

Жежеря Николай Илларионович

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОЙ ЧАСТОТЫ ПРОДОЛЬНОЙ ВИБРАЦИИ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ТРУБКИ УСТРОЙСТВ КОНТРОЛЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ИЗДЕЛИЙ**

Установлены аналитические выражения, позволяющие определять необходимую частоту и амплитуду продольной вибрации горизонтальной трубки устройств контроля герметичности изделий в зависимости от диаметра горизонтальной трубки и типа жидкости поршня в горизонтальной трубке.

Адрес статьи: [www.gramota.net/materials/1/2012/6/15.html](http://www.gramota.net/materials/1/2012/6/15.html)

**Статья опубликована в авторской редакции и отражает точку зрения автора(ов) по рассматриваемому вопросу.**

Источник

**Альманах современной науки и образования**

Тамбов: Грамота, 2012. № 6 (61). С. 49-54. ISSN 1993-5552.

Адрес журнала: [www.gramota.net/editions/1.html](http://www.gramota.net/editions/1.html)

Содержание данного номера журнала: [www.gramota.net/materials/1/2012/6/](http://www.gramota.net/materials/1/2012/6/)

**© Издательство "Грамота"**

Информация о возможности публикации статей в журнале размещена на Интернет сайте издательства: [www.gramota.net](http://www.gramota.net)

Вопросы, связанные с публикациями научных материалов, редакция просит направлять на адрес: [almanac@gramota.net](mailto:almanac@gramota.net)

Аналогично определяются следующие комплексы:

$$k_2 = \frac{dh}{dt} \frac{\sqrt{\Omega}}{\sqrt{S^3 \frac{d^2h}{dt^2}}} \quad k_3 = \frac{\Omega}{S^2} \quad k_4 = \frac{PS^3}{\frac{dh}{dt} \mu \Omega}$$

$$k_5 = \frac{P}{H_3} \quad k_6 = \frac{i\rho S}{\mu} \quad k_7 = \frac{D}{S} \quad (5)$$

Зависимость между безразмерными комплексами  $k_1 - k_5, k_7$  относительно комплекса  $k_6$  имеет следующий вид

$$\frac{i\rho S}{\mu} = f \left[ \frac{PS^3}{\frac{dh}{dt} \mu \Omega}; \frac{dh}{dt} \frac{\sqrt{\Omega}}{\sqrt{S^3 \frac{d^2h}{dt^2}}}; \frac{\Omega \rho}{\mu S} \frac{dh}{dt}; \frac{P}{H_3}; \frac{D}{S}; \frac{\Omega}{S^2}; n \right] \quad (6)$$

Для установления количественных характеристик между безразмерными комплексами согласно уравнению (6) необходимо провести экспериментальные исследования. Для выявления теоретических взаимосвязей между комплексами проведен анализ течения рабочей жидкости через сопряжение затвор-седло при измененных от износа деталях этих сопряжений [1, с. 90; 2, с. 146; 4, с. 47]. Для предохранительных и перепускных клапанов гидравлических систем установлено, что при длине сопряжения клапан-седло, превышающей 0,25-0,30 мм, гидроэрозионный износ становится ведущим видом износа.

Таким образом, установлены аналитические выражения безразмерных комплексов с использованием параметров сопряжений затвор-седло предохранительных и перепускных клапанов и параметрам рабочей жидкости применительно к работе клапанов в реальных условиях. Приведена зависимость безразмерного комплекса износа сопряжений затвор-седло клапанов от других комплексов. Полученная взаимосвязь между комплексами позволяет рационально проводить экспериментальные исследования не между отдельными параметрами клапанов и рабочей жидкости, а с использованием безразмерных комплексов.

#### Список литературы

1. Жежера Н. И. Ввод сигнала по производной от входного давления в предохранительном клапане с серводействием // Вестник Оренбургского государственного университета. Оренбург: ОГУ, 2000. № 3. С. 90-94.
2. Жежера Н. И. Давление рабочей жидкости в щелях с криволинейными стенками регулирующих клапанов систем автоматизации и управления // Вестник Оренбургского государственного университета. Оренбург: ОГУ, 2001. № 1. С. 146-150.
3. Жежера Н. И. Развитие теории и совершенствование автоматизированных систем испытаний изделий на герметичность: дисс. ... д-ра техн. наук: 05.13.06. Оренбург: ОГУ, 2004. 441 с.
4. Жежера Н. И., Самойлов Н. Г. Теоретические положения к устройству измерения динамической составляющей расхода газа // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. 2012. № 4 (39). С. 47-50.
5. Крагельский И. В., Михин Н. М. Узлы трения машин: справочник. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.
6. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. 9-е изд., перераб. М.: Наука, 1981. 447 с.

