

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ НУЛЯ КОРИОЛИСОВОГО РАСХОДОМЕРА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ЗАКРЕПЛЕНИЯ

А.А. Яушев, П.А. Тараненко

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

В связи с задачей обеспечения точности и надежности измерений массового расхода флюида кориолисовым расходомером рассматривается вопрос об интерпретации замеченной ранее в эксперименте связи между жесткостью крепления расходомера и основной наблюдаемой величиной – сдвигом фаз между колебаниями двух соответственных точек на противоположных плечах измерительной трубки. Установлено, что в случае близости одной из собственных частот системы «кориолисов расходомер – трубопроводы», зависящей от жесткости закрепления, к частоте резонансных колебаний, на которой работает расходомер, наблюдается недопустимое увеличение погрешности измерений, связанное со смещением нуля прибора. Смещение нуля кориолисового расходомера – это величина разности фаз при нулевом расходе. Численные эксперименты, выполненные на конечно-элементной модели системы «кориолисов расходомер – трубопровод», в балочно-оболочечном приближении показали, что наблюдаемый на опыте сдвиг фаз зависит не только от массового расхода флюида, но также и от свойств системы – наличия в окрестности рабочей частоты одной из собственных частот системы «кориолисов расходомер – трубопроводы», зависящей от жесткости закрепления, демпфирующих свойств системы и величины дисбаланса двух измерительных трубок. Расчетно-экспериментальным путем установлено, что наблюдаемое смещение нуля обусловлено появлением в окрестности рабочей частоты одной из собственных частот системы «кориолисов расходомер – трубопроводы», приводящим к увеличению более чем на два порядка разности фаз двух соответствующих точек измерительных трубок на рабочей форме колебаний расходомера, росту амплитуд колебаний корпуса расходомера и изменению фазы его колебаний на 180° .

Ключевые слова: кориолисов расходомер, смещение нуля, метод конечных элементов, демпфирование, расчет вынужденных колебаний.

Введение

Кориолисов расходомер предназначен для измерения массового расхода жидкостей и газов. Обзор конструкций кориолисовых расходомеров приведен в [1–3], описание принципа работы в [4, 5]. В кориолисовых расходомерах измерительные трубки под действием задающей катушки совершают установившиеся вынужденные колебания на резонансной частоте, называемой далее «рабочей». Величина измеренного массового расхода прямо пропорциональна сдвигу фаз между колебаниями двух соответственных точек на противоположных плечах измерительной трубки, в которых установлены измерительные катушки. Изменения величины фазового сдвига, не связанные с потоком измеряемой среды, приводят к увеличению погрешности измерения массового расхода. Это увеличение может быть вызвано внешним воздействием (внешней вибрацией, пульсацией потока) и неидеальностью измерительных трубок расходомера (неравномерным распределением по длине трубок массы, жесткости и демпфирования).

В статьях R. Cheesewright, C. Clark и A. Belhadj [6–8] и статье S. Enz и J.J. Thomsen [9] отмечается, что внешняя вибрация и пульсация потока приводят к увеличению погрешности измерения массового расхода кориолисового расходомера в случае, когда частота вибрации (или пульсации) оказывается близкой к «рабочей» частоте.

Смещение нуля кориолисового расходомера – это величина разности фаз при нулевом расходе. Основные причины, вызывающие смещение нуля кориолисовых расходомеров, обусловлены неидеальностью измерительных трубок расходомера. В статьях T.J. Cunningham [10, 11] использована модель расходомера с двумя криволинейными трубками для расчетного прогнозирования

Расчет и конструирование

влияния на смещение нуля неравномерного распределения по длине трубок массы, жесткости и демпфирования. В статье [10] определены точки на измерительных трубках, размещение дополнительных масс в которых приводило к максимальному смещению нуля. В статье [11] показано, что асимметричное демпфирование (составляющее 0,3 % от демпфирования на «рабочей» форме) вызывает недопустимое смещение нуля.

В статьях [12, 13] К. Kolahi, R. Storm и Н. Rock отмечается, что граничные условия закрепления кориолисового расходомера с одной прямой трубкой влияют на его смещение нуля. Авторы предполагают, что это влияние обусловлено несимметрией условий закрепления, приводящей к появлению асимметричного демпфирования. Однако результаты исследований, подтверждающие эти предположения, не приводятся. В статье N.M. Keita [14] расчетным путем исследовано влияние на смещение нуля прямой трубки несимметрии граничных условий. Сделан вывод о том, что несимметрия граничных условий приводит к появлению разницы амплитуд колебаний точек установки измерительных катушек. Введено распределенное по длине внешнее линейное вязкое трение, прямо пропорциональное амплитудам виброскоростей точек трубки. В этом случае асимметрия распределения демпфирования совпадает с асимметрией формы колебаний. Показано, что в случае упругих опор различие между их жесткостями в 10 % приводит к смещению нуля на 0,04 % при максимальном расходе.

