



МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ НИЗКОНАПОРНОЙ МИКРОГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ ДЛЯ МАЛЫХ ВОДОТОКОВ

**Сатыбалдиев А. Б. ORCID ID 0009-0006-2226-069X,
Аттокуров А. К. ORCID ID 0009-0009-0012-2271**

*Ошский технологический университет имени М. М. Адышева, Ош, Кыргызская Республика,
e-mail: a.baatyrbekovich@gmail.com*

В статье исследуется низконапорная микроГЭС с нижнебойным водяным колесом, предназначенная для работы на малых водотоках при ограниченном брутто-напоре. Актуальность работы определяется тем, что в системах такого типа энергетическая эффективность зависит не только от параметров самого гидродвигателя, но и от гидравлического совершенства водоподводящего тракта. При малых напорах даже сравнительно небольшие потери в подводящих элементах могут заметно снизить полезный напор, ухудшить условия работы колеса и сузить область устойчивого функционирования установки. Целью исследования является разработка и применение расчетной модели, позволяющей количественно оценить влияние потерь по длине, местных сопротивлений и засорения водозаборной решетки на чистый напор и расчетную электрическую мощность микроГЭС. Методически работа основана на балансовом определении чистого напора, использовании расчетных уравнений для оценки гидравлических потерь в подводящем тракте и сравнительном параметрическом анализе двух конфигураций – базовой и оптимизированной. Оптимизация выполнена методом дискретного перебора 81 сочетания параметров, включающих диаметр подводящего трубопровода, живое сечение решетки и характеристики поворотных участков. Расчеты показали, что оптимизированный вариант обеспечивает расширение рабочего диапазона по расходу с 0,056 до 0,178 м³/с, увеличение максимальной расчетной мощности с 0,192 до 0,608 кВт и снижение чувствительности установки к засорению решетки. Сделан вывод о том, что рационализация водозаборного узла и водоподводящего тракта является важным условием повышения эффективности низконапорной микроГЭС.

Ключевые слова: низконапорная микрогидроэлектростанция, гидравлические потери, чистый напор, засорение, водозаборная решетка, оптимизация водоподводящего тракта, электрическая мощность

MODELING AND OPTIMIZATION OF HYDRAULIC LOSSES IN A LOW-HEAD MICRO-HYDROPOWER PLANT FOR SMALL WATERCOURSES

**Satybaldyev A. B. ORCID ID 0009-0006-2226-069X,
Attokurov A. K. ORCID ID 0009-0009-0012-2271**

*Osh Technological University named after M. M. Adyshev, Osh, Kyrgyz Republic,
e-mail: a.baatyrbekovich@gmail.com*

This paper investigates a low-head micro-hydropower plant with an undershot water wheel designed for operation on small watercourses under limited gross head conditions. The relevance of the study is determined by the fact that, in systems of this type, energy efficiency depends not only on the characteristics of the hydraulic prime mover itself, but also on the hydraulic quality of the water conveyance system. Under low-head conditions, even relatively small losses in the conveying elements may significantly reduce the useful head, worsen the operating conditions of the wheel, and narrow the range of stable operation of the plant. The aim of the study is to develop and apply a computational model that makes it possible to quantitatively assess the influence of friction losses, local hydraulic resistances, and clogging of the intake trash rack on the net head and the calculated electric power output of the micro-hydropower plant. Methodologically, the work is based on the head-balance approach, the use of calculation equations for evaluating hydraulic losses in the water conveyance tract, and a comparative parametric analysis of two configurations, namely the base and the optimized variants. The optimization was carried out by means of a discrete search over 81 parameter combinations, including the diameter of the penstock, the effective open area of the trash rack, and the characteristics of bend sections. The calculations showed that the optimized variant provides an expansion of the operating discharge range from 0.056 to 0.178 m³/s, an increase in the maximum calculated power from 0.192 to 0.608 kW, and a lower sensitivity of the plant to trash rack clogging. It is concluded that the rational improvement of the intake unit and the water conveyance tract is an important condition for increasing the efficiency of a low-head micro-hydropower plant.

Keywords: low-head micro-hydropower plant, hydraulic losses, net head, intake trash rack, clogging, water conveyance tract optimization, electric power

Введение

Низконапорные микроГЭС, функционирующие на каналах, арыках и малых водотоках, относятся к числу наиболее чувстви-

тельных гидроэнергетических систем. Причина этого очевидна: при малой величине располагаемого напора даже сравнительно умеренные гидравлические потери способ-

ны не просто ухудшить энергетический результат, но и существенно ограничить саму область устойчивой работы установки. Поэтому применительно к подобным схемам задача повышения эффективности сводится не столько к изолированному выбору гидродвигателя, сколько к рациональному проектированию всего водоподводящего тракта – от входного устройства и защитной решетки до пенстока, поворотов и выходного участка.

Современные исследования, посвященные потерям напора на водозаборных решетках, показывают, что геометрия прутков, расстояние между ними, угол установки и режим обтекания оказывают прямое влияние на коэффициент сопротивления и, следовательно, на суммарную потерю напора [1, 2]. Не менее показательным и то, что результаты численного моделирования и CFD-анализа низконапорных гидросистем подтверждают высокую зависимость энергетической эффективности от компоновки входного участка, числа поворотов, диаметра пенстока и в целом от конфигурации подводящего тракта [3–5].

