

УДК 621.01:534.01

К ПРОБЛЕМЕ СНИЖЕНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ ЦИКЛОВЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПОМОЩЬЮ ДИНАМИЧЕСКИХ РАЗГРУЖАТЕЛЕЙ

© И. И. Вульфсон

Санкт-Петербургский Государственный Университет Технологии и Дизайна, Россия

Аннотация. Дан анализ динамических разгрузателей с резонансной частотой настройкой, обеспечивающих помимо снижения внутренней виброактивности цикловых механизмов существенное уменьшение пусковых моментов, воздействующих на привод машины. Приводится сопоставление результатов теоретического и экспериментального исследования.

Ключевые слова: Механизм, колебания, динамический разгрузатель, эксперимент.

1. Вводные замечания. Цикловые механизмы, трансформируют равномерное движение входных звеньев в неравномерное программное движение выходных звеньев. Подобные механизмы обладают повышенной внутренней виброактивностью, т.е. способностью генерировать переменные силы и моменты, воздействующие на привод машины. Таким образом, цикловые механизмы являются не только объектом виброзащиты, но и источником возбуждения колебаний [1,2]. Проблема снижения виброактивности является особенно значимой для так называемых цикловых машин, в которых инерционные силы нередко многократно превышают технологические силы. Такая ситуация, в частности, имеет место в полиграфических, текстильных, упаковочных машинах и во многих высокоскоростных машинах-автоматах других отраслей промышленности. Одним из способов снижения внутренней виброактивности является уменьшение переменной компоненты приведённого момента инерции. Однако, во многих случаях конкретные конструктивные и технологические условия ограничивают возможность эффективного применения этого способа.

Другой способ основан на подключении специальных дополнительных устройств – разгрузателей, с помощью которых уменьшаются динамические реакции, действующие на привод [1,2]. Снижение амплитудных значений вынуждающих сил и виброактивности оборудования путем использования разгружающих устройств (РУ) приводит к снижению энергозатрат, износа, уровня вибраций и шума. Таким образом, применение РУ является одним из эффективных направлений для повышения производительности машин.

Поясним физическую сущность динамической разгрузки на следующем простом примере. Пусть требуется осуществить перемещение рабочего органа машины по закону $y = y_0 \cos \omega t$ (рис.1,а). При этом максимальное значение динамической реакции, действующей на массу m со стороны механизма равна $R_{\max} = m y_0 \omega^2$.

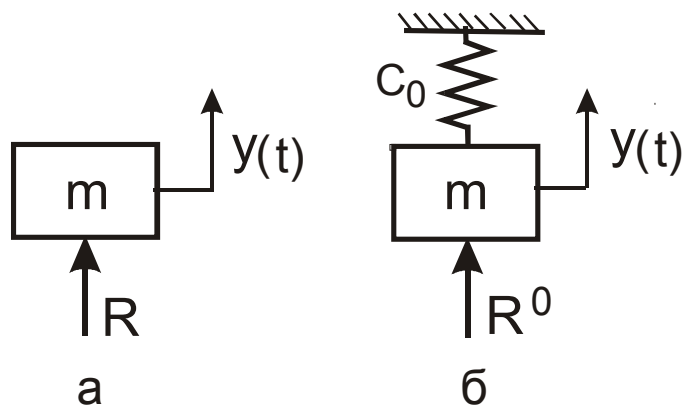


Рис. 1

Типовой график $R_{\max}(\omega^2)$ приведен на рис.2 (кривая 1). Поскольку максимальное значение реакции пропорционально ω^2 , динамическая нагрузка для высокоскоростных механизмов может оказаться очень большой.