В статьях J.J. Thomsen, J. Dahl, S. Enz, S. Neumeier [15–17] исследовано влияние на смещение нуля асимметрии в демпфировании, распределенном по длине измерительной трубки и сосредоточенном в ее опорах. Показано, что это приводит к существенно большему смещению нуля, чем при симметричном демпфировании. В статье [17] этот вывод подтвержден экспериментально. Однако в статье S. Enz [18] отмечается, что и симметричное демпфирование может усиливать влияние на смещение нуля других несовершенств, например, смещения точки возбуждения колебаний относительно плоскости симметрии.

Из анализа литературы следует, что демпфирование является одним из основных факторов, влияющих на смещение нуля.

Экспериментальное исследование влияния условий закрепления кориолисового расходомера на показания массового расхода

Для экспериментальных исследований влияния условий закрепления кориолисового расходомера ДУ15 с двумя Δ -образными трубками на показания массового расхода использована оснастка, позволяющая варьировать жесткость трубопроводов, к которым присоединен расходомер, за счет изменения их длин (рис. 1). Подачу текущей среды (воды) в исследуемый расходомер осуществляли с помощью проливочного стенда, состоящего из бака с водой, насоса с системой управления, эталонного и исследуемого расходомеров. Жесткость закрепления эталонного расходомера не изменяли, а исследуемого – варьировали за счет изменения длин трубопроводов, к которым он присоединен. Разность показаний эталонного и исследуемого расходомеров в зависимости от длины трубопроводов, к которым присоединен исследуемый, приведена на рис. 2. В двух случаях (см. рис. 2) наблюдали резкое увеличение показаний исследуемого расходомера, при этом массовый расход на эталонном оставался неизменным. Максимальная относительная погрешность измерения на исследуемом расходомере оказалась в 30 раз больше допустимой (при расходе 2 тонны в час). Приведенная на рис. 2 кривая сохраняет свой вид и при нулевом расходе, поэтому сделан вывод о том, что причиной существенного увеличения разности показаний эталонного и исследуемого расходомеров является смещение нуля исследуемого.

В результате экспериментального модального анализа системы «расходомер – трубопроводы», выполненного при различных длинах трубопровода, в [19] установлено, что при двух длинах трубопровода, которым соответствовало резкое увеличение смещения нуля, в окрестности «рабочей» появляются собственные частоты системы «расходомер – трубопроводы». В работе [20] отмечается, что сближение собственной частоты системы «расходомер – трубопровод» с «рабочей» приводит не только к резкому увеличению смещения нуля, но и декремента колебаний на «рабочей» форме.

Экспериментальные исследования не позволили объяснить, почему сближение собственной частоты системы «расходомер – трубопровод» с «рабочей» приводит к смещению нуля и увеличению декремента колебаний. Цель статьи заключается в разработке математической модели

системы «кориолисов расходомер – трубопроводы» и проведении расчетного анализа влияния граничных условий закрепления кориолисового расходомера на амплитуды и фазы установившихся вынужденных колебаний.

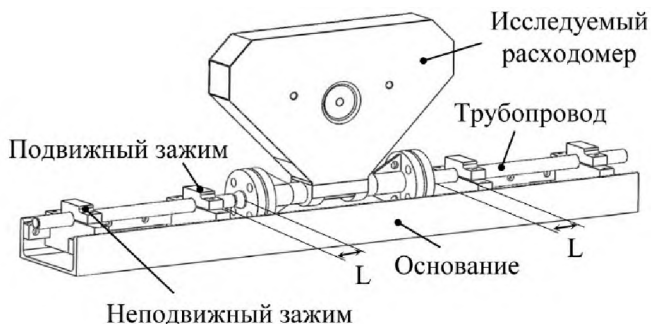


Рис. 1. Система «кориолисов расходомер – трубопроводы», закрепленная в оснастке для испытаний

