



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

На основании пункта 1 статьи 1366 части четвертой Гражданского кодекса Российской Федерации патентообладатель обязуется заключить договор об отчуждении патента на условиях, соответствующих установившейся практике, с любым гражданином Российской Федерации или российским юридическим лицом, кто первым изъявил такое желание и уведомил об этом патентообладателя и федеральный орган исполнительной власти по интеллектуальной собственности.

(21)(22) Заявка: 2016146314, 25.11.2016

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
25.11.2016

Дата регистрации:
19.12.2017

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 25.11.2016

(45) Опубликовано: 19.12.2017 Бюл. № 35

Адрес для переписки:

141191, Московская обл., г. Фрязино, ул.
Горького, 2, кв. 193, Кочетову Олегу Савельевичу

(72) Автор(ы):

Кочетов Олег Савельевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Кочетов Олег Савельевич (RU)

(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: RU 2558679 C1, 10.08.2015. RU
2247346 C1, 27.02.2005. RU 2475711 C1,
20.02.2013. RU 91540 U1, 20.02.2010.

(54) СТЕНД ДЛЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ОБРАЗЦОВ И МОДЕЛЕЙ

(57) Реферат:

Изобретение относится к испытательному оборудованию. Стенд для виброакустических испытаний образцов и моделей содержит основание, на котором посредством по крайней мере трех виброизоляторов закреплена переборка, представляющая собой одномассовую колебательную систему массой и жесткостью соответственно m_2 и c_2 , а в качестве генератора гармонических колебаний использован эксцентриковый вибратор, расположенный на переборке, отличающийся тем, что на переборке установлена стойка для испытания собственных частот упругих элементов рессорных и тарельчатых виброизоляторов разной длины, геометрических параметров, а также разной величины масс, закрепленных на концах этих испытываемых элементов, при этом колебания массы, закрепленной на каждом упругом элементе, фиксируется индикатором перемещений, по показаниям которого определяется резонансная частота, соответствующая параметрам каждого упругого элемента, причем

на основании и переборке закреплены датчики виброускорений, сигналы от которых поступают на усилитель, затем осциллограф, магнитограф и компьютер для обработки полученной информации, при этом для настройки работы стенда используются частотомер и фазометр, а для определения собственных частот каждой из исследуемых систем виброизоляции производится имитация ударных импульсных нагрузок на каждую из систем и записываются осциллограммы свободных колебаний, при расшифровке которых определяют собственные частоты систем виброизоляции и логарифмический декремент затухания колебаний по формуле

$$\delta_1 = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{m_1 c_1}{h_1^2} - \frac{1}{4}}};$$

где c_1 и m_1 - соответственно жесткость упругих элементов виброизоляторов и масса основания,

c_2 и m_2 - соответственно жесткость и масса переборки, h_1 - абсолютная величина вязкого демпфирования в системе, которая связана с логарифмическим коэффициентом затухания δ_1 колебательной системы, при этом уровень звуковой мощности L_p определяют по результатам измерений среднего уровня звукового давления L_{cp} на измерительной поверхности S , m^2 , за которую принята площадь полусферы

$$L_p = L_{cp} + 10 \lg \left(\frac{S}{S_0} \right),$$

где $S=2\pi r^2$; r - расстояние от центра источника до точек измерений; $S_0=1 \text{ м}^2$, а скорректированный уровень звуковой мощности L_{pA}

$$L_{pA} = L_{Acp} + 10 \lg \left(\frac{S}{S_0} \right),$$

где L_{Acp} - средний уровень звука на измерительной поверхности, при этом величину снижения уровня звукового давления ΔL в отраженном звуковом поле образца рассчитывают по формуле

$$\Delta L = L - L_{обл} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^m \frac{\chi_i 10^{0,1 L_{pi}}}{S_i} + \frac{4}{B} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{pi}}}{\sum_{i=1}^m \frac{\chi_i 10^{0,1 L_{pi}}}{S_i} + \frac{4}{B_1} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{pi}}},$$

где L - уровень звукового давления в расчетной точке до акустической обработки помещения, дБ; $L_{обл}$ - уровень звукового давления в расчетной точке после акустической обработки помещения, дБ; B - постоянная каюты судна до его акустической обработки, m^2 ; B_1 - постоянная помещения после его акустической обработки, m^2 , которая определяется по формуле