УДК 681.5:620.165.29.008.6

#### Технические науки

*Установлены аналитические выражения, позволяющие определять необходимую частоту и амплитуду продольной вибрации горизонтальной трубки устройств контроля герметичности изделий в зависимости от диаметра горизонтальной трубки и типа жидкости поршня в горизонтальной трубке.*

*Ключевые слова и фразы:* изделие; контроль герметичности; горизонтальная трубка; амплитуда; частота; вибрация.

**Николай Илларионович Жежера**, д.т.н., профессор

Кафедра систем автоматизации производства

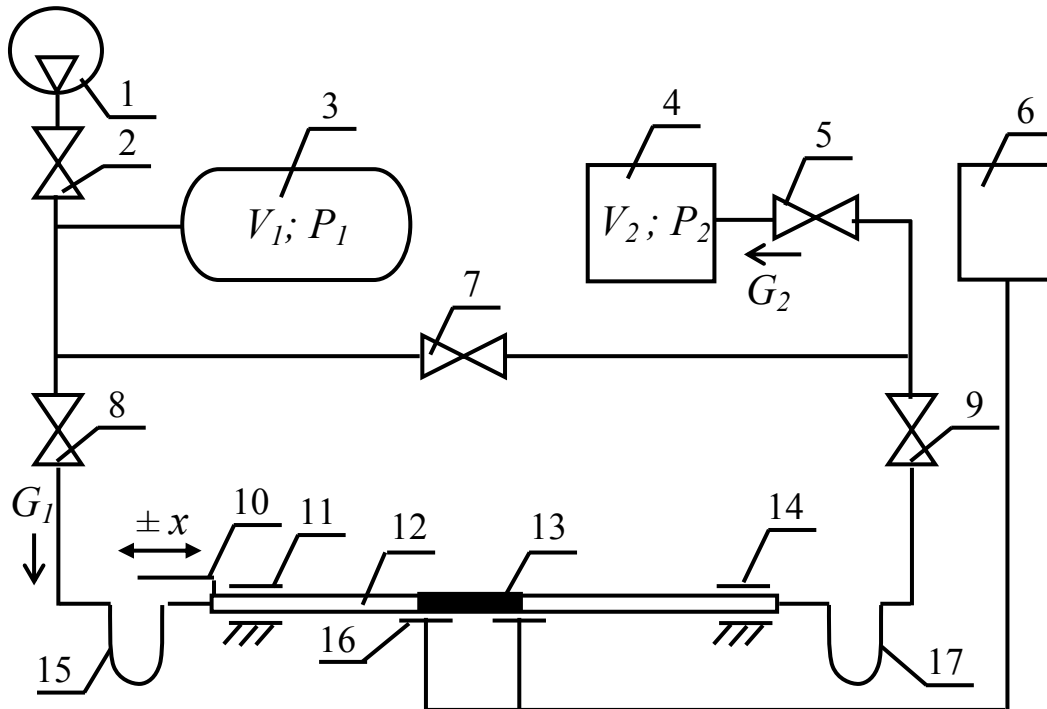
Оренбургский государственный университет

nik-gegera@rambler.ru

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОЙ ЧАСТОТЫ ПРОДОЛЬНОЙ ВИБРАЦИИ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ТРУБКИ УСТРОЙСТВ КОНТРОЛЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ИЗДЕЛИЙ<sup>©</sup>

При использовании известного способа контроля герметичности с горизонтальной трубкой наблюдается относительно большой порог срабатывания из-за действия поверхностного натяжения жидкости поршня в

горизонтальной трубке. Поэтому предложены [6; 7] способ и устройство контроля герметичности изделий с использованием горизонтальной трубки, вибрируемой вдоль ее оси, схема которого приведена на Рисунке 1.