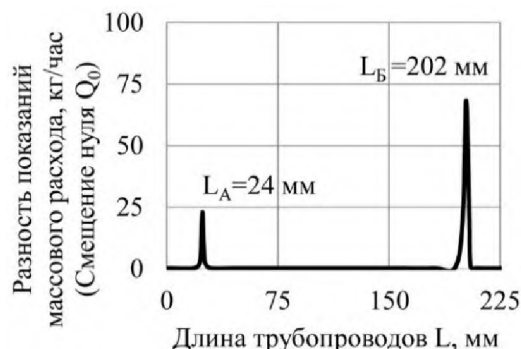


Рис. 2. Разность показаний эталонного и исследуемого расходомера

Расчетное определение амплитуд и фаз установившихся вынужденных колебаний в зависимости от длины трубопроводов

С использованием пакета программ ANSYS разработана балочно-оболочечная конечноэлементная модель системы «расходомер – трубопроводы» (рис. 3) и найдены ее собственные частоты и формы в зависимости от длины трубопроводов L .

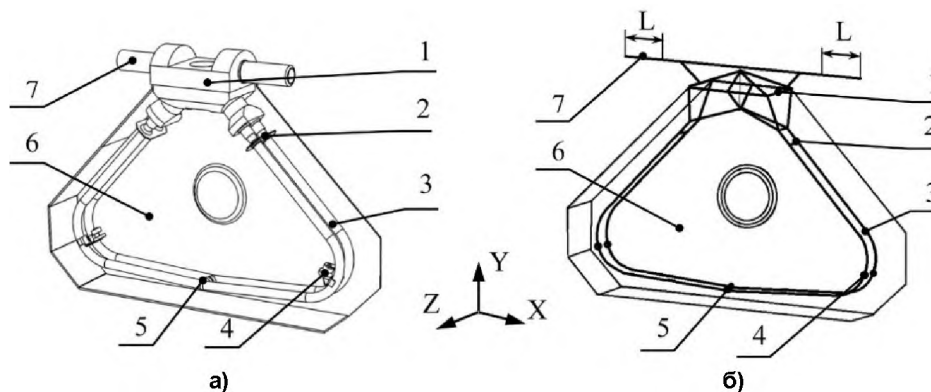


Рис. 3. Схема (а) и расчетная модель (б) системы «расходомер – трубопроводы»: 1 – основание (BEAM188); 2 – переключки (BEAM188); 3 – трубки (BEAM188); 4 – измерительные катушки (MASS21); 5 – задающая катушка (MASS21); 6 – корпус (SHELL181); 7 – трубопроводы (BEAM188)

Наибольший интерес представляет низшая собственная частота кориолисова расходомера, на которой измерительные трубки совершают противофазные колебания из плоскости XY (рис. 4). Поскольку в рабочем режиме система управления возбуждает резонансные колебания именно на этой частоте, соответствующую ей резонирующую форму будем называть «рабочей» (см. рис. 4). Эта собственная форма расходомера является самоуравновешенной, аналогична форме колебаний камертона, не изменяется при присоединении расходомера к трубопроводам, а соответствующая ей «рабочая» частота практически не зависит от их длины. В отличие от «рабочей» на парной ей собственной форме колебаний системы «кориолисов расходомер – трубопроводы» синфазные колебания трубок уравниваются находящимися в противофазе к измерительным трубкам колебаниями корпуса и трубопроводов. В отличие от противофазных, частота синфазных колебаний измерительных трубок существенно зависит от длины трубопроводов, и возможны опасные ситуации, когда она оказывается рядом с «рабочей». На рис. 5 приведены собственные формы колебаний системы «расходомер – трубопроводы» в случае, когда соответствующие им частоты расположены вблизи «рабочей». Корпус движется практически как абсолютно твердое тело и вместе с трубопроводами совершает крутильные колебания вокруг оси X (форма «А») или изгибные колебания из плоскости XY (форма «Б»).

Расчет и конструирование

С целью расчетного определения смещения нуля в зависимости от длины трубопроводов выполнен гармонический анализ системы «расходомер – трубопроводы». Уравнение вынужденных колебаний конечноэлементной модели в матричной форме имеет вид

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{\dot{x}\} + [C]\{x\} = \{P\}, \quad (1)$$

где $[M]$ – матрица масс, $[K]$ – матрица демпфирования, $[C]$ – матрица жесткости, $\{P(t)\}$ – вектор внешних сил, $\{x(t)\}$ – вектор перемещений. Матрица масс, жесткости и демпфирования формируются на основе локальных матриц конечных элементов модели.

