

Применение гидропривода в качестве вибровозбудителя при испытаниях на резонансе

Ю.Я. Бетковский, А.С. Сидоренко

Рассматривается задача рационального выбора электрогидравлического вибровозбудителя для вибрационных испытаний балочной конструкции. Испытания проводятся путем нагружения конструкции гармоническим изгибающим моментом в режиме резонанса. Получены формулы для определения значений мощности вибратора и координат его соединения с конструкцией, при которых обеспечивается максимально возможный для данной системы «конструкция-вибратор» уровень нагружения конструкции при использовании предельных возможностей вибратора. Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект № 06-08-01005).

В работе [1] показано, что максимальные амплитуды эпюр изгибающих моментов при вынужденных установившихся колебаниях балок на собственных частотах $\omega = 2\pi\nu$ пропорциональны максимальным произведениям амплитуды F сосредоточенной гармонической вынуждающей силы $F \cdot \delta(x - x_F)e^{i\omega t}$ на значение формы колебаний балки $f(x_F)$ в сечении балки с координатой точке приложения x_F вынуждающей силы (в силовом сечении):

$$M_{\max}(x) = \frac{M_f(x)}{\gamma \cdot c} [F \cdot f(x_F)]_{\max}. \quad (1)$$

Здесь $\delta(x)$ - дельта- функция Дирака [2]; x_F – координата сечения балки, в котором приложена вынуждающая сила (силового сечения); $M_f(x) = \int_l^x \int_l^\eta m(\eta) f(\eta) d\eta d\zeta$ - мода эпюры изгибающих моментов, т.е. эпюра изгибающих моментов, отнесенная к ускорению в силовом сечении.

Там же показано, что наибольшая эффективность вибровозбудителя, понимаемая как способность создавать на испытываемой конструкции наибольшую амплитуду изгибающих моментов $M_{\max}(x)$, достигается при установке вибровозбудителя в сечении балки x_{opt} , удовлетворяющем определенным условиям. Эти условия связывают мощность вибровозбудителя (максимальную скорость подвижной части V_{\max} и максимальную величину толкающей силы F_{\max}) с динамическими характеристиками конструкции (коэффициентами демпфирования γ и обобщенными массами c , соответствующими собственным частотам ω). Для электродинамических вибровозбудителей это условие имеет вид [1]:

$$f(x_{opt}) = \sqrt{\omega \gamma c \frac{V_{max}}{F_{max}}} \quad (2)$$

Определим аналогичные условия для электрогидравлического привода.

Сила F , создаваемая гидроприводом с рабочей площадью S_p и скоростью поршня V и давление питания гидропривода P_{num} , связаны соотношением [2]:

$$V = \frac{G_m}{S_p} \sqrt{\frac{1}{2} \left(P_{num} - \frac{F}{S_p} \right)},$$

в котором величина G_m – максимальное значение гидравлической проводимости рабочего окна в гидравлической системе вибровозбудителя.

Это соотношение приводится к виду:

$$V = \frac{G_m}{S_p} \sqrt{\frac{1}{2} P_{num} \left(1 - \frac{F}{F_{II}} \right)}$$

при использовании зависимости давления питания от пускового значения силы F_{II} :

$$F_{II} = P_{num} \cdot S_p,$$

Отсюда следует, что максимальная скорость поршня это скорость холостого хода (при $F=F_{II}$):

$$V_{max} = \frac{G_m}{S_p} \sqrt{\frac{1}{2} P_{num}},$$

а максимальная сила $F_{max} = F_{II}$, создается при нулевой скорости движения ($V=0$).

С учётом вышеизложенного, зависимость создаваемой гидроприводом силы F от скорости движения поршня V принимает вид:

$$\frac{F}{F_{max}} = 1 - \left(\frac{V}{V_{max}} \right)^2. \quad (2)$$

График зависимости (2) показан на рис. 1, где $V_{x.x}$ - скорость движения поршня без нагрузки.