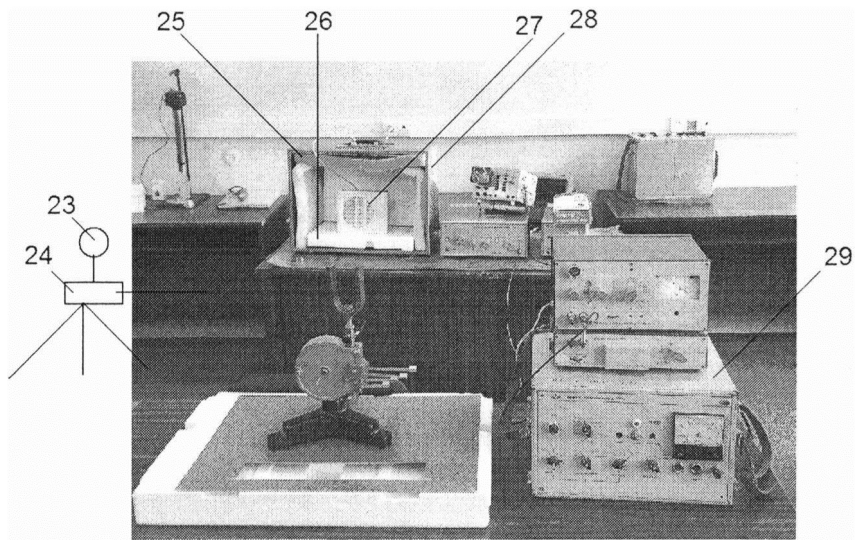
$$B_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{(1 - \alpha_1)},$$

где $A_1 = \alpha(S_{общ} - S_{обл})$ - эквивалентная площадь звукопоглощения поверхностями, не занятыми звукопоглощающей облицовкой; $\alpha = B/(B + S_{общ})$ - средний коэффициент звукопоглощения в помещении до его акустической обработки; α_1 - средний коэффициент звукопоглощения акустически обработанного помещения, определяемый соотношением

$$\alpha_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{S_{общ}},$$

где ΔA - величина суммарного добавочного поглощения, вносимого конструкцией звукопоглощающей облицовки или штучными звукопоглотителями, определяемого по формуле $\Delta A = \alpha_{обл} S_{обл} + A_{шт} n$,

где $\alpha_{обл}$ - реверберационный коэффициент звукопоглощения конструкции облицовки; $S_{обл}$ - площадь этой конструкции, m^2 ; $A_{шт}$ - эквивалентная площадь звукопоглощения одного штучного поглотителя, m^2 ; n - количество штучных звукопоглотителей в помещении, причем на каждом из исследуемых упругих элементов разной длины, геометрических параметров, а также разной величины масс, закреплены тензодатчики на концах этих испытываемых элементов, при этом колебания массы, закрепленной на каждом упругом элементе, фиксируется как индикатором перемещений, так и тензодатчиками, причем по показаниям индикатора проводится экспресс-оценка характеристик, а при обработке сигналов с тензодатчиков, поступающих на усилитель, затем осциллограф, магнитограф и компьютер для обработки полученной информации, определяются амплитудно-частотные характеристики и выявляются оптимальные характеристики: жесткость и коэффициент демпфирования каждого из упругих элементов. Техническим результатом является расширение технологических возможностей испытаний объектов, имеющих несколько упругих связей с корпусными деталями. 1 з.п. ф-лы, 7 ил.



Фиг.7

RU 2 6 3 9 0 4 4 C 1

RU 2 6 3 9 0 4 4 C 1



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY

(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

According to Art. 1366, par. 1 of the Part IV of the Civil Code of the Russian Federation, the patent holder shall be committed to conclude a contract on alienation of the patent under the terms, corresponding to common practice, with any citizen of the Russian Federation or Russian legal entity who first declared such a willingness and notified this to the patent holder and the Federal Executive Authority for Intellectual Property.

