

УДК 621.22.01

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ВЯЗКОГО ТРЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ДИСКОВЫХ ГИДРОТУРБИН

¹Лысенко В.С., ²Кулжабаев Б.Д.¹РГП на праве хозяйственного ведения «Казахский национальный педагогический университет им. Абая», Алматы, e-mail: vikstel.777@mail.ru;²ТОО «Университет «АЛМАТЫ», Алматы, e-mail: kulzhabaevb@mail.ru

Проблема аналитического расчета динамических параметров дисковых турбин связана с экспериментальным определением коэффициента вязкого трения в зазорах между дисками турбины. Существующие методики определения вязкости воды не приемлемы для расчета дисковых гидротурбин, так как они не учитывают параметры зазора между дисками и трение воды по поверхности дисков. В статье представлены методика определения коэффициента вязкого трения в зазорах между дисками гидротурбины, экспериментальные данные и аппроксимированные выражения для определения этого коэффициента в зависимости от скорости потока жидкости. Также получена эмпирическая зависимость коэффициента вязкого трения от параметров расхода жидкости и геометрических размеров турбины и дисков. Результаты работы применимы для инженерных расчетов и динамического анализа разработанных конструкций дисковых турбин.

Ключевые слова: дисковая турбина, расход жидкости, коэффициент вязкого трения, методика, экспериментальные данные, сила вязкого трения

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF COEFFICIENT OF VISCOUS FRICTION FOR CALCULATION OF DISK WATER-WHEELS

¹Lysenko V.S., ²Kulzhabaev B.D.¹Republican State Enterprise on the right of business «Kazakh National Pedagogical University Abay», Almaty, e-mail: vikstel.777@mail.ru;²LLP «University «ALMATY», Almaty, e-mail: kulzhabaevb@mail.ru

The problem of analytical calculation of dynamic parameters of the turbine disk is connected with the experimental determination of the coefficient of viscous friction between the discs clearance turbine. Existing methods for determining the viscosity of water is not suitable for calculating the disk of the turbines, as they do not take into account the parameters of the clearance between the discs and the friction surfaces of the disks on water. Experimental data and the approximated expressions for determination of this coefficient depending on liquid stream speed are presented in article a technique of determination of coefficient of viscous friction in gaps between water-wheel disks. Empirical dependence of coefficient of viscous friction on parameters of a consumption of liquid and the geometrical sizes of the turbine and disks is also received. Results of work are applicable for engineering calculations and the dynamic analysis of the developed designs of disk turbines.

Keywords: disk turbine, liquid consumption, coefficient of viscous friction, technique, experimental data, power of viscous friction

В статьях [2–5] получены аналитические зависимости для определения крутящего момента и мощности на валу дисковых гидротурбин от сил вязкого трения. Существующие методики [1] определения коэффициента вязкого трения воды не применимы для этих расчетов из-за дополнительных факторов влияния, а именно зазора между дисками и материала дисков. В этой связи разработка методики экспериментального определения коэффициента вязкого трения для расчета дисковых гидротурбин является весьма актуальной.

Цель исследования

Целью исследования является разработка методики экспериментального определения коэффициента вязкого трения в зависимости от скорости движения жидкости и конкретных материалов, которые используются для изготовления дисков гидротурбины.

Материалы и методы исследования

Для анализа полученных аналитических зависимостей [2–5] необходимо экспериментальное определение коэффициента вязкого трения μ . Для этих целей была разработана методика и изготовлен специальный стенд для определения коэффициента вязкого трения на малых скоростях, фотография которого представлена на рис. 1.

Стенд состоит из рамы, на которой установлен мотор-редуктор с частотой вращения 100 об./мин выходного вала, на котором установлен ведущий блок из 7 звездочек разного диаметра, цепной передачи с устройством для натяжения цепи, второго ведомого блока из 8 звездочек, шестерни и рейки, на которой крепится тензометрическая балка. Пакет из нескольких пластин закреплялся при помощи тонкой нити к тензометрической балке и погружался в емкость с водой. Конструкция зубчато-реечной передачи такова, что при совершении шестерней полутора оборотов рейка перемещается на 35 мм, и после этого шестерня выходит из зацепления с рейкой и последняя останавливается.

Пакет собирался из пяти пластин размером 0,1x0,15 м из того же материала, что диски турбины,

а именно из алюминия толщиной 1,2 мм. Зазор между пластинами $b = 0,002$ м определялся толщиной шайб.