Поскольку электрогидравлический вибровозбудитель непосредственно перемещает «силовое» сечение, то скорость в силовом сечении испытуемой конструкции $|\dot{v}(x_F)|$ равна скорости поршня:

$$\frac{F f^2(x_F)}{\gamma \cdot c \cdot \omega} = V.$$

Подставляя это соотношение в формулу (2) и решая его относительно $f(x_F)$, получим:

$$f(x_F) = \sqrt{\gamma \cdot \omega \cdot c \cdot \frac{V_{\max}}{F_{\max}}} \cdot \sqrt{\frac{V}{V_{\max}} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{V}{V_{\max}}\right)^2}}$$

$$F f(x_F) = \sqrt{\gamma \cdot \omega \cdot c \cdot F_{\max} \cdot V_{\max}} \cdot \sqrt{\frac{V}{V_{\max}} \cdot \left[1 - \left(\frac{V}{V_{\max}}\right)^2\right]}$$

F

$$F_{\max} = F_{II} \cdot$$

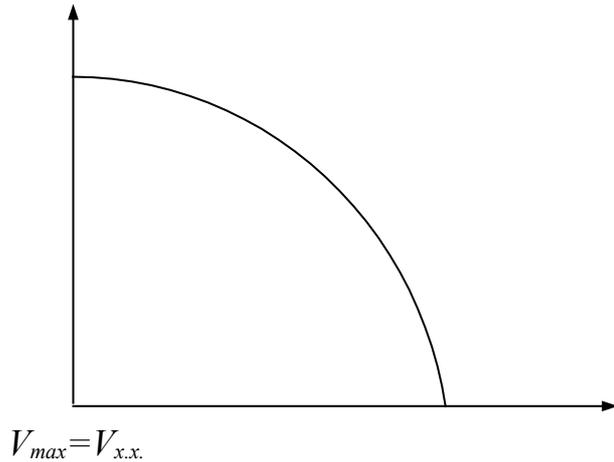


Рис. 1.

Функция
$$\Phi\left(\frac{V}{V_{\max}}\right) = \frac{F_0 f(x_F)}{\sqrt{\gamma \cdot \omega \cdot c \cdot F_{\max} \cdot V_{\max}}} = \sqrt{\frac{V}{V_{\max}} \left[1 - \left(\frac{V}{V_{\max}}\right)^2\right]}$$

имеет максимум $\Phi_{\max} \approx 0,62$ при значении относительной скорости поршня $\frac{V}{V_{\max}} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cong 0,577$ (рис. 2).

Максимальный изгибающий момент, который может быть реализован при резонансном возбуждении электрогидравлическим вибратором, равен:

$$M_{\max}(x) = 0,62 \cdot M_f(x) \cdot \sqrt{\frac{\omega \cdot \pi}{c \cdot \delta}} \cdot \sqrt{F_{\max} \cdot V_{\max}} \quad (3)$$

Для достижения $M_{\max}(x)$ вибратор должен быть установлен в сечении с координатой x_{opt} , удовлетворяющей условию:

$$f(x_{opt}) = 0,93 \sqrt{\frac{c \cdot \delta \cdot \omega}{\pi}} \cdot \sqrt{\frac{V_{\max}}{F_{\max}}} \quad (4)$$

Формулы (3) и (4) с точностью до множителя совпадают с соответствующими формулами для электродинамических вибровозбудителей [1].

