

## Влияние трения на работу карданова подвеса для сейсмоприемников донной сейсмической станции

© 2004 В.П.Данилин, В.Ю.Бурмин

Рассмотрена роль трения в осях опор карданова подвеса и его положительного участия в стабильности регистрации внешних воздействий в донных сейсмических станциях.

Во многих конструкциях донной сейсмической станции (ДСС) для обеспечения автоматической ориентации вертикальной оси сейсмических датчиков в пространстве используется карданов подвес (в дальнейшем именуемого "кардан") [Соловьев, 1985]. При этом фиксации сейсмоприемников в рабочем положении производится не за счет принудительного арретирования кардана, а за счет трения скольжения в опорных узлах подвеса кардана. Однако в литературе (например, [Зверев и др., 1978]) встречаются упоминания о специфических искажениях сейсмической записи вследствие раскачивания системы подвеса. Это действительно должно иметь место при большой колебательной добротности системы во всем динамическом диапазоне регистрируемых движений, но в реальных конструкциях кардана, как будет показано ниже, искажения сигнала можно избежать, без лишних ухищрений, за счет трения скольжения.

В работе [Ковачев, Шейн, 1981] проведены теоретические исследования таких искажений для случая отсутствия силы трения. При этом колебания кардана моделируются линейным дифференциальным уравнением второго порядка, справедливым для малой амплитуды отклонений. Авторы указанной работы дают рекомендации по стабилизации кардана в его рабочем состоянии. Учитывая, что предложенная модель кардана идеализирована, они обращают внимание на условия, при которых трение в осях кардана может быть использовано в качестве положительного фактора в определенном диапазоне амплитуды сигналов.

С.Л.Соловьев [1985, с.62] приводит пример использования трения в практической конструкции донного сейсмографа, оборудованного вертикальным сейсмоприемником с собственной частотой 2 Гц, при углах отклонения от вертикали 2-3°. При этом отмечается, что характеристики сейсмоприемника меняются несущественно при его отклонениях в пределах 5°.

Вопрос об арретировании кардана представляет большой практический интерес. Арретирование можно осуществить с помощью демпферов с вязкими средами или электромеханическим стопором с датчиками наклона [Соловьев, 1985] и т.д., что влечет за собой новые технические проблемы. Другой подход к решению этой проблемы заключается в использовании сухого трения, что существенно упрощает конструкцию кардана в любом положении сейсмостанции, при сохранении необходимых параметров датчика.

При использовании трения следует стремиться к тому, чтобы, с одной стороны, вызываемое им отклонение от вертикали существенно не сказывалось на параметрах датчиков и их центровке (положении равновесия), с

другой, – чтобы трение обеспечивало необходимый стабилизирующий эффект в динамическом диапазоне регистрируемых колебаний.

Механизм работы опорных узлов кардана (подшипников скольжения) в области очень малых горизонтальных смещений его центра тяжести достаточно сложен. Возникающие при этом эффекты определяются величиной поперечного люфта подшипника, материалами, из которых он изготовлен, степенью шероховатости взаимодействующих поверхностей, видом и температурой смазки и т.п. В статье рассмотрена достаточно простая модель сухого трения, применимая, на наш взгляд, к диапазону амплитуд интересующих нас смещений. Термин «сухое трение» не следует понимать буквально. В данном случае он означает, что при рассматриваемых воздействиях даже в хорошо смазанном подшипнике скольжения наблюдается так называемое явление застоя, обусловленное особенностями статического или низкоскоростного режима.

Сделаем следующие предположения, не нарушающие существа картины:

1) величина сухого трения  $|F_{\text{тр}}|$  постоянна и такова, что другими видами затухания кардана можно пренебречь; предельная сила трения покоя  $F_0$  не превышает величины трения скольжения  $|F_{\text{тр}}|$ ;

2) моменты трения по обеим осям кардана одинаковы, а внешнее воздействие раскачивает лишь одну часть кардана.

Момент силы трения численно равен моменту возвращающей силы при некотором предельном угле наклона  $\theta_{\text{пр}}$ , выше которого начинается движение.

