

Impact Factor:	ISRA (India)	= 6.317	SIS (USA)	= 0.912	ICV (Poland)	= 6.630
	ISI (Dubai, UAE)	= 1.582	ПИИИ (Russia)	= 0.191	PIF (India)	= 1.940
	GIF (Australia)	= 0.564	ESJI (KZ)	= 8.100	IBI (India)	= 4.260
	JIF	= 1.500	SJIF (Morocco)	= 7.184	OAJI (USA)	= 0.350

SOI: [1.1/TAS](#) DOI: [10.15863/TAS](#)

International Scientific Journal
Theoretical & Applied Science

p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online)

Year: 2024 Issue: 12 Volume: 140

Published: 12.12.2024 <http://T-Science.org>

Issue

Article



Ismoil Ibragimovich Safarov

Institute of Chemistry and Technology

Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor to department
of Advanced Mathematics, Tashkent, Uzbekistan

safarov54@mail.ru

Sharif Ruzievich Akhmedov

Bukhara Institute of Natural Resources Management of the National Research University

Professor, Head of the Department of «GTS and NS»

Bukhara, Republic of Uzbekistan

ahmedovsarifboj652@gmail.com

Muhsin Khudoyberdiyevich Teshaev

Bukhara Engineering-Technological Institute

Doctor of Physical and Mathematical Sciences,

Professor to department of Advanced Mathematics, Bukhara, Republic of Uzbekistan

muhsin_5@mail.ru

Dildora Bahodirovna Salimova

Bukhara Institute of Natural Resources Management of the National Research University

Doctoral student, Head of the Department of «GTS and NS»

Bukhara, Republic of Uzbekistan

Zarina Shaydovieva

Bukhara Institute of Natural Resources Management of the National Research University

Master's student, Head of the Department of «GTS and NS»

Bukhara, Republic of Uzbekistan

EFFECT OF PRESSURE WAVE ON CYLINDRICAL SHELL WITH COMPRESSIBLE LIQUID

Abstract: This article highlights the results of the study of wave effects of various liquids transported in various environments on the shell of the tank. The practicality of the pipeline for transporting liquids relies on rigid masses, which are widely used in various fields. For example, the pipe for transporting fuel in the aerospace industry, pipes for transporting oil and gas in the power industry, and heat exchangers and heat exchangers in the nuclear industry. The flow of liquid and the working environment of the pipe often caused unwanted vibration. Therefore, a deep understanding of the vibration characteristics of various pipes transporting liquids has always been the focus of researchers [1,2].

Key words: Cylindrical shell, compressible fluid, wave, oscillations, modeling, dynamic stability, conveyor.

Language: Russian

Citation: Safarov, I.I., et al. (2024). Effect of pressure wave on cylindrical shell with compressible liquid. *ISJ Theoretical & Applied Science*, 12 (140), 87-90.

Soi: <http://s-o-i.org/1.1/TAS-12-140-16> **Doi:**  <https://dx.doi.org/10.15863/TAS.2024.12.140.16>

Scopus ASCC: 2200.

Impact Factor:	ISRA (India)	= 6.317	SIS (USA)	= 0.912	ICV (Poland)	= 6.630
	ISI (Dubai, UAE)	= 1.582	РИИЦ (Russia)	= 0.191	PIF (India)	= 1.940
	GIF (Australia)	= 0.564	ESJI (KZ)	= 8.100	IBI (India)	= 4.260
	JIF	= 1.500	SJIF (Morocco)	= 7.184	OAJI (USA)	= 0.350

О ДЕЙСТВИЕ ВОЛНЫ ДАВЛЕНИЯ НА ЦИЛИНДРИЧЕСКУЮ ОБОЛОЧКУ С СЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТЬЮ

Аннотация: В этой статье освещены результаты исследования волновых воздействий различных жидкостей, транспортируемых в различных средах, на оболочку емкости. Практичность, трубопровода для транспортировки жидкости опирается жёстких массах, которые широко используемым в различных областях. Например, труба для транспортировки топлива в аэрокосмической отрасли, трубы для транспортировки нефти и газа в энергетике, а также теплообменники и теплообменники в атомной промышленности. Поток жидкости и рабочая среда трубы часто вызвала нежелательную вибрацию. Поэтому глубокое понимание вибрационных характеристик различных труб, транспортирующих жидкость, всегда было в центре внимания исследователей [1,2].