Для диапазона ультранизких и низких напоров существенное значение имеют также характеристики самого гидродвигателя. Современные обзорные исследования, посвященные нетрадиционным низконапорным турбинам и водяным колесам, показывают, что установки данного класса обладают вполне реальным потенциалом эффективного применения в условиях малых напоров и ограниченных расходов воды [6, 7]. Однако сама возможность их использования еще не означает автоматического достижения высокого энергетического эффекта. Расчетно-экспериментальные работы убеждают в ином: итоговая результативность таких машин в значительной степени определяется не только типом гидродвигателя как таковым, но и качеством подвода потока, особенностями рабочего режима, а также уровнем входных гидравлических потерь, формирующихся еще до взаимодействия воды с рабочим органом [8, 9]. Аналогичный вывод прослеживается и в исследованиях, посвященных низкооборотным микрогидроэнергетическим генераторным системам и переменноразмерным режимам: повышение общей эффективности установки не может рассматриваться в отрыве от гидравлической части схемы [10, 11].

Дополнительную значимость данной проблематике придает общий тренд развития микрогидроэнергетики как одного из направлений децентрализованного энергоснабжения. Современные обзорные публикации подчеркивают, что в качестве приоритетных направлений совершенство-

вания таких систем выступают повышение эффективности гидравлического тракта, адаптация установок к локальным условиям и снижение их чувствительности к эксплуатационным ограничениям – прежде всего к засорению, колебаниям расхода и дефициту напора [12]. Для Кыргызской Республики этот вопрос имеет и выраженное прикладное значение: в региональных исследованиях отмечаются как значительный ресурсный потенциал малых водотоков, так и необходимость более глубокой технической адаптации малых гидроустановок к реальным условиям эксплуатации [13, 14].

В рамках настоящего исследования генераторный узел сознательно не выделяется в самостоятельный объект оптимизационного анализа. Подобное ограничение не является упрощением ради удобства, а вытекает из логики самой задачи: в центре рассмотрения находится гидравлическая часть низконапорной микроГЭС, оснащенной нижнебойным водяным колесом. Именно здесь, при малых значениях располагаемого напора, формируются те потери, которые в конечном счете определяют не только уровень полезного напора, но и общую энергетическую состоятельность установки.

Для систем такого типа решающую роль играют сопротивления, возникающие в водозаборном узле, в подводящем тракте и на защитной решетке. При недостаточной рациональной конфигурации этих элементов даже сравнительно небольшие дополнительные потери оказываются способными существенно исказить расчетный энергетический баланс. Вследствие этого детальное исследование электромеханической части без предварительного выяснения гидравлических ограничений было бы методологически преждевременным.

По этой причине электрогенератор и механическая передача в данной работе учитываются в укрупненном виде – через совокупный коэффициент полезного действия η_{tot} . Такое представление, с одной стороны, позволяет сохранить необходимую расчетную целостность модели, а с другой – исключает неоправданное смещение исследовательского акцента с основного предмета анализа. Тем самым внимание сосредотачивается именно на том, что для рассматриваемой низконапорной микроГЭС является определяющим: на влиянии гидравлических потерь на величину доступного напора и, как следствие, на расчетную эффективность работы всей установки.

Цель исследования – построение и применение расчетной модели, позволяющей количественно оценить влияние потерь по длине, местных сопротивлений и засо-

рения водозаборной решетки на величину чистого напора и расчетной электрической мощности низконапорной микроГЭС, а также установить, каким образом изменение параметров водоподводящего тракта отражается на зависимостях $H_{net}(Q)$, $P_e(Q)$ и $P_e(k_{clog})$.

Материалы и методы исследования

1. Объект исследования и принятые допущения

В качестве объекта исследования рассматривалась низконапорная микроГЭС с нижнебойным водяным колесом, ориентированная на эксплуатацию в условиях малых водотоков при брутто-напоре порядка 1,5 м и расходах, типичных для локальных русловых и деривационных схем. В исследуемой установке поток последовательно проходит через водозаборный узел, защитную решетку и подводящий тракт, после чего подается к нижней части рабочего колеса, где взаимодействует с лопатками в нижнем секторе, а затем отводится в сбросной участок. При такой компоновке энергетический результат определяется не только собственными характеристиками гидродвигателя, но и качеством организации подвода воды к его рабочей зоне.

Настоящая работа сосредоточена прежде всего на гидравлической составляющей системы, то есть на водоподводящем тракте и формируемых в нем потерях напора. Подобное ограничение предмета исследования представляется оправданным, поскольку для нижнебойных колес, функционирующих при малых напорах, даже сравнительно небольшие потери на входе, в поворотах, на решетке и в подводящем участке способны заметно уменьшить полезный напор, доступный в зоне контакта потока с колесом. Следовательно, в подобных схемах вопрос работоспособности определяется не отвлеченным гидравлическим потенциалом водотока как таковым, а той частью напора, которая реально сохраняется после прохождения воды через весь тракт.

Геометрия самого водяного колеса, конфигурация лопаток, глубина погружения нижнего сектора и кинематика взаимодействия потока с ободом в рамках данной статьи не варьировались и принимались как фиксированные характеристики объекта. Такое решение было принято сознательно, поскольку задачей исследования являлась не комплексная оптимизация всей установки, а изолированная оценка влияния гидравлических потерь водопровода на расчетную электрическую мощность. Электрогенератор и механическая передача также не детализировались и учитывались укруп-

ненно через совокупный коэффициент полезного действия η_{tot} . При отсутствии самостоятельной электромеханической модели и надежных валидационных данных отдельные выводы о преимуществах конкретной конструкции генераторного узла были бы методологически уязвимыми. Поэтому все выводы, сформулированные в настоящем исследовании, относятся прежде всего к нижнебойной микроГЭС как к гидравлической системе, в которой именно параметры водопровода определяют величину расчетной выходной мощности.