Отклоним кардан на угол  $\theta_0 > \theta_{\text{пр}}$  и отпустим его. Он будет совершать затухающие колебания под действием возвращающей силы и силы трения. В нечетных полуциклах колебаний вектор силы трения направлен в сторону положительных углов, в четных – в сторону отрицательных, на границах полуциклов, при  $\theta = 0$ , направление вектора силы трения скачком меняется на противоположное.

При сделанных предположениях уравнение движения кардана будет иметь вид

$$J\ddot{\theta} = -(mgl\theta - mgl\theta_{\text{пр}})$$

для нечетных полуциклов и

$$J\ddot{\theta} = -(mgl\theta + mgl\theta_{\text{пр}})$$

для четных полуциклов.

Здесь  $J$  – момент инерции системы кардан-сейсмоприемник;  $m$  – масса системы;  $g$  – ускорение силы тяжести;  $l$  – расстояние от точки подвеса кардана до центра тяжести системы.

Соответственно, угловое ускорение кардана для нечетных полуциклов будет равняться

$$\ddot{\theta} = -\frac{1}{J}(mgl\theta - mgl\theta_{\text{пр}}),$$

а для четных полуциклов

$$\ddot{\theta} = -\frac{1}{J}(mgl\theta + mgl\theta_{\text{пр}}).$$

Или, соответственно, для нечетных и четных полуциклов

$$\ddot{\theta} + \omega^2\theta = -\omega^2\theta_{\text{пр}} \text{ и } \ddot{\theta} + \omega^2\theta = \omega^2\theta_{\text{пр}},$$

где  $\omega = \sqrt{\frac{mgl}{J}}$  – циклическая частота собственных колебаний кардана.

Таким образом, имеем два неоднородных линейных дифференциальных уравнения, описывающих движения кардана при наличии трения скольжения. Решениями этих уравнений являются суммы общих решений соответствующих однородных уравнений и их частных решений [Эльсгольц, 1969].

Рассмотрим первый полуцикл. Общее решение однородного уравнения для первого полуцикла

$$\theta = \theta_0 \cos(\omega t).$$

Частное решение неоднородного уравнения для него запишется как

$$\theta = -\theta_{\text{пр}}[1 + \cos(\omega t)], \quad t \in [0, T/2].$$

Общее решение в этом случае будет

$$\theta = \theta_0 \cos(\omega t) - \theta_{\text{пр}}[1 + \cos(\omega t)] = (\theta_0 - \theta_{\text{пр}})\cos(\omega t) + \theta_{\text{пр}}, \quad t \in [0, T/2].$$

При  $t=0$  имеем  $\theta = \theta_0$ , при  $t = T/2 = \pi$ ,  $\theta = \theta_0 - 2\theta_{\text{пр}}$ .

Общее решение однородного уравнения для второго полуцикла

$$\theta = \theta_1 \cos(\omega t),$$

где, очевидно,  $\theta_1 = \theta_0 - 2\theta_{\text{пр}}$ .

Частное решение неоднородного уравнения для второго полуцикла запишется

$$\theta = -\theta_{\text{пр}}[-1 + \cos(\omega t)], \quad t \in [T/2, T].$$

Общее решение, соответственно, будет иметь вид

$$\theta = \theta_1 \cos(\omega t) - \theta_{\text{пр}}[-1 + \cos(\omega t)] = (\theta_1 - \theta_{\text{пр}})\cos(\omega t) - \theta_{\text{пр}}, \quad t \in [0, T/2].$$

При  $t = T/2 = \pi$  имеем  $\theta = \theta_1$ , а при  $t = T = 2\pi$ ,  $\theta = \theta_1 - 2\theta_{\text{пр}} = \theta_0 - 4\theta_{\text{пр}}$ .