(21)(22) Application: **2016146314, 25.11.2016**(24) Effective date for property rights:
25.11.2016Registration date:
19.12.2017

Priority:

(22) Date of filing: **25.11.2016**(45) Date of publication: **19.12.2017** Bull. № 35

Mail address:

**141191, Moskovskaya obl., g. Fryazino, ul. Gorkogo,
2, kv. 193, Kochetovu Olegu Savelevichu**

(72) Inventor(s):

Kochetov Oleg Savelevich (RU)

(73) Proprietor(s):

Kochetov Oleg Savelevich (RU)(54) **VIBROACOUSTIC TESTS BENCH OF SAMPLES AND MODELS**

(57) Abstract:

FIELD: testing equipment.

SUBSTANCE: bench for vibroacoustic tests of samples and models contains the basis on which through at least three vibration-isolators the bulkhead is fixed, representing the single mass oscillating system with mass and stiffness accordingly, m_2 and c_2 , and the eccentric mass vibrator is used as the harmonic oscillations generator, located on the bulkhead, differs in that the rack installed on the bulkhead for testing the natural frequencies of elastic spring elements and disc vibration isolators of different length, geometrical parameters, as well as different masses size, fixed at the ends of these tested elements. The oscillations of the mass, fixed on each elastic element, are fixed by the displacement indicator, according to the indications of which the resonance frequency corresponding to the parameters of each elastic element is determined. The vibration acceleration sensors are fixed on the base and bulkhead, the signals from which send to the amplifier, then to the oscillograph, the magnetograph and computer for processing of the received information. The frequency meter and phase meter are used to adjust the bench's performance, and to determine the natural

frequencies of each of the vibration isolation systems being tested, the simulations of shock impulse loads are performed for each of the systems and oscillograms of free oscillations are recorded. When decoding this, the natural frequencies of the vibration isolation systems and the logarithmic decrement of oscillations damping are determined by the formula

$$\delta_1 = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{m_1 c_1}{h_1^2} - \frac{1}{4}}}; \text{ where } c_1 \text{ and } m_1 -$$

respectively, the rigidity of the vibration isolators elastic elements and the base mass, c_2 and m_2 - respectively, the rigidity and mass of the bulkhead, h_1 - the absolute value of viscous damping in the system, which is related to the logarithmic damping coefficient δ_1 of oscillatory system. The sound power level L_p is determined from the measurements results of the average sound pressure level L_{av} at the measuring surface S , m^2 , for which the

area of the hemisphere $L_r = L_{av} + 10 \lg \left(\frac{S}{S_0} \right)$

is taken, where $S=2\pi r^2$; r is the distance from the source center up to the measurement points; $S_0=1 \text{ m}^2$, and the corrected sound power level L_{pA}

$L_{rA} = L_{Aav} + 10 \lg \left(\frac{S}{S_0} \right)$, where L_{Aav} - the

average sound level at the measuring surface. The sound pressure level ΔL reduction value in the reflected sound field of the sample is calculated by the formula

$$\Delta L = L - L_{obl} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^m \frac{\chi_i 10^{0,1 L_{r_i}}}{S_i} + \frac{4}{B} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{r_i}}}{\sum_{i=1}^m \frac{\chi_i 10^{0,1 L_{r_i}}}{S_i} + \frac{4}{B_1} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{r_i}}},$$

where L - the sound pressure level at the calculated point before the acoustic treatment of the room, dB; L_{obl} - the sound pressure level at the calculated point after acoustic treatment of the room, dB; B - vessel's cabin constant before its acoustic treatment, m^2 ; B_1 - room constant after its acoustic treatment, m^2 , which

is defined by the formula $B_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{(1 - \alpha_1)}$, where

$A_1 = \alpha(S_{total} - S_{obl})$ - the equivalent area of sound absorption by surfaces not occupied by sound-absorbing lining; $\alpha = B/(B + S_{total})$ - the average coefficient of the

