

**Заключение**

Вопросы, затронутые в настоящей статье, имеют важнейшее значение для условий нашей республики, где тракторы сельхозпредприятий являются коммунальной собственностью, а работают на них наемные работники, которых надо заинтересовать в бережном отношении к вверенным им машинам и поставить в одинаковые условия работы, не зависящие от сроков службы тракторов.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Комплексная система технического обслуживания и ремонта машин в сельском хозяйстве: ч. 1 / Госкомсельхозтехника СССР и др.; В. М. Кряжков

[и др.]. – Москва: ГОСНИТИ, 1985. – 143 с.

2. ГОСТ 20793-86. Тракторы и машины сельскохозяйственные. Техническое обслуживание. – Минск: Госстандарт, 1986.

3. ГОСТ 20793-2009. Тракторы и машины сельскохозяйственные. Техническое обслуживание. – Минск: Госстандарт, 2009.

4. Добыш, Г. Ф. Справочник по эксплуатации машинно-тракторного парка / Г. Ф. Добыш [и др.]. – Минск: Ураджай, 1987. – 286 с.; ил.

5. Положение №10 к приказу МСХ БССР от 31 мая 1978 г.

6. Диагностика и техническое обслуживание машин для сельского хозяйства: учеб. пособие / А.В. Новиков [и др.]; под ред. А.В. Новикова. – Минск: БГАТУ, 2009. – 404 с.

УДК 62-791.2

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 11.02.2014

**ВИБРАЦИОННО-ЧАСТОТНЫЕ ДИНАМОМЕТРЫ  
МАЛЫХ УСИЛИЙ**

**С.А. Ворса, гл. специалист (ЗАО «Белзарубежстрой»)**

**Аннотация**

*В статье рассматривается принцип работы вибрационно-частотных динамометров, которые относятся к устройствам параметрически-частотного преобразования информации с распределенными механическими параметрами, предназначенным для измерения действующих сил с классом точности 0,1 и верхним пределом измерения 1000 Н.*

*The article considers the principle of operation of vibrating-frequency dynamometers which belong to devices of parametric-frequency transformation of information with the distributed mechanical parameters designed for measurement of force with 0,1 accuracy grade and with 1000 N top measurement limit.*

**Введение**

Одним из рациональных методов измерения различных физических величин, отвечающих характерным требованиям работы автоматизированных систем управления технологическими процессами (АСУТП) в условиях сельскохозяйственного производства, является частотный метод измерения.

Точность воспроизведения эталона частоты является самой высокой среди всех эталонов известных физических величин. Современная измерительная техника позволяет измерять высокие частоты с относительной погрешностью до  $10^{-11}$ . Это означает, что частота, примерно 10 МГц, может быть определена с ошибкой не более 0,0001 Гц. Следовательно, выходной сигнал частотного измерительного преобразователя без каких-либо затруднений может быть измерен именно с такой погрешностью.

В данной статье рассматривается вибрационно-частотный динамометр малых усилий классом точности – 0,1 (динамометр), измеряемая величина которого не превышает 1000 Н [1], что позволяет широко использовать его в различных весоизмерительных

устройствах применительно к условиям сельскохозяйственного производства.

**Основная часть**

Рассматриваемый динамометр относится к классу аналоговых, но в отличие от аналоговых динамометров с амплитудной модуляцией выходного сигнала, его выходной сигнал может быть преобразован в форму кода аналого-цифровым преобразователем типа частота – код с любой наперед заданной точностью. Динамометр представляет собой устройство параметрически-частотного преобразования информации с распределенными механическими параметрами и предназначен для измерения силы [2].

Ранее рассматривались динамометры [3-4], представляющие собой из-за конструктивных особенностей упругого элемента (рис. 1) динамометрами стержневого типа, чувствительность которых не позволяет с необходимой точностью измерять малые усилия. Поэтому был разработан динамометр, упругий элемент которого (рис. 2) позволяет с высокой степенью точности измерять малые усилия.

Рассмотрим конструкцию и принцип работы динамометра, общий вид которого изображен на рис. 3.