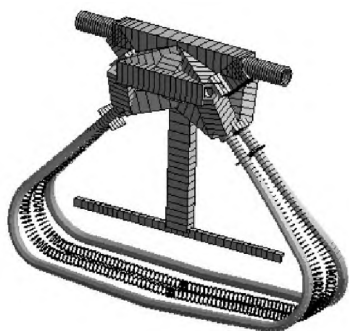
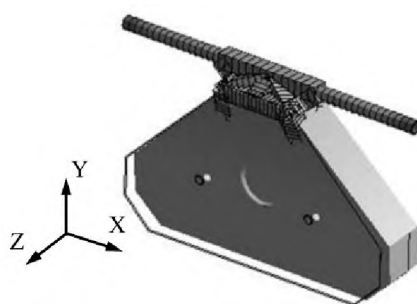


Рис. 4. «Рабочая» форма колебаний расходомера



Форма «А»



Форма «Б»

Рис. 5. Собственные формы колебаний системы «расходомер – трубопроводы», соответствующие частоты которых зависят от длин трубопроводов и расположены вблизи «рабочей» частоты

В случае симметрии расчетной модели относительно плоскостей XY и YZ колебания измерительных трубок на «рабочей» форме являются самоуравновешенными и смещения нуля не происходит. Как показывает опыт изготовления, измерительные трубки расходомера не удается сделать симметричными друг другу, поэтому в расчетную модель внесена асимметрия путем размещения в точке 1 (рис. 6) дополнительной точечной массы. Величина этой массы подбиралась из условия совпадения смещения нуля в расчете и эксперименте.

Смещение нуля Δt_0 (отношение разности фаз при отсутствии текущей среды к «рабочей» частоте) в расчете определялось по формуле

$$\Delta t_0 = \frac{\arg(A_{12}^*) - \arg(A_{34}^*)}{2\pi f_{\text{раб}}} \quad (2)$$

$$A_{12}^* = A_1^* - A_2^*, \quad A_{34}^* = A_3^* - A_4^*,$$

$$A_j^* = A_j \cos(\varphi_j) + iA_j \sin(\varphi_j), \quad j = 1, 2, 3, 4,$$

где $f_{\text{раб}}$ – «рабочая» частота расходомера; A_j^* – комплексная амплитуда колебаний в j -й точке на трубке; A_j и φ_j – амплитуда и фаза в j -й точке на трубке в направлении оси Z .

Демпфирование в расчетной модели системы «расходомер – трубопроводы» задавали на основе полученных в эксперименте декрементов колебаний на «рабочей» форме. Если демпфирование в модели задано пропорциональным (матрице масс или жесткости), то в случае сближения собственных частот «А» или «Б» с «рабочей» на амплитудно-частотной характеристике (АЧХ) виброскоростей точек 1, 2, 3, 4 (см. рис. 6) в направлении оси Z вблизи «рабочей» частоты наблюдаются два пика (рис. 7). Первому пику соответствуют преимущественные колебания одной измерительной трубки, а второму пику – другой. В эксперименте же в случае близости собственных частот «А» или «Б» к «рабочей» амплитуды колебаний точек 1, 2, 3, 4 в направлении оси Z остаются примерно одинаковыми. Таким образом, при использовании модели пропорционального демпфирования не удалось добиться даже качественного совпадения расчетных и экспериментальных АЧХ.

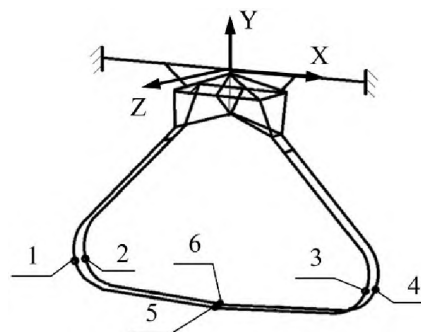


Рис. 6. Расположение точек на измерительных трубках, по комплексным амплитудам которых определяется смещение нуля

Введение в расчетную модель непропорционального демпфирования за счет увеличения демпфирования в материале трубопроводов (при неизменном демпфировании в остальных элементах модели) привело к изменению амплитуд и фаз вынужденных колебаний измерительных трубок на «рабочей» частоте в случае, если рядом расположены собственные частоты «А» или «Б». Демпфирование в материале трубопроводов задавалось из условия равенства расчетных и экспериментальных декрементов колебаний на формах «А» и «Б». На АЧХ точек 1, 2, 3, 4 в этом случае в окрестности «рабочей» частоты наблюдается один пик (см. рис. 7), а расчетные амплитуды колебаний измерительных трубок совпадают с экспериментальными.