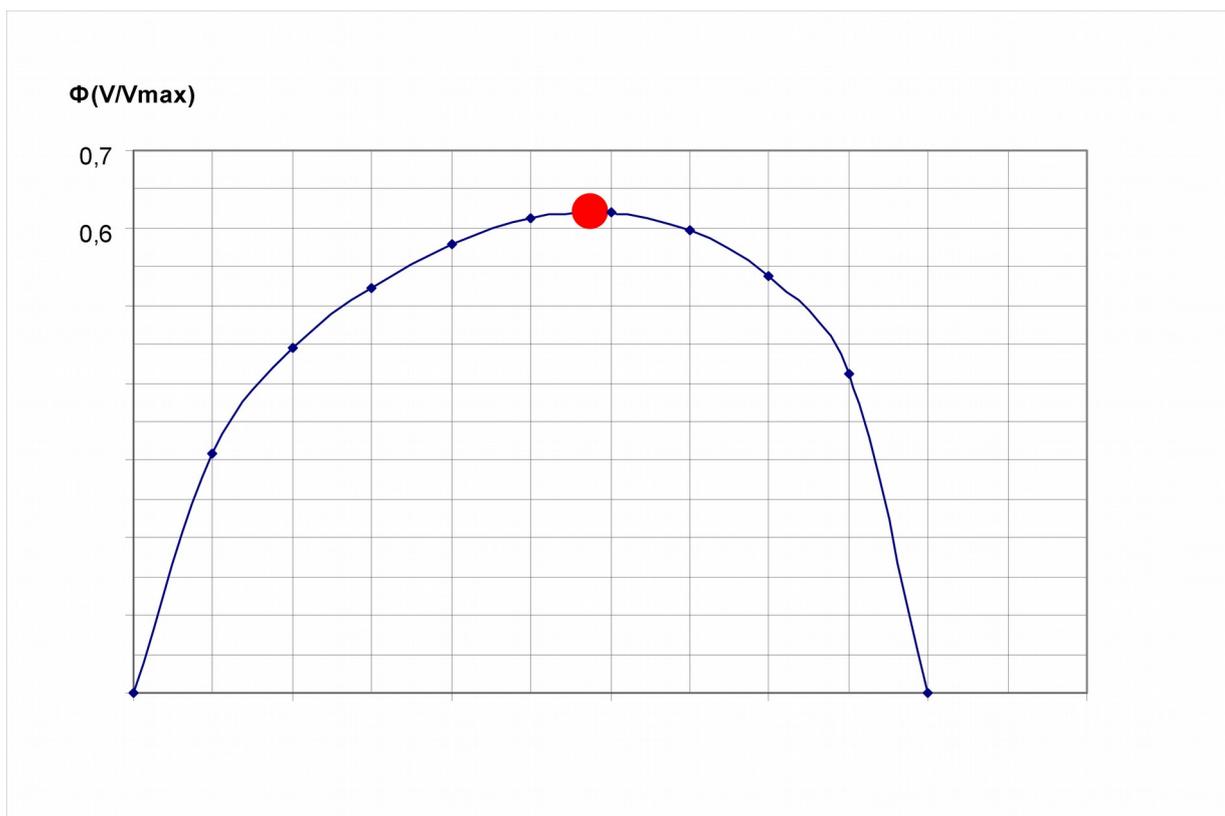


Рис. 2.

Из формулы (3) следует, что электрогидравлический вибровозбудитель минимальной мощности следует выбирать по заданной эпюре амплитуд изгибающих моментов $M_{зад}(x)$ исходя из соотношения:

$$F_{max} \cdot V_{max} \geq 2,6 \frac{c \cdot \delta}{\pi \cdot \omega} \left[\frac{M_{зад}(x)}{M_f(x)} \right]^2, \quad (5)$$

которое также с точностью до множителя 2,6 совпадает с соответствующим неравенством для электродинамических вибровозбудителей.

Полученные результаты были подтверждены экспериментально при резонансном возбуждении балки длиной 17,4м. и массой 2350 кг малогабаритным электрогидравлическим следящим приводом. Мощность использованного привода равна $F_{max} \cdot V_{max} = 9,32 \text{ кН} \cdot \text{м/с}$.

Для консольной балки переменного сечения, защемленной на конце с наибольшей жесткостью, расчёт по приведённым формулам показал, что при установке привода на расстоянии 1м от заделки может быть достигнут изгибающий момент с амплитудой $M_{max}(0) = 1250 \text{ кН} \cdot \text{м}$. При испытаниях на резонансной частоте $\nu = 2,9 \text{ Гц}$ в корневом сечении балки была достигнута амплитуда изгибающего момента $M(0) = 1000 \text{ кН} \cdot \text{м}$. Эпюры изгибающих моментов реализованных при испытаниях $M(x)$ и заданных $M_{зад}(x)$ показаны на рис. 3.

Для свободной балки расчётными сечениями для установки привода являются сечения на расстояниях 2,6м, 3,1м, 12,4м и 12,7м от широкого (корневого) сечения: При испытаниях привод был

соединён с балкой в сечении на расстоянии 3,2м от широкого сечения [3]. В сечении на расстоянии 8,0м от широкого конца получен изгибающий момент с амплитудой $M_{max}=550$ кН·м при расчётном предельно достижимо значении $M_{max,max}=790$ кН·м (рис.4).