Рисунок 1. Упругий элемент динамометра стержневого типа



Рисунок 2. Упругий элемент динамометра на малые усилия

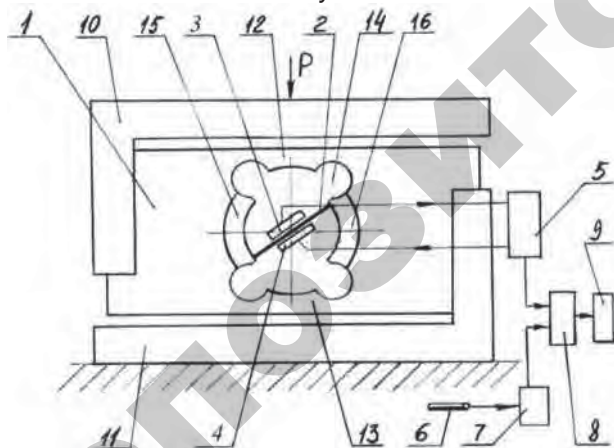


Рисунок 3. Вибрационно-частотный динамометр

Динамометр содержит упругий элемент 1, изготовленный из легированной конструкционной стали 35ХГСА с ленточной струной (резонатор) 2, выполненной как одно целое с ним, электромагнитные возбудитель 3 и датчик колебаний 4, размещенные по разные стороны от резонатора 2, усилитель 5, электронный термометр 6 с измерительной схемой 7, тем-

пературный компенсатор 8, выполненный в виде микропроцессорного корректора частоты, и регистратор 9. Динамометр снабжен силопередающими элементами 10, 11, выполненными в виде Г-образных кронштейнов, каждый из которых одним плечом жестко соединен с торцом упругого элемента 1 и размещен перпендикулярно направлению действия измеряемой силы  $P$ , а упругий элемент 1 содержит шарнирные перемычки 12, 13 с шарнирными осями 14 и диаметрально расположенные кольцевые выступы 15, 16, образующие в нем сквозное отверстие для размещения резонатора 2, электромагнитных возбудителя 3 и датчика колебаний 4.

Динамометр работает следующим образом.

Измеряемое усилие  $P$  через силопередающий элемент 10 и контактные поверхности, образуемые в местах жесткого соединения его с торцом упругого элемента 1, воздействует на последний и создает в нем в пределах упругих деформаций изгибающий момент относительно шарнирной оси 14, наиболее удаленной от места приложения усилия  $P$  к упругому элементу 1. Резонатор 2 расположен таким образом, что его направление максимально совпадает с направлением действующих на него в пределах упругих деформаций продольных сил растяжения, возникающих от действия изгибающего момента. Натяжение резонатора 2 вызывает изменение частоты его поперечных колебаний, при этом наличие шарнирных перемычек 12, 13 для передачи измеряемого усилия  $P$  на упругий элемент 1 и кольцевых выступов 15, 16 позволяет повысить чувствительность прибора при измерении сил до 1000 Н. Поперечные колебания резонатора 2 поддерживаются в непрерывном режиме электромагнитным возбудителем колебаний 3 и преобразуются датчиком колебаний 4 в электрический сигнал, поступающий на вход усилителя 5, таким образом, замыкается автоколебательная система, частота автоколебаний которой равна частоте поперечных колебаний автогенератора.

Электронный термометр 6 с измерительной схемой 7 посылает сигнал на вход температурного компенсатора 8, выполненного в виде микропроцессорного корректора частоты и связанного другим входом с выходом усилителя 5. Откорректированный электрический сигнал поступает от температурного компенсатора 8 на регистратор 9 [5]. Регистрация показаний динамометра сводится к измерению частоты колебаний резонатора от приложенной нагрузки  $P$ .

Определим частоту колебаний резонатора от воздействия измеряемой нагрузки  $P$ , применив нормальные координаты к исследованию движения резонатора.

Согласно [6, с.180], с помощью нормальных координат можно получить общее выражение для изогнутой оси резонатора. Это выражение удобно для вычисления прогибов в тех случаях, когда, кроме поперечных нагрузок, имеются силы, действующие по оси резонатора. Если прогиб резонатора выражен в нормальных координатах, то потенциальная энергия  $V$  представится однородной функцией второй степени, заключающей лишь квадраты координат.

Пусть  $\varphi_1, \varphi_2, \dots$  нормальные координаты. При заданных внешних силах величины  $\varphi_1, \varphi_2, \dots$  могут быть найдены из того условия, что производная от потенциальной энергии по какой-либо координате  $\varphi_n$  дает значение соответствующей обобщенной силы  $\bar{\Phi}_n$ . Таким образом, получим систему уравнений вида

$$\frac{dV}{d\varphi_n} = \bar{\Phi}_n. \quad (1)$$

Каждое из этих уравнений включает лишь одну нормальную координату, и поэтому разрешается без всяких затруднений. Обобщенная сила  $\bar{\Phi}_n$  в каждом частном случае определяется из того условия, что произведение  $\bar{\Phi}_n \delta\varphi_n$  равняется работе внешних сил при деформации, соответствующей приращению координаты  $\delta\varphi_n$ . Рассмотрим силы, действующие на резонатор (рис. 4), который в связи с деформацией упругого элемента динамометра представляет собой стержень с опертymi концами.

