

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОФИЛЯ ЛОПАСТЕЙ
МИКРОТУРБИНЫ

И. Х. Гайфуллин, Д. Т. Халиуллин, Б. Гастон

Реферат. В работе проведена вычислительная оценка гидродинамического поведения гидравлической микротурбины типа Каплана. Исследование проводится на трехмерной геометрии, выполненной в программе SolidWorks. Целью работы является сравнительный анализ аэродинамических характеристик роторов с крыловидным профилем и плоским профилем в контексте их влияния на эффективность работы микротурбины при различных режимах вращения. Оцениваются два типа несущих винтов: ротор с плоским профилем лопастей и ротор с лопастями крыловидного типа. Для решения уравнений потока жидкости используется осредненный по Рейнольдсу метод Навье-Стокса со стандартной $k-\epsilon$ моделью турбулентности. Алгоритм является стационарным и реализуется с помощью программного обеспечения ANSYS Fluent. Вращение ротора моделируется методом движущихся систем отсчета (MRF). Количественные результаты исследования демонстрируют, что при максимальном расходе $0,15 \text{ м}^3/\text{с}$ и скорости вращения 1750 мин^{-1} ротор с крыловидным профилем развивает мощность $4,4 \text{ кВт}$ и достигает КПД 75% , в то время как плоский профиль в тех же условиях показывает лишь $3,12 \text{ кВт}$ при КПД $53,1\%$. Результаты показали, что ротор с крыловидным профилем демонстрирует наилучшие характеристики по сравнению с плоским профилем во всех режимах работы. При минимальном расходе ожидается, что скорость вращения турбины будет ниже 1500 мин^{-1} и близка к 1000 мин^{-1} . При максимальном расходе, вероятно, скорость вращения плоского профиля будет близка к 1750 мин^{-1} , а для крыловидного профиля может быть даже выше. Анализ рассеяния энергии показал, что плоский профиль имеет более высокие значения турбулентной кинетической энергии (ТКЭ) и турбулентной вихревой диссипации (ТВД), что указывает на большее рассеивание энергии по сравнению с крыловидным профилем. Полученные результаты позволяют сделать вывод о целесообразности использования крыловидного профиля лопастей в гидравлических микротурбинах для повышения их эффективности и надежности.

Ключевые слова: энергообеспеченность, микротурбина, моделирование, ротор, программное обеспечение, крыловидный профиль, плоский профиль.

Введение. Одной из главных задач, стоящих перед современным сельским хозяйством, является внедрение комплексной механизации, которая предполагает использование высокомоощных машин с применением гидравлических систем и автоматизации [1, 2]. Это в полной мере относится к таким сложным машинам, как современные зерно- и кормоуборочные комбайны, самоходные опрыскиватели и косилки, гидравлические системы которых обеспечивают работу многочисленных активных рабочих органов (мотовила, шнеки, измельчители, соломоразбрасыватели) и требуют значительных затрат мощности. Гидравлика в сельскохозяйственных машинах обеспечивает эффективное функционирование навесного оборудования тракторов, а также активных рабочих органов почвообрабатывающих и уборочных машин. В последние годы наблюдается тенденция к переходу на более высокие давления в гидросистемах, что позволяет значительно уменьшить их массу и габариты, а также повысить общую производительность [3, 4]. Современные гидравлические устройства, такие как гидромоторы и микротурбины, рассчитаны на рабочее давление в диапазоне $16\text{--}20 \text{ МПа}$ [5]. Однако с увеличением давления возникает проблема повышения температуры рабочей жидкости, что требует разработки новых видов жидкостей и совершенствования уплотнений, а также внесения

изменений в конструктивные элементы гидроагрегатов [6, 7].

Кроме того, микротурбины находят конкретное применение в инфраструктуре сельскохозяйственных предприятий, а именно в биогазовых установках. Эти установки являются неотъемлемым элементом устойчивого и замкнутого цикла производства, перерабатывая органические отходы (навоз, помет, силос) в метан и органические удобрения. Основным технологическим процессом в биогазовой установке является постоянная циркуляция и перемешивание субстрата в реакторах для предотвращения осаждения твердых частиц и обеспечения равномерного брожения. Данный процесс осуществляется мощными насосами, работающими в непрерывном режиме, что делает его крайне энергоемким. Установка микротурбины Каплана на линии рециркуляции органических отходов позволяет рекуперировать часть энергии потока, направляя ее на помощь в приводе циркуляционного насоса или генерации электроэнергии для собственных нужд установки, существенно повышая ее общую энергетическую и экономическую эффективность [7, 8].

В этом контексте расчетное моделирование течения в гидравлических микротурбинах, таких как турбины типа Каплана, становится особенно актуальным. Эти устройства преобразуют гидравлическую энергию потока

жидкости, создаваемую насосами, в механическую работу, что может значительно повысить эффективность работы сельскохозяйственных машин. Оптимизация геометрии и характеристик таких микротурбин способствует улучшению производительности гидравлических систем, что, в свою очередь, обеспечит более высокую надежность и эффективность современных сельскохозяйственных технологий. Внедрение современных гидравлических решений в сельское хозяйство является важным шагом к повышению его производительности и устойчивости [8, 9].

В современных программных решениях для моделирования течений применяется широкий спектр моделей турбулентности. Гидравлическое моделирование в основном сосредоточено на вычислении потерь напора, связанных с гидравлическим сопротивлением, которое зависит от таких параметров, как

формы трубы, диаметра, абсолютной шероховатости и длины [10].

Целью работы является сравнительный анализ аэродинамических характеристик роторов с крыловидным профилем и плоским профилем в контексте их влияния на эффективность работы микротурбины при различных режимах вращения.

Основное внимание уделяется выявлению оптимальных условий для достижения максимального циркуляционного потока и скорости вращения, а также оценке производительности микротурбины при минимальных и максимальных значениях этих параметров.

