

ANALYSIS OF THE FLUID FLOW IN THE DISK TURBINE

V. Lysenko, Candidate of Technical Sciences, Head of the Laboratory
Kazakh National Pedagogical University named after Abay,
Kazakhstan

The theoretical analysis of a fluid pressure flow speed distribution in gaps between the turbine rotor disks is carried out in the report. Thus, the analytical dependences of a fluid flow speed in the course of interaction with the turbine rotor disks from an entrance consumption of liquid and geometrical parameters of disks are received. Also, the expression describing the trajectory of fluid element movement in the interaction zone is received. The work results are applicable for engineering calculations and dynamic analysis of the developed disk turbine designs.

Keywords: disk turbine, liquid consumption, tangential speed, radial speed, absolute speed, movement trajectory.

Conference participant, National Research Analytics Championship
Open European-Asian Research Analytics Championship

АНАЛИЗ ПОТОКА ЖИДКОСТИ В ДИСКОВОЙ ТУРБИНЕ

Лысенко В.С., канд. техн. наук, зав. лабораторией
Казахский национальный педагогический университет
им. Абая, Казахстан

В статье проведен теоретический анализ распределения скоростей напорного потока жидкости в зазорах между дисками ротора турбины. При этом получены аналитические зависимости скорости потока жидкости в процессе взаимодействия с дисками ротора турбины от входного расхода жидкости и геометрических параметров дисков, а также получено выражение, описывающее траекторию движения элемента жидкости в зоне взаимодействия. Результаты работы применимы для инженерных расчетов и динамического анализа разработанных конструкций дисковых турбин.

Ключевые слова: дисковая турбина, расход жидкости, тангенциальная скорость, радиальная скорость, абсолютная скорость, траектория движения.

Участник конференции, Национального первенства по научной аналитике,
Открытого Европейско-Азиатского первенства по научной аналитике

 <http://dx.doi.org/10.18007/gisap:tsca.v0i6.1146>

Разработка аналитических методик расчета дисковых турбин, которые оказывают минимальное воздействие на структуру воды, является весьма актуальной проблемой.

Методики расчета распределения потока жидкости в основных элементах традиционных гидравлических турбин разработаны достаточно полно [1, 5]. Что касается дисковых гидравлических машин, то большинство работ посвящено теоретическим исследованиям дисковых насосов [2, 4]. Принцип работы дисковых турбин [3] принципиально отличается от работы традиционных гидротурбин. Отсутствие методик расчета дисковых гидротурбин сдерживает их практическое применение и совершенствование.

Расчет и проектирование гидравлических турбин в первую очередь связан с установлением распределения скоростей потока жидкости в зоне её взаимодействия с ротором турбины.

Схема дисковой турбины и распределение скоростей потока жидкости в зазоре между дисками ротора турбины в упрощенном виде изображена на рисунке 1.

Особенность дисковой гидротурбины заключается в том, что её ротор 1 состоит из набора плоских дисков 2 радиусом R в n количестве (для упрощения задачи примем $n=2$) соединенных в пакет жестко установленных на валу отбора мощности, уста-

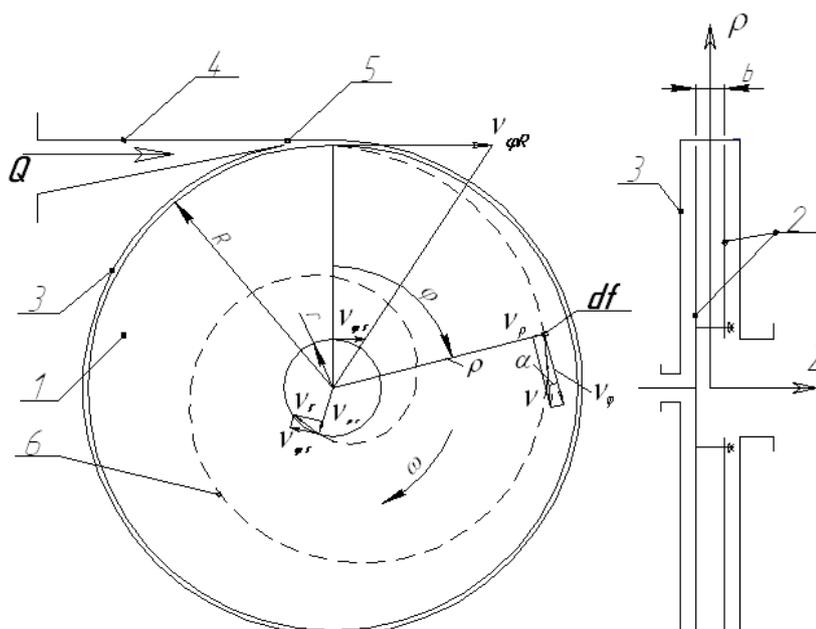


Рис. 1. Схема дисковой турбины

новленных на подшипниковых опорах в корпусе 3 с диффузором 4. Вода из диффузора 4 под напором с расходом Q подается через щелевое отверстие 5, попадая в зазоры между дисками величиной b , раскручивает ротор турбины за счет сил вязкого трения. В отличие от традиционных турбин, в которых вращение ротора турбины обеспечивается за счет сил реакции потока воды, воздействующего на лопасти турбины как на преграду. Вода, передавшая кинетическую энергию ротору турбины, выводится через цен-

тральное отверстие радиусом r по направлению оси Z .

