

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»

2022



**ГГМ**  
КАФЕДРА ГИДРОМЕХАНИКИ  
И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН

# Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика

XXVI Международная научно-техническая конференция

(Москва, 07 декабря 2022 г.)



Сборник трудов конференции

УДК 621.22

ББК 31.56

Г 46

Г 46 Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. XXVI Международная научно-техническая конференция (Москва, 07 декабря 2022 г.) // Сборник трудов конференции — М.: Мир науки, 2022. — Режим доступа: <https://izd-mn.com/PDF/56MNNPK22.pdf> — Загл. с экрана.

ISBN 978-5-907603-55-4

Представлены материалы докладов участников XXVI Международной научно-технической конференции «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», организованной Национальным исследовательским университетом «МЭИ» и проводимой 7 декабря 2022 г. Доклады посвящены вопросам исследования и проектирования гидравлических машин, гидроприводов и систем гидропневмоавтоматики.

Материалы предназначены специалистам в области энергетического машиностроения, аспирантам, студентам, обучающимся по соответствующим профилям подготовки.

Ответственность за аутентичность и точность цитат, имен и иных сведений, а также за соблюдение законов об интеллектуальной собственности несут авторы публикуемых материалов. В статьях сохранен авторский стиль.

**ISBN 978-5-907603-55-4**

© Коллектив авторов, 2022

© Министерство науки и высшего образования  
Российской Федерации, 2022

© ФГБОУ ВО «Национальный  
исследовательский университет «МЭИ», 2022

© ООО Издательство «Мир науки», 2022

## Оглавление

<b>Алиев А.Р., Халатов Е.М.</b> К вопросу выбора материала для герметичных тонкостенных оболочек изделий ракетно-космической техники.....	5
<b>Амелюшкин И.А., Дружинин О.В.</b> Гидродинамические установки и моделирование сил, действующих на колесо с грунтозацепами, при его качении по воде.....	13
<b>Афанасьев А.П., Афанасьева Е.В., Качанов И.В., Ключников В.А., Ленкевич С.А., Шаталов И.М., Щербакова М.К.</b> Анализ влияния формы обводов баржи на сопротивление движению состава и рекомендации по модернизации на основе баржи проекта 775 .....	17
<b>Афанасьев А.П., Афанасьева Е.В., Качанов И.В., Ленкевич С.А., Шаталов И.М., Щербакова М.К.</b> Результаты экспериментальных исследований по определению сопротивления движению барже-буксирных составов при различных условиях и режимах движения.....	23
<b>Бирюлин М.А., Байков В.Н., Лямасов А.К., Титова Ж.О.</b> Тоннельная ГАЭС подземного типа .....	30
<b>Быков К.Ю., Качанов И.В., Ленкевич С.А., Шаталов И.М.</b> Анализ геометрии биметаллического соединения при выдавливании дорожных резцов.....	36
<b>Власов К.А., Островский В.Л., Панферова Н.Ю., Черкасских С.Н.</b> Приводы механизмов поворота лопастей ветроколес.....	39
<b>Вольф В.В., Битюцких С.Ю.</b> Моделирование аэростатических характеристик дирижабля...	46
<b>Ганиев А.Р., Чэнь Ш., Черкасских С.Н., Шейкин М.О.</b> Использование гидравлических передач в ветроэнергетических установках .....	49
<b>Горбатов Д.А., Жарковский А.А., Адрианов А.В.</b> Нахождение оптимальных значений интегральных параметров проточной части погружного электронасоса на основе матрицы планирования эксперимента .....	56
<b>Денисов К.Е., Лямасов А.К., Остякова А.В.</b> Гидроагрегат подземной ГАЭС тоннельного типа.....	61
<b>Дробницкий Н.А., Волков А.В., Рыженков А.В., Дружинин А.А.</b> Расчетное исследование характеристик гидротурбин в зависимости от модификации функциональных поверхностей рабочего колеса на основе ПАВ-технологий.....	67
<b>Исаев И.Н., Ляпин В.Ю., Феденков В.В., Черкасских С.Н.</b> Система рекуперации энергии на базе гидропривода мобильного транспортного средства.....	71
<b>Ковалевич В.С., Качанов И.В., Шаталов И.М., Кособуцкий А.А. Филипчик А.В.,</b> Экспериментальные исследования гидроабразивной технологии очистки (ГАО) металлических гребных винтов от коррозии.....	78
<b>Королева Д.А., Шайдаков В.В., Целищев В.А.</b> Привод солнечного трека большой мощности.....	84
<b>Личадеев И.С., Петров В.В., Мирошников А.В.</b> CFD-расчет гидравлического контура генератора ВЭУ Терус 200.....	89
<b>Лякин В.С., Фролов А.В., Черкасских С.Н.</b> Построение диаграммы нагрузки гидропривода экскаватора .....	94
<b>Мылкин Д.В., Байков В.Н., Орахелашвили Б.М.</b> Проектирование и создание математической модели осевой гидротурбины мощностью 40 кВт.....	103
<b>Никитин М.А., Лямасов А.К., Почернина Н.И.</b> Герметичный насос с интегрированной магнитной муфтой, адаптированный под применение аддитивных технологий.....	115

<b>Омран М., Жарковский А.А., Щур В.А.</b> Оптимизация проточной части гидротурбин с использованием двумерных моделей течения .....	122
<b>Остякова А.В., Островский В.Л., Ухлинов А.Г.</b> Особенности механизма массообмена во взвесенесущем водном потоке .....	127
<b>Пастухов И.С., Целищев В.А., Кудерко Д.А.</b> Проектирование рулевого привода интерцепторов гражданского самолета .....	133
<b>Потеряхина П.В., Целищев В.А., Кудерко Д.А.</b> Моделирование гидравлического привода руля высоты гражданского самолета .....	139
<b>Раздьяконов Л.С., Иголкин А.А.</b> Моделирование переходных процессов регулятора давления природного газа .....	144
<b>Риффель С.А., Черкасских С.Н., Шилин Д.В., Шейкин М.О.</b> Применение интеллектуальных алгоритмов для позиционирования рабочего органа гидравлического гексапода.....	148
<b>Сайранов В.А., Петров П.В.</b> Гидросхема беспилотного бульдозера .....	156
<b>Семёнова Н.П., Дружинин А.А., Лямасов А.К.</b> Автономная система дозирования пенообразователя на базе лопастной гидротурбины .....	159
<b>Скачко А.А., Хвилько К.В., Качанов И.В., Шаталов И.М., Кособуцкий А.А.</b> Повышение производительности земснаряда путем изменения формы поперечного сечения на поворотных участках .....	164
<b>Стриганова М.Ю., Шаталов И.М., Щербакова М.К., Максимович А.В., Дмитриченко А.С.</b> Экспериментальные исследования волны перемещения, возникающей при гидродинамической аварии плотины в условиях высокогорья .....	168
<b>Тарасюк Ф.В., Феденков В.В., Шарий В.Н.</b> К методу расчета основных конструктивных параметров блока цилиндров аксиально-поршневого насоса с наклонным диском .....	174
<b>Тегжанов А.С., Щерба В.Е.</b> Влияние неплотности второго всасывающего клапана на рабочие процессы и характеристики ПГЭМОД с газовым колпаком и двумя всасывающими клапанами.....	181
<b>Фролов Г.К., Целищев В.А., Поляков Н.А.</b> Особенности предварительного расчета гидромашин блока передачи мощности .....	187
<b>Харитонов М.Ю., Колесников А.А., Волков А.В., Ляпин В.Ю., Байков В.Н.</b> Повышение эффективности функционирования энергосистем за счет использования ГАЭС.....	192
<b>Хохлов А.В., Хохлов В.А., Титова Ж.О., Хохлов Н.В.</b> Регулируемые струйные насосы для резервной системы защиты насосных и гидроэлектрических станций от затопления .....	194
<b>Черепанов С.П., Волков А.В., Дробницкий Н.А., Орахелашвили Б.М.</b> Исследование влияния макрошероховатости на передней кромке пластины и лопасти рабочего колеса .....	200
<b>Чёлышев Р.А., Тимофеев Ю.М., Халатов Е.М.</b> Повышение точности расчета герметичности и силы трения в узлах уплотнения изделий пневмоавтоматики .....	204
<b>Шевчук Н.А., Шарий В.Н., Черкасских С.Н.</b> Моделирование рабочего процесса аксиально-поршневого насоса .....	212
<b>Шейкин М.О., Ляпин В.Ю., Шилин Д.В., Черкасских С.Н.</b> Применение скользящего управления для управления позиционным пневмоприводом.....	219

**Алиев Андрей Рафаилович**

АО «Государственный космический научно-производственный центр имени М.В. Хруничева», Ковров, Россия  
Конструкторское бюро «Арматура» (филиал)

**Халатов Евгений Михайлович**

АО «Государственный космический научно-производственный центр имени М.В. Хруничева», Ковров, Россия  
Конструкторское бюро «Арматура» (филиал)

## **К вопросу выбора материала для герметичных тонкостенных оболочек изделий ракетно-космической техники**

Герметичность изделий ракетно-космической техники (РКТ) является одним из базовых параметров их надежности, влияющим на работоспособность конструкции, а в ряде случаев и на жизни людей, участвующих в их подготовке к пуску, и в процессе полета (для случая пилотируемых аппаратов). Повышенные требования предъявляются к герметичности тонкостенных оболочек, работающих под высоким избыточным давлением (например, топливные баки изделий РКТ), что обосновано [1–4]:

- лимитированием возможной потери рабочих сред космических аппаратов (КА) с регламентированными сроками активного существования КА, длительное время пребывающих в условиях глубокого вакуума;
- пожаро- и взрывобезопасностью, в случае утечки компонентов топлива из мест их локации;
- пагубным токсическим воздействием компонентов топлива, рабочих тел систем терморегулирования на здоровье специалистов стартового комплекса, обслуживающих изделие, а впоследствии и членов экипажа;
- негативным воздействием рабочих тел топливной системы и системы терморегулирования на приборы изделия РКТ.

В силу конструктивных особенностей на тонкостенные изделия накладывается и ряд дополнительных ограничений. Скорость возрастания давления при наполнении не должна превышать заданного значения. Должно быть обеспечено требование по температуре газа, которая, возрастая при наполнении полости, не должна превышать допустимого значения. Данные ограничения обязательны для соблюдения на всех стадиях жизненного цикла изделия, что обеспечивает сохранение изделий в работоспособном состоянии, при условии сохранения его целостности, отсутствии необратимых (пластических) деформаций конструкции, а также недопущении возникновения изменений, способных вызвать снижение прочностных характеристик. Из приведенных выше требований прослеживается главенствующая роль выбора материала для их изготовления, поскольку от этого выбора зависят технологические, эксплуатационные, массовые и другие свойства конструкции в целом.

Очевидно, что к материалу для изготовления топливных баков изделий РКТ, как и любому другому конструкционному материалу, предъявляются требования, основными из которых являются эксплуатационные, технологические и экономические [5]. Учитывая специфику ракетно-космической отрасли и условия, в которых ее изделия эксплуатируются, требования, предъявляемые к материалу для изготовления топливных баков изделий РКТ, наиболее рационально разделить по степени значимости на две категории: первостепенные и рекомендуемые.

К *первостепенным требованиям к материалу изделия*, определяющим его эксплуатационную надёжность, можно отнести конструкционную прочность, хорошую свариваемость и высокую коррозионную стойкость при условии обеспечения минимальной массы.

*Конструкционная прочность* материала изделия включает комплекс механических свойств, обеспечивающих надёжную и длительную работу материала в условиях эксплуатации [5]. Конструкционная прочность, как комплексная характеристика, определяется сочетанием критериев прочности, долговечности и надёжности.

*Критерии прочности* выбираются исходя из условий эксплуатации изделия, при статических нагрузках — это предел прочности  $\sigma_B$  (для хрупких материалов) и/или предел текучести  $\sigma_{0,2}(\sigma_T)$  (для пластичных материалов), при динамических или циклических нагрузках — предел выносливости  $\sigma_R$ . Помимо этого материал должен обладать высоким модулем упругости. Данная группа критериев характеризует сопротивление материала изделия необратимой (пластической) деформации. Исходя из условий, накладываемых критериями прочности, материалы для изготовления топливных баков изделий РКТ должны обладать высоким значением предела прочности  $\sigma_B$  и/или предела текучести  $\sigma_{0,2}(\sigma_T)$  при достаточной пластичности, ударной вязкости и низкой чувствительностью к концентрации напряжений.

*Группа критериев надёжности* материала изделия отражает хрупкое разрушение, вызывающее внезапный отказ в условиях эксплуатации. В этом случае критериями могут быть такие параметры как относительное удлинение  $\delta$ , относительное сужение  $\psi$ , ударная вязкость ( $KCU, KCV, KCT$ ) и температура хладноломкости  $t_{50}$ .

*Группа критериев долговечности* характеризуют сопротивляемость материала постепенному разрушению, обеспечивая работоспособность изделия в течение требуемого срока службы. Для многих материалов критериями являются циклическая долговечность, скорости изнашивания, ползучести и коррозии.

По величине выбранных критериев прочности, долговечности и надёжности рассчитывают допустимые рабочие параметры, определяющие работоспособность изделия.

**Хорошая свариваемость.** Под свариваемостью понимается способность материалов образовывать при установленной технологии сварки неразъёмные соединения, механические и другие эксплуатационные свойства которых обусловлены конструкцией изделия и находятся на уровне основного материала [6–10]. Образующийся в процессе сварки шов по отношению к основному материалу обладает пониженной прочностью и пластичностью, что объясняется активными структурными изменениями (укрупнение зерна материала), происходящими в зоне сварного шва, под действием нагрева [8]. Сварные швы являются концентраторами напряжений, поэтому от их прочности и пластичности зависит качество и надёжность изделия в целом. Только хорошо свариваемые материалы могут обеспечить требуемую степень герметичности изделий.

В общем случае свариваемость материала учитывается коэффициентом прочности сварного шва ( $\sigma_B^{CB}$ ), определяемым по формуле (1) [11; 12]:

$$k_{CB,Ш} = \sigma_B^{CB} / \sigma_B, \quad (1)$$

где  $k_{CB,Ш}$  — коэффициент прочности сварного шва;  $\sigma_B^{CB}$  — предел прочности на растяжение материала в сварном шве;  $\sigma_B$  — предел прочности материала вдали от шва.

Чем больше значение коэффициента прочности сварного шва  $k_{CB,Ш}$ , тем выше степень свариваемости материала. Для хорошо свариваемых материалов значение  $k_{CB,Ш}$  стремится к 1. Сравнительная характеристика прочностных свойств сварных швов для некоторых групп сплавов, используемых для изготовления изделий РКТ [11–18] представлена в таблице 1.

**Таблица 1**

**Коэффициент прочности сварного шва материалов и сплавов изделий РКТ**

№ п/п	Материал	Значение коэффициента сварного шва
1	Магниево-алюминиевые сплавы	0,8
2	Алюминиевые сплавы	0,90–0,97
3	Титановые сплавы	0,95–0,97
4	Бериллиевые сплавы	0,7–0,85

Из анализа данных, представленных в таблице 1, следует, что самое высокое значение коэффициента прочности сварного шва имеют титановые сплавы. Однако, имеется ряд особенностей, ограничивающих их применение для особо ответственных изделий, к которым относятся изделия РКТ. Титановые сплавы склонны к образованию трещин в сварных швах, которые помимо этого обладают низкой пластичностью в холодном состоянии, что снижает эффективность их использования для изготовления герметичных конструкций топливных баков изделий РКТ.

Сварные швы изделий из магниевых сплавов имеют крупнозернистую дендрито-ячеистую микроструктуру с расположенными столбчатыми кристаллами у линии сплава, что негативно сказывается на герметичных свойствах сварных соединений, а высокий коэффициент линейного расширения материала приводит к значительному короблению.

Сварка бериллиевых сплавов так же имеет ряд свойств, ограничивающих их области применения — это и хрупкость бериллия, его высокая химическая активность по отношению к примесям-газам, что обуславливает пористость швов и их склонность к образованию как холодных, так и горячих трещин. Наиболее перспективны алюминий-бериллиевые сплавы (сплавы системы *Al-Be*) [17], которые нашли свое применение, но не для герметичных изделий, а для некоторых элементов крепления, например, трубчатых ферм крепления солнечных батарей межпланетной автоматической станции «Венера», рам остекления космического корабля «Буран» [17].

Сварные швы алюминиевых сплавов, как и ряд других сплавов, имеют склонность к трещинообразованию (порядка 8–15%), однако не для всех типов. Например, при легировании алюминиевых сплавов магнием, коэффициент склонности материала к трещинообразованию снижается по мере увеличения его содержания в сплаве [19]. Такие сплавы называются магналиями и обладают хорошими сварными качествами, что подтверждается их хорошей свариваемостью всеми видами сварки [19–21].

*Высокая коррозионная стойкость.* Здесь следует отметить, что жидкое ракетное топливо (ЖРТ), которым заправлены топливные баки изделий РКТ, представляет собой вещество или совокупность веществ в жидком состоянии, способных в результате экзотермических химических реакций образовывать высокотемпературные продукты, создающие реактивную силу при истечении их из ракетного двигателя [22; 23]. Компоненты ЖРТ зачастую являются химически-активными веществами, вступающими в интенсивную реакцию с конструкционными материалами топливных баков изделий, выступая для них агрессивной средой. Таким образом, правильный выбор конструкционных материалов пневмогидравлических систем (частью которых являются топливные баки), обладающих высокой коррозионной стойкостью, является важнейшей задачей, способствующей обеспечению надежности и безопасности функционирования изделия РКТ при испытаниях и непосредственной эксплуатации.

К рекомендуемым требованиям для материала изделия, можно отнести требования по обеспечению технико-экономических показателей, определяемых на стадиях проектирования, изготовления и эксплуатации. Одними из важнейших являются стоимость материала, совершенство и эффективность технологических процессов при изготовлении продукции.

Рассмотрим, на основе предложенной классификации, некоторые особенности наиболее распространенных материалов, их свойства, принимать во внимание которые необходимо при принятии решений по выбору материала.

Топливные баки (баки горючего и окислителя, баки системы наддува) являются одними из важнейших элементов конструкции РН и КА. В настоящее время для их изготовления используют алюминиевые, титановые сплавы, иногда применяют магниевые, никелевые и молибденовые сплавы [11; 24]. К группе перспективных материалов относятся бериллиевые сплавы и композиционные материалы. Каждый из материалов имеет свои преимущества и недостатки, что определяет их конкретную область применения. Несмотря на многообразие конструкционных материалов, наиболее широкое применение для изготовления топливных баков изделий РКТ получили алюминиевые сплавы, в основном сплавы системы *Al-Mg* (магналии) — АМг6; системы *Al-Cu-Mn* — 1201 и системы *Al-Mg-Li* (алюминиево-литиевые сплавы) — 1460, 1464, 1468 [11; 13; 14; 18; 19; 24–34]. Данные алюминиевые сплавы обладают высокой коррозионной стойкостью, конструкционной прочностью и теплопроводностью, высокими удельными характеристиками (удельная прочность, удельная жесткость, удельный модуль упругости), имеют высокий показатель свариваемости ( $k_{св.ш}$  стремится к 1), а также обладают мелкозернистостью микроструктуры, что обеспечивает требуемую герметичность. Химический состав наиболее распространенных алюминиевых сплавов, используемых при изготовлении топливных баков изделий РКТ (АМг6, 1201) [11; 13; 18; 19; 24–27; 30; 34; 35], представлен в таблицах 2 и 3 [36], а их механические свойства при нормальной температуре (20°C) — в табл. 4 [11; 12; 18; 35; 37].

**Таблица 2**

**Химический состав алюминиевого деформируемого материала АМг6**

Обозначение сплава	Массовая доля элементов, %									
	<i>Fe</i>	<i>Si</i>	<i>Mn</i>	<i>Ti</i>	<i>Al</i>	<i>Cu</i>	<i>Be</i>	<i>Mg</i>	<i>Zn</i>	прочие элементы
АМг6	0,4	0,4	0,5–0,8	0,02–0,10	91,1–93,68	0,1	0,0002–0,005	5,8–6,8	0,2	каждый — 0,05; всего — 0,1

**Таблица 3**

**Химический состав алюминиевого деформируемого материала 1201**

Обозначение сплава	Массовая доля элементов, %										
	<i>Fe</i>	<i>Si</i>	<i>Mn</i>	<i>V</i>	<i>Ti</i>	<i>Al</i>	<i>Cu</i>	<i>Zr</i>	<i>Mg</i>	<i>Zn</i>	прочие элементы
1201	до 0,15	до 0,08	0,2–0,4	0,05–0,15	0,1–0,2	91,9–93,55	5,8–6,8	0,01–0,25	до 0,02	до 0,05	каждый — 0,001; всего — 0,3

**Таблица 4**

**Механические свойства алюминиевых сплавов АМг6 и 1201**

№ п/п	Показатель	Обозначение	Сплав	
			АМг6	1201
1	Предел прочности, МПа	$\sigma_B$	380–400	410–420
2	Предел текучести условный, МПа	$\Sigma_{0,2}$	290	320
3	Относительное удлинение, %	$\delta$	6	6
4	Модуль упругости, МПа	$E$	71800	72000
5	Плотность, г/см <sup>3</sup>	$\rho$	2,64	2,85
6	Модуль сдвига, МПа	$G$	28000	26000
7	Склонность к коррозионному растрескиванию	–	мало склонен	мало склонен
8	Коэффициент прочности сварного шва	$k_{св.ш}$	0,90–0,97	до 0,68
9	Степень пластичности сварных швов	–	хорошая	хорошая

Термически неупрочняемый высоколегированный алюминиевый деформируемый сплав АМг6, легируется марганцем, цирконием и хромом, цинком, что способствует повышению его прочностных характеристик, улучшает свариваемость и сопротивление коррозии. По мере увеличения содержания магния снижается склонность материала к трещинообразованию, повышается временное сопротивление и особенно предел текучести, что наиболее заметно при увеличении его массовой доли с 1 до 6 % [18; 34]. Повышения прочностных характеристик сплава (предел прочности) можно достичь путем холодной деформации (нагартовка до 35 %). Однако при этом наблюдается незначительное ухудшение пластичности и коррозионной стойкости, что решается последующим нагревом. Массовая доля меди в составе сплава ограничивают до 0,1 % по причине негативного действия этого элемента на свариваемость сплава и его коррозионную стойкость. Титан и цирконий измельчают структуру сплава, способствуют образованию более плотного сварного шва. Бериллий, входящий в состав сплава, предохраняет его от окисления.