2. Расчетные уравнения

Чистый напор определялся из общего баланса напора, принятого в расчетах трубопроводных систем [3–5]. Аналогичный подход используется и в классической гидромеханике [12]:

$$H_{net} = H_g - h_f - h_{loc} - h_{scr}, \quad (1)$$

где H_g – брутто-напор, м; h_f – потери по длине, м; h_{loc} – местные потери, м; h_{scr} – потери на водозаборной решетке, м.

Для нижнебойного водяного колеса величина H_{net} интерпретировалась как та доля гидравлического ресурса, которая фактически сохраняется к моменту подвода потока в рабочую зону колеса. Соответственно, уменьшение H_{net} означает не просто абстрактное снижение расчетного напора, а ухудшение условий взаимодействия воды с нижним сектором рабочего органа.

Потери по длине рассчитывались по формуле Дарси – Вейсбаха, примененной к расчетному участку подводящего водовода, аппроксимируемого круглым трубопроводом [4, 5]:

$$h_f = f \cdot \left(\frac{L}{D} \right) \cdot \left(\frac{V^2}{2g} \right), \quad V = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad (2)$$

где f – коэффициент гидравлического трения; L – длина подводящего трубопровода, м; D – его внутренний диаметр, м; V – средняя скорость потока, м/с; Q – расход воды, м³/с; g – ускорение свободного падения, м/с².

Местные потери определялись через сумму коэффициентов сопротивления отдельных элементов тракта [3, 5]:

$$h_{loc} = (\zeta_{in} + N_{elbow} \cdot \zeta_{elbow} + \sum \zeta_{valve} + \zeta_{out}) \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (3)$$

где ζ_{in} – коэффициент входного сопротивления; ζ_{elbow} – коэффициент одного поворота; N_{elbow} – число поворотов; $\sum \zeta_{valve}$ – суммарное сопротивление регулирующих элементов; ζ_{out} – коэффициент выходного участка.

Потери на водозаборной решетке определялись по скорости потока в ее живом сечении [1, 2]:

$$h_{scr} = \zeta_{scr} \cdot \frac{(Q / A_{scr})^2}{2g}, \quad (4)$$

где A_{scr} – живое сечение решетки, м²; ζ_{scr} – коэффициент сопротивления решетки.

Зависимость коэффициента сопротивления решетки от степени ее засорения задавалась в виде аппроксимации первого порядка:

$$\zeta_{scr}(k_{clog}) = \zeta_{scr,0} \cdot (1 + \alpha k_{clog}),$$

$$0 \leq k_{clog} \leq 0,60, \quad (5)$$

где $\zeta_{scr,0}$ – коэффициент сопротивления чистой решетки; k_{clog} – безразмерный параметр засорения; α – сценарный коэффициент роста сопротивления.

Необходимо подчеркнуть, что выражение (5) не трактуется как универсальный эмпирический закон. Оно вводится как удобная параметрическая зависимость, позволяющая выполнить анализ чувствительности нижебойной микроГЭС к ухудшению состояния водозабора. Сам факт увеличения потерь при накоплении мусора и зарастании решетки согласуется с современными исследованиями [1, 2], однако численное значение α в данной работе не калибровалось по экспериментальным данным и поэтому рассматривается как сценарное.

Расчетная электрическая мощность определялась по общеизвестному энергетическому соотношению, широко применяемому в работах по малой гидроэнергетике и водяным колесам [7–9]. Аналогичный подход используется и в исследованиях, посвященных микрогидроэнергетическим генераторным системам и переменноразмерным режимам [10, 11]:

$$P_e = \rho g Q H_{net} \eta_{tot}, \quad (6)$$

где ρ – плотность воды, кг/м³; η_{tot} – совокупный коэффициент полезного действия, учитывающий гидродвигатель, механическую передачу и генератор.

Для исследуемой схемы с нижебойным водяным колесом выражение (6) следует понимать как интегральную расчетную оценку электрической мощности, а не как детальную модель гидродинамического взаимодействия потока с лопатками. Иными словами, в статье не ставилась задача описать все особенности работы колеса на уровне локального поля скоростей; показатель P_e использовался как итоговый энергетиче-

ский критерий, позволяющий сопоставить влияние различных конфигураций водоподвода на общий результат.

3. Происхождение коэффициентов и параметров модели

Для устранения неоднозначности при интерпретации расчетов все параметры модели были распределены на три категории:

- 1) величины, заимствованные из литературы;
- 2) площадочные допущения, характеризующие моделируемый створ;
- 3) сценарные параметры, введенные для сравнительного расчета.

Распределение параметров модели по их происхождению и статусу представлено в табл. 1.

Подобное разделение особенно важно именно для статьи о нижебойной микроГЭС, поскольку позволяет не смешивать реальные гидрофизические константы, инженерные допущения, относящиеся к конкретному створу, и те численные параметры, которые используются исключительно в целях сравнительной оценки базовой и оптимизированной конфигураций.

4. Сравнимые варианты и процедура оптимизации

В работе сопоставлялись два варианта водоподводящего тракта – базовый и оптимизированный. При этом тип гидродвигателя и геометрия нижебойного водяного колеса в обоих случаях считались неизменными. Тем самым эффект оптимизации изолировался именно на уровне гидравлического подводящего тракта и не смешивался с потенциальным влиянием изменений собственных параметров колеса.

В качестве вектора проектных переменных принимался набор

$$x = \{D, A_{scr}, N_{elbow}, \zeta_{elbow}\}.$$

Для указанного набора решалась дискретная задача максимизации расчетной электрической мощности в опорной точке $Q^* = 0,10$ м³/с и $k_{clog}^* = 0,15$:

$$J(x) = P_e(x, Q^*, k_{clog}^*) \rightarrow \max. \quad (7)$$

Выбор этой опорной точки не был произвольным. Значение $Q^* = 0,10$ м³/с рассматривалось как представительный рабочий расход для малых водотоков, на которых может применяться нижебойная микроГЭС данного класса, тогда как $k_{clog}^* = 0,15$ соответствовало умеренному уровню эксплуатационного загрязнения решетки, характерному для нормального, но не идеально чистого режима работы.