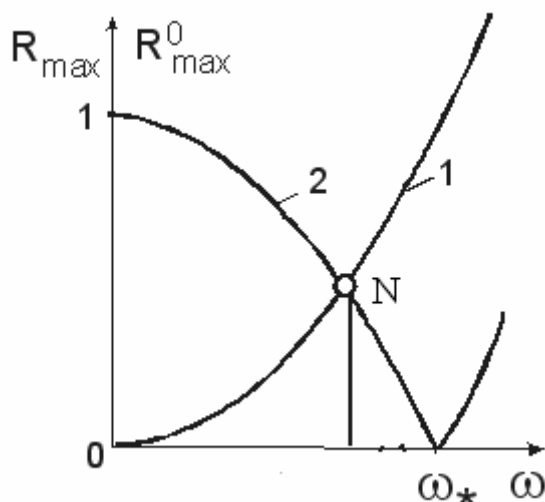


Рис.2

С целью уменьшения динамической нагрузки установим динамический разгрузатель, который в простейшем случае представляет собой упругий элемент с коэффициентом жесткости c_0 , установленный между рабочим органом и остовом (см. рис.1,б). Теперь $m\ddot{y} = R^0 - c_0 y$, где R^0 – реакция после установки разгрузателя. При этом $R_{\max}^0 = |c_0 - m\omega^2| y_0$. График R_{\max}^0 отображен на рис.2 кривой 2. При $\omega = \omega_* = \sqrt{c_0/m}$ имеем $R_{\max}^0 = 0$. Значение ω_* равно собственной частоте РУ при его разъединении с приводным механизмом. Физический смысл этого результата очевиден: действительно, при отсутствии диссипации и заданных начальных условиях возникают незатухающие свободные колебания, для поддержания которых внешний источник вообще не нужен. При учёте диссипации роль последнего ограничивается компенсацией энергии, затраченной на преодоление сил сопротивления.

Точка пересечения обеих кривых N определяет частотный интервал $\omega > \omega_* / \sqrt{2}$, на котором установка разгрузителя дает положительный эффект. Однако при $\omega = 0$ имеем $R_{\max}^0(\omega) = c_0 y_0 = m \omega_*^2 y_0$, что приводит к существенной перегрузке входных звеньев передаточных механизмов и двигателя в период пуска. К недостаткам РУ данного типа также относится наличие в приводе пружин большой жесткости, находящихся в деформированном состоянии, что снижает безопасность работ по техническому обслуживанию во время остановки машины. Кроме того, для обеспечения полной разгрузки привода при изменении ω_* необходимо производить замену упругих элементов.

В значительной степени эти недостатки устраняются при использовании динамических разгрузителей с зарезонансной частотной настройкой [3]. Целью данной работы является оценка эффективности их использования для снижения виброактивности цикловых механизмов и сопоставление теоретических и экспериментальных результатов.

2. Анализ динамического разгрузителя с зарезонансной частотной настройкой. Динамическая модель этого разгрузителя приведена на рис.3,а. В отличие от РУ, показанного на рис.1,б, данный разгрузитель представляет собой защемлённую с одной стороны рессору, на другом конце которой расположена дополнительная масса m_2 , а в промежуточном сечении приведенная масса исполнительного органа m_1 .

При соответствующем выборе параметров и малых значениях ω форма колебаний упругих элементов не имеет узлов, поэтому приведенная к рабочему органу жесткость рессор относительно мала (рис.3,б). При выходе системы на рабочий скоростной режим формы колебаний рессор будут иметь узлы колебаний, что эквивалентно установке в этих сечениях дополнительных опор, создающих эффект увеличения приведенной жесткости до расчетного значения, необходимого для уравнивания динамических нагрузок (рис.3,в; показанная на рисунке опора O носит условный характер).