Термически упрочняемый, жаропрочный алюминиевый сплав 1201 по составу входящих в него легирующих элементов схож с АМг6, но имеет ряд особенностей. В сплаве, по сравнению с АМг6, снижена концентрация магния, что повышает его склонность к трещинообразованию, а максимальная концентрация меди на 5,8–6,8 % снижает такие характеристики, как свариваемость и коррозионностойкость, способствуют росту зерна микроструктуры сплава, но при этом повышает прочностные характеристики, которые растут с увеличением концентрации меди [18]. Излишняя склонность к росту зерна сплава компенсируется присадками марганца, циркония, титана и ванадия, которые в указанных количествах также способствуют повышению механических характеристик.

Из сравнительного анализа механических характеристик сплавов АМг6 и 1201 следует, что характеристики сплава АМг6 ниже характеристик сплава 1201 по пределу прочности на 7,97 %, а по пределу текучести на 10,35 %. Однако при одинаковых относительных удлинениях и сравнимых значениях модуля упругости массовые характеристики изделий из сплава системы *Al-Cu-Mn* (1201) будут проигрывать магнию (АМг6), по причине большей плотности — на 7,14 %. Прочностные характеристики сварного шва сплава АМг6 более чем на 25 % выше, чем у сплава 1201, что является важным фактором при выборе материала. Следует отметить, что оба сплава показывают замечательные характеристики и при криогенных температурах до минус 253°С [12].

Представленный в работе анализ характеристик и свойств широко используемых материалов для изготовления тонкостенных оболочек изделий ракетно-космической техники, в сочетании с анализом действующих на них факторов, может быть полезен в процессе проектирования исследуемых объектов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Кишкин, А.А. К вопросу повышения чувствительности локальных методов контроля герметичности для изделий ракетно-космической техники / А.А. Кишкин, И.П. Колчанов, А.В. Делков, А.А. Ходенков // Вестник СибГАУ. Авиационная и ракетно-космическая техника. — 2014. — № 1(53). — С. 127–133.
2. Беляков, И.Т. Технология сборки и испытаний космических аппаратов [Текст]: Учебник для высших технических учебных заведений / И.Т. Беляков, И.А. Зернов, Е.Г. Антонов и др.; Под общ. ред. И.Т. Белякова и И.А. Зернова. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.

3. Экспериментальная отработка космических летательных аппаратов / В.А. Афанасьев [и др.]; под ред. Н. В. Холодкова. — М.: Изд-во МАИ, 1994. — 412 с.
4. Гардымов, Г.П. Технология ракетостроения [Текст]: учеб. пособие / Г.П. Гардымов, Б.А. Парфенов, А.В. Пчелинцев. — СПб.: Специальная литература, 1997. — 320 с.
5. Арзамасов, Б.Н. Материаловедение [Текст]: Учебник для высших технических учебных заведений / Б.Н. Арзамасов, И.И. Сидорин, Г.Ф. Косолапов и др. Под общ. ред. Б.Н. Арзамасова. — 2-е изд., испр. и доп. — М.: Машиностроение, 1986. — 384 с.
6. Фетисов, М.Г. Материаловедение и технология металлов [Текст]: учебник для вузов / М.Г. Фетисов, В.М. Карпман, В.С. Матюнин и др. — М.: Высшая школа, 2001. — 640 с.
7. Колесов, С.Н. Материаловедение и технология конструкционных материалов [Текст]: учебник для вузов / С.Н. Колесов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Высшая школа, 2008. — 535 с.
8. Макаров, Э.Л. Теория свариваемости сталей и сплавов [Текст]: монография / Э.Л. Макаров, Б.Ф. Якушин; под ред. Э.Л. Макарова. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. — 487 с.
9. ГОСТ 29273-92 (ИСО 581-80) Свариваемость. Определение [Текст] / Введ. 01.01.93. — М.: ИПК Издательство стандартов, 1992. — 3 с.
10. ГОСТ 2601-84 Сварка металлов. Термины и определения основных понятий / Введ. 01.07.85. — М.: ИПК Издательство стандартов, 1984. — 37 с.
11. Грабин, Б.В. Основы конструирования ракет-носителей космических аппаратов [Текст]: учебник для студентов вузов / Б.В. Грабин, О.И. Давыдов, В.И. Жихарев и др.; Под ред. академика В.П. Мишина и профессора В.К. Карраска. — М.: Машиностроение, 1991. — 416 с.
12. Металлические материалы, хладостойкие до -196 и -253°C [Текст]: справочник / Под ред. канд. техн. наук Ю.И. Русиновича, канд. техн. наук И.К. Успенской, канд. техн. наук Т.А. Власовой. — М.: ГОНТИ № 1, 1982. — 307 с.
13. Илларионов, Э.И. Алюминиевые сплавы в авиакосмической технике / Э.И. Илларионов, Н.И. Колобнев, П.З. Горбунов; Под общ. ред. Е.Н. Каблова; Гос. предприятие «Всерос. науч.-исслед. ин-т авиац. материалов». — М.: Наука, 2001. — 187 с.
14. Авиационные материалы [Текст]: справочник в 12 томах / Под общ. ред. Е.Н. Каблова. — 7-е изд., перераб. и доп. — М.: ВИАМ, 2009. — Т. 4, Ч. 1, Кн. 1. — 170 с.
15. Сварка магниевых сплавов. Технология сварки магниевых сплавов [Электронный ресурс] / Институт сварки и наноматериалов ИСНАНО <http://isnano.ru/6386733>. — Дата обращения: 21.09.2020 г.
16. Алексеев, А.Г. Технология конструкционных материалов [Текст]: учебник для вузов / А.Г. Алексеев, Ю.М. Барон, М.Т. Коротких и др. Под ред. Ю.М. Барона. — СПб.: Питер, 2015. — 512 с.

17. Фридляндер, И.Н. Бериллиевые сплавы — перспективное направление аэрокосмического материаловедения [Текст] / И.Н. Фридляндер // Все материалы. Энциклопедический справочник. — № 1. — М.: Наука и технология, 2009. — С. 6–11.
18. Белецкий, В.М. Алюминиевые сплавы (Состав, свойства, технология, применение) [Текст]: справочник / В.М. Белецкий, Г.А. Кривов / Под общ. ред. академика РАН И.Н. Фридляндера. — К.: КОМИНТЕХ, 2005. — 365 с.
19. Фридляндер, И.Н. Алюминиевые деформируемые конструкционные сплавы [Текст] / И.Н. Фридляндер. — М.: Металлургия, 1979. — 208 с.
20. Каблов, Е.Н. Авиакосмическое материаловедение [Текст] / Е.Н. Каблов // Все материалы. Энциклопедический справочник. — 2008. — № 3. — С. 2–14.
21. Антипов, В.В. Стратегия развития титановых, магниевых, бериллиевых и алюминиевых сплавов [Текст] / В.В. Антипов // Авиационные материалы и технологии. — 2012. — № 5. — С. 157–167.
22. Штехер, М.С. Топлива и рабочие тела ракетных двигателей [Текст]: учеб. пособ. для авиационных вузов. — М.: Машиностроение, 1976. — 304 с.
23. Челомей, В.Н. Пневмогидравлические системы двигательных установок с жидкостными ракетными двигателями [Текст] / В.Н. Челомей, Д.А. Полухин, Н.Н. Миркин и др. Под ред. академика В.Н. Челомея. — М.: Машиностроение, 1978. — 240 с.
24. Камалов, В.С. Производство космических аппаратов [Текст]: учеб. пособие для студентов высших технических учебных заведений / В.С. Камалов. — М.: Машиностроение, 1982. — 280 с.
25. Фридляндер, И.Н. Алюминиевые сплавы в авиаракетной и ядерной технике [Текст] / И.Н. Фридляндер // Вестник российской академии наук. — Том 74. — № 12, 2004. — С. 1076–1081.
26. Солнцев, Ю.П. Материаловедение [Текст]: учебник для вузов / Ю.П. Солнцев, Е.И. Пряхин; Под ред. заслуженного деятеля науки и техники РФ, проф., д-ра техн. наук Ю.П. Солнцева. — Изд. 4-е, перераб. и доп. — СПб.: ХИМИЗДАТ, 2007. — 784 с.
27. Фридляндер, И.Н. Алюминиевые сплавы в летательных аппаратах в периоды 1970–2000 и 2001–2015 гг. [Текст] / И.Н. Фридляндер // Технология легких сплавов. — № 4, 2002. — С. 12–17.
28. Фридляндер, И.Н. Алюминий-литиевые сплавы. Машиностроение [Текст]: Энциклопедия / И.Н. Фридляндер, Н.И. Колобнев, В.С. Сандлер. — Т. II-3. Цветные металлы и сплавы. Композиционные металлические материалы. — М.: Машиностроение, 2001. — С. 156–184.
29. Хохлатова, Л.Б. Перспективный алюминий-литиевый сплав 1424 для сварных конструкций изделий авиакосмической техники [Текст] / Л.Б. Хохлатова, В.И. Лукин, Н.И. Колобнев и др. // Сварочное производство. — М.: Машиностроение, 2009. — № 3. — С. 7–10.
30. Фридляндер, И.Н. Алюминий-литиевые сплавы. Структура и свойства [Текст]: монография / И.Н. Фридляндер, К.В. Чуистов, А.Л. Березина и др. — Киев, Наукова думка, 1992. — 192 с.

31. Бронз, А.В. Сплав 1570С — материал для герметичных конструкций перспективных многоразовых изделий РКК «Энергия» / А.В. Бронз, В.И. Ефремов, А.Д. Плотников и др. // Космическая техника и технология. — № 4(7), 2014. — С. 62–67.
32. Алюминий и его сплавы: Учебное пособие / Сост. А.Р. Луц, А.А. Суслина. — Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2013. — 81 с.
33. Вакулич, Е.А. Методы обеспечения функциональной надежности пневмогидравлических и топливных систем блока ракетно-космического комплекса [Текст] / Е.А. Вакулич, В.Д. Варивода, А.Е. Жуковский и др.; Под ред. академика РАН В.П. Шорина и главного конструктора Волжского филиала НПО «Энергия» к.т.н. С.А. Петренко. — Самара: НПО «Импульс», 1994. — 256 с.
34. Алиева, С.Г. Промышленные алюминиевые сплавы [Текст]: Справочник / С.Г. Алиева, М.Б. Альтман, С.М. Амбарцумян и др. Под ред. Ф.И. Квасов, И.Н. Фридляндер. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Металлургия, 1984. — 528 с.
35. Моссаковский, В.И. Прочность ракетных конструкций [Текст]: учеб. пособие для машиностр. спец. вузов / В.И. Моссаковский, А.Г. Макаренко, П.И. Никитин и др.; Под ред. В.И. Моссаковского. — М.: Высш. шк., 1990. — 359 с.
36. ГОСТ 4784-97. Алюминий и сплавы алюминиевые деформируемые [Текст] / Введ. 01.01.2000. — М.: ИПК Издательство стандартов, 1998. — 19 с.
37. Сварка и свариваемость материалов [Текст]: справочник: в 3-х томах. Т. 1. Свариваемость материалов / Под ред. Э.Л. Макарова / В.Н. Волченко, Э.Л. Макаров, В.В. Шип и др.; Под общ. ред. Волченко В.Н. — М.: Металлургия, 1991. — 528 с.

**Амелюшкин Иван Алексеевич**

ФАУ «Центральный аэрогидродинамический институт имени профессора Н.Е. Жуковского», Жуковский, Россия

**Дружинин Олег Владимирович**

ФАУ «Центральный аэрогидродинамический институт имени профессора Н.Е. Жуковского», Жуковский, Россия

## **Гидродинамические установки и моделирование сил, действующих на колесо с грунтозацепами, при его качении по воде**

Рассматриваемая проблема представляет большой практический интерес как с точки зрения создания амфибийных аппаратов, способных быстро перемещаться по суше и воде, так и с точки зрения развития методов моделирования и управления течениями со свободными границами. Работа посвящена экспериментальным исследованиям явления качения, математическому моделированию и управлению режимами качения осесимметричных тел с грунтозацепами (лопатками на протекторе шин или в виде специальных водокатных цепей, спроектированных для ряда внедорожных) по жидкой поверхности.

Необходимость постановки опытов вызвана тем, что экспериментальное исследование качения тел по жидкости значительно упрощает методы расчетно-теоретического моделирования. Подъемная сила катящегося по воде колеса определена выражением, которое получено путем интегрирования сил, действующих на элемент колеса с грунтозацепами (рис. 1):

$$Y \cong \int_{-\alpha_A}^{\alpha_R} C_y (\rho \omega R^2 / \mu, \theta, \alpha) 0.5 \rho (\omega R)^2 L \cdot \chi R \cos \alpha d\alpha \approx \rho \omega^2 R^3 L \chi \cdot \left( 2h / R - (h / R)^2 \right) \sin \theta$$

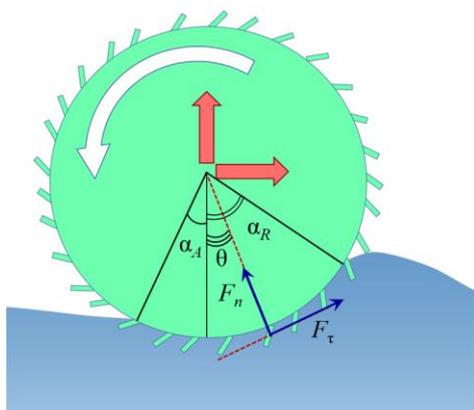
Здесь  $\theta$  — угол атаки обтекаемого жидкостью грунтозацепа по отношению к направлению окружной скорости колеса радиуса  $R$ , вращающегося с циклической частотой  $\omega$ ;  $L$  — ширина колеса;  $\chi$  — отношение суммарной площади грунтозацепов к площади окружной поверхности колеса;  $\alpha$  — угловая координата части колеса, которая погружена в жидкость на глубину  $h$ ;  $C_y$  — коэффициент подъемной силы грунтозацепа, зависящей от угла атаки  $\theta$  грунтозацепа к касательной к колесу, угловой координаты  $\alpha$  и числа Рейнольдса  $Re = \rho \omega R^2 / \mu$ .

Выражение для толкающей-пропульсивной силы имеет следующий вид:

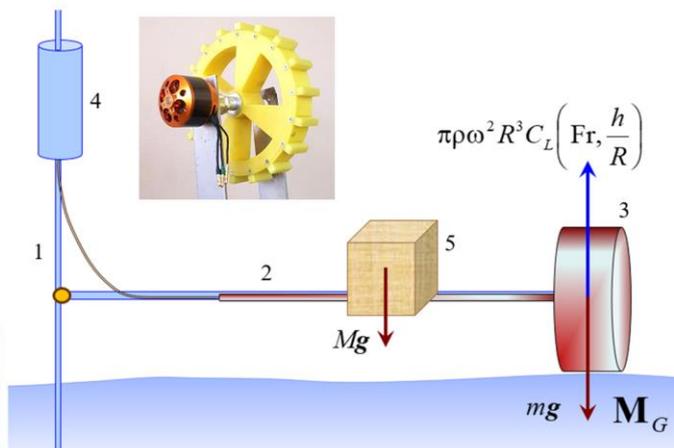
$$F_x \approx \rho \omega^2 R^3 L \chi \cdot \left( 2h / R - (2h / R)^2 \right) \cos \theta$$

Для получения простой оценки значение коэффициента подъемной силы было положено равным  $\sin \theta$ , т. к. при быстрых ударах грунтозацепов о воду силы вязкости пренебрежимо малы по сравнению с временным изменением импульса, переданного жидкости в процессе ударов грунтозацепов.

Для определения аэрогидродинамических сил создана модель установки и циркулярный бассейн, позволяющие измерять аэрогидродинамические силы, действующие на катящихся по воде колесные системы, оптимизировать параметры грунтозацепов и размеры колес при заданных скоростях и вертикальной нагрузке (рис. 2). Размер плеча момента подъемной силы более чем на порядок превышает характерные размеры колеса. Определены безразмерные параметры подобия, получены оценки технических характеристик колесных движителей и результаты их оптимизация.

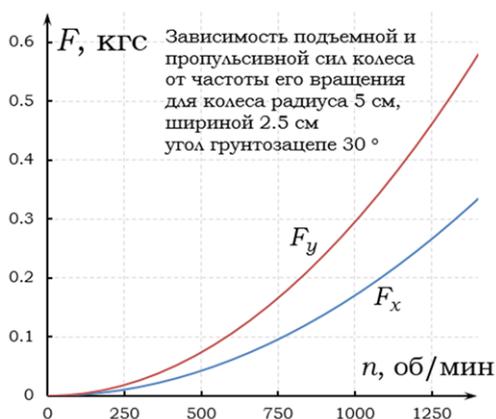


**Рисунок 1.** Схема одного из режимов качения колеса с грунтозацепами по жидкости

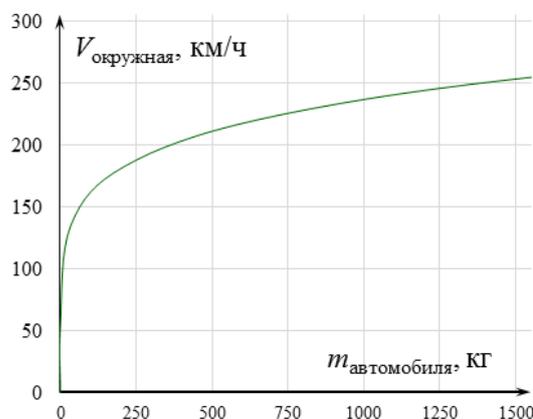


**Рисунок 2.** Схема созданной установки для исследования аэрогидродинамических сил, действующих при качении тел по жидкости в циркулярном бассейне и фотография одного из колес с электрическим двигателем

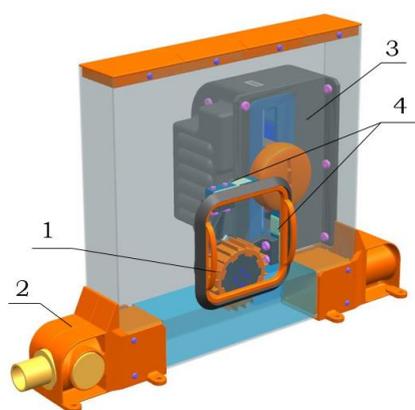
На рисунке 3 показаны значения подъемной и пропульсивной сил, действующих на колесо с грунтозацепами, на рисунке 4 видно существенную зависимость скорости, необходимой для режима качения от нелинейно связанной с размерами аппарата его массы.



**Рисунок 3.** Расчеты подъемной и пропульсивной сил в зависимости от частоты его вращения



**Рисунок 4.** Зависимость окружной скорости вращающихся колес от массы аппарата



1 — модель исследуемого колеса с грунтозацепами; 2 — гидродинамическая труба; 3 — координатник и силовая установка с регулируемы оборотами; 4 — тензометрические весы

**Рисунок 5.** Схема и фотография экспериментальной установки

Исследование оптимальных режимов движения по воде на колесах, геометрических параметров грунтозацепов и теоретическое моделирование коэффициентов подъемной и пропульсивной сил представляет большой научный и практический интерес. В настоящей работе спроектированы и созданы экспериментальные установки (рис. 1, 5), позволяющие исследовать режимы движения по воде на колесах. В зависимости от числа Фруда и безразмерной глубины погружения колеса образуется не менее трех основных режимов движения по воде на колесах: гребной, когда колесо медленно вращается в жидкости, практически не создавая подъемную силу; ударно-гребной — когда грунтозацепы отталкивают воду при частичном погружении колеса с грунтозацепами в воду и экранный — когда колесо полностью выходит из воды, нагнетая окружающий воздух в нижнюю часть колеса так, что грунтозацепы не касаются поверхности воды. С помощью разработанной установки показано, что для заданной глубины погружения (величина которой не превышает диаметр) при превышении угловой скорости вращения колеса некоего критического значения аппарат выходит на режим вогнутого экрана, который сопровождается снижением волн и исчезновению брызг и потерей горизонтальной составляющей тяги. В настоящей работе получены аналитические и численные оценки зависимости удельной подъемной и пропульсивной сил от безразмерной угловой скорости вращения колес с грунтозацепами, показаны условия образования между колесом и поверхностью жидкости изогнутого воздушного экрана.

Обитающая в Северной Америке ящерица Василиск имеет массу 200–600 грамм может пробежать по воде до 4.5 метров со скоростью 1.5 м/с. Предполагая, что основной безразмерный управляющий параметр — число Фруда составляет

$$Fr = \frac{V^2}{gL} = \frac{V^2}{g\sqrt[3]{m/\rho}} = 2.72 - 3.92$$

, при тех же числах Фруда и массе 80 кг необходимая скорость человека должна составлять не менее 40 км/ч (в расчетах принято, что плотность тела приблизительно равна плотности воды). В случае насекомых водомерок подъемная сила создается за счет малого размера, когда силы поверхностного натяжения превышают силу тяжести:

$$4 \frac{2\sigma(1 - \cos\theta)}{r} 2r\xi R > mg = \rho_0 R^3 g$$

где  $\sigma$  — коэффициент поверхностного натяжения;  $r$  — радиус конечностей;  $R$  — объемноэквивалентный радиус тела;  $\xi \approx 1$  — коэффициент пропорциональности размера ножки к радиусу объемно-эквивалентного шара;  $\rho_0$  — средняя плотность тела массой  $m$ ;  $\theta$  — краевой угол смачивания, зависящий от поверхностных физико-химических свойств материала и от его шероховатости;  $g$  — ускорение свободного падения. Из формулы видно, что подъемная сила пропорциональна размеру тела, а значение его максимального размера, при котором тело остается наплаву зависит от поверхностных свойств и плотности согласно

$$R_{\max} \cong 4 \sqrt{\frac{\sigma(1 - \cos\theta)}{\rho_0 g}} \approx 15$$

следующему выражению

мм.