Ключевые слова: Цилиндрическая оболочка, сжимаемая жидкость, волна, колебания, моделирования, динамическая устойчивость, конвейер.

Введение

Большинство исследований характеристик вибрации было сосредоточено на свободно опертых трубах или консольных трубах. Разница вибрации существует среди труб, транспортирующих жидкость с различными граничными ограничениями. В работах [3,4] продемонстрировали динамическую устойчивость трубы. Транспортирующие жидкостные системы с различными граничными ограничениями, а также условия расхождения труб и флаттера. В работе [5,6] изучали поведение локальной частичной бифуркации и поведение глобальной бифуркации вблизи устойчивой положения. В работе [7] изучались критическая скорость и собственная частота неидеальной трубы. С фиксированными граничными условиями в работе [8] проанализировали продольную и поперечную связь нелинейных колебаний трубы, транспортирующей жидкость. В работе [9] проанализировали частоты нелинейных колебаний и устойчивость трубного конвейера. В работах [10,112] предложен новый метод моделирования стохастической неопределенности для нелинейной вибрации. Предложенная математическая модель может быть использована для расчета конструкций в конструкторских бюро, занимающихся расчетом колебаний цилиндрических оболочек, несущих присоединенную массу.

Собственные колебания и распространение свободных волн в цилиндрических оболочках, взаимодействующих с жидкостью, исследовались многими авторами, в частности в работах [12,13]. При этом рассматривались осесимметричные и не осесимметричные задачи, применялись различные модели для жидкости и оболочки. Вопрос о действии подвижной волны давления на цилиндрическую оболочку, заполненную или окруженную жидкостью, менее изучен, причем было рассмотрено только осесимметричное нагруженные [14,15].

В данном подразделе с помощью интегрального преобразования по осевой координате и рядов Фурье по углу получено

решение задачи о движении вдоль бесконечно длинной цилиндрической оболочки, взаимодействующей с идеальной сжимаемой жидкостью нормального давления, произвольного по длине и окружности, но неизменного во времени профиля. Скорость движения нагрузки постоянна и в подразделе она рассматривается в случае, когда она меньше скорости звука в жидкости [7,8]. Жидкость заполняет полость между оболочкой радиуса a и соосной с ней жесткой цилиндрической стенкой радиуса b ($b > a$). Движение идеальной сжимаемой жидкости описывается волновым уравнением

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = \frac{1}{c_1^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2}. \quad (1)$$

где φ - потенциал скоростей; c_1 - акустическая скорость звука в жидкости; ρ_0 - плотность жидкости.

Задача сводится к совместному интегрированию уравнений (1) при выполнении граничных условий непроницаемости оболочки и жесткой стенки

$$\frac{d\varphi}{dr} \Big|_{r=a} = \frac{\partial \omega}{\partial t}; \frac{d\varphi}{dr} \Big|_{r=b} = 0 \quad (2)$$

При этом давление со стороны жидкости выражается через потенциал скоростей по формуле

$$q_r = -\rho_0 \frac{\partial \varphi}{\partial t} \Big|_{r=a} \quad (3)$$

Рассматривая установившийся процесс. переходим в уравнениях движения оболочки и жидкости к системе координат. Движущейся вместе с нагрузкой (в формуле (1) $H = a$), и применяем преобразование Фурье по η . В пространстве изображения решение преобразованных уравнений ищется в виде рядов Фурье по угловой координате θ . Предполагая, что трансформанты заданной нормальной нагрузки и давления жидкости разложимы в ряды Фурье по θ .

$$\begin{aligned} & \{u^0, \omega^0, \psi_x^0, p_r^0, q_r^0\} \\ &= \sum_{n=0}^{\infty} \{u_n^0, \omega_n^0, \psi_{xn}^0, p_{rn}^0, q_{rn}^0\} \cos(n\theta); \\ & \{v^0, \psi_y^0\} = \sum_{n=1}^{\infty} \{v_n^0, \psi_{yn}^0\} \sin(n\theta). \end{aligned} \quad (4)$$

