

## РАСЧЕТ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВЫПУСКНОГО ЦИЛИНДРА ПРИ КОНСОЛЬНОМ РАЗМЕЩЕНИИ ЦИЛИНДРОВ ВЫТЯЖНОГО ПРИБОРА

Е. П. ПОГОНЩИКОВА, С. Н. ТИТОВ

(Костромской государственной технологической университет)

Ранее в [1] была разработана конструкция, позволяющая компоновать прядильную самокруточную машину второго поколения из двухместных модулей. Одной из особенностей представленного двухместного модуля является конструктивное решение привода вытяжного прибора [2], обеспечивающего передачу вращения к рабочим валам при помощи червячных передач.

Главным преимуществом такого решения является возможность двухстороннего консольного расположения цилиндров вытяжного прибора, благодаря чему одноместный прядильный модуль превращается в двухместный. Консольное расположение цилиндров существенно облегчает съем и установку ремешков, сменных тумбочек, рычага нагрузки, а также обеспечивает удобство обслуживания рабочих зон машины (ликвидация обрывов, удаление наматывающихся волокон и т.д.).

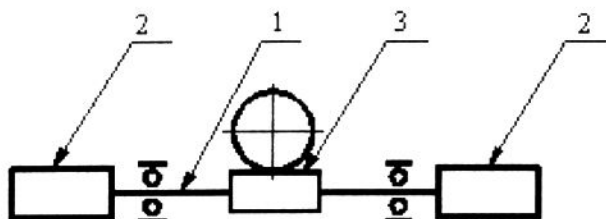


Рис. 1

В предлагаемом конструктивном решении выпускной цилиндр (рис. 1) представляет собой вал-червяк 1, расположенный в двух шарикоподшипниковых опорах. На свободных концах вала закреплены рифленые тумбочки 2. Червячная передача 3 обеспечивает передачу вращения на средний и питающий цилиндры вытяжного прибора.

Консольное расположение тумбочек существенно снижает изгибную жесткость

цилиндра по сравнению с традиционным решением. Повышение скорости выпуска до 250 м/мин при выработке самокрученной пряжи из ровницы (ленты) и до 400 м/мин при формировании композитных нитей и соответственно рабочих частот вращения выпускного цилиндра до  $53 \text{ с}^{-1}$  увеличивает риск возникновения резонансных изгибных колебаний.

В связи с этим необходимо провести расчет конструкции не только на прочность и жесткость, но и на возможность возникновения резонансных явлений. Целью данного расчета является определение собственных частот выпускного цилиндра и сравнение их с частотами возмущающих воздействий для оценки возможности возникновения резонанса на рабочих скоростях машины.

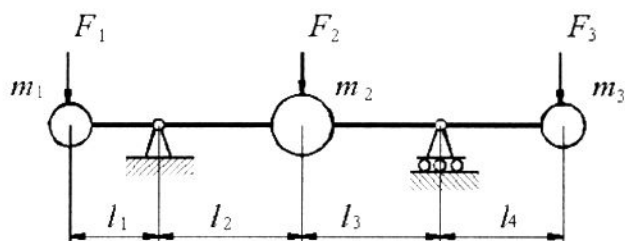


Рис. 2.

Используем следующую методику моделирования: на первом этапе расчета выпускной цилиндр представляем линейно-упругим невесомым валом с тремя сосредоточенными массами (рис. 2), которые размещены в центрах масс тумбочек и червяка.

Аналогичная модель рассмотрена для веретена [3], где отмечено, что расчетное значение собственной частоты, рассчитанное для данной модели, меньше действительного (до двух раз). Вследствие этого, если низшая собственная частота после

первого приближения не превышает максимальную частоту возмущающего воздействия более чем вдвое, необходимо перейти к линейной модели с распределенными параметрами и учесть распределение масс и моментов инерции сечений по длине вала.

В случае совпадения хотя бы одной из частот возмущающих воздействий с одной из резонансных зон ( $\pm 40\%$  от собственной частоты) модель необходимо уточнить добавлением в нее диссипативных свойств нажимных валиков, ремня, смазки в червячной передаче. После этого должны быть выданы рекомендации по изменению конкретных конструктивных параметров узла с целью исключения резонансных явлений.

В такой простейшей модели (рис. 2) на вал действуют:

– центробежные инерционные силы  $F_1$ ,  $F_3$ , возникающие из-за вращения несбалансированных масс [3], с частотой  $\omega_1$ , численно равной угловой скорости выпускного цилиндра;

– кинематическое возмущающее воздействие  $F_2$ , возникающее из-за неточности работы червячного колеса, с частотой  $\omega_2$ , численно равной угловой скорости вращения вала, на котором расположено червячное колесо.