При дальнейшем увеличении размера роль поверхностных сил нивелируется и подъемная сила возникает за счет вытеснения жидкости, а условие плавучести имеет вид  $\rho/\rho_0 > 1$ . В настоящей работе развита модель образования подъемной силы при движении по воде колеса с грунтозацепами. В этом случае подъемная сила создается за счет глиссирования при взаимодействии грунтозацепов с жидкостью (рис. 1–4). Приведены оценки возможности снижения максимальной массы движущегося по воде на колесах с грунтозацепами аппарата за счет глиссирующих гидродинамических поверхностей.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ерошин В.А., Бойко А.В. О качение тел по поверхности воды / Материалы Всероссийского съезда по теоретической и прикладной механике. Секция II, Подсекция II-1, Гидродинамика. 2019. С. 84–86.
2. Lombardini P.C., Fidderman R. A New Theory on propulsion of high speed water craft and its application to the hydroller // Proc. 7-th International Congress of Applied Mechanics 2. part II. 1948.
3. Амелюшкин И.А., Дикий С.В., Дружинин О.В., Олексенко Н.К. Математическое моделирование, экспериментальная установка и результаты исследований качения тел по поверхности жидкости // Материалы XXXI научно-технической конференции по аэродинамике. М.: Изд-во ЦАГИ. — 29–30 октября 2020 г. — парк-отель Яхонты (Мос. обл., Богородский р-н).
4. Амелюшкин И.А., Дружинин О.В. Экспериментальное исследование, режимы и модели движения по воде колеса с грунтозацепами // Всероссийская конференция молодых ученых-механиков YSM-2022. Тезисы докладов (4–14 сентября 2022 г., Сочи, «Буревестник» МГУ). — М.: Издательство Московского университета, 2022. — С. 36. — (Электронное издание сетевого распространения), ISBN 978-5-19-011787-5 (e-book).

**Афанасьев Алексей Павлович**

ОАО «Белсудопроект», Гомель, Республика Беларусь

**Афанасьева Евгения Викторовна**

РУП «Белорусский научно-исследовательский институт транспорта «Транстехника», Минск, Республика Беларусь

**Качанов Игорь Владимирович**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Ключников Владимир Анатольевич**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Ленкевич Сергей Александрович**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Шаталов Игорь Михайлович**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Щербакова Мария Константиновна**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

## **Анализ влияния формы обводов баржи на сопротивление движению состава и рекомендации по модернизации на основе баржи проекта 775**

В настоящее время на водных путях в Республике Беларусь достаточно интенсивно эксплуатируются барже-буксирные составы в режиме толкания и буксировки. Эксплуатируемые составы, как правило, включают в себя буксир проекта 570 и баржу проекта 775. Рациональное и эффективное использование подобных составов судов является весьма актуальной задачей для предприятия речного транспорта Республики Беларусь. Решение этой задачи в свою очередь тесно связано со снижением сопротивления движению составов во время их эксплуатации на белорусских водотоках (Днепр, Западная Двина, Неман, Сож, Припять, Березина, Днепро-Бугский водный путь и т. д.). При выполнении научно-технического договора № 2402/20с от 02.06.2020 г. «Анализ и исследование технико-эксплуатационных характеристик барже-буксирных составов, эксплуатирующихся на внутренних водных путях Республики Беларусь в условиях мелководья и разработка технических предложений для модернизации составов» между кафедрой «ГЭСВТГ» БНТУ и ОАО «Белсудопроект» был проведен достаточно детальный анализ влияния форм и обводов баржи на сопротивления движению барже-буксирного состава в целом и даны рекомендации по модернизации состава на примере выбора оптимальной формы обводов баржи проекта 775 и соотношения основных размерений баржи проекта 775.

При разработке практических рекомендаций по выбору наиболее выгоднейшей формы судовых обводов, обеспечивающей возможность снижения величины сопротивления, обычно возникают следующие затруднения:

1. На величину сопротивления воды влияют многочисленные характеристики теоретического чертежа судна, определяющие геометрическую форму его корпуса.
2. Выбор оптимальной формы обводов корпуса зависит от скоростного режима движения судна, особенностей его эксплуатации.

3. Обводы корпуса, оптимальные в отношении ходовых качеств судна, не всегда являются приемлемыми с точки зрения обеспечения других его навигационных качеств или необходимых эксплуатационно-технических и экономических показателей [1].

Особенности судов внутреннего и смешанного (река-море) плавания обусловлены экономическими требованиями и специфическими условиями эксплуатации. Их размеры жестко ограничиваются глубиной фарватера, габаритами шлюзов и извилистостью судового хода внутренних водных путей.

Поэтому изложенные ниже данные о влиянии геометрических элементов судна на величину сопротивления воды следует рассматривать как общие указания, надлежащее выполнение которых позволяет принять за основу определенный тип обводов корпуса, оптимальный с точки зрения ходовых качеств судна. Выбранные таким образом обводы корпуса проектируемого судна путем сравнительно небольших изменений можно привести в соответствие с другими требованиями, предъявляемыми к судну.

Так как баржи относятся к тихоходным судам, то введение цилиндрической вставки позволяет упростить технологический процесс корпусных работ, снизить стоимость постройки судна и придать более удобную конфигурацию грузовым трюмам, а также несколько заострить оконечности судна при неизменном значении коэффициента продольной полноты. Последнее обстоятельство может привести к более благоприятной интерференции поперечных волн носовой и кормовой групп и к снижению волнового сопротивления тихоходных судов с полными обводами корпуса.

На величину сопротивления воды влияет форма носовой и кормовой ветвей строевой по шпангоутам, определяющая в известной мере характер обводов корпуса судна в оконечностях. Наибольшее сопротивление возникает при использовании клинообразных обводов в оконечностях. Наименьшая величина сопротивления воды движению несамходных судов при различных условиях плавания получается в случае применения носовых обводов ложкообразной формы и кормовых обводов типа «плоская ложка». Санеобразная форма оконечностей занимает промежуточное положение.

Для тихоходных судов с полными обводами корпуса рекомендуется применять строевые по шпангоутам, имеющие выпуклую или прямую носовую ветвь, а кормовая ветвь должна иметь вид прямой линии [1].

Выбор формы носовой ветви грузовой ватерлинии должен производиться в зависимости от относительной скорости судна, определяющей характер распределения наибольших гидродинамических давлений в районе расположения первого гребня носовой группы волн, а следовательно, и величину волнового сопротивления.

Результаты экспериментальных исследований в гидродинамическом лотке кафедры «ГЭСВТГ» БНТУ показывают, что при сравнительно малых относительных скоростях движения ( $Fr < 0,22$ ) граница зоны наибольших гидродинамических давлений, обусловленных действием судовых волн, находится от форштевня на расстоянии, не превышающем 10–15 % длины судна. Таким образом, в нашем случае должно выполняться условие, при котором длина носовой оконечности будет находиться в пределах 7,5–11 м.

Для уменьшения заливаемости судна на волнении носовые шпангоуты должны иметь достаточный развал бортов в надводной части, начинающийся не очень близко от грузовой ватерлинии. Повышению мореходных качеств судна также способствует наклон носовой ветви батоксов в сочетании с наклонным форштевнем.

Качество кормовых обводов определяется в гидродинамическом отношении тем, насколько выбранная форма этих обводов обеспечивает плавный, безотрывный сход струй с кормовой оконечности судна.

Этим требованиям в достаточной степени удовлетворяют обводы типа «плоская ложка» или «сани», которые позволяют придать необходимую плавучесть кормовой оконечности и обеспечить плавный сход струй с корпуса. Для обеспечения этих условий прежде всего необходимо, чтобы кормовые ветви батоксов были достаточно пологими с углами притыкания в кормовой оконечности судна (в плане) не более  $12^\circ$ .

У баржи проекта 775 кормовая оконечность имеет обводы типа «сани» с углами притыкания в кормовой оконечности судна  $11^\circ$ , поэтому можно рекомендовать сохранение кормовой оконечности без изменений.

Экспериментальные исследования влияния формы обводов баржи на сопротивление движению состава проводились в два этапа.

Первый этап экспериментальных исследований проводился для модели базирующейся на прототипе баржи проекта 775 с изменением носовой оконечности и сохранением остальных размерных величин без изменений.

Модель с носовой частью типа «сани» с плоским носом в режиме буксировки продемонстрировала результат худший в сравнении с прототипом баржи проекта 775, а в режиме толкания при выходе на рабочие скорости показала снижение сопротивления движению порядка 14 % (рис. 1).

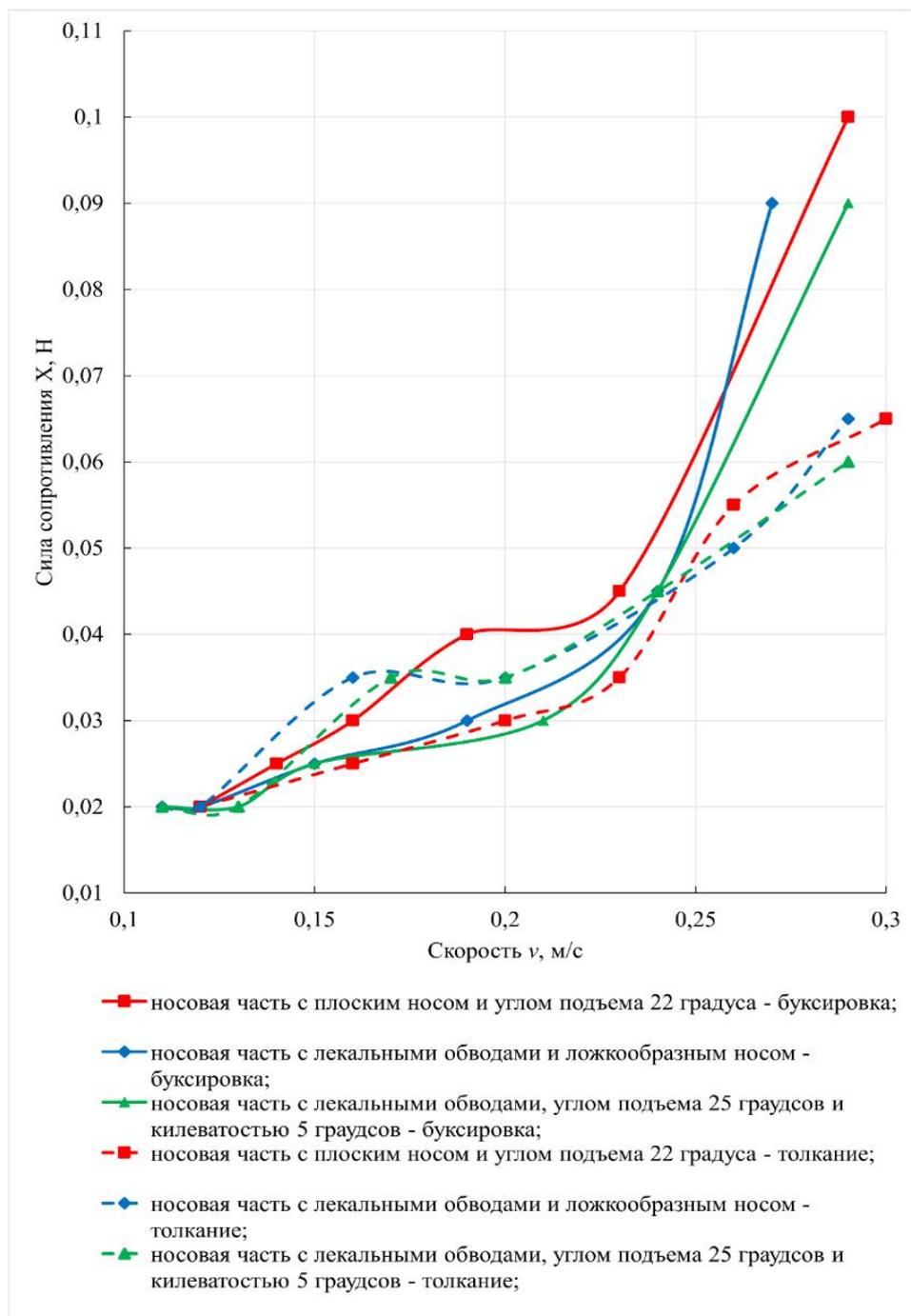
Модель с лекальными обводами и носом с углом подъема  $25^\circ$  и малой килеватостью показала наилучший результат как в сравнении с прототипом, так и моделью с плоским носом. Снижение сопротивления движению при буксировке в сравнении с прототипом достигало 13 %, а в режиме толкания — 14 %.

Таким образом, можно рекомендовать форму обводов с лекальными обводами и носом с углом подъема  $25^\circ$  и малой килеватостью для модернизации баржи проекта 775 (рис. 2).

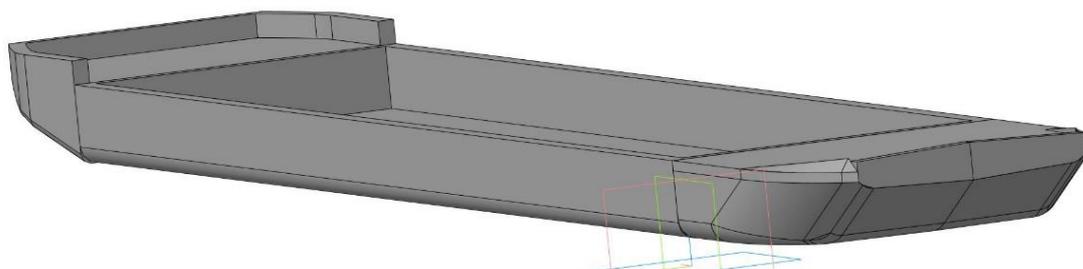
Второй этап экспериментальных исследований проводился для модели с возможностью увеличения ее грузоподъемности. Модернизация в данном случае предусматривает увеличение длины баржи до  $L = 75$  м и ширины судна до  $B = 13,8$  м ( $L/B = 5,43$ ), что позволит увеличить грузоподъемность до значения порядка 1700 т.

С учетом того, что ранее было установлено преимущество режима толкания, следует учитывать при рекомендации формы обводов повышение реальных рабочих скоростей состава. Поэтому из зависимостей, представленных на рисунке 1 при разработке рекомендаций следует рассматривать участок исследований для чисел Фруда в диапазоне  $Fr = 0,22-0,27$  (8–10 км/ч), который отражает преимущественный эксплуатационный режим состава.

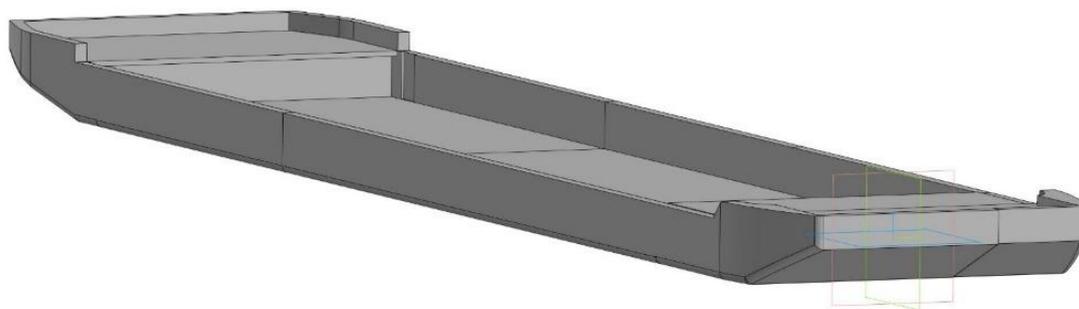
Модель с носовой частью типа «сани» с плоским носом и углом подъема  $22^\circ$  в режиме толкания демонстрирует преимущество при числах Фруда до значения  $Fr = 0,25$ , а при дальнейшем увеличении скорости сопротивление движению возрастает на 10 % в сравнении с моделями с лекальными обводами. К тому же плоская форма обводов подвержена повышенному силовому воздействию на корпус в носовой части при движении на открытой воде, что сужает возможности транспортировки грузов по районам плавания. Тем не менее, данную форму обводов можно рекомендовать для судов эксплуатирующихся на мелководье с низкими скоростями передвижения, либо в качестве второго судна в баржевом кильватерном составе с расширением районов плавания (рис. 3).



**Рисунок 1.** График изменения силы сопротивления движению моделей состава судов в режимах буксировки и толкания при  $L/B = 5,43$

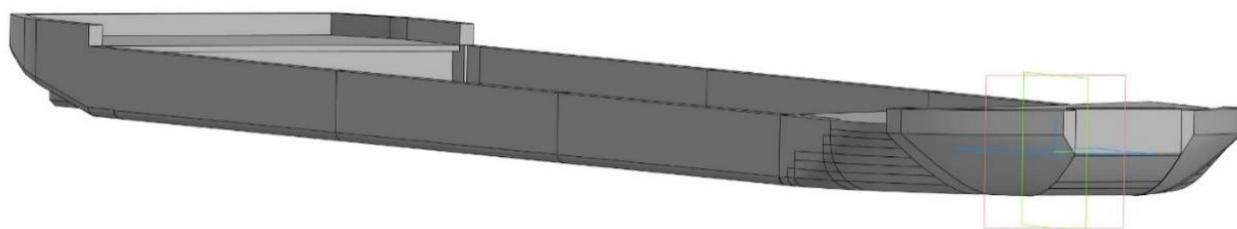


**Рисунок 2.** Рекомендуемая форма обводов при модернизации баржи проекта 775 с заменой носовой части

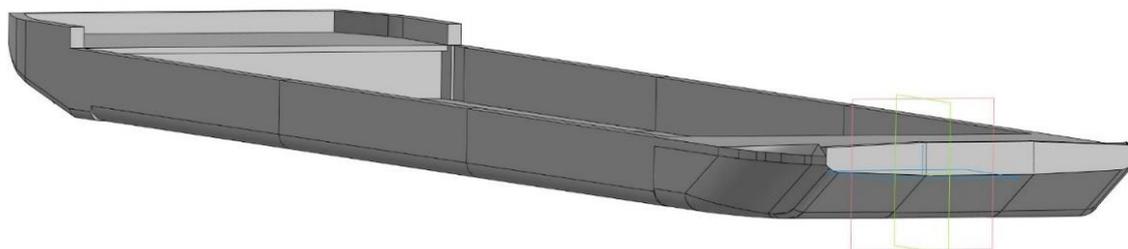


**Рисунок 3.** Рекомендуемая форма обводов баржи для эксплуатации на мелководье (носовая часть с плоским носом и углом подъема  $22^\circ$ )

Модели с лекальными обводами при скоростях эксплуатации демонстрируют практически паритет по значениям сопротивления движению (рис. 4–5).



**Рисунок 4.** Рекомендуемая форма обводов головной баржи (ложкообразная носовая часть)



**Рисунок 5.** Рекомендуемая форма обводов головной баржи (носовая часть с углом подъема  $25^\circ$  и малой килеватостью)

Однако при скоростях движения свыше 10 км/ч модель с лекальными обводами и носом с углом подъема  $25^\circ$  с малой килеватостью показывает снижение сопротивления движению порядка на 8 % в сравнении с моделью с лекальными обводами и ложкообразным носом.

Таким образом, оба варианта лекальной формы обводов можно рекомендовать для изготовления корпуса баржи. Причем, данные типы обводов можно рекомендовать в качестве обводов головной баржи в кильватерном составе с возможностью эксплуатации как на мелководье, так и на крупных водоемах и озерах.

Анализ влияния формы обводов баржи на сопротивление движению состава на основе баржи проекта 775 позволил сделать следующие выводы:

1. Установлено, что для тихоходных судов с полными обводами корпуса рекомендуется применять строевые по шпангоутам, имеющие выпуклую или прямую носовую ветвь, а кормовая ветвь должна иметь вид прямой линии.

2. Для баржи проекта 775 кормовая оконечность имеет обводы типа «сани» с углами притыкания в кормовой оконечности судна  $11^\circ$ , поэтому можно рекомендовать сохранение кормовой оконечности без изменений.

3. По результатам экспериментальных исследований установлено, что модель с лекальными обводами и носом с углом подъема  $25^\circ$  и малой килеватостью показала наилучший результат как в сравнении с прототипом баржи пр. 775, так и моделью с плоским носом. Снижение сопротивления движению при буксировке в сравнении с прототипом достигало 13 %, а в режиме толкания — 14 %. Следовательно, можно рекомендовать форму обводов с лекальными обводами и носом с углом подъема  $25^\circ$  и малой килеватостью для модернизации баржи проекта 775.

4. По результатам экспериментальных исследований для моделей с измененным соотношением  $L/B = 5,3$  и увеличенной грузоподъемности (до порядка 1700 т) установлено, что модель с носовой частью типа «сани» с плоским носом и углом подъема  $22^\circ$  в режиме толкания демонстрирует преимущество при числах Фруда до значения  $Fr = 0,25$  (8–9 км/ч), а при дальнейшем увеличении скорости сопротивление движению возрастает на 10 % в сравнении с моделями с лекальными обводами. К тому же плоская форма обводов подвержена повышенному силовому воздействию на корпус в носовой части при движении на открытой воде, что сужает возможности транспортировки грузов по районам плавания. Тем не менее, данную форму обводов можно рекомендовать для судов эксплуатирующихся на мелководье с низкими скоростями передвижения, либо в качестве второго судна в баржевом кильватерном составе с расширением районов плавания.

5. Установлено, что модели при  $L/B = 5,3$  с лекальными обводами при скоростях эксплуатации демонстрируют практически паритет по значениям сопротивления движению. Однако при скоростях движения свыше 10 км/ч модель с лекальными обводами и носом с углом подъема  $25^\circ$  с малой килеватостью показывает снижение сопротивления движению порядка на 8 % в сравнении с моделью с лекальными обводами и ложкообразным носом. Таким образом, оба варианта лекальной формы обводов можно рекомендовать для изготовления корпуса баржи. Причем, данные типы обводов можно рекомендовать в качестве обводов головной баржи в кильватерном составе с возможностью эксплуатации как на мелководье, так и на крупных водоемах и озерах.

6. При определении предпочтительной формы лекальных обводов и разработке проекта баржи с соотношением  $L/B = 5,3$  и увеличенной грузоподъемностью следует руководствоваться наибольшей технологичностью изготовления корпуса баржи, а также возможностью использования для постройки части годных материалов и конструкций корпусов судов подлежащих списанию.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Войкутинский, Я.И. Справочник по теории корабля: В трех томах. Том 1. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители / Под ред. Я.И. Войткунского. — Л.: Судостроение, 1985. — 768 с., ил.

**Афанасьев Алексей Павлович**

ОАО «Белсудопроект», Гомель, Республика Беларусь

**Афанасьева Евгения Викторовна**

РУП «Белорусский научно-исследовательский институт транспорта «Транстехника», Минск, Республика Беларусь

**Качанов Игорь Владимирович**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Ленкевич Сергей Александрович**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Шаталов Игорь Михайлович**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Щербакова Мария Константиновна**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

## **Результаты экспериментальных исследований по определению сопротивления движению барже-буксирных составов при различных условиях и режимах движения**

Один из основных принципов рациональной эксплуатации составов судов состоит в наиболее эффективном использовании режимов движения в различных условиях плавания, что становится возможным лишь в том случае, если достаточно точно известны силы сопротивления среды движению судов при определенных условиях [1–2].