**Рис. 1.** Схема устройства контроля герметичности изделий с использованием горизонтальной трубки, вибрируемой вдоль ее оси

Устройство содержит источник газа 1, эталонную емкость 3, контролируемое на герметичность изделие 4, горизонтальную трубку 12 с жидкостным поршнем 13, вентили 2, 5, 7, 8 и 9, толкатель 10, через который передаются механические колебания (вибрация) от источника вибрации к горизонтальной трубке, опоры скольжения 11 и 14, гибкие трубопроводы 15 и 17, емкостный измерительный преобразователь 16 и вторичный показывающий прибор 6. Перед подключением изделия 4 к устройству для контроля герметичности изделий все вентили находятся в закрытом положении.

После подключения изделия к устройству заполняют его газом до заданного давления, для чего открывают вентили 2, 5 и 7. Открывают вентили 8 и 9, закрывают вентили 2 и 7 и проводят контроль герметичности изделий. Оценку герметичности изделия проводят по перемещению жидкостного поршня 13 в горизонтальной трубке 12, которое воспроизводится вторичным показывающим прибором 6.

Определение необходимой частоты продольной вибрации горизонтальной трубки устройств контроля герметичности изделий можно провести на основании следующих положений [2; 3, с. 62; 4, с. 82].

Вибрацию к горизонтальной трубке 12 (Рисунок 1) необходимо подвести такой частоты и амплитуды, чтобы жидкостный поршень 13 совершал движения в трубке. Чтобы жидкостный поршень начал перемещаться в трубке, силы от вибрации трубки, то есть инерционные силы  $N_u$ , Н, сообщаемые жидкостному поршню от вибрации горизонтальной трубки, должны быть больше суммы сил:

- силы  $N_\sigma$ , Н, удерживающей жидкостный поршень в неподвижном состоянии за счет действия сил поверхностного натяжения жидкости поршня со стенками горизонтальной трубки и

- силы  $N_E$ , Н, препятствующей перемещению жидкостного поршня за счет упругости газа в устройстве контроля герметичности изделий при перемещении жидкостного поршня в трубке и сжимающего газ в изделии.

Таким образом,

$$N_u > N_\sigma + N_E \quad (1)$$

Инерционные силы  $N_u$ , Н, сообщаемые жидкостному поршню от вибрации горизонтальной трубки, определяются по выражению второго закона Ньютона

$$N_u = m_n \frac{d^2 x(t)}{dt^2} \quad (2)$$

где  $m_n$  - масса жидкостного поршня в горизонтальной трубке, кг;  $d^2 x(t)/dt^2$  - ускорение перемещения жидкостного поршня в горизонтальной трубке, м/с<sup>2</sup>.

Принимаем, что перемещение горизонтальной трубки  $x(t)$ , м, от возбудителя вибрации происходит в соответствии с выражением [1]

$$x(t) = x_{\max} \sin(\omega \cdot t) = A_k \sin(\omega \cdot t) \quad (3)$$

где  $x_{\max} = A_k$  - максимальная амплитуда колебаний горизонтальной трубки (перемещений вдоль горизонтальной оси), м;  $t$  - время, с;  $\omega$  - круговая частота колебаний горизонтальной трубки,  $\text{с}^{-1}$ , которая взаимосвязана с частотой колебаний  $f$ , Гц, выражением

$$\omega = 2\pi \cdot f \quad (4)$$

Первая и вторая производные от выражения (3) принимают следующие виды:

$$\frac{dx(t)}{dt} = A_k \omega \cos(\omega \cdot t) \quad (5)$$

$$\frac{d^2x(t)}{dt^2} = -A_k \omega^2 \sin(\omega \cdot t) \quad (6)$$

Силу  $N_\sigma$ , Н, удерживающую жидкостный поршень в неподвижном состоянии за счет действия сил поверхностного натяжения жидкости поршня со стенками горизонтальной трубки, определим в зависимости от поверхностного натяжения жидкости и радиуса горизонтальной трубки. Поверхностное натяжение жидкости в трубке действует по длине внутренней окружности сечения трубки  $2\pi \cdot R_{mp}$ , поэтому

$$N_\sigma = \sigma \cdot 2\pi \cdot R_{mp} \quad (7)$$

где  $\sigma$  - поверхностное натяжение жидкости в трубке, Н/м;  $R_{mp}$  - радиус горизонтальной трубки, м.