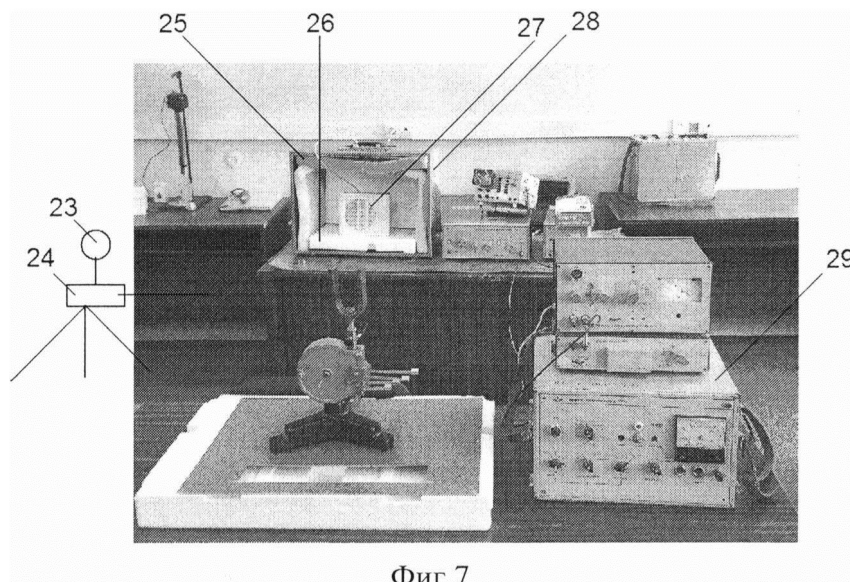
sound absorption in the room before its acoustic treatment; α_1 - the average sound absorption coefficient of acoustically treated room, defined by the ratio

$$\alpha_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{S_{total}}, \text{ where } \Delta A - \text{the value of the total}$$

additional absorption, introduced by the design of sound-absorbing lining or single-piece sound absorbers, determined by formula $\Delta A = \alpha_{obl} S_{obl} + A_{ps} n$, where α_{obl} - the reverberation coefficient of sound absorption of the lining design; S_{obl} - area of this design, m^2 ; A_{ps} - equivalent sound absorption area of one single-piece absorber, m^2 ; n - the number of single-piece sound absorbers in the room. At each of the tested elastic elements of different lengths, the geometric parameters, and also the different masses, the strain gauges are attached to the ends of these tested elements. The mass oscillations, fixed at each elastic element, are registered both by the displacement indicator and by the strain gauges. The rapid assessment of the characteristics is carried out according to the indicator records, while processing the signals from the strain gauges coming to the amplifier, then to the oscillograph and magnetograph and computer for processing the received information, the amplitude-frequency characteristics are determined and the optimal characteristics are identified: stiffness and damping coefficient of each of the elastic elements.

EFFECT: expanded technological capabilities of objects testing, having several elastic couplings with the body parts.

2 cl, 7 dwg



Фиг.7

Изобретение относится к испытательному оборудованию.

Наиболее близким техническим решением по технической сущности и достигаемому результату является вибростенд по патенту РФ №91540, В06В 1/00 от 07.12.2009 г., содержащий основания, защищаемый объект, измерительную аппаратуру и генераторы
5 вибрационных и ударных воздействий (прототип).

Недостатком прототипа является сравнительно невысокие возможности испытаний многомассовых систем и сравнительно невысокая точность для исследования систем, имеющих несколько упругих связей с корпусными деталями объекта.

Технически достижимый результат - расширение технологических возможностей
10 испытаний объектов, имеющих несколько упругих связей с корпусными деталями объекта.

Это достигается тем, что в стенде для виброакустических испытаний образцов и моделей, содержащем основание, на котором посредством, по крайней мере, трех виброизоляторов закреплена переборка, представляющая собой одномассовую
15 колебательную систему массой и жесткостью соответственно m_2 и c_2 , в качестве генератора гармонических колебаний использован эксцентриковый вибратор, расположенный на переборке, а на переборке установлена стойка для испытания собственных частот упругих элементов рессорных и тарельчатых виброизоляторов разной длины, геометрических параметров, а также разной величины масс, закрепленных
20 на концах этих испытываемых элементов, при этом колебания массы, закрепленной на каждом упругом элементе, фиксируется индикатором перемещений, по показаниям которого определяется резонансная частота, соответствующая параметрам каждого упругого элемента, причем на основании и переборке закреплены датчики
25 виброускорений, сигналы от которых поступают на усилитель, затем осциллограф, магнитограф и компьютер для обработки полученной информации, при этом для настройки работы стенда используется частотомер и фазометр.