Таблица 1

Исходные параметры модели и комментарии к их происхождению

Обозначение	Величина	Значение	Статус и происхождение
ρ	Плотность воды, кг/м ³	1000	Литературное значение для воды при нормальных условиях [4, 12]
μ	Динамическая вязкость, Па·с	$1,0 \cdot 10^{-3}$	Литературное значение для воды при температуре порядка 20 °С [4, 12]
g	Ускорение свободного падения, м/с ²	9,81	Физическая константа
H_g	Брутто-напор, м	1,5	Площадочное допущение для низконапорного створа
L	Длина подводящего трубопровода, м	20	Сценарная геометрия сравниваемых вариантов
f	Коэффициент трения	0,02	Сценарное значение для сравнительного расчета [4, 5]
η_{tot}	Совокупный КПД	0,60	Сценарно-литературное значение; его обоснование приведено в разделе 2.5 [7–9]. Дополнительные сведения, относящиеся к генераторным системам и переменноростным режимам, приведены в работах [10, 11]
ζ_{in}	Коэффициент входного сопротивления	0,5	Сценарное значение для входного участка
ζ_{out}	Коэффициент выходного сопротивления	1,0	Сценарное значение для выходного участка
$\sum \zeta_{valve}$	Сопротивление арматуры	0	В расчетной схеме регулирующая арматура не учитывалась
$\zeta_{scr,0}$	Коэффициент сопротивления чистой решетки	2,0	Сценарное значение, согласованное по порядку величины с работами [1, 2]
α	Коэффициент роста сопротивления при засорении	3,0	Сценарный коэффициент первой аппроксимации
Q	Диапазон расхода, м ³ /с	0,01–0,20	Диапазон параметрического сканирования
k_{clog}	Параметр засорения	0–0,60	Диапазон параметрического сканирования

Примечание: составлена авторами на основе полученных данных в ходе исследования

Таблица 2

Полный набор параметров базового и оптимизированного вариантов

Параметр	Базовый вариант	Оптимизированный вариант
Диаметр подводящего трубопровода (D), м	0,19	0,29
Живое сечение решетки A_{scr} , м ²	0,10	0,17
Число поворотов N_{elbow}	4	2
Коэффициент одного поворота ζ_{elbow}	0,90	0,35
Относительный радиус поворота (R/D)	≈ 1	≈ 3
Брутто-напор H_g , м	1,5	1,5
Совокупный КПД η_{tot}	0,60	0,60

Примечание: составлена авторами на основе полученных данных в ходе исследования

Иначе говоря, критерий (7) ориентировался не на предельное, а на типичное эксплуатационное состояние системы.

Поиск оптимального варианта осуществлялся методом полного перебора 81 сочетания параметров: $D = \{0,19; 0,24; 0,29\}$ м; $A_{scr} = \{0,10; 0,14; 0,17\}$ м²; $N_{elbow} = \{4; 3; 2\}$; $\zeta_{elbow} = \{0,90; 0,60; 0,35\}$.

Из множества полученных комбинаций отбирался вариант, который одновременно удовлетворял двум условиям:

1) обеспечивал максимальное значение P_c в опорной точке;

2) сохранял положительный чистый напор $H_{net} > 0$ во всем практически значимом диапазоне расходов.

Такой способ выбора имеет особое значение для нижебойной схемы, поскольку для нее критично не только достижение пикового значения мощности, но и устойчивое сохранение напора, достаточного для эффективного подвода потока к нижнему сектору колеса при изменяющихся режимах работы.

Итоговые параметры исходной и оптимизированной конфигураций представлены в табл. 2.

5. Проверка корректности модели и сопоставление с литературными данными

Для проверки внутренней согласованности модели использовалось уравнение баланса напора:

$$H_g = H_{net} + h_f + h_{loc} + h_{scr}. \quad (8)$$

Дополнительно анализировались предельные случаи. В частности, при $L \rightarrow 0$, $N_{elbow} \rightarrow 0$ и $\zeta_{scr} \rightarrow 0$ модель должна приводить к очевидному физическому результату $H_{net} \rightarrow H_g$, и это условие выполняется. Подобная проверка, разумеется, не заменяет физической валидации, однако позволяет убедиться во внутренней непротиворечивости принятой расчетной схемы.

Поскольку собственные эксперименты в рамках настоящей работы не проводились, абсолютные значения мощности дополнительно сопоставлялись с диапазонами, приводимыми в современной литературе по водяным колесам [7–9]. Кроме того, при интерпретации полученных оценок учитывались данные исследований, посвященных микрогидрогенераторным системам и переменноротным режимам [10, 11]. Для нижебойных и близких по принципу низконапорных колесных установок показано, что энергетический результат в значительной степени зависит от организации подвода воды, скорости потока, рабочих режимов и согласования гидравлической

и механической частей системы. Следовательно, принятое в модели значение $\eta_{tot} = 0,60$ можно считать правдоподобным по порядку величины, хотя оно и не является индивидуально верифицированным именно для рассматриваемой установки.

Итак, в рамках требований к теоретическому исследованию в настоящей работе реализовано минимально достаточное сопоставление с литературными данными, однако полноценная экспериментальная валидация модели не заявляется. Все количественные результаты следует рассматривать как расчетные оценки, справедливые в пределах принятых допущений и выбранного сценария оптимизации.

