



## ХИМИЧЕСКАЯ ПЕРЕРАБОТКА ДРЕВЕСИНЫ

УДК 628.517

*Н.В. Куцубина, А.А. Санников*

Уральский государственный лесотехнический университет

Куцубина Нелли Валерьевна родилась в 1965 г., окончила в 1988 г. Уральский лесотехнический институт, кандидат технических наук, доцент кафедры машин и оборудования целлюлозно-бумажного производства Уральского государственного лесотехнического университета. Имеет более 30 работ в области динамики, виброзащиты и диагностики технологических машин и оборудования.  
E-mail: bsovet@usfeu.ru



Санников Александр Александрович родился в 1934 г., окончил в 1958 г. Уральский лесотехнический институт, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой машин и оборудования целлюлозно-бумажного производства Уральского государственного лесотехнического университета. Имеет более 200 работ в области динамики, виброзащиты и диагностики технологических машин и оборудования.  
E-mail: bsovet@usfeu.ru



## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАССЕЙВАНИЯ ЭНЕРГИИ КОЛЕБАНИЙ В МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ ЦБП

Предложен метод моделирования рассеивания энергии колебаний в конструкциях ЦБП, заключающийся во введении в расчетные зависимости коэффициента динамического усиления колебаний при резонансе  $\alpha_p$  для учета неупругих сопротивлений.

*Ключевые слова:* колебания, модели рассеивания энергии, коэффициент динамического усиления колебаний при резонансе.

Наиболее виброактивными конструктивными элементами основного технологического оборудования ЦБП являются валы, станины и поддерживающие конструкции. Выявление путей снижения вибрации возможно лишь на основе исследования динамических и математических моделей вибрации, учитывающих специфику оборудования.

К специфическим особенностям относятся, например, конструкции подшипниковых узлов и мест установки валов и цилиндров бумагодельных машин, наличие связей между валами в виде сукна, сетки, бумаги и др., которые обладают значительными диссипативными свойствами.

На рассеивание (диссипацию) энергии колебаний конструкций влияет множество факторов, учесть при расчете многие из которых на сегодняшний день (несмотря на значительное количество работ [1, 3–5 и др.], имеющихся в этой области) не представляется возможным.

В настоящее время в расчетной практике определения диссипативных сил господствуют феноменологические модели, основанные на различных гипотезах. В практике динамических расчетов широкое распространение получили различные модели частотно-независимого внутреннего трения. Известны модели, являющиеся видоизменением модели вязкого трения Фойта; модель Е.С. Сорокина и ее различные варианты; модели, использующие интегральные операторы наследственной упругости со специальными ядрами, которые обеспечивают частичную независимость рассеивания энергии в достаточно широком диапазоне частот возмущения.

Эти модели имеют ряд существенных недостатков. Например, в них учитывается только внутреннее трение материала вибрирующей детали или конструкции; затруднено определение диссипативных сил и решение для системы с большим числом степеней свободы; физически неправдоподобна зависимость коэффициента неупругих сопротивлений от массы и др. Кроме того, экспериментальная проверка различных гипотез на нескольких десятках конструкций [6] показала, что ни одна из них не обладает преимуществом.

В течение многих лет в расчетной практике машиностроительных конструкций ЦБП используется частотно-независимая гипотеза, являющаяся по своей сути модификацией модели Фойта [2, 6].

Цель наших исследований – изучить метод моделирования рассеивания энергии колебаний, предложенный для повышения достоверности инженерных вибрационных расчетов машиностроительных конструкций ЦБП.

Поскольку влияние рассеивания на амплитуды виброперемещений существенно лишь в области частот, близких к резонансным, для учета его введен вместо физических констант коэффициент динамического усиления колебаний при резонансе  $\alpha_p$ , определяемый экспериментально.

Под коэффициентом динамического усиления колебаний при резонансе  $\alpha_p$  понимается отношение амплитуды виброперемещений при резонансе  $S_{a,p}$  к параметру, характеризующему динамическое воздействие на массу:

при силовом гармоническом воздействии с амплитудой силы  $F_a$  к перемещению массы  $S_{a,ст}$ , если бы сила  $F_a$  действовала статически:

$$\alpha_p = S_{a,p} / S_{a,ст} = S_{a,p} / \left( \frac{F_a}{C} \right); \quad (1)$$

при кинематическом гармоническом возбуждении с амплитудой перемещения  $S_{a,о}$ :

$$\alpha_p = S_{a,p} / S_{a,о}; \quad (2)$$

при возбуждении центробежными силами инерции неуравновешенных масс вала:

$$\alpha_p = S_{a,p} / v, \quad (3)$$

где  $C$  – коэффициент жесткости опорной конструкции;  
 $v = m_p e / m$  – мера уровня возбуждающих колебания сил, численно равная амплитуде виброперемещений массы, свободной от связей;

$m_p$  – масса вала;  
 $e$  – удельный дисбаланс вала;  
 $m$  – масса колеблющейся конструкции.

Дифференциальное уравнение, описывающее колебания массы, приобретает следующий вид:

$$\ddot{z} + \frac{1}{\kappa_p} \omega_0 \dot{z} + \omega_0^2 z = \frac{1}{m} F(t), \quad (4)$$

где  $z$  – перемещение;

$\omega_0$  – частота свободных колебаний системы;

$F(t)$  – функция возбуждающих колебания сил.