На фиг. 1 представлена схема стенда, на фиг. 2 - математическая модель двухмассовой системы виброизоляции, на фиг. 3 - характеристики логарифмического декремента затухания свободных колебаний двухмассовой системы виброизоляции в зависимости
30 от входного ударного импульса, на фиг. 4 - схема стенда для испытаний шумопоглощающих элементов, на фиг. 5 - схема шумопоглощающей облицовки; на фиг. 6 - характеристики звукопоглощающих облицовок: 1 - плита «Акмигран»; 2 - то же, с воздушным промежутком 200 мм; 3 - маты супертонкого базальтового волокна толщиной 50 мм; на фиг. 7 - общий вид стенда для виброакустических испытаний.

Стенд для виброакустических испытаний образцов и моделей содержит основание (каркас) 11, на котором посредством, по крайней мере, трех виброизоляторов 2 закреплена переборка 1, представляющая собой одномассовую колебательную систему
35 массой и жесткостью соответственно m_2 и c_2 . В качестве генератора гармонических колебаний использован эксцентриковый вибратор 3, расположенный на переборке 1. На переборке 1 установлена стойка 6 для испытания собственных частот упругих элементов 7, 8, 9 рессорных и тарельчатых виброизоляторов разной длины, геометрических параметров, а также разной величины масс, закрепленных на концах
40 этих испытываемых элементов. При этом колебания массы, закрепленной на каждом упругом элементе, фиксируется индикатором 10 перемещений, по показаниям которого
45 определяется резонансная частота, соответствующая параметрам каждого упругого элемента 7, 8, 9.

Возможен вариант цифрового датчика перемещений с передачей данных на компьютер (на чертежах не показано).

На переборке 1 закреплен датчик виброускорений 4, а на основании 11 - датчик виброускорений 5, сигналы от которых поступают на усилитель 12, затем осциллограф 13, магнитограф 16 и компьютер 17 для обработки полученной информации. Для настройки работы стенда используется частотомер 14 и фазометр 15.

5 На каждом из исследуемых упругих элементов 7, 8, 9 рессорных и тарельчатых виброизоляторов разной длины, геометрических параметров, а также разной величины масс закреплены тензодатчики на концах этих испытываемых элементов (на фиг. 1 показан датчик 22 на упругом элементе 7). При этом колебания массы, закрепленной на каждом упругом элементе 7, 8, 9, фиксируется как индикатором 10 перемещений,
10 так и тензодатчиками. По показаниям индикатора 10 проводится экспресс-оценка характеристик, а при обработке сигналов с тензодатчиков, поступающих на усилитель 12, затем осциллограф 13, магнитограф 16 и компьютер 17 для обработки полученной информации, определяются резонансные частоты, соответствующие параметрам каждого из упругих элементов 7, 8, 9, и при обработке полученных амплитудно-
15 частотных характеристик выявляют оптимальные характеристики: жесткость и коэффициент демпфирования каждого из упругих элементов 7, 8, 9.

Стенд для виброакустических испытаний образцов и моделей работает следующим образом.

Сначала включают эксцентриковый вибратор 3, который установлен на переборке
20 1, которая расположена на виброизоляторах 2, и снимают амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) системы «переборка судна на его корпусе» с помощью датчиков виброускорений 4 и 5. Сигналы с датчиков виброускорений 4 и 5 поступают на усилитель 12, затем осциллограф 13, магнитограф 16 и компьютер 17 для обработки полученной информации. Для настройки работы стенда используется частотомер 14 и фазометр
25 15.

Для того чтобы определить собственные частоты каждой из исследуемых систем виброизоляции, производят имитацию ударных импульсных нагрузок на каждую из систем и записывают осциллограммы свободных колебаний (на чертежах не показано), при расшифровке которых судят о собственных частотах систем по формуле (см. фиг.
30 3 и формулу).

$$\delta_1 = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{m_1 c_1}{h_1^2} - \frac{1}{4}}};$$

35 где c_1 и m_1 - соответственно жесткость упругих элементов виброизоляторов и масса основания, c_2 и m_2 - соответственно жесткость и масса переборки, h_1 - абсолютная величина вязкого демпфирования в системе, которая связана с логарифмическим коэффициентом затухания δ_1 колебательной системы.