Результаты исследования и их обсуждение

На основе расчетной схемы, представленной в разделе «Материалы и методы исследования», были построены зависимости H_{net} , $P_c(Q)$ и $P_c(k_{clog})$ для двух сопоставляемых конфигураций низконапорной микроГЭС с нижебойным водяным колесом – базовой и оптимизированной. При этом в обоих случаях сохранялись одинаковыми брутто-напор и совокупный коэффициент полезного действия, тогда как различия между вариантами определялись исключительно параметрами водоподводящего тракта: диаметром подводящего трубопровода, величиной живого сечения решетки, а также количеством и гидравлическими характеристиками поворотных участков. Такая постановка задачи принципиально важна, поскольку позволяет оценить влияние именно гидравлической рационализации тракта, не смешивая его с изменением параметров самого водяного колеса или генераторного узла.

Сводные количественные результаты приведены в табл. 3. Уже на этом уровне видно, что оптимизация водопровода оказывает выраженное влияние на все ключевые показатели системы. Прежде всего, предельный расход, при котором еще выполняется условие $H_{net} > 0$, возрастает с 0,056 до 0,178 м³/с, то есть рабочий диапазон расширяется примерно в 3,18 раза. Одновременно с этим расход, соответствующий максимуму электрической мощности, смещается с 0,033 до 0,103 м³/с, а максимальная расчетная мощность увеличивается с 0,192 до 0,608 кВт. Следовательно, эффект оптимизации проявляется не в одном частном параметре, а в комплексном улучшении режима работы: возрастает и энергетический максимум, и диапазон расходов, в пределах которого установка сохраняет расчетную работоспособность.

Таблица 3

Сводные расчетные показатели по двум вариантам

Показатель	Базовый	Оптимизированный	Отношение / комментарий
Предельный расход при $H_{\text{нет}} > 0$, м ³ /с	0,056	0,178	Расширение рабочего диапазона примерно в 3,18 раза
Расход максимальной мощности, м ³ /с	0,033	0,103	Оптимальный режим смещается в область больших расходов
Максимальная мощность, кВт	0,192	0,608	Рост примерно в 3,17 раза в рамках принятого сценария
P_c при $Q = 0,10$ м ³ /с и $k_{\text{clog}} = 0$	0,000	0,616	Базовый вариант практически неработоспособен
P_c при $Q = 0,10$ м ³ /с и $k_{\text{clog}} = 0,60$	0,000	0,579	Оптимизированный вариант сохраняет положительную мощность

Примечание: составлена авторами на основе полученных данных в ходе исследования.

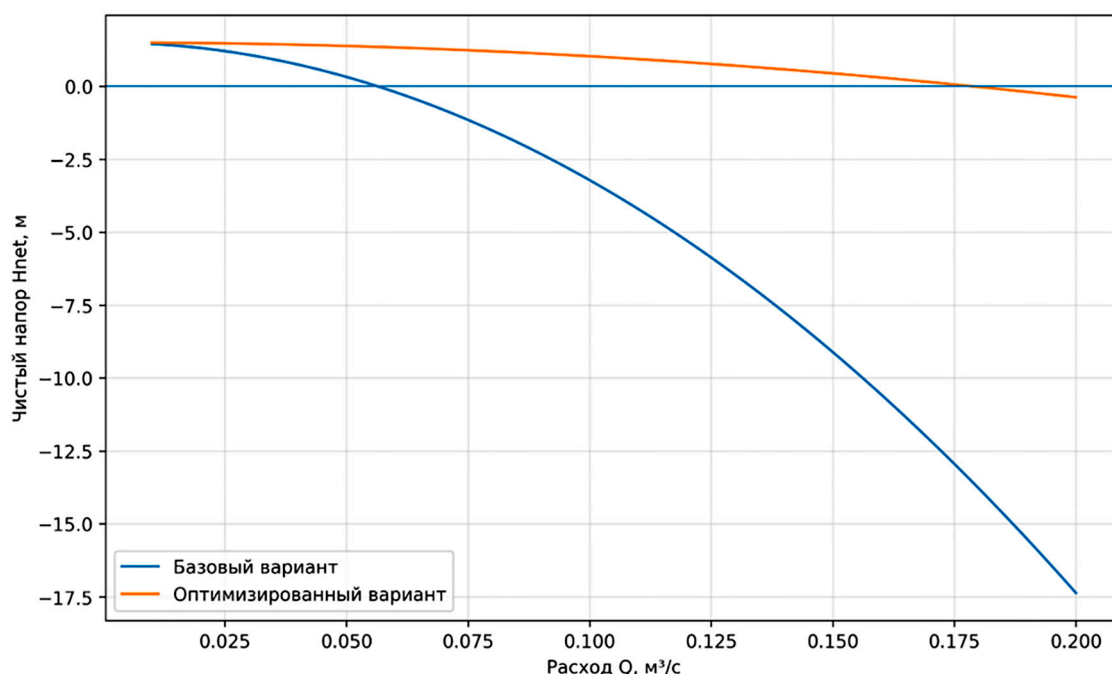


Рис. 1. Зависимость чистого напора $H_{\text{нет}}$ от расхода Q для базового и оптимизированного вариантов низконапорной микрогидроэлектростанции при фиксированном параметре засорения решетки $k_{\text{clog}} = 0,15$
Примечание: составлен авторами по результатам данного исследования

Анализ зависимостей, представленных на рис. 1, показывает, что при фиксированном уровне засорения решетки $k_{\text{clog}} = 0,15$ в обоих вариантах наблюдается закономерное уменьшение чистого напора по мере увеличения расхода. Этот результат непосредственно вытекает из структуры используемой модели: с ростом Q возрастают скорости потока в подводящем тракте, а вместе с ними увеличиваются потери по длине, местные потери и потери на решетке. Однако при внешнем сходстве общей тенденции

различие между двумя вариантами оказывается принципиальным.