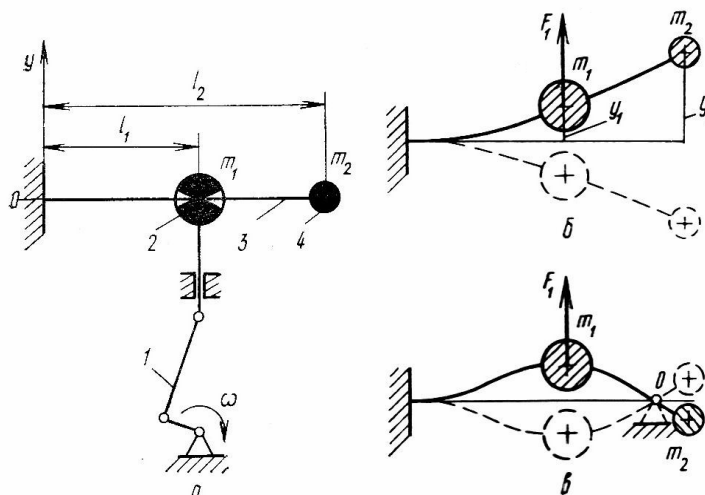


Рис. 3

В соответствии с принятой моделью колебания динамического разгрузителя описываются системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= e_{11} (F_1 - m_1 y_1'') - e_{12} (m_2 y_2'' + R_2) \\ y_2 &= e_{21} (F_1 - m_1 y_1'') - e_{22} (m_2 y_2'' + R_2) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где y_1, y_2 – перемещение масс m_1, m_2 ; $e_{11} = l_1^3 / (3EI)$; $e_{22} = l_2^3 / (3EI)$;

$e_{12} = e_{21} = l_1^2 (l_2 - l_1 / 3) / (2EI)$; E, I – модуль упругости и момент инерции сечения рессоры; F_1 – вертикальная составляющая реактивной силы, действующей на массу m_1 со стороны механизма; $R_2 = b_2 \dot{y}_2$ – линеаризованная сила сопротивления, приведенная к сечению массы m_2 . Силы сопротивления не оказывают существенного влияния на частотную настройку разгрузателя, что позволяет на этой стадии исключить их из рассмотрения. Исследуемый колебательный процесс, вызванный кинематическим возмущением $y_1(t)$, является заданной периодической функцией времени, которую представим в виде ряда Фурье

$$y_1(t) = \sum_{j=1}^{\infty} a_{1j} \sin(j\omega t + \vartheta_j), \quad (2)$$

где $a_{1j} = \sqrt{a_{jc}^2 + a_{js}^2}$; a_{jc}, a_{js} – коэффициенты Фурье;

$\vartheta_j = \arctg(a_{jc} / a_{js})$; $\omega = 2\pi / T$ – частота вращения входного звена; T – период кинематического цикла; j – номер гармоники.

Принимая

$$y_2(t) = \sum_{j=1}^{\infty} a_{2j} \sin(j\omega t + \vartheta_j); \quad F_1(t) = \sum_{j=1}^{\infty} F_{1j}^* \sin(j\omega t + \vartheta_j), \quad (3)$$

после подстановки (2), (3) в (1) и элементарных преобразований находим выражение для амплитуды j -й гармоники силы F_1 :

$$F_{1j}^* = a_{1j} \frac{\mu m_1^2 e_{11}^2 \varepsilon_* j^4 \omega^4 - m_1 e_{11} (1 + \mu \varepsilon^3) j^2 \omega^2 + 1}{e_{11} (1 - \mu m_1 e_{11} \varepsilon_* j^2 \omega^2)}, \quad (4)$$

где $\mu = m_2 / m_1$; $\varepsilon = l_2 / l_1$; $\varepsilon_* = \varepsilon^3 - 0,25(3\varepsilon - 1)$.

Функция F_{1j}^* для гармоники $j = \nu$ обращается в нуль два раза: при $\omega = \omega_1$, $\omega = \omega_2$, ω_1, ω_2 – корни биквадратного уравнения, полученного при обращении числителя (4) в нуль. При этом

$$\omega_{1,2} = \frac{1}{\nu} \sqrt{\frac{1 + \mu \varepsilon^3 m \sqrt{(1 + \mu \varepsilon^3)^2 - 4\mu \varepsilon_*}}{2\mu m_1 e_{11} \varepsilon_*}}. \quad (5)$$

Полученные значения ω_1, ω_2 при $\nu=1$ соответствуют собственным частотам „разомкнутой“ двухмассовой системы (при отсоединении рессоры от передаточного механизма). На этих частотах кинематического возмущения происходит полное уравнивание заданной гармоники $j = \nu$ динамической нагрузки F_1 . В качестве частоты настройки, соответствующей расчетному рабочему режиму, целесообразно принять резонансную частоту ω_2 . Резонансная частота, пересекаемая разгрузателем при выходе на расчетный режим, соответствует собственной частоте разгрузателя при абсолютно жё-

