

УДК 629.7

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТИЛЬНОЙ ЖЁСТКОСТИ ШТУЦЕРНЫХ ОПОР ДЛЯ РАСЧЁТА СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ ТРУБОПРОВОДОВ

© 2015 С. А. Безбородов, А. М. Уланов

Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Собственные частоты трубопроводов зависят от жёсткости их соединения с оборудованием. Как правило, это штуцерные соединения. Существующие методы расчёта рассматривают эти опоры как абсолютно жёсткие или пренебрегают их жёсткостью, или учитывают только линейные жёсткости, что ведёт к значительным погрешностям (в исследуемой в настоящей работе системе до 12,7 %). Экспериментальное определение крутильной жёсткости штуцерных соединений затруднительно. Поскольку многие трубопроводы закрепляются не одиночно, а пучками, необходимо исследовать также влияние колебаний одного трубопровода на колебания другого. В настоящей работе предложен метод определения крутильной жёсткости, основанный на обобщении экспериментального и расчётного исследований. Экспериментально при помощи лазерного виброметра определяются собственные частоты пучка из двух трубопроводов. При расчётном исследовании с помощью пакета программ ANSYS подбираются значения крутильных жёсткостей вокруг всех трёх осей декартовой системы координат, при которых расчётные значения собственных частот трубопроводов близки к экспериментально полученным. Приведённые результаты расчётного исследования позволяют обсудить влияние крутильной жёсткости штуцерных опор на собственные частоты колебаний трубопроводов. Метод позволяет снизить погрешность расчёта собственных частот до 2,6 %.

*Штуцерное соединение, крутильная жёсткость, вибрация трубопроводов.*

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-448-453

Трубопроводы современных технических систем подвергаются значительным вибрационным нагрузкам. Надёжность и прочность трубопроводов зависят от правильности определения собственных частот их колебаний, которые не должны совпадать с рабочими частотами. Собственные частоты трубопроводов зависят от жёсткости их соединений с оборудованием (как правило, это штуцерные соединения). Для расчёта пространственных колебаний трубопровода необходимо учитывать шесть жёсткостей опоры трубопровода. Это три линейных жёсткости по осям декартовой системы координат и три крутильных жёсткости вокруг этих осей.

В некоторых работах, посвящённых вибрации трубопроводов, жёсткость их концевых опор не учитывается вообще [1]. Иногда концевые опоры рассматриваются как абсолютно жёсткие во всех направлениях [2, 3]. Порой учитывается только линейная составляющая жёст-

кости, а крутильная составляющая принимается равной нулю [4 - 6] или бесконечно большой величиной [7]. Всё это вносит погрешность в расчёты.

Линейную составляющую жёсткости штуцерной опоры нетрудно определить экспериментально. Это делается путём приложения силы к трубопроводу вблизи опоры [7]. Экспериментальное определение крутильной жёсткости штуцерной опоры более затруднительно. Этому вопросу и посвящено настоящее исследование.

Для определения крутильной жёсткости штуцерных опор предлагается расчётно-экспериментальный метод. Экспериментальной составляющей является определение собственных частот двух трубопроводов сложной пространственной формы с помощью лазерного виброметра. Фотография и схема экспериментальной установки для определения собственных частот колебаний трубопроводов представлены на рис. 1, 2. На

трубопровод наклеивался отражатель, на который направлялся лазер. Производилось ударное возбуждение трубопровода и записывался спектр амплитуд колебаний, по которому определялись собственные частоты трубопровода.

Для расчётного определения собственных частот трубопроводов были построены конечно-элементные модели трубопроводов в пакете ANSYS. Для задания геометрии трубопроводов использовался упругий прямой двухузловой элемент Pipe16. Опоры моделировались конечным элементом Combin14. Более детально моделирование трубопровода

описано в [7]. Линейная жёсткость определялась экспериментально путём приложения силы к трубопроводу в месте его присоединения к штуцерной опоре. Получено, что линейная жёсткость исследуемых штуцерных опор (для внешнего диаметра трубопровода 6,2 мм) составляет  $C_0 = 1111$  Н/мм.

В табл. 1 приведено сравнение собственных частот трубопроводов, полученных экспериментально и расчётным путём для бесконечно большой крутильной жёсткости штуцерной опоры. Видно, что расхождение составляет от 2,2 до 12,7%.