Подставляя (4) в преобразованные уравнения движения оболочки, получаем систему

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
 ISI (Dubai, UAE) = 1.582
 GIF (Australia) = 0.564
 JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
 ПИИЦ (Russia) = 0.191
 ESJI (KZ) = 8.100
 SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
 PIF (India) = 1.940
 IBI (India) = 4.260
 OAJI (USA) = 0.350

алгебраических уравнений для коэффициентов Фурье трансформант перемещений срединной поверхности. В этой системе неизвестными являются коэффициенты разложения давления жидкости, которые должны быть выражены через коэффициенты нормального перемещения оболочки. Представляя трансформанту потенциала скоростей в виде (4) и подставляя в преобразованное уравнение (1), приходим к уравнению

$$\frac{\partial^2 \varphi_n^0}{\partial r_*^2} + \frac{1}{r_*} \frac{\partial \varphi_n^0}{\partial r_*} - \left[\frac{n^2}{r_*^2} + [1 - M^2] \xi^2 \right] \varphi_n^0 = 0 \quad (5)$$

где $M = \frac{c}{c_1}$ - число Маха.

Решение уравнения (5) при дозвуковом режиме движения $c < c_1$ имеет вид

$$\varphi_n^0 = A_n(\xi) K_n(\beta \xi r_*) + B_n(\xi) I_n(\beta \xi r_*);$$

$$\beta = \sqrt{1 - M^2}.$$

В качестве примера рассмотрено движение в случае $a > b$ системы l экспоненциально убывающих по длине и сосредоточенных вдоль окружности самоуравновешенных внешних нагрузок одинаковой интенсивности [9]:

$$p_r(\eta, \theta) = p_2 \exp(a\eta) H(-\eta) \sum_{k=1}^l (\theta - \theta_k); \quad (6)$$

$H(x)$, $\delta(x)$ - функции Хэвисайда и Дирака. В этом случае

$$p_{r,n}^0 = \frac{p_2 a_n}{a - i\xi}, \quad (7)$$

где a_n - коэффициенты Фурье функции. Если принять $p_2 = \frac{2\pi p_1}{l}$, где p_1 - интенсивность

$$\omega_1^* = \frac{\omega_0}{p_1 a} - \frac{1-v}{kl} \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ \int_0^{\infty} \frac{\Delta_3 [a \cos(\xi \eta) - \xi \sin(\xi \eta)]}{(a^2 + \xi^2)} \right\} \times a_n \cos(n\theta); \quad (8)$$

$$q^* = \frac{q_r}{p_1} = \omega_1^* = - \frac{2(1-v)p_0^* c_0^2}{3kl} \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ \int_0^{\infty} \frac{f(\xi, n, c) \xi^2 \Delta_3 [a \cos(\xi \eta) - \xi \sin(\xi \eta)]}{(a^2 + \xi^2) \det_n \|a_{kl}\|} \right\} \times a_n \cos(n\theta). \quad (9)$$

Аналогично с использованием (8), (9), можно записать формулы для M_x , Q_x .

Заключение. Для системы без демпфирования предварительно должна быть определена первая резонансная скорость путем построения дисперсионных кривых для различного числа волн в окружном направлении. Для трехслойной оболочки, минимумы кривых дисперсии при различных n совпадают и первая резонансная скорость может определяться из решения соответствующей осесимметричной задачи.

Рассмотрение в данном подразделе ограничено до резонансными режимами движения ($c > c_*$), при которых $\det_n \|a_{kl}\|$ не имеют для всех значений l корней на действительной оси и несобственные интегралы в формулах (8), (9) могут быть найдены по методу Файлона.