сткой связи рессоры с передаточным механизмом и определяется из условия равенства нулю знаменателя выражения (4)

$$\omega_p = v^{-1} \sqrt{3EI / (\mu m_1 \varepsilon_* l_1^3)} \quad (6)$$

При переходе через резонансную зону ограничение амплитуд F_{1j}^* , a_{2j} достигается за счёт конструкционного демпфирования [1]. Учет в (1) ранее опущенных диссипативных членов R_2 позволяет получить выражение для определения реактивного усилия привода вблизи резонанса и вне зон оптимальных динамических нагрузок [5]

$$F_1(t) = \sum_{j=1}^{\infty} F_{1j}^* \sin(j\omega t + \vartheta_j + \gamma_j), \quad (7)$$

где

$F_{1j}^* = a_{1j} e_{11}^{-1} A_j$; $A_j = \sqrt{B_j^2 + 2B_j C_j \cos \alpha_j + C_j^2}$; $B_j = 1 - e_{11} m_1 j^2 \omega^2$;
 $C_j = 0,5(3\varepsilon - 1) e_{11} \mu m_1 j \omega \kappa_j D_j$; $\kappa_j = 0,5(3\varepsilon - 1) / \sqrt{(1 - j^2 z^2)^2 + 4\delta^2 j^2 z^2}$ - коэффициент динамичности; $z = \omega / k$ - коэффициент частотной расстройки; $\delta = \psi / (4\pi)$; ψ - коэффициент рассеяния;

$$D_j = \sqrt{4\delta^2 + j^2 \omega^2}; \quad \alpha = \beta_j - \Delta_j; \quad \beta_j = \arctg [b_2 / (\mu m_1 j \omega)]; \quad k = \sqrt{e_{11} / [\mu m_1 (e_{11} e_{22} - e_{12}^2)]};$$
$$\Delta_j = \arctg [2jz\delta / (1 - j^2 z^2)]; \quad \gamma_j = \arctg [C_j \sin \alpha_j / (\beta_j + C_j \cos \alpha_j)].$$

Методику синтеза РУ проиллюстрируем на примере привода рабочего органа, снабженного аксиальным кривошипно-ползунным механизмом (рис. 3,а) при следующих исходных данных: радиус кривошипа $r = 9,2$ мм, длина шатуна $l = 100$ мм, приведенная масса $m_1 = 3,13$ кг, $l_1 = 120$ мм, $\omega_2 = 120 c^{-1}$, $\mu = 0,2$, $\varepsilon = 0$, $h = 2$ мм, $b = 26,4$ мм, где h - толщина, а b - ширина сечения рессоры.

Анализ графиков динамических нагрузок, представленных на рис. 4, показывает, что РУ обеспечивает практически полное уравнивание первой гармоники нагрузки на заданной частоте настройки $\omega_2 = 120 c^{-1}$. Оценить эффективность уравнивания можно с помощью коэффициента разгрузки $\zeta(\omega) = F^* / F_1^*$, показывающего, во сколько раз снижается амплитудное значение реактивного усилия F_1^* привода с РУ в сравнении с аналогичным усилием F^* привода без РУ (кривая 1). В нашем случае на частоте настройки $\zeta = 2,78 - 2,56$ при значениях коэффициента рассеяния энергии $\psi = 0,5 - 0,8$. Кривые 2, 4 соответствуют пружинному разгрузателю, кривая 3 - рессорному разгрузателю с зарезонансной настройкой.

