

Повышение точности турбинных преобразователей расхода с помощью метода обобщённых влияющих величин

В. Н. НЕСТЕРОВ^{1, 2, 3}, И. П. АНДРЕЕВ¹

¹ Самарский электромеханический завод, Самара, Россия, e-mail: nesterov.ntc@gmail.com

² Самарский государственный технический университет, Самара, Россия, e-mail: rtu@samgtu.ru

³ Самарский национальный исследовательский университет им. акад. С. П. Королева, Самара, Россия, e-mail: kipres@ssau.ru

Рассмотрены факторы, приводящие к возникновению погрешностей турбинных преобразователей расхода. Проанализированы методы повышения точности турбинных расходомеров. Предложен метод обобщённых влияющих величин, рассмотрен вариант его реализации.

Ключевые слова: турбинные расходомеры, обобщённые влияющие величины, скольжение.

The factors leading to occurrence of errors of turbine flow transducers are considered. Methods of accuracy increasing with reference to turbine flowmeters are analysed. The method of generalized influencing values is proposed, and an example of its realization is adduced.

Key words: turbine flowmeters, generalized influencing values, slipping.

Поверка и калибровка средств измерений (СИ) расхода и объёма текущих сред больших условных диаметров остаются в Российской Федерации одними из актуальных и открытых вопросов метрологического обеспечения учёта энергоресурсов. Эксплуатируемые в нашей стране системы учёта теплоэнергоснабжителей, не откалиброванные во время производства, приводят к значительным погрешностям измерений [1]. Создание эффективных систем транспортировки, распределения, потребления и учёта энергоресурсов гарантирует существенный экономический эффект только при существовании соответствующих средств калибровки [2]. В настоящей статье авторы рассматривают возможности достижения максимальной точности турбинных преобразователей расхода, оценивая при этом перспективы создания соответствующих калибровочных средств [3].

Турбинные преобразователи расхода генерируют электрический сигнал, пропорциональный объёмному расходу протекающей среды. К достоинствам таких преобразователей относятся нечувствительность к электромагнитным помехам, широкий диапазон измерений и воспроизводимость полученных результатов. Погрешности турбинных расходомеров обычно не превышают $\pm(0,5 - 1) \%$, а в некоторых случаях $\pm 0,25 \%$ [4, 5]. На преобразователи расхода воздействуют различные факторы, например электромагнитная и механическая нагрузки на турбинку, варьирование параметров потока в расходомере и т. д. Эти факторы обусловлены трением в подшипниках, возникающим под воздействием загрязнения и изменения смазывающей способности жидкости, тормозящим воздействием на турбинку электромагнитных сил со стороны узла съёма генерируемых импульсов напряжения, отклонением вязкости контролируемой жидкости под воздействием изменений температуры и другими причинами. При соблюдении и учёте всех влияющих факторов потенциальная погрешность преобразователей может приблизиться к $0,1 \%$. [5]. При таких пределах погрешности турбинные расходомеры можно использовать в качестве образцовых СИ. Однако большое число влияющих факторов требует системного решения обозначенной проблемы. Классификация используемых методов повышения точности представлена на рис. 1.

Авторы предлагают рассмотреть два подхода для достижения максимальной точности турбинных преобразователей расхода. Первый подход широко применяется в измерительной технике и связан с автоматической коррекцией погрешностей измерительных устройств [6]. Отличительным признаком методов автоматической коррекции погрешностей, в частности методов вспомогательных измерений и образцовых сигналов, является обеспечение близости стати-

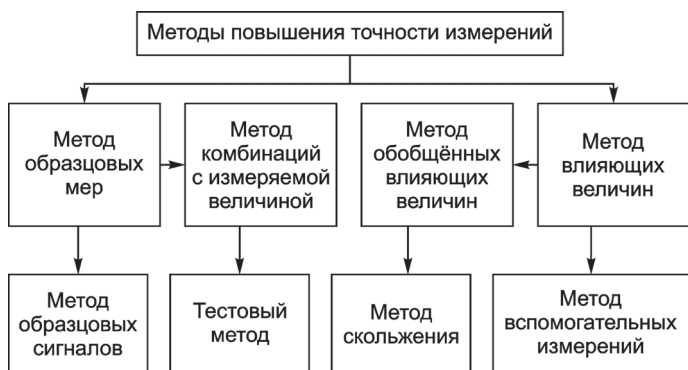


Рис. 1. Классификация методов повышения точности измерений

ческой реальной функции преобразования измерительного устройства номинальной характеристике преобразования в результате воздействия корректирующего сигнала.