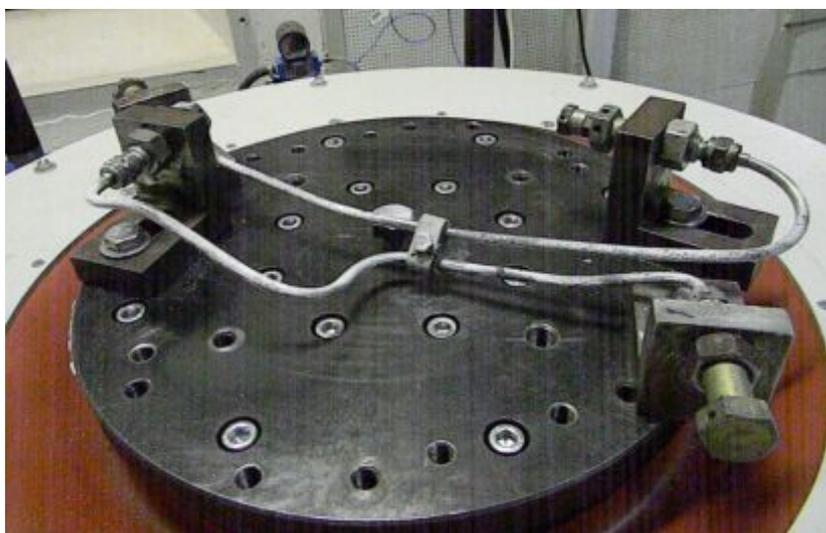


Рис. 1. Экспериментальная установка для определения собственных частот колебаний трубопроводов

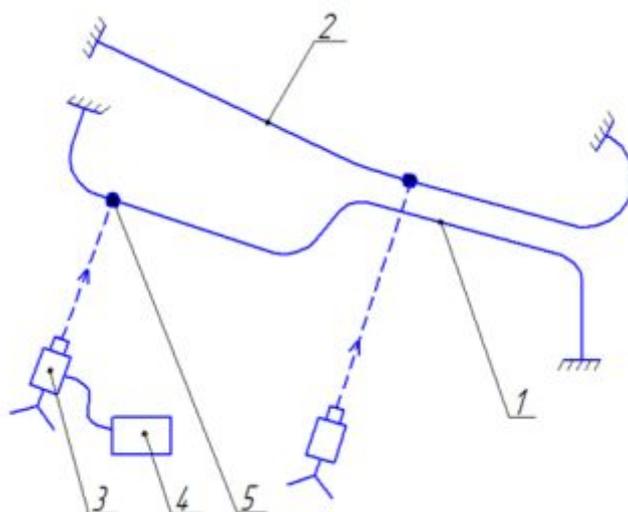


Рис. 2. Схема экспериментальной установки:

1- трубопровод № 1; 2 – трубопровод № 2; 3 – лазер; 4 – лазерный виброметр; 5 – отражатель

Таблица 1. Сравнение расчётных и экспериментальных значений собственных частот колебаний трубопроводов (Гц) при бесконечно большой крутильной жёсткости опоры

Трубопровод 1			Трубопровод 2		
эксперимент	расчёт	погрешность, %	эксперимент	расчёт	погрешность, %
195,3	209,3	7,2	150	165,9	10,8
240,6	235,2	2,2	276,6	286,9	3,7
			395,6	445,8	12,7

Для определения крутильной жёсткости штуцерных опор было проведено расчётное исследование. Была построена конечно-элементная модель трубопровода № 1 и проведены серии расчётов с различными значениями крутильных жёсткостей. Целью этих расчётов был подбор таких значений крутильных жёсткостей вокруг осей X, Y и Z, чтобы экспериментальные и теоретические значения собственных

частот трубопровода № 1 были наиболее близки. Ось X направлена по оси трубопровода, оси Y и Z взаимно перпендикулярны в плоскости, перпендикулярной оси трубопровода. В силу симметрии штуцерной опоры было принято, что  $C_{кр Y} = C_{кр Z}$ , а  $C_{кр X}$  имеет отличное от них значение. Влияние крутильной жёсткости на погрешность расчёта представлено в табл. 2 - 5.

Таблица 2. Влияние крутильной жёсткости на погрешность расчёта собственных частот трубопровода. Трубопровод 1,  $C_{кр Y} = C_{кр Z}$ , 1000000 Н/рад

$C_{кр X}$ , Н/рад	1000000	100000	10000	1000	500	100	80	50
$C_{кр Y} = C_{кр Z}$ , Н/рад	1000000							
Экспериментальные значения частот, Гц	Расчётные значения частот, Гц							
195,3	209,3	209,3	209,3	208,6	207,8	198	195	187,8
240,6	235,2	235,2	234,8	231,4	228,2	217,8	216,9	215,6

Таблица 3. Влияние крутильной жёсткости на погрешность расчёта собственных частот трубопровода. Трубопровод 1,  $C_{кр Y} = C_{кр Z}$ , 10000 Н/рад