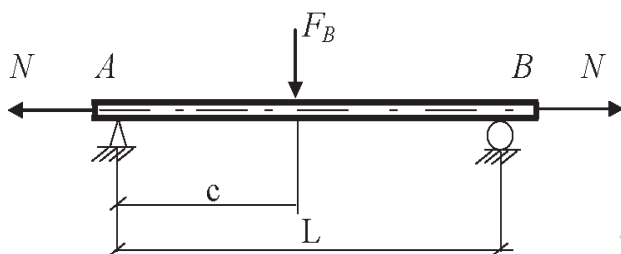


Рисунок 4. Поперечные и продольные силы, действующие на резонатор

На резонатор действует поперечная сила  $F_B$  от электромагнитного возбудителя и продольная растягивающая сила  $N$ , вызванная измеряемой силой  $P$  при деформации упругого элемента динамометра.

При изгибе резонатора учитываем энергию изгиба

$$V = \frac{EJ}{2} \int_0^L \left( \frac{d^2 y}{dx^2} \right)^2 dx = \frac{EJ\pi^2}{4L^3} \sum_{n=1}^{\infty} n^4 \varphi_n^2,$$

где  $EJ$  – жесткость сечения резонатора при изгибе,  $\text{Н} \cdot \text{м}^2$ ;

$L$  – длина резонатора, м и работу растягивающих сил  $N$ . В случае малых прогибов, сближение концов  $A$  и  $B$  при изгибе резонатора определяем по формуле

$$\delta L = \frac{1}{2} \int_0^L \left( \frac{dy}{dx} \right)^2 dx.$$

Учитывая прогиб в поперечном сечении на расстояниях

$$y = \varphi_1 \sin \frac{\pi x}{2} + \varphi_2 \sin \frac{2\pi x}{2} + \varphi_3 \sin \frac{3\pi x}{2} + \dots, \quad (2)$$

вставим вместо  $y$  его общее выражение (2), находим, что работа продольной силы при изгибе равна

$$-N\delta L = -\frac{N\pi^2}{4L} \sum_{n=1}^{\infty} n^2 \varphi_n^2,$$

где  $N$  – растягивающая сила, действующая на резонатор,  $\text{Н}$ .

Потенциальная энергия системы при наличии продольной растягивающей силы будет

$$V = \frac{EJ\pi^4}{4L^3} \sum_{n=1}^{\infty} n^4 \varphi_n^2 + \frac{N\pi^2}{4L} \sum_{n=1}^{\infty} n^2 \varphi_n^2$$

Уравнение (1) дает в этом случае также выражение для обобщенных координат:

$$\varphi_n = \frac{\bar{\Phi}_n}{\frac{EJ\pi^4}{2L^3} n^4 + \frac{N\pi^2}{2L} n^2} = \frac{2L^3}{EJ\pi^4} \frac{\bar{\Phi}_n}{n^2(n^2 + \alpha^2)}, \quad (3)$$

где  $\alpha^2 = NL^2 / EJ\pi^2 = N / N_y$ ,  $N_y$  – эйлерова сила.

Вставляя значение обобщенных координат (3) в выражение для  $y$  (2), найдем

$$y = \frac{2L^3}{EJ\pi^4} \times \left( \frac{\bar{\Phi}_1 \sin \frac{\pi x}{L}}{1(1 + \alpha^2)} + \frac{\bar{\Phi}_2 \sin \frac{2\pi x}{L}}{2^2(2^2 + \alpha^2)} + \frac{\bar{\Phi}_3 \sin \frac{3\pi x}{L}}{3^2(3^2 + \alpha^2)} + \dots \right).$$

Это общее выражение для изогнутой оси резонатора при действии продольной растягивающей силы  $N$ .

Если растянутый резонатор изгибается сосредоточенной силой  $F_B$ , приложенной на расстоянии  $c$  от левого конца резонатора, то обобщающая сила  $\bar{\Phi}_n$ , как мы видим, определяется по формуле

$$\bar{\Phi}_n = F_B \sin \frac{n\pi c}{L},$$

где  $F_B$  – сила, развиваемая электромагнитом возбуждения,  $\text{Н}$ .