Установлено, что величина смещения нуля зависит от близости частот «А» или «Б» к «рабочей», декремента колебаний на «рабочей» форме и величины дисбаланса измерительных трубок. На рис. 8 представлены расчетная и экспериментальная зависимости смещения нуля от длины трубопроводов. В расчетной модели, в отличие от экспериментальной, смещение нуля в случае сближения собственной частоты «А» с «рабочей» превышает смещение нуля, полученное в случае сближения собственной частоты «Б» с «рабочей».

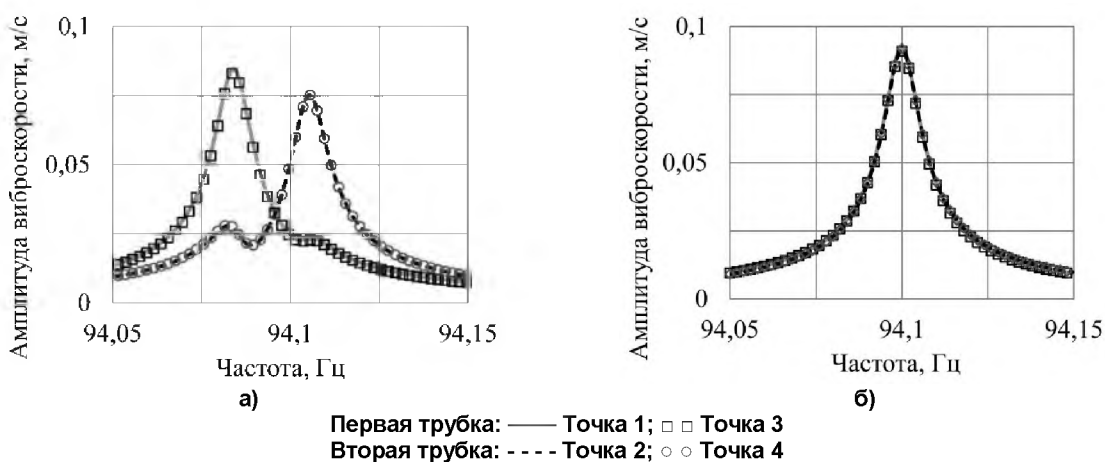


Рис. 7. АЧХ виброскоростей точек на измерительных трубках в направлении оси Z в случае близости собственной частоты «Б» к «рабочей»: а – демпфирование в системе «расходомер – трубопроводы» задано пропорциональным; б – демпфирование в системе «расходомер – трубопроводы» задано непропорциональным (внутреннее трение в материале трубопровода на два порядка больше, чем в остальных элементах модели)

С помощью расчетной модели получена зависимость амплитуды виброскоростей измерительных трубок в районе центральной катушки и амплитуды виброскоростей основания (в точке расположения системы координат XYZ на рис. 6) от длины трубопроводов (рис. 9). Установлено, что при длинах трубопровода (L_A или L_B), на которых частота «А» или «Б» совпадает с «рабочей», происходит резкое увеличение амплитуды колебаний основания и уменьшение амплитуд колебаний измерительных трубок.

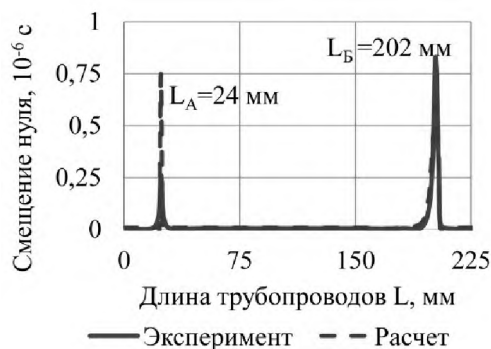


Рис. 8. Расчетная и экспериментальная зависимости смещения нуля от длины трубопроводов

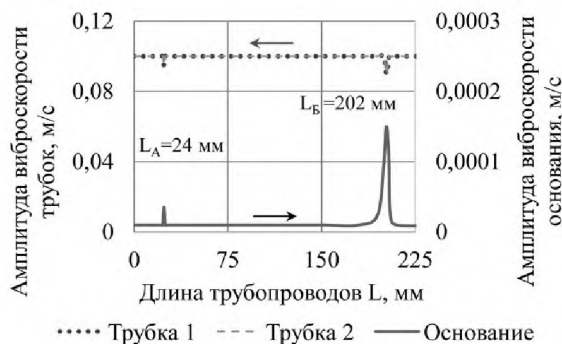


Рис. 9. Расчетная зависимость амплитуд виброскоростей измерительных трубок и основания от длины трубопроводов на «рабочей» частоте