Амплитудная и фазовая характеристики колеблющейся массы:

$$S_a(\omega) = \frac{1}{C} \frac{1}{\sqrt{\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)^2 + \frac{\omega^2}{\kappa_p^2}}}; \quad \varphi(\omega) = \arctg\left(\frac{\eta}{\kappa_p \sqrt{\omega_0^2 - \omega^2}}\right), \quad (5)$$

где  $\omega$  – частота динамических воздействий;

$\eta$  – частотное отношение,  $\eta = \omega/\omega_0$ .

Введение в расчет коэффициента  $\alpha_p$  приводит к частотно-независимой модели упруго-вязкого сопротивления. Достоинство этого метода заключается в учете всех видов рассеивания энергии колебаний в конструкции, легкое и понятное определение коэффициента  $\alpha_p$ , возможность накопления экспериментальных значений  $\alpha_p$  для различных конструкций (см. таблицу).

Коэффициенты  $\alpha_p$  определялись по логарифмическому декременту затуханий собственных частот колебаний конструкций, возбуждаемых ударом и предварительным приложением и мгновенным снятием нагрузки, по амплитудно-частотным характеристикам, полученным при пуско-остановочных режимах работы машины.

#### Коэффициенты динамического усиления колебаний при резонансе $\alpha_p$ для некоторых конструкций

Конструкция (конструктивный элемент)	Значение $\alpha_p$
Трубчатые валы бумагоделательных и отделочных машин	25...30
Сушильные цилиндры бумагоделательных машин	20
Станины и массивные рамные фундаменты	20
Фундаменты на песчаном, насыпном или свайном грунтовом основании:	
при вертикальном резонансе	2,0...2,5
при горизонтально-вращательном резонансе	4,0
Фундаменты на прочих грунтовых основаниях:	
при вертикальном резонансе	2,5...3,0
при горизонтально-вращательном резонансе	5,0

Коэффициент динамического усиления колебаний  $\alpha_p$  связан с другими параметрами, характеризующими рассеивание энергии колебаний в конструкциях машин, оборудования и сооружений – коэффициентами неупругих сопротивлений  $b$ , демпфирования  $\delta$ , логарифмическим декрементом затухания  $\Lambda$ , модулем затухания  $\phi$ , коэффициентами поглощения энергии колебаний  $\psi$  и потерь  $\gamma$ :

$$\alpha_p = \frac{\pi}{\Lambda} = \frac{2\pi}{\psi} = \frac{\omega_0}{2\delta} = \frac{\omega_0 m}{b} = \frac{1}{\gamma} = \frac{1}{\phi \omega_0} . \quad (6)$$

Для расчета конструкций с несколькими степенями свободы следует применять приближенный метод расчета, известный как метод разложения колебаний диссипативной системы по собственным формам соответствующей консервативной системы. Диссипативные связи между формами не учитываются. Поглощение же энергии учитывается тем, что в дифференциальные уравнения, соответствующие каждой собственной частоте колебаний консервативной системы, вводится диссипативный член с коэффициентом потерь энергии, равным коэффициенту потерь исходной диссипативной системы на этой же частоте, т.е. все сводится к решению нескольких задач с одной степенью свободы и учетом диссипации энергии.

Изложенный метод является точным в случае определения параметров резонансных колебаний. Погрешность, например, определения амплитуд горизонтальных колебаний массивных фундаментов по этому методу может достигать 14 %, рамных – 17 % [5].

Погрешности метода касаются только изменения формы амплитудно-частотных характеристик вблизи резонанса и не влияют на величину резонансных колебаний, определяемых коэффициентом  $\alpha_p$ .

Рассматриваемый метод моделирования рассеивания энергии колебаний пригоден практически для всех встречающихся случаев расчета вибрации машиностроительных и строительных конструкций ЦБП, лесопильного и деревообрабатывающего оборудования и уже использован в сотнях успешно реализованных технических решений по виброзащите технологического оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств [2].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ананьев, И.В.* Колебания упругих систем в авиационных конструкциях и их демпфирование [Текст] / И.В. Ананьев, П.Г. Тимофеев. – М.: Машгиз, 1965. – 526 с.
2. Вибрация и шум технологических машин и оборудования лесного комплекса [Текст]: моногр. / А.А. Санников [и др.]. – Екатеринбург: УГЛТУ, 2006. – 484 с.
3. *Писаренко, Г.С.* Обобщенная нелинейная модель упругого рассеяния энергии при колебаниях [Текст] / Г.С. Писаренко. – К.: Наук. думка, 1985. – 240 с.
4. *Сорокин, Е.С.* К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем [Текст] / Е.С. Сорокин. – М.: Госстройиздат, 1960.

5. *Сорокин, Е.С.* О погрешностях общеизвестного метода теории колебаний диссипативных систем в применении к неоднородному демпфированию [Текст] / Е.С. Сорокин // Строительная механика и расчет сооружений. – 1984. – № 2. – С. 29–34.
6. *Санников, А.А.* Пути снижения колебаний лесопильного оборудования [Текст] / А.А. Санников. – М.: Лесн. пром-сть, 1980. – 160 с.
7. *Цейтлин, А.И.* К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем [Текст] / А.И. Цейтлин // Строительная механика и расчет сооружений. – 1975. – №2.

Поступила 21.04.09

*N.V. Kutsubina, A.A. Sannikov*  
Ural State Forest Engineering University

### **Simulation of Vibration Energy Dispersion in Machine-building Designs of PPI**

A method of simulation of vibration energy dispersion in PPI designs is considered, based on the introduction of the coefficient of the dynamic vibration amplification under resonance  $\alpha_{pt}$  into the formulae for calculation of inelastic resistances.

Keywords: vibrations, energy dispersion models, coefficient of dynamic vibration amplification under resonance.

---