта величина весьма невелика, тем не менее можно указать причины, порождающие медленный уход характеристик. Наиболее существенным источником дрейфа является пористость свариваемых электронным пучком швов, приводящая к изменениям давления в герметизированном объеме между внутренним и внешним цилиндрами (давление около  $10^{-5}$  мм.рт.ст.). Скорость утечки, как показывают эксперименты, составляет около  $1,45 \cdot 10^{-12}$  мм.рт.ст. · л/с. Следует отметить, что примерно с такой скоростью происходит дегазация стали (выделение газа из стенок в герметический объем). Хотя еще нельзя утверждать окончательно, но, по-видимому, дегазация стенок и пористость сварных швов являются наиболее важными источниками долговременной нестабильности прибора.

Как уже указывалось выше, зависимость между выходной частотой датчика и давлением на его входе носит нелинейный характер и с достаточной степенью точности аппроксимируется уравнением третьей степени (1). В ходе исследований было установлено, что введение в (1) членов четвертого и более высоких порядков повышает точность аппроксимации чрезвычайно незначительно. Коэффициенты  $A$ ,  $B$  и  $C$  в (1) могут быть найдены путем измерений частоты  $f_p$  при трех значениях давления и последующего решения системы из трех уравнений. Однако, точность определения коэффициентов при этом недостаточна. Лучшие результаты достигаются при калибровке в большем числе точек (обычно, достаточно 10 точек). Коэффициенты  $A$ ,  $B$  и  $C$  находятся по результатам калибровки стандартными методами. Эта процедура позволяет надежно оценить и нелинейность характеристики датчика. При изменении давления от 0 до  $1,4 \text{ кг/см}^2$  нелинейность разработанного прибора лежит в пределах  $\pm 0,0080$  %.

Калибровка высокоточного датчика представляет достаточно серьезную проблему, так как трудно определить, имеет ли эталонное устройство более высокую точность, чем проверяемый датчик. Вариация показаний датчика, связанная с изменением плотности газа, может быть всегда учтена в процессе калибровки при измерениях на газе требуемого состава.

Температура окружающей среды изменяет как упругие постоянные вибрирующего цилиндра, так и плотность контактирующего с ним газа. Частота колебаний цилиндра пропорциональна квадратному корню из отношения эффективной упругой константы к плотности. Таким образом, температурные нестабильности упругости и плотности дают вклад в температурную нестабильность частоты с противоположными знаками и частично взаимно ком-

пенсироваться. Однако, полная компенсация не достигается.

Температурный дрейф  $\Delta$  описывается выражением

$$\Delta = \pm [0,000232P + 0,00035] \times \frac{5}{3}, \% / ^\circ\text{C}.$$

Снижение температурного дрейфа частоты достигается путем коррекции показаний вычислителя по температуре. Компенсация такого рода позволяет снизить погрешность до  $\pm 0,005$  % от текущего значения, что соответствует точности поддержания температуры  $\pm 0,6$  °С. Датчик может быть также выполнен с системой термостатирования, для чего внутри стержневого элемента размещается нагревательная обмотка. Схема регулирования обеспечивает стабилизацию температуры внутри цилиндра путем изменения тепловой мощности, рассеиваемой нагревателем. Обычно, рабочая температура термостата выбирается равной 78 °С, что снимает проблемы, связанные с конденсацией газа. Для термостатированного датчика на давление 1,4 кг/см<sup>2</sup> абсолютная погрешность  $\Delta_a$  описывается выражением

$$\Delta_a = \pm [0,0000465P + 0,00014] \%$$

При давлении 1,4 кг/см<sup>2</sup> эта погрешность составляет  $\pm 0,001$  %. Как уже указывалось выше, вибрирующий цилиндр колеблется в симметричной моде, характеризующейся наличием 8 узловых точек в каждом сечении. Вследствие этой особенности эффекты от поперечных вибраций обмоток возбуждения и съема сигнала взаимно компенсируются. Конструкция в целом обладает значительной жесткостью и свободна от поперечных резонансов вплоть до частоты 2 кГц. Резонансы конструкции на частотах выше 2 кГц связаны с консольным изгибом элементов, присоединенных к основанию. Ошибки в измерениях, возникающие при боковых вибрациях, носят случайный характер, и при больших временах усреднения показаний оказываются невелики. Осевые вибрации на работу датчика влияния не оказывают.

