

Кроме этого исследовались колебания пилы с демпфирующим материалом находящимся внутри фланцев. Однако эти исследования не принесли отличительных результатов и в работе не рассматриваются.

Вывод:

Проведенные эксперименты показывают, что демпфирующие свойства пилы с наклеенными кольцами лучше (по декременту в 8,61 раз, по времени затухания колебаний в 7,8 раза) чем свойства пилы без демпфирующих колец.

В связи с тем, что пильные диски поставляются без демпфирующих колец, авторы видят развитие этого направления в поиске конструктивного решения зажимных фланцев с элементами демпфирующих колец.

Библиографический список

1. Стахийев Ю.М. Устойчивость и колебания плоских круглых пил [Текст]: / Стахийев Ю.М. М., “Лесная промышленность”, 1977. 296 с.
2. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний [Текст]: учеб. пособие. /Пановко Я.Г. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980.-272 с.
3. Евдакимов Ю.К., Линдваль В.Р., Щербаков Г.И.[Текст]: LabVIEW для радиоинженера: от виртуальной модели до реального прибора. Практическое руководство для работы в программной среде LabVIEW. М.: ДМК Пресс, 2007. – 400с.
4. Батоврин В.К., Бессонов А.С., Мошкин В.В., Папуловский В.Ф. LabVIEW: практикум по основам измерительных технологий [Текст]: учеб. пособие для вузов. М.: ДМК Пресс, 2005.-208 с.: ил.
5. Дьяконов В.П. Matlab 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Основы применения [Текст]: Серия «Библиотека профессионала».- М.: СОЛОН-Пресс, 2005. – 800 с.: ил.

Куцубина Н.В., Королев А.В, Крючков Н.А.
(УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ) Nelly3416@mail.ru

О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ДЕМПФЕРОВ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ ВИБРАЦИИ ВАЛОВ, УСТАНОВЛИВАЕМЫХ НА РЫЧАГАХ

ABOUT POSSIBILITY OF APPLICATION DEMPFRERS OF THE LIQUID FRICTION FOR REDUCTION OF VIBRATION OF THE SHAFT ESTABLISHED ON LEVERS

В бумагоделательных машинах многие валы устанавливаются на рычагах с пневматическим, гидравлическим или винтовым подвесом (прижимом). К таким валам относятся сетконатяжные валы сеточных столов, вакуум-пересасывающие валы, прижимные валы прессов, валы каландров. Имеется принципиальная возможность уста-

новки на рычагах сукно-, сетко- и бумаговедущих валов прессовых и сушильных частей при работе этих валов в гибком (зарезонансном) режиме.

В резонансном и околорезонансном режимах работы такие валы совершают интенсивные качательные колебания относительно осей рычагов [1].

В статье, подготовленной под руководством д.т.н. А.А. Санникова обсуждается на примере виброзащиты сетководущего вала опыт и возможности применения демпферов жидкостного трения для уменьшения вибрации валов на рычагах.

Демпфирование колебаний валов на рычагах актуально при проектировании или модернизации бумагоделательных машин, особенно тогда, когда при увеличении скорости машины колебания валов приближаются к опасным резонансным режимам работы. Применение демпферов позволяет при модернизации машин сохранять без изменения конструкцию валов и их поддерживающих элементов.

Характерным свойством демпферов жидкостного трения является наличие трения, создающего условия для рассеяния энергии колебаний при прохождении жидкости через узкие каналы.

Демпферы жидкостного трения исполняются с односторонним и двухсторонним действием, в том числе устанавливаемые параллельно с упругим элементом или с упругим и демпфирующим элементом в одной конструкции.

Рассмотрим для примера применение демпфера двухстороннего действия, разработанного А.М. Витвининым для снижения резонансной вибрации сетководущего вала бумагоделательной машины [2], выполненного в одной конструкции с упругим элементом в виде пружин, для виброзащиты сетководущего вала.

Сетководущий вал с вибродемпфирующими упругими опорами (рис.1) состоит из вала 1, установленного на рычагах 2, один конец которых шарнирно подвешен к кронштейнам 3 продольных балок сеточного стола. Нижние концы рычагов при помощи упругих элементов 4 опираются на вибродемпфирующие упругие опоры 5, которые крепятся к стойкам 7, установленным на фундаментные шины сеточного стола и состоят из корпуса 6, цилиндра 9, заполненных маслом, штока с поршнем 10, дроссельных регулируемых клапанов прямого 11 и обратного 12 хода, цилиндрической 13 и тарельчатых 14 пружин.

