

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ВАЛОПРОВОДОВ, ОСНАЩЕННЫХ СПЕЦИАЛЬНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ ДЛЯ ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ

Е.А. Кононова, Ю.И. Рафальский
(представил д.т.н., проф. Б.Т. Кононов)

Излагаются особенности расчета амплитуд и частот крутильных колебаний валопроводов силовых установок, оснащенных гасителями колебаний.

Постановка проблемы. При определении степени неравномерности частоты вращения валопровода силовой установки и установлении тем самым технического состояния дизеля и его отдельных цилиндров следует учитывать влияние крутильных колебаний.

Анализ литературы. Вопросам исследования крутильных колебаний посвящены работы [1 – 3]. В этих исследованиях основное внимание уделено изучению проблем прочности при крутильных колебаниях. В [4, 5] рассмотрено влияние свободных и вынужденных крутильных колебаний на точность определения величины степени неравномерности. Однако в [4, 5] не рассматривались крутильные колебания валопроводов силовых установок, оснащенных специальными устройствами для гашения колебаний.

Цель статьи состоит в разработке методики определения амплитуд и частот крутильных колебаний валопроводов, оснащенных специальными гасителями колебаний.

Основной материал. Рассмотрим специфические особенности учета влияния ограничителей крутильных колебаний при определении частот и амплитуд вынужденных колебаний. К специальным устройствам, ограничивающим крутильные колебания валопровода, относят маятниковые антивибраторы, нелинейные ограничители амплитуд колебаний и демпферы трения. Маятниковые антивибраторы и нелинейные ограничители амплитуд колебаний в литературе [2, 3] часто называют амортизаторами. Демпферы трения чаще всего реализуются при помощи разного рода муфт, у которых обеспечивается интенсивное поглощение энергии за счет сухого, жидкостного или внутреннего трения, последний случай имеет место при использовании резиновых эластичных муфт.

Маятниковые антивибраторы (амортизаторы) представляют собой дополнительные устройства, присоединенные к основной колеблющейся си-

стеме. Параметры этих устройств $C_{\text{доп}}$, $I_{\text{доп}}$ подбирают таким образом, чтобы амплитуда колебаний основной системы при опасной частоте возбуждающей силы равнялась нулю. Это условие будет выполняться в случае, если

$$1/\left(1/\left(-I_{\text{доп}} \Omega^2\right)+1/C_{\text{доп}}\right) \rightarrow \infty, \quad (1)$$

где $\Omega = (2i + 1) \omega$ – частота возбуждающего момента, совпадающая с резонансной частотой системы.

Из (1) следует, что параметры дополнительной системы должны быть настроены на опасную резонансную частоту, т.е.

$$C_{\text{доп}} - I_{\text{доп}} \Omega^2 = 0 \quad \text{или} \quad \sqrt{C_{\text{доп}}/I_{\text{доп}}} = \Omega.$$

В этом случае, дополнительная система придет в колебательное движение и будет действовать на валопровод так, что инерционный момент, создаваемый ею, будет равен возбуждающему опасному моменту, но будет противоположен ему по знаку.

У нелинейных ограничителей амплитуд колебаний (нелинейных амортизаторов) в системе передачи крутящего момента применяют зубчатые зацепления, у которых крутящий момент со ступицы на венец шестерни передается через пакеты пружин, размещенных в расточках ступицы и венца шестерни. При достижении значения крутящегося момента, соответствующего усилию предварительной затяжки пружин, венец шестерни начинает перемещаться за счет сжатия пружины относительно ступицы. Перемещение продолжается до тех пор, пока венец не достигнет упора. Таким образом, при передаче малых и больших значений крутящегося момента имеет место жесткое соединение. В случае же крутильных колебаний жесткость системы будет меняться, рост амплитуды колебаний вызовет изменение частоты свободных колебаний и резонанс расстроится. Применение тех или иных средств борьбы с крутильными колебаниями требует корректировки рассмотренной в [4, 5] процедуры исследования крутильных колебаний.

Прежде всего, эта корректировка касается уточнения расчетной схемы валопровода дизель-генератора. Расчетную схему необходимо дополнить такими элементами, как амортизатор с маятниковым антивибратором, амортизатор с нелинейным ограничителем амплитуд колебаний, а также демпферами трения. В общем случае, целесообразно также ввести в схему разобшительную муфту и детализировать расчетную схему валопровода генератора, учитывая при этом отдельно такие элементы, как собственно вал генератора, его коллектор, якорь и полюсную систему.

Введение в расчетную схему перечисленных элементов приводит к появлению качественно новых свойств системы, из линейной она стано-

вится нелинейной, что требует определенных уточнений в процессе определения амплитуд и частот крутильных колебаний. Эти уточнения сводятся к тому, что амплитуду колебаний необходимо определять, исходя из предположения, что работа возмущающих сил равна работе сил сопротивления, т.е. исходя из того, что энергия, подводимая к системе за период колебаний, равна рассеиваемой энергии за тот же период времени. Действительно, при приложении к диску возбуждающего момента $M_{\text{воз}} = M_{\text{воз}0} \cdot \sin \Omega t$ диск будет совершать вынужденные крутильные колебания с частотой вынужденного момента Ω , а значения угла закручивания φ будут определяться из выражения

$$\varphi = \lambda_0 \sin(\Omega t + \gamma), \quad (2)$$

где γ – фазовый угол между приложенным моментом и перемещением.