Расчет и конструирование

Важно отметить, что при сближении двух частот происходит изменение фазы колебаний основания на 180° . То есть когда частота «А» или «Б» ниже «рабочей», основание на «рабочей» форме колеблется в фазе с первой измерительной трубкой и в противофазе со второй. Когда частота «А» или «Б» выше «рабочей», корпус и основание на «рабочей» форме колеблются в фазе со второй трубкой и противофазе с первой. Зависимость от длины трубопроводов фаз двух измерительных трубок и основания на «рабочей» частоте приведена на рис. 10. Сближение двух частот приводит не только к изменению фазы колебаний основания на 180° , но и к резкому увеличению разности фаз колебаний двух трубок. На рис. 11 приведена зависимость временной задержки синусоидальных сигналов с 5 и 6 точек (см. рис. 6) от длины трубопроводов. Временная задержка определялась по формуле (3)

$$\Delta t = \frac{\arg(A_5 \cos(\varphi_5) + iA_5 \sin(\varphi_5)) - \arg(A_6 \cos(\varphi_6) + iA_6 \sin(\varphi_6))}{2\pi f_{\text{раб}}}, \quad (3)$$

где A_5, A_6 и φ_5, φ_6 – амплитуда и фаза в 5 и 6 точках на трубке в направлении оси Z.

Таким образом, сближение собственных частот «А» или «Б» с «рабочей» приводит к изменению амплитуд и фаз колебаний измерительных трубок и основания на «рабочей» форме.

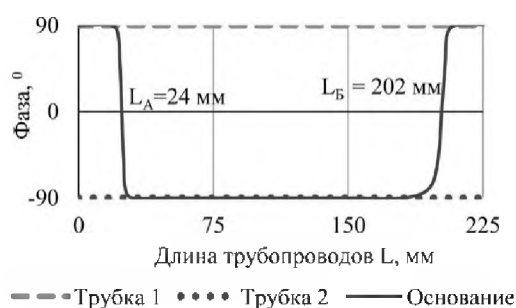


Рис. 10. Зависимость фазы двух измерительных трубок и основания от длины трубопроводов на «рабочей» частоте

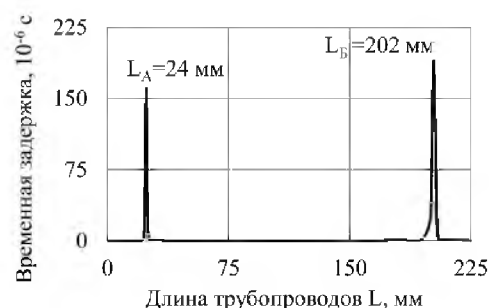


Рис. 11. Зависимость временной задержки двух измерительных трубок в районе центральной катушки от длины трубопроводов

Для проверки выводов, полученных на основе анализов результатов расчета установившихся вынужденных колебаний расходомера, проведены экспериментальные исследования. С помощью лазерного виброметра, имеющего три независимых луча, измерены виброскорости точек 5 и 6 (см. рис. 6) на двух трубках по оси Z, а с помощью акселерометра, установленного на основании, его виброускорения. Колебания измерительных трубок возбуждались с помощью центральной катушки, параметры сигнала (частота, амплитуда и фаза) задавались автоматически с помощью штатного электронного блока расходомера. В первом случае расходомер устанавливался при длине трубопроводов ($L_B = 202$ мм), на которой собственная частота «Б» располагалась чуть ниже, а во втором – чуть выше «рабочей». В третьем случае проведены эксперименты при длине трубопроводов ($L = 150$ мм), на которой вблизи «рабочей» нет других собственных частот. Установлено, что фазы колебаний основания в первом и втором случае отличаются примерно на 180° . В случае, когда собственная частота «Б» близка к «рабочей», временная задержка колебаний двух измерительных трубок составляла около 60 мкс и наблюдалось смещение нуля 0,6 мкс. В случае, когда вблизи «рабочей» отсутствовали другие собственные частоты, временная задержка колебаний двух измерительных трубок составляла около 0,5 мкс и наблюдалось смещение нуля 0,02 мкс. Таким образом, факт резкого увеличения временной задержки колебаний двух измерительных трубок в случае, когда собственная частота «Б» близка к «рабочей», подтвержден экспериментально.