В нашем случае, когда изгибающая сила  $F_B$  приложена посередине резонатора, выражение для изогнутой оси представляется следующим образом:

$$y = \frac{2F_B L^3}{EJ\pi^4} \times \left( \frac{\sin \frac{\pi x}{L}}{1 + \alpha^2} - \frac{\sin \frac{3\pi x}{L}}{3^2(3^2 + \alpha^2)} + \frac{\sin \frac{5\pi x}{L}}{5^2(5^2 + \alpha^2)} - \dots \right).$$

Наибольший прогиб будет посередине, найдем прогиб при  $x=L/2$ ,

$$(y)_x = l/2 = \eta = \frac{2F_b l^3}{EJ\pi^4} \times \left( \frac{1}{1+\alpha^2} - \frac{1}{3^2(3^2+\alpha^2)} + \frac{1}{5^2(5^2+\alpha^2)} - \dots \right). \quad (4)$$

Получено выражение для прогиба в виде бесконечного ряда.

Ряды быстро сходятся, и поэтому вычисление прогиба может быть выполнено без всяких затруднений. Можно воспользоваться быстротой сходимости рядов и принимая во внимание, что множитель перед скобками в выражении (4) мало отличается от  $\eta_0$  ( $\eta_0$  в каждом случае обозначает прогиб при действии только поперечной силы), то легко видеть, что для вычисления прогиба при наличии продольной растягивающей силы можно пользоваться формулой

$$\eta = \eta_0 \frac{1}{1-\alpha^2}, \quad (5)$$

где  $\eta$  – прогиб резонатора, м.

Согласно [7, с. 93] переходим к круговой частоте собственных колебаний резонатора, которая определяется из выражения

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{\eta}}, \quad (6)$$

где  $g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>.

Подставив в формулу (6) значение формулы (5), получим круговую частоту собственных колебаний резонатора от действия измеряемой силы

$$\omega = \sqrt{\frac{EJ\pi^4 g}{2F_b l^3}} \cdot \sqrt{1+\alpha^2}.$$

Обозначив первый множитель  $\omega_B$ , получим

$$\omega = \omega_B \cdot \sqrt{1+\alpha^2},$$

где  $\omega_B$  – начальная круговая частота автоколебательного контура при отсутствии измеряемой силы, с<sup>-1</sup>.

Тогда девиация собственной круговой частоты колебаний резонатора от действия измеряемой силы  $P$  равна

$$\Delta\omega = \omega - \omega_B, \text{ с}^{-1}.$$

Разделив  $\Delta\omega$  на  $2\pi$ , определим девиацию собственной частоты колебаний резонатора от действия измеряемой силы  $P$ :

$$\Delta f = \frac{\Delta\omega}{2\pi}, \text{ Гц.}$$

### Заключение

Определена схема частотнозависимой системы динамометра, позволяющая преобразовывать механическую силу в частотно-модулированный электри-

ческий сигнал, который несет в себе информацию об измеряемой величине этой силы.

Обосновано применение нормальных координат к исследованию колебаний резонатора динамометра, который является линейной системой, ведущей себя как набор независимых гармонических осцилляторов, которые могут быть выбраны в качестве обобщающих нормальных координат, описывающих движение резонатора в целом.

Получена аналитическая зависимость девиации собственной частоты колебаний резонатора динамометра от приложенного усилия, применяемая в расчетах при разработке динамометров, которые могут быть эффективно использованы в условиях сельскохозяйственного производства.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Вибрационно-частотный динамометр: пат. 13394 Респ. Беларусь, МПК (2009) G 01L 1/10 / С.А. Ворса, А.Б. Либенсон, В.Н. Капустин, В.Г. Самосюк; заявители и патентообладатели С.А. Ворса, А.Б. Либенсон, В.Н. Капустин, В.Г. Самосюк. – № а 20080846; заявл. 25.06.2008; опубл. 30.06.2010 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2010. – № 3. – С. 116.
2. Прецизионные частотные преобразователи автоматизированных систем контроля и управления / В.Б. Кудрявцев [и др.]. – М.: Энергия, 1974.
3. Ворса, С.А. Вибрационно-частотные динамометры [Текст] / С.А. Ворса // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Мн., 2008. – Вып. 42. – С. 231-236.
4. Вибрационно-частотный динамометр: пат. 6819 Респ. Беларусь, (51) G 01 M 13/02. / С.А. Ворса, А.Б. Либенсон, И.С. Ляшенко, В.В. Гревцов; заявитель и патентообладатель С.А. Ворса. – № 20020226; заявл. 02.07.02; опубл. 2005 г. // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2005. – № 1 (44). – С. 168.
5. Ворса, С.А. Компенсация аддитивной составляющей температурной погрешности вибрационно-частотных динамометров / С.А. Ворса // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Мн., 2008. – Вып. 42. – С. 236–242.
6. Тимошенко, С.П. Прочность и колебания элементов конструкций / С.П. Тимошенко. – Мн: Наука, 1975. – 704 с.
7. Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении / С.Д. Пономарев [и др.]. – Л.: МАШГИЗ, 1952. – 363 с.