Сопротивление состава судов можно определить как по аналитическим выражениям, так и с помощью натуральных и модельных испытаний. Наиболее точным из них является метод определения сопротивления с помощью натуральных испытаний. Однако при необходимости разработки новых проектов или модернизации судов со значительным изменением обводов судов крупнотоннажных барж данный способ экономически не целесообразен. Поэтому наиболее полную и достоверную картину в этом случае можно получить с помощью модельных испытаний в опытовых бассейнах или гидродинамических лотках.

Кроме того, развитие техники на данном этапе позволяет изготавливать модели с высокой точностью относительно теоретического чертежа благодаря применению 3D печати.

Гидродинамическое взаимодействие судов в составе оказывает существенное влияние на обтекание каждого судна в зависимости от места расположения его в составе, а также от формы и размеров последнего. Наличие спутного следа от впереди расположенных судов приводит к уменьшению скоростей обтекания и снижению сопротивления трения. Наряду с этим, вследствие взаимодействия полей давлений на близко расположенных судах в составе изменяется сопротивление давления. По этой же причине между судами, расположенными в кильватер, возникают значительные силы расталкивания, которые для состава являются внутренними (они воспринимаются сцепными устройствами и взаимно уравновешиваются) и поэтому в сопротивление состава не входят.

У буксируемых составов сопротивление зависит от длины буксирного троса (влияние струи гребных винтов буксира), а у толкаемых — от расположения толкача относительно состава.

В большинстве случаев сопротивление состава меньше суммы сопротивлений одиночных судов, из которых он сформирован [1–3].

На сопротивление состава оказывает влияние зазор между оконечностями расположенных в кильватер судов — так называемый шалман. Увеличение этого зазора снижает гидродинамическое взаимодействие судов и обычно приводит к возрастанию сопротивления состава. Практически значение шалмана зависит от обводов судов и конструкции сцепных устройств. В обычных баржевых составах оно больше, чем в секционных, где транцевые оконечности секций позволяют стыковать их почти без зазора и днище одной секции сопрягается с днищем другой. По существу кильватерный секционный состав при определении сопротивления можно рассматривать как монолитное судно, чего нельзя сказать о кильватерном баржевом составе. Вследствие этих факторов сопротивление секционных составов обычно ниже, чем баржевых, при одинаковой грузоподъемности и формуле составов, хотя сопротивление одиночной секции существенно больше, чем одиночной баржи.

Таблица 1

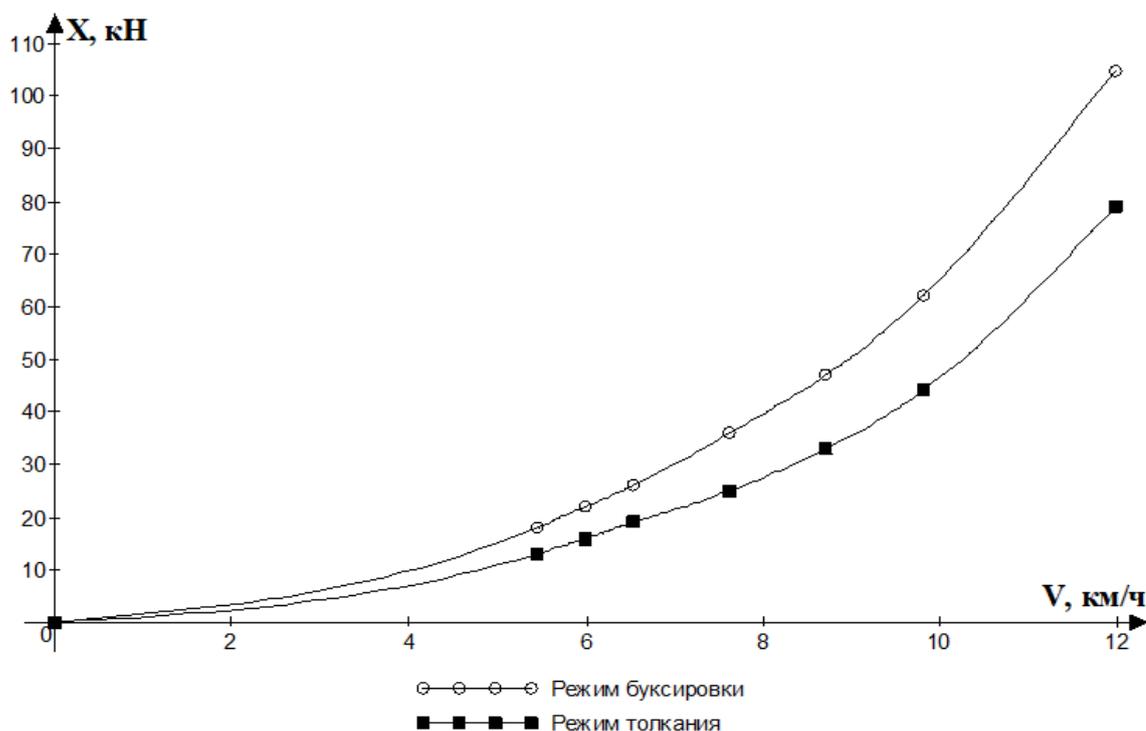
**Основные результаты расчёта силы сопротивления движению барже-буксирного состава в режиме буксировки**

№ п/п	Наименование параметра	Численные значения параметра						
		5,44	5,99	6,53	7,62	8,71	9,80	11,97
1	Скорость судна, км/ч							
2	Полное сопротивление состава при буксировке, X, кН	18	22	26	36	47	62	105

Таблица 2

**Основные результаты расчёта силы сопротивления движению барже-буксирного состава в режиме толкания**

№ п/п	Наименование параметра	Численные значения параметра						
		5,44	5,99	6,53	7,62	8,71	9,80	11,97
1	Скорость судна, км/ч							
2	Полное сопротивление состава при буксировке, X, кН	13	16	19	25	33	44	79

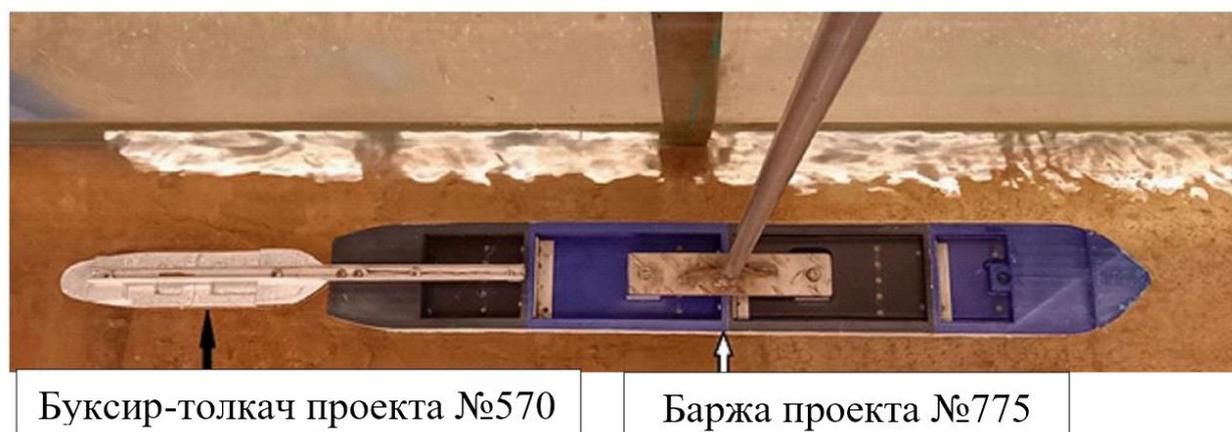


**Рисунок 1.** График изменения силы сопротивления движению состава судов в режиме толкания и буксировки в зависимости от скорости движения состава

При выполнении научно-технического договора № 2402/20с от 02.06.2020 г. «Анализ и исследование технико-эксплуатационных характеристик барже-буксирных составов, эксплуатирующихся на внутренних водных путях Республики Беларусь в условиях мелководья и разработка технических предложений для модернизации составов» между кафедрой «ГЭСВТГ» БНТУ и ОАО «Белсудопроект» были проведены оценочные расчеты силы сопротивления движению барже-буксирных составов (буксир-толкач проекта 570 и баржа проекта 775). Основные результаты расчета представлена в таблице 1, 2.

Для анализа полученных результатов был построен сводный график (рис. 1). Из анализа графиков следует, что при эксплуатационной скорости барже-буксирного состава 8 км/час сила сопротивления движению в режиме буксировки на 36 % больше чем в режиме толкания.

Далее при выполнении выше указанного научно-технического договора были проведены экспериментальные исследования в гидродинамическом лотке при обращенном движении 3D-моделей барже-буксирных составов (буксир-толкач проекта 570 и баржа 775) (рис. 2), которые эксплуатируются на водных путях Республики Беларусь, в режиме буксировки и толкания.



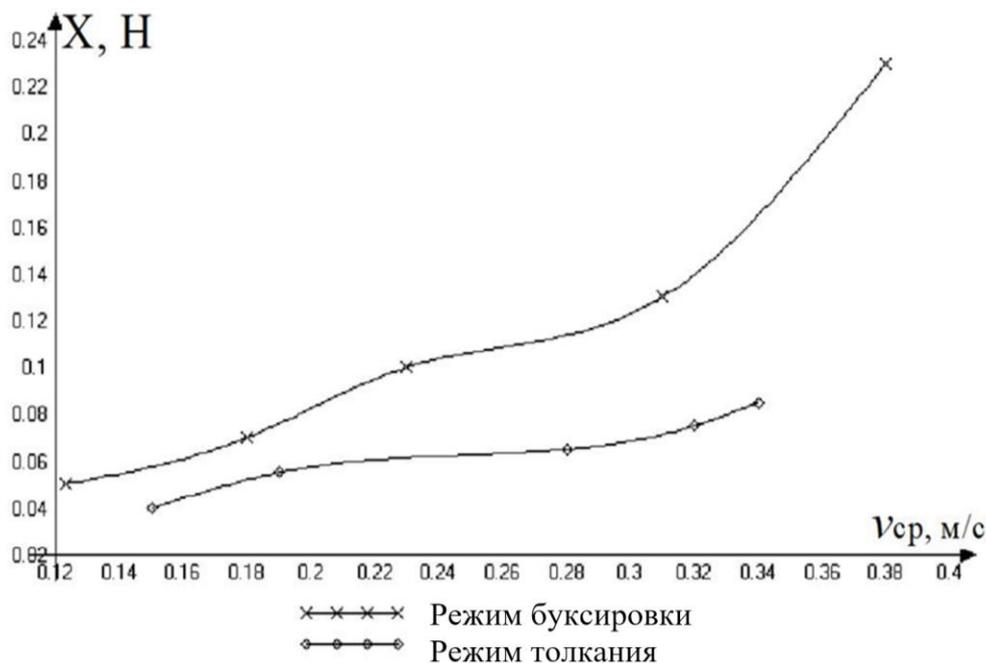
*Рисунок 2. Вид сверху 3D-модели состава судов из баржи проекта № 775 и буксира-толкача проекта № 570*

Для сравнительного анализа были взяты значения силы сопротивления движению ( $X$ , Н), полученные для режима буксировки при расстоянии между 3D-моделями баржи и буксира  $L = 0,38$  м. Такое расстояние между моделями геометрически подобно реальной длине гака.

На рисунке 3 представлены графические зависимости изменения экспериментальной силы сопротивления ( $X$ , Н) движению 3D-моделей состава в режимах буксировки и толкания в зависимости от средней скорости ( $v$ , м/с) воды в гидродинамическом лотке.

Анализ графиков показывает, что при скорости потока воды  $v = 0,18$  м/с, сила сопротивления движению  $X$  моделей состава в режиме буксировки на 40 % больше, чем при режиме толкания. С ростом скорости эта разница возрастает и при скорости  $v = 0,28$  м/с сила сопротивления движению при буксировке, почти в два раза больше, чем при режиме толкания. Скорость  $v = 0,18$  м/с обращенного движения соответствует эксплуатационной скорости барже-буксирного состава (порядка 7–8 км/ч). Сравнение результатов расчета (36 %) и эксперимента (40 %) показывает их достаточно хорошую сходимость (корреляцию).

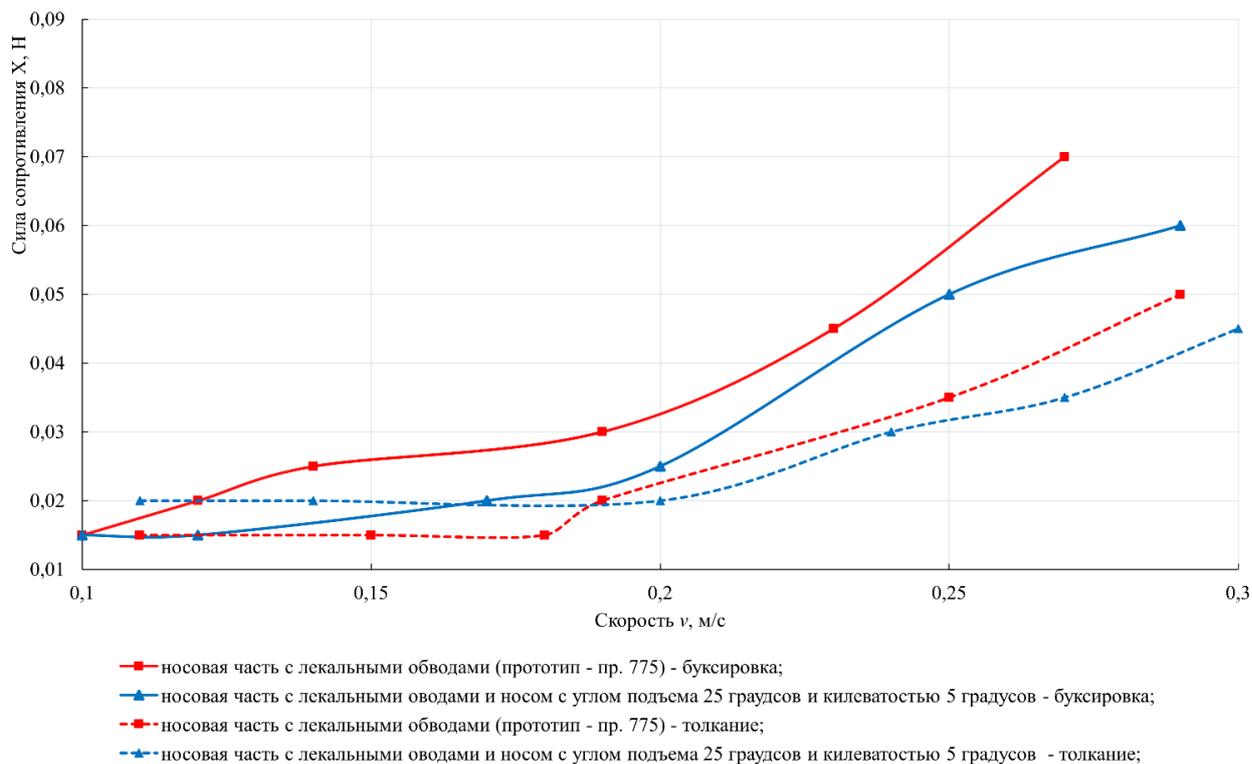
В рамках той же научно-технической работы также исследовалась сила сопротивления  $X$  движению 3D-моделей модернизированных составов судов (барже буксирных составов) на основе оптимизации обводов носовой части и изменения отношения  $L/B$  корпуса баржи в режимах толкания и буксировки в гидродинамическом лотке.



**Рисунок 3.** Зависимость силы сопротивления ( $X$ , Н) движению модели состава в режимах буксировки и толкания от средней скорости потока ( $v$ , м/с) в режиме обращенного движения

На рисунке 4 представлен сравнительный график изменения экспериментальной силы сопротивления движению ( $X$ , Н) моделей составов прототипа (буксир проекта 570 и баржа проекта 775) и состава из буксира пр. 570 и модернизированной носовой части баржи проекта 775 с соотношением  $L/B = 7,3$  в режимах толкания и буксировки.

Из рисунка 4 видно, что при выходе на рабочие скорости (0,22–0,27 м/с) режим толкания эффективнее порядка на 40 % в сравнении с буксировкой для обоих составов.



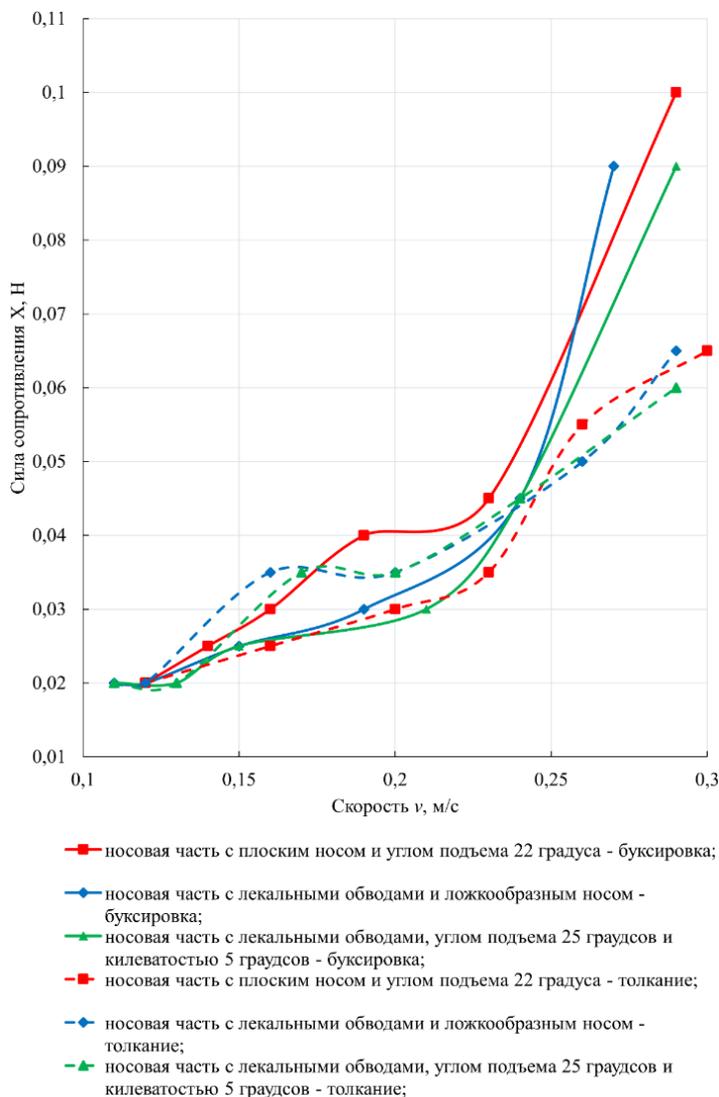
**Рисунок 4.** График изменения силы сопротивления движению моделей состава судов в режимах толкания и буксировки при  $L/B = 7,3$

На рисунке 5 представлен сравнительный график для составов с измененным соотношением  $L/B = 5,43$  корпуса баржи и различными обводами носовой части в режимах толкания и буксировки. Из рисунка 5 видно, что при малых скоростях (0,16–0,22 м/с) лекальные обводы повышают эффективность движения состава даже при режиме буксировки. Однако при выходе на рабочие скорости (0,22–0,27 м/с) режим толкания эффективнее для всех типов обводов, а при режиме буксировки сопротивление движению резко возрастает.

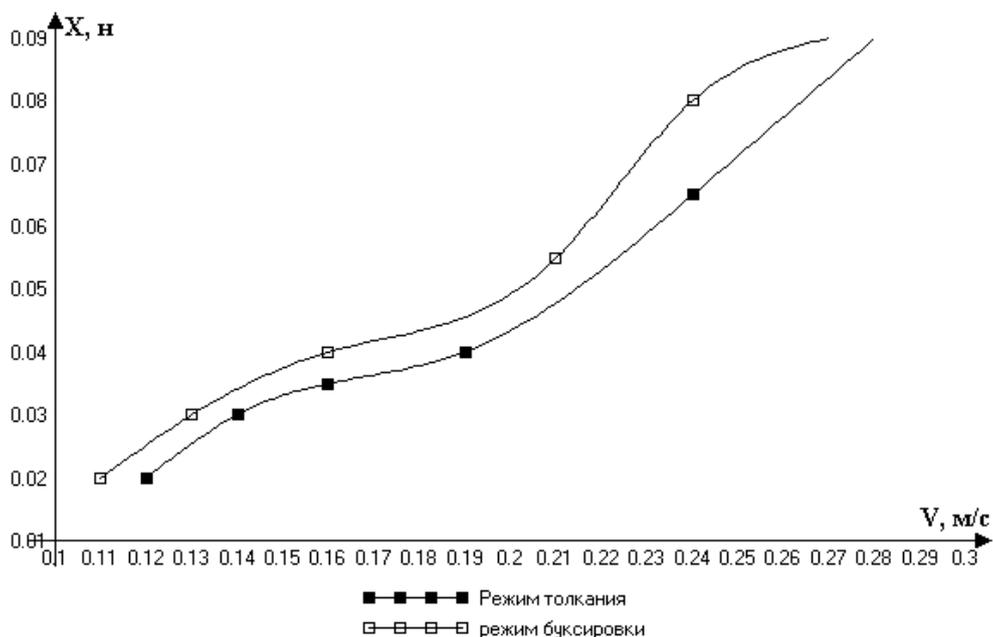
Рассматривая зависимости на рисунке 5 следует учитывать, что в режиме толкания реальный состав будет двигаться в большей степени с повышенными скоростями и видимое на графиках преимущество буксировки при малых скоростях движения не актуально при выполнении реального рейса барже-буксирного состава.

Так, в зависимости от типа обводов режим толкания показывает в среднем на 25–30 % снижение сопротивления движению состава с баржей с соотношением  $L/B = 5,43$  в сравнении с ее буксировкой.

Также проводились исследования симметричной формы обводов корпуса баржи (плоский нос с углом подъема  $22^{\circ}$ ), в режимах толкания и буксировки в зависимости от средней скорости ( $v$ , м/с) набегающего потока в режиме обращенного движения (рис. 6). Данный тип обводов рассматривался с точки зрения эффективности реверсивного движения баржи.



