УДК 621.22-56

# О ПРОЕКТИРОВАНИИ И НАСТРОЙКЕ НА РАБОЧУЮ ЧАСТОТУ ГИДРООПОРЫ

О.О.Мугин

*Институт машиноведения РАН, Россия, Москва*

В работе рассматривается задача разработки методики расчета для нового поколения гидравлических виброопор силовых агрегатов машин. В настоящее время проблеме борьбы с вибрацией и шумом машин, придается все большее значение, повышаются требования к снижению виброактивности машин. Таким образом, можно говорить, что актуальность темы работы не вызывает сомнений.

Разработаны оригинальные математические модели гидроопоры и составляющих ее элементов.
Используя разработанные модели, решен ряд оптимизационных задач.
Выполнен значительный объем экспериментальных исследований.
Разработана методика расчета и настройки гидроопоры на стадии проектирования представленная ниже.

Таким образом, в работе представлены новые научные результаты, имеющие важное практическое значение.

## 1. Выбор параметров гидроопоры по заданной характеристике динамической жесткости.

Для определения параметров гидроопоры необходимо знать характеристики статической нагрузки и динамические характеристики источника возбуждения. Как правило, массовые характеристики объекта (силового агрегата) обозначена в его паспорте, а собственную частоту вертикальных колебаний силового агрегата задают в пределах $f_{соб}$ = 8 – 10 Гц. Из известных параметров мы можем определить необходимую динамическую жесткость при малых частотах возбуждения (ниже $f_{соб}$) :

$$c = 4\pi^2 \cdot m_o \cdot f_{соб.}^2 \qquad (1)$$

где $m_o$ – собственная масса объекта приходящаяся на одну гидроопору в месте установки.

Принимаем, что частота возбуждения колебаний постоянна и равна

$f_0 > f_{соб.}$ ($\omega_0 = 2\pi f_0$ – круговая частота).В процессе работы силового агрегата частота $f$ меняется, мы выбираем $f$, как частоту настройки гидроопоры исходя из следующих соображений.

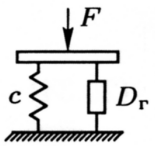
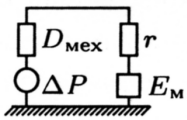
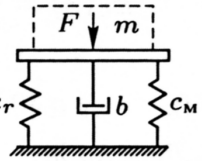
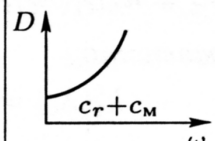
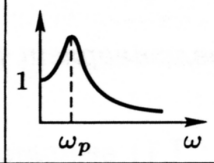
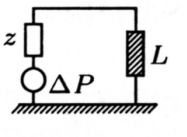
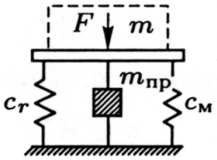
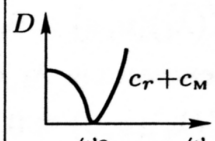
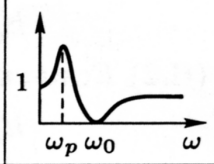
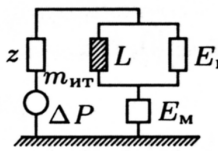
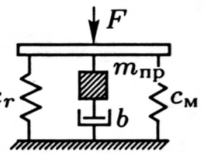
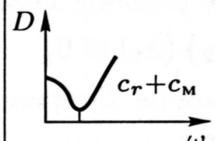
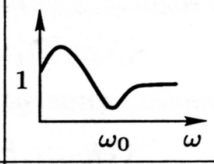
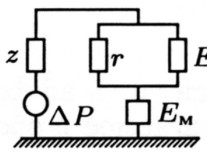
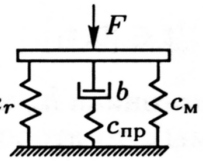
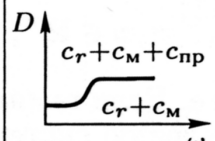
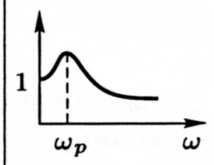
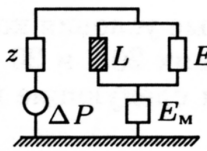
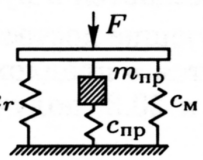
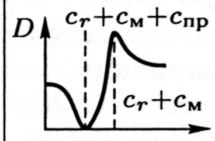
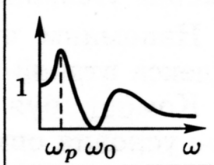
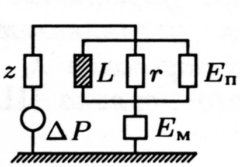
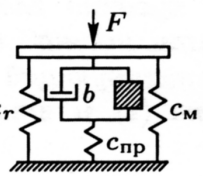
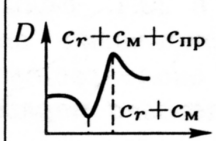
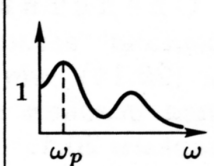
1) частота $f$ является статистически наиболее часто повторяющейся частотой в процессе работы.
2) частота $f$ является наиболее виброактивной частотой, например, вследствие резонанса корпуса силового агрегата.