При колебаниях вала шток с поршнем перемещается относительно цилиндра, жестко связанного с корпусом 8 демпфера. За счет трения в тарельчатых пружинах и перепуска демпфирующей жидкости через дроссели происходит демпфирование колебаний, сглаживающее колебания натяжения сетки.

Вибрационный расчет сетководущего вала на рычагах с гидравлическими упругодемпфирующими опорами при силовом возбуждении колебаний центробежными силами инерции неуравновешенных масс вала и при кинематическом возбуждении из-за колебаний натяжения сетки сводится к следующему.

Динамическая модель сетководущего вала с вибродемпфирующими упругими опорами показана на рис. 2, где обозначено:

m - масса вала, приходящаяся на одну опору;

F_u - центробежная сила инерции неуравновешенных масс вала, приходящаяся на одну опору $F_u = 0,5me\omega^2$. Проекция силы инерции неуравновешенных масс вала на касательную X к траектории движения оси вала:

$$F_{ux} = 0,5me\omega^2 \cos \omega t; \quad (1)$$

где e - удельный дисбаланс вала;
 ω - угловая частота вращения вала;

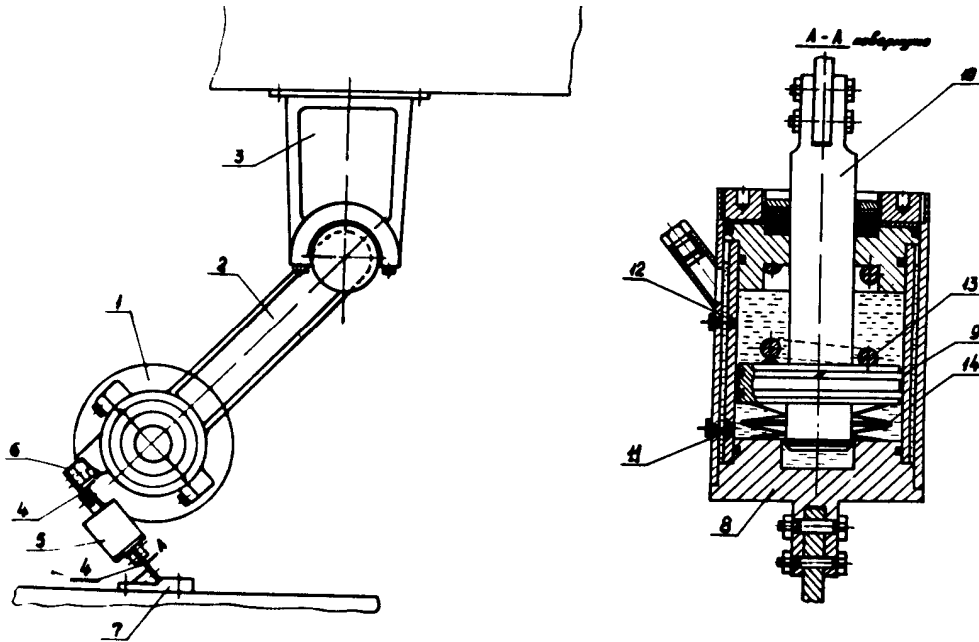


Рисунок 1 – Гидравлический демпфер сетководущего вала:
 1 – сетководущий вал; 2 – рычаги; 3 – кронштейны; 4 – упругие элементы;
 5 - вибродемпфирующие упругие опоры; 6 – корпус; 7 – стойки; 9 - цилиндр;
 10 - шток с поршнем; 11 – клапан прямого хода; 12 - клапан обратного хода;
 13 – цилиндрическая пружина; 14 – тарельчатая пружина

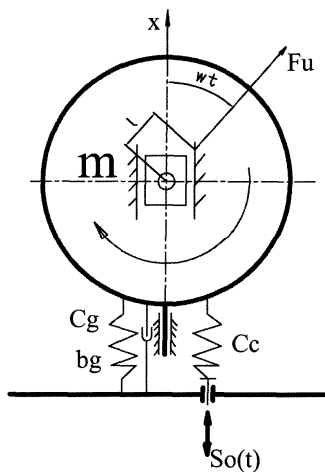


Рисунок 2 – Динамическая модель сетководущего вала с вибродемпфирующей упругой опорой