Рис. 1. Стенд для определения коэффициента вязкого трения на малых скоростях

Методика определения коэффициентов заключается в следующем.

Измерения производились при помощи системы сбора данных LTR-U-1 с компьютерной программой L Graph 2 (L-CARD) для тензометрических измерений.

Первоначально производилась тарировка тензометрической балки при помощи грузов в 10, 20 30 граммов. По графику тарировки в программе L Graph 2 определялся коэффициент пересчета в ньютонах на вольт [Н/В].

Пакет из пластин погружали в воду. Затем цепь устанавливалась в зацепление определенных пар ведущего и ведомого блоков звездочек. Для замера силы трения F_{μ} в экспериментах использовалась тензометрическая балка. Далее включался двигатель и при помощи системы сбора данных LTR-U-1

в программе L Graph 2 записывался график изменения силы гидравлического трения, которая отображалась на графике в вольтах. При помощи коэффициента пересчета определялась сила вязкого трения F_{μ} в ньютонах. Таким образом, производились замеры при различных сочетаниях ведущей и ведомой звездочек.

Для определения скорости вначале вычислялось время полутора оборотов шестерни в секундах в соответствии с передаточным отношением задействованных пар звездочек. Затем определялась скорость как частное пути (0,035 м) и время полутора оборотов шестерни в секундах.

Коэффициент вязкого трения определяется из зависимости по формуле

$$\mu = \frac{bF_{\mu}}{2fv}, \quad (1)$$

где $f = 2 \cdot 5 \cdot 0,15 \cdot 0,1 = 0,15 \text{ м}^2$ – суммарная площадь пакета пластин;

$b = 0,002 \text{ м}$ – зазор между пластинами.

Результаты исследования и их обсуждение

Результаты экспериментального определения коэффициента вязкого трения при температуре воды 20 °С сведены в табл. 1.

На рис. 2 представлен график экспериментальной зависимости коэффициента вязкого трения μ в зависимости от изменения скорости v потока воды, построенные по данным табл. 1 и аппроксимирована линейной функцией с стандартным отклонением 0,0078114 и среднеквадратичной ошибкой 0,0240305 в виде уравнения

$$\mu = 0,0508098v + 0,0755041. \quad (2)$$

Для определения коэффициента вязкого трения на средних скоростях использовался тот же экспериментальный стенд, только двигатель был без редуктора. Фотография этого стенда представлена на рис. 3.

Эксперименты проводились аналогично описанным выше. Результаты экспериментального определения коэффициента вязкого трения при температуре воды 20 °С сведены в табл. 2.

Таблица 1

Результаты определения коэффициента вязкого трения

№ опыта	Скорость перемещения v , м/с	Сила трения F_{μ} , Н	Коэффициент вязкого трения μ , Па*с
1	0,0195	0,1884	0,065
2	0,0260	0,3139	0,081
3	0,0333	0,3453	0,069
4	0,0410	0,4395	0,0718
5	0,0503	0,6488	0,0865
6	0,0667	0,7429	0,0754
7	0,0778	0,8371	0,0722
8	0,0840	0,7848	0,0626