Если радиус горизонтальной трубки в выражении (7) выразить через диаметр трубки  $d_{mp}$ , м, тогда

$$N_\sigma = \sigma \cdot \pi \cdot d_{mp} \quad (8)$$

Формулы (7) и (8) отражают значения силы, возникающей от действия поверхностного натяжения жидкости. Однако при рассмотрении движения жидкостного поршня в горизонтальной трубке, то есть при рассмотрении динамики явлений, эта сила проявляется подобно силе сухого трения при относительном перемещении изделия по вибрируемой поверхности и может быть представлена выражением

$$N_\sigma = \begin{cases} -\sigma \cdot \pi \cdot d_{mp}, & \text{при } dx(t)/dt < 0 \\ +\sigma \cdot \pi \cdot d_{mp}, & \text{при } dx(t)/dt > 0 \end{cases} \quad (9)$$

Сила  $N_E$ , Н, препятствующая перемещению жидкостного поршня за счет упругости газа в устройстве контроля герметичности изделий при перемещении жидкостного поршня в трубке и сжимающего газ в изделии определяется по выражению [2; 5, с. 47]

$$N_E = \frac{E_g F_{mp}^2}{V_2} x(t) \quad (10)$$

где  $E_g$  - модуль упругости газа в устройствах контроля герметичности изделий с использованием горизонтальной трубки, Па;  $F_{mp}$  - площадь сечения горизонтальной трубки,  $\text{м}^2$ ;  $V_2$  - объем изделия, контролируемого на герметичность,  $\text{м}^3$ .

Если в выражении (10) площадь сечения трубки  $F_{mp}$  выразить через диаметр трубки, тогда

$$N_E = \frac{E_g \pi^2 d_{mp}^4}{16V_2} x(t) \quad (11)$$

Если в выражение (1) подставить выражения (2), (9) и (11), тогда

$$m_n \frac{d^2x(t)}{dt^2} > \frac{E_g \pi^2 d_{mp}^4}{16V_2} x(t) + \begin{cases} -\sigma \cdot \pi \cdot d_{mp}, & \text{при } dx(t)/dt < 0 \\ +\sigma \cdot \pi \cdot d_{mp}, & \text{при } dx(t)/dt > 0 \end{cases} \quad (12)$$

После подстановки в это неравенство выражений (3) и (6)

$$-m_n A_k \omega^2 \sin(\omega \cdot t) > \frac{E_g \pi^2 d_{mp}^4}{16V_2} A_k \sin(\omega \cdot t) + \begin{cases} -\sigma \cdot \pi \cdot d_{mp}, & \text{при } dx(t)/dt < 0 \\ +\sigma \cdot \pi \cdot d_{mp}, & \text{при } dx(t)/dt > 0 \end{cases} \quad (13)$$

С учетом того, что  $\sin(\omega \cdot t)$  принимает значения  $\pm \sin(\omega \cdot t)$ , считаем, что первое выражение в формуле (13) - это движение жидкостного поршня в горизонтальной трубке влево, то есть когда синус изменяется от знака «плюс» на знак «минус» и поэтому в первом выражении необходимо знак «больше» изменить на знак «меньше».

Когда будет изменение синуса от знака «минус» до знака «плюс», тогда жидкостный поршень будет перемещаться вправо и в части выражения (13), содержащей синус, необходимо подставить знаки «минус». В результате этого из выражения (13) получим два соотношения:

$$-m_n A_k \omega^2 \sin(\omega \cdot t) < \frac{E_c \pi^2 d_{mp}^4}{16V_2} A_k \sin(\omega \cdot t) - \sigma \cdot \pi \cdot d_{mp}$$

при  $dx(t)/dt < 0$  (14)

$$m_n A_k \omega^2 \sin(\omega \cdot t) > -\frac{E_c \pi^2 d_{mp}^4}{16V_2} A_k \sin(\omega \cdot t) + \sigma \cdot \pi \cdot d_{mp}$$

при  $dx(t)/dt > 0$

Оба эти выражения идентичны (если в первом выражении изменить знаки на противоположные) и имеют вид

$$m_n A_k \omega^2 \sin(\omega \cdot t) > \sigma \cdot \pi \cdot d_{mp} - \frac{E_c \pi^2 d_{mp}^4}{16V_2} A_k \sin(\omega \cdot t) \quad (15)$$

Такой результат (идентичности двух выражений) получается потому, что рассматриваются и анализируются не уравнения движения жидкостного поршня с определением координат его перемещения, а рассматривается баланс сил, действующих на жидкостный поршень, фактически по их абсолютным значениям, то есть

$$\left| m_n A_k \omega^2 \sin(\omega \cdot t) \right| > \left| \sigma \cdot \pi \cdot d_{mp} - \frac{E_c \pi^2 d_{mp}^4}{16V_2} A_k \sin(\omega \cdot t) \right| \quad (16)$$