Условия, материалы и методы. Оценивается гидродинамическое поведение модели гидравлической микротурбины типа Каплана [11], в дальнейшем называемой Т40. Оцениваемые модели имеют следующие компоненты (рис. 1):

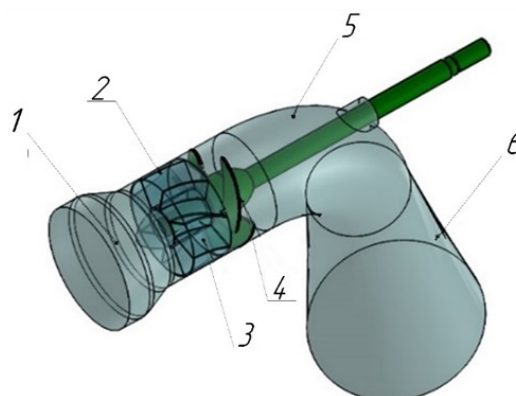
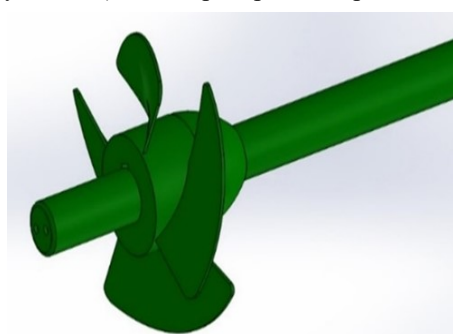


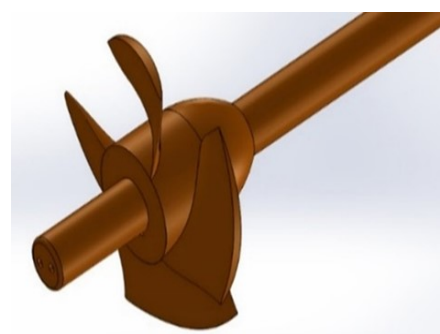
Рис. 1 – Компоненты оцениваемой турбины: 1 – приемный патрубок; 2 – распределитель потока; 3 – лопасти распределителя потока; 4 – ротор в сборе; 5 – разгрузочное колено; 6 – выпускное сопло

Были оценены два типа роторов: ротор с плоским профилем лопастей (далее именуемый «плоский Т40», на рисунке 2 а) и ротор с крыловидным

профилем лопастей (названный «крыло Т40», на рисунке 2 б). В обоих случаях компоненты набора 1, 2, 3, 5 и 6 на рисунке 1 остались идентичными.



а)



б)

Рис. 2 – Типы роторов: а) ротор в сборе с плоским профилем лопастей; б) ротор в сборе с крыловидным профилем лопастей

Для корректной работы модели турбулентности было обеспечено значение безразмерного расстояния до стенки y^+ в диапазоне $30 < y^+ < 300$ на всех

поверхностях лопастей и стенках, что соответствует рекомендациям для стандартного подхода с использованием пристеночных функций.

Условия работы, оцененные в ходе численного моделирования, описаны в таблице 1. На входе задавалось условие массового расхода, соответствующее значениям из таблицы 1. На выходе устанавливалось условие постоянного статического давления с нулевым избыточным давлением.

Это давление используется для проведения теоретического расчета гидравлической мощности, доступной в потоке жидкости, но не используется для численного моделирования. Расход воды задается на входе и нулевым манометрическим давлением на крайней поверхности выпускного сопла (рис. 3).

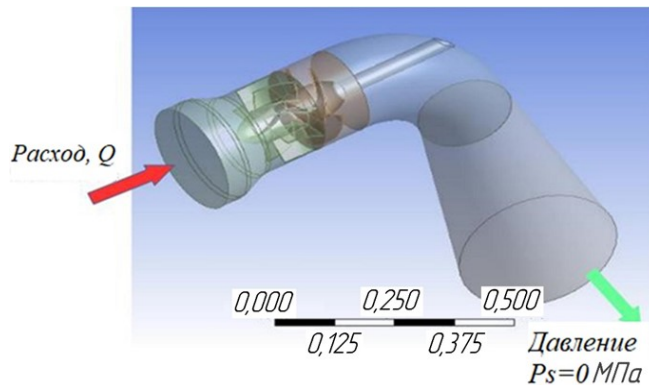


Рис. 3 – Граничные условия расхода жидкости

Для остальных стен было принято условие прилипания. Что касается скорости вращения ротора турбины, то в первом случае принимается $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ (оборотов в минуту), предполагается направление вращения по часовой стрелке. Затем оценивается поведение роторов (плоского и

с крыловидного профиля) при двух других скоростях. То есть поведение обоих роторов оценивается для минимальной скорости $n=1000 \text{ мин}^{-1}$, когда расход минимальный ($Q_{\min}=0,10 \text{ м}^3/\text{с}$), и максимальной скорости $n=1750 \text{ мин}^{-1}$, когда расход максимальный ($Q_{\max}=0,15 \text{ м}^3/\text{с}$).

Таблица 1 – Условия испытаний турбины

Анализируемая модель	Рабочее состояние	Расход, $\text{м}^3/\text{с}$	Давление на входе, МПа
Т40 – Плоский профиль	Расчетный расход	0,12	4
	Минимальный расход	0,10	
	Промежуточный расход 1	0,11	
	Промежуточный расход 2	0,14	
	Максимальный расход	0,15	
Т40 – Крыловидный профиль	Расчетный расход	0,12	
	Минимальный расход	0,10	
	Промежуточный расход 1	0,11	
	Промежуточный расход 2	0,14	
	Максимальный расход	0,15	

Исследование проводится по трехмерной геометрии, выполненной в SolidWorks. Используемым типом дискретизации является метод конечных объемов, реализуемый программным обеспечением ANSYS Fluent,

с помощью которого выполняются расчеты. Вышеупомянутая дискретизация применяется к вычислительной области. Всего в предметной области 1 882 514 элементов, в каждой ячейке сосредоточено 373 638 узлов.

