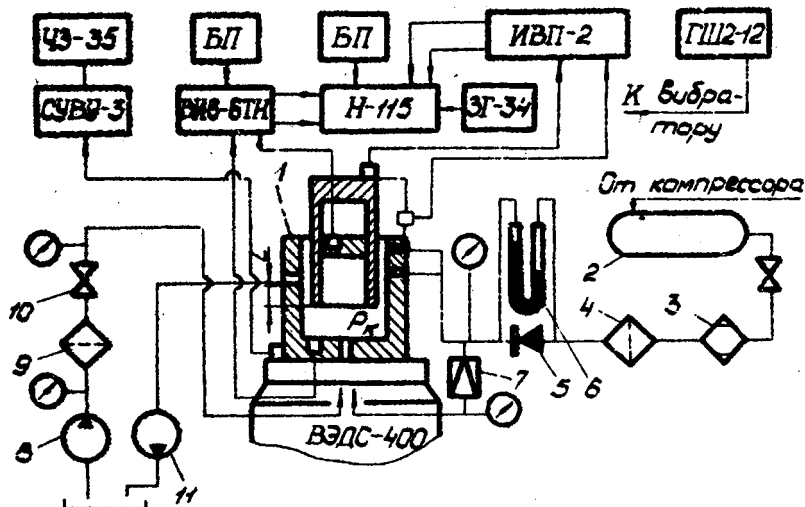


ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРО- И ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР

Для экспериментального исследования поршневых гидро- и газостатических опор разработан и создан стенд, позволяющий изучить влияние на их характеристики рабочих и конструктивных параметров, а также оценить достоверность теоретических результатов, полученных в работах [1,2].

При проведении экспериментов использовались гидро- и газостатические устройства трех типов: поршневая газостатическая опора большого хода с дополнительными демпферными камерами [2]; гидростатический подпятник; пневмо-гидростатическая опора - узел подвески разгрузочного устройства [3].

Работу экспериментальных установок обеспечивали пневматическая и гидравлическая системы стенда (рис.1). Газостатическая опора 1



Р и с. 1. Схема экспериментального стенда и его систем

включалась в сеть сжатого воздуха, состоящую из ресивера 2 и компрессора ВВ8/10, с давлением питания до 0,8 Мпа. В пневмосхеме устанавливался силикагелевый осушитель 3 и фильтр 4. Расход воздуха через систему

измерялся с помощью дроссельной шайбы 5 и ртутного пьезометра 6. Давление на входе регулировалось редуктором 7. Измерение давления в рабочей камере осуществлялось манометрами класса 0,5 на I Мпа и 0,25 Мпа. При динамических испытаниях опор на вибростенде пневмосхема собиралась без дроссельной шайбы и ртутного пьезометра.

Система питания установок маслом АМГ-10 состояла из насосной станции 8 типа 25Г48-22Н-02, фильтра 9, крана 10, откачивающего насоса 11 и соединительной арматуры. Гидравлическая система питания использовалась при динамических испытаниях гидростатического подпятника на действие случайной вибрации.

Система измерения параметров состояла из виброизмерительной аппаратуры ВИ6-6ГН, аппаратуры ИВ1-2, датчиков пульсаций давления ДД-10 и ДМ1, перемещения ДП-3, ускорения ДУ-5С, шлейфового осциллографа Н-115, электронного осциллографа СИ-68, блоков питания.

В качестве источника возбуждения использовался электродинамический вибратор ВЭДС-400, обеспечивающий генерирование гармонического сигнала в диапазоне частот 4-5000 Гц и случайной вибрации в диапазоне частот 20-2000 Гц от внешнего генератора. Генератор случайного сигнала ГШ2-12 задавал колебания с постоянной спектральной плотностью.

Методика проведения экспериментальных исследований предусматривала изучение влияния различных геометрических и гидродинамических параметров устройств на их жесткостные и амплитудно-частотные характеристики.

Экспериментальное определение зависимости жесткости $C_{упр}$ от частоты и амплитуды колебаний поршня проводилось методом снятия и обработки петель гистерезиса. Частота возбуждения изменялась от 4 до 100 Гц, амплитуда устанавливалась от 0,5 до 5 мм при частотах до 30 Гц и далее от 0,2 мм до максимальной, обеспечиваемой стендом на выбранной частоте. Петли гистерезиса в координатах "перемещение - давление" ($l - p_k$) строили путем сочлестной обработки двух гармонических сигналов $l(t)$ и $p_k(t)$ и обрабатывали по методике, изложенной в работе [4]. На основании представлений о вязком характере демпфирования опоры диссипативную составляющую динамической реакции находили по формуле

$$D = \Psi f_{ст} \sqrt{\frac{C_{упр} F_k P_{вх}}{g} (\bar{p}_{к0} - \bar{p}_a)},$$

где F_k - площадь камеры опоры;
 $P_{вх}$ - входное давление;

\bar{P}_{K0} и \bar{P}_a - относительные давления в рабочей камере и на выходе из нее;

$\Psi = (2F_n / \delta P_K) \delta \ell$ - коэффициент рассеивания, который определялся через площадь петли гистерезиса F_n , размах колебаний поршня $2\delta \ell$ и амплитуду колебаний давления в рабочей камере опоры $2\delta P_K$.