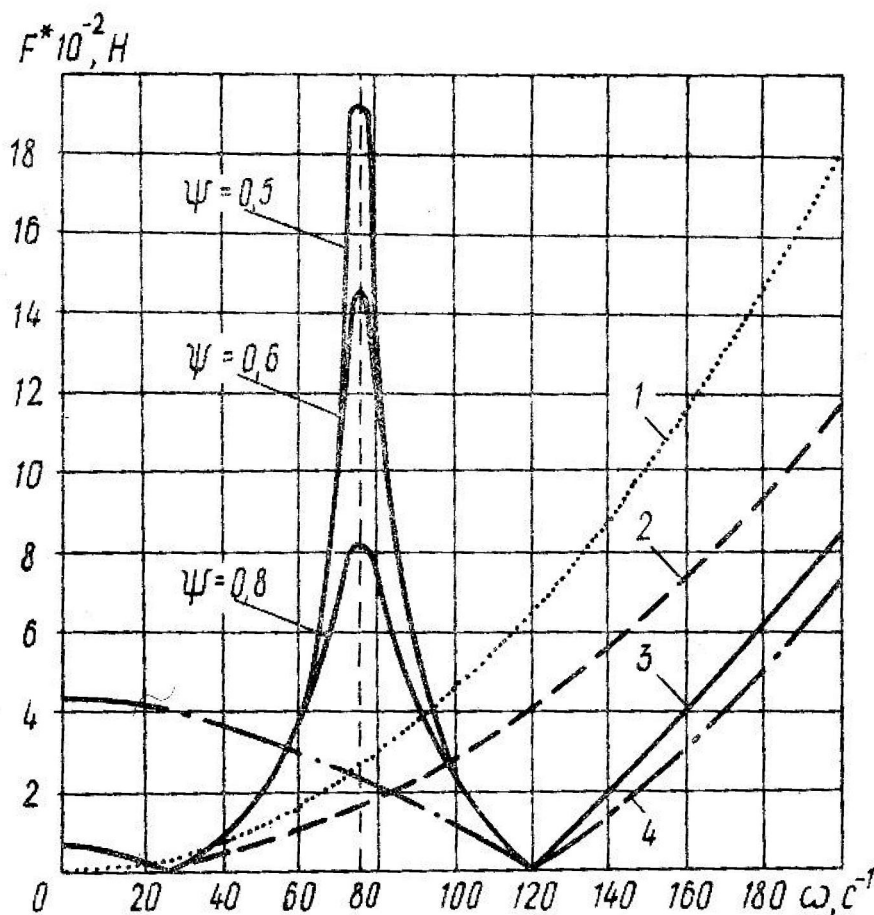


Рис.4

Из графиков также видно (кривые 3, 4), что в сравнении с РУ пружинного типа пусковая нагрузка на привод снижается более чем в 7 раз. Для обеспечения стабильной работы динамического разгрузателя значение частоты настройки ω_2 должно быть удалено от резонансной зоны ω_p . Выполнение этого условия обеспечивается соответствующим выбором параметров ε, μ, I . Выявлено, что с учетом конструктивных ограничений наиболее рационально принять $\varepsilon = 2$ и $\mu = 0,2$.

Отличительной особенностью данного разгрузателя также является возможность осуществления эффективной настройки на другую рабочую частоту ω_2 без обязательной для пружинного разгрузателя замены упругих элементов ($I = \text{const}$). Такая настройка легко выполняется путем изменения массы дополнительного груза и его положения на рессоре. При увеличении значений ε и μ частота настройки ω_2 снижается, а при их уменьшении – увеличивается, что позволяет обеспечить полное уравнивание заданной гармоники динамической нагрузки на разных скоростных режимах, причём без демонтажных работ.

3. Сопоставление теоретических и экспериментальных результатов. Для проверки достоверности полученных результатов и эффективности разгрузателя было проведено экспериментальное исследование на специальной стендовой установке¹.

¹ Экспериментальное исследование проведено А.П. Тышкунном.