$C_{кр X}$ , Н/рад	1000	500	150	100	50
$C_{кр Y} = C_{кр Z}$ , Н/рад	10000				
Экспериментальные значения частот, Гц	Расчётные значения частот, Гц				
195,3	207,8	207	201,7	197,3	187,2
240,6	230,3	227,1	218,9	216,6	214,8

Таблица 4. Влияние крутильной жёсткости на погрешность расчёта собственных частот трубопровода. Трубопровод 1,  $C_{кр Y} = C_{кр Z}$ , 1000 Н/рад и 500 Н/рад

$C_{кр X}$ , Н/рад	500	200	150	100	10000	1000	500	100
$C_{кр Y} = C_{кр Z}$ , Н/рад	1000				500			
Экспериментальные значения частот, Гц	Расчётные значения частот, Гц							
195,3	200	197,6	195,9	192	193,6	193,4	193	187
240,6	218,5	212	209,6	207,6	217,2	214	211	199,3

Таблица 5 - Влияние крутильной жёсткости на погрешность расчёта собственных частот трубопровода. Трубопровод 2

$C_{кр X}$ , Н/рад	1000000	500	150	100	500	150	100
$C_{кр Y} = C_{кр Z}$ , Н/рад	1000000	10000			1000		
Экспериментальные значения частот, Гц	Расчётные значения частот, Гц						
150	165,9	161	152	146,6	156,9	148,4	143,3
276,6	286,9	284	282,6	281,5	270,6	269,3	268,5
395,5	445,8	462	398,1	385	416	387,7	374,6

Из табл. 2-5 видно, что наилучшее согласование с экспериментом достигается при значениях  $C_{кр Y} = C_{кр Z} = 1000$  Н/рад,  $C_{кр X} = 150$  Н/рад. Сравнение эксперимен-

тальных и расчётных значений частот обоих трубопроводов с уточнёнными значениями крутильной жёсткости показано в табл. 6.

Таблица 6 - Сравнение расчётных и экспериментальных значений собственных частот колебаний трубопроводов (Гц) при уточнённом значении крутильной жёсткости

Трубопровод 1			Трубопровод 2		
эксперимент	расчёт	погрешность, %	эксперимент	расчёт	погрешность, %
195,3	195,9	0,3	150	148,4	1,1
240,6	209,9	12,8	276,6	269,3	2,6
			395,6	387,7	2,0

Видно, что расхождение по первым трём собственным частотам между расчётом и экспериментом для трубопровода № 2 составило от 1,1 до 2,6%, т.е. расчёт с уточнёнными значениями крутильных жёсткостей опор даёт значительно меньшую погрешность, чем расчёт с допущением, что крутильные жёсткости бесконечно большие.

Из табл. 1 и 6 видно, что собственные частоты трубопроводов с уточнёнными значениями крутильной жёсткости штуцерных опор ниже, что закономерно, так как при расчёте с бесконечно большой

крутильной жёсткостью опор жёсткость системы выше.

Таким образом, необходимо учитывать крутильную жёсткость штуцерных опор при расчёте собственных частот колебаний трубопроводов. Проведённое исследование позволяет оценить увеличение точности расчёта, достигаемое учётом крутильной жёсткости.

Работа поддержана Министерством образования и науки Российской Федерации в рамках Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научных и образовательных центров на 2013-2020 годы.

### Библиографический список

1. Zhang K., Li Y., Han B., Wang Zh. Numerical simulation on spanning pipeline's vibration characteristics and safety in flood // International Conference on Pipelines and Trenchless Technology. 2013. P. 986-996. doi: 10.1061/9780784413142.104

2. Старцев Н.И. Трубопроводы газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1976. 276 с.

3. Ghayesh M.H., Paidoussis M.P., Amabili M. Nonlinear dynamics of cantilevered extensible pipes conveying fluid // Journal of Sound and Vibration. 2013. V.

332, Iss. 24. P. 6405-6418. doi: 10.1016/j.jsv.2013.06.026

4. Xu Y., Johnston D.N., Zongxia J., Plummer A.R. Frequency modeling and solution of fluid-structure interaction in complex pipelines // *Journal of Sound and Vibration*. 2014. V. 333, Iss. 10. P. 2800-2822. doi: 10.1016/j.jsv.2013.12.023

5. Liu G., Li S., Li Y., Chen H. Vibration analysis of pipelines with arbitrary branches by absorbing transfer matrix method // *Journal of Sound and Vibration*. 2013. V. 332,

Iss. 24. P. 6519-6536. doi: 10.1016/j.jsv.2013.06.019

6. Liu G., Li Y. Vibration analysis of liquid-filled pipelines with elastic constraints // *Journal of Sound and Vibration*. 2011. V. 330, Iss. 13. P. 3166-3181. doi: 10.1016/j.jsv.2011.01.022

7. Безбородов С.А., Уланов А.М. Методика расчёта колебаний трубопровода с демпфирующими опорами из материала МР // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*. 2014. № 1(43). С. 91-97.