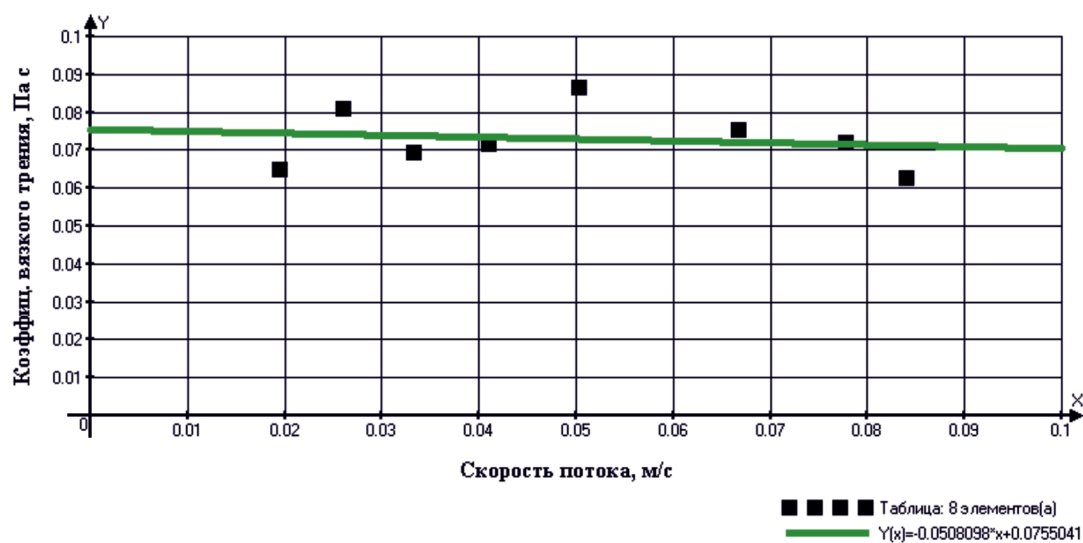


Рис. 2. График экспериментальной зависимости коэффициента вязкого трения от скорости потока воды до 0,09 м/с

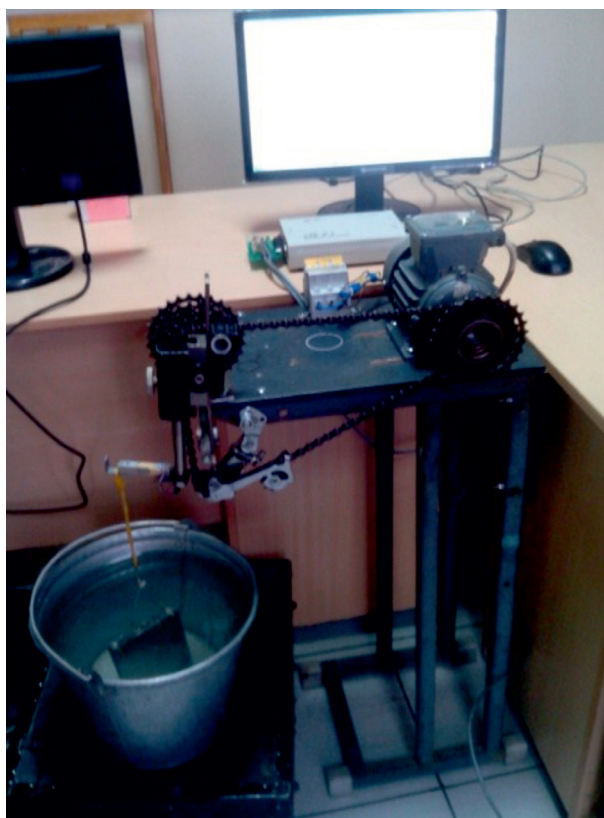


Рис. 3. Фотография стенда для определения коэффициента вязкого трения на средних скоростях

На рис. 4 представлен график экспериментальной зависимости коэффициента вязкого трения μ в зависимости от изменения скорости v потока воды, построенный по данным табл. 2 и аппроксимированной гиперболической функцией со стандарт-

ным отклонением 0,0015818 и среднеквадратичной ошибкой 0,9368698 в виде уравнения

$$\mu = \frac{0,0086563}{v} - 0,0003841. \quad (3)$$

Таблица 2

Результаты определения коэффициента вязкого трения

№ опыта	Скорость перемещения v , м/с	Сила трения F_{μ} , Н	Коэффициент вязкого трения μ , Па*с
1	0,2653	1,3080	0,033
2	0,3097	1,3603	0,029
3	0,3539	1,1301	0,021
4	0,3910	1,1510	0,0197
5	0,4380	1,2557	0,0192
6	0,5000	1,3603	0,0182
7	0,5300	1,3080	0,0165
8	0,5700	1,2980	0,0153

