

ЛИТЕРАТУРА

1. Машины и стенды для испытания деталей / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1979 – 343 с.
2. Погорелый Л.В. Инженерные методы испытания сельскохозяйственных машин. – К.: Техника, 1981. – 176 с.
3. Козаченко О.В., Сичов І.П. та ін. Практикум з технічної експлуатації сільськогосподарської техніки: [Монографія/Козаченко О.В., І.П. Сичов та ін.]; За ред.. О.В. Козаченко. – Харків: ХДТУСГ: Торнадо, 2001. – 374с.
4. Патент № 34293 України. Універсальна установка для дослідження технологічних процесів в рослинництві / Слинько О.П., Бурлака О.А., Панченко С.М., Прасолов Є.Я., Слинько Ю.Л. (Україна). – № u200801901; Заявл. 14.02.08; Опубл. 11.08.08, Бюл. № 15.

Аннотация

Универсальная установка для исследования технологических процессов и работоспособности машин, узлов и деталей

Рассмотрен способ исследования надёжности машин, механизмов и деталей, а также технологических процессов в сельскохозяйственном производстве с помощью универсальной установки.

Abstract

Universal equipment for investigating of technological processes and fitness for work of machines, units and components

It is examined the method of investigation of the reliability of machines, mechanisms and components, and also technological processes in the agricultural production with the aid of the universal the equipment.

УДК 631.172+62-133.26

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА ДОН-1500

**Овсянников С.И., к.т.н., доцент; Знайдюк В.Г., ассистент;
Пометун А.Г., магистр**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П.Василенко,
г. Харьков, Украина*

В статье рассмотрена методика динамической балансировки молотильного барабана и теоретические предпосылки определения нагруженности боковин зерноуборочного комбайна ДОН-1500.

Нарушение уравновешенности молотильного барабана при замене бичей и ремонте деформированных и разрушенных деталей приводит к увеличению динамических нагрузок

на подшипниковые узлы, несущие элементы конструкций и агрегатов комбайна, а также ухудшает условия работы комбайнера.

Проблема: в процессе эксплуатации после замены бичей молотильного барабана возникает неуравновешенность вследствие разности веса самих бичей, что приводит к уменьшению межремонтного ресурса комбайна. Рекомендуемое заводом-изготовителем статическое балансирование не обеспечивает полного устранения дисбаланса, а зачастую привод к моментной или динамической неуравновешенности, что в свою очередь вызывает быстрое разрушение боковин корпуса комбайна и подшипниковых опор.

Задача: разработать методику и оборудование для динамической балансировки молотильного барабана непосредственно на комбайне.

Решение проблемы.

Для определения величины дисбаланса был разработан прибор ДПМ-2, при помощи которого измеряется величина виброскорости молотильного барабана в двух плоскостях и фазы дисбаланса непосредственно на комбайне.

Принцип работы прибора заключается в преобразовании датчиком вибрации механических колебаний, вызванных дисбалансом молотильного барабана, в пропорциональный им электрический сигнал, который поступает в прибор ДПМ-2. Электронный блок состоит из усилителя со сменным коэффициентом усиления, частотного фильтра, схемы сравнения, формирователя импульсов тока и источника питания. В электронном блоке сигнал от датчика виброскорости усиливается, фильтруется, выпрямляется и поступает на стрелочный указатель виброскорости.

Усиленный сигнал датчика поступает также на схему сравнения для определения момента прохождения «легкого места» на молотильном барабане мимо датчика вибрации. При этом формируется импульс тока, который поступает в стробоскоп для высвечивания «легкого места».

Для отработки методики проведения динамической балансировки был разработан лабораторный стенд, имитирующий молотильный барабан.

Для устранения динамической и моментной неуравновешенности барабана необходимо определить «легкое место» на каждой из опор и установить под бичи балансировочные пластины в зависимости от величины дисбаланса. Балансировку осуществляют в собственных подшипниковых опорах, на рабочей частоте вращения (600-900 об/мин) совместно с приводным шкивом.