Для  $n$ -го полуцикла решение будет иметь вид

$$\theta = (\theta_{n-1} - \theta_{\text{пр}})\cos(\omega t) - (-1^n)\theta_{\text{пр}}, \quad t \in [(n-1)T/2, nT/2],$$

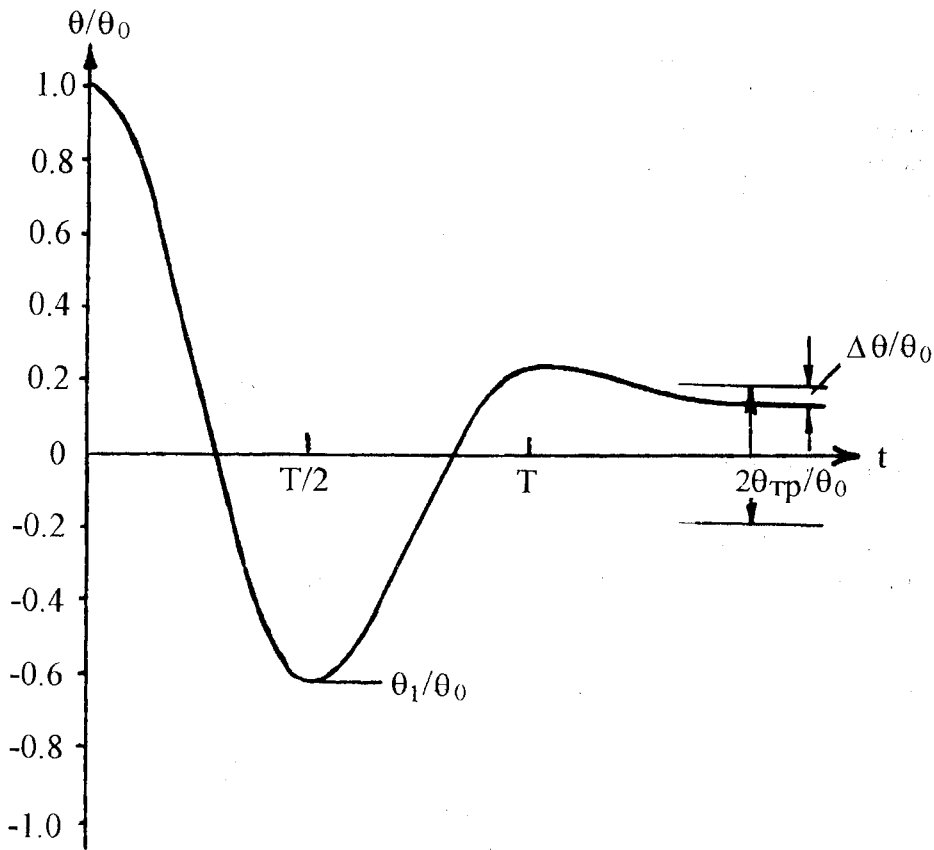
где  $\theta_{n-1} = \theta_0 - 2(n-1)\theta_{\text{пр}}$ .

Как видим, частота собственных колебаний в случае трения совпадает с собственной частотой без трения, а амплитуда отклонения за каждый полуцикл уменьшается на одну и ту же величину  $2|\theta_{\text{пр}}|$ . Очевидно, что при  $\theta_{n-1} \leq \theta_{\text{пр}}$  колебания отсутствуют. Таким образом, предельным значением для  $\theta_{n-1}$  является  $\theta_{\text{пр}}$ . Приравнявая  $\theta_{n-1}$  к  $\theta_{\text{пр}}$ , определим число колебаний, которое совершит кардан при заданном начальном отклонении  $\theta_0$ :

$$n = 1 + \frac{\theta_0 - \theta_{\text{пр}}}{2\theta_{\text{пр}}} \geq 1.$$

На рисунке приведена кривая собственных колебаний кардана для условных величин  $\theta_0 = 1.0$ ,  $\theta_{\text{пр}} = 0.19$ . Внутри зоны застоя шириной  $2\theta_{\text{пр}}$  покоящаяся система нечувствительна к внешним воздействиям, приведенный импульс которых  $\dot{\theta}/\omega_0 = \Delta\theta$  (см. рисунок). Можно предположить, что под воздействием цугов интенсивных высокочастотных колебаний порог нечувствительности  $\Delta\theta$  увеличивается, и в результате рабочая точка подвеса приближается к оси абсцисс.