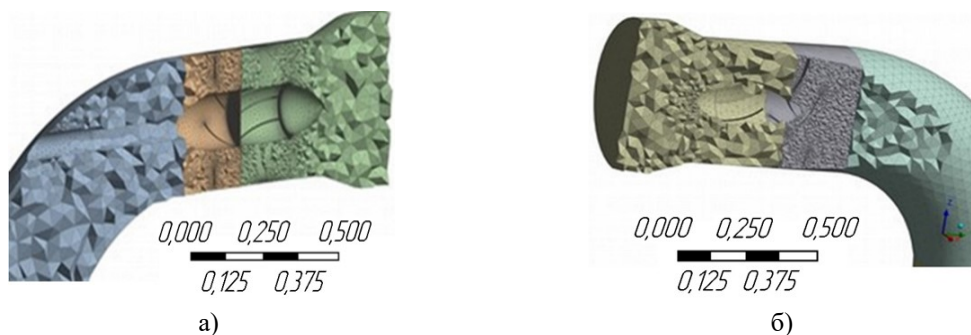


Рис. 4 – Создание сетки континуума в: а) модель с плоским профилем; б) модель с крыловидным профилем

Для решения уравнений Навье-Стокса используется стандартный метод Рейнольдса осредненных уравнений Навье-Стокса с моделью k-ε турбулентности [12, 13]. Алгоритм является стационарным и решается с помощью программного обеспечения конечного объема ANSYS Fluent. Используется решатель на основе давления со связью между скоростью и давлением. За непрерывную фазу приняты следующие свойства: плотность $\rho=1000 \text{ кг/м}^3$ и динамическая вязкость $\mu=1,02 \times 10^{-3} \text{ Нс/м}^2$.

Вращение ротора моделируется методом движущейся системы отсчета (MRF) [14, 15]. Суть метода заключается в придании потоку, поступающему в область ротора, угловой скорости, совпадающей со скоростью ротора, без его смещения. Последнее радикально снижает вычислительные требования, которые повлечет за собой моделирование со смещением ротора. Во всех исходных случаях принята скорость вращения ротора 1500 мин^{-1} . Затем предлагаются альтернативные скорости вращения в соответствии с возможной реакцией системы жидкость-ротор на изменения потока. То есть испытания проводятся при минимальной и максимальной скорости потока и скорости вращения.

Расчеты считались сошедшими при

выполнении двух критериев: снижения условных невязок всех уравнений ниже уровня 0,00001 и стабилизации основных контролируемых величин (мощности на валу и крутящего момента) с колебаниями не более 0,1% в течение более чем 100 последних итераций.

Результаты и обсуждение. В каждом анализируемом случае рассчитывается теоретическая мощность потока жидкости, которая сравнивается с результатами моделирования. Теоретическая мощность рассчитывается следующим образом:

$$N_t = \gamma Q H, \quad (1)$$

где $\gamma = 9800 \text{ Н/м}^3$ – удельный вес жидкости (воды), Q – расход ($\text{м}^3/\text{с}$), H – гидравлическая нагрузка на вал турбины (м).

Теоретическая мощность и мощность моделирования, а также их характеристики, полученные в каждом случае, подробно описаны в таблице 2 и на рисунке 5.

Для оценки достоверности численных результатов был проведен анализ сеточной сходимости на трех последовательно сходящихся сетках. Относительная погрешность определения мощности для выбранной сетки составила 2,3%, что подтверждает приемлемую точность количественных результатов.

Таблица 2 – Сравнительная таблица между теоретической мощностью и результатами моделирования

Анализируемая модель	Расход	Теоретическая мощность, кВт	Смоделированная мощность, кВт	Производительность, %	Относительная производительность, %
Т40 – Плоский профиль при 1500 мин^{-1}	Расчетный	4,70	1,23	26,1	100
	Минимальный	3,92	-0,26	-6,5	100
	Промежуточный 1	4,31	0,46	10,6	100
	Промежуточный 2	5,29	3,09	58,5	100
	Максимальный	5,88	4,46	75,9	100
Т40 – Крыловидный профиль при 1500 мин^{-1}	Расчетный	4,70	1,74	37,0	141,8
	Минимальный	3,92	-0,21	-5,4	82,8
	Промежуточный 1	4,31	0,75	17,4	164,2
	Промежуточный 2	5,29	4,31	81,5	139,5
	Максимальный	5,88	5,67	96,4	127,1

Полученные значения КПД для крыловидного профиля при расчетном режиме (37,0%), что соответствуют данным литературы [11]: 35-42% для микротурбин Каплана. Наблюдаемые отличия могут быть объяснены особенностями геометрии проточной части и условиями моделирования.

Для минимального расхода в обоих профилях полученные мощности близки к нулю и отрицательны, тогда как для максимального расхода мощности максимальны и имеют КПД от 75,9% до 96,4% (для плоского и крыловидного профиля соответственно). Это связано с тем, что как для минимального, так и для максимального расхода скорость вращения турбины была установлена на уровне 1500 мин^{-1} . Наилучшие характеристики

достигаются при расходе выше расчетного, как в случае ротора с плоским профилем, так и в случае ротора с крыловидным профилем. При сравнении мощностей, полученных в результате численного моделирования в обеих моделях лопастей, наблюдается, что наивысшая производительность ротора крыловидного типа по сравнению с ротором с плоскими лопастями достигается, когда расход представляет собой так называемый «Промежуточный расход 1» ($0,11 \text{ м}^3/\text{с}$), при этом полученная мощность на 64,2% выше, чем полученная в плоском ($0,11 \text{ м}^3/\text{с}$), при этом полученная мощность на 64,2% выше, чем полученная в плоском профиле для тех же условий расхода (рис. 5).