Предварительные опыты показали, что проведение статической балансировки не обеспечивает устранения дисбаланса, а переводит ее из статической в моментную неуравновешенность. В этом случае ось центра масс пересекается с осью вращения и образуют эксцентризитет в местах опор e_1 и e_2 (рисунок 1).

При вращении барабана с угловой скоростью ω в опорах образуются центробежные силы F_1 и F_2 , которые направлены перпендикулярно к оси центра масс. Разложив центробежные силы на нормальные и тангенциальные составляющие, получим силы, действующие на боковины корпуса комбайна в радиальном и осевом направлениях.

Под действием сил инерции возникает изгибающий момент:

$$M_{u3} = J' \varepsilon, \quad (1)$$

где J' – приведенный момент инерции вала, у которого ось вращения не совпадает с осью масс; ε – угловое ускорение, $\text{рад}/\text{с}^2$.

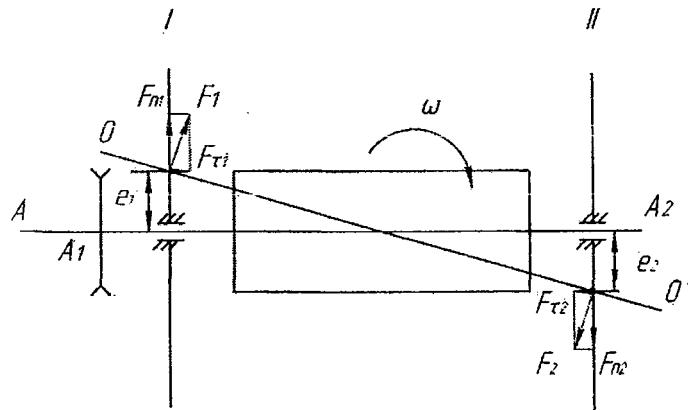


Рисунок 1 – Расчетная схема действия динамических сил в опорах

Приведенный момент инерции по теореме Гуйгенса-Штерна [1] определяется по формуле

$$J' = J_x + m e^2, \quad (2)$$

где e – эксцентриситет, м; J_x – момент инерции сбалансированного барабана,

$$J_x = m \frac{R^2}{2}; \quad (3)$$

где m – масса барабана, кг; R – радиус барабана, м.

$$\text{Тогда } J' = m \left(\frac{R^2}{2} + e_0^2 \right).$$

Исходя из (1), сила инерции будет равна

$$F_{in} = \frac{J' \cdot \varepsilon}{l}, \quad (4)$$

где l – расстояние от точки пересечения осей до опоры, м; ориентировочно $2l = OO'$.

Угловое ускорение изменения действия центробежной силы в общем виде будет равно

$$\varepsilon = \frac{d^2 \phi}{dt^2} = \phi'', \quad (5)$$

где ϕ'' – угловое ускорение по углу поворота барабана, рад/с².

Проведя преобразования, получим:

$$F_{in} = \frac{m \left(\frac{R^2}{2} + e^2 \right) \cdot \omega^2 \cdot e^2 \cdot \cos \omega t}{l}. \quad (6)$$

Действие сил инерции на боковину можно рассмотреть с определенной долей упрощений как колебания упругого маятника массой m и жесткостью упругой подвески k , которая является жесткостью боковины комбайна.

В соответствии со вторым законом Ньютона сумма всех сил, приложенных к грузу, равна произведению массы груза на ускорение его движения. Таким образом, для пружинного маятника это уравнение можно записать в виде:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = -ky + mg, \quad (7)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; $\frac{d^2 y}{dt^2}$ – вторая производная координаты перемещения вдоль оси y по времени, м/с^2 ; k – коэффициент жесткости пружинного подвеса, Н/м .

Учитывая, что в данном случае жесткость пружинного подвеса является жесткость боковины комбайна, рассмотрим напряженно-деформированное состояние боковины комбайна при приложении циклических нагрузок.