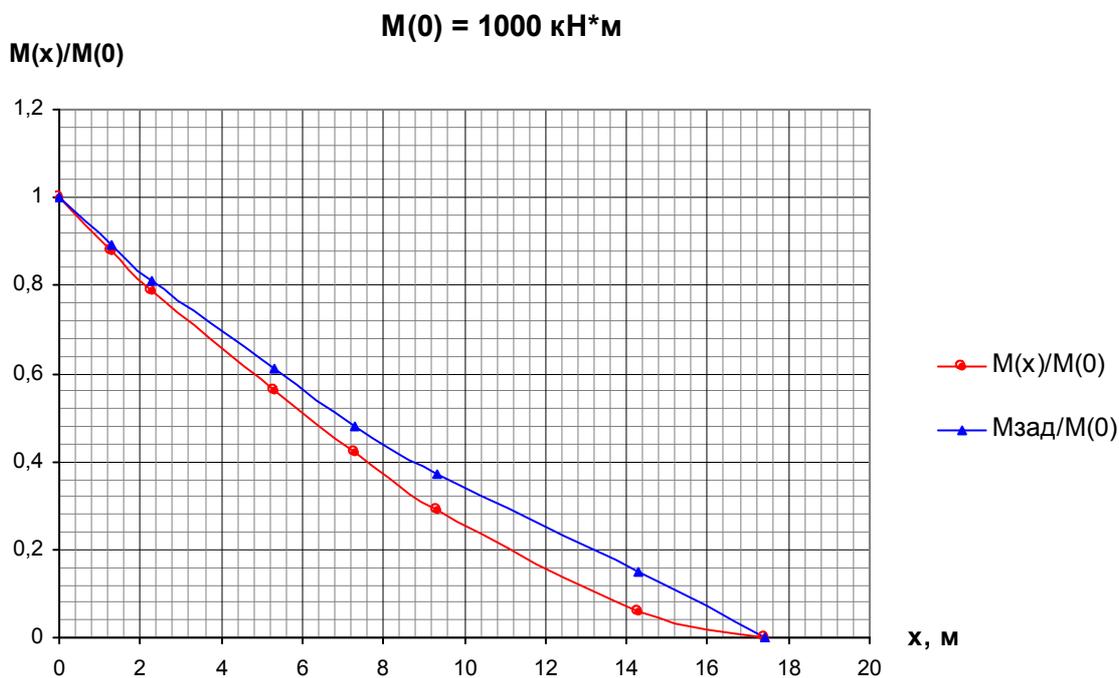


Рис. 3.

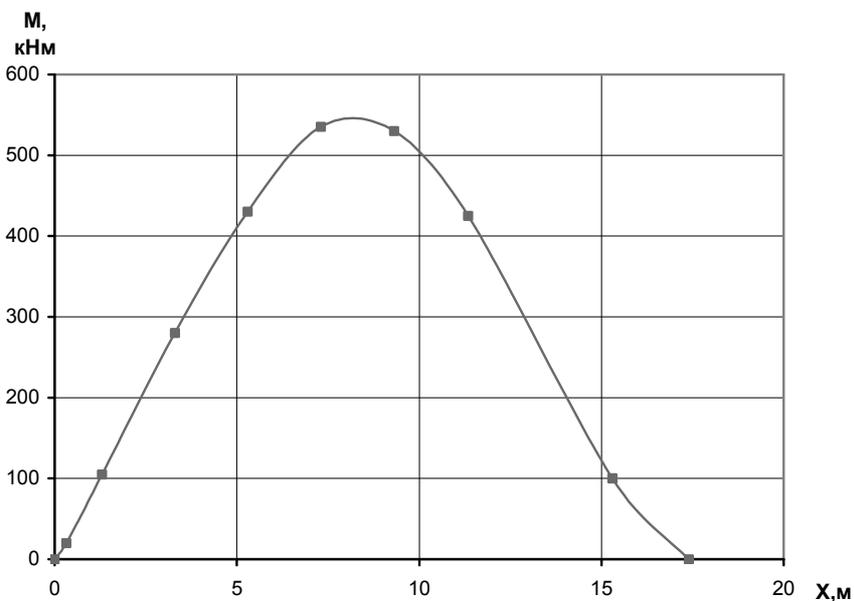


Рис. 4.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бетковский Ю.Я. Оптимизация выбора и установки вибровозбудителя для резонансных испытаний на выносливость. // Вестник машиностроения. - 2006, №7. с. 16-19.
2. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления, М. Машиностроение, 1975. 94 с.
3. Стенд для испытаний на выносливость консольных конструкций. Пат. RU 49254, МПК G01 M 7/08/ Ю.Я. Бетковский, Г.Б. Людкевич, А.Ф. Макаров, В.Н. Трусков. – Оpubл. 30 11 2005, Бюл. № 31.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Бетковский Юрий Яковлевич, главный специалист ОАО «ГосМКБ «Радуга» им. А.Я. Березняка».
Сидоренко Александр Сергеевич, профессор кафедры «Машиноведение и детали машин» Московского авиационного института (государственного технического университета), д.т.н., с.н.с.