Рассмотрим случай в неравенстве (16), когда силы имеют максимальные значения, то есть когда  $\sin(\omega \cdot t) = 1$ . В этом случае

$$\left| m_n A_k \omega^2 \right| > \left| \sigma \cdot \pi \cdot d_{mp} - \frac{E_c \pi^2 d_{mp}^4}{16V_2} A_k \right| \quad (17)$$

Так как оба выражения (14) идентичны, тогда знаки абсолютного значения величин в неравенстве (17) можно опустить

$$m_n A_k \omega^2 > \sigma \cdot \pi \cdot d_{mp} - \frac{E_c \pi^2 d_{mp}^4}{16V_2} A_k \quad (18)$$

Масса жидкостного поршня в горизонтальной трубке  $m_n$ , кг, определяется по выражению

$$m_n = \pi \cdot R_{mp}^2 l_n \rho_{ж} = \frac{\pi \cdot d_{mp}^2 l_n \rho_{ж}}{4} \quad (19)$$

где  $d_{mp}$  - внутренний диаметр горизонтальной трубки, равный диаметру жидкостного поршня в трубке, м;  $l_n$  - длина жидкостного поршня, м;  $\rho_{ж}$  - плотность жидкости поршня в горизонтальной трубке, кг/м<sup>3</sup>.

После подстановки выражения (19) в неравенство (18)

$$\frac{\pi \cdot d_{mp}^2 l_n \rho_{ж}}{4} A_k \omega^2 > \sigma \cdot \pi \cdot d_{mp} - \frac{E_c \pi^2 d_{mp}^4}{16V_2} A_k$$

$$\text{или } \omega > \sqrt{\frac{4\sigma}{A_k d_{mp} l_n \rho_{ж}} - \frac{E_c \pi \cdot d_{mp}^2}{4V_2 l_n \rho_{ж}}} \quad (20)$$

$$\text{и } A_k > \frac{16V_2 \sigma}{4d_{mp} l_n \rho_{ж} \omega^2 - E_c \pi \cdot d_{mp}^3} \quad (21)$$

По формуле (4) с учетом (21) определяем необходимую частоту вибрации горизонтальной трубки, Гц

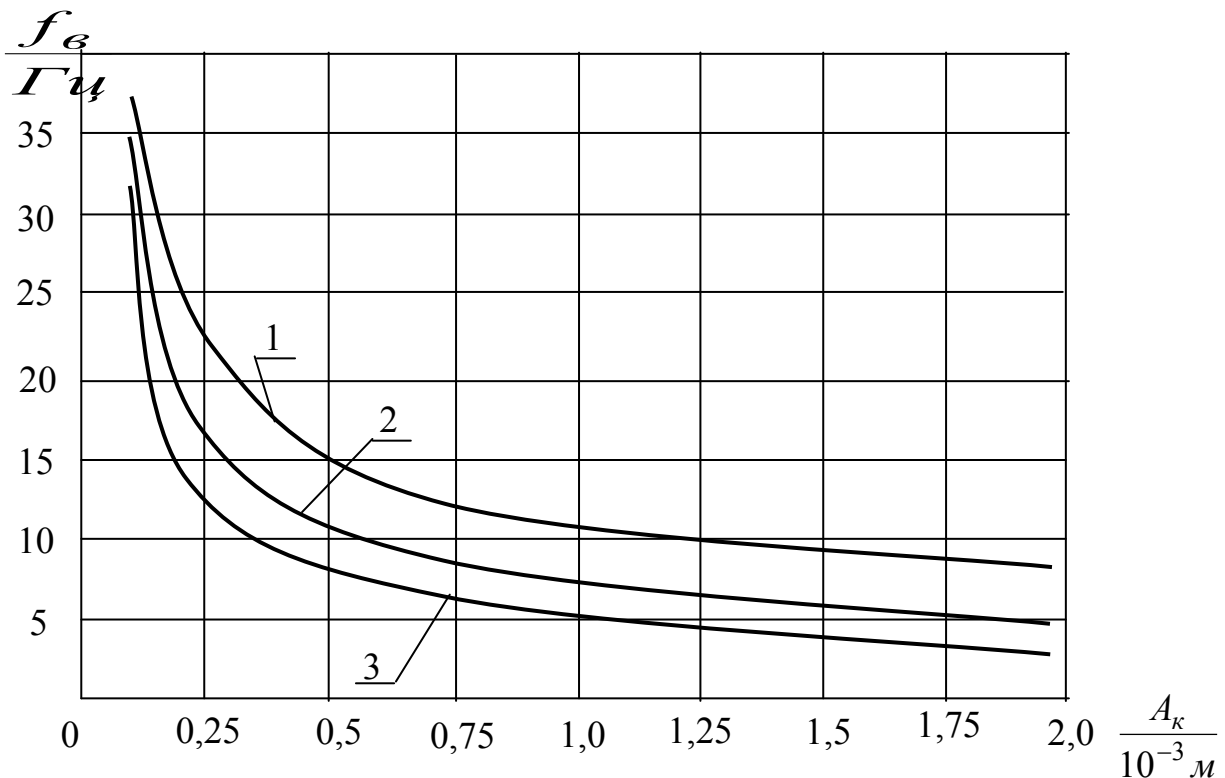
$$f_g > \omega / 2\pi = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4\sigma}{A_k d_{mp} l_n \rho_{ж}} - \frac{E_c \pi \cdot d_{mp}^2}{4V_2 l_n \rho_{ж}}} \quad (22)$$