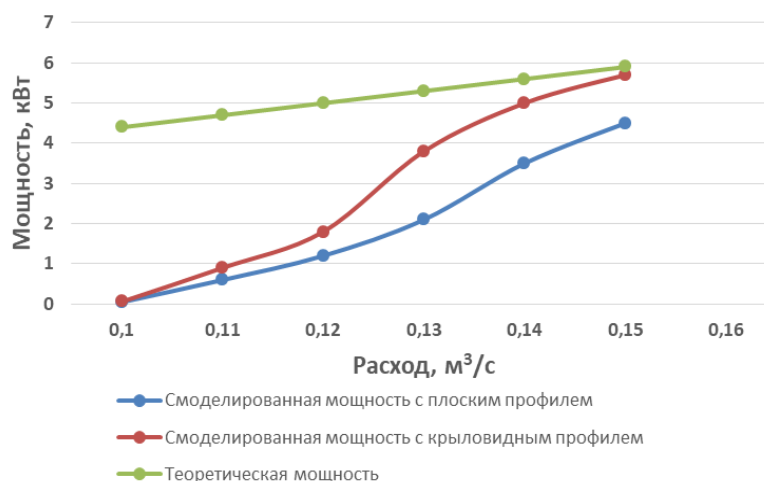


Рис. 5 – Кривые зависимости мощности и расхода

Для случаев минимального и максимального расхода численное моделирование проводится с другими скоростями вращения ротора. Для случая минимального расхода скорость снижается с 1500 мин^{-1} до 1000 мин^{-1} . Что касается максимального

расхода, новая принятая скорость вращения составляет 1750 мин^{-1} . Результаты моделирования приведены в таблице 3, где в каждом случае мощности, полученные при моделировании, сравниваются с теоретическими.

Таблица 3 – Сравнительные результаты теоретической и смоделированной мощности для минимального и максимального расхода

Расход, м³/с	мин⁻¹	Теоретическая мощность, кВт	Плоский профиль		Крыловидный профиль	
			Мощность, кВт	Производительность, %	Мощность, кВт	Производительность, %
0,10	1000	3,9	1,9	48,5	1,73	44,1
0,15	1750	5,9	3,12	53,1	4,4	75

Корректировка скорости вращения позволила улучшить энергетические показатели, что подтверждает важность адаптивного управления режимами работы микротурбины для достижения максимальной эффективности.

Отметим, что при минимальном расходе в обоих роторах достигается КПД, близкий к 50%, при заданной скорости вращения 1000 мин^{-1} . Это более реалистично по сравнению с результатами, полученными для скорости вращения 1500 мин^{-1} , где полученные мощности и характеристики отрицательны. Ожидается, что в случае, когда расход близок к минимальному, скорость вращения турбины, будет ниже первоначально предложенной (1500 мин^{-1}) и близкой к последнему

предложению (1000 мин^{-1}). Точно так же, когда реализована более высокая скорость вращения, чем исходная, для максимального расхода. В этом случае имеется важная разница между мощностью, полученной для плоского профиля относительно крыловидного. Отметим, что первый развивает мощность 3,12 кВт при примерном КПД 53%, тогда как в случае с крыловидным профилем лопастей мощность значительно выше (4,4 кВт) при КПД 75%. Вероятно, что скорость вращения, достигаемая плоским профилем при максимальной скорости расхода, близка к предлагаемой для этого случая (1750 мин^{-1}), а в случае с крыловидным профилем достигаемая скорость вращения может быть даже выше, чем это значение.

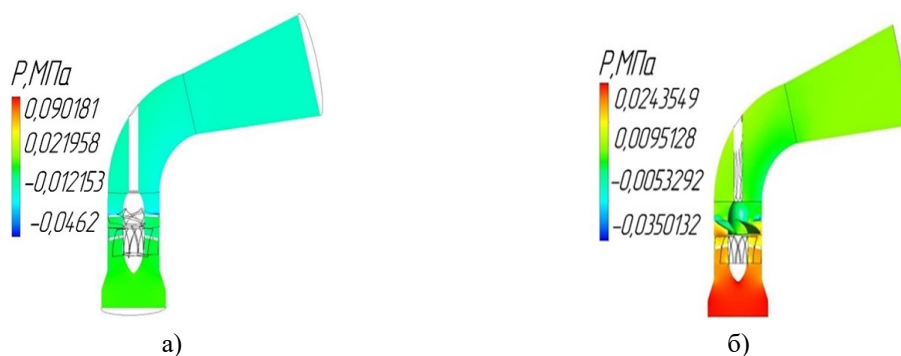


Рис. 6 – Давления (P) в плоскости ZY при 1500 мин^{-1} : а) плоского профиля, б) крыловидного профиля

На рисунке 6 показано поле давления в вертикальной плоскости (совпадающей с плоскостью ZY), проходящей через середину геометрии. Что касается минимальных давлений, связанных с возможными зонами кавитации, на рисунке 7 показаны виды спереди

(а, б), сверху (в, г), роторов с лопастями плоского и крыловидного профиля соответственно. Анализ полей давления выявил зоны с давлением ниже давления насыщенного пара, что указывает на потенциальный риск кавитации, особенно для крыловидного профиля.

