

УДК 676.012.-50

В.П. Сиваков, И.А. Партин

Уральский государственный лесотехнический университет

Сиваков Валерий Павлович родился в 1942 г., окончил в 1971 г. Уральский лесотехнический институт, доктор технических наук, декан лесомеханического факультета Уральского государственного лесотехнического университета. Имеет более 200 печатных работ в области технической диагностики и виброзащиты оборудования лесопромышленного комплекса.

E-mail: sivakov@usfeu.ru



Партин Илья Александрович родился в 1977 г., окончил в 1999 г. Уральский государственный лесотехнический университет, старший преподаватель УГЛТУ. Имеет более 20 печатных работ в области технической диагностики и виброзащиты оборудования лесопромышленного комплекса.

E-mail: metod@usfeu.ru



ДЕМПФИРУЮЩИЕ ОПОРЫ ТРУБОПРОВОДОВ ВАРОЧНЫХ КОТЛОВ

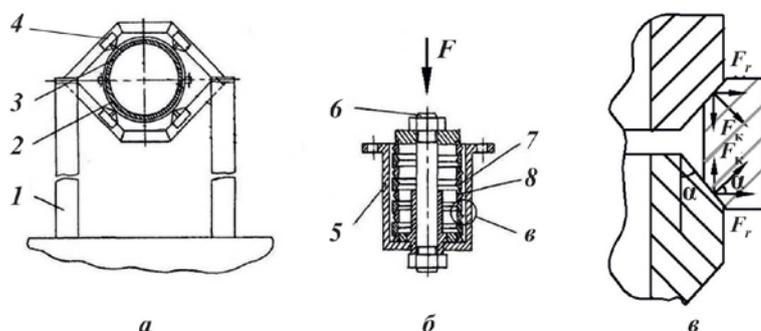
Произведен расчет и разработана конструкция демпфирующих опор трубопроводов варочных котлов.

Ключевые слова: опора, трубопровод, расчет, вибрация, частота.

Трубопроводы загрузки сырья и выгрузки целлюлозной массы из варочных котлов эксплуатируются под воздействием широкого спектра динамических нагрузок от гидравлических ударов, пульсации давления, температурных колебаний и др. От внешних нагрузок трубопроводы имеют колебания с преобладанием одной из частот. Эти колебания можно эффективно снизить, применяя демпфирующие опоры.

Для снижения вибрации трубопроводов разработаны опоры с демпферами для горизонтальных и вертикальных участков труб. Рабочие нагрузки на опоры определялись для загруженного суспензией трубопровода. Предполагалось, что места установки опор фиксированы. Указанное условие приближенно выполняется, если рабочую нагрузку на каждую опору трубопровода принимать равной полусумме весов пролетов, заключенных между данной опорой и ближайшими к ней опорами с обеих сторон.

Для опор горизонтального участка нижней части тракта загрузочной циркуляции (см. рисунок) в качестве упругодемпфирующих элементов приняты кольцевые пружины. Опора состоит из стоек с закрепленными на них демпфирующими элементами и клеммы, установленной на трубе. Штоки



Опора с демпфером горизонтального участка трубопровода грузозачной циркуляции: *а* – схема опоры; *б* – демпфирующий упругий элемент; *в* – схема нагружения колец упругого элемента; 1 – станина опоры; 2 – труба; 3 – клемма; 4 – демпфирующий упругий элемент; 5 – шток; 6 – корпус; 7 – наружное кольцо пружины; 8 – внутреннее кольцо пружины

предварительно поджатых упругих элементов (см. рисунок *а*) упираются в боковую поверхность клеммы.

При компенсационном удлинении трубы от технологических изменений температуры и давления в ней сырьё штоки проскальзывают по поверхности клеммы, не препятствуя ее перемещению. Вибрация трубопровода в радиальном направлении вызывает осевые перемещения штоков и деформацию кольцевых пружин. Кольцевые пружины, работающие в условиях многократных динамических нагружений, принудительно охлаждаются. Для отвода тепла применяют системы циркуляционной смазки. В зависимости от пригонки колец друг к другу и режима смазки работа от сил трения составляет до 15...60 % от полной работы, совершаемой при нагружении пружины, и рассеивает энергию колебаний трубопровода [1].

Расчет кольцевых пружин на растяжение–сжатие колец и осевое перемещение торцов приведен в [1]. Однако в этой работе не исследованы собственные частоты колебаний колец пружины. При совпадении частот вынуждающих сил, действующих на пружину, с собственными частотами колебаний колец пружины возможны резонансные колебания. Для предотвращения резонанса в системе трубопровод–опора выполним расчет низших собственных частот колебаний колец пружин.