Если принять, что  $\sigma = 72,5 \cdot 10^{-3}$  Н/м;  $A_k = 0,5 \cdot 10^{-3}$  м;  $d_{mp} = 3 \cdot 10^{-3}$  м;  $l_n = 20 \cdot 10^{-3}$  м;  $\rho_{ж} = 998$  кг/м<sup>3</sup>;  $E_c = 1,27 \cdot 10^6$  Па;  $V_2 = 0,4 \cdot 0,4 \cdot 0,2 = 0,032$  м<sup>3</sup>, тогда

$$f_g > \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4 \cdot 72,5 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 998} - \frac{1,27 \cdot 10^6 \pi \cdot 9 \cdot 10^{-6}}{4 \cdot 0,032 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 998}} = 15,6$$

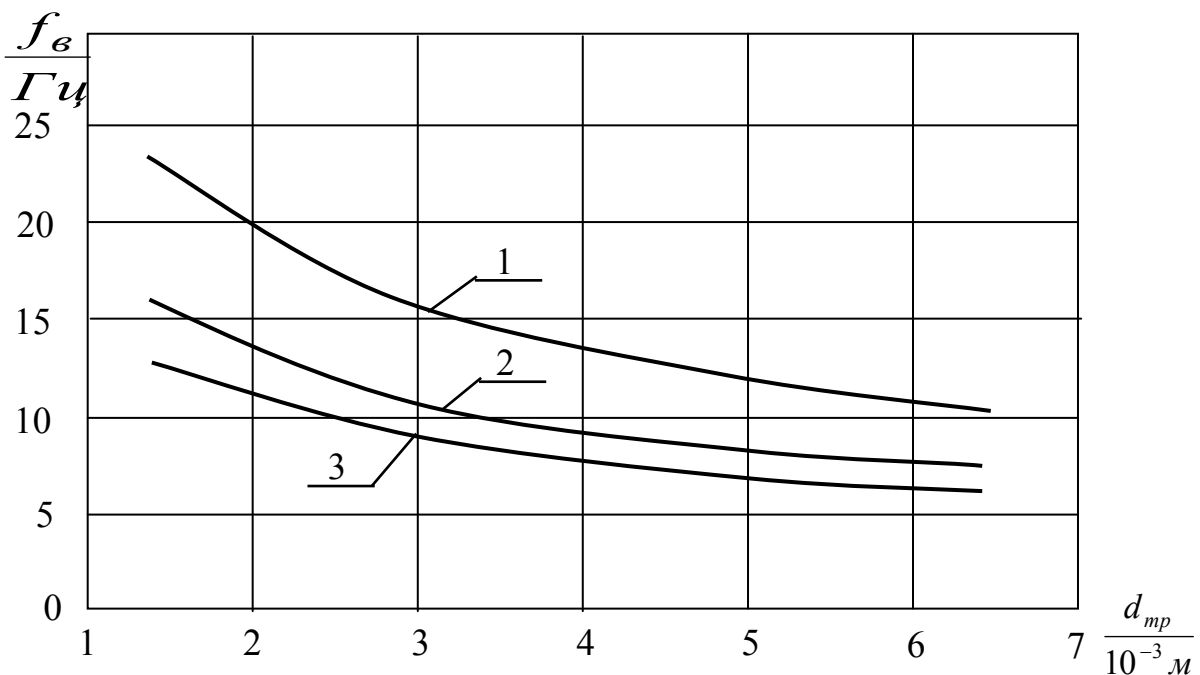
На Рисунке 2 приведены теоретические зависимости частоты  $f_g$  колебаний горизонтальной трубки, необходимой для сдвига жидкостного поршня при вибрации, от амплитуды колебаний  $A_k$  горизонтальной трубки при жидкостном поршне в горизонтальной трубке из воды (кривая 1 на Рисунке 2), при жидкостном поршне в горизонтальной трубке из ртути (кривая 2 на Рисунке 2) и при жидкостном поршне в горизонтальной трубке из этилового эфира (кривая 3 на Рисунке 2).