На фиг. 4 представлена схема стенда для испытаний шумопоглощающих элементов;
40 18 - исследуемый объект; 19 - точка измерения; 20 - подвесной пол; 21 - звукопоглощающее клиновидное покрытие.

На фиг. 5 представлена схема шумопоглощающей облицовки типа плита «Акмигран с воздушным промежутком 200 мм. На фиг. 6 изображены характеристики звукопоглощающих облицовок: кривая 1 - плита «Акмигран»; кривая 2 - то же, с
45 воздушным промежутком 200 мм; кривая 3 - маты супертонкого базальтового волокна толщиной 50 мм; на фиг. 7 - общий вид стенда для виброакустических испытаний.

Уровень звуковой мощности L_p определяют по результатам измерений среднего

уровня звукового давления L_{cp} на измерительной поверхности S , m^2 , за которую обычно принимают площадь полусферы (фиг. 4), т.е.

$$L_p = L_{cp} + 10 \lg \left(\frac{S}{S_0} \right), \quad (1)$$

где $S=2\pi r^2$; r - расстояние от центра источника до точек измерений; $S_0=1 \text{ м}^2$.

Таким же образом определяется скорректированный уровень звуковой мощности L_{pA}

$$L_{pA} = L_{Acp} + 10 \lg \left(\frac{S}{S_0} \right) \quad (2)$$

где L_{Acp} - средний уровень звука на измерительной поверхности.

Величины снижения уровней звукового давления могут быть определены только в зоне отраженного звукового поля (когда $r_{min} \geq r_{пр}$)

$$\Delta L = 10 \lg B_1 / B \quad (3)$$

где B - постоянная каюты судна до его акустической обработки, m^2 ;

B_1 - постоянная помещения после его акустической обработки, m^2 , которая определяется по формуле

$$B_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{(1 - \alpha_1)}, \quad (4)$$

где $A_1 = \alpha(S_{общ} - S_{обл})$ - эквивалентная площадь звукопоглощения поверхностями, не занятыми звукопоглощающей облицовкой; $\alpha = B/(B + S_{общ})$ - средний коэффициент звукопоглощения в помещении до его акустической обработки; α_1 - средний коэффициент звукопоглощения акустически обработанного помещения, определяемый соотношением

$$\alpha_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{S_{общ}}, \quad (5)$$

ΔA - величина суммарного добавочного поглощения, вносимого конструкцией звукопоглощающей облицовки или штучными звукопоглотителями, определяемого по формуле

$$\Delta A = \alpha_{обл} S_{обл} + A_{шт} n \quad (6)$$

где $\alpha_{обл}$ - реверберационный коэффициент звукопоглощения конструкции облицовки;

$S_{обл}$ - площадь этой конструкции, m^2 ;

$A_{шт}$ - эквивалентная площадь звукопоглощения одного штучного поглотителя, m^2 ;
 n - количество штучных звукопоглотителей в помещении.

Величина снижения уровня звукового давления ΔL зависит от соотношения между прямым звуком, приходящим непосредственно от источника шума, и звуком отраженным и рассчитывается по формуле

$$\Delta L = L - L_{обл} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^m \frac{\chi_i 10^{0,1 L_{p_i}}}{S_i} + \frac{4}{B} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{p_i}}}{\sum_{i=1}^m \frac{\chi_i 10^{0,1 L_{p_i}}}{S_i} + \frac{4}{B_1} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{p_i}}}, \quad (7)$$

где L - уровень звукового давления в расчетной точке до акустической обработки помещения, дБ; $L_{обл}$ - уровень звукового давления в расчетной точке после акустической обработки помещения, дБ.

Возможен вариант, когда для исследования эффективности модели акустического потолка 25 (фиг. 7), облицованного звукопоглотителем, с боковых стенок металлического корпуса 28 снимается звукопоглотитель, а эффективную часть регулируемого источника шума 27, установленного на звукопоглотителе 27, направляют на потолочную часть корпуса 28 и включают его, последовательно изменяя громкость звука и частоту сигнала, затем с микрофона 23 подают сигналы (на чертежах не показано) на усилитель мощности, например тензометрический 29, а с него подают сигналы на осциллограф 24 и записывают осциллограммы уровней звукового давления, по которым определяют эффективность модели акустического потолка.