Кольца пружины удовлетворяют условиям тонкостенности [2]:

$$\frac{\delta - c}{2R} \leq 0,1, \quad (1)$$

где δ – толщина стенки кольца;
 c – прибавка к расчетной толщине стенки;
 R – средний радиус кольца.

Вынуждающая сила $F \cos \omega t$ от вибрации трубопровода нагружает контактирующую поверхность кольца пружины равномерно распределенной силой:

$$F_k = \frac{F \cos \omega t}{2(z-1)2\pi R}, \quad (2)$$

где ω – частота колебания трубопровода;

t – фактор времени;

2 – число поверхностей кольца, по которым действует сила F_k (см. рисунок 6);

z – число колец в пакете пружины.

Радиальная составляющая сил, действующих на кольцо пружины,

$$F_r = \frac{F \cos \omega t \cdot \cos \alpha}{2(z-1)\pi R}, \quad (3)$$

где α – угол наклона поверхности контакта кольца к вертикальной плоскости.

Сила F_r создает на поверхности кольца пружины давление, которое определим по следующей формуле:

$$p = \frac{F \cos \omega t \cdot \cos \alpha}{2(z-1)\pi R l_k}, \quad (4)$$

где l_k – высота кольца пружины.

При расчете низшей собственной частоты радиальных колебаний основного элемента пружины (кольца) рассматриваем его как тонкостенный цилиндр, нагруженный внутренним или наружным давлением. От давления в стенках кольца возникают напряжения, которые приблизительно определяют из уравнения Лапласа:

$$\sigma = \frac{pR}{\delta}. \quad (5)$$

Напряжения вызывают относительное удлинение (укорочение) кольцевого периметра стенки:

$$\varepsilon = \sigma/E = \frac{pR}{\delta E}. \quad (6)$$

Средний радиус кольца

$$R^1 = R \pm \Delta R = R \pm \varepsilon R, \quad (7)$$

где ΔR – увеличение (уменьшение) радиуса.

Поскольку давление p создается вынуждающей силой $F \cos \omega t$ от колеблющегося трубопровода, то и изменение среднего радиуса кольца происходит в соответствии с этими колебаниями. Расчет малых радиальных колебаний тонкостенного цилиндрического кольца, симметричных относительно его оси, сводится к решению задачи с одной степенью свободы. В этом случае геометрические размеры стенок кольца определяются изменением среднего радиуса кольца. Изменением толщины стенок во время колебаний можно пренебречь по сравнению с изменением среднего радиуса.

Изменение среднего радиуса тонкостенного кольца от действия равномерной радиальной нагрузки определяется из формул (5)–(7):

$$\Delta R = pR^2/(E\delta). \quad (8)$$

Жесткость C тонкостенного кольца определяется давлением на кольцо, при статическом действии которого получается единичная радиальная деформация. Учитывая, что для пружин нагружение происходит в пределах упругости, жесткость кольца определяется по формуле

$$C = p\Delta R = \frac{p^2 R^2}{E\delta}. \quad (9)$$

Собственная частота колебаний кольца

$$f = \frac{\sqrt{C/m}}{2\pi}, \quad (10)$$

где m – масса кольца, $m = \gamma 2\pi R \delta l_k$;

γ – плотность материала кольца.

После подстановки C в (10) формула примет следующий вид:

$$f = \frac{pR}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{E\delta m}}. \quad (11)$$

Для исключения резонансных явлений низшая собственная частота колебаний колец должна достаточно далеко располагаться от частот вынужденных колебаний трубопровода

$$0,7\omega/2\pi < f \leq 1,25 \omega/2\pi. \quad (12)$$

Если низшая собственная частота колебаний колец пружины удовлетворяет условиям формулы (12), резонансные колебания опор трубопровода предотвращаются.

Выводы

Установлены зависимости между радиальными деформациями колец пружины в пределах упругости, характеристиками материала и геометрическими размерами колец.

Получено уравнение для приближенного расчета низших собственных частот колебаний колец.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
2. ГОСТ 14249–89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1990.

Поступила 17.01.12

V.P. Sivakov, I.A. Partin

The Ural State Forest Engineering University

Damping Pipeline Supports of Cooking Boilers

Calculation has been made and construction of damping pipeline supports of cooking boilers has been developed.

Key words: support, pipeline, calculation, vibration, frequency.