Теперь рассмотрим процесс, происходящий внутри турбины. Рабочая жидкость подается под давлением через диффузор 4. Получив ускорение в диффузоре, поток движется спирально между дисками, увлекая за собой ротор, и выходит через отверстие в центральной части дисков. Если турбина работает в холостом режиме, то скорость вращения ротора будет чуть меньше скорости потока, из-за трения в подшипниках. В таком режиме относи-

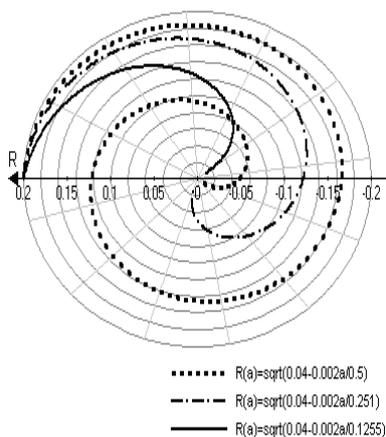


Рис. 2. Зависимость ρ от φ при разных расходах жидкости Q [$\text{м}^3/\text{с}$] = 0,002 (пунктирная линия); 0,003 (штрихпунктирная) и 0,005 (сплошная).

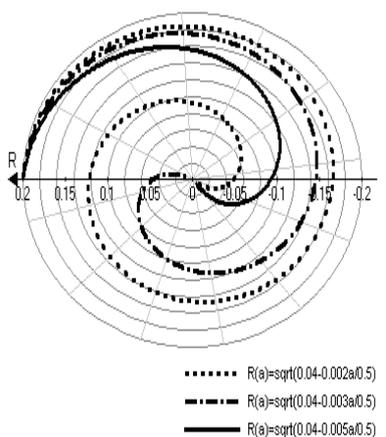


Рис. 3. Зависимость ρ от φ для различных значений зазора между дисками b [м] = 0,002 (сплошная линия); 0,001 (штрихпунктирная) и 0,0005 (пунктирная).

тельная скорость потока и дисков почти нулевая. При подключении нагрузки скорость вращения ротора турбины падает. При этом, вероятно, возникают зоны «проскальзывания» потока жидкости относительно дисков. При этом зоны «проскальзывания» очевидно, возникают в периферийных областях дисков и пропорциональны нагрузкам (полезным сопротивлениям). Одно из преимуществ конструкции дисковых турбин – ламинарность потока. Нет никаких завихрений и турбулентных образований, которые всегда снижают эффективность.

Рассмотрим распределение скоростей потока жидкости в зазорах между дисками ротора турбины в цилиндрической системе координат (Z, ρ, φ) . Будем считать, что турбина имеет одну степень свободы и может вращаться только вокруг оси Z . Примем уплотнения идеальными, и не будем принимать во внимание взаимодействие жидкости с конструктивными элементами крепления дисков на валу отбора мощности ротора турбины.

Элемент вязкой жидкости площадью df (рис.1) перемещается в зазоре между дисками b по некой спиральной траектории ρ , которая описывается радиус-вектором ρ . Последний является функцией угла поворота ротора турбины φ .

Так как жидкость имеет относительно дисков радиальные перемещения от периферии к центру, то абсолютная скорость элементов будет результирующей тангенциальных скоростей v_φ и радиальных скоростей v_ρ . Абсолютную скорость можно определить последующей зависимости

$$v = \sqrt{v_\varphi^2 + v_\rho^2} \quad (1)$$

По мере напорной подачи жидкости в полость корпуса турбины, она под действием центробежных сил инерции будет наполнять полость в зазорах между дисками, циркулируя в них от периферии к центру со скоростью изменения объема V в зависимости от расхода жидкости Q . Следовательно, радиальная скорость перемещения элемента жидкости в зазорах между дисками будет пропорциональна скорости изменения объема жидкости.

Для определения радиальных скоростей и траектории движения элемента жидкости воспользуемся зависимостью скорости изменения объема V в зазорах между дисками ротора турбины от расхода жидкости, которая запишется в следующем виде

$$\frac{dV}{dt} = Q \quad (2)$$

Элементарный объем заполняемой жидкости в зазоре между двумя дисками, не принимая во внимание расход жидкости в зазорах между дисками и

корпусом турбины, можно записать в следующем виде

$$dV = 2\pi b \rho d\rho \quad (3)$$

С учетом (2) получим

$$\rho d\rho = \frac{Q dt}{2\pi b} \quad (4)$$

После интегрирования и учета значения коэффициента интегрирования при условии $t = 0, \rho = R$ и, принимая во внимание то обстоятельство, что объем V в процессе наполнения возрастает, а радиус-вектор уменьшается, получим зависимость радиус-вектора от времени.