Оценим величину трения, необходимую для неискаженной регистрации сейсмических колебаний в динамическом диапазоне ДСС [Зверев и др., 1978]. Регистрируемый без искажений максимальный электрический сигнал  $V_{\text{эфф}} = 1.2$  мВ, что при чувствительности сейсмоприемника НС-3 24 В·с/м соответствует скорости смещения  $5 \cdot 10^{-5}$  м/с. Опыт показывает, что реальный сигнал при вступлении волны  $P$  при ГСЗ практически никогда не превосходит указанной величины. Для волны  $S$  положим амплитуду скорости смещения в 10 раз большую, т.е.  $5 \cdot 10^{-4}$  м/с. Для кардана с прибором НС-3 длина  $l = 6.3 \cdot 10^{-2}$  м.



Кривая собственных колебаний карданова подвеса при наличии сухого трения

Угловая скорость при максимальной горизонтальной скорости смещения равна:

$$\dot{\theta} = \frac{\dot{X}}{l} = \frac{5 \cdot 10^{-4}}{6.3 \cdot 10^{-2}} \approx 8 \cdot 10^{-3} \text{ рад/с.}$$

Соответствующее угловое смещение для наименее благоприятного случая, т.е. для собственной частоты кардана  $\omega = 4\pi \text{ с}^{-1}$ :

$$\theta = \dot{\theta} / \omega = 8 \cdot 10^{-3} / 4\pi \approx 0.64 \cdot 10^{-3} \text{ рад, или } 0.036^\circ.$$

Применяемые на практике карданы обычно снабжены подшипниками скольжения (дюралюминий-латунь) и характеризуются остаточным углом смещения  $\theta_{\text{ост}} = 1 \div 1.5^\circ$ , что в десятки раз превышает диапазон смещений регистрируемых колебаний. Указанное отклонение от вертикали практически не влияет на характеристики вертикального сейсмоприемника с собственной частотой 4–5 Гц.

Зависимость смещения нуля сейсмоприемника  $X$  от остаточного угла  $\theta_{\text{ост}}$  для вертикальной, горизонтальной и наклонной ( $\gamma = 45^\circ 30'$ ) компонент следующая:

$$X_{\text{В}} = \frac{g\theta_{\text{ост}}}{\omega_0^2}, \quad X_{\text{Г}} = \frac{g\theta_{\text{ост}}^2}{2\omega_0^2}, \quad X_{\text{Н}} \approx \frac{0.814g\theta_{\text{ост}}}{\omega_0^2},$$

где  $\omega_0$  – собственная круговая частота сейсмоприемника. Таким образом, наиболее чувствительны в этом смысле горизонтальные низкочастотные приборы. Так, например, для прибора типа СГ-10 (сейсмоприемник горизонтальный с собственной частотой 10 Гц) будем иметь  $X_{\text{Г}} = 43 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$ ; для горизонтального сейсмоприемника СМ-3 с частотой 1 Гц смещение инертной массы

будет в 100 раз больше, т.е.  $X=4.3$  мм. У приборов аксиальной конструкции с ирисовыми пружинами, вследствие нелинейности последних, смещение нуля может привести к резкому изменению их параметров. Поэтому осевое трение в качестве стабилизатора кардана можно рекомендовать при работе с высоко- и среднечастотными сейсмоприемниками.

### Литература

- Зверев С.М., Акимов Г.Н., Новиков В.С. и др. Аппаратура для глубинного сейсмического зондирования и изучения местных землетрясений на суше и на море // Сейсм. приборы. 1978. Вып. 11. С.75-77.
- Ковачев С.А., Шейн Б.Н. Особенности применения карданного подвеса в донных сейсмических станциях // Вулканология и сейсмология. 1981. № 2. С.89-92.
- Соловьев С.Л. История и перспективы развития морской сейсмологии. М.: Наука, 1985. 152 с.
- Эльсгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. М.: Наука, 1969. 424 с.