Для автоматической коррекции погрешностей методом вспомогательных измерений необходимо знание функций влияния величин, являющихся источниками этих погрешностей. Кроме того, каждый дополнительный канал измерений влияющей величины [7] вносит вклад в суммарную погрешность измерительного устройства, при этом многие влияющие величины нельзя определить в силу конструктивных и эксплуатационных возможностей преобразователя. В полной мере это относится к турбинным преобразователям расхода.

Метод образцовых мер [6, 8], частным случаем которого является метод образцовых сигналов, требует периодического отключения от входа устройства измеряемой величины и подключения вместо неё образцовых мер. Такой подход применительно к предназначенным для широкой эксплуатации турбинным расходомерам неприемлем, так как отключение входного потока в процессе эксплуатации расходомера крайне неудобно.

В тестовых методах также используют образцовые меры [8]. Принципиальное отличие образцовых мер, называемых в данном случае тестами, в том, что в процессе измерений они функционально связаны с измеряемыми величинами, что не требует периодического отключения измеряемой величины от входа измерительного устройства. Однако процесс измерения также осуществляется в два или более тактов, что обусловлено необходимостью сформировать систему уравнений, решение которой относительно измеряемой величины даст скорректированный результат.

Другой подход к повышению точности измерительного преобразования основан на компенсации факторов, являющихся источниками погрешностей измерительных устройств. Его реализация в предельном случае приводит к абсолютной инвариантности измерительного устройства относительно внешних и внутренних влияющих факторов или инвариантности до некоторого значения ε , когда условия абсолютной инвариантности недостижимы [9, 10]. Элементы теории инвариантности и, в частности, принцип двухканальности находят успешное применение в измерительной технике [9]. В рассматриваемой классификации (см. рис. 1) этот подход представлен методом обобщённых влияющих величин. Данный метод был использован при разработке теории и практики построения инвариантных измерительных преобразователей [11]. Однако существование двух и более измерительных каналов является необходимым, но не достаточным условием для достижения инвариантности системы относительно влияющих факторов. Поэтому проблема обоснования и разработки методов повышения точности устройств, подверженных влиянию множества факторов, в том числе, для задач измерения расхода текущих сред актуальна до сих пор.

Для построения высокоточной системы измерений расхода рассмотрим турбинный преобразователь и построим его модель. Эта модель должна учитывать наибольшее количество факторов, влияющих на работу гидродинамической вертушки. Существующие теоретические модели турбинных расходомеров основаны на использовании уравнений количества движения или обтекания крыловых профилей [12, 13]. Если в модели использовано уравнение количества движения, то момент, создаваемый жидкостью на рабочем

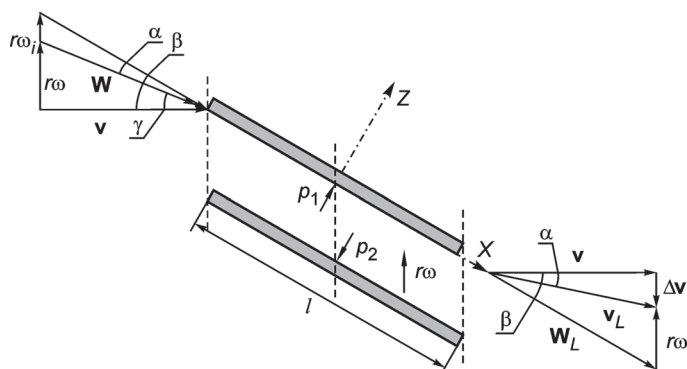


Рис. 2. Векторная диаграмма скоростей и развёртка вертушки на плоскость:

$\mathbf{v}_L$ — скорость потока жидкости на выходе; $\mathbf{W}_L$ — скорость потока жидкости вдоль пластинки на выходе; p_1, p_2 — давления в противоположных точках симметричного профиля лопасти вертушки или межлопастного канала; l — длина пластины

колесе, пропорционален произведению массового расхода на изменение скорости [13]. В этом случае крутящий момент элемента лопатки турбинки, созданный потоком, который течёт по бесконечно малому кольцевому элементу, можно записать как

$$dM_k = \rho r \Delta v dq = r \Delta v dQ_m, \quad (1)$$

где ρ — плотность среды (жидкости); r — радиус турбинки; Δv — изменение скорости жидкости при прохождении через лопатки; $dq = 2\pi r v dr$ — объёмный расход через бесконечно малый кольцевой элемент; Q_m — массовый расход через элементарную площадку; $\mathbf{v}$ — осевая составляющая входной скорости жидкости.