**Рисунок 5.** График изменения силы сопротивления движению моделей состава судов в режимах буксировки и толкания при  $L/B = 5,43$



**Рисунок 6.** График изменения силы сопротивления ( $X$ , Н) движению 3D-моделей состава, для симметричной формы обводов корпуса баржи, в режимах толкания и буксировки в зависимости от средней скорости набегающего потока ( $v$ , м/с) в режиме обращенного движения

Анализ графиков (рис. 6) показывает, что сила сопротивления движению у модели с симметричными обводами корпуса баржи в режиме толкания меньше, чем в режиме буксировки. Однако значения сопротивления движению значительно выше в сравнении с другими типами обводов и для рекомендации симметричных обводов требуются дополнительные исследования с другими типами обводов.

Из вышеперечисленного следует, что наличие толкача за составом улучшает обтекание кормовой оконечности концевого (последнего в составе) судна и тем самым снижает коэффициент счала, т. е. при прочих равных условиях коэффициент счала толкаемых составов всегда меньше, чем буксируемых. Поэтому для толкания состава требуется меньшая мощность, чем для его буксировки на тросе.

Толкаемые составы имеют меньшее сопротивление воды движению, по сравнению с буксируемыми, вследствие отсутствия влияния потока, отбрасываемого движителем, и рыскливости состава относительно толкача, а также из-за того, что толкач находится в зоне попутного потока от состава.

Из анализа полученных графиков следует, что при скорости потока воды  $v = 0,22\text{--}0,27$  м/с (эксплуатационная скорость прототипа 8–10 км/час), сила сопротивления движению моделей состава в режиме буксировки на 40 % больше, чем при режиме толкания.

Анализ результатов, полученных при проведении экспериментальных исследований позволил сделать следующие выводы:

1. Расчетным методом установлено, что при эксплуатационной скорости барже-буксирного состава (буксир-толкач проекта 570 и баржа проекта 775) равной 8 км/час сила сопротивления движению в режиме буксировки на 36 % больше, чем в режиме толкания.

2. По результатам экспериментальных исследований установлено, что при скорости потока воды  $v = 0,18$  м/с (7 км/ч), сила сопротивления  $X$  движению моделей состава (буксир-толкач проекта 570 и баржа проекта 775) в режиме буксировки на 40 % больше, чем при режиме толкания. С ростом скорости эта разница возрастает и при скорости  $v = 0,28$  м/с (10 км/ч) сила сопротивления движению при буксировке, почти в два раза больше, чем при

режиме толкания. Сравнение результатов расчета (36 %) и эксперимента (40 %) показывает их достаточно хорошую сходимость (корреляцию).

3. По результатам испытаний для состава с баржей с измененным соотношением  $L/B = 5,43$  и увеличенной грузоподъемностью корпуса баржи и различными обводами носовой части в режимах толкания и буксировки установлено, что при малых скоростях (6–8 км/ч) лекальные обводы повышают эффективность движения состава даже при режиме буксировки. Однако при выходе на рабочие скорости (8–10 км/ч) режим толкания эффективнее для всех типов обводов, а при режиме буксировки сопротивление движению резко возрастает на 25–30 % в зависимости от типа обводов.

4. Из вышеперечисленного следует, что наличие толкача за составом улучшает обтекание кормовой оконечности концевого (последнего в составе) судна и тем самым снижает коэффициент счала, т. е. при прочих равных условиях коэффициент счала толкаемых составов всегда меньше, чем буксируемых. Поэтому для толкания состава требуется меньшая мощность (на 12–29%), чем для его буксировки на тресе. Толкаемые составы имеют меньшее сопротивление воды движению, по сравнению с буксируемыми, вследствие отсутствия влияния потока, отбрасываемого движителем, и рыскливости состава относительно толкача, а также из-за того, что толкач находится в зоне попутного потока от состава (буксировочный КПД возрастает на 20–51 %).

Следует отметить, что исследования, проведенные Нижегородским институтом инженеров водного транспорта, показали, что метод толкания по сравнению с обычной буксировкой судов на тресе дает увеличение скорости буксировки на 8–15 %, увеличивает упорную силу толкача по сравнению с силой тяги на гаке на 12–29 %, буксировочный КПД возрастает на 20–51 %, себестоимость перевозки снижается на 10–34 %. При толкании судов улучшаются надежность управления и маневровые качества караванов [4].

Выводы, сделанные нижегородским институтом инженеров водного транспорта, полностью коррелируют с данными, полученными кафедрой «ГЭСВТГ» БНТУ при выполнении договора № 2402/20с от 02.06.2020 г.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ваганов, Г.И. Тяга судов (Методика и примеры выполнения судовых тяговых расчетов). Учебное пособие для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. / Г.И. Ваганов, В.Ф. Воронин, В.К. Шанчурова. — М.: Транспорт, 1986. — 199 с.
2. Войкутинский, Я.И. Справочник по теории корабля: В трех томах. Том 1. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители / Под ред. Я.И. Войткунского. — Л.: Судостроение, 1985. — 768 с., ил.
3. Басин, А.М. Гидродинамика судна / А.М. Басин, В.Н. Анфимов. — Л.: Речной транспорт, 1961. — 684 с.
4. Ермолаев, Г.Г. Морское судовождение / Г.Г. Ермолаев [и др.]; под ред. Г.Г. Ермолаева. — 3-е изд. — Москва: издательство «Транспорт», 1970. — 265 с.

**Бирюлин Михаил Алексеевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Байков Виктор Назипович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Лямасов Александр Константинович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Титова Жанна Олеговна**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## **Тоннельная ГАЭС подземного типа**

В настоящее время во многих странах мира достаточно высокими темпами внедряются возобновляемые источники энергии (ВИЭ) и, прежде всего, ветряная и солнечная энергетика. В последние годы данный процесс характерен и для России. Однако для данного направления характерна прерывистая генерация электроэнергии. С другой стороны, суточное и сезонное потребление энергии обычно отличается значительной неравномерностью. В результате этого имеет место несоответствие производимой и потребляемой электроэнергии. Данная задача может быть решена использованием гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС) [1].

Гидроаккумулирующие станции требуют наличия верхнего и нижнего бьефа, формирующих необходимый перепад высот. Это приводит к трудностям с реализацией проектов ГАЭС на равнинных территориях, к которым относится основная часть Европейской части России. В связи с этим в последние годы рассматривается возможность замены нижнего и/или верхнего бассейна естественного происхождения искусственным, на базе законсервированных шахт выработки полезных ископаемых или подземных гидротехнических сооружений [2]. Размещение как нижнего, так и верхнего бассейна под землей с использованием отработанного способа формирования гидротехнических сооружений позволяет обеспечить ускоренные сроки строительства с капиталовложениями, сопоставимыми с применяемыми компоновками, имеет широкий диапазон по мощности за счет возможности изменения диаметра, длины и глубины тоннеля, имеет незамерзающий бассейн за счет тепловой энергии земли.

Дополнительным преимуществом подземного расположения станции является упрощение процесса согласования проекта и более благосклонное его восприятие обществом, поскольку он меньше конфликтует с другими областями человеческой деятельности (туризмом, отдыхом), оказывает меньшее воздействие на ландшафт и реже сталкивается с противодействием со стороны местных жителей.

Полное подземное расположение позволяет вести строительство даже в черте города, а проекты будущих станций имеют широкий диапазон по мощности за счет возможности изменения диаметра, длины и глубины тоннеля. Получаемые относительно других видов ГАЭС преимущества позволяют говорить о перспективности исследования подземной ГАЭС тоннельного типа.

Концепции подземных ГАЭС соответствуют закрытые методы проходки тоннелей. Они позволяют создать глубокие и протяженные тоннели. Анализ существующих закрытых методов проходки (горный, буровзрывной, щитовой, продавливанием) показал, что наиболее удобным и эффективным для предстоящих работ по созданию тоннельной ГАЭС является щитовой метод [3]. В России данная технология активно используется в метростроении, что формирует требуемую научно-квалификационную обеспеченность. Существует огромное

разнообразие щитов с диаметрами от 0,2 до 19 м для любых видов пород, траекторий тоннелей и длительности работ.

В соответствии с анализом научно-технической литературы в части проходческих щитов можно выделить следующие характеристики, которые формируют возможности по созданию траектории тоннеля подземной ГАЭС:

- а) максимальный угол проходки составляет величину от  $3^\circ$  до  $7^\circ$  для различных конструкций и диаметров проходческих щитов;
- б) скорость проходки зависит от диаметра щита и может ориентировочно быть описана следующей зависимостью:

$$V_{щ} = -1,1767 \cdot (D + d) + 30 \quad (1)$$

- в) минимальный возможный радиус поворота зависит от диаметра щита: для диаметра щитов 2...3,2 м минимальный возможный радиус составляет 20 м, для диаметров щитов 5,7–100 м, для щитов диаметрами 8 м и более следует принимать минимальный диаметр 200 м. При этом следует учитывать, что величина наибольшего уширения тоннеля уменьшается с увеличением радиуса поворота, что в свою очередь влияет на скорость проходки, так как увеличение уширения тоннеля (может выполняться по различным схемам [22]) усложняет проходку. Это связано с тем, что в конструкциях механизированных щитов для проведения выработок на поворотах предусматриваются специальные кофир-резцы, эффективность которых ниже.
- г) на входе и выходе проходческого щита необходимо предусматривать прямые участки не менее 50–80 м (для щитов с диаметром более 6 м), на которых обеспечивается возможность монтажа и демонтажа механизированной линии.

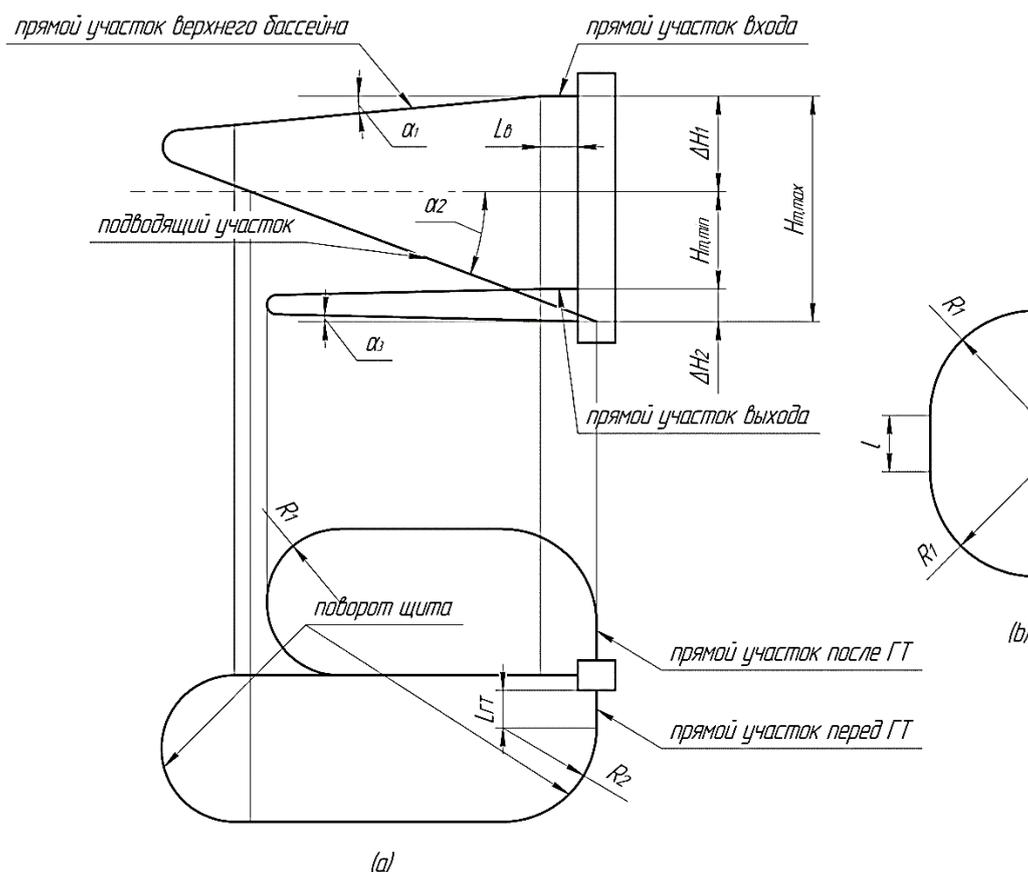
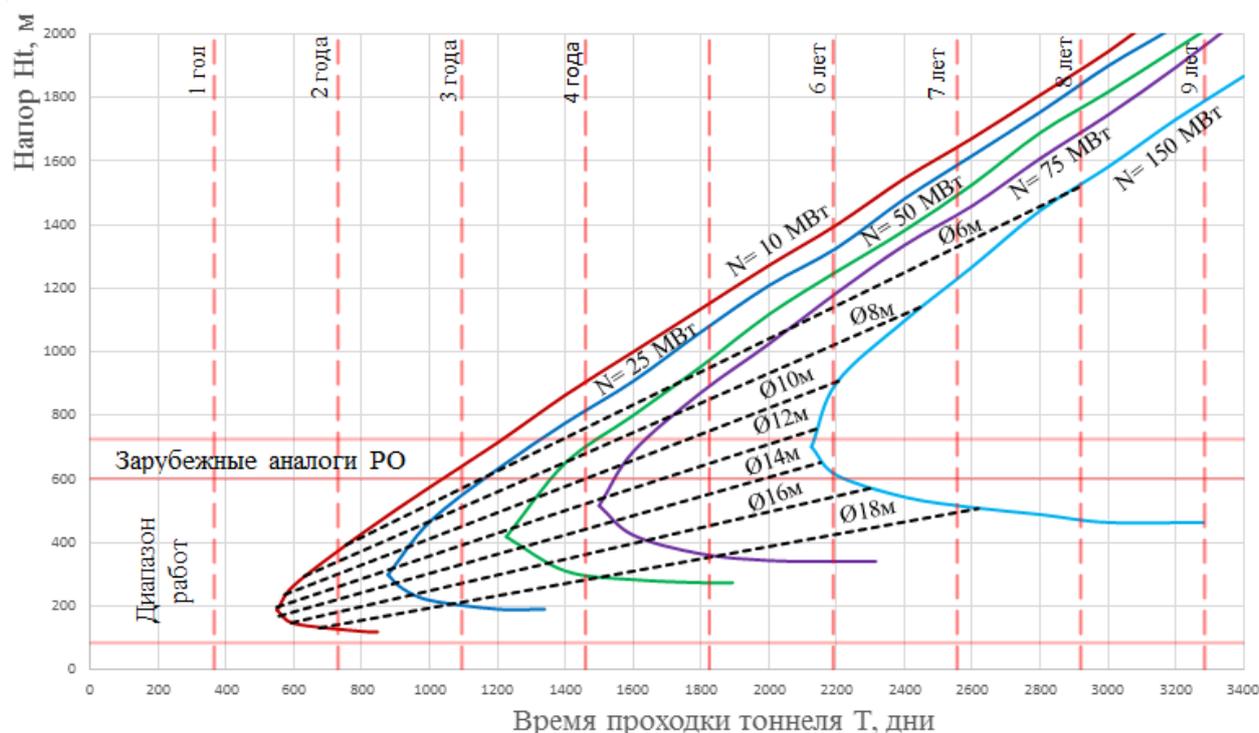


Рисунок 1. Принципиальная схема формирования траектории тоннеля подземной ГАЭС

Подземная ГАЭС тоннельного типа формируется единым протяженным тоннелем, который начинается, пересекает и заканчивается в вертикальной шахте. Поскольку наибольшая скорость проходки достигается на прямых участках, то для уменьшения капитальных сроков строительства следует минимизировать количество поворотов на траектории щита. Нижний бассейн формируется восходящей траекторией для обеспечения самотека в насосном режиме, а также отсутствия кавитации в насосном и турбинном режиме. С учетом этого на рисунке 1 приведена рациональная схема формирования траектории тоннеля подземной ГАЭС.

Для данной схемы был посчитан ряд вариантов станций на различные мощности при различных параметрах. Принято, что ГАЭС работает по 12 часов в каждом режиме. Полученные результаты представлены на рисунке 2.



**Рисунок 2.** Достижимый уровень мощности подземной ГАЭС тоннельного типа в зависимости от напора и времени проходки

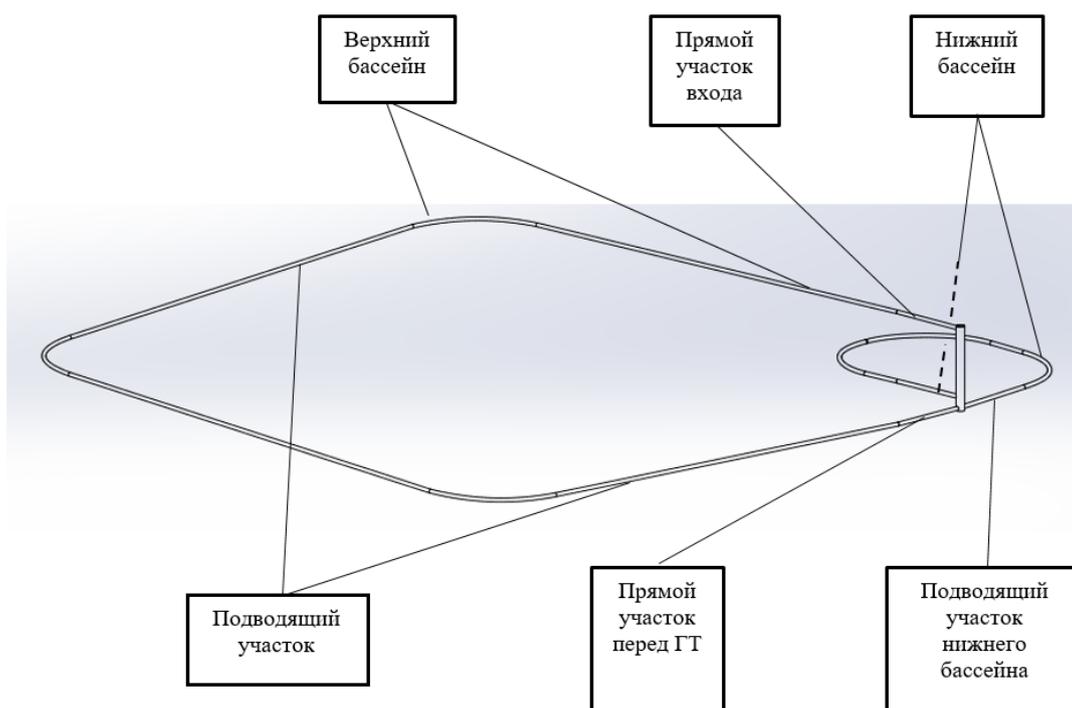
Станция на проектный уровень мощности может быть построена при различных диаметрах проходческого щита. При этом уменьшение диаметра требует увеличения длины тоннеля, что способствует увеличению напора станции и приводит к минимальным срокам проходки. Однако в соответствии с существующими ограничениями на напор для РО турбин при повышении мощности ГАЭС щиты с малыми диаметрами могут быть не применимы.

Увеличение диаметра щита приводит к уменьшению длины тоннеля и должно приводить к снижению сроков строительства тоннеля, но при увеличении диаметра щита скорость проходки снижается, что вносит значимые коррективы. В результате на сводном графике на рисунке 2 можно наблюдать перегиб в кривой зависимости напора от времени проходки, определяющий минимальное значение. Для рассмотренных вариантов мощности станции минимальный срок проходки сконцентрирован вокруг значения щита с эффективным диаметром 12–13 м. При этом следует учитывать принятый закон изменения скорости от диаметра и внешние условия, при которых были сформированы численные значения, положенные в его основу.

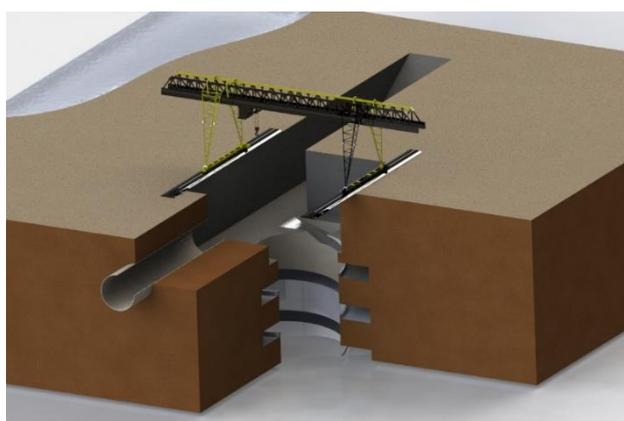
Дополнительные расчеты были проведены также для других условий работы для формирования поля различных решений: посчитан ряд вариантов станций, работающих в течении 5, 7, и 9 часов на различные мощности 25, 50 и 75 МВт. Для различного времени разрядки станции также, как и для различных мощностей остается характерным оптимальный диаметр тоннеля 13 м.

В результате расчетов был выбран вариант ГЭС с емкостью достаточной для 7 ч работы, так как в этом случае обеспечивается установка предельно допустимых гидроагрегатов со сроками строительства станции менее 3 лет. Для данного варианта была сформирована 3D модель тоннеля и вертикальной шахты, представленная на рисунке 3. Отдельно проработана верхняя часть ГАЭС тоннельного типа с местом для монтажа проходческого щита, предполагаемой формой вертикальной шахты с винтовой дорогой для выемки грунта автотранспортом. Модель показана на рисунке 4. Детализированная модель машинного зала тоннельной ГАЭС с трехмашинной схемой приведена на рисунке 5.

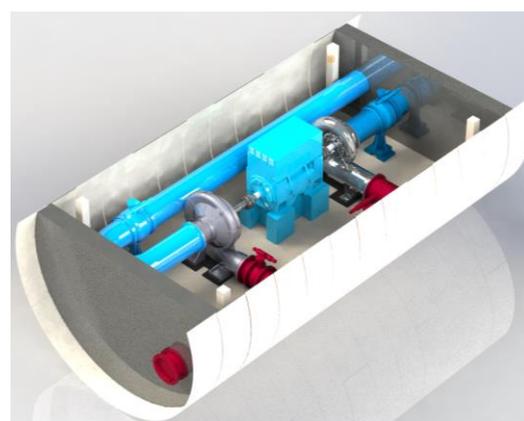
Особенностью разработанной 3D модели является использование принципов параметрического моделирования с помощью PTS шаблонов. Это позволяет быстро вносить изменения в конструкцию при изменении исходных данных.