Заключение

В результате проведенных расчетно-экспериментальных исследований установлено влияние на стабильность нуля упругодемпфирующих свойств закрепления кориолисового расходомера. Показано, что смещение нуля обусловлено изменением амплитуд и фаз колебаний измерительных трубок и основания расходомера на «рабочей» форме, возникающим при появлении в окрестности «рабочей» частоты одной из собственных частот системы «кориолисов расходомер –

трубопроводы», зависящей от жесткости закрепления. Установлено, что на величину смещения нуля оказывают совместное влияние три фактора – наличие в окрестности рабочей частоты одной из собственных частот системы «кориолисов расходомер – трубопроводы», величина демпфирования и дисбаланс двух измерительных трубок. В экспериментах при сближении собственной частоты системы «кориолисов расходомер – трубопроводы» с «рабочей» разность фаз колебаний двух измерительных трубок меняется на порядок больше, чем смещение нуля, поэтому ее предлагается использовать при диагностике смещения нуля, вызванного влиянием условий закрепления.

Испытания проведены с использованием оборудования ЦКП «Экспериментальная механика» ЮУрГУ.

Литература / References

1. T. Wang R. Baker, Coriolis flowmeters: a review of developments over the past 20 years, and an assessment of the state of the art and likely future directions. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2014, vol. 40, pp. 99–123. DOI: 10.1016/j.flowmeasinst.2014.08.015
2. Anklin M., Drahm W., Rieder A. Coriolis mass flowmeters: Overview of the current state of the art and latest research. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2006, vol. 17, no. 6, pp. 317–323. DOI: 10.1016/j.flowmeasinst.2006.07.004
3. Binulal B.R., Kochupillai J. Coriolis Flow meter: A Review from 1989 to 2014. *International Journal of Scientific and Engineering Research*, 2014, vol. 5, no. 7, pp. 718–723. DOI: 10.1016/j.flowmeasinst.2016.01.004
4. Plache K.O. Measuring mass flow using the Coriolis principle. *Instrumentation: A Reader*. Springer, Boston, MA, 1990, pp. 55–62. DOI: 10.1007/978-1-4613-2263-4_6
5. Baker R. C. Coriolis flowmeters: industrial practice and published information. *Flow Measurement and Instrumentation*, 1994, vol. 5, no. 4, pp. 229–246. DOI: 10.1016/0955-5986(94)90027-2
6. Cheesewright R., Belhadj A., Clark C. Effect of Mechanical Vibrations on Coriolis Mass Flow Meters. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2003, no. 1 (125), pp. 103–113. DOI: 10.1115/1.1539098
7. Clark C., Cheesewright R. The influence upon Coriolis mass flow meters of external vibrations at selected frequencies. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2003, no. 1–2 (14), pp. 33–42. DOI: 10.1016/S0955-5986(02)00065-1
8. Cheesewright R., Clark C. The effect of flow pulsations on Coriolis mass flow meters. *Journal of Fluids and Structures*, 1998, no. 8 (12), pp. 1025–1039. DOI: 10.1006/jfls.1998.0176
9. Enz S., Thomsen J.J. Predicting phase shift effects for vibrating fluid-conveying pipes due to Coriolis forces and fluid pulsation. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, vol. 330, iss. 21, pp. 5096–5113. DOI: 10.1016/j.jsv.2011.05.022.
10. Cunningham T.J. Zero shifts in Coriolis sensors due to imbalance. *AIAA Tech. Paper, AIAA-94-1621*. 1994, pp. 2409–2418. DOI: 10.2514/6.1994-1621
11. Cunningham T.J. Zero shifts due to non-proportional damping. *Proceedings of the International Modal Analysis Conference – IMAC*, 1997, vol. 1, pp. 237–243.
12. Kolahi K., Storm R., Rock H. Detection of zero shift in Coriolis Mass Flowmeters. *Proceedings of the XVI IMEKO World Congress*, 2000, vol. 6, pp. 61–66. DOI: 10.1111/j.1747-1567.1992.tb00713.x
13. Storm R., Kolahi K., Rock H. Model-based correction of Coriolis mass flowmeters. *IEEE transactions on instrumentation and measurement*, 2002, vol. 51, no. 4, pp. 605–610. DOI: 10.1109/TIM.2002.802248
14. Keita N.M. Contribution to the understanding of the zero shift effects in Coriolis mass flowmeters. *Flow Measurement and Instrumentation*, 1989, no. 1 (1), pp. 39–43. DOI: 10.1016/0955-5986(89)90008-3
15. Thomsen J.J., Dahl J. Analytical predictions for vibration phase shifts along fluid-conveying pipes due to Coriolis forces and imperfections. *Journal of Sound and Vibration*, 1989, vol. 1, iss. 1, pp. 39–43. DOI: 10.1016/0955-5986(89)90008-3

16. Dahl J., Thomsen J.J. Phase shift effects for fluid conveying pipes with non-ideal supports. *CD-ROM Proceedings of ICTAM 2008 (International Congress of Theoretical and Applied Mechanics)*. 2008, pp. 1–2.