На Рисунке 3 приведены теоретические зависимости частоты  $f_g$  колебаний горизонтальной трубки, необходимой для сдвига жидкостного поршня из воды при вибрации, от диаметра горизонтальной трубки  $d_{mp}$  и при заданной амплитуде колебаний  $A_k$  горизонтальной трубки при:  $A_k = 0,5 \cdot 10^{-3}$  м; 2 -  $A_k = 1,0 \cdot 10^{-3}$  м;  $A_k = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м (соответственно кривая 1, 2 и 3 на Рисунке 3).



**Рис. 2.** Зависимость частоты  $f_0$  колебаний горизонтальной трубки, необходимой для сдвига жидкостного поршня при вибрации, от амплитуды колебаний  $A_k$  горизонтальной трубки: 1 - жидкостный поршень в горизонтальной трубке из воды; 2 - жидкостный поршень из ртути; 3 - жидкостный поршень из этилового эфира

На Рисунке 4 представлены теоретические зависимости частоты  $f_0$ , Гц, колебаний горизонтальной трубки, необходимой для сдвига жидкостного поршня при вибрации, от объема контролируемого на герметичность изделия,  $V_2$ , м<sup>3</sup>, и амплитуды колебаний  $A_k$ :  $A_k = 0,25 \cdot 10^{-3}$  м (прямая 1 на Рисунке 4);  $A_k = 0,5 \cdot 10^{-3}$  м (прямая 2 на Рисунке 4);  $A_k = 1,0 \cdot 10^{-3}$  м (прямая 3 на Рисунке 4);  $A_k = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м (прямая 4 на Рисунке 4).