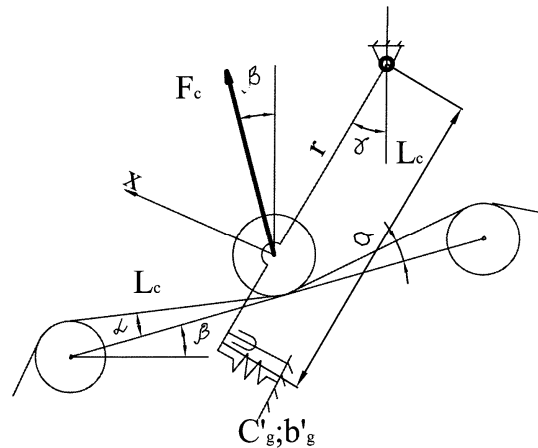


Рисунок 3 – Кинематическая схема сетководущего вала

$S_o(t)$ - параметр, характеризующий кинематическое возмущение сетководущего вала, $S_o(t) = S_{ao} \cos(\omega_1 t)$. Кинематическое возмущение с амплитудой S_{ao} и угловой частотой ω_1 проявляется, в частности, из-за периодического изменения натяжения сетки,

вызываемого, например, изменяющейся силой трения сетки о крышки отсасывающих ящиков при пульсации в вакуумной системе;

C_g, b_g - приведенные к оси вала коэффициенты жесткости и неупругого сопротивления упругодемпфирующей опоры вала,

$$C_g = C_g' \frac{a^2}{r}; \quad b_g = b_g' \frac{a^2}{r}, \quad (2)$$

C_g', b_g' - коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений упругодемпфирующей опоры;

C_c - приведенный к оси вала коэффициент жесткости сетки.

Для схемы, представленной на рис. 3,

$$C_c = \frac{(E\delta)B_c}{L_c} \sin^2 \alpha \cos^2(90^\circ - \gamma - \beta), \quad (3)$$

где $(E\delta)$ - параметр, характеризующий коэффициент жесткости сетки единичной длины и ширины;

B_c - ширина сетки;

r и a - расстояния до оси вращения рычага от оси вращения вала и от опорной точки на рычаге для демпфера;

L_c - длина участка сетки между валами;

γ - угол наклона к вертикали рычага вала;

β - угол наклона к вертикали реакции сетки на вал;

α - угол наклона ветвей сетки к межцентровой линии валов, смежных рассматриваемому;

x - вектор направления колебаний вала;

S_o - параметр, характеризующий кинематическое возмущение сетководущего вала

$$S_o(t) = S_{ao} \cos(\omega_1 t).$$

Кинематическое возмущение с амплитудой S_{ao} и угловой частотой ω_1 проявляется, в частности, из-за периодического изменения натяжения сетки, вызываемого, например, изменяющейся силой трения сетки о крышки отсасывающих ящиков при пульсации в вакуумной системе.

Колебания вала при силовом возбуждении описываются дифференциальным уравнением

$$m \ddot{x} + b_g \dot{x} + (C_g + C_c)x = me\omega^2 \cos\omega t, \quad (4)$$

амплитуды и фазы колебаний определяются по формулам:

$$S_a = e \frac{\eta^2}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + \frac{\eta^2}{\alpha_p^2}}}; \quad \text{tg}\beta = \frac{\eta^2}{\alpha_p^2(1-\eta^2)}. \quad (5)$$

Собственная частота колебаний находится по формуле

$$\omega_o = \sqrt{(C_g + C_c)/m}. \quad (6)$$

Дифференциальное уравнение, описывающее колебания вала при кинематическом возбуждении

$$m\ddot{x} + b_g \dot{x} + (C_g + C_c)x = C_c S_{a0} \cos(\omega t). \quad (7)$$

Амплитуда и фаза колебаний определяются по формулам:

$$S_a = \alpha_c S_{a0} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \eta^2\right)^2 + \frac{\eta^2}{\alpha_p^2}}}; \operatorname{tg} \beta = \frac{\eta^2}{\alpha_p^2 (1 - \eta^2)}, \quad (8)$$

где α_c - отношение приведенных коэффициентов жесткостей,

$$\alpha_c = C_c / (C_g + C_c). \quad (9)$$

Коэффициент динамического усиления колебаний при резонансе находится по зависимости

$$\alpha_p = \frac{\omega_0 m}{b_g} = \frac{\sqrt{(C_c + C_g)m}}{b_g}. \quad (10)$$

Коэффициент неупругих сопротивлений демпферов жидкостного трения пропорционален скорости движения жидкости в дроссельных каналах, зависит от длины l , диаметра d и количества дроссельных отверстий n_o , от площади поршня S и коэффициента динамической вязкости жидкости μ и определяется по формуле

$$b_g = 8\pi \frac{d}{n} \frac{\mu l}{n_o}, \quad (11)$$

где d_n – диаметр поршня.