В базовой конфигурации кривая $H_{\text{нет}}(Q)$ сравнительно быстро приближается к нулю и пересекает его уже вблизи $Q \approx 0,056$ м³/с. Это означает, что даже умеренное увеличение расхода в такой схеме фактически приводит к исчерпанию полезного напора: гидравлический ресурс, потенциально доступный для преобразования, поглощается потерями в тракте еще до того, как поток достигает рабочей зоны нижнебойного колеса. В опти-

мизированном варианте картина иная. Убытие H_{net} сохраняется, но происходит заметно медленнее, а нулевая граница сдвигается в область $Q \approx 0,178 \text{ м}^3/\text{с}$. С инженерной точки зрения это свидетельствует о формировании существенно большего запаса по чистому напору. Иначе говоря, оптимизация подводящего тракта создает более благоприятные условия для передачи энергии потока рабочему колесу и тем самым расширяет интервал расходов, в котором установка способна функционировать без перехода в расчетно неработоспособное состояние.

Не менее показательны зависимости мощности, приведенные на рис. 2. Их форма носит ярко выраженный экстремальный характер, что отражает внутреннюю конкуренцию двух процессов. На начальном участке рост расхода способствует увеличению мощности, поскольку в выражении $P_e = \rho g Q H_{\text{net}} \eta_{\text{tot}}$ возрастает множитель Q . Однако дальнейшее увеличение расхода усиливает гидравлические потери и тем самым уменьшает H_{net} , в результате чего после достижения некоторого максимума мощность начинает снижаться. Именно это сочетание факторов и определяет экстремум на кривой $P_e(Q)$.

Для базового варианта максимум достигается уже при $Q \approx 0,033 \text{ м}^3/\text{с}$ и составляет около $0,192 \text{ кВт}$. После этого мощность быстро уменьшается и при расходах выше

$0,056 \text{ м}^3/\text{с}$ обращается в нуль, поскольку система входит в область $H_{\text{net}} \leq 0$. В оптимизированной конфигурации положение максимума смещается в сторону более высоких расходов, к $Q \approx 0,103 \text{ м}^3/\text{с}$, а его величина возрастает до $0,608 \text{ кВт}$. Тем самым расчет показывает, что рационализация водоподводящего тракта позволяет увеличить пиковую мощность примерно в 3,17 раза. Но не только это. Не менее важен сам сдвиг энергетически выгодного режима в область больших расходов, поскольку для малых водотоков с переменной водностью именно такая особенность может иметь практическое значение: система становится менее чувствительной к узкому диапазону расходов и приобретает большую эксплуатационную гибкость.

Особого внимания заслуживает влияние засорения решетки, представленное на рис. 3 для фиксированного расхода $Q = 0,10 \text{ м}^3/\text{с}$. В данной рабочей точке базовый вариант оказывается фактически нежизнеспособным: расчетная мощность остается нулевой во всем исследованном диапазоне изменения k_{clog} , включая даже условно чистое состояние решетки. Это означает, что исходная конфигурация не располагает достаточным запасом по напору уже в самом начале анализа и при выбранном расходе не способна обеспечить полезный энергетический результат.

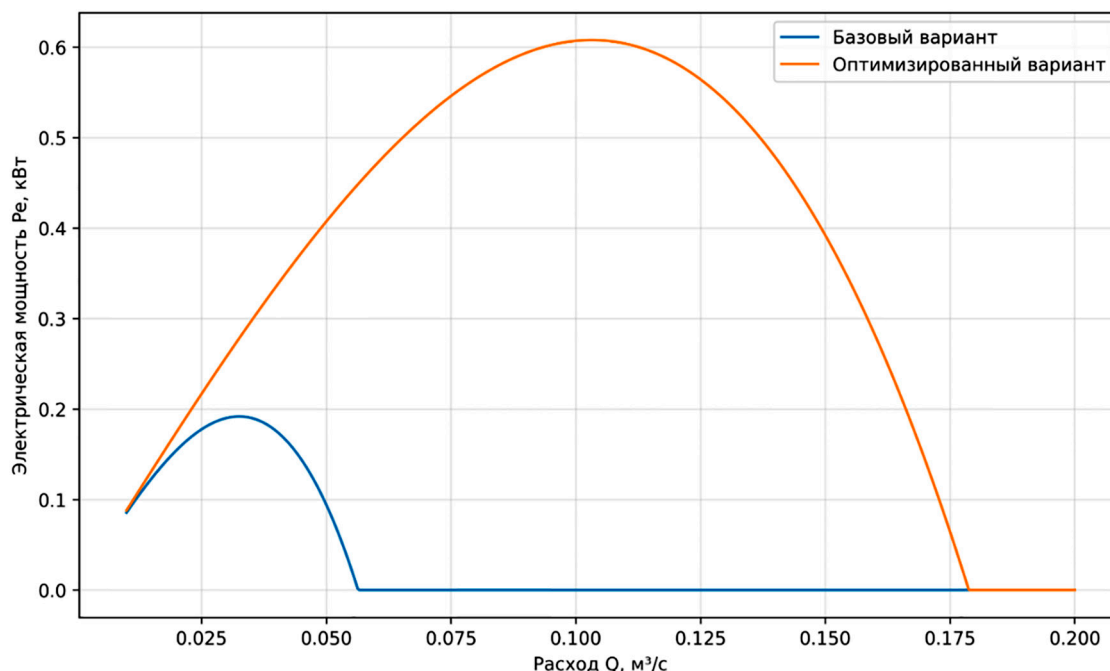


Рис. 2. Зависимость электрической мощности P_e от расхода Q для базового и оптимизированного вариантов низконапорной микрогидроэлектростанции при фиксированном параметре засорения решетки $k_{\text{clog}} = 0,15$
Примечание: составлен авторами по результатам данного исследования