На рис. 2 представлена векторная диаграмма скоростей. Скорость жидкости при прохождении через лопатки изменяется следующим образом:

$$\Delta \mathbf{v} = \mathbf{v} \tan \beta - r \boldsymbol{\omega}, \quad (2)$$

где β — угол наклона лопатки относительно оси турбинки; $\boldsymbol{\omega}$ — угловая скорость вращения турбинки.

Угол β для винтовой поверхности является функцией радиуса. Таким образом

$$\tan \beta = 2\pi r / L, \quad (3)$$

где L — шаг винтовой линии, т. е. линейное расстояние за один оборот турбинки.

Подставим (2), (3) в уравнение (1), тогда

$$dM_k = 2\pi v^2 [\rho (2\pi / L - \boldsymbol{\omega} / \mathbf{v})] r^3 dr. \quad (4)$$

Возьмём интеграл выражения (4) по радиусу от втулки вертушки до периферии и получим

$$M_k = \pi \rho v^2 (2\pi / L - \boldsymbol{\omega} / \mathbf{v}) (R_p^4 - R_b^2) / 2, \quad (5)$$

где R_p — внешний радиус рабочего колеса; R_b — радиус втулки.

Уравнение (5) можно представить как

$$LM_k / (\pi^2 \rho v^2 R_p^4) = (1 - \varphi^4) S, \quad (6)$$

где $\varphi = R_b/R_p$ — втулочное отношение; S — скольжение, определяемое следующим образом:

$$S = (2\pi/L - \omega/v) L/(2\pi) = 1 - \omega L/(2\pi v). \quad (7)$$

Запишем зависимость объёмного расхода Q от осевой составляющей скорости v жидкости без учёта малых радиальных зазоров:

$$v = Q / \left[\pi (1 - \varphi^2) R_p^2 \right]. \quad (8)$$

Подставив (8) в (6), запишем

$$M_k^* = M_k / M_n = S (1 - \varphi^4), \quad (9)$$

где M_k^* — крутящий момент с параметром приведения; $M_n = \rho Q^2 / \left[L (1 - \varphi^2)^2 \right]$ — параметр приведения.

Из уравнения крутящего момента, основанного на изменении импульса всех частиц протекающей жидкости, можно получить завышенное значение крутящего момента, так как некоторое количество жидкости проходит через рабочее колесо, не испытывая воздействия лопаток [13]. Однако понимание сущности процессов, представленных моделью на основе уравнения количества движения, позволяет выявить факторы, существенно влияющие на метрологию турбинного преобразователя расхода.

Из уравнения (1) следует, что если при прохождении через вертушку изменение скорости потока стремится к нулю, то и крутящий момент M_k , создаваемый воздействием жидкости на лопатки, тоже будет стремиться к нулю. В этом случае вертушка крутится со скоростью потока, не испытывая с его стороны никакого воздействия и, в свою очередь, не оказывая никакого силового воздействия на поток. Последнее теоретически возможно, если в рабочем колесе отсутствует трение, вызываемое различными влияющими факторами, такими как:

действие тормозящих сил, обусловленных трением лопастей и втулки рабочего колеса турбинки о протекающую среду и зависящих от числа Рейнольдса;

механическое трение от поддерживающих турбинный вал подшипников;

электромагнитная нагрузка от узлов съёма импульсов в моменты прохождения лопастей [4, 5, 13].

Разницу между идеальной угловой скоростью ω_i вращения турбинки, когда она крутится со скоростью потока, и её реальной угловой скоростью оценивают по скольжению турбинки относительно потока [3]:

$$S = 1 - \omega/\omega_i. \quad (10)$$

Таким образом, между выражениями (7), (10) существует связь. Выразим скольжение S через коэффициенты преобразования идеальной B_i и реальной вертушек B_p [14]:

$$S = 1 - \omega/\omega_i \approx 1 - B_p/B_i; \quad (11)$$

$$B_p = f/Q = \omega n_n / (2\pi v_0 F); \quad (12)$$

$$B_i = \omega_i n_n / (2\pi v_0 F) = n_n / (FL) = \text{const}, \quad (13)$$

где f — частота выходного сигнала вертушки; n_n — число лопастей аксиальной вертушки; v_0 — средняя скорость потока; F — площадь живого сечения потока в плоскости, перпендикулярной плоскости вертушки.

