

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Устройство для подачи бетонной смеси: патент РФ на изобрет. № 9576 / В.И. Есавкин, В.А. Ранский. М.кл. – Е 04 G21/04
2. Устройство для подачи бетонной смеси: патент РФ на полезную модель № 7701 / В.И. Есавкин, А.Э. Есавкин. М.кл. – Е 04 G21/04
3. Устройство для подачи бетонной смеси: патент РФ на полезную модель № 7695 / В.И. Есавкин, А.Э. Есавкин. М.кл. – Е 04 G21/04
4. Насосы для жижи // ИР – М., 2010. – № 1. – С. 26.

УДК 534.1

Замировский А.В.

Научный руководитель: Холодарь Б.Г.

ИНЕРЦИОННЫЙ ДИНАМИЧЕСКИЙ ГАСИТЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ

Проблема уменьшения уровня колебаний конструкций возникает в различных областях промышленного и гражданского строительства, машиностроения, приборостроения и т.д. [1-4]. Для *промышленного и гражданского строительства* проблема актуальна в основном касательно вибраций, возникающих при сейсмических и ветровых нагрузках для высотных или протяженных сооружений. Данные типы воздействий носят чрезвычайно сложный характер и до конца еще не исследованы. Пульсации ветрового потока или эпицентра сейсмически активного участка земной коры приводят к колебаниям сооружений. В этом случае при определенных условиях могут возникнуть критические (или резонансные) состояния, и напряжения в элементах конструкции значительно превышают допустимые. Что касается *машиностроения*, то вибрации (колебания) возникают при работе любой машины и особенно пагубно проявляются в машинах, где колебательные явления служат способом реализации технологических процессов. Сегодня, ввиду технического прогресса, существенно растет спектр этих вибраций – от долей герц до сотен мегагерц. Вследствие этого усиливается негативное влияние на организм человека-оператора. Циклически изменяющиеся напряжения, вызванные вибрационными воздействиями, приводят к накоплению повреждений в материале, что вызывает появление усталостных трещин, а затем и разрушение. Весьма пагубно вибрации воздействуют на точность исполнительных механизмов машины, и это естественно отражается на ее характеристиках.

В связи с этим возникает острая необходимость в разработке и применении различных виброзащитных устройств. На сегодняшний день используемые устройства принято разделять на две большие группы [3]:

- *динамические гасители* (или антивибраторы), в которых опасные колебания на резонансных частотах устраняются изменением соотношения между собственными частотами системы и частотами возмущающих сил;

- *виброизоляторы* (или демпферы), в которых амплитуда колебаний уменьшается за счет поглощения энергии элементами сухого трения во всем диапазоне частот.

В данной статье пойдет речь об *инерционном динамическом гасителе колебаний* (ДГК) или, как его еще называют, *антивибраторе*. ДГК представляет собой устройство, способное порождать силу инерции, уменьшающую амплитуду колебаний защищаемой конструкции (рисунок 1). Обычно оно состоит из дополнительной массы (1), присоединенной с помощью упругого (2) и демпфирующего (3) элементов к защищаемому узлу конструкции (4). Изобретение данного устройства связывают с именем Фрама, который в

1909 г. впервые запатентовал конструкцию ДГК и применил её для уменьшения корабельной качки [1].

Чтобы понять принцип работы данного устройства, рассмотрим теорию инерционного динамического гасителя для одномассовой системы. При вынужденных колебаниях массы m_1 (рисунок 2), подвешенной на пружине жесткости c_1 , под действием гармонической возмущающей силы амплитуда колебаний изменяется и резко возрастает вблизи резонансного режима (когда частота собственных колебаний системы, равна частоте изменения возмущающей силы). Вынужденные колебания вдали от резонансного режима менее опасны (рисунок 3), и поэтому средства борьбы с вибрациями применяются, как правило, для случая резонанса или вблизи него [2]. Покажем, что вынужденные колебания исходной системы можно полностью устранить при любой частоте возмущающей силы k , присоединив к этой системе с помощью упругой связи c_2 дополнительную массу m_2 (рисунок 4).