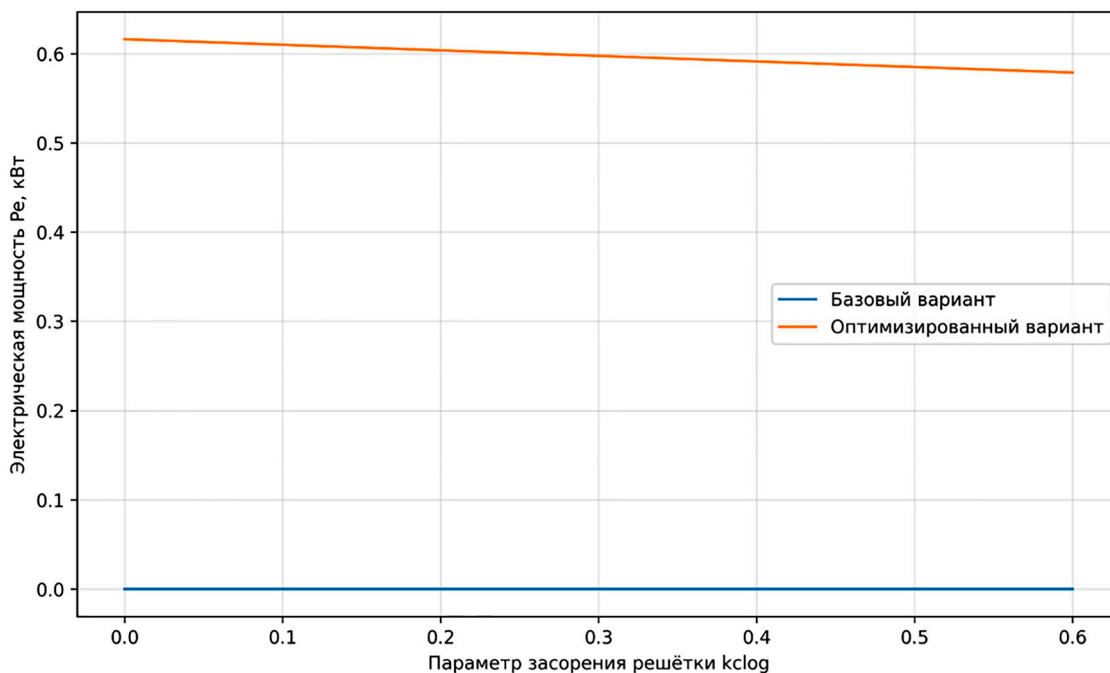


Рис. 3. Зависимость электрической мощности P_e от параметра засорения решетки k_{clog} для базового и оптимизированного вариантов низконапорной микрогидроэлектростанции при фиксированном расходе $Q = 0,10 \text{ м}^3/\text{с}$
 Примечание: составлен авторами по результатам данного исследования

В оптимизированной схеме ситуация принципиально иная. Даже при росте параметра засорения от 0 до 0,60 мощность уменьшается лишь с 0,616 до 0,579 кВт, сохраняя при этом положительное значение на всем рассматриваемом интервале. Разумеется, количественный характер этой зависимости определяется принятой в работе линейной аппроксимацией роста сопротивления решетки. Тем не менее качественный вывод выглядит достаточно устойчивым: увеличение живого сечения решетки и снижение скоростей потока в подводящем тракте заметно уменьшают чувствительность установки к ухудшению состояния водозабора. Для низконапорной микроГЭС с нижнейбойным колесом этот результат имеет особую значимость, поскольку именно водозаборный узел в подобных системах нередко становится тем элементом, который ограничивает эксплуатационную устойчивость всей схемы.

В совокупности полученные результаты позволяют сформулировать несколько принципиальных положений. Во-первых, снижение суммарных гидравлических потерь непосредственно увеличивает диапазон расходов, в пределах которого сохраняется положительный чистый напор. Во-вторых, оптимизация параметров водопровода приводит к росту расчетной максимальной мощности и одновременно смещает энер-

гетически предпочтительный режим в область более высоких расходов. В-третьих, оптимизированная конфигурация демонстрирует более высокую устойчивость к засорению водозаборной решетки, что особенно важно в реальных условиях эксплуатации на малых водотоках, где состав воды, количество наносов и уровень загрязнения могут заметно меняться во времени.

Вместе с тем интерпретация этих результатов требует методологической аккуратности. Все приведенные зависимости и численные оценки получены в рамках теоретической модели. Как отмечалось в разделе «Материалы и методы исследования», зависимость $\zeta_{scr}(k_{clog})$ рассматривается в работе как аппроксимация первого порядка, а значение $\eta_{tot} = 0,60$ принимается как правдоподобное по порядку величины, но не индивидуально верифицированное для конкретной установки. Следовательно, речь идет не о натурно подтвержденных характеристиках реальной микроГЭС, а о расчетно обоснованной сравнительной оценке эффекта гидравлической оптимизации. Тем не менее даже в пределах такого подхода результаты достаточно убедительно показывают, что для низконапорной схемы с нижнейбойным водяным колесом рациональная организация водоподводящего тракта выступает одним из определяющих факторов как энергетической эффек-

тивности, так и общей эксплуатационной устойчивости системы.

Заключение

В настоящей работе была разработана и применена расчетная модель низконапорной микроГЭС с нижнебойным водяным колесом, предназначенная для количественной оценки того, как потери по длине, местные гидравлические сопротивления и засорение водозаборной решетки влияют на величину чистого напора и, как следствие, на расчетную электрическую мощность установки. Проведенный анализ показал, что для систем данного типа энергетическая эффективность определяется не только собственными характеристиками гидродвигателя, но и в весьма существенной степени качеством гидравлической организации водоподводящего тракта, через который к колесу подводится рабочий поток.