При расчетах мы будем ориентироваться на 2 и 3 варианты таблицы 1.

Расчет состоит из двух этапов:

1) Частотная настройка гидроопоры.
2) Оптимизация демпфирования.

таблица 1.

| Механическая система | Гидравлическая система | Объединение | $\|T\|(j\omega)$ | $\mu = \|T(j\omega) \times T(-j\omega)\|$ |
|---|---|---|---|---|
|  |  |  |  |  |
| |  |  |  |  |
| |  |  |  |  |
| |  |  |  |  |
| |  |  |  |  |
| |  |  |  |  |

2. Определение геометрии упругих элементов.

Разобьем жесткость $c$ на две составляющих. $c = c_r + c_м$, где $c_r$ =0,95$c$– жесткость обечайки, $c_м = 0{,}05c$.

Преобразуя формулу $p_1 - p_2 = L\dot{Q}_1$, запишем:

$$c_r = \frac{P}{\Delta H} = \frac{T \cdot \sigma_S \cdot tg\alpha \cdot d^2}{k \cdot \bar{l}}, \qquad (2.1.)$$

Из этой формулы получим:

$$\frac{\sigma_S \cdot d^2}{\bar{l}} = c_r \cdot \frac{k}{T \cdot tg\alpha}, \qquad (2.2.)$$

В правой части имеем заданные величины, причем $\alpha$ =33$^0$.
Параметры левой части подбираем по правой части исходя из (2.2.)
В результате определена геометрия обечайки.
Определим диаметр *D* по формуле:

$$D \approx d + 2\bar{l} \cdot \cos\alpha - \sigma_S \cdot \sin\alpha$$

Площадь поршневого действия определим по формуле:

$$A = 0.55 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}. \qquad (2.3.)$$

3. Выбор геометрических характеристик инерционного и дроссельного каналов.

Подойдем к задаче выбора геометрий трубок следующим образом: Определим требуемую геометрию инерционного канала, исходя из того, что относительное демпфирование в характеристике динамической жесткости должно быть малым. Мы стремимся к нулевому демпфированию, что бы иметь идеальную инерционную трубку, но реально мы хотим обеспечить относительное демпфирование < 0,1. Фактически мы рассмотрим динамическую жесткость гидроопоры, с учетом демпфирования.

$$D(j\omega) = L \cdot A^2 (j\omega)^2 + r \cdot A^2 (j\omega) + c$$

тогда $L^* = \frac{c}{\omega_0^2 A^2}$, определяется из уже определенных параметров.