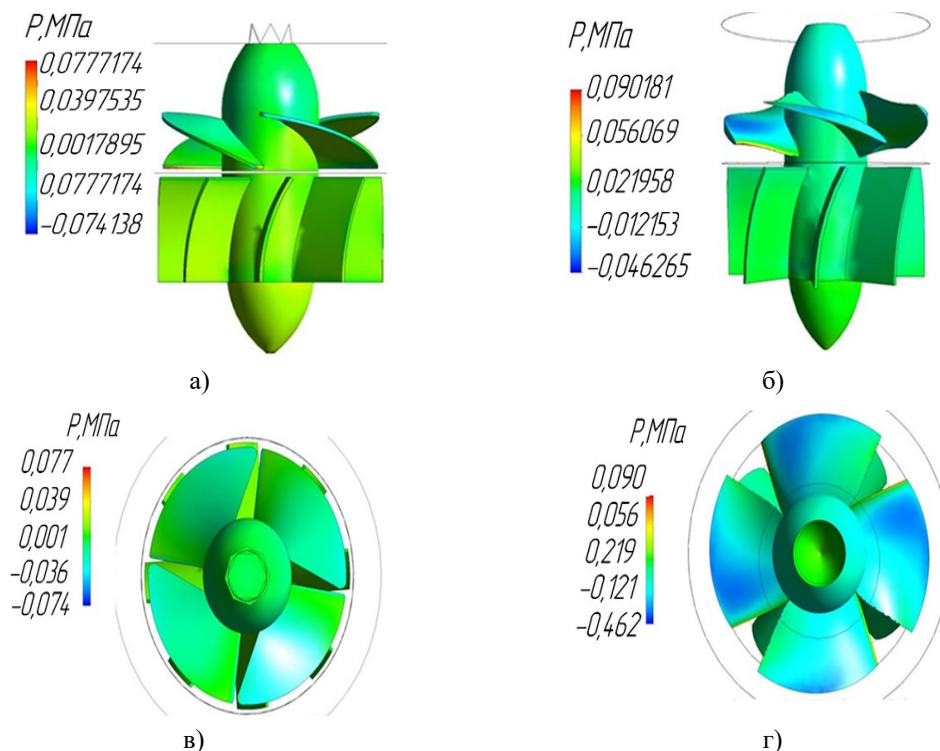


Рис. 7 – Поле давления (P) для максимального расхода при 1500 мин^{-1} . Вид спереди: а) плоский профиль; б) крыловидный профиль. Вид сверху: в) плоский профиль; г) крыловидный профиль

В случае турбины с ротором крыловидным профилем суммированы наиболее компрометирующие ситуации, связанные с кавитацией. Задняя часть лопастей и задняя часть втулки ротора представляют собой сектора низкого давления. Эти сектора являются возможными

источниками кавитации, что не так очевидно в случае ротора с плоским профилем.

На рисунках 8 (а и б) показаны линии скоростей, соответствующие полям потока ротора с плоским и крыловидным профилем соответственно.

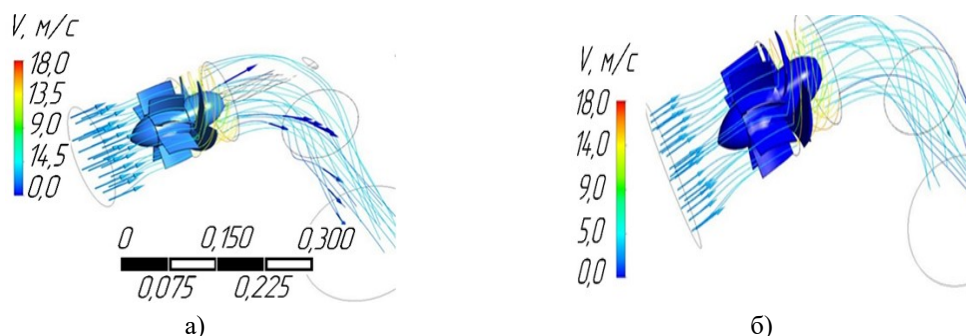


Рис. 8 – Линии обтекания в турбинном агрегате: а) плоский профиль, б) крыловидный профиль. Максимальный поток при 1500 мин^{-1}

На рисунке 9 показаны объемные распределения турбулентной кинетической энергии (ТКЭ) и турбулентной вихревой диссипации (ТВД) поля течения [16]. Определение турбулентной кинетической энергии (ТКЭ) связано с уровнем

колебаний скорости частиц, составляющих поле потока [17]. В области вычислительной механики под частицами жидкости понимаются материальные точки, составляющие поле потока. В частном случае дискретного моделирования с

использованием метода FVM частицы ассоциированы с каждым вычислительным объемом.

Что касается скорости турбулентной вихревой диссипации (ТВД), то она связана с диссипацией внутренней энергии жидкости ϵ , или, что-то же самое,

скоростью диссипации механической энергии в тепло вследствие вязкой диссипации [18, 19].

Снижение ТКЭ и ТВД для крыльевого профиля на 13-17% обеспечивает снижение турбулентности и более эффективный отбор энергии.

Таблица 4 – Сравнительная таблица параметров ТКЭ и ТВД между плоским и крыльевым профилями для максимального расхода и 1500 мин⁻¹

Параметр	Плоский профиль	Крыловидный профиль	Разница в %
ТКЭ К, м ² /с ²	0,097	0,08	17,5
ТВД (ε), м ² /с ³	5,99	5,21	13,1

Как видно из таблицы 4, для расчетного расхода и скорости вращения 1500 мин⁻¹ плоский профиль имеет большие значения ТКЭ и ТВД. Это напрямую связано с рассеянием энергии из-за явлений турбулентности, что снижает передачу энергии от жидкости к турбине [13]. Следовательно, передача импульса в случае турбины с крыльевым

профилем будет больше, чем в случае плоского профиля, что и наблюдается по результатам моделирования мощности. В любом случае процентная разница между значениями ТКЭ и ТВД не обязательно совпадает с разницей в мощности между обеими моделями, но четко маркирует диссипативные явления в обеих моделях лопастей (рис. 9).

