

## РАСЧЕТ И ОБОСНОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПИЛЬНОГО ЦИЛИНДРА С УПРУГОЙ ПОДШИПНИКОВОЙ ОПОРОЙ

*Абдухатов Махмуджон Маъруфжон ўгли*

**Аннотация.** Мақолада арра жинлар учун эластик подшипник таянчининг ресурстежамкор схемаси келтирилган. Аррали цилиндрнинг эластик подшипник таянчидаги тебранишларининг амплитудаси ва частотасини ҳисоблаш учун математик ифодалар олинган. Аррали цилиндрнинг эгилиш тебранишларини ҳисоблаш усули келтирилган.

**Аннотация.** В статье приводится эффективная, ресурсосберегающая конструктивная схема упругой подшипниковой опоры для пильных джинов. Получены выражения для расчета амплитуды и частоты колебаний пильного цилиндра на упругой подшипниковой опоры. Привидится методика расчета изгибных колебаний пильного цилиндра.

**Abstract.** The article provides an efficient, resource-saving design diagram of an elastic bearing support for saw gins. Expressions are obtained for calculating the amplitude and frequency of oscillations of a saw cylinder on an elastic bearing support. A method for calculating bending vibrations of a saw cylinder is presented.

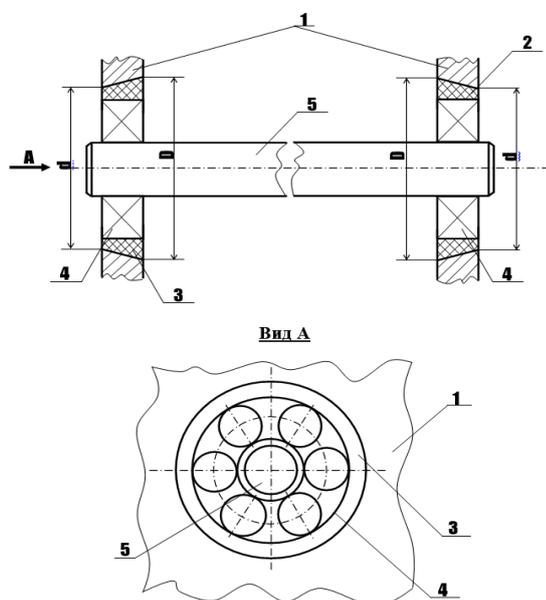
Анализ проведенных исследований по пильным джином проведены в основном по технологии джинирования, по определению диаметра пильных дисков, размеров колосника, рабочей камеры, семявыделения, съема и отвода волокон, технологических зазоров и регулирования питания хлопка. Не проведены исследования по разработке конструкции пильных цилиндров и их узлов механизмов привода, подшипниковых опор с упругими элементами по обоснованию их параметров на основе глубоких динамических теоретико – экспериментальных исследований [1]. Недостаточная жесткость вала пильного цилиндра может привести к недопустимым перекосам пил в зазоре между колосниками, что для процесса джинирования является нежелательным, так как может привести к повреждению волокон.

Известны опоры, в которых подшипник сопрягает непосредственно с корпусом и присоединительными поверхностями подшипника качения к корпусу являются наружный диаметр и ширина колец. Недостатком существующих опор в составе любых механизмов и машин является непосредственная передача колебания вращающихся валов в корпусах машин и механизмов на сами корпуса, что приводит к увеличению виброшума соответствующих машин и механизмов.

В другой известной конструкции подшипниковая опора вала содержит корпус со смонтированным в нем подшипником и размещенный между наружной поверхностью и корпусом упругий элемент переменного сечения овальной формы. При этом большая ось наружной овальной поверхности совмещена с малой осью внутренней овальной поверхности и установлена в корпусе так, что ось минимальной жесткости совпадает с направлением силы нагружения [2]. Недостатком данной конструкции является ее сложность и большие затраты в изготовлении. Кроме того, эта конструкция обеспечивает демпфирование колебаний только при наличии радиальных возмущающих сил и при воздействии возмущающей силы под некоторым углом эффект демпфирования вибраций уменьшается.

В процессе работы на вращающемся валу действуют следующие силы: движущий вращательный момент, сила тяжести, силы инерции от неуравновешенных масс, силы трения, технологические нагрузки и др. Составляющие равнодействующей силы будут направлены, как в радиальном, так и осевой направлениях. Эти силы будут действовать циклически на корпус 1 через подшипник 4 и упругие втулки 2 и 3 (рис.1).

Наличие упругих втулок 2 и 3 значительно уменьшают действие этих сил на корпус 1. При этом величина изгиба вала 5 за счет радиальных составляющих сил значительно уменьшается. Выполнение упругих втулок 2 и 3 в виде усеченного конуса с диаметрами оснований  $d$  и  $D$  позволяет поглотить осевые составляющие сил. Применение подобного рода опор валов позволит за счет поглощения колебаний вращающихся валов уменьшить передачу колебаний рамам (корпусам) соответствующих машин и механизмов, следовательно, уменьшается в значительной степени виброшумовые характеристики данных машин и механизмов.