$r^* = \frac{2c\zeta}{\omega_0 A^2}$; где $\zeta = 0{,}05\ldots0{,}1$ – относительное демпфирование

Из эмпирических формул

$$\ln r = \ln a + \alpha_1 \ln(\frac{d}{d_1}) + \alpha_2 \ln(\frac{l}{l_1}) + \alpha_3 \ln(\frac{\nu}{\nu_1})$$

$$\ln L = \ln b + \beta_1 \ln(\frac{d}{d_1}) + \beta_2 \ln(\frac{l}{l_1}) + \beta_3 \ln(\frac{\nu}{\nu_1})$$

получим систему из двух уравнении и определим логарифмы искомых диаметра и длины инерционного канала:

$$\lg\left(\frac{d_{mp}}{d_{mp_1}}\right) = \frac{\beta_2\left(\lg r^* - \lg A_1 - \alpha_3 \lg\left(\frac{\upsilon_{mp}}{\upsilon_{mp1}}\right)\right) - \alpha_2\left(\lg L^* - \lg B_1 - \beta_3 \lg\left(\frac{\upsilon_{mp}}{\upsilon_{mp1}}\right)\right)}{\alpha_1\beta_2 - \alpha_2\beta_1} \qquad (3.1)$$

$$\lg\left(\frac{l_{mp}}{l_{mp_1}}\right) = \frac{\alpha_1\left(\lg L^* - \lg B_1 - \beta_3 \lg\left(\frac{\upsilon_{mp}}{\upsilon_{mp1}}\right)\right) - \beta_2\left(\lg r^* - \lg A_1 - \alpha_3 \lg\left(\frac{\upsilon_{mp}}{\upsilon_{mp1}}\right)\right)}{\alpha_1\beta_2 - \alpha_2\beta_1} \qquad (3.2)$$

По полученным экспериментальным данным рассчитываем диаметр и длину инерционного канала для заданной частоты настройки равной

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

На рис 2 приведена номограмма полученная по формулам (3.1. и 3.2.) для определения диаметра и длины для двух значений вязкости.

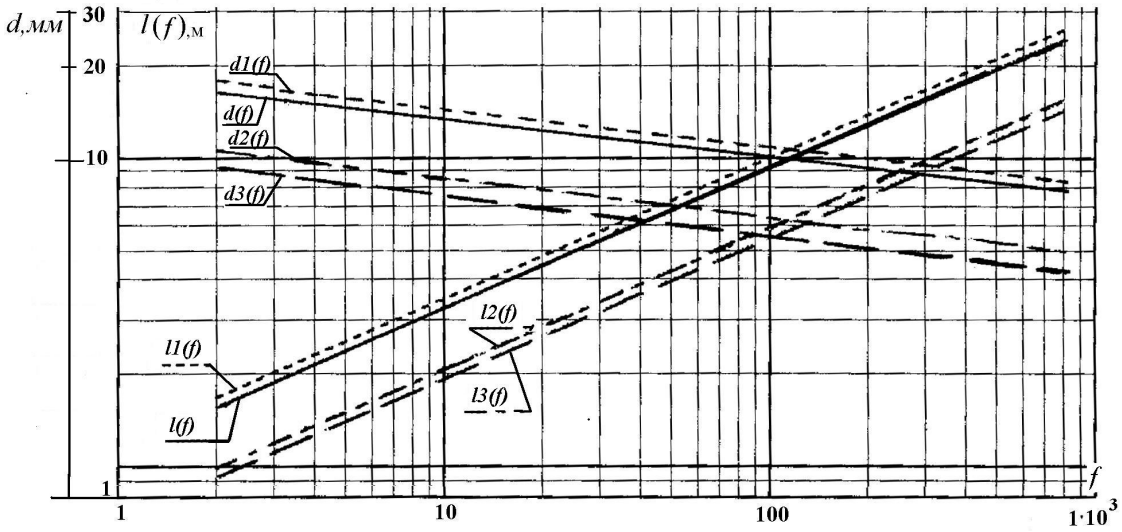



Рис. 2.