$$\rho = \sqrt{R^2 - \frac{Q t}{2\pi b}} \quad (5)$$

Жидкость из каналов между дисками будет выходить в отверстие радиусом r , то есть, при $\rho = r$ из уравнения (5) определяется время пребывания элемента жидкости в роторе турбины.

$$t = \frac{2\pi b(R^2 - r^2)}{Q} \quad (6)$$

Принимая угловую скорость вращения ротора турбины постоянной и, учитывая зависимость $\varphi = \omega t$, из уравнения (5) определим выражение радиус-вектора ρ от угла поворота φ ротора турбины, то есть траекторию движения элемента жидкости в зазоре между дисками.

$$\rho = \sqrt{R^2 - \frac{Q \varphi}{2\pi b \omega}} \quad (7)$$

На рисунке 2 представлен график зависимости радиус-вектора элемента жидкости в зависимости от угла поворота ротора турбины построенного по уравнению (7) для следующих параметров: $R=0,2\text{м}$, $b=0,002\text{м}$, $\omega=63\text{с}^{-1}$, при расходах жидкости $Q = 0,002; 0,003$ и $0,005 \text{ м}^3/\text{с}$.

Из графика (рис.2) видно, что с возрастанием расхода жидкости траектория движения элемента сокращается.

На рисунке 3 представлен расчет формулы (7) при тех же параметрах и $Q = 0,002 \text{ м}^3/\text{с}$, для разных значений зазора между дисками $b = (0,002; 0,001$ и $0,0005 \text{ м})$

Рисунки 2 и 3 наглядно показывают влияние расхода жидкости Q и зазора b между дисками турбины на траекторию перемещения элемента жидкости в зоне взаимодействия.

Из выражения (7) определим радиальную скорость элемента жидкости

$$v_p = \frac{dp}{d\varphi} = - \frac{Q}{4\pi b \sqrt{\left(R^2 - \frac{Q\varphi}{2\pi b\omega}\right)}} \quad (8)$$

При условии отсутствия сопротивлений вращению ротора турбины и идеальных уплотнений, то есть при движении элемента жидкости без «проскальзывания», тангенциальную скорость можно вычислить по формуле $v_\varphi = \omega r$. Тогда, принимая движение жидкости установившимся и учитывая зависимости (1) и (8), получим выражение для абсолютной скорости движения элемента жидкости

$$v = \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2 b^2 \left(R^2 - \frac{Q\varphi}{2\pi b\omega}\right)} + \left(R^2 - \frac{Q\varphi}{2\pi b\omega}\right) \omega^2}. \quad (9)$$

Угол α между векторами абсолютной v и тангенциальной v_φ скоростей определяется из треугольника скоростей

$$\sin \alpha = \frac{v_p}{v}. \quad (10)$$

Полученные аналитические зависимости позволяют произвести анализ закономерностей распределения скоростей потока как в зоне взаимодействия

имеет поток с дисками ротора турбины, так и на выходе из неё. Эти исследования необходимы для инженерных расчетов и динамического анализа разработанных конструкций дисковых турбин.

Работа выполнена в рамках гранта Комитета науки Министерства образования и науки Республики Казахстан по договору № 591 от 15.04.2013 года.

References:

1. Kovalev N.N., Proektirovanie gidroturbin [Hydraulic turbines designing].—Leningrad., Mashinostroenie [Mechanical engineering]. 1974. – 279 p.
2. Misjura V.I., Ovsjannikov B.V., Prisnjakov V.F. Diskovye nasosy [Disk pumps]. – Moscow., Mashinostroenie [Mechanical engineering]., 1986. – 112 p.
3. N. Tesla. Turbine. United States Patent No. 1061206, May 6, 1913
4. Perel'man R.G., Polikovskij V.I. Osnovy teorii nasosov diskovogo tipa [Bases of the disk-type pumps theory]. Izv. AN SSSR. Jenergetika i transport [Power engineering and transport], No. 1., 1963., pp. 101–111.
5. Jetinberg I.Je., Rauhman B.S. Gidrodinamika gidravlicheskih turbin [Hydraulic turbines hydrodynamics].

– Leningrad., Mashinostroenie [Mechanical engineering], 1978. – 280 p.

Литература:

1. Ковалев Н.Н., Проектирование гидротурбин. Л., Машиностроение. 1974. – 279с.
2. Мисюра В.И., Овсянников Б.В., Присняков В.Ф. Дисковые насосы. М.: Машиностроение. 1986. – 112 с.
3. N. Tesla. Turbine. United States Patent № 1061206, May 6, 1913
4. Перельман Р.Г., Поликовский В.И. Основы теории насосов дискового типа. Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт, № 1, 1963, С. 101–111.
5. Этинберг И. Э., Раухман Б. С. Гидродинамика гидравлических турбин. Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с.

Information about author:

1. Viktor Lysenko - Candidate of Technical Sciences, Head of the Laboratory, Kazakh National Pedagogical University named after Abay; address: Kazakhstan, Almaty city; e-mail: vikstel.777@mail.ru