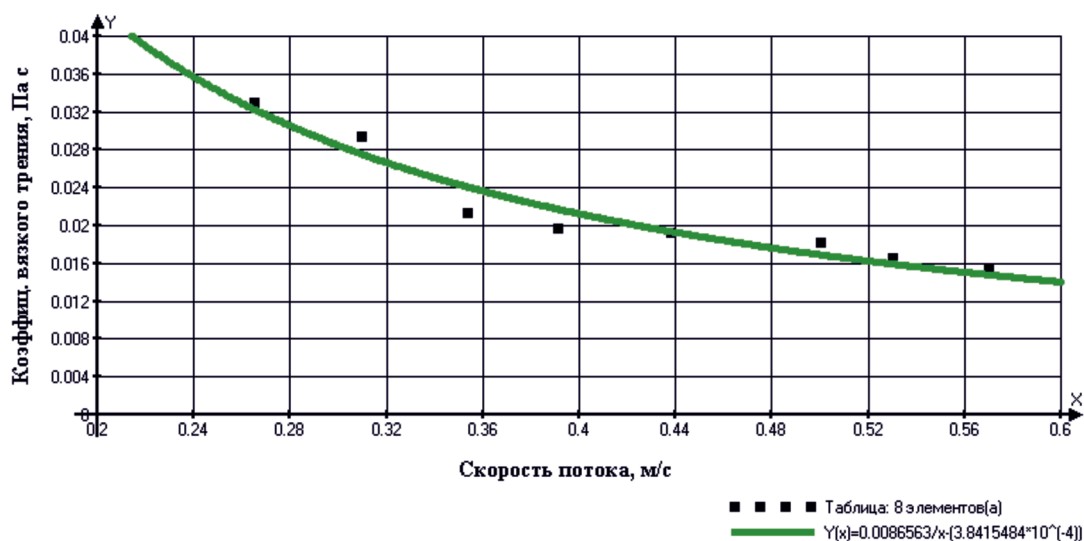


Рис. 4. График экспериментальной зависимости коэффициента вязкого трения от скорости потока воды от 0,2 м/с до 0,6 м/с

Таблица 3

Результаты определения коэффициента вязкого трения

№ опыта	Скорость перемещения v , м/с	Сила трения F_{μ} , Н	Коэффициент вязкого трения μ , Па*с
1	0,710	1,0464	0,0099
2	0,875	0,8894	0,0068
3	1,170	0,7850	0,0045
4	1,061	0,837	0,0053
5	2,3	0,59	0,00156
6	2,6	0,79	0,00185
7	3,46	1,09	0,00191
8	4,03	1,71	0,00242
9	4,61	1,82	0,00234

Далее были определены коэффициенты вязкого трения на более высоких скоростях. При этом использовался тот же экспериментальный стенд (рис. 3).

Эксперименты проводились аналогично описанным выше. В этом случае использова-

лась приводная звездочка с числом зубьев 28. Результаты экспериментального определения коэффициента вязкого трения при температуре воды 20 °С сведены в табл. 3.

На рис. 5 представлен график зависимости коэффициента вязкого трения от скорости,

построенный по данным табл. 3 и аппроксимированный степенной функцией со стандартным отклонением 0,000995 и среднеквадратичной ошибкой 0,7951 в виде уравнения

$$\mu = 0,0056514v^{-0,8202941}. \quad (4)$$

На рис. 6 представлен график экспериментальной зависимости коэффициента вязкого трения μ в зависимости от изменения скорости v потока воды, построенные по данным табл. 1, 2 и 3 и аппроксимированной степенной функцией со стандартным отклонением 0,00228983 и среднеквадратичной ошибкой 0,9127066 в виде уравнения

$$\mu = 0,0069693v^{-0,7902806}. \quad (5)$$

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования зависимости коэффициента вязкого трения от скорости потока воды позволили установить нелинейный характер этой зависимости. Следовательно, для анализа аналитических зависимостей для расчета дисковых гидротурбин целесообразно использовать эмпирическую зависимость (5), с учетом зависимости средней скорости потока воды в зазорах между дисками турбины [2], это выражение можно записать в виде