**Рисунок 3.** 3D модель подземной ГАЭС тоннельного типа на 25 МВт



**Рисунок 4.** 3D модель верхней части подземной ГАЭС тоннельного типа на 25 МВт



**Рисунок 5.** Машинный зал

Одним из важнейших этапов жизненного цикла любой технической системы являются промежутки, связанные с ремонтными работами. Тоннельная ГАЭС является высокоэнергетическим объектом, которому так же нужны и плановые осмотры.

Поскольку тоннель является закрытой системой, объединяющей в себе оба бьефа, то он всегда заполнен жидкостью, распределение которой зависит от цикла работы ГАЭС, поэтому для ремонтных работ необходимо разработать подсистему, позволяющей осушить нижний бьеф. Для этой цели было принято решение использовать дополнительный машинный зал с вертикальным насосом ВЦ10/280 и радиально-осевой гидротурбиной РО-310-125.

Кроме того, для обеспечения работоспособности ГАЭС возникает потребность в установке затворов, с помощью которых будет происходить разделение участков тоннеля. На рисунке 6 показана принципиальная гидравлическая схема тоннеля, включающая в себя машинный зал с двумя трехмашинными компоновками и аварийную гидролинию.

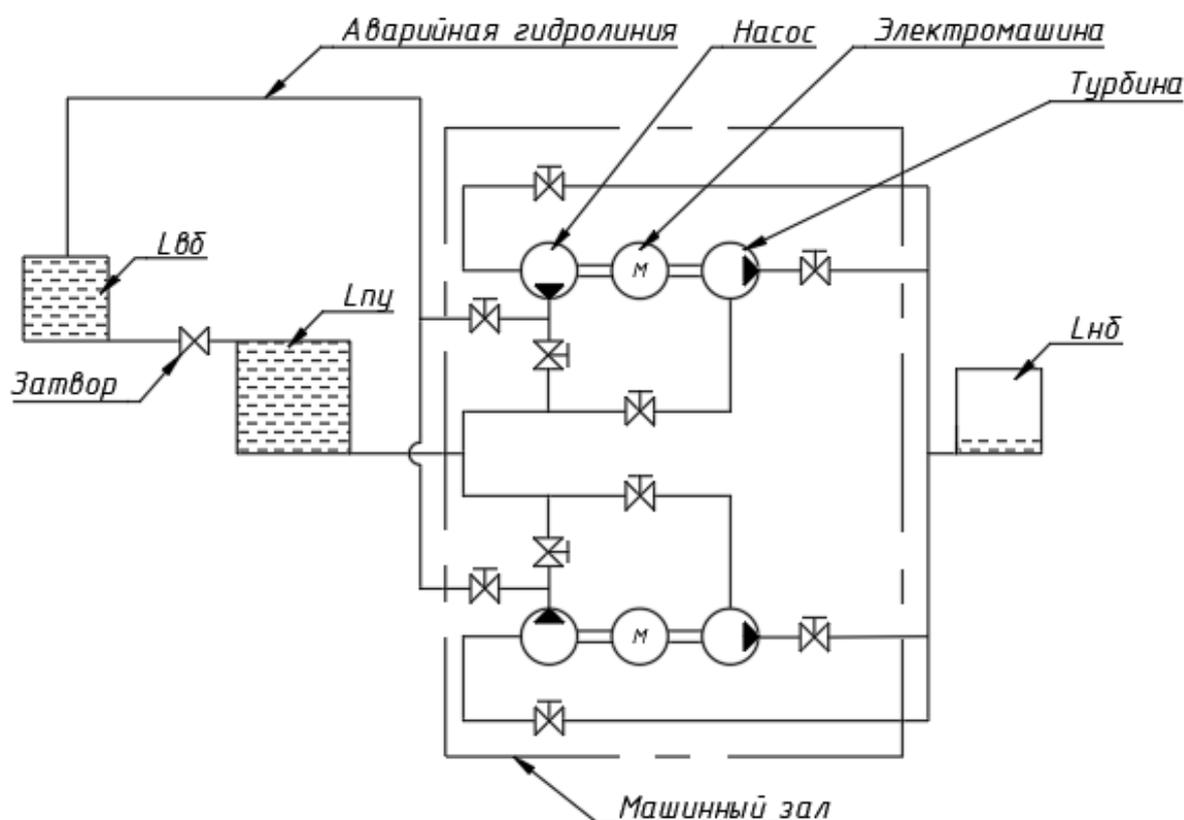


Рисунок 6. Принципиальная гидравлическая схема

Плановый ремонт тоннеля и силового оборудования происходит с учетом следующих особенностей.

- Поскольку в исходном состоянии ГАЭС нижний бассейн пуст, то рационально начать параллельное обслуживание агрегатов в машинном зале и участка тоннеля  $L_{нб}$ .
- По окончании ремонтных работ в нижнем бассейне предлагается осушить верхний. Необходимо сработать объем жидкости, находящегося в  $L_{вб}$ , и закрыть затвор разделяющий подводящий участок и верхний бьеф. После этого персонал сможет проводить профилактические работы в тоннеле верхнего бассейна.

Для обслуживания подводящего участка  $L_{пу}$  тоннельной ГАЭС в любом случае придется выкачивать жидкость во внешний резервуар на поверхности, так как он превышает суммарную длину обоих бассейнов. Однако, для сокращения затрат можно провести следующие действия: наполнить участок  $L_{вб}$  либо обычным способом, либо через аварийную

гидролинию; перекрыть затвор между  $L_{вб}$  и  $L_{пу}$ ; заполнить нижний бассейн за счет части объема  $L_{пу}$ ; перекрыть затвор между  $L_{пу}$  и  $L_{нб}$ ; откачать оставшийся объем  $L_{пу}$  на поверхность.

После окончания ремонтных работ заполнить тоннель до номинального объема.

При аварийном ремонте агрегатов осуществляется несколькими этапами:

- Требуется перекрыть затворы и доступ жидкости к силовому оборудованию.
- После отключения агрегатов приступить к ремонту.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Шейнман, Л.Б., Бабурин Б.Л., Глезин М.Д., Красильников М.Ф. Гидроаккумулирующие электростанции. — М.: Энергия, 1978. — 183 с.
2. Кокосадзе А.Э. Конструктивно-технологические решения подземных энергокомплексов ГАЭС-АЭС // Горный информационно-аналитический бюллетень — 2011. — с. 259–262.
3. Пашковец В.С. Способы проходки тоннелей в условиях крупных городов // Master's journal. — 2019. — № 1. — с. 102–109.

**Быков Константин Юрьевич**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Качанов Игорь Владимирович**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Ленкевич Сергей Александрович**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Шаталов Игорь Михайлович**

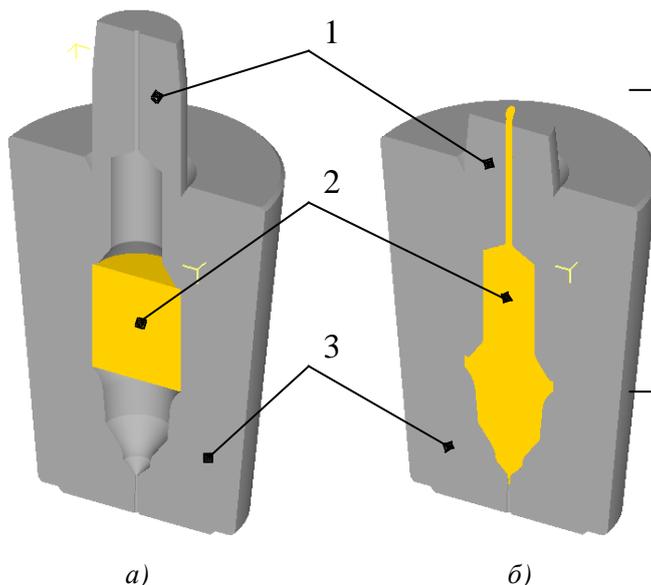
Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

## Анализ геометрии биметаллического соединения при выдавливании дорожных резцов

Для анализа геометрии биметаллического соединения, получаемого в ходе совместного пластического течения двух металлов при скоростном комбинированном горячем выдавливании биметаллических дорожных резцов, использовался программный комплекс DEFORM-3D.

DEFORM-3D — специализированный программный комплекс, предназначенный для моделирования и анализа технологических процессов обработки металлов давлением и термообработки. С помощью данного программного комплекса можно отработать и оптимизировать не только параметры технологического процесса, но также исходную геометрию штамповой оснастки и исходной заготовки [1–3].

Для проведения анализа была создана трехмерная компьютерная модель процесса скоростного комбинированного выдавливания биметаллических дорожных резцов (рис. 1).



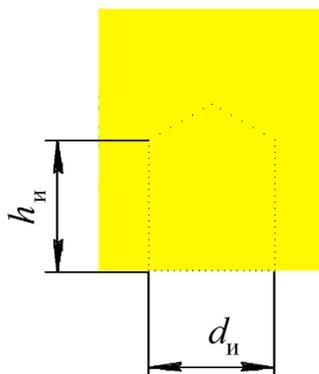
1 — формообразующий пуансон; 2 — заготовка; 3 — матрица

**Рисунок 1.** Модели процесса скоростного комбинированного выдавливания биметаллических дорожных резцов до выдавливания (а) и после выдавливания (б)

Для имитации геометрии биметаллического соединения использовали встроенную функцию «Point Tracking» (Отслеживание Точки). Эта функция позволяет отслеживать смещение объема материала, заданного конечными точками фигуры.

Для получения исходной геометрии рабочей вставки создавался массив точек, расположенных в одной плоскости деформирования (осевой плоскости), которые повторяли форму и размеры исходной рабочей вставки.

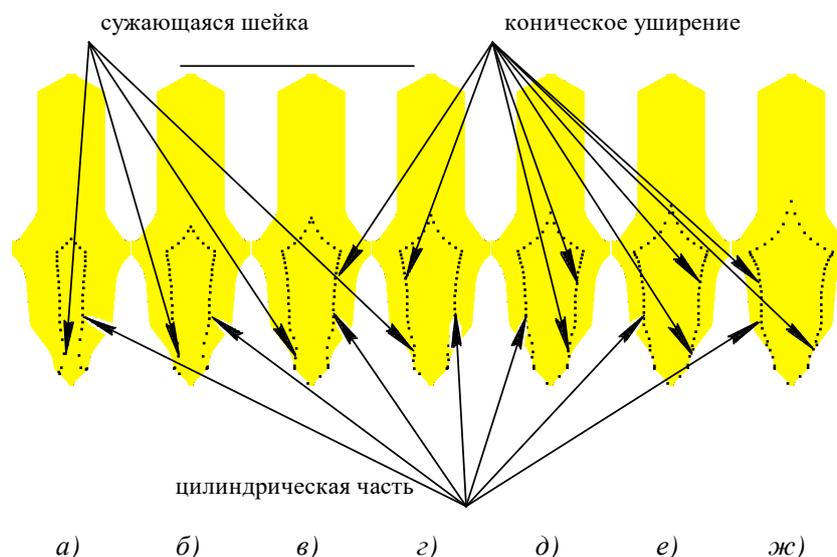
Количество нанесенных точек варьировалось от 36 до 98 в зависимости от размеров рабочей вставки (рис. 2). Исходная высота рабочей вставки  $h_{и}$  варьировалась от 10 до 25 мм с шагом 1 мм. Исходный диаметр рабочей вставки  $d_{и}$  также варьировался от 10 до 25 мм и так же с шагом 1 мм.



**Рисунок 2.** Точки, нанесенные на осевую плоскость заготовки, имитирующие исходную форму и размеры рабочей вставки

В результате анализа полученных моделей было установлено, что для исходных диаметров рабочей вставки  $d_{и}$  менее 20 мм наблюдается наличие сужающейся шейки, которая в экстремальных условиях работы дорожного резца будет являться концентратором напряжений, что может привести к его преждевременной поломке. Наиболее ярко, с геометрической точки зрения, это выражается на заготовке с исходным диаметром рабочей вставки  $d_{и} = 10$  мм (рис. 3). Поэтому наиболее предпочтительными диаметрами исходной рабочей вставки  $d_{и}$  можно считать диаметры, лежащие в диапазоне от 21 до 23 мм, обеспечивающий отсутствие сужающейся шейки на кончике.

Анализ исходных высот рабочей вставки  $h_{и}$  показал, что наиболее предпочтительные исходные высоты лежат в пределах от 17 до 20 мм, что обусловлено нахождением основания конической вставки, при данных высотах, в наибольшем диаметральном сечении отштампованного резца.



**Рисунок 3.** Результат моделирования биметаллического дорожного резца с различными исходными диаметрами рабочей вставки  $d_{и}$  и исходной высотой  $h_{и} = 18$  мм: (а)  $d_{и} = 10$  мм; (б)  $d_{и} = 16$  мм; (в)  $d_{и} = 19$  мм; (г)  $d_{и} = 20$  мм; (д)  $d_{и} = 21$  мм; (е)  $d_{и} = 23$  мм; (ж)  $d_{и} = 25$  мм

Кроме того, в процессе формообразования резца за счет направленной деформации формируются «замковые» соединения в виде конических сопрягаемых поверхностей, способствующих дополнительной прочности биметаллического соединения.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Паршин, А.П. Практическое руководство к программному комплексу DEFORM-3D: учебное пособие / В.С. Паршин А.П. Карамышев, И.И. Некрасов и др., научн. Ред. Ю.Б. Чебулин. — Екатеринбург: УрФУ 2010. — 266 с.
2. Касьянов, К.В. Применение комплекса DEFORM-3D при моделировании процесса штамповки / К.В. Касьянов; науч. рук. В.А. Вейник // Новые материалы и технологии их обработки: сборник научных работ XVI Республиканской студенческой научно-технической конференции, 22–24 апреля 2015 года / Белорусский национальный технический университет, Механико-технологический факультет. — Минск: БНТУ, 2015. — С. 44–46.
3. Качанов, И.В. Компьютерное моделирование в Deform-3D для анализа пластического течения при скоростном горячем выдавливании биметаллических формообразующих деталей штамповой оснастки = Computer Modeling in Deform-3D for Analysis of Plastic Flow in High-Speed Hot Extrusion of Bimetallic Formative Parts of Die Tooling / И.В. Качанов, М.В. Кудин, С.А. Ленкевич // Наука и техника. Серия 1. Машиностроение = Science & Technigue. Series 1. Mechanical engineering. — 2015. — № 1. — С. 20–25.

**Власов Кирилл Анатольевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Островский Валерий Леонидович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Панферова Надежда Юрьевна**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Черкасских Сергей Николаевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## Приводы механизмов поворота лопастей ветроколес

В последние годы наблюдается устойчивая тенденция роста доли экологически чистых возобновляемых источников энергии. Уже сегодня с их помощью вырабатывается в два раза больше энергии, чем на атомных электростанциях.

Существенную долю в возобновляемых источниках энергии составляет ветроэнергетика. Согласно прогнозам Международного агентства возобновляемой энергетики более трети мировых потребностей в электричестве к 2050 году будет закрыто за счет использования энергии ветра. Однако для выполнения этой задачи требуется обеспечение конкурентоспособности ветроэнергетического оборудования, особенно в условиях значительного улучшения характеристик таких возобновляемых источников энергии, как солнечная энергетика. Это вызывает необходимость использования новых передовых технологий, способствующих повышению эффективности ветроэнергетических установок (ВЭУ), повышению надежности и снижению стоимости их жизненного цикла. Все это приводит к снижению стоимости вырабатываемой энергии. Данное направление предполагает уменьшение затрат на обслуживание и плановые ремонтные работы.

Анализ эксплуатационных расходов показывает, что значительную их долю составляют расходы, связанные с ликвидацией последствий выхода из строя ветроагрегатов и их компонент. Так, согласно [2] на их долю приходится примерно 18–23 % затрат на срок службы в морских и 12 % в наземных ветроустановках. На рисунке 1 представлены доли отказов, связанных с выходом из строя различных подсистем ВЭУ.

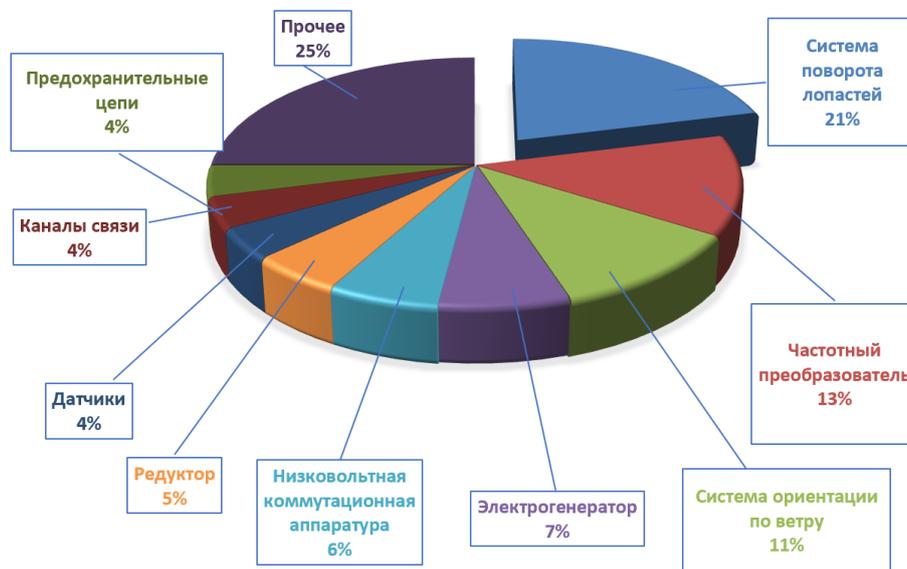
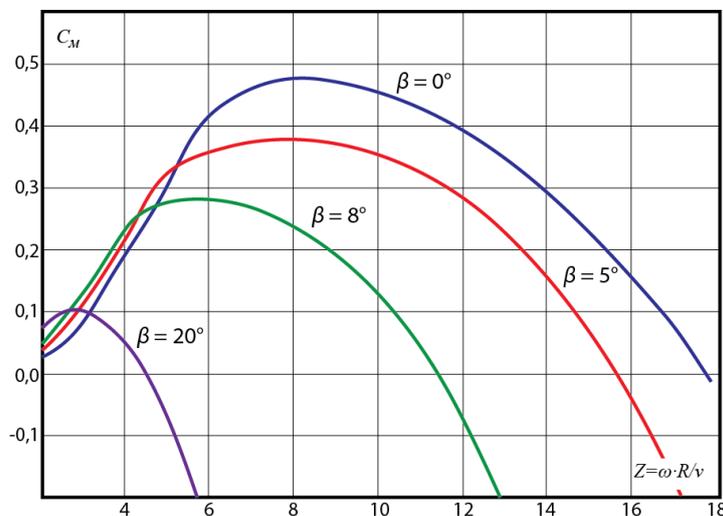


Рисунок 1. Статистика отказов ВЭУ

Как следует из рисунка, наибольшее число отказов связано с выходом из строя подсистемы поворота лопастей ветроколеса [2]. Поворот лопастей ветроколес применяется на большинстве ветроагрегатов с мощностью более 2.5 МВт.

Использование данной подсистемы направлено на решение ряда задач. При малых скоростях ветра поворот лопастей позволяет повысить эффективность использования ветрового потока. На рисунке 2 представлена типовая зависимость коэффициента мощности от быстроходности ветроколеса  $Z$  при различных углах поворота лопасти. На рисунке приняты следующие обозначения:  $\omega$  — угловая скорость вращения ветроколеса;  $R$  — радиус ветроколеса;  $v$  — скорость ветра. Приведенные данные показывают, что различным скоростям ветрового потока соответствуют свои оптимальные углы поворота лопастей ветроколеса, обеспечивающие максимальные значения мощности.

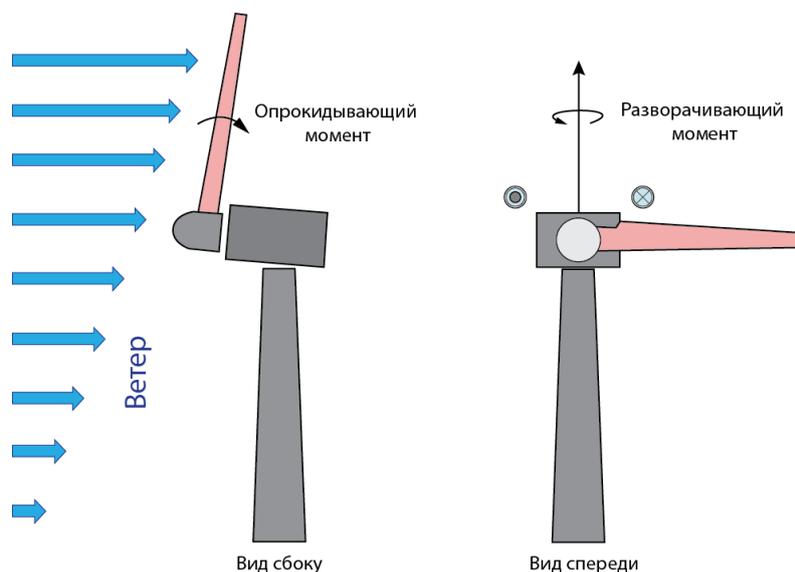
При усилении ветрового потока возрастает частота вращения ротора и линейные скорости движения концов лопастей ветроколеса. Это существенно увеличивает динамические нагрузки на конструкцию во время сильных ветров. Задача снижения скорости вращения ротора для предотвращения перегрузок приобретает особую актуальность в связи с увеличением размаха лопастей ветроколес. Так для ветрогенераторов с диаметром ротора в 150 метров и мощностью 6 МВт при скорости ветра в 10 м/с нагрузка на лопасти может достигать 200 тонн в секунду [3]. В связи с этим необходимо обеспечивать подбор оптимальных углов атаки лопастей, при которых соотношение между скоростью ветра и скоростью движения концов лопастей будет соответствовать номинальным значениям скорости вращения ротора, что позволяет избежать перегрузок.



**Рисунок 2.** Зависимость коэффициента мощности от быстроходности ветроколеса

Усиление ветрового потока до критических значений может привести к выходу устройства из строя, а в ряде случаев и к его полному разрушению. В этом случае, при значительных скоростях ветра, система поворота лопастей ветроколеса должна обеспечить его останов путем поворота лопастей на флюгерные углы.