Характеристики динамической жесткости гидроопоры созданной по методике приведенной в работе приведен на рис. 3.

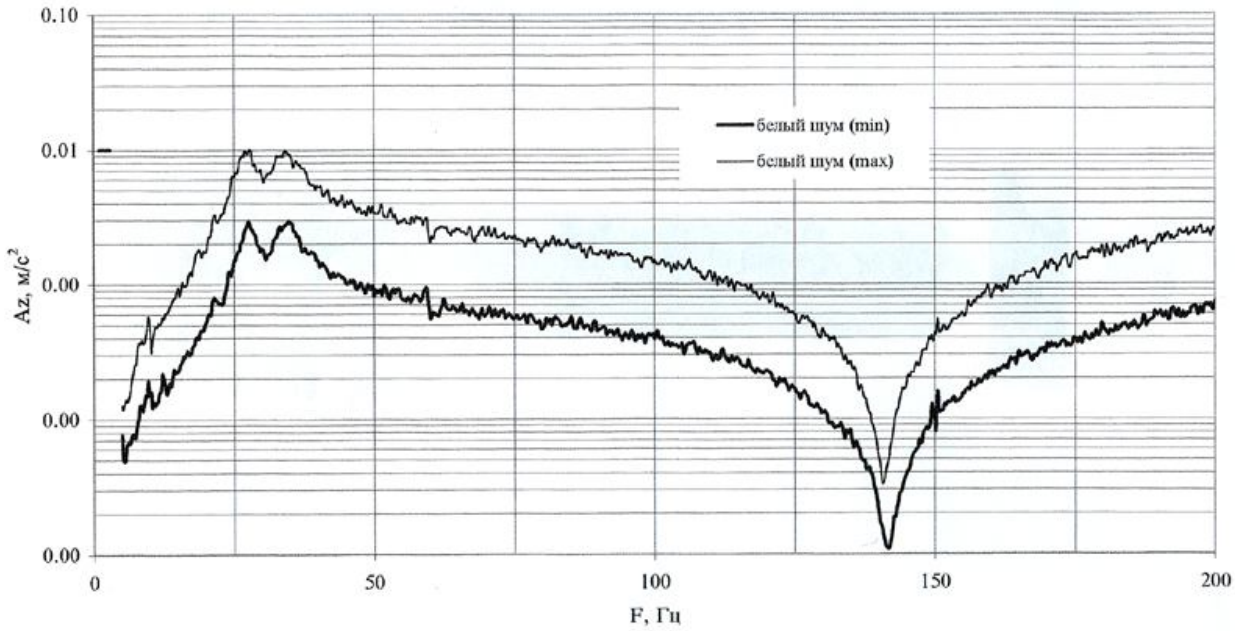



Рис. 3

Выводы:

1. Описанная методика позволяет спроектировать и создать гидроопору с заданными характеристиками без изготовление опытных образцов.
2. Благодаря данной методике упрощается и удешевляется создание гидроопор с заданными характеристиками.
3. Методика описанная в отчете справедлива для всех типов гидроопор с элементом «обечайка», для других типов необходим дополнительный расчет.

## Литература

1. Гордеев Б.А., Ерофеев В.И., Синев А.В., Мугин О.О. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред.- М.: Наука, 2004.173 с.
2. Лебеденко И.Б., Мугин О.О., Синев А.В. Определение оптимального демпфирования пневматических и гидравлических систем виброизоляции с внутренним гашением при введении инерционного элемента.// Проблемы машиностроения и надежности машин. 2002, №1, с.25-29
3. Синев А.В., Лебеденко И.Б., Мугин О.О., и д.р Виброизолятор Патент на изобретение РФ № 2279002. МПК F16 F 5/00, 9/00, 13/00. Заявлено 25.05.2004. Опубликовано 27.06.2006. Бюл №18

*Поступила: 04.05.09.*