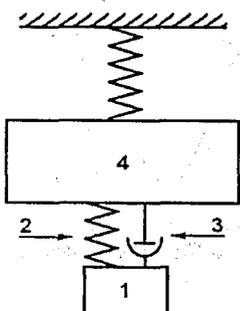


Рисунок 1 – Расчетная схема ДГК

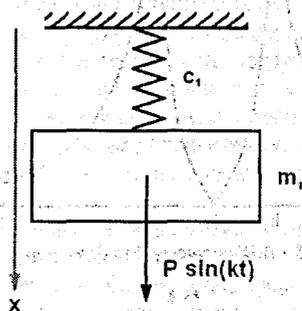


Рисунок 2 – Одномассовая система под действием гармонически изменяющейся возмущающей силы

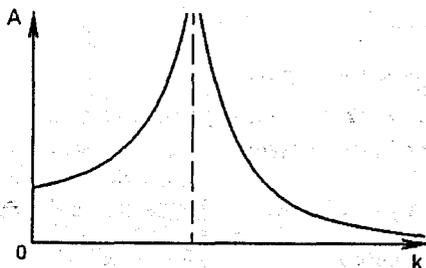


Рисунок 3 – АЧХ одномассовой системы

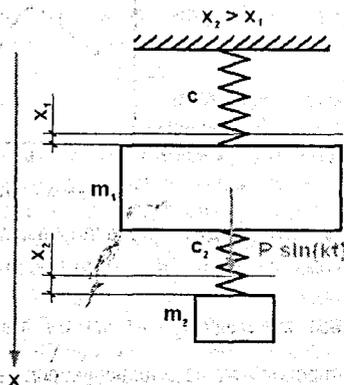


Рисунок 4 – Исходная одномассовая система с присоединенным к ней ДГК

Дифференциальные уравнения движение данной двухмассовой системы имеют вид:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= P_1 \sin(kt) - c_1 x_1 + c_2 (x_2 - x_1) \\ m_2 \ddot{x}_2 &= -c_2 (x_2 - x_1) \end{aligned} \quad (1)$$

Приняв частные решения в виде $x_1 = A_1 \sin(kt)$ и $x_2 = A_2 \sin(kt)$ и подставив и вторые производные в (1), получим систему уравнений, линейных относительно амплитуд (сократив на $\sin(kt)$):

$$\begin{aligned} (c_1 + c_2 - m_1 k^2) A_1 - c_2 A_2 &= P \\ -c_2 A_1 + (c_2 - m_2 k^2) A_2 &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

Решив систему (2) относительно амплитуд, находим:

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{P(c_2 - m_2 k^2)}{(c_1 + c_2 + m_1 k^2)(c_2 - m_2 k^2) - c_2^2} \\ A_2 &= \frac{P c_2}{(c_1 + c_2 + m_1 k^2)(c_2 - m_2 k^2) - c_2^2} \end{aligned} \quad (3)$$