References:

1. Palamarchuk, V. G. (1978). Svobodnye kolebaniya sistemy, sostoyashhej iz rebristoj cilindricheskoj obolochki i absolutno tverdogo tela. *Prikl. mehanika*, 1978, 14, № 4, pp. 56-62.
2. Trotsenko, Yu. V. (2001). On equilibrium equations of cylindrical shell with attached rigid body. *Nonlinear Oscillations*, 2001.- 4, № 3, pp. 422 - 431.
3. Breslavskij, V. E. (1981). Prodol'nye kolebaniya cilindricheskoj obolochki, skreplennoj s uprugovjazkim zapolnitelem i sosredotochennymi massami. *Probl. mashinostroenija*, 1981, № 14, pp. 27 - 32.
4. Wang, Z., Han, Q., Nash, D. H., & Liu, P. (2017). Investigation on inconsistency of theoretical solution of thermal buckling critical temperature rise for cylindrical shell, *Thin-Walled Structures*, 2017, no. 119, pp. 438-446. DOI:10.1016/j.tws.2017.07.002.
5. Sysoev, O.E., Dobryshkin, A.Y., Nyein Sitt Naing, et al. (2019). Investigation to the location influence of the unified mass on the formed vibrations of a thin containing extended shell, *Materials Science Forum*, 2019, vol. 945, pp. 885-892. DOI: 10.4028/ Retrieved from www.scientific.net/MSF.945.885
6. Safarov, I.I., Teshaev, M. H., & Boltaev, Z. I. (2018). Estimates of the dynamic characteristics and stress-strain state of cylindrical and toroidal shells with a liquid under the action of dynamic loads. Raleigh, North Carolina, USA: *Open Science Publishing*, 2018. 220 p.
7. Sarma, J.N., & Sarma, N. (2012). 3-D exact vibration analysis of a generalized thermoclastic hollow sphere with matrix frobenius method. *World Journal of Mechanics*. 2012.Vol 1 5. No 2. pp. 98-112.
8. Hasheminejad, S., & Avazmohammadi, R. (2009). Size-dependent effective dynamic

Impact Factor:	ISRA (India)	= 6.317	SIS (USA)	= 0.912	ICV (Poland)	= 6.630
	ISI (Dubai, UAE)	= 1.582	ПИИИ (Russia)	= 0.191	PIF (India)	= 1.940
	GIF (Australia)	= 0.564	ESJI (KZ)	= 8.100	IBI (India)	= 4.260
	JIF	= 1.500	SJIF (Morocco)	= 7.184	OAJI (USA)	= 0.350

- properties of unidirectional Nano composites with interface energy effects. *Composites Science and Technology*. 69 (15-16) pp. 2538-2546.
9. Srinivas, R., Rajashekar, M.N., & Sambaiah, K. (2013). Radial vibrations in a micro-isotropic, micro-elastic hollow sphere. *Int. J. Pure Appl. Sci. Technol.* 2013. Vol. 15. No. 2. pp. 54-61.
 10. Abd-Alla, A.M. (1920). Free Vibrations in Spherical Non - Homogeneous Elastic Region. *J. Comp. and Theor. Nano science*. 2013. Vol. 10. No. 9. pp. 1914-1920.
 11. Naghdi, P.M., & Kalnins, A. (1962). On vibrations of elastic spherical shells. *Trans. ASME. J. Appl. Mechanics*. 1962. Vol. E29. No.1. pp. 65-72.
 12. Kartashov, G.D., & Chiganova, N.M. (1987). Construction of control plans using a quantitative index with two-sided bounds. *J. of Math. Sci.* 1987. Vol. 39. No. 2. pp. 2578-2588.
 13. Hu, C., Fang, X., & Huang, W. (2008). Dynamic effective properties of matrix composite materials with high volume concentrations of particles. *Arch. Appl. Mech.*, 78. pp.177-190.
 14. Genkin, M. D., Elezov, V. G., Jablonskij, V. V., & Fridman, Je. L. (1975). *Razvitie metodov vibrogashenija. Metody vibroizoljacji mashin i prisoedinennyh konstrukcij.* (pp.58-66). Moscow: Nauka.
 15. Axmedov, S. R., Kulmuratov, N. R., Safarov, U. I., Choriev, M., & Hamraev, N. N. (2021). Vibrations of deformable cylindrical shells with a viscoelastic filler. *ISJ Theoretical & Applied Science*, 09 (101), 178-186. SoI: Retrieved from <http://s-o-i.org/1.1/TAS-09-101-11> Doi: <https://dx.doi.org/10.15863/TAS>