При использовании ветроколес со значительным размахом лопастей следует учитывать неравномерность ветрового потока в плоскости вращения лопасти. Так скорость ветра обычно существенно выше в верхней части ветроколеса по сравнению с нижней. При вращении ротора ветроколеса это приводит к возникновению вибраций конструкции и момента, стремящегося отклонить гондолу от горизонтального положения (рис. 3а). Кроме того, скорость ветра может отличаться в левой и правой полуплоскости ветроколеса (рис. 3б), что вызывает момент, разворачивающий ветроколесо. Уменьшение этих эффектов возможно достигнуть изменением угла поворота лопастей ветроколеса в зависимости от скорости ветра во время полного оборота ротора.

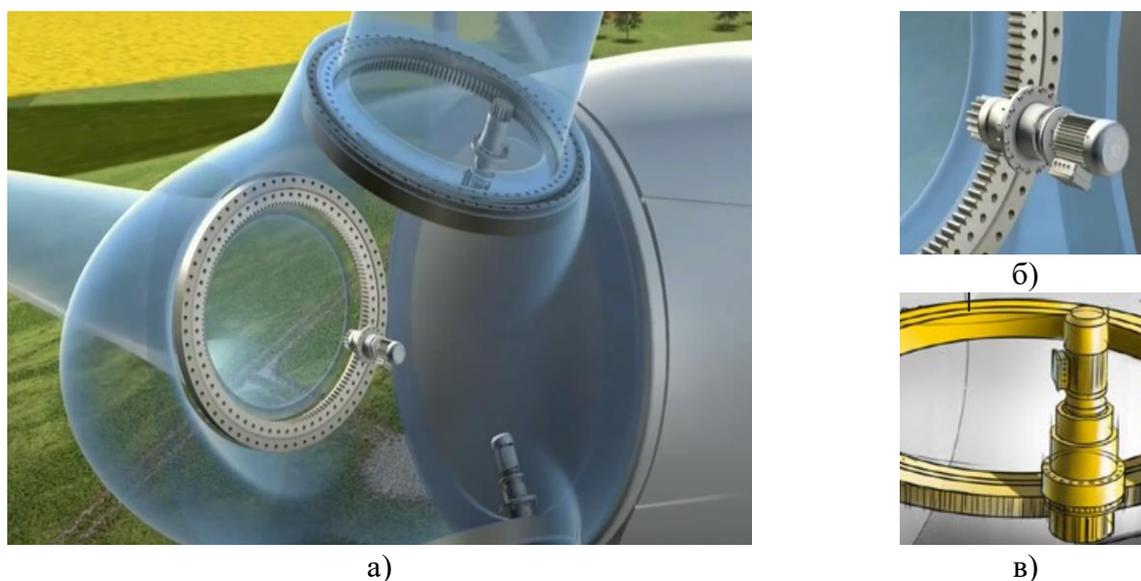


**Рисунок 3.** Моменты, вызываемые неравномерностью ветрового потока

Для поворота лопастей могут использоваться электромеханические (ЭМП), электрогидравлические (ЭГП) и электрогидростатические (ЭГСП), приводы, которые могут реализовывать групповое или индивидуальное управление. В первом случае изменение положения выходного звена единого центрального привода приводит к синхронному повороту всех лопастей. Данная схема является наиболее простой. Но она не обеспечивает решение проблем, связанных с неравномерностью ветрового потока в плоскости вращения лопасти.

С целью снижения последствий отказов питания в состав данных приводов могут быть включены электрические (для ЭМП) или пневмогидравлические (для ЭГП и ЭГСП) аккумуляторы. Это позволяет в аварийных режимах обеспечить поворот лопастей в безопасное положение за счет автономного энергозапаса.

Анализ современного состояния приводов поворота лопастей показывает, что доля электромеханических и гидравлических приводов примерно одинакова и составляет 50 % [4].



**Рисунок 4.** Электромеханический привод поворота лопасти: (а) общая схема размещения электромеханического привода поворота лопастей; (б) внутреннее зацепление редуктора с опорно-поворотным устройством; (в) внешнее зацепление редуктора с опорно-поворотным устройством

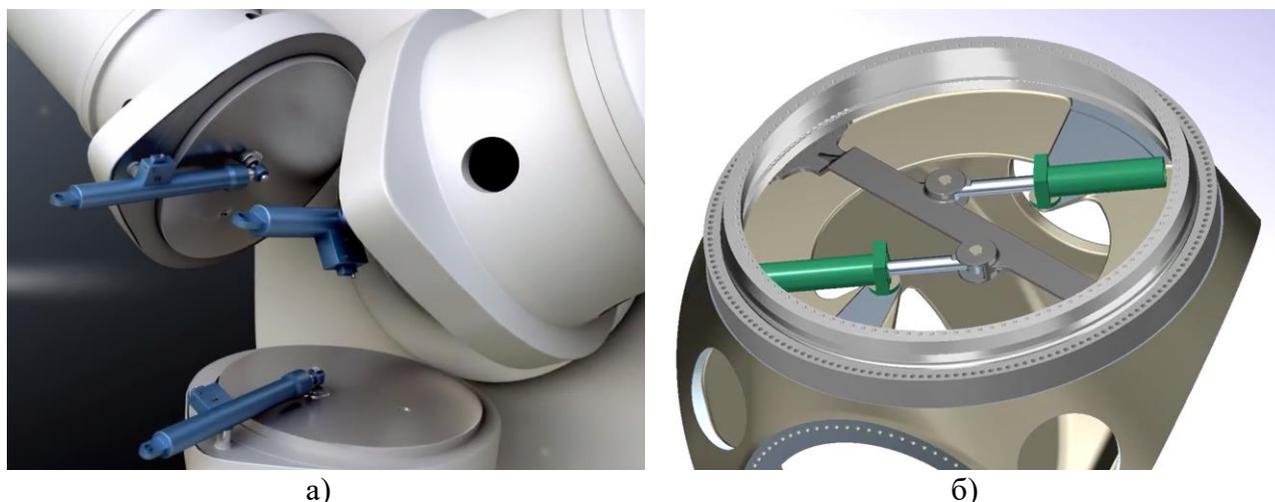
На рисунке 4а приведен пример использования электромеханического привода для вращения лопастей. Он содержит индивидуальный для каждой лопасти серводвигатель постоянного или переменного тока, который через планетарный редуктор передает вращение на опорно-поворотное устройство. Редуктор обычно имеет 3–4 ступени и его передаточное отношение составляет 70...250. Опорно-поворотное устройство соединяется с редуктором с помощью внутреннего (рис. 4б) или внешнего (рис. 4в) зацепления.

Все основные силовые компоненты электромеханических приводов устанавливаются в обтекателе ветроколеса. Они получают энергопитание и управляющие сигналы от соответствующих подсистем, находящихся в гондоле, через кабели в роторе и вращающиеся электрические соединения. Это упрощает монтаж и техническое обслуживание. Вместе с тем размещение во вращающемся обтекателе аварийных аккумуляторов приводит к их преждевременному выходу из строя. Как сообщается в [2] замена аварийных аккумуляторов требуется каждые шесть месяцев, что увеличивает стоимость эксплуатации ВЭУ. В перспективе решение этой проблемы может быть связано с использованием конденсаторов сверхвысокой емкости [2].

Использование электромеханического привода позволяет организовать энергопотребление только во время процесса поворота лопастей, что снижает энергозатраты.

Основные недостатки ЭМП связаны с наличием сложного многоступенчатого редуктора [4]. Это приводит к дополнительным потерям энергии при трении. Кроме того, в процессе эксплуатации возникает износ зубчатых колёс, в результате которого развиваются повышенные люфты в соединениях. Так же применение редуктора отрицательно сказывается на массогабаритных показателях.

Гидравлический привод обычно используется при мощностях более 3 МВт. На рисунке 5а приведена схема применения гидропривода для поворота лопастей ветроколеса. Одноштоковый гидроцилиндр каждой лопасти обеспечивает вращение соответствующего беззубчатого опорно-поворотного устройства. В данной конструкции отсутствует многоступенчатый редуктор, что увеличивает надежность конструкции и снижает силы трения. Недостатком данной схемы является наличие несбалансированной нагрузки, вызванной несимметричностью расположения гидроцилиндра. Решение, предложенное на рисунке 5б, решает эту проблему.



**Рисунок 5.** Гидравлический привод поворота лопасти:

(а) использование несимметричной схемы; (б) использование симметричной схемы

При использовании гидропривода в обтекателе располагаются только гидроцилиндры. При этом насос, гидробак, необходимая регулирующая и направляющая гидроаппаратура и приводной электродвигатель находятся в гондоле. Для обеспечения подачи рабочей жидкости

в гидроцилиндры при вращении ротора используются гидравлические ротационные соединения (рис. 6).

В аварийной ситуации гидропривод поворота лопастей может работать без внешнего энергопотребления благодаря пневмогидравлическому аккумулятору, расположенному в гондоле. Система обычно проектируется таким образом, что зарядка аккумулятора происходит в периоды с низкими значениями требуемого расхода жидкости, необходимого для обеспечения поворота лопастей. При этом излишки подачи насоса поступают в пневмогидравлический аккумулятор, а накопленная жидкость под давлением может обеспечить поворот лопасти в безопасное положение до момента восстановления энергоснабжения или ликвидации аварийных проблем.



*Рисунок 6. Гидравлические ротационные соединения*

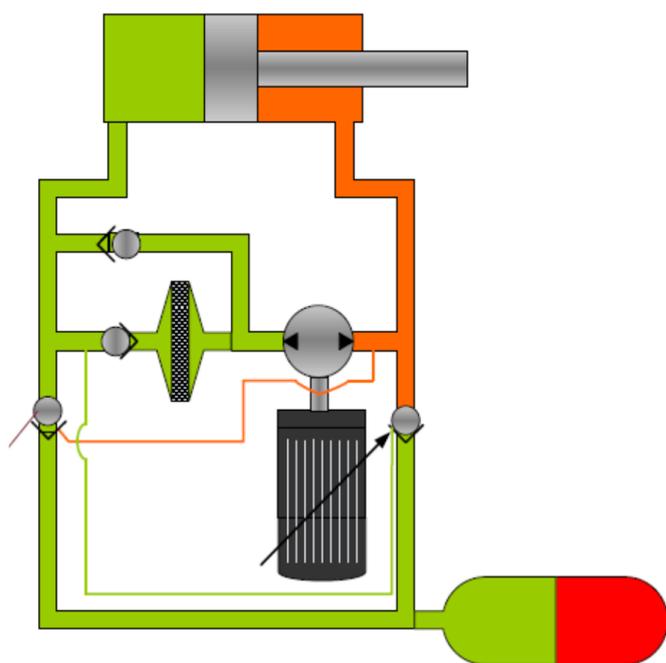
Благодаря высокому рабочему давлению гидропривод обеспечивает значительные усилия и высокое быстродействие. Он отличается низкими массогабаритными показателями. При использовании гидравлики более просто реализуется поворот лопастей в безопасное положение и их стопорение при отказах. Стопорение так же может использоваться и при выполнении сервисных работ.

Существенным недостатком гидропривода поворота лопастей является использование гидравлических ротационных соединений, рассчитанных на прохождение значительных расходов [2; 4]. Это значительно ухудшает надёжность системы и приводит к утечкам, вызывающим загрязнение окружающей среды.

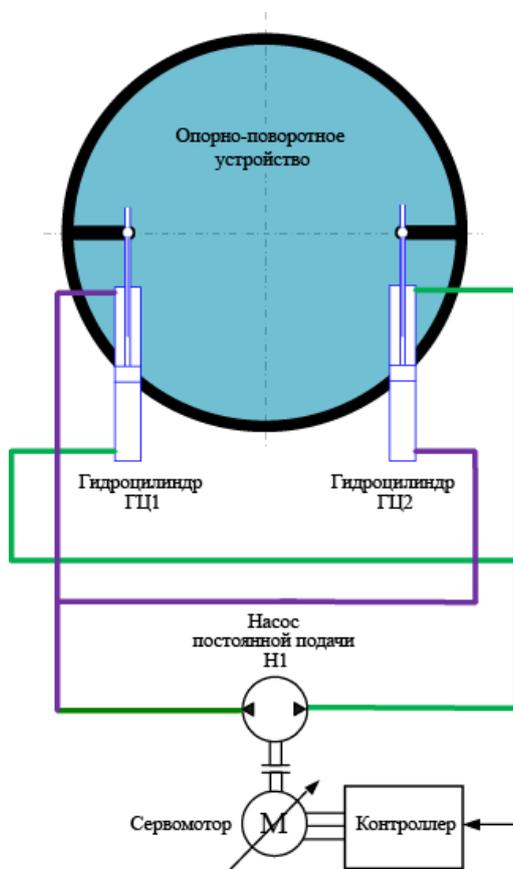
Кроме того, использование традиционного гидропривода обычно предполагает постоянное вращение приводного вала насоса. Следовательно, потребление энергии происходит и в периоды времени, когда не происходит поворот лопастей и потребность в работе гидропривода отсутствует.

Одним из путей развития приводных систем является использование гибридных структур, сочетающих преимущества электромеханических и гидравлических приводов. Реализацией данного направления может быть применение электрогидростатических приводов (ЭГСП). На рисунке 7 приведена упрощенная схема ЭГСП фирмы Moog Inc., предназначенная для поворота лопастей ветроколес [6]. Приводной серводвигатель обеспечивает вращение вала радиально-поршневого насоса постоянной подачи. Под действием создаваемого насосом давления возникает усилие на поршне гидроцилиндра с односторонним штоком. Скорость движения выходного звена привода определяется частотой вращения вала электродвигателя. С целью компенсации изменения объема рабочей жидкости в основном контуре системы и обеспечением автономного энергозапаса в состав привода включен пневмогидравлический аккумулятор повышенного объема.

Для обеспечения симметричности нагружения опорно-поворотного устройства в [7] предложена схема, представленная на рисунке 8. Она содержит два одноштоковых гидроцилиндра, соединенных таким образом, чтобы их суммарная рабочая площадь была всегда постоянна. Данное решение позволяет так же решить проблему изменения объема рабочей жидкости в основном контуре при работе и обеспечить симметричность характеристик привода.



**Рисунок 7.** Электрогидростатический привод поворота лопасти с несимметричным нагружением



**Рисунок 8.** Электрогидростатический привод поворота лопасти с симметричным нагружением

Применение электрогидростатического привода, как и гидропривода, целесообразно в случае высоких нагрузок. По данным Moog Inc. [4] использование предложенной схемы существенно увеличивает надежность привода. Это связано как с отсутствием ротационных гидравлических соединений, характерных для гидроприводов, так и сложного

многоступенчатого редуктора в электроприводе. Упрощение гидравлической системы значительно уменьшает вероятность утечек рабочей жидкости и снижает воздействие на окружающую среду.

Электрогидростатические приводы позволяют обеспечить большую энергоэффективность, поскольку реализуют принцип энергопитания по необходимости (power on demand). Приводной электродвигатель включается в работу и потребляет энергию только при повороте лопастей. Так же наличие пневмогидравлического аккумулятора в составе привода позволяет реализовать рекуперацию и повторное использование энергии.

Использование электрогидростатического привода позволяет избавиться от громоздкого и массивного насосного блока, расположенного высоко над землей в гондоле. По сообщению [4] это приводит к общему снижению массы на 40 %.

Еще одним преимуществом данной технологии является то, что ЭГСП может быть выполнен в виде полностью автономного комбинированного устройства, реализующего все необходимые функции интеллектуального управления и диагностики.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Jones D., Graham E., Tunbridge P. Wind And Solar Now Generate One-Tenth Of Global Electricity: [Электронный ресурс]. URL: <https://ember-climate.org/wp-content/uploads/2020/08/Report-Ember-Global-Electricity-Review-H1-2020.pdf> (Дата обращения: 28.09.2022).
2. The Effect of Pitch System Reliability on Wind Power Generation's Levelized Cost of Energy / P. Padman, J. Xu, F. Vanni [и др.]: [Электронный ресурс]. URL: [https://windeurope.org/summit2016/conference/allfiles2/582\\_WindEurope2016presentation.pdf](https://windeurope.org/summit2016/conference/allfiles2/582_WindEurope2016presentation.pdf) (Дата обращения: 28.09.2022).
3. Ескендир Ж.Б. Управление поворотом лопастей ветрогенератора переменной скорости с целью ограничения мощности и уменьшения динамических нагрузок // Современные научные исследования и инновации. 2013. № 3 [Электронный ресурс]. URL: <https://web.snauka.ru/issues/2013/03/23161> (дата обращения: 28.09.2022).
4. Geiger D. Electrohydrostatic actuation modernizes fluid power: [Электронный ресурс]. URL <https://www.machinedesign.com/motors-drives/article/21828384/electrohydrostatic-actuation-modernizes-fluid-power> (Дата обращения: 28.09.2022).
5. Development of Hardware-in-the-Loop-Simulation Testbed for Pitch Control System Performance Test / J. Cheon, J. Kim, L. Lee [и др.] // Energies 2019, 12, 2031: [Электронный ресурс]. URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/12/10/2031> (дата обращения: 28.09.2022).
6. Valdo M. Electrohydrostatic actuators. A new approach in motion control. [Электронный ресурс]. URL: [http://cisb.org.br/wiefp2014/presentations/Session%2002\\_Mario%20Valdo.pdf](http://cisb.org.br/wiefp2014/presentations/Session%2002_Mario%20Valdo.pdf) (дата обращения: 28.09.2022).
7. Ching-Sung Wang, Mao-Hsiung Chiang A Novel Pitch Control System of a Large Wind Turbine Using Two-Degree-of-Freedom Motion Control with Feedback Linearization Control // Energies 2016, 9, 791: [Электронный ресурс]. URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/9/10/791/htm> (дата обращения: 28.09.2022).

**Вольф Владимир Викторович**

ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)», Челябинск, Россия

**Битюцкий Сергей Юрьевич**

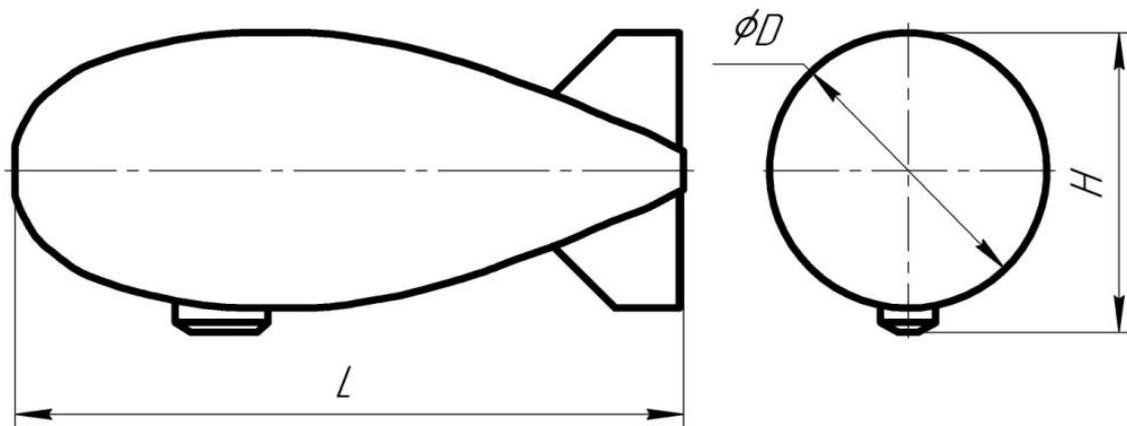
ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)», Челябинск, Россия

## Моделирование аэростатических характеристик дирижабля

Дирижабль представляет собой летательный аппарат легче воздуха, содержащий аэростат с двигателем и системой управления ориентацией аппарата. Объединение ряда возможностей самолета и вертолета позволяет дирижаблю двигаться в любую сторону независимо от направления воздушных потоков. При этом развитие летательных аппаратов (ЛА) тяжелее воздуха, к которым относятся самолеты, вертолеты и ракеты, в значительной степени потеснили дирижабли. Однако существуют множество сфер, в которых применение дирижаблей оправданно и необходимо в силу их особенностей. К последним следует отнести простоту эксплуатации, значительную грузоподъемность, большую длительность одного полета, отсутствие потребности в аэродромах, высокую экологичность при эксплуатации аппаратов. Благодаря своим возможностям современные дирижабли применяют в грузоперевозках, проведение обследования линий электропередач и трубопроводов, исследование космоса, метеорологических наблюдениях, используются для рекламы и размещения видеокамер во время аэрофотосъемки, наблюдение за местностью и др. [1; 2].

Многие отечественные и зарубежные ученые проводят научные и проектные изыскания в разработке новых и модернизации существующих дирижаблей. Одной из важных задач в создании ЛА является расчет его характеристик. Достаточно точным и экономически выгодным способом расчета характеристик аппарата является численные методы.

Ключевым вопросом, который рассматривается авторами в данной статье, является проверка закона Архимеда путем анализа подъемной силы, действующей на дирижабль. Сила тяжести, действующая на дирижабль, и вес газа, вытесняемый дирижаблем, должны быть равны, чтобы дирижабль оставался в нейтральном положении (сохранял свою высоту). В качестве объекта исследований использовалась модель беспилотного радиоуправляемого дирижабля эллипсоидной формы с гондолой. Геометрия исследуемого объекта представлена на рисунке 1.



*Рисунок 1. Геометрия исследуемого дирижабля*

Модель дирижабля имеет длину  $L = 0.58$  м, а его ширина и высота равны соответственно  $D = 0.24$  м и  $H = 0.26$  м. Расчетная область задана прямоугольным параллелепипедом со сторонами длина — 0.9 м, ширина — 0.55 м, высота — 0.55 м. Дирижабль заполнен газом — гелием с плотностью  $\rho_{he} = 0.1625$  кг/м<sup>3</sup>. Окружающая среда — воздух,  $\rho_a = 1.225$  кг/м<sup>3</sup>.

Моделирование аэростатического равновесия дирижабля выполнено в программе ANSYS Fluent с применением связанного решателя на основе давления. Расчетная сетка принята структурированной и состоящей из элементов полиэдрической формы. Для решения задачи использовались осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье Стокса записанные для пространственного случая течения и замкнутые ламинарной моделью вязкости. В расчетной области рабочая среда задана без возмущения. При решении учитывались силы гравитации.

В результате расчетов были определены параметры среды, окружающей объект исследования, значения аэростатической силы действующей на дирижабль и его грузоподъемность. На рисунке 2 показаны результаты моделирования в виде распределения статического давления воздуха.