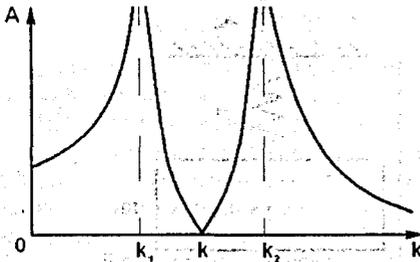


Рисунок 5 – АЧХ системы без демпфера

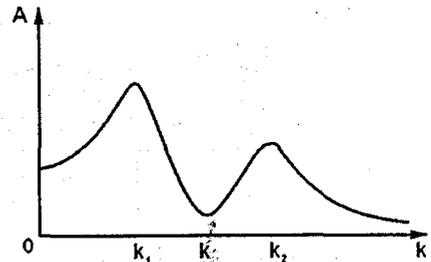


Рисунок 6 – АЧХ системы с демпфером

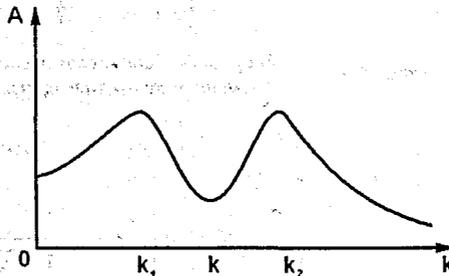


Рисунок 7 – АЧХ настроенной системы

Из этого следует, что если параметры c_2 и m_2 антивибратора подобрать так, что $(c_2 - m_2 k^2) = 0$ или $\frac{c_2}{m_2} = k^2$, то масса m_1 колебаться не будет, а масса ДГК будет колебаться по закону $x_2 = -\frac{P}{c_2} \sin(kt)$, т.е. сила в упругой связи c_2 будет равна по фазе и

противоположна возмущающей силе $c_2 x_2 = -P \sin(kt)$.

Однако здесь не обходится и без четко прослеживаемой проблематики. Дело в том, что система масс m_1 и m_2 , как двухмассовая, имеет две собственные частоты k_1 и k_2 , удовлетворяющие двойному неравенству $k_1 < k < k_2$ (эти частоты можно найти, решив биквадратное уравнение, которое является знаменателем в уравнениях системы (3), приравняв его непосредственно к нулю). Если частоты k_1 и k_2 окажутся близкими к k , то любое сравнительно небольшое отступление от заданной частоты k может привести к

увеличению амплитуды колебаний (рисунок 5) [4]. Для недопущения этого предусмотрен ряд мероприятий [1-3]:

1) расширение диапазона k_1-k_2 (достигается за счет изменения соотношения $\frac{m_2}{m_1}$ или $\frac{c_2}{c_1}$);

2) между первой и второй массой добавляют, помимо упругой связи, элемент вязкого трения (демпфер). При использовании в виброгасителе элемента вязкого трения амплитуды колебаний (A_1 и A_2) тел двухмассовой системы в зоне гашения увеличиваются, в зонах резонанса уменьшаются (рисунок 6).

В целом же, хорошо настроенным antivibratorом является antivibrator с такими параметрами c_2 , b и m_2 , при которых смещение частот двухмассовой системы относительно собственных частот исходной системы является максимально возможным, а значения амплитуд вблизи частот k_1 и k_2 равны между собой (рисунок 7) [2].

Что касается области практического применения данных устройств, то она весьма широка, начиная от различных протяженных и массивных конструкций (мостов, башен) до оптимизации работы измерительных приборов. Столь широкое распространение ДГК обусловлено тем, что, во-первых, его использование может быть предусмотрено не только на стадии проектирования и создания конструкций, но и в случае, когда неудовлетворительные динамические качества конструкции выявлены уже в процессе ее эксплуатации, и, во-вторых, при сравнительно малых затратах дополнительного материала он позволяет относительно просто получить желаемый эффект уменьшения уровня колебаний [1].

Так же хотелось бы отметить тот факт, что в практике использования ДГК зачастую прибегают к установке не одного устройства, а сразу нескольких устройств (т.е. нескольких виброгасителей) [1, 3]. Это связано, например, с необходимостью защиты конструкции не на одном, а на нескольких опасных режимах (наличие нескольких резонансных режимов связано с тем, что расчетные схемы реальных конструкций и машин представ-

ляют собой многомассовые системы). Так же внедрением нескольких antivibratorов можно добиться отсутствия колебаний в определенной части конструкции.

Теперь приведем некоторые примеры практического использования ДГК. Наиболее яркими и запоминающимися конструктивными решениями являются случаи применения этих устройств для устранения опасных колебаний высотных конструкций при сейсмических и ветровых воздействиях. В целом же было доказано, что эффективность применения ДГК для башенных сооружений весьма высока: амплитуды колебаний при ветровом резонансе уменьшаются в 2-5 раз [1].

Именно с целью устранения опасных колебаний, возникающих при ветровых нагрузках, был установлен виброгаситель на Алма-Атинскую телебашню (рисунок 8).