$$\mu = 0,007 \left(\frac{QR'(R-r)}{2hcR^2} \right)^{-0,8}. \quad (6)$$

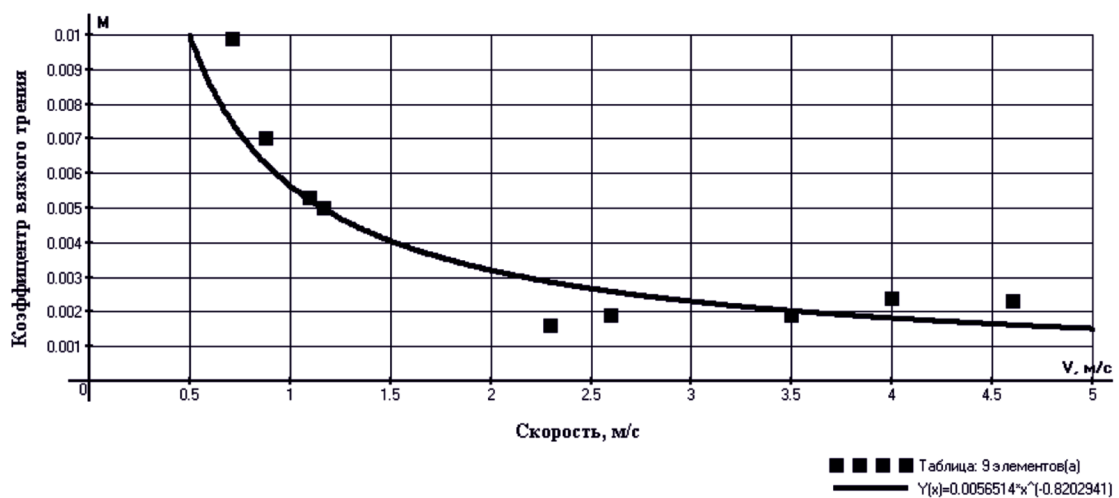


Рис. 5. График зависимости коэффициента вязкого трения от скорости потока воды

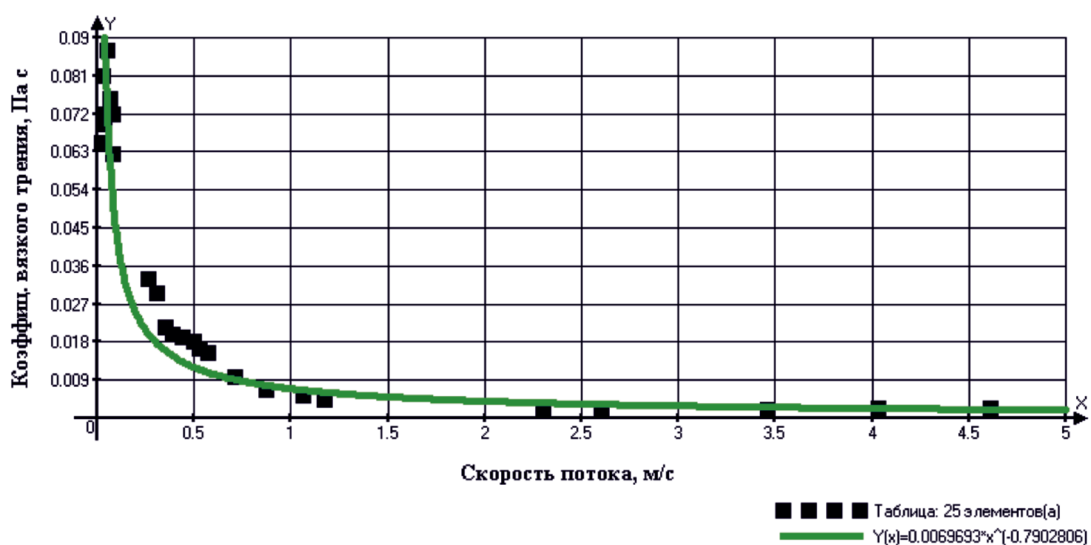


Рис. 6. График экспериментальной зависимости коэффициента вязкого трения от скорости потока воды

Для более узких реальных диапазонов изменения скорости потока жидкости (расхода) возможно применение других аппроксимирующих функций для анализа аналитических зависимостей расчета дисковых гидротурбин.

Выводы

Полученные эмпирические зависимости коэффициента вязкого трения в зависимости от скорости течения жидкости пригодны для расчета дисковых гидротурбин, в которых используются диски из алюминия.

Работа выполнена в рамках гранта Комитета науки Министерства образования и науки Республики Казахстан (номер госрегистрации 0113PK00415).

Список литературы

1. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
2. Лысенко В.С. Анализ мощности дисковой гидротурбины // Успехи современного естествознания. – 2014. – № 4. – С. 109–113; URL: www.rae.ru/use/?section=content&op=show_article&article_id=10002516 (дата обращения: 22.09.2014).
3. Лысенко В.С., Сулейменов Б.Т. Мощность дисковой турбины в зависимости от сил вязкого трения. ВЕСТНИК КазНПУ им. Абая, серия «Физико-математические науки». – 2014. – № 1 (45). – С. 129–134.
4. Лысенко В.С., Сулейменов Б.Т. Мощность дисковой турбины от сил Кориолиса. ВЕСТНИК КазНПУ им. Абая, серия «Физико-математические науки». – 2014. – № 2 (45). – С. 133–138.
5. Лысенко В.С. Анализ влияния сил инерции на динамику дисковой турбины. Сборник научных трудов SWorld, 2013. – Том 7, Выпуск 3. – С. 61–65.