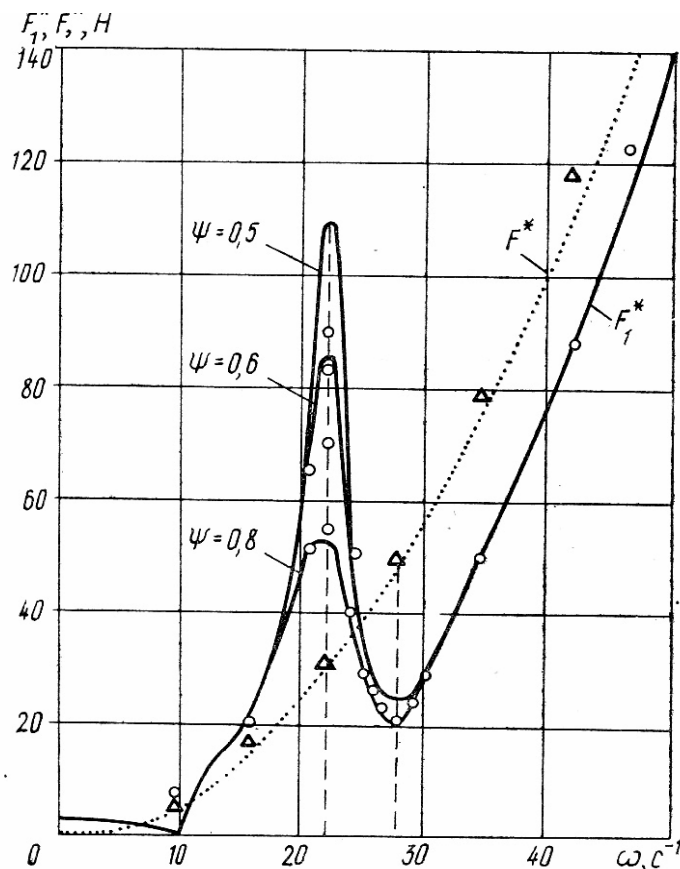


Рис. 5

На рис. 5 представлены графики амплитуд динамических нагрузок, полученные теоретическим и экспериментальным путем. При этом пунктиром и сплошной кривой отображены теоретические результаты F^* и F_1^* соответственно без РУ и при использовании РУ. Экспериментальным результатам отвечают точки, показанные треугольниками и кружочками. Анализ показывает, что на частоте настройки $\omega_2 = 28,1 \text{ c}^{-1}$ амплитуда динамической нагрузки $F^* = 50,60 \pm 0,85 \text{ Н}$ после установки РУ снижается до $F_1^* = 21,28 \pm 0,19$ ($\zeta = 2,38$), что эквивалентно работе привода без РУ при $\omega_2 = 18,3 \text{ c}^{-1}$. Полученные в зоне разгрузки экспериментальные результаты хорошо согласуются с теоретическими. Так, при $\omega = \omega_2$; $F^* = 49,61 \text{ Н}$, $F_1^* = 20,66 \text{ Н}$, $\zeta = 2,41$ отклонение экспериментальных нагрузок от теоретических в зоне ω_2 не превышает 3%.

Анализ показывает, что в зоне $\omega > \omega_2$ всегда обеспечивается частичное уравнивание. Так, например, при $\omega = 34,7 \text{ c}^{-1}$ имеем $\zeta = 1,57$. Из графика видно, что динамическая нагрузка в резонансной зоне возрастает, однако при использовании демпфирования она может быть существенно снижена. Экспериментальные исследования показали, что при обеспечении быстрого пуска и выхода на расчетный режим резонанс не успевает развиваться, но необходимо обеспечить достаточно интенсивное торможение при остановке машины. Следует однако иметь в виду, что чрезмерно сильное демпфирование снижает эффект разгрузки.

По сравнению с РУ пружинного типа использование РУ с зарезонансной частотной настройкой позволяет более чем в 7 раз снизить нагрузку на входные звенья передаточного механизма и привод в период его пуска.

Литература

- 1 Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия, Машиностроение: Ленинград, 1990. 306 с.
2. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т.. Т. 6. 2-ое изд., испр. и доп. /Под ред. К.В. Фролова. М.: Машиностроение, 1995. 456 с.
3. **А. с.** 1117354 СССР. Привод игольницы основовязальной машины / Вульфсон И. И., Тышкун А. П., Клементьев А. В.; Б. И. № 37. 1984.

Поступила: 26.02.10.