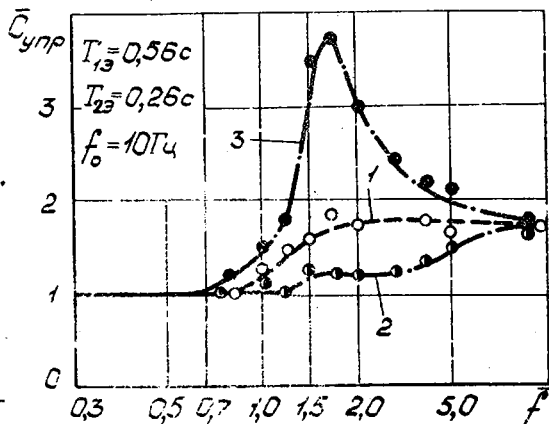
Упругая составляющая $C_{упр}$ динамической реакции приближенно отыскивалась как $C_{упр} \approx F_K \delta P_K / \delta \ell$.

Исследование амплитудно-частотных характеристик опоры с регуляторами расхода проводили на поршневой опоре. Через боковой штуцер в рабочую камеру от регулятора расхода осуществлялся дополнительный подвод газа. Регулятор расхода представлял собой золотниковое устройство с нулевым перекрытием. Амплитуда перемещений поршня и исполнительного элемента регулятора превышала размеры отверстия наддува золотника. на этих режимах в системе реализовывалась нелинейность типа насыщения.

Для экспериментальной оценки влияния подвески на динамику испытываемой конструкции был использован стенд, состоящий из четырех опор, связанных жесткой рамой. В качестве испытываемого объекта принята конструкция Т-образной балки. Собственная частота колебаний балки по I-й форме, определенная методом затухающих колебаний, равна 25 Гц.

В процессе проведения экспериментов определялись АЧХ объекта, установленного на стол вибратора без разгрузочного устройства. При изменении частоты возбуждения определяли коэффициент передачи по показаниям от датчиков, установленных на раме и источнике возбуждения. Для повышения точности эксперимента частотный диапазон проходили три раза. Затем объект помещали на четырехопорную подвеску

Р и с.2. Экспериментальные зависимости динамической жесткости однокамерной (1), двухкамерной (2) и трехкамерной (3) схем гидростатического устройства поршневого типа при $P_{вх} = 0,5 \text{ МПа}$; $d_{g1} = 1 \text{ мм}$; $d_{g2} = 0,5 \text{ мм}$; $d_{g3} = 0,5 \text{ мм}$



и проводили повторное снятие АЧХ.

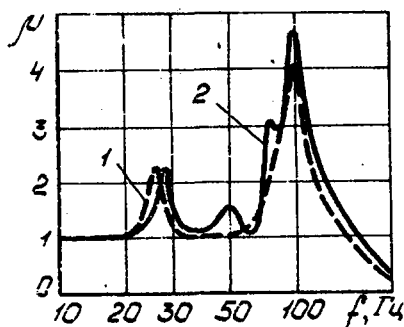
На рис. 2 показана впервые полученная экспериментальным путем зависимость динамической жесткости от частоты возбуждения газостатической опоры для одно-, двух- и трехкамерных схем, когда к рабочей камере поршневой опоры (см. рис. 1) подсоединяются дополнительные демпферные объемы. Наличие трех горизонтальных участков на жесткостной характеристике определяется влиянием изменения давления в демпферных объемах на процессы в рабочей камере. На характеристике $\bar{C}_{упр}(f)$ трехкамерного устройства это влияние проявляется на частотах 15–18 Гц.

При испытаниях конструкции, установленной на разгрузочное устройство из четырех газостатических опор, на АЧХ объекта получены четыре резонансных пика (рис. 3). На частоте 30 Гц возникает резонанс по

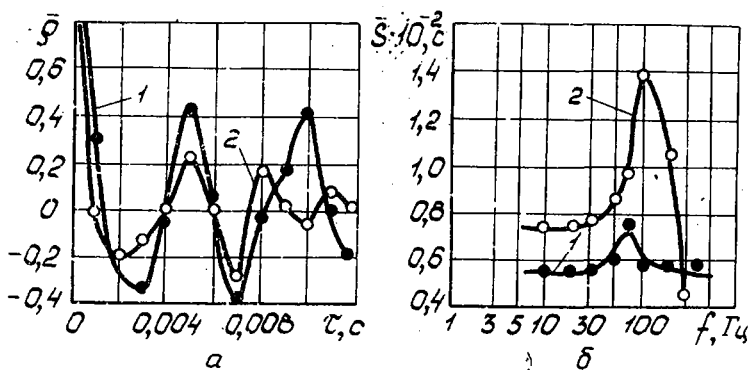
первой (основной) форме, остальные соответствуют конструктивным резонансам соединительной рамы и разгрузочного устройства.

Для проведения исследований характеристик гидростатических опор при действии случайной вибрации в качестве источника случайного сигнала использовался генератор ГИ2-12. Определение корреляционных функций и спектральных плотностей вибропроцессов системы проводилось на основании полученных осциллограмм виброускорений стола вибратора и поршня.