Подставив (12), (13) в (11), получим:

$$S = 1 - \omega L / (2\pi v_0). \quad (14)$$

Сравним (7) и (14). Выражения для определения скольжения в потоке аксиальной вертушки, полученные из закона угловых импульсов и коэффициентов преобразования реальной и идеальной вертушек, практически идентичны.

В соответствии с (9) факторы, приводящие к возникновению момента торможения реальной вертушки в потоке, пропорционально связаны со скольжением вертушки. Следовательно, действие тормозящих сил, вызываемых множеством факторов, которыми обычно пренебрегают при выводе уравнений преобразования турбинного расходомера, имеет важное значение в появлении значительных отклонений реальной градуировочной характеристики от идеальной [4, 5, 15]. Таким образом, скольжение S вертушки можно рассматривать как величину, обобщающую факторы, которые влияют на возникновение погрешностей турбинного преобразователя расхода. Поэтому скольжение нужно учитывать при коррекции или компенсации влияния названных факторов на результаты измерений. Число необходимых для коррекции или компенсации дополнительных каналов не определяется количеством влияющих величин, как это происходит при реализации классического метода вспомогательных измерений [8]. Возможности использования скольжения для коррекции погрешностей турбинных расходомеров учтены в классификации (см. рис. 1), где представлен метод обобщённых влияющих величин и, как его развитие, — метод скольжения.

В рассматриваемом контексте под обобщённой влияющей величиной понимается параметр, с которым функционально связаны, интегрально проявляя своё действие, несколько влияющих величин. Использование обобщённой влияющей величины позволяет уменьшить количество вспомогательных измерительных каналов для коррекции и сократить результирующую погрешность измерительной системы. В некоторых случаях обобщённая влияющая величина является единственной альтернативой из-за неизмеримости возмущающих факторов.

Из изложенного выше следует, что компенсация или коррекция ненулевого скольжения — необходимые условия для сглаживания факторов, влияющих на точность определения расхода турбинным преобразователем на основе аксиальной турбинки. Так как непосредственно скольжение измерить нельзя, то возникает задача поиска и обоснования измеряемых величин, функционально связанных со скольжением. Одно из возможных решений заключается в использовании перепада давления на лопастях турбинки. Так как давление и его перепад можно измерить, то при наличии связи между скольжением турбинки в потоке и перепадом давления на её лопастях проблему реализации метода обобщённых влияющих величин для турбинного расходомера можно перевести в практическую плоскость.

Рассмотрим развёртку винтовой вертушки на плоскость (см. рис. 2). В соответствии с принятыми обозначениями угол атаки α определяется выражением:

$$\alpha = \beta - \gamma, \quad (15)$$

где γ — угол, характеризующий направление потока.

Из треугольников скоростей можно записать

$$\operatorname{tg} \beta = \omega_n r / v; \operatorname{tg} \gamma = \omega r / v. \quad (16)$$

Из (15), (16) следует, что

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \operatorname{tg}(\beta - \gamma) = [\operatorname{tg} \beta / (1 + \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg} \gamma)] (1 - \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} \beta) = \\ &= S \operatorname{tg} \beta / (1 + \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg} \gamma). \end{aligned} \quad (17)$$

Для малых углов атаки, когда $\beta \approx \gamma$, выражение (17) можно переписать в виде

$$\operatorname{tg} \alpha \approx [\operatorname{tg} \beta / (1 + \operatorname{tg}^2 \beta)] S = S \cdot \sin(2\beta) / 2. \quad (18)$$

Выражение (18) можно применить вместо (7), так как при скольжениях вертушки до 1 % угол атаки не превышает 18° и находится в пределах погрешностей известных типов измерителей направления и закрутки потока [14].

Из потенциальной теории обтекания профилей крыльев следует формула расчёта скорости на поверхности пластины для отдельного пластинчатого симметричного профиля [16]:

$$\mathbf{W} = \bar{\mathbf{W}} \left\{ \cos \alpha \pm \sin \alpha \left[(0,5l - x_n) / (0,5l + x_n) \right]^{1/2} \right\}, \quad (19)$$

где $\mathbf{W}$, $\bar{\mathbf{W}}$ — соответственно скорость и средняя скорость потока вдоль пластины; l — длина пластины; $-0,5l \leq x_n \leq +0,5l$ — координата точки на пластине.