**Рис. 1. Опора для поглощения колебаний вращающихся валов**

Предложенную опору можно рекомендовать к применению в качестве вибропоглощающей опоры в основных машинах первичной обработки хлопка (очистителей хлопка и волокна, сепараторах, линтерах, валичных и пыльных джинах и др.) в основном для подшипниковой опоры пыльного цилиндра джина.

Разработана опора, обеспечивающая снижение вибрации элементов конструкции устройства при воздействии на вал внешних сил, как в радиальном, так и осевой направлениях.

В процессе работы пыльного джина в основном за счет изгиба пыльного цилиндра происходят колебания [3]. Но, в рекомендуемой конструкции пыльного цилиндра его изгиб сводится к минимуму. При этом вертикальные колебания пыльного цилиндра джина происходят за счет неуравновешенных масс, в основном от массы волокна захваченных и уносимых зубьями пил цилиндров джинов. Значение этой массы волокна колеблется в пределах  $(0,31 \div 0,55)$  кг. Учитывая переменность массы волокна захваченных и протаскиваемых пыльным цилиндром при  $n=730$  об/мин,  $D_{\text{ц}}=0,16$  м центробежная сила изменяется в пределах  $(409 \div 467)$  Н.

Согласно методики приведенной в работах [9] определяем амплитуду колебаний пыльного цилиндра по вертикали с учетом массы хлопка-волокна захваченной зубьями пил цилиндра:

$$A = \frac{(m_{\text{ц}} + m_{\text{хв}})}{2(c_1 + kc_2) \left| 1 - \frac{\omega_{\text{ц}}^2}{\rho_0^2} \right|} \quad (1)$$

$$\text{где, } \rho_0 = \sqrt{\frac{c_1 + kc_2}{m_{\text{ц}} + m_{\text{хв}}}}$$

$m_{\text{ц}}$  – масса пыльного цилиндра;  $m_{\text{хв}}$  – масса хлопка-волокна;  $k$  – коэффициент нелинейности жесткости конической резиновой втулки подшипниковой опоры вала пыльного цилиндра.  $c_1$  – линейная составляющая коэффициента жесткости конической упругой подшипниковой опоры,  $kc_2$  – нелинейная составляющая жесткости подшипниковой опоры.

Численное решение (1) на ПК произвели при следующих значениях параметров:

$$\omega_{\text{ц}} = 76,4 \text{ с}^{-1}; n = 730 \frac{\text{об}}{\text{мин}}; D_{\text{ц}} = 2; R_{\text{ц}} = 0,32 \text{ м}; m_{\text{ц}} = (400 \div 500) \text{ кг};$$

$$m_{\text{хв}} = 0,3 \div 0,6 \text{ кг}; k = 0,2 \div 0,6; c_1 = 4,5 \div 6,0 \cdot 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{м}};$$

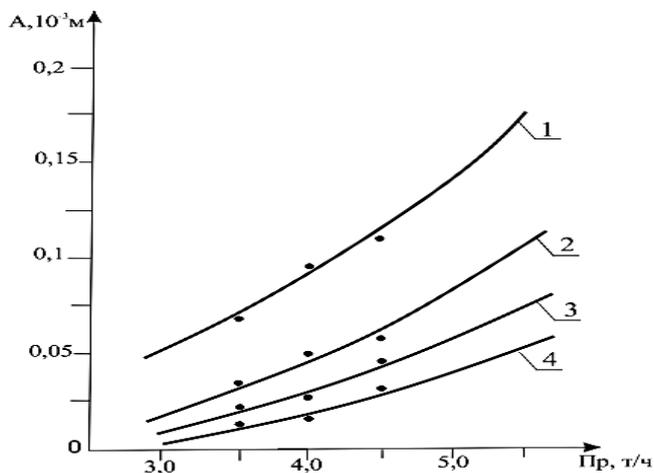
$$c_2 = 0,5 \div 0,8 \cdot 10^4 \text{ Нм}; \pi = 3,14.$$

На основе численного решения задачи были построены графические зависимости параметров системы. Увеличение угловой скорости пильного цилиндра джина приводит к возрастанию его амплитуды колебаний по нелинейной закономерности. Так, при изменении  $\omega_{\text{ц}}$  от  $68 \text{ с}^{-1}$  до  $80,2 \text{ с}^{-1}$  амплитуда колебаний увеличивается от  $0,205 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  до  $0,61 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  при массе хлопко-волокна захваченные и протаскиваемые зубьями пильного цилиндра  $0,35 \text{ кг}$ , а при  $m_{\text{хв}} = 0,75 \text{ кг}$  амплитуда  $A$  увеличивается от  $0,42 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  до  $1,409 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . Учитывая результаты экспериментальных исследований максимальный изгиб вала пильного цилиндра с учетом упругой подшипниковой опоры находится в пределах  $(0,3 \div 0,38) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . Для обеспечения этих значений рекомендуемыми значениями являются:  $m_{\text{хв}} = (0,35 \div 0,4) \text{ кг}$ ;  $\omega_{\text{ц}} = (7,4 \div 7,8) \cdot 10 \text{ с}^{-1}$