(57) Формула изобретения

1. Стенд для виброакустических испытаний образцов и моделей, содержащий основание, на котором посредством по крайней мере трех виброизоляторов закреплена переборка, представляющая собой одномассовую колебательную систему массой и жесткостью соответственно m_2 и c_2 , а в качестве генератора гармонических колебаний использован эксцентриковый вибратор, расположенный на переборке, отличающийся тем, что на переборке установлена стойка для испытания собственных частот упругих элементов рессорных и тарельчатых виброизоляторов разной длины, геометрических параметров, а также разной величины масс, закрепленных на концах этих испытываемых элементов, при этом колебания массы, закрепленной на каждом упругом элементе, фиксируется индикатором перемещений, по показаниям которого определяется резонансная частота, соответствующая параметрам каждого упругого элемента, причем на основании и переборке закреплены датчики виброускорений, сигналы от которых поступают на усилитель, затем осциллограф, магнитограф и компьютер для обработки полученной информации, при этом для настройки работы стенда используется частотомер и фазометр, а для определения собственных частот каждой из исследуемых систем виброизоляции производится имитация ударных импульсных нагрузок на каждую из систем и записываются осциллограммы свободных колебаний, при расшифровке которых определяют собственные частоты систем виброизоляции и логарифмический декремент затухания колебаний по формуле

$$\delta_1 = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{m_1 c_1}{h_1^2} - \frac{1}{4}}};$$

где c_1 и m_1 - соответственно жесткость упругих элементов виброизоляторов и масса основания, c_2 и m_2 - соответственно жесткость и масса переборки, h_1 - абсолютная величина вязкого демпфирования в системе, которая связана с логарифмическим коэффициентом затухания δ_1 колебательной системы, при этом уровень звуковой

мощности L_p определяют по результатам измерений среднего уровня звукового давления L_{cp} на измерительной поверхности S , m^2 , за которую принята площадь полусферы:

$$L_p = L_{cp} + 10 \lg \left(\frac{S}{S_0} \right),$$

где $S=2\pi r^2$; r - расстояние от центра источника до точек измерений; $S_0=1 m^2$, а корреktированный уровень звуковой мощности L_{pA} :

$$L_{pA} = L_{Acp} + 10 \lg \left(\frac{S}{S_0} \right),$$

где L_{Acp} - средний уровень звука на измерительной поверхности, при этом величину снижения уровня звукового давления ΔL в отраженном звуковом поле образца рассчитывают по формуле

$$\Delta L = L - L_{обл} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^m \frac{\chi_i 10^{0,1 L_{pi}}}{S_i} + \frac{4}{B} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{pi}}}{\sum_{i=1}^m \frac{\chi_i 10^{0,1 L_{pi}}}{S_i} + \frac{4}{B_1} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{pi}}},$$

где L - уровень звукового давления в расчетной точке до акустической обработки помещения, дБ; $L_{обл}$ - уровень звукового давления в расчетной точке после акустической обработки помещения, дБ; B - постоянная каюты судна до его акустической обработки, m^2 ; B_1 - постоянная помещения после его акустической обработки, m^2 , которая определяется по формуле

$$B_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{(1 - \alpha_1)},$$

где $A_1 = \alpha(S_{общ} - S_{обл})$ - эквивалентная площадь звукопоглощения поверхностями, не занятыми звукопоглощающей облицовкой; $\alpha = B/(B + S_{общ})$ - средний коэффициент звукопоглощения в помещении до его акустической обработки; α_1 - средний коэффициент звукопоглощения акустически обработанного помещения, определяемый соотношением

$$\alpha_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{S_{общ}},$$

где ΔA - величина суммарного добавочного поглощения, вносимого конструкцией звукопоглощающей облицовки или штучными звукопоглотителями, определяемого по формуле