Представим боковину комбайна в виде кольцевой пластины с радиусами b – напряженного состояния, и a – деформированного состояния под действием квазиавтоматического внутреннего давления P (рисунок 2).

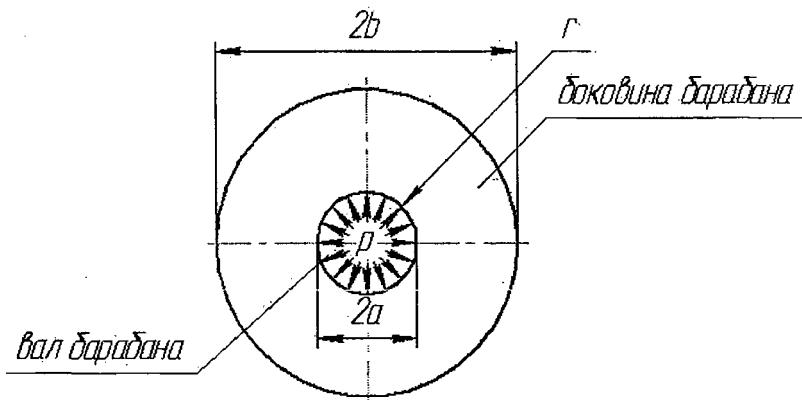


Рисунок 2 – Схема внутреннего нагружения боковины комбайна

В работах [2, 3] доказано, что a находится в независимом соотношении от b : $a = f(b)$. При упругой деформации напряженное состояние боковины определяется по известным формулам Ляме [3, 4]:

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \frac{\rho\alpha^2}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \\ \sigma_\theta &= \frac{\rho\alpha^2}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right)\end{aligned}\quad (8)$$

Интенсивность напряжений можно определить по формуле:

$$\sigma_i = \frac{3\beta}{4} (\sigma_\theta - \sigma_r) = \frac{3}{2} \beta \frac{pa^2 b^2}{(b^2 - a^2) r^2}; \quad (9)$$

где постоянный множитель $\beta = \frac{2 + \sqrt{3}}{3} = 1,24$.

При внутреннем давлении $p = \frac{2\sigma_s}{3\beta} \left(1 - \frac{a^2}{b^2} \right)$ на внутреннем контуре боковины появляются пластические деформации. Предположим, что область соответствует упругим значениям радиуса $r > r_0$. Как следствие, без учета сжимаемости материала, получим такие соотношения:

для $r_0 \leq r \leq b$:

напряженное состояние

$$\begin{aligned}\sigma_r &= -\frac{2E}{3} B \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{b^2} \right); \\ \sigma_\theta &= -\frac{2E}{3} B \left(\frac{1}{r^2} + \frac{1}{b^2} \right);\end{aligned}\quad (10)$$

деформируемое состояние

$$u = \frac{B}{3} \left(\frac{r}{b^2} + \frac{3}{r} \right); \quad (11)$$

где E – модуль упругости боковины в поперечном сечении; B – константа;

для $a \leq r \leq r_0$:

$$\left. \begin{aligned}\sigma_r &= \frac{4\sigma_s}{3\beta} (x - \kappa); \\ \sigma_\theta &= \frac{4\sigma_s}{3\beta} (x - \kappa + 1);\end{aligned}\right\} \quad (12)$$

$$u_0 = \frac{C_l^x}{(x - \kappa + 2)^3} \quad (13)$$

$$\text{где } \ell_i^{(0)} = \frac{3\beta C}{a} \cdot \frac{1}{(x - \kappa + 2)^4}; \quad x = \ln \frac{r}{a}, \quad r = al^x, \quad k = \frac{3P\beta}{4\sigma_s}.$$

В соответствии с 4 гипотезой надежности эквивалентные напряжения можно определить по формуле

$$\sigma_{\text{екв.} IV} = \sqrt{\sigma_r^2 + 3\sigma_\theta^2}. \quad (14)$$

Проведенные экспериментальные исследования показали, что в осевом направлении величина вибрации значительно больше, чем в радиальном (рисунок 3). Это приводит к отклонению боковины на определенный угол, что вызывает усталостные деформации и разрушение металла боковины.