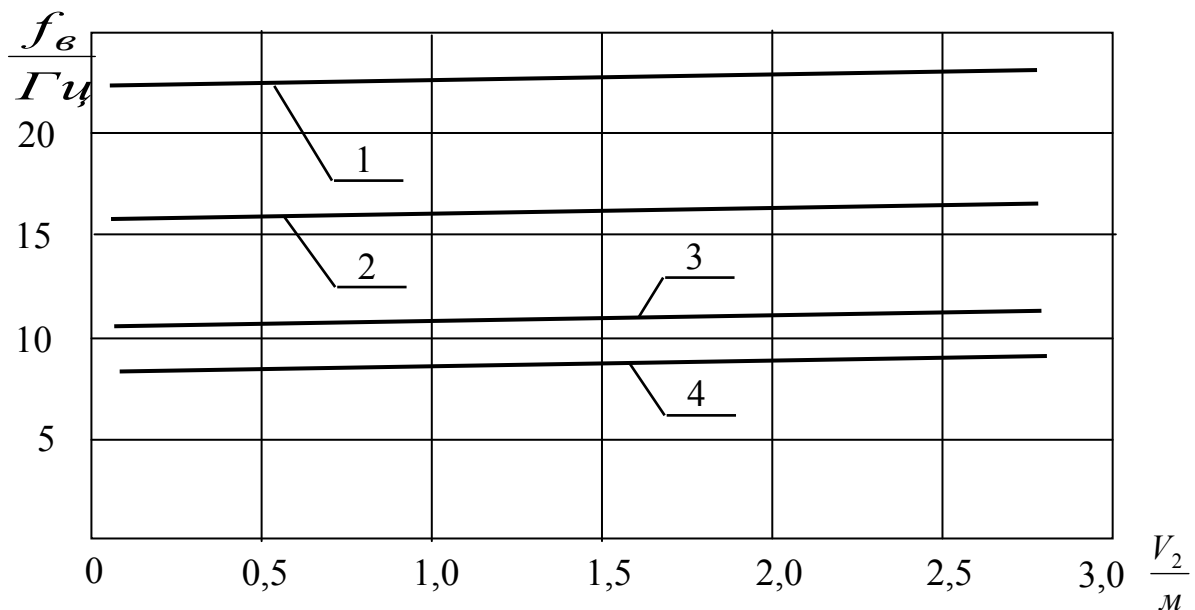


**Рис. 3.** Зависимость частоты  $f_0$  колебаний горизонтальной трубки, необходимой для сдвига жидкостного поршня из воды при вибрации, от диаметра горизонтальной трубки  $d_{mp}$  и при заданной амплитуде колебаний  $A_k$  горизонтальной трубки: 1 -  $A_k = 0,5 \cdot 10^{-3}$  м; 2 -  $A_k = 1,0 \cdot 10^{-3}$  м; 3 -  $A_k = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м

Следует отметить, что если концы горизонтальной трубки будут сообщены с атмосферой, тогда выражения (20) и (21) принимают следующий вид из-за того, что модуль упругости газа не оказывает никакого влияния на движение жидкостного поршня в горизонтальной трубке

$$\omega > \sqrt{\frac{4\sigma}{A_k d_{mp} l_n \rho_{ж}}} \quad (23)$$

$$\text{и } A_k > \frac{16V_2\sigma}{4d_{mp} l_n \rho_{ж} \omega^2} \quad (24)$$



**Рис. 4.** Зависимость частоты  $f_{в}$ , Гц, колебаний горизонтальной трубки, необходимой для сдвига жидкостного поршня при вибрации, от объема контролируемого на герметичность изделия,  $V_2$ ,  $\text{м}^3$ , и амплитуды колебаний  $A_k$ : 1 -  $A_k = 0,25 \cdot 10^{-3}$  м; 2 -  $A_k = 0,5 \cdot 10^{-3}$  м; 3 -  $A_k = 1,0 \cdot 10^{-3}$  м; 4 -  $A_k = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м

Приведенные выше результаты теоретических исследований показывают, что на необходимую (выбранную) при контроле герметичности изделий частоту вибрации горизонтальной трубки существенное влияние оказывает амплитуда колебаний и тип жидкости поршня в горизонтальной трубке. Объем изделия, контролируемого на герметичность, фактически не оказывает влияния на выбор необходимой частоты вибрации горизонтальной трубки.

Таким образом, установлены аналитические выражения, позволяющие определять необходимую частоту и амплитуду продольной вибрации горизонтальной трубки устройств контроля герметичности изделий в зависимости от диаметра горизонтальной трубки и типа жидкости поршня в горизонтальной трубке (вода, ртуть, этиловый эфир).

#### Список литературы

1. **Вибрации в технике:** справочник: в 6-ти т. М.: Машиностроение, 1978. Т. 1. Колебания линейных систем. 352 с.
2. **Жежера Н. И.** Развитие теории и совершенствование автоматизированных систем испытаний изделий на герметичность: дисс. ... д-ра техн. наук: 05.13.06. Оренбург: ОГУ, 2004. 441 с.
3. **Жежера Н. И., Абубакиров Д. Р.** Испытание изделий на герметичность жидкостью с использованием пузырьковой камеры при неравных давлениях контрольного газа и жидкости // Законодательная и прикладная метрология. М., 2006. № 1. С. 62-64.
4. **Жежера Н. И., Абубакиров Д. Р.** Испытания с вибрацией изделий на герметичность жидкостью устройством с горизонтальной трубкой // Законодательная и прикладная метрология. М., 2007. № 3. С. 82-84.
5. **Жежера Н. И., Самойлов Н. Г.** Теоретические положения к устройству измерения динамической составляющей расхода газа // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. 2012. № 4 (39). С. 47-50.
6. **Патент на изобретение № 2282167 РФ. Устройство контроля герметичности изделий** / Н. И. Жежера, А. В. Афанасьев. Приоритет от 20.12.2004. Опубл. 20.08.2006. Бюлл. № 23.
7. **Патент на изобретение № 2308691 РФ. Способ испытания цельных или с неподвижными соединениями изделий на герметичность** / Н. И. Жежера, Д. Р. Абубакиров. Приоритет от 26.04.2006. Опубл. 20.10.2007. Бюлл. № 29.