17. Enz S., Thomsen J.J., Neumeyer S. Experimental investigation of zero phase shift effects for Coriolis flowmeters due to pipe imperfections. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2011, no. 1 (22), pp. 1–9. DOI: 10.1016/j.flowmeasinst.2010.10.002

18. Enz S. Effect of asymmetric actuator and detector position on Coriolis flowmeter and measured phase shift. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2010, no. 4 (21), pp. 497–503. DOI: 10.1016/j.flowmeasinst.2010.07.003

19. Яушев А.А. Анализ влияния условий закрепления на смещение нуля кориолисового расходомера. Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». 2017. Т. 17. № 4. С. 91–98. [Yaushev A.A. [Analysis of the Influence of Fixing the Coriolis Flowmeter on Zero Point Shift]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2017, vol. 17, no. 4, pp. 91–98. (in Russ.)] DOI: 10/14529/engin170409

20. Henry M., Yaushev A., Taranenko P. Method for Diagnosing Random Zero Shift in Coriolis Flowmeter Caused by its Mechanical Support. *2018 Global Smart Industry Conference (GloSIC)*. IEEE, 2018, pp. 1–6. DOI: 10.1109/GloSIC.2018.8570122

Яушев Александр Анатольевич, младший научный сотрудник лаборатории «Экспериментальная механика», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, iaushevaa@susu.ru.

Тараненко Павел Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры технической механики, Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, taranenkopa@susu.ru.

Поступила в редакцию 12 февраля 2019 г.

DOI: 10.14529/engin190105

CALCULATED AND EXPERIMENTAL ZERO STABILITY OF A CORIOLIS FLOWMETER RELATED TO THE ELASTIC AND DAMPING PROPERTIES OF ITS FIXTURE

A.A. Yaushev, iaushevaa@susu.ru,

P.A. Taranenko, taranenkopa@susu.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

Coriolis flowmeters determine the mass flow rate by measuring the phase shift or time delay between pick-off signals. Therefore, any change in the phase shift unrelated to fluid flow contributes to the mass flow error. Error sources can include external influences and non-idealities in the flow tubes. The earlier experimental studies of the effect of the flowmeter fixation strength on the result of mass flow measurement, we observed an unacceptable increase in the measurement error, which is associated with the zero shift of the device. We found that this increase is due to the coincidence of one of the natural frequencies of the “coriolis flowmeter-pipelines” system with the drive frequency, related to the fixation strength. The paper is devoted to the analysis of the zero shift, which is observed when one of the natural frequencies of the “coriolis flowmeter-pipelines” system gets into the drive frequency range.

We developed a beam-shell finite element model of the “coriolis flowmeter – pipelines” system, and calculated its steady forced oscillations. Based on this model, we established that the zero shift is influenced by three factors: the proximity of the two frequencies, the value of damping, and the imbalance of the two measuring tubes. In the case of coincidence of the two frequencies, there is more than double increase in phase difference between the two corresponding points of

the measuring tubes on the drive form. It is caused by an increase in the vibration amplitude of the flowmeter body and a change in the oscillation phase of the body by 180°. The calculation results were confirmed experimentally.

Keywords: Coriolis flowmeter, zero shift, finite element method, damping, calculation of forced oscillations.

Received 12 February 2019

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Яушев, А.А. Расчетно-экспериментальное исследование стабильности нуля кориолисового расходомера в зависимости от упругодемпфирующих свойств закрепления / А.А. Яушев, П.А. Тараненко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2019. – Т. 19, № 1. – С. 47–55. DOI: 10.14529/engin190105

FOR CITATION

Yaushev A.A., Taranenko P.A. Calculated and Experimental Zero Stability of a Coriolis Flowmeter Related to the Elastic and Damping Properties of its Fixture. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2019, vol. 19, no. 1, pp. 47–55. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin190105