Предположим, что рассматриваемый датчик предназначен для работы в диапазоне входных давлений  $0 \pm 1,4$  кг/см<sup>2</sup>, термостатирован, а вычислительное устройство обеспечивает идеальную линеаризацию рабочей характеристики прибора. Пусть частота эталонного генератора равна 15 МГц, а цикл накопления импульсов эталонной частоты в счетчике длится 64 периода частоты датчика. Тогда отдельные факторы будут давать вклад в суммарную погрешность прибора со следующими весами:

- |                                |                |
|--------------------------------|----------------|
| 1. Демпфирование               | $\pm 0,0018$ % |
| 2. Калибровка                  | $\pm 0,0073$ % |
| 3. Линейность                  | $\pm 0,008$ %  |
| 4. Повторяемость               | $\pm 0,0001$ % |
| 5. Разрешение по давлению      | $\pm 0,0026$ % |
| 6. Долговременная стабильность | $\pm 0,006$ %  |
| 7. Окружающая температура      | $\pm 0,001$ %  |

Среднеквадратичная суммарная ошибка в процентах при давлении 1, 4 кг/см<sup>2</sup>, таким образом, составляет  $\pm 0,0128\%$ .

Теперь остановимся немного на теории этого датчика.

Собственная частота столба газа, заключенного в трубе с жесткими стенками и представляющего собой резонатор с равномерно распределенной по длине  $L_{ст}$  массой и жесткостью, определяется скоростью распространения возмущения, то есть скоростью звука в среде, заполняющей резонатор, и длиной последнего.

Скорость звука в газе определяется соотношением

$$c = \sqrt{\frac{R \cdot \Theta \cdot \gamma}{M}} = \sqrt{\frac{\gamma \cdot P}{\rho}}, \quad (3)$$

где  $R$  – универсальная газовая постоянная, равная 8,314 Дж/(моль · К);  $\Theta$  – абсолютная температур, К;  $\gamma = 1,4$  – для воздуха – отношение теплоемкостей при  $P = \text{const}$  и  $V = \text{const}$ ;  $M$  – молекулярная масса газа, кг/моль;  $P$  – давление газа, Па ( $P = 20000$  Па);  $\rho$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>.

Акустический резонанс наступает при такой частоте, при которой звуковая волна за период  $T_0$  успевает пройти длину  $L_{ст}$  в одном направлении, отразиться от противоположной стенки и пройти  $L_{ст}$  в обратном направлении. При распространении волны со скоростью на это требуется время

$$T_0 = \frac{2 \cdot L_{ст}}{c}.$$

Отсюда, собственная частота такого резонатора

$$f_0 = \frac{1}{T_0} = \frac{c}{2 \cdot L_{ст}} = \frac{1}{2 \cdot L_{ст}} \cdot \sqrt{\frac{R \cdot \Theta \cdot \gamma}{M}} = \frac{1}{2 \cdot L_{ст}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot P}{S}}, \quad (4)$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения стержня (балки), м<sup>2</sup>.

Определим параметрическую надежность резонатора простым графическим методом (ПГМ), изложенным выше. Имеем исходные данные для расчета, взятые из ТУ, на высотомер ВБК:

– материал:	Ст. 45 НХТ среднеуглеродистая;
– длина цилиндра:	$L = 0,05 \pm 0,00016$ м;
– диаметр:	$d = 0,018 \pm 0,000018$ м;
– толщина:	$H = 0,00006 \pm 0,0000006$ м;
– давление воздушного потока из ПВД:	$P = 120125 \pm \frac{115425}{5175}$ Па.

Характеристики материала:

предел прочности:	$\sigma_B = 500$ МПа = $5 \cdot 10^8$ Па;
предел текучести:	$\sigma_T = 480$ МПа = $4,8 \cdot 10^8$ Па;
плотность:	$\rho = 7,85 \cdot 10^3$ кг/м <sup>3</sup> ;
модуль упругости (Юнга):	$E = 1,9 \cdot 10^{11}$ Па;
коэффициент Пуассона:	$\mu = 0,3$ ;

декремент затухания колебаний:

$$\delta = 0,02;$$

диапазон:

$$T_{\text{коп}} = 100-500 \text{ мкс.}$$

Кроме того, согласно ТЗ среднее время наработки на неисправность системы (всего высотомера ВБК), обнаруженную в полете и на земле, должно быть не менее 2740 ч., то есть  $T_n \geq 2740$  ч. Восстанавливаемые кратковременные сбои 1-й секунды при оценке величины наработки на отказ  $T$  не учитываются. Подтверждение заданных уровней надежности ( $\gamma = 2$ ) осуществляется:

- расчетом с использованием показателей надежности серийных изделий-аналогов на этапе проектирования;
- проведением натуральных и ускоренных испытаний на надежность опытных образцов;
- по результатам первых трех лет эксплуатации серийных образцов.

Результаты расчета параметрической надежности с использованием приведены далее.