В выражении (19) корень взят со знаком «+» для описания нижней стороны пластины, а со знаком «-» — для описания её верхней стороны. Обозначим $\xi = [(0,5l - x_n) / (0,5l + x_n)]^{1/2}$. Тогда (19) можно записать в более компактном виде, а именно $\mathbf{W} = \bar{\mathbf{W}}(\cos \alpha \pm \xi \sin \alpha)$. Затем с учётом (18) при малых углах атаки α выражение примет вид

$$\mathbf{W} = \bar{\mathbf{W}}(1 \pm \xi \operatorname{tg} \alpha) = \bar{\mathbf{W}}[1 \pm \xi S \cdot \sin(2\beta) / 2]. \quad (20)$$

Применив уравнение Бернулли, определим давление на профиле пластины:

$$p_n = p_0 + \rho \mathbf{W}^2 / 2, \quad (21)$$

где p_0 — статическое давление.

Подставим (20) в выражение (21) и получим выражения для давлений в противоположных точках симметричного профиля лопасти вертушки или межлопастного канала (см. рис. 2):

$$\begin{cases} p_1 = p_0 + 0,5\rho [\bar{\mathbf{W}}(1 + 0,5\xi S \sin(2\beta))]^2; \\ p_2 = p_0 + 0,5\rho [\bar{\mathbf{W}}(1 - 0,5\xi S \sin(2\beta))]^2. \end{cases} \quad (22)$$

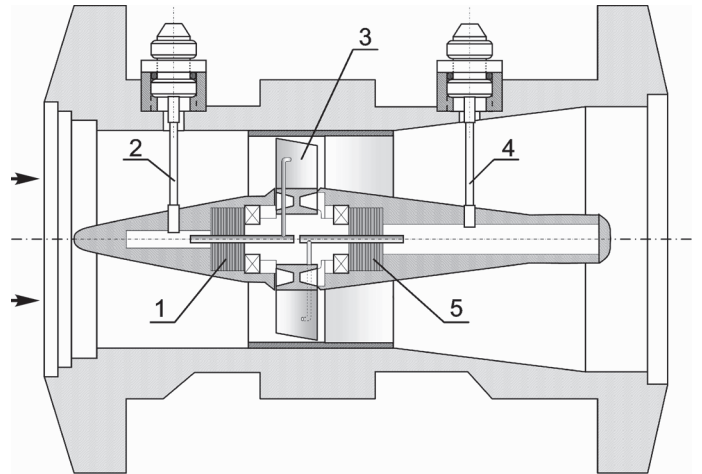


Рис. 3. Турбинный преобразователь расхода с возможностью измерения перепада давления на противоположных сторонах лопасти турбинки:

1, 5 — подвижные уплотнения; 2, 4 — каналы для передачи перепада давления; 3 — вертушка

Из (22) можно выразить перепад давления на противоположных сторонах лопасти с учётом их симметрии следующим образом:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \rho \bar{\mathbf{W}}^2 \xi S \cdot \sin(2\beta). \quad (23)$$

Из (23) запишем выражение скольжения вертушки в потоке:

$$S = \Delta p / (\rho \bar{\mathbf{W}}^2 \xi \sin(2\beta)). \quad (24)$$

Таким образом, при не нулевой скорости потока перепад давления Δp на противоположных сторонах лопасти вертушки характеризует её скольжение S в потоке. Перепад давления можно измерить и, соответственно, можно использовать его для коррекции или компенсации факторов, приводящих к не нулевому скольжению.

Идея создания турбинного преобразователя расхода с возможностью измерения перепада давления на противоположных сторонах лопастей турбинки предложена в [17]. Перепад давления в межлопастных каналах вертушки такого преобразователя передаётся по трубкам и каналам через подвижные уплотнения к датчику перепада давления, расположенного вне корпуса (рис. 3).

Используя перепад давления Δp , пропорциональный скольжению S , перейдём к практической реализации высокоточного преобразователя расхода на базе аксиальной вертушки. Можно выделить два направления в применении данного преобразователя. Первое требует знания функции связи скольжения с погрешностью турбинного преобразователя расхода. Эту погрешность нужно учитывать при введении значения коррекции в показания счётчика импульсов на выходе расходомера в зависимости от скольжения или другой величины, функционально связанной с ним. Турбинный расходомер, изготовленный в соответствии с чертежом,