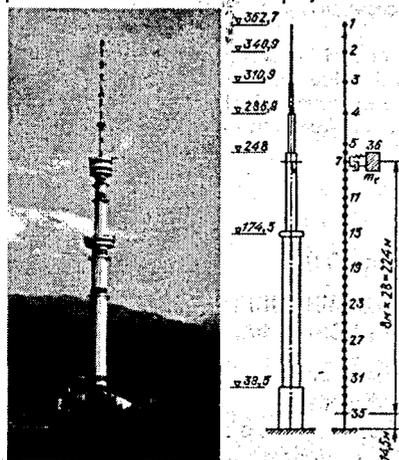


Рисунок 8 – Изображение и расчетная схема Алма-Атинской телебашни

имеет высоту 362,7 м и массу 5400 т. Гаситель установлен на отметке 238,5 м, его масса около 40 т.

Его использование позволило уменьшить амплитуду колебаний при ветровом резонансе в 3 раза [1].

Известен случай эффективного использования ДГК в высотных зданиях, например, на небоскрёбе, расположенном в столице Тайваня – Тайбэе. Этажность небоскрёба составляет 101 этаж, высота – 509,2 м., вместе со шпилем. Он является вторым по высоте в мире среди всех зданий. Для минимизации последствий сейсмических воздействий здание оборудовано двумя инерционными ДГК (рисунок 9), каждый массой 660 т [5].

В заключение хотелось бы отметить, что дальнейшее развитие теории гасителей может идти по двум направлениям. На одном из них можно ожидать разработку новых конструктивных форм гасителей, на другом необходимо заняться изучением совместного использования гасителей и других средств виброзащиты, что приведет к созданию комбинированных средств виброзащитных устройств и углублению теоретических основ данного направления.

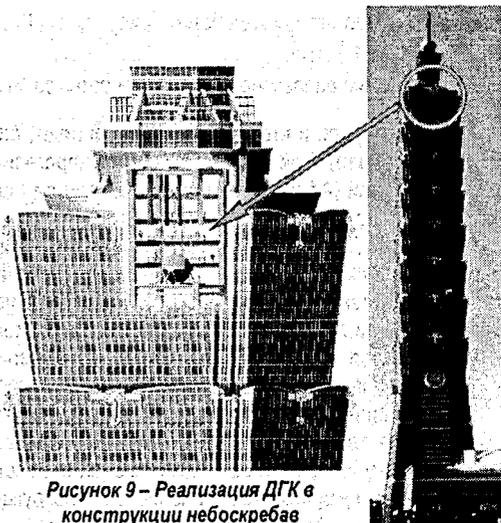


Рисунок 9 – Реализация ДГК в конструкции небоскрёба

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Корнев, Б. Г. Динамические гасители колебаний: Теория и технические приложения. / Б.Г. Корнев, Л.М. Резников. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – С. 1–15, 216–286.
2. Левитский, Н. И. Колебания в механизмах: учеб. пособие для вузов. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – С. 304–308.
3. Вибрации в технике: справочник: в 6-ти т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение; 1981. – Т. 6: Защита от вибрации и ударов / Под ред. К. В. Фролова. – 1981. – С. 326–354.
4. Штейнвольф, Л. И. Динамические расчеты машин и механизмов. – 1961. – С. 225–236.
5. Сейсмостойкое строительство – Режим доступа: <http://ru.wikipedia.org/wiki/>

УДК 621.91.01

Костючик Ю.И.

Научный руководитель: к.т.н., доцент Горбунов В.П.

МОДЕЛИРОВАНИЕ СМЕЩЕНИЯ ОСИ ШПИНДЕЛЯ ТОКАРНОГО СТАНКА ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ

Целью настоящей работы является определение изменения положения оси шпинделя токарного станка под воздействием силовых факторов.

Шпиндель, являющийся конечным звеном привода главного движения и предназначенный для крепления инструмента или заготовки, оказывает существенное влияние на точность, производительность и надёжность всего станка [1]. Неконтролируемое смещение оси шпинделя может привести к ухудшению показателей геометрической точности обрабатываемой детали, таких как отклонения формы, точность линейных размеров, отклонения расположения поверхностей.