Исходя из проведенных расчетов, можно сделать некоторые выводы:

1. увеличение декремента колебаний ( $\delta \uparrow$ ) способствует увеличению надежности по прочности ( $H_{\text{пр}} \uparrow$ ), надежности по жесткости ( $H_{\text{жест}} \uparrow$ ) и надежности по устойчивости ( $H_{\text{уст}} \uparrow$ ) в среднем в 1,7 раза;
2. увеличение нагрузки вызывает уменьшение надежности по прочности, жесткости и устойчивости в среднем в 1,2 раза;
3. параметрическая надежность напрямую зависит от материала конструкции (плотности, коэффициента Пуассона, модуля Юнга и т.д.).

Далее сравниваем расчетные показатели надежности ( $T_p$  и  $N_{\text{адр}}$ ) или  $T_p$  и  $H_p$ , соответственно, с показателями надежности, взятыми из нормативных документов: ТЗ или ТУ ( $H_{\text{н\odot}}$ ).

$$\left. \begin{array}{l} T_p = 2740 \text{ ч и } T_{\text{н\odot}} = 2740 \text{ ч} \\ H_p = 0,9956 \text{ и } H_{\text{н\odot}} = 0,9956 \end{array} \right\} \text{ то есть } \begin{array}{l} T_p = T_{\text{н\odot}} \\ H_p = H_{\text{н\odot}} \end{array}$$

Значит, данный ЧЭ (цилиндрический резонатор) можно использовать при эксплуатации.

Если  $T_p < T_{\text{н\odot}}$  и  $H_p < H_{\text{н\odot}}$ , то требует пересмотреть данные в нормативно-технической документации или геометрические характеристики прибора (длину цилиндра  $L$ , его толщину  $H$ , диаметр  $D$  и т.д.), или выбрать другой материал а, именно, изменить физические характеристики (плотность, модуль Юнга, декремент колебаний и т.д.). Таким образом, придется решать для каждого параметра задачу перебора, что может занять много времени. Устранить этот недостаток позволяет метод граничных линейных моделей, который предполагает комплексное решение данной задачи.

**Список литературы:** 1. Тарасов Ю.Л., Минарский Э.И., Дулянкин В.М. Надежность элементов конст-

рукций летательных аппаратов. Методология обеспечения. – М.: Машиностроение, 1992. – 223 с. 2. Сухоробрий В.Г. Инженерные методы проектной оценки вероятности разрушения авиационных конструкций // Авиационно-космическая техника и технология. Труды ХАИ. – Харьков: 1998. – С. 75-84.

Поступила в редакцию 05.03.2005

УДК 624.04-50

**М.К.ФЕЗНИЧЕНКО**, канд.техн.наук., Українська інженерно-педагогічна академія, Харків; **О.В.ЩЕПКИН**, НТУ «ХПІ»

### **ДО ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ КОЛІС РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ ПРИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ**

Виконано систематичне чисельне дослідження залізничного колеса при його зборці з використанням індукційних нагрівальних пристроїв при технологічному нагріванні, що приводило до виникнення в колесі напружень і деформацій під час зборки.

The systematic numerical research of railroad car wheel were made using technological heating by induction-heating devices which allowed the establishment of the laws of the stress-strain state of the wheel set elements, during its thermal assembly.

**Актуальність теми.** На даний час у залізничному транспорті спостерігається ріст швидкостей перевезень, що вимагає підвищення показників надійності й безпеки рухливого складу. Ці показники істотно залежать від конструкції колісних пар [1-3], зокрема, від якості з'єднань із натягом і технології їхнього складання. Для формування таких з'єднань, як правило, використовується тепловий спосіб із застосуванням індукційно-нагрівальних пристроїв [4].

Методи розрахунку теплової посадки з урахуванням геометрії конструкції, властивостей матеріалу недостатньо вивчені, тому не завжди можливий обґрунтований вибір технологічних режимів теплового складання й гарантувати якість з'єднання при подальшій експлуатації виробів. Тому розробка нових, науково обґрунтованих методів розрахунку теплових полів, контактних напружень на поверхнях з'єднуваних деталей і методів аналізу конструктивної міцності таких виробів в експлуатаційних режимах є актуальною в науковому та практичному відношеннях. Технологічні процеси складання можуть бути двох типів:

1. на вісь установлюють нагрітий колісний центр і після їх скріплення в з'єднання та остигання встановлюють на диск нагрітий бандаж;

2. на колісний центр установлюють нагрітий бандаж і після їх остигання зібране колесо саджають на вісь.

У зв'язку з цим становить інтерес така постановка задачі: оцінка впливу