Сопоставление базовой и оптимизированной конфигураций позволило установить, что уменьшение суммарных потерь в тракте сопровождается не локальным, а системным положительным эффектом. Оно выражается одновременно в расширении рабочего диапазона по расходу, в росте расчетной максимальной мощности и в снижении чувствительности установки к ухудшению состояния водозаборной решетки. Иначе говоря, рационализация водозаборного узла, параметров подводящего трубопровода и конфигурации поворотных участков выступает не второстепенной инженерной мерой, а одним из определяющих условий повышения энергетической результативности низконапорной микроГЭС с нижнебойным колесом.

Вместе с тем полученные результаты не следует абсолютизировать. Они имеют расчетный характер и сохраняют силу лишь в пределах тех допущений, которые были приняты при построении модели и при задании сценарных параметров. По этой причине окончательное подтверждение выявленных закономерностей должно быть связано с последующей экспериментальной проверкой, натурными измерениями на действующей установке либо с сопоставлением расчетных зависимостей с реальными эксплуатационными данными. Именно такой этап позволит перейти от теоретически обоснованной модели к ее полноценной инженерной верификации.

Конфликт интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interest: The authors declare that there is no conflict of interest.

Список литературы

1. Latif M. A., Sarwar M. K., Farooq R., Shaukat N., Ali S., Hashmi A., Tariq M. A. U. R. Estimating Energy Efficient Design Parameters for Trash Racks at Low Head Hydropower Stations // *Water*. 2022. Vol. 14. Is. 17. Art. 2609. DOI: 10.3390/w14172609.
2. Walczak N., Walczak Z., Tymiński T. Laboratory Research on Hydraulic Losses on SHP Inlet Channel Trash Racks // *Energies*. 2022. Vol. 15. Is. 20. Art. 7602. DOI: 10.3390/en15207602.
3. Alapfy B., Gamarra N. F., Rütther N. Towards Hydraulic Design Optimization of Shaft Hydropower Plants: A 3D-CFD Application Based on Physical Models // *Water*. 2024. Vol. 16. Is. 19. Art. 2790. DOI: 10.3390/w16192790.
4. Chaulagain R. K., Poudel L., Maharjan S. A review on non-conventional hydropower turbines and their selection for ultra-low-head applications // *Heliyon*. 2023. Vol. 9. Is. 7. e17753. DOI: 10.1016/j.heliyon.2023.e17753.
5. Yoosef Doost A., Lubitz W. D. Archimedes Screw Design: An Analytical Model for Rapid Estimation of Archimedes Screw Geometry // *Energies*. 2021. Vol. 14. Is. 22. Art. 7812. DOI: 10.3390/en14227812.
6. Simmons S., Dellinger G., Lubitz W. D. Effects of Parameter Scaling on Archimedes Screw Generator Performance // *Energies*. 2023. Vol. 16. Is. 21. Art. 7331. DOI: 10.3390/en16217331.
7. González-González F., Barbón A., Bayón L., Georgious R. An Experimental Investigation of Various Control Systems for an Archimedes Screw Turbine in a Micro-Hydropower Plant // *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14. Is. 2. Art. 512. DOI: 10.3390/app14020512.
8. Mehr G., Durali M., Khakrand M. H., Hoghooghi H. A novel design and performance optimization methodology for hydraulic Cross-Flow turbines using successive numerical simulations // *Renewable Energy*. 2021. Vol. 169. P. 1402–1421. DOI: 10.1016/j.renene.2021.01.090.
9. Lukeš R., Honus S., Blejchař T., Balco M. Reaction Cross-Flow Turbine for Small Hydropower Plants: Flow Profile Design and CFD Analysis // *Renewable Energy*. 2025. Vol. 252. Art. 123560. DOI: 10.1016/j.renene.2025.123560.
10. Akhyar A., Sofyan S. E., Suriadi, Khairil. A review of vortex water turbine design for sustainable energy generation (principles, optimization, and validation) // *Energy Conversion and Management: X*. 2025. Vol. 26. Art. 100895. DOI: 10.1016/j.ecmx.2025.100895.
11. Tesfay A. H., Weldemariam S. A., Gebrelibanos K. G. Design and Development of Crossflow Turbine for Off-Grid // *Energies*. 2025. Vol. 18. Is. 19. Art. 5108. DOI: 10.3390/en18195108.
12. Ботоканова Б. А., Усон кызы Эрмек, Исмаилов Э. И. Приоритеты развития малой гидроэнергетики в Кыргызстане // *Вестник КРСУ*. 2023. Т. 23. № 8. С. 4–8. DOI: 10.36979/1694-500X-2023-23-8-4-8.
13. Баянов А. П., Алымбеков Т. А. Существующее положение и перспективы развития малой гидроэнергетики в Кыргызстане // *Вестник КРСУ*. 2024. Т. 24. № 4. С. 68–72. DOI: 10.36979/1694-500X-2024-24-4-68-72.
14. Аскарбеков Б., Симаков Ю. П., Гудкова О. Г. Опыт зарубежных стран в стимулировании микрогенерации на основе возобновляемых источников энергии // *Вестник КРСУ*. 2024. Т. 24. № 4. С. 61–67. DOI: 10.36979/1694-500X-2024-24-4-61-67.
15. Лавров Н. П. Гидротехнические сооружения для малых ГЭС: учебное пособие / Кыргызско-Российский Славянский университет. Бишкек, 2001. 150 с.