Элементарная работа момента dW определяется таким образом:

$$dW_{\text{воз}} = dW_{\text{воз}} dy = dW_{\text{воз}} \frac{dy}{dt} dt. \quad (3)$$

Работу за период колебания T , равный $2\pi/\Omega$, учитывая (2) и (3), найдем из выражения

$$W_{\text{воз}} = \int_0^T dW_{\text{воз}} = \int_0^{2\pi/\Omega} M_{\text{воз}0} \sin \Omega t \varphi_0 \Omega \cos(\Omega t + \gamma) dt = \pi M_{\text{воз}0} \varphi_0 \sin \gamma. \quad (4)$$

Поскольку момент сил сопротивления M_ξ равен произведению коэффициента ξ на величину производной $\dot{\varphi}$ от угла закручивания φ , поскольку работа сил сопротивления за период колебания T может быть определена как

$$M_\xi = \int_0^T dW_\xi = \int_0^{2\pi/\Omega} \xi \dot{\varphi} \frac{d\varphi}{dt} dt = \xi \int_0^{2\pi/\Omega} \xi \varphi_0^2 \Omega^2 \cos^2(\Omega t + \gamma) dt = \xi \pi \varphi_0^2 \Omega. \quad (5)$$

Сопоставление (4) и (5) позволяет для наиболее критичного случая, когда фазовый угол γ равен 90° , найти величину амплитуды колебаний

$$\varphi_0 = M_{\text{воз}0} / \xi \Omega. \quad (6)$$

Из (6) легко видеть, что высокочастотные колебания имеют меньшую амплитуду колебаний. Полученные соотношения позволяют откорректировать методику определения частот и амплитуд крутильных колебаний.

Первой существенной особенностью уточненной методики, вызванной нелинейностью системы, является то обстоятельство, что при расчете резонансных колебаний нелинейной системы неизвестной величиной является не только резонансная амплитуда колебаний, но и резонансная частота. Для определения этих двух неизвестных применимы уравнения (4) и (5). При этом, частоту следует считать не фиксированной, а определенной на основании допущения о том, что в нелинейной системе резонансные колебания

совпадают со свободными не только по частоте и форме, но и по абсолютным значениям амплитуд. Кроме того, в методике вводится понятие об эквивалентной приведенной податливости, которая равна отношению угловой деформации нелинейного участка к амплитуде эластического момента. При этом закон колебательного движения нелинейной системы приближенно принимается синусоидальным. Далее свободные колебания определяются так же, как и в случае линейной системы путем перехода к безразмерным величинам и последующим составлением соотношения для определения динамической жесткой системы. Приравнявая это соотношение нулю, определяем свободные колебания системы для заданного значения частоты Ω . Меняя значения Ω , вновь повторяем расчет и строим таким образом зависимость амплитуды эластического момента при свободных колебаниях от величины Ω , т.е. строим так называемую скелетную кривую.

Определение резонансной частоты производится путем совмещения зависимости свободных и вынужденных колебаний от переменной жесткости валопровода. Точка пересечения этих зависимостей дает значение резонансной частоты.

Выводы. Уточненная методика расчета крутильных колебаний валопроводов, оснащенных специальными устройствами для гашения колебаний, основывается на определении амплитуд колебаний путем приравнивания работы сил сопротивления работе возмущающихся сил. Результаты расчета амплитуд и частот крутильных колебаний позволяют выбрать место установки датчика для измерения степени неравномерности и откорректировать результаты измерений.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлова.* – М.: Машиностроение, 1972. – 464 с.
2. *Ваншейд В.А. Конструкция и расчет прочности судовых дизелей.* – Л.: Судостроение, 1969. – 640 с.
3. *Вихерт М.М. Конструкции и расчет автотракторных двигателей,* – М.: Машигид, 1964. – 604 с.
4. *Кононова Е.А. Крутильные колебания валопровода дизель-генератора и их учет при определении степени неравномерности его вала // Системы обработки информации.* – Х.: ХВУ. – 2004. – Вып. 4. – С. 104 – 108.
5. *Кононова Е.А. Вынужденные крутильные колебания валопровода дизель-генератора // Системы обработки информации.* – Х.: ХВУ. – 2004. – Вып. 5. – С. 106 – 112.

Поступила 11.05.2004

КОНОНОВА Елена Анатольевна, мл. научный сотрудник НЦ РККИ. В 1992 году окончила Курский политехнический институт. Область научных интересов – электромеханика.

РАФАЛЬСКИЙ Юрий Иванович, начальник факультета ХВУ. В 1991 году окончил Воен-

ную командную академию ПВО им. Жукова. Область научных интересов – электромеханика.