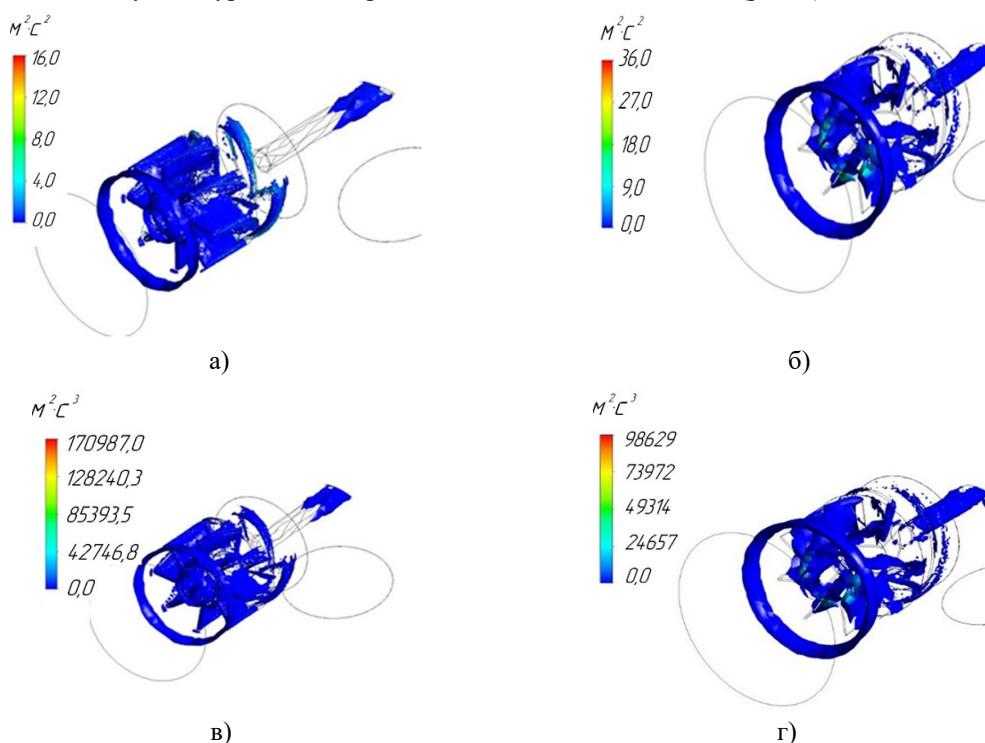


Рис. 9 – Объемное распределение ТКЭ и ТВД при частоте вращения 1500 мин⁻¹: а) ТКЭ с плоским профилем; б) ТКЭ с крыловидным профилем; в) ТВД с плоским профилем; г) ТВД с крыловидным профилем

Согласно графиков на рисунках, соответствующих ТКЭ и ТВД, объемные распределения того и другого занимают больший объем в модели плоского профиля (рис. 9 а и в), чем в модели крыловидного профиля (рис. 9 б и г).

Выводы. Наилучшие характеристики достигаются при использовании ротора с крыловидным профилем по сравнению с плоским профилем для всех оцениваемых режимов. Что касается поведения турбины при различных скоростях вращения, то при минимальном циркуляционном потоке ожидается, что скорость вращения турбины будет ниже первоначально предложенной (1500 мин⁻¹) и

близка к 1000 мин⁻¹. С другой стороны, когда реализована более высокая скорость вращения, чем исходная, достигается максимальный поток. Вполне вероятно, что скорость вращения, достигаемая плоским профилем при циркуляции максимального потока, близка к предлагаемой, близкой к 1750 мин⁻¹, а в случае крыловидного профиля достигаемая скорость вращения может быть даже выше этого значения. Количественно подтверждено преимущество крыльевого профиля: при расходе 0,15 м³/с и скорости 1750 мин⁻¹ мощность составила 4,4 кВт (КПД 75%) против 3,12 кВт (КПД 53,1%) для плоского профиля.

Что касается рассеяния энергии обеих моделей ротора, то для расчетного расхода и скорости вращения 1500 мин^{-1} плоский профиль имеет большие значения ТКЭ и ТВД. Это представляет собой большее рассеивание энергии по отношению к крыловидному профилю. Установлено снижение турбулентных потерь для крыльевого профиля: значения ТКЭ ниже на 17,5%, а ТВД - на 13,1% по сравнению с плоским профилем.

Результаты работы могут быть применены при проектировании микротурбин для малых ГЭС, систем рекуперации энергии в промышленных установках, сельскохозяйственных гидросистемах, а также в биогазовых установках для эффективного преобразования гидравлической энергии потоков рециркулирующих субстратов. Для дальнейших

исследований рекомендуется проведение оптимизации геометрии крыловидного профиля с целью снижения кавитационных явлений и организация натурных экспериментов для верификации численных моделей, что позволит повысить точность прогнозирования рабочих параметров микротурбин в реальных условиях эксплуатации.

Сведения о финансировании. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов. Работа выполнена при поддержке гранта (№142/2024 – ПД от 16.12.2024 г.) молодым кандидатам наук (постдокторантам) с целью защиты докторской диссертации, выполнения научно-исследовательских работ, а также выполнения трудовых функций в научных и образовательных организациях Республики Татарстан.