При инженерных расчетах коэффициентов, учитывающих рассеивание энергии колебаний в демпферах другого типа, например гидropневматических, определяется эквивалентное значение коэффициентов неупругого сопротивления, исходя из равенства работ за цикл демпферов жидкостного трения и гидropневматического.

Работа демпфера жидкостного трения двухстороннего действия определяется по формуле

$$A = \pi b \omega S_a^2. \quad (12)$$

В демпферах одностороннего действия гидравлическое сопротивление создается при движении соединенных демпфером конструкций только в одном направлении. Поэтому для этих демпферов $b_{эKB} = b_g/2$.

Демпфирование пропорционально скорости перемещения поршня. Поэтому для повышения эффективности вибродемпфирования целесообразна установка демпферов через передаточные устройства.

В этом случае коэффициент неупругих сопротивлений увеличивается в квадрат передаточного отношения раз $b_{np} = b u^2$.

Приведенные выше формулы пригодны для определения параметров вибрации любых одномассовых конструкций с демпфером жидкостного трения.

Библиографический список

1. Санников А.А. Вибрация и шум технологических машин и оборудования лесного комплекса: моногр./А.А. Санников, В.Н. Старжинский, Н.В. Куцубина, Н.Н. Че-

ремных, В.П. Сиваков, С.Н. Вихарев. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2006. – 484 с.

2. Санников А.А. Колебания бумагоделательных машин и пути их устранения / А.А. Санников, А.М. Витвинин, Е.М. Королев. – М.: Лесная промышленность, 1976. – 128 с.

Пашков В.К., Шишкин Д.Д. (УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ)

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ВИБРОАКТИВНОСТИ ГИБКИХ ВРАЩАЮЩИХСЯ ДИСКОВ

METHODS AND MEANS OF EXPERIMENTAL ESTIMATION VIBRATION ACTIVITY OF FLEXIBLE ROTATING DISKS

Режущие инструменты с корпусом в виде гибкого диска будут надежно работать, если положенная в основу эксплуатации форма равновесия устойчива. Для круглых плоских пил это плоская форма равновесия. Предельные значения внешних сил или факторов их обуславливающих, при которых становится возможным появление новых форм равновесия, называются критическими. При назначении рабочих частот вращения таких инструментов необходимо обеспечить их положение вне зоны динамической неустойчивости. Необходимые теоретические сведения о колебаниях и устойчивости круглых плоских пил изложены в работе [1].

Для отстройки рабочих частот пил от зон динамической неустойчивости необходимо знать, в общем случае, значения следующих параметров: статическую $\nu_{ст}$ и динамическую $\nu_{д}$ частоты диска; частоту назад ν_1 и вперед ν_2 бегущих цепей волн; число узловых диаметров λ наиболее вероятной формы колебаний диска; коэффициент динамичности B ; критическую частоту вращения $n_{кр}$. Эти параметры определяются экспериментально или расчетным путем.

В силу отклонений в линейных размерах, формы, начальных напряжений для одинаковых типоразмеров пил предпочтение отдают экспериментальным методам оценки виброактивности дисков. Известно несколько экспериментальных методов [2, 3, 4, 5].

На рис.1 приведена блок-схема экспериментальной установки для исследования форм λ и собственных частот колебаний $\nu_{ст}$, $\nu_{д}$ дисков пил.

Установка позволяет регистрировать и записывать сигнал дифференциального индуктивного датчика на осциллографе Н-008 и ЭО-7 параметров $\nu_{д}$ (от датчика 2), $\nu_{д}$, ν_1 и ν_2 (от датчика 8) диска и число оборотов пильного вала n от датчика 9. Колебания в диске возбуждаются генератором звуковой частоты ЗГ-10 при положении переключателя в позиции I. Значения частоты $\nu_{д}$ выведены дополнительно на экран электронного частотомера (поз. II), значения n (поз. III).

Типовая осциллограмма колебаний пилы приведена на рис. 2.