### Информация об авторах

**Безбородов Сергей Александрович**, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет. E-mail: [bezborodovser@yandex.ru](mailto:bezborodovser@yandex.ru). Область научных интересов: моделирование колебаний нелинейных систем с распределёнными параметрами.

**Уланов Александр Михайлович**, доктор технических наук, профессор ка-

федры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет. E-mail: [alexulanov@mail.ru](mailto:alexulanov@mail.ru). Область научных интересов: защита от вибрации и удара при помощи систем с сухим трением.

## ESTIMATION OF NIPPLE SUPPORT TORSIONAL STIFFNESS FOR THE CALCULATION OF PIPELINE NATURAL FREQUENCIES

© 2015 S.A. Bezborodov, A.M. Ulanov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

Natural frequencies of pipelines depend on the stiffness of their connection with equipment. As a rule, nipple supports are used as connections. The existing methods of calculation consider these supports as absolutely stiff, or neglect their stiffness at all, or take into account stiffness for translational displacement only. It leads to significant error (up to 12.7 % for the system under investigation in the present research). Experimental assessment of nipple support torsional stiffness is difficult to perform. Since many pipelines are connected in bundles, it is necessary to research the influence of the vibrations of one pipeline on those of another. A method of assessing nipple support torsion stiffness based on the correlation of experimental and calculation research is proposed in the paper. Natural frequencies of a bundle of two pipelines are obtained experimentally using a laser vibrometer. Calculation research with the aid of the ANSYS software makes it possible to find the torsional stiffness of supports about all three axes of the Cartesian coordinate system. In this case the calculated natural frequencies are close to those experimentally obtained. The results of calculation research make it possible to discuss the influence of pipeline nipple support torsion stiffness on the pipeline's natural frequencies. The proposed method allows reducing the calculation error for the pipeline natural frequency down to 2.6 %.

*Nipple joint, torsion stiffness, pipeline vibration.*

## References

1. Zhang K., Li Y., Han B., Wang Zh. Numerical simulation on spanning pipeline's vibration characteristics and safety in flood. *International Conference on Pipelines and Trenchless Technology*. 2013. P. 986-996. doi: 10.1061/9780784413142.104
2. Startsev N.I. *Truboprovody gazoturbinyh dvigatelei* [Pipelines of gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 276 p.
3. Ghayesh M.H., Païdoussis M.P., Amabili M. Nonlinear dynamics of cantilevered extensible pipes conveying fluid. *Journal of Sound and Vibration*. 2013. V. 332, Iss. 24. P. 6405-6418. doi: 10.1016/j.jsv.2013.06.026
4. Xu Y., Johnston D.N., Zongxia J., Plummer A.R. Frequency modeling and solution of fluid-structure interaction in complex pipelines. *Journal of Sound and Vibration*. 2014. V. 333, Iss. 10. P. 2800-2822. doi: 10.1016/j.jsv.2013.12.023
5. Liu G., Li S., Li Y., Chen H. Vibration analysis of pipelines with arbitrary branches by absorbing transfer matrix method. *Journal of Sound and Vibration*. 2013. V. 332, Iss. 24. P. 6519-6536. doi: 10.1016/j.jsv.2013.06.019
6. Liu G., Li Y. Vibration analysis of liquid-filled pipelines with elastic constraints. *Journal of Sound and Vibration*. 2011. V. 330, Iss. 13. P. 3166-3181. doi: 10.1016/j.jsv.2011.01.022
7. Bezborodov S.A., Ulanov A.M. Method of calculating vibrations in a pipeline with damping supports made of MR material. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2014. No 1(43). P. 91-97. (In Russ.)

## About the authors

**Bezborodov Sergey Alexandrovich**, postgraduate, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: [bezborodovser@yandex.ru](mailto:bezborodovser@yandex.ru). Area of Research: modeling vibrations of non-linear systems with distributed parameters.

**Ulanov Alexander Mikhailovich**, Doctor of Science (Engineering), professor

of Aircraft Engine Design Department of Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: [alexulanov@mail.ru](mailto:alexulanov@mail.ru). Area of Research: protection against vibration and shock using dry friction systems.