Литература

1. Исследование устойчивости оптимальных параметров прицепного опрыскивателя при изменении условий работы / А. А. Нурмиев, О. Н. Дидманидзе, Р. Н. Хафизов и др. // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2024. Т. 19. № 1(73). С. 61-67. doi: 10.12737/2073-0462-2024-61-67.
2. Определение диссипативных потерь в гидравлическом приводе газораспределительного механизма двигателя внутреннего сгорания / А. В. Максимов, Ю. Х. Шогенов, Е. И. Байгильдеева и др. // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2024. Т. 19. № 2(74). С. 75-82. doi: 10.12737/2073-0462-2024-75-82.
3. Репецкий О.В., Хоанг Д.К. Верификация разработанных математических моделей и программного обеспечения на примере радиальных рабочих колес турбомашин // Достижения науки и техники АПК. 2024. Т. 38. № 5. С. 55-61. doi: 10.53859/02352451_2024_38_5.
4. Теоретические предпосылки создания математической модели тягового КПД трактора / К. А. Хафизов, Р. Н. Хафизов, А. А. Нурмиев и др. // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2019. Т. 14. № 3(54). С. 116-121. doi: 10.12737/article_5db9748fc053c2.28431294.
5. Исследование работы вихревого пневматического распылителя дезинфицирующих жидкостей / Б. Л. Иванов, Б. Г. Зиганшин, И. Х. Гайфуллин и др. // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2023. Т. 18. № 2(70). С. 66-71. doi: 10.12737/2073-0462-2023-66-71.
6. Шишенков М.А. Чужинов Е.С. Онтологическое описание автоматизированных систем управления технологическим процессом // Автоматизация и информатизация ТЭК. 2025. № 1(618). С. 15-24.
7. Radial two-stage microturbine for pneumatic actuation / Y. P. Kuznetsov, V. L. Khimich, S. N. Khrunkov et al. // Russian Aeronautics. 2016. Vol. 59. No. 2. P. 283-286. doi: 10.3103/S1068799816020215.
8. Моделирование траектории движения семян в рабочей зоне пневмомеханической семенорушки / Э. Г. Нуруллин, Р. И. Ибятов, Д. Т. Халиуллин, и др. // Вестник Казанского технологического университета. 2012. Т. 15. № 3. С. 98-100.
9. Способ повышения качества ремонта валов турбокомпрессоров электроконтактным напеканием / С. А. Барышников, А. М. Плаксин, А. В. Гриценко и др. // АПК России. 2022. Т. 29. № 2. С. 163-170. doi: 10.55934/10.55934/2587-8824-2022-29-2-163-170.
10. Исследование движения воздушно-зерновой смеси в рабочей зоне семенорушки аэромеханического типа / Д. Т. Халиуллин, А. В. Дмитриев, Р. Н. Хафизов и др. // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2019. Т. 12. № 4(63). С. 27-37. doi: 10.17238/issn2071-2243.2019.4.27.
11. Makarov E. E., Modelling of Stationary Flows of a Liquid-Gas System in an Inclined Channel Subject to Evaporation // Journal of Siberian Federal University. Mathematics and Physics. 2023. Vol. 16. No. 1. P. 110-120.
12. Васильев Б. Е. Определение расчетной долговечности деталей турбин с помощью пользовательской модели ползучести в конечно-элементном комплексе ANSYS // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. 2012. № 10(10). С. 166-174.
13. The Use of Carbon Dioxide as Working Fluid for a Single-Stage Mixed-Flow Turbine / Gong Bowen, H. Lun, Xu. Guisheng et al. // Thermal Engineering. 2025. Vol. 72. No. 3. P. 173-180. doi: 10.1134/S0040601524700800.
14. Samir K., Mohammad B. Studying the effect of the profile change of third stage movable pitch blade of low pressure steam turbine and its effect on the isentropic output with programs aided Computer // Аллея науки. 2020. Vol. 1. No. 8(47). P. 3-12.
15. Анализ структуры течения в модели микрогидротурбинного аппарата / С. И. Шторк, Д. А. Суслов, И. В. Литвинов и др. // Прикладная механика и техническая физика. 2020. Т. 61. № 5(363). С. 144-151.
16. Курбангалеев А. А., Тазюков Ф. Х., Аляев В. А. Результаты 3D численного эксперимента моделирования процесса смешения турбулентных потоков ньютоновских жидкостей в трубчатом канале с изменёнными коэффициентами математической модели // Вестник Казанского технологического университета. 2014. Т. 17. № 24. С. 78-79.
17. Чуданов В. В., Аксенова А. Е., Первичко В. А. Методы прямого численного моделирования турбулентности в задачах теплогидравлики ТВС // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2007. № 6. С. 47-58.
18. Оптимизация турбинного диффузора многоцелевой микротурбины / Л. А. Косач, А. С. Горновский, А. В. Костюков и др. // Известия МГТУ МАМИ. 2017. № 3(33). С. 21-27.
19. Шарфарец Б. П. О диссипации энергии в электроосмотическом процессе // Научное приборостроение. 2019. Т. 29. № 3. С. 30-40. doi: 10.18358/np-29-3-i3040.

Сведения об авторах:

Гайфуллин Ильнур Хамзович – кандидат технических наук, доцент кафедры машин и оборудования в агробизнесе, e-mail: ilnur-gai@yanex.ru

Халиуллин Дамир Тагирович – кандидат технических наук, заведующий кафедрой машин и оборудования в агробизнесе, e-mail: damirtag@mail.ru

Казанский государственный аграрный университет, Казань, Россия.

Гастон Буржес – кандидат технических наук, доцент¹, старший научный сотрудник², e-mail: gbourges@inti.gob.ar

¹Национальный университет Росарио (UNR – FCEIA), Росарио, Аргентина

²Национальный институт промышленных технологий (INTI), Росарио, Аргентина.

OPTIMIZATION OF GEOMETRIC PARAMETERS OF MICROTURBINE BLADE PROFILE

I. Kh. Gayfullin, D. T. Khaliullin, B. Gaston

Abstract. The article presents a computational evaluation of the hydrodynamic behavior of a Kaplan-type hydraulic micro-turbine. The study is conducted using three-dimensional geometry performed in SolidWorks software. The aim is a comparatively analysis of aerodynamic characteristics of rotors with airfoil profile and flat profile in terms of their impact on the microturbine's operating efficiency under various rotational modes. Two rotor types are evaluated: a rotor with a flat blade profile and a rotor with airfoil blade profile. The Reynolds-averaged Navier-Stokes method with the standard k-ε turbulence model is used to solve the fluid flow equations. The algorithm is stationary and is implemented using ANSYS Fluent software. Rotor's rotation is modeled using the moving reference frame (MRF) method. Quantitative results demonstrate that at a maximum flow rate of 0.15 m³/s and a rotation speed of 1750 min⁻¹, the airfoil profile rotor produces 4.4 kW and achieves 75% efficiency, while the flat rotor under the same conditions produces only 3.12 kW and 53.1% efficiency. The results indicate that the airfoil rotor outperforms the flat rotor in all operating modes. At minimum flow rates, the turbine rotation speed is expected to be below 1500 min⁻¹ and close to 1000 min⁻¹. At maximum flow rates, the flat rotor speed is likely to be close to 1750 min⁻¹, and may even be higher for the airfoil rotor. Energy dissipation analysis showed that the flat airfoil has higher turbulent kinetic energy and turbulent eddy dissipation values, indicating greater energy dissipation compared to the wing-shaped airfoil. These results suggest the feasibility of using airfoil blade profiles in hydraulic microturbines to improve their efficiency and reliability.