Выбор продолжительности T реализаций, достаточной для статистической обработки, проводился по полуэмпирической формуле [5] $T \geq 25/\pi f_n$, где f_n — низшая частота (Гц), выделяемая в спектре процесса. Эта формула при расчете корреляционных функций обеспечивает точность 2%. Шаг квантования Δt выбран согласно теореме Котельникова с учетом наибольшей ожидаемой частоты в спектре ускорений. В этой связи при обработке были приняты длительность реализации 0,2–0,5 с, шаг квантования $\Delta t = 0,002 - 0,005$ с. Значения корреляционных функций вычислены в диапазоне $t = (0,2 - 0,3) T$. На рис. 4 приведены графики нормированных корреляционных функций $\bar{\rho}$ виброускорений на входе и на выходе гидростатической опоры. Там же показаны полученные нормированные спектральные плотности. Их анализ позволил выделить в составе случайных колебаний поршня периодическую составляющую с частотой порядка



Р и с. 3. Экспериментальные АЧХ объекта испытаний без разгрузки (1) и с разгрузочным устройством (2)



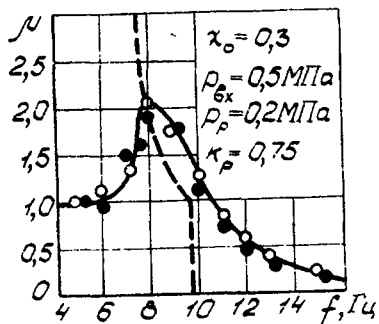
Р и с. 4. Нормированные корреляционные функции (а) и спектральные плотности (б) виброускорений стола вибратора (1) и поршня опоры (2) при $P_{\text{вх}}=0,1 \text{ МПа}$, $g_{\text{ст}}=1,3$

130–140 Гц. Случайные процессы ускорений поршня являются узкополосными с доминирующими частотами, совпадающими с собственной частотой системы. Спектральные плотности виброускорений стола и поршня вычислялись с применением косинус-преобразования Фурье к корреляционным функциям.

Величины дисперсий и среднеквадратических значений ускорений поршня по уровню меньше, чем у источника возмущения ($\epsilon_{\text{об}}/g_{\text{ст}}=0,5-0,7$). Виброзащитные свойства опоры проявляются на частотах больше 140 Гц. При этом достигается снижение вибрации поршня по сравнению с вибрацией стола вибратора в среднем на 40–50%.

Экспериментальные исследования активного газостатического устройства позволили оценить возможности по регулированию его динамических характеристик. Введение в систему регулирования расхода газа по отклонению поршня, когда коэффициент усиления регулятора $K_p=0,75$, привело к снижению резонансной частоты при увеличении амплитуды перемещения поршня. При реализации в активной цепи нелинейности типа насыщения отмечены бифуркационные срывы. Сравнение полученных экспериментальных результатов с теоретическими (расчетные скелетные кривые и АЧХ) представлено на рис. 5. Хорошее совпадение данных свидетельствует об их достоверности.

Таким образом, разработанные конструкции экспериментальных стендов и установок, методики определения характеристик опор показав-



Р и с. 5. Экспериментальные АЧХ поршневой газостатической опоры с нелинейностью типа насыщения в активной цепи

го устройства. 1982. - 31 с. Рукопись представлена Куйбышевск. авиац. ин-том. деп. в ВИНТИ 25.11.82. № 5629-82.

2. Самсонов В.Я., Чегодаев Д.В. исследование динамических характеристик некоторых типов опор с внешним наддувом. - В сб.: вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1980, вып. 7, с. 131-137.

3. А.с. №953291 (СССР). Газостатическое разгрузочное устройство. /А.В.Белусов, Д.В.Чегодаев, В.Я.Самсонов и др. - Опубл. в БИ, 1982, № 31.

4. Кузнецов А.В., Завт Б.С., Якимец М.А. демпфирование пневморессор при вынужденных колебаниях. - В со.: пневматическое подвешивание в вагонах городского и магистрального транспорта. М., 1970, с.33-35.

5. Солодовников В.В., Усков А.С. Статистический анализ объектов. - М.: Машгиз, 1960. - 320 с.

Удк 620.178.311.6

А.А.Тройников

О ПРИБЛИЖЕННОМ ПОДОБИИ ПЕТЕЛЬ ГИСТЕРЕЗИСА ИЗДЕЛИЙ ИЗ МАТЕРИАЛА МР

Приведение к безразмерному виду петель гистерезиса, описывающих упругодемпфирующие свойства изделий из МР, иногда затрудняется нарушением подобия процессов нагрузки и разгрузки вблизи границ рабочего диа-

ли их работоспособность в условиях гармонического и случайного возбуждения, подтвердили возможность эффективного регулирования жесткостных и амплитудно-частотных характеристик гидро- и газостатических виброзащитных систем.

Л и т е р а т у р а

1. Белусов А.И., Самсонов В.Я., Чегодаев Д.В. исследование нелинейной модели активного газостатическо-