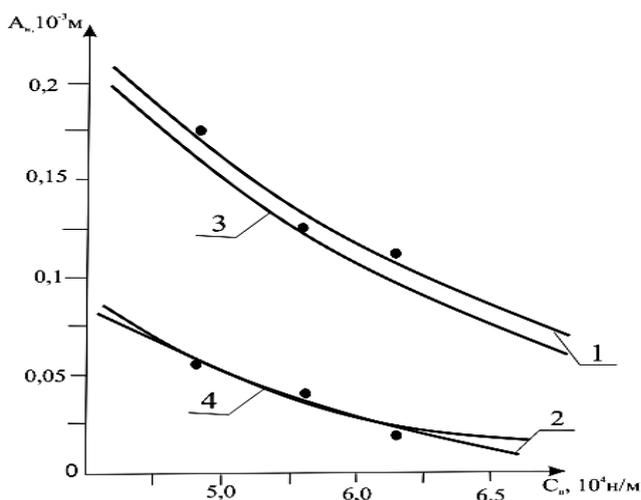
Пильный цилиндр джина массивная и вращается с частотой  $730 \text{ об/мин}$ . Поэтому происходит значительный изгиб вала пильного цилиндра. При этом в средней зоне пильного цилиндра нарушаются технологические зазоры между пильными дисками и колосниками, которые могут привести к значительным повреждениям волокон и семян хлопка, снижению ресурса работы и производительности машины. Поэтому важным является изучение изгибных колебаний вала пильного цилиндра. Использование упругих подшипниковых опор значительно уменьшает изгибные колебания вала. На основе обработки экспериментально полученных осциллограмм были построены графические зависимости изменения амплитуды изгибных колебаний вала пильного цилиндра от увеличения производительности джина (рис.2 и рис.3).

Анализ графиков на рис. 2 показывает, что увеличение производительности джина от  $3,5 \text{ т/ч}$  до  $4,5 \text{ т/ч}$  приводит к возрастанию амплитуды изгибных колебаний вала пильного цилиндра в серийном варианте подшипниковой опоры от  $0,077 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  до  $0,179 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . При использовании упругой опоры из резины марки 6308-ТМКЦИС амплитуда изгибных колебаний вали пильного цилиндра доходит до  $0,071 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , а при использовании резины марки 7317 амплитуда  $A$  доходит до  $0,022 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . Для обеспечения амплитудного значения изгиба на более  $A \leq (0,02 \div 0,03) \cdot 10^{-3} \text{ м}$  рекомендуется использование марки резины 10-220 в качестве упругой подшипниковой опоры пильного цилиндра.

При этом важным является определение коэффициента жесткости упругой опоры на значение изгиба пильного цилиндра при изменении производительности джина.



**Рис.2.** Графические зависимости изменения амплитуды изгибных колебаний вала пильного цилиндра от величина производительности джина



где, 1-серийной вариант подшипниковой опоры пильного цилиндра; 2-при использовании упругой подшипниковой опоры из марки резины-7317; 3-при использовании упругой подшипниковой опоры из марки резины-10-220; 4-при использовании упругой подшипниковой опоры из марки резины-6308-МКЩиС;

где, 1,2-экспериментальные зависимости; 3,4-теоретические зависимости; 1,3-при  $\omega_{н.ц}=75 \text{ с}^{-1}$ ; 2,4-при  $\omega_{н.ц}=65 \text{ с}^{-1}$ .

**Рис. 3.** Зависимости изменения амплитуды изгибных колебаний вала пильного цилиндра от увеличения коэффициента жесткости упругих подшипниковых опор при различных значениях угловой скорости пильного цилиндра джина.

Анализ графиков на рис. 6 показывает, что с увеличением частоты вращения пильного цилиндра от  $65 \text{ с}^{-1}$  до  $76,4 \text{ с}^{-1}$  амплитуда изгибных колебаний возрастает до  $((0,045 \div 0,052) \cdot 10^{-3}) \text{ м}$ . Поэтому рекомендуемыми значениями параметров являются:  $\omega_4 = (74 \div 77) \text{ с}^{-1}$ ;  $A = (0,02 \div 0,03) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $C_n \geq (6,2 \div 6,6) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ .

### Литература

1. Патент РУз. IDP 04489. Опора для поглощения колебаний вращающихся валов. 7 F 16 C 17/02, 27/02. –Т.: 2000. Бюлл. №5.
2. Sh.Khudoykulov, A.Djuraev, S.Yunusov. Efficiency of use of bearing supports with rubber sleeve of shaft saw cylinders. 76 th Plenary meeting of the ICAC Tashkent, Uzbekistan-2017. P. 238-242.
3. Юнусов С.З. «Динамика машинных агрегатов с механизмами рабочих органов пильного джина». Монография, Изд. «Фан ва технология» Ташкент-2013. 143с.