Key words: energy supply, microturbine, modeling, rotor, software, airfoil profile, flat airfoil.

References

1. Nurmiev AA, Didmanidze ON, Khafizov RN. [Study of the optimal parameters stability of a trailed sprayer under changing operating conditions]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2024; Vol.19. 1(73). 61-67 p. doi: 10.12737/2073-0462-2024-61-67.
2. Maksimov AV, Shogenov YuKh, Baygildeeva EI. [Determination of dissipative losses in the hydraulic drive of the valve timing mechanism of an internal combustion engine]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2024; Vol.19. 2(74). 75-82 p. doi: 10.12737/2073-0462-2024-75-82.
3. Repetskiy OV, Khoang DK. [Verification of developed mathematical models and software on the example of radial impellers of turbomachines]. Dostizheniya nauki i tekhniki APK. 2024; Vol.38. 5. 55-61 p. doi: 10.53859/02352451_2024_38_5.
4. Khafizov KA, Khafizov RN, Nurmiev AA. [Theoretical prerequisites for creating a mathematical model of the traction efficiency of a tractor]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2019; Vol.14. 3(54). 116-121 p. doi: 10.12737/article_5db9748fc053c2.28431294.
5. Ivanov BL, Ziganshin BG, Gayfullin IKh. [Study of the operation of a vortex pneumatic sprayer for disinfecting liquids]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2023; Vol.18. 2(70). 66-71 p. doi: 10.12737/2073-0462-2023-66-71.
6. Shishenkov MA, Chuzhinov ES. [Ontological description of automated process control systems]. Avtomatizatsiya i informatizatsiya TEK. 2025; 1(618). 15-24 p.
7. Kuznetsov YP, Khimich VL, Khrunkov SN. Radial two-stage microturbine for pneumatic actuation. Russian Aeronautics. 2016; Vol.59. No.2. 283-286 p. doi: 10.3103/S1068799816020215.
8. Nurullin EG, Ibyatov RI, Khaliullin DT. [Modeling the trajectory of seed movement in the working area of a pneumatic seed huller]. Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta. 2012; Vol.15. 3. 98-100 p.
9. Baryshnikov SA, Plaksin AM, Gritsenko AV. [Method for improving the quality of turbocharger shaft repair using electrocontact sintering]. APK Rossii. 2022; Vol.29. 2. 163-170 p. doi: 10.55934/10.55934/2587-8824-2022-29-2-163-170.
10. Khaliullin DT, Dmitriev AV, Khafizov RN. [Study of air-grain mixture movement in the working area of an aeromechanical seed huller]. Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2019; Vol.12. 4(63). 27-37 p. doi: 10.17238/issn2071-2243.2019.4.27.
11. Makarov EE. Modeling of stationary flows of a liquid-gas system in an inclined channel subject to evaporation. Journal of Siberian Federal University. Mathematics and Physics. 2023; Vol.16. No.1. 110-120 p.
12. Vasilev BE. [Determination of the calculated durability of turbine components using a user-defined creep model in the ANSYS finite element package]. Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N.E. Bauman. 2012; 10(10). 166-174 p.
13. Gong Bowen, Lun H, Guisheng Xu. The use of carbon dioxide as working fluid for a single-stage mixed-flow turbine. Thermal Engineering. 2025; Vol.72. No.3. 173-180 p. doi: 10.1134/S0040601524700800.
14. Samir K, Mohammad B. Studying the effect of the profile change of third stage movable pitch blade of low pressure steam turbine and its effect on the isentropic output with programs aided Computer. Alleya nauki. 2020; Vol.1. No. 8(47). 3-12 p.
15. Shtork SI, Suslov DA, Litvinov IV. [Analysis of the flow structure in a microhydroturbine apparatus model]. Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika. 2020; Vol.61. 5(363). 144-151 p.
16. Kurbangaleev AA, Tazyukov FK, Alyaev VA. [Results of a 3D numerical experiment for modeling the mixing process of turbulent flows of Newtonian fluids in a tubular channel with modified coefficients of the mathematical model]. Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta. 2014; Vol.17. 24. 78-79 p.
17. Chudanov VV, Aksenova AE, Pervichko VA. [Methods of direct numerical modeling of turbulence in fuel assembly thermal hydraulics problems]. Izvestiya Rossiyskoy akademii nauk. Energetika. 2007; 6. 47-58 p.
18. Kosach LA, Gornovskiy AS, Kostyukov AV. [Optimization of the turbine diffuser of a multipurpose microturbine]. Izvestiya MGTU MAMI. 2017; 3(33). 21-27 p.
19. Sharfaret BP. [On energy dissipation in the electroosmotic process]. Nauchnoe priborostroenie. 2019; Vol.29. 3. 30-40 p. doi: 10.18358/np-29-3-i3040.

Authors:

Gayfullin Ilnur Khamzovich – Ph.D. of Technical Sciences, Associate Professor of Machinery and Equipment in Agribusiness Department, e-mail: ilnur-gai@yanex.ru

Khaliullin Damiir Tagirovich – Ph.D of Technical Sciences, Head of Machinery and Equipment in Agribusiness Department, e-mail: damirtag@mail.ru

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia.

Gaston Bourges – Ph.D of Technical Sciences, Associate Professor¹, senior researcher², e-mail: gbourges@inti.gob.ar

¹National University of Rosario (UNR – FCEIA), Rosario, Argentina

²National Institute of Industrial Technology (INTI), Rosario, Argentina.