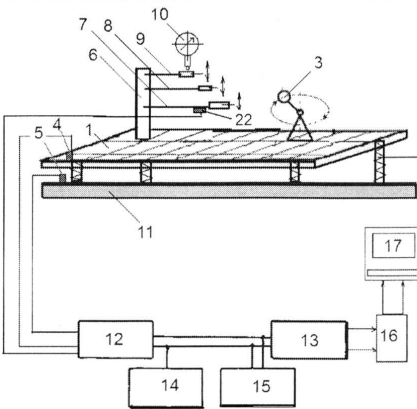
$$\Delta A = \alpha_{обл} S_{обл} + A_{шт} n,$$

где $\alpha_{обл}$ - реверберационный коэффициент звукопоглощения конструкции облицовки; $S_{обл}$ - площадь этой конструкции, m^2 ; $A_{шт}$ - эквивалентная площадь звукопоглощения

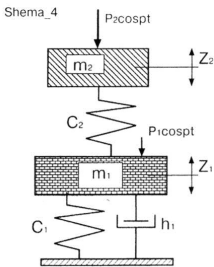
одного штучного поглотителя, m^2 ; n - количество штучных звукопоглотителей в помещении, причем на каждом из исследуемых упругих элементов разной длины, геометрических параметров, а также разной величины масс, закреплены тензодатчики на концах этих испытываемых элементов, при этом колебания массы, закрепленной на
5 каждом упругом элементе, фиксируется как индикатором перемещений, так и тензодатчиками, причем по показаниям индикатора проводится экспресс-оценка характеристик, а при обработке сигналов с тензодатчиков, поступающих на усилитель, затем осциллограф, магнитограф и компьютер для обработки полученной информации, определяют амплитудно-частотные характеристики и выявляются оптимальные
10 характеристики: жесткость и коэффициент демпфирования каждого из упругих элементов.

2. Стенд для виброакустических испытаний образцов и моделей по п. 1, отличающийся тем, что для исследования эффективности акустического потолка, облицованного звукопоглотителем, с боковых стенок металлического корпуса снимают
15 звукопоглотитель, а эффективную часть регулируемого источника шума направляют на потолочную часть корпуса и включают его, последовательно изменяя громкость звука и частоту сигнала, затем с микрофона подают сигналы на усилитель мощности, например тензометрический, а с него подают сигналы на осциллограф и записывают осциллограммы уровней звукового давления, по которым определяют эффективность
20 акустического потолка.

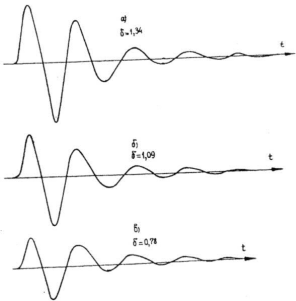
СТЕНД ДЛЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ОБРАЗЦОВ И МОДЕЛЕЙ



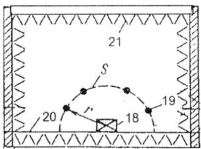
Фиг.1



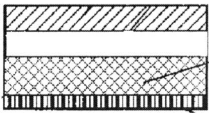
Фиг.2



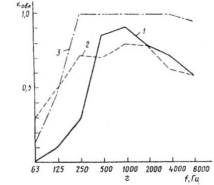
Фиг.3



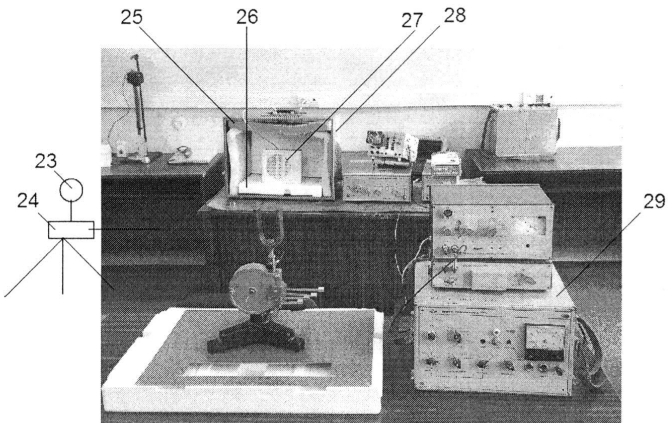
Фиг.4



Фиг.5



Фиг.6



Фиг.7