представленным на рис. 3, был пролит на установке РУТ-1 на углеводородном топливе в ОКБ «Импульс» г. Арзамас Нижегородской области. В таком расходомере осуществлялась коррекция на основе использования перепада давления в межлопастных каналах вертушки. Первоначально полученная погрешность составила 0,13 %. При дальнейшей обработке полученных данных погрешность не превысила 0,075 %. Второе направление в применении преобразователя основано на факте нулевого скольжения вертушки при её движении со скоростью потока, что следует из выражения (10). В рамках теории инвариантности последнее реализуется подкручиванием вертушки, например, электромагнитным полем до значений $S \rightarrow 0$ или в соответствии с (24), когда $\Delta p \rightarrow 0$. Такой вариант турбинного расходомера был изготовлен и испытан в НПО «Труд». Возможно, что последний критерий не единственный, и дальнейшие исследования в рассматриваемой области можно связать с выявлением и использованием других измеримых величин, пропорциональных скольжению турбинки.

Заключение. Рассмотрены потенциальные возможности достижения максимальной точности турбинных преобразователей расхода на основе теоретической модели, учитывающей большинство влияющих факторов. Показано, что ненулевое скольжение вертушки турбинного расходомера является показателем отклонения его реальной градуировочной характеристики от идеальной. Скольжение, которое нельзя измерить непосредственно, прямо пропорционально перепаду давления на противоположных сторонах лопастей вертушки. Поэтому точность турбинного расходомера можно повысить путём ввода коррекции в его показания на основе использования измеренного перепада давления на противоположных сторонах лопастей турбинки, определив связь скольжения с характеристиками погрешности турбинного расходомера. Альтернативой является метод компенсации действия большинства влияющих факторов на основе принудительного «обнуления» значений скольжения, например, подкручиванием вертушки с помощью внешнего воздействия на неё, контролируя процесс по перепаду давления.

Л и т е р а т у р а

1. Андреев И. П. Порядок создания и испытаний систем учета и сбережения энергоносителей на потоке // Датчики и системы. 2005. № 10. С. 50—53.
2. Пат. 2182320 РФ. Способ калибровки системы измерения тепловой энергии и теплоносителя и устройство для его осуществления / И. П. Андреев, В. Н. Нестеров // Изобретения. Полезные модели. 2002. № 13.

3. Кремлёвский П. П. Расходомеры и счётчики качества: Справочник. 4-е изд. Л.: Машиностроение, 1989.

4. Бобровников Г. Н., Камышев Л. А. Теория и расчёт турбинных расходомеров. М.: Изд-во стандартов, 1978.

5. Шейфер М. Р. Рабочие характеристики турбинных расходомеров // Техническая механика. 1962. Т. 84. Серия D. № 4. С. 70—90.

6. Земельман М. А. Автоматическая коррекция погрешностей измерительных устройств. М.: Изд-во Стандартов, 1972.

7. ГОСТ 16263—70/РМГ 29—2013. ГСИ. Метрология. Основные термины и определения.

8. Куликовский К. Л., Купер В. Я. Методы и средства измерений. М.: Энергоатомиздат, 1986.

9. Петров Б. Н., Викторов В. А., Лункин Б. В., Совлуков А. С. Принцип инвариантности в измерительной технике. М.: Наука, 1976.

10. Ивахненко А. Г. Связь теории инвариантности с теорией стабильности измерительных систем // Автоматика. 1960. № 5. С. 35—40.

11. Нестеров В. Н. Структурный и технологический методы в задачах построения инвариантных измерительных преобразователей // Измерительная техника. 2007. № 2. С. 8—12.

12. Томпсон Р. Е., Грей Д. Теоретическая модель турбинного расходомера // Теоретические основы инженерных расчётов. 1970. Т. 92. Серия D. № 4. С. 43—49.

13. Рубин М., Миллер Р. В., Фокс В. Г. Величины крутящего момента в теоретической модели гидрометрической вертушки // Теоретические основы инженерных расчётов. 1965. Т. 87. Серия D. № 2. С. 171—181.

14. Андреев И. П. Портативные и встроенные калибраторы расхода: основы теории компенсации скольжения вертушки // Датчики и системы. 2006. № 3. С. 42—45.

15. Lee W. F. Z., Karlby H. A. Study of Viscosity Effect and Its Compensation on Turbine-Type Flowmeters. Transactions of ASME. Series D. // J. Basic Engineering. September 1960. V. 82. N. 3. P. 717—728.

16. Кочин Н. Е. Гидродинамическая теория решёток. М.-Л.: Гостехиздат, 1949.

17. А. с. 1058415 СССР. Турбинный преобразователь расхода / И. П. Андреев // 1985. Бюл. изобрет. № 48.

Дата принятия: 27.05.2016.