Частоты возмущающих воздействий  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  определяются по следующим формулам:

$$\omega_1 = \frac{V}{30D}, \quad (1)$$

где  $V$  – скорость выпуска, м/мин;  $D$  – диаметр рифленной тумбочки, м.

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i}, \quad (2)$$

где  $i$  – передаточное отношение червячной передачи.

Для приближенного определения низшей собственной частоты рассматриваемой колебательной системы используем формулы, применяемые для невесомого вала с одной сосредоточенной массой.

Представив, что вал (рис. 2) имеет только одну сосредоточенную массу, определим угловую частоту свободных колебаний по формуле [4]:

$$k = \sqrt{\frac{g}{\Delta_{ст}}}, \quad (3)$$

где  $\Delta_{ст}$  – прогиб вала при статическом действии веса груза  $G$ , м. Величина прогиба определяется методами теории сопротивления материалов [4].

Последовательно прикладывая к невесомому валу силы  $G_1$  ( $G_1 = m_1g$ ),  $G_2$  ( $G_2 = m_2g$ ),  $G_3$  ( $G_3 = m_3g$ ), получим значения прогибов  $\Delta_{ст1}$ ,  $\Delta_{ст2}$ ,  $\Delta_{ст3}$  и, воспользовавшись формулой (3), – угловые частоты свободных колебаний  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$ .

Общую критическую угловую частоту  $k_0$  невесомого вала, имеющего одновременно все массы, можно приближенно определить по методу Дункерлея [3]:

$$\frac{1}{k_0^2} = \frac{1}{k_1^2} + \frac{1}{k_2^2} + \frac{1}{k_3^2}. \quad (4)$$

Наименьшая собственная частота  $f$  определяется по формуле [4]:

$$f = \frac{k_0}{2\pi}. \quad (5)$$

Значение низшей собственной частоты  $f$ , определяемое по формуле (5), необходимо сравнить со значениями частот возмущающих воздействий  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ , рассчитываемых по формулам (1) и (2).

В табл. 1 приведены результаты расчета наименьшей собственной частоты и частот возмущающих воздействий при следующих исходных данных:

а) параметры вала: диаметр вала  $d=0,02$  м; длины участков вала  $\ell_1=0,081$  м;  $\ell_2=0,039$  м;  $\ell_3=0,045$  м;  $\ell_4=0,105$  м; модуль упругости материала вала  $E=2,04 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>;

б) параметры рифленных тумбочек:  $D=0,04$  м; масса тумбочки 0,846 кг;

с) параметры червячной передачи:  $i=5$ ; масса червяка 0,806 кг.

Скорость выпуска, м/мин	Частоты возмущающих воздействий, с <sup>-1</sup>		Собственные частоты изгибных колебаний				
			$\omega_i \cdot 10^3$ рад/с				с <sup>-1</sup>
V	p <sub>1</sub>	p <sub>2</sub>	$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_0$	f
250	33,2	6,6	9,61	35,77	38,1	9,01	1435,0
400	53,1	10,6					

Результаты расчета показывают, что низшая частота свободных колебаний превышает максимальную частоту возмущающих воздействий более чем в два раза. Таким образом, в предложенном диапазоне конструктивных размеров выпускной цилиндр обладает достаточной жесткостью и возможность возникновения резонанса отсутствует.

### ВЫВОДЫ

1. Впервые проведен расчет на изгибные колебания выпускного цилиндра с консольным расположением рифленых тумбочек.

2. Полученное значение низшей частоты свободных колебаний превышает максимальную частоту возмущающих воздействий более чем в два раза, поэтому в принятом диапазоне конструктивных размеров

возможность возникновения резонанса отсутствует.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Телицын А. А., Филатова Н. И. / Текстильная промышленность. – 1998, №6. С.8...9.
2. Патент РФ 2068889, МПК D 01 H 1/22. Привод вытяжного прибора текстильной машины/ А. А. Телицын, В. Г. Выскварко, Н. И. Филатова, Т. Н. Телицына. – Оpubл. 1996.
3. Расчет и конструирование машин прядильного производства / Под общ. ред. А. И. Макарова – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1981.
4. Справочник по сопротивлению материалов/ Г. С. Писаренко, С. Г. Петров, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев; Отв. ред. Г. С. Писаренко – Киев: Наук. думка, 1988.

Рекомендована кафедрой теории механизмов и машин и проектирования текстильных машин. Поступила 30.09.04.