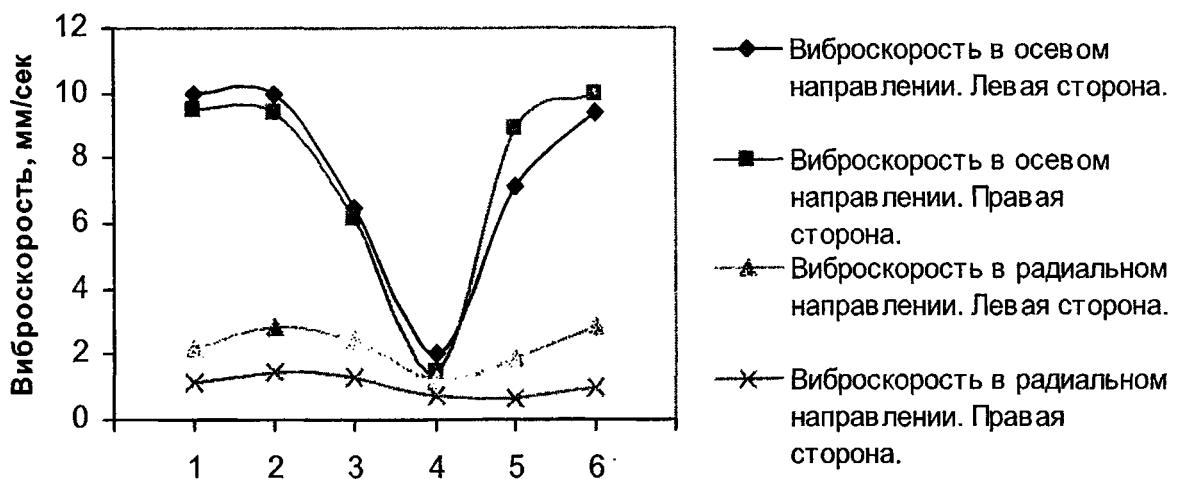


Рисунок 3 – Результаты экспериментальных исследований

Выводы:

- после замены бичей молотильного барабана в процессе эксплуатации зерноуборочных комбайнов необходимо проводить динамическое балансирование, а не ограничиваться статической балансировкой;
- разработанный прибор ДПМ-2 позволяет проводить динамическое балансирование молотильного барабана и устранять все виды неуравновешенности;
- разрушение боковины комбайна происходит под действием осевой составляющей от действия сил инерции неуравновешенного барабана;
- полученные математические зависимости позволяют определить величину ресурса боковины в зависимости от модуля упругости поперечного сечения боковины комбайна;
- разработанная методика динамической балансировки молотильного барабана позволяет значительно повысить надежность работы комбайна.

ЛИТЕРАТУРА

1. Комбайн зерноуборочный «Дон-1500». Руководство по техническому обслуживанию. – М.: Техника. 1988. – 79 с.
2. Рогальскис К.М. Вибрации роторных систем. - Вильнюс.: МОКЛАС 1976, - 230 с.
3. Генкин М.Д., Соколов А.Г. Вибрационная диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение. 1987. – 310 с.
4. Справочник. Вибрация в технике. Т.5. – М.: Машиностроение. 1981. - 395 с.
5. ГОСТ-22061-76. Система классов точности балансировки. Издательство стандартов. – М.: 1977. – 140 с.

Аннотация

Динамическая балансировка молотильного барабана зерноуборочного комбайна Дон-1500

В статье рассмотрены причины разрушения боковины зерноуборочного комбайна и методика динамической балансировки молотильного барабана. Представлены схема действия сил неуравновешенного барабана и математические зависимости определения нагруженого-деформированного состояния боковины.

Abstract

Dynamic balancing thresh drum grain harvester Don-1500

The article deals with the causes of the destruction of side grain harvester and method of dynamic balancing thresh drum. A scheme forces unbalanced drum and mathematics according to the definition of loaded-strained state of the sidewall.