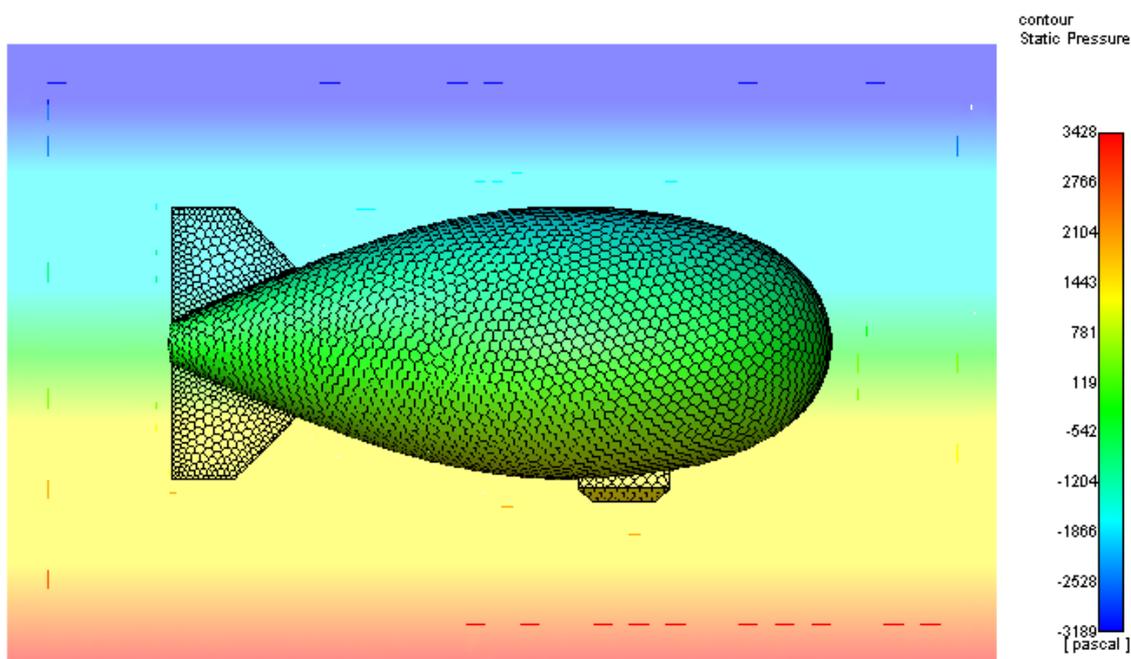


Рисунок 2. Распределение статического давления

Сила земного притяжения формирует градиент давления воздуха вокруг тела (рис. 2). Таким образом образуется аэростатическая сила, вектор которой направлен вверх, позволяющая дирижаблю подниматься. Градиент давления способен приводить воздушные массы в движение. При этом в процессе виртуального моделирования образуется некоторая ложная скорость в газах, которая в конечном итоге стремится к нулю с каждой последующей выполняемой итерацией расчета. В рамках решаемой задачи величина скорости газа, достигаемая в момент сходимости расчета, не влияет на результаты вычисления давления и удовлетворяет заданной точности.

Согласно классическому закону Архимеда, главный вектор сил давления жидкости на поверхность погруженного в нее тела равен по величине весу жидкости в объеме тела и направлен в сторону, противоположную силе веса [3]. Значение гидростатической подъемной силы определим следующим выражением.

$$F_A = \iiint_V \rho_a g dV, \quad (1)$$

где  $g$  — ускорение свободного падения;  $V$  — объем тела.

Вычисленное по выражению (1) в программе значение гидростатической силы составило  $F_A = 0.19235$  Н. Полезный вес, который может переместить данная модель дирижабля составил 160 г.

Моделирование плавучести дирижабля в программе симуляции Ansys Fluent позволило определить его характеристики, необходимые для исследовательской и проектной деятельности на первоначальном этапе создания аэростатических летательных аппаратов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Кирилин А.Н. Дирижабли. М.: МАИ, 2013. 405 с.
2. Пшихопов В.Х. Дирижабли: перспективы использования в робототехнике // Мехатроника, автоматизация, управление. — 2004. — № 5. — С. 15–20.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: Учеб. для вузов. — 7-е изд., испр. — М.: Дрофа. 2003. — 840 с.

**Ганиев Азат Радикович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Чэнь Шицун**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Черкасских Сергей Николаевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Шейкин Максим Олегович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## **Использование гидравлических передач в ветроэнергетических установках**

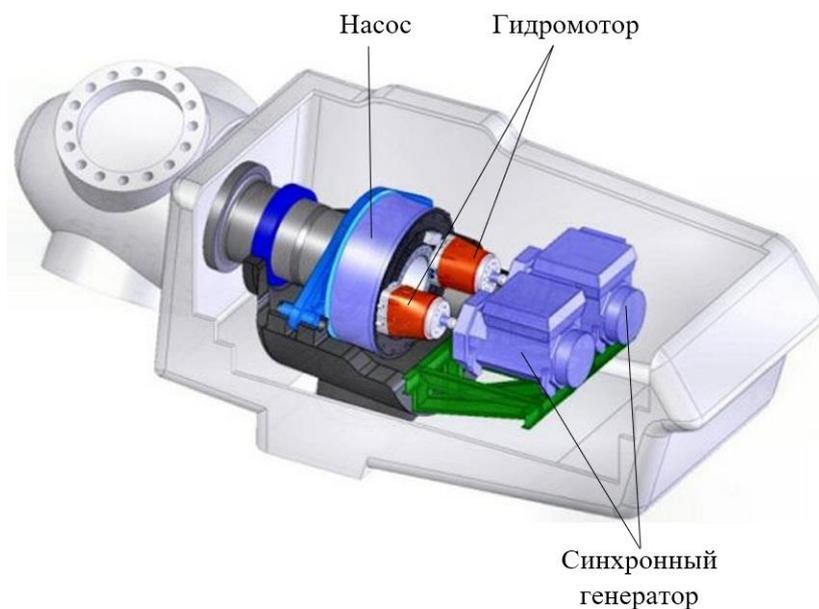
Традиционные ветроэнергетические установки (ВЭУ) включают в себя ветроколесо, связанное с электрогенератором через нерегулируемый многоступенчатый мультипликатор. Невозможность изменения передаточного отношения механической трансмиссии приводит к тому, что колебания скорости ветрового потока, несмотря на сглаживающую инерционность ветроколеса, приводит к изменению частоты вращения вала электрогенератора, что влияет на частоту вырабатываемого тока.

Для обеспечения постоянства частоты тока при переменной частоте вращения вала электрогенератора могут быть использованы частотные преобразователи. Однако данный способ приводит к значительному удорожанию всей установки. Кроме того, в условиях отсутствия регулирования передаточного отношения трансмиссии режимы работы ВЭУ при различных скоростях ветра часто оказываются неоптимальными с точки зрения энергоэффективности.

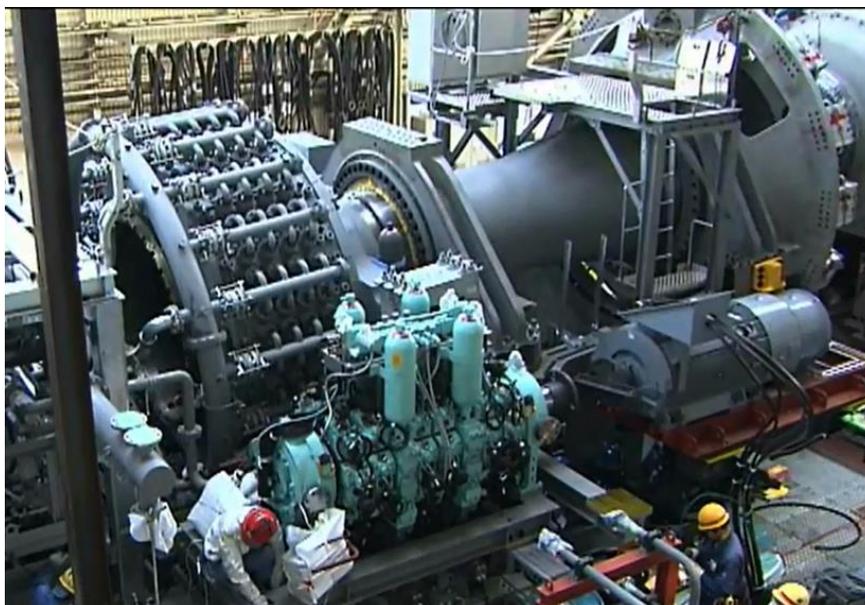
Поддержание постоянства частоты вращения вала генератора может быть достигнуто путем вывода ветроколеса из ветрового потока, поворотом лопастей ветроколеса [1]. Вместе с тем следует учитывать, что высокая инерционность элементов при реализации данных подходов существенно ограничивает возможность регулирования частоты вращения.

Проблемы поддержания постоянной частоты вращения вала электрогенератора и обеспечения работы ветроустановки в зоне оптимальных значений коэффициента мощности могут быть решены использованием вместо механического мультипликатора регулируемой объемной гидропередачи, состоящей из гидронасоса и гидромотора. Современные гидромашины обеспечивают возможность регулирования в широком диапазоне с использованием современных методов цифрового управления, что позволяет оптимизировать режимы работы ВЭУ и повысить ее энергоэффективность.

Анализ литературных и патентных источников показывает, что подобный подход рассматривается многими разработчиками и производителями как актуальный. Так компания Mitsubishi Heavy Industries в рамках проекта Mitsubishi Sea Angel представила прототип морской ветроустановки мощностью 7 МВт в которой механическая трансмиссия заменена гидравлической, полностью расположенной в гондоле ветроустановки (рис. 1) [2; 3]. Трансмиссия содержит регулируемые радиально-поршневой насос мощностью 7 МВт и два гидромотора мощностью 3,5 МВт, приводящие в движение синхронные генераторы (рис. 2). Реализованное цифровое управление гидромашинами позволило обеспечить постоянство частоты вращения валов синхронных генераторов и избавиться от частотных преобразователей.

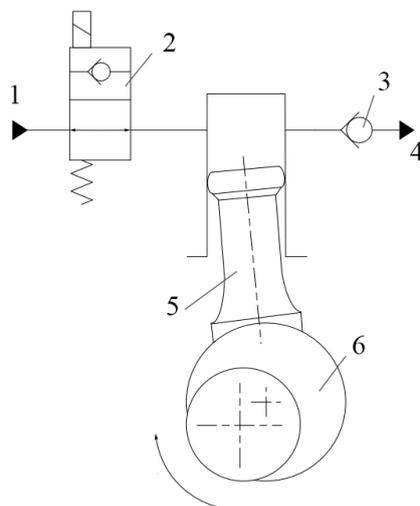


*Рисунок 1. Ветроустановка Mitsubishi Sea Angel мощностью 7 МВт с гидравлической трансмиссией*



*Рисунок 2. Монтаж гидротрансмиссии ветроустановки Mitsubishi Sea Angel*

Данная гидравлическая передача с цифровым управлением была разработана британской компанией Artemis Intelligent Power (приобретена Danfoss в 2021 году). Одной из проблем, возникших при ее разработке, было низкое быстродействие системы при использовании традиционных регулируемых гидромашин с инерционными механизмами управления подачей. Особенностью предложенного решения [4] является применение в системе регулирования насоса и гидромоторов инновационной технологии Digital Displacement®, разработанной Artemis Intelligent Power. Данная технология предусматривает управление рабочим процессом каждого поршня с помощью индивидуального быстродействующего электромагнитного клапана с микропроцессорным управлением (рис. 3). Это позволяет оперативно управлять включением каждого поршня в процесс нагнетания и определять его длительность. По данным [2; 4] это позволило повысить коэффициент полезного действия при работе с различной нагрузкой, увеличить управляемость, устранить высокочастотный шум.

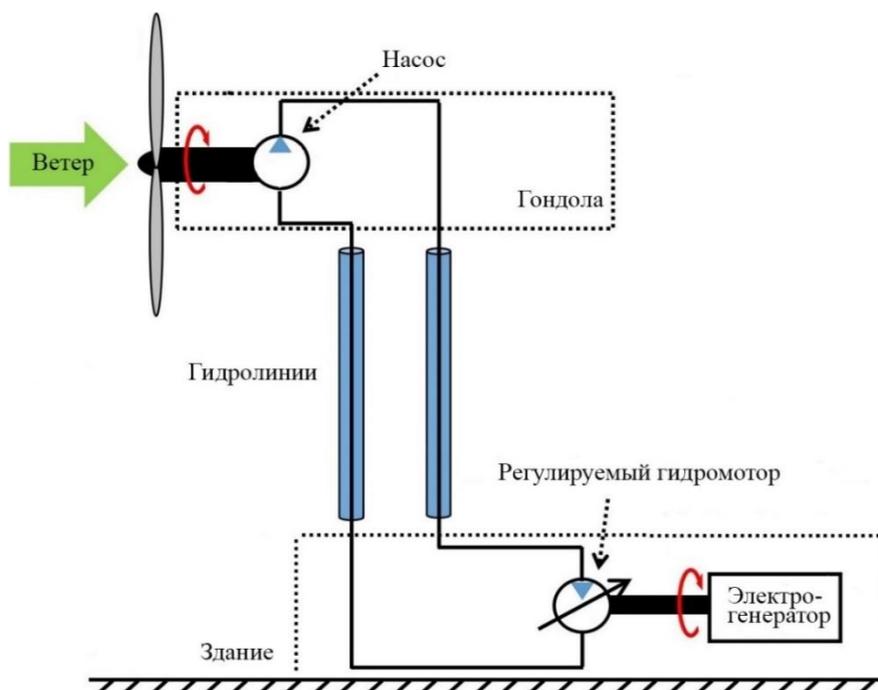


1 — всасывающая гидролиния; 2 — быстродействующий электромагнитный клапан; 3 — обратный клапан; 4 — нагнетательная гидролиния; 5 — поршень; 6 — эксцентрик

**Рисунок 3.** Управление рабочим процессом поршня с помощью системы Digital Displacement®

Традиционная компоновка ВЭУ предусматривает размещение мультипликатора, электрогенератора и дополнительной электроаппаратуры в гондоле, находящейся на большой высоте. Это существенно усложняет техническое обслуживание, отрицательно сказывается на массогабаритных показателях гондолы. Значительные размеры и масса гондолы приводит к увеличению расходов на капитальное строительство.

Использование регулируемой объемной гидропередачи позволяет перенести электрогенератор с устройствами регулирования в наземное здание электростанции и существенно уменьшить массу и размеры гондолы (рис. 4). По данным [3] вес редуктора, генератора и другого необходимого оборудования для ветроэнергетической установки мощностью 100 кВт может достигать несколько десятков тонн, а насос на эту мощность весит от 300 до 450 кг.



**Рисунок 4.** Ветроустановка с уменьшенной гондолой

Данное решение используется в совместных научных исследованиях Линчепингского университета Швеции и лаборатории гидравлических и пневматических систем (Laboratory of Hydraulic and Pneumatic Systems) в Бразильском городе Флорианополис [5]. В ходе исследований был создан прототип регулируемой гидравлической трансмиссии мощностью 28 кВт, содержащей низкооборотный насос постоянной подачи, расположенный в гондоле и регулируемый гидромотор, находящийся внизу. В проекте использовались стандартные гидромашины Parker Hannifin с рабочим давлением 30 МПа.

В [5] сообщается, что аналогичные исследования проводятся в Государственном университете в Санта Катарине в Бразилии, Рейнско-Вестфальский технический университет Ахена в Германии и в университете Миннесоты в США.

В [5] сообщается об исследовании возможности использования гидравлической трансмиссии в ВЭУ мощностью от 100 кВт до 1 МВт, проводимом в университете Миннесоты. Исследуемая передача включает насос постоянной подачи и регулируемый гидромотор. В [6] приводятся сведения о создании уменьшенной модели ветроэнергетической установки с гидравлической передачей мощностью 1 кВт в университете Миннесоты и проведении ее испытаний.

Одним из интересных направлений в области применения гидравлических передач в прибрежных ВЭУ является использования морской воды в качестве рабочей жидкости.

В Делфтском техническом университете в Нидерландах в рамках проекта Delft Offshore Turbine (DOT) разрабатывается проект гидравлической трансмиссии, содержащей водяной насос и гидротурбину Пелтона в качестве гидромотора [7]. Проект предполагает замену оригинальной механической трансмиссии на гидравлическую на ветроэнергетической установке Vestas. При этом в гондоле остается только низкооборотный насос высокого давления собственной разработки, получающий воду непосредственно из моря, а гидротурбина с электрогенератором вынесена на платформу (рис. 5).

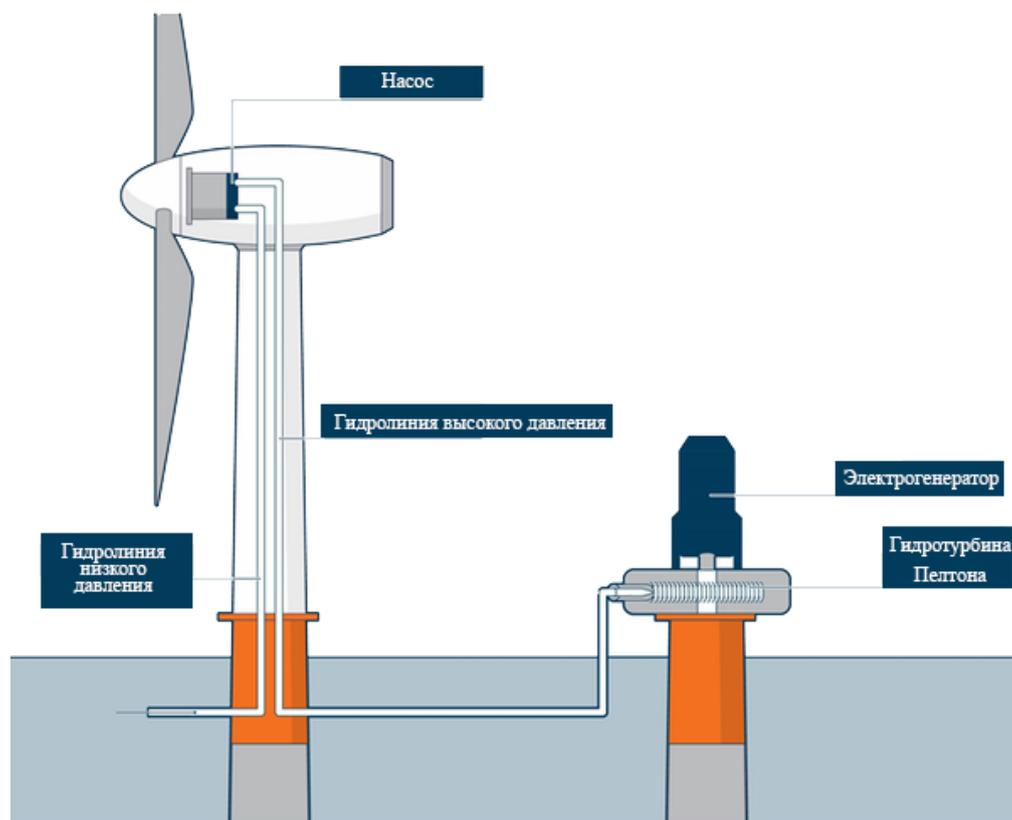
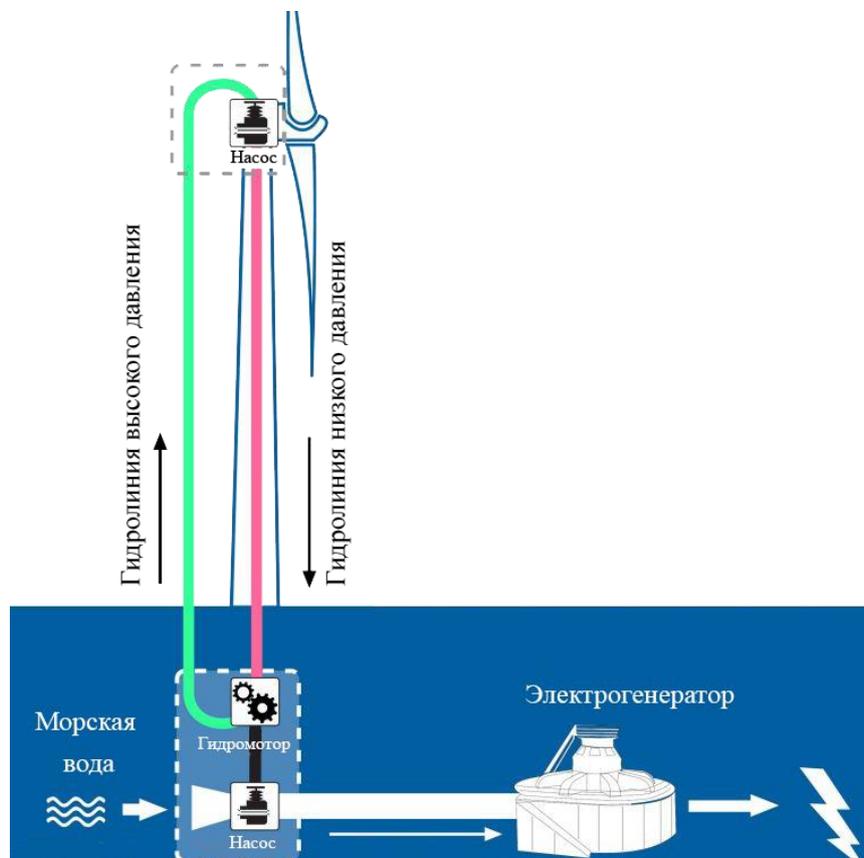


Рисунок 5. ВЭУ с гидропередачей на морской воде

Использование гидротурбины в качестве гидромотора существенно ограничивает возможность регулирования гидропередачи. В связи с этим основной целью данного решения является упрощение технического обслуживания и снижение капитальных затрат на строительство за счет облегчения гондолы и переноса электрогенератора на морскую платформу.

Одним из вариантов, прорабатываемом в рамках проекта DOT в Делфтском техническом университете является использование двухконтурной гидросистемы для ветроэнергетической установки мощностью 10 кВт.



*Рисунок 6. ВЭУ с гидропередачей на морской воде с гидравлическом контуром*

Гидравлическая трансмиссия, построенная по замкнутой схеме и использующая минеральное масло в качестве рабочей жидкости, передает вращение от вала ветроколеса на вал гидромотора. В качестве гидромашин использованы аксиально-поршневые насос и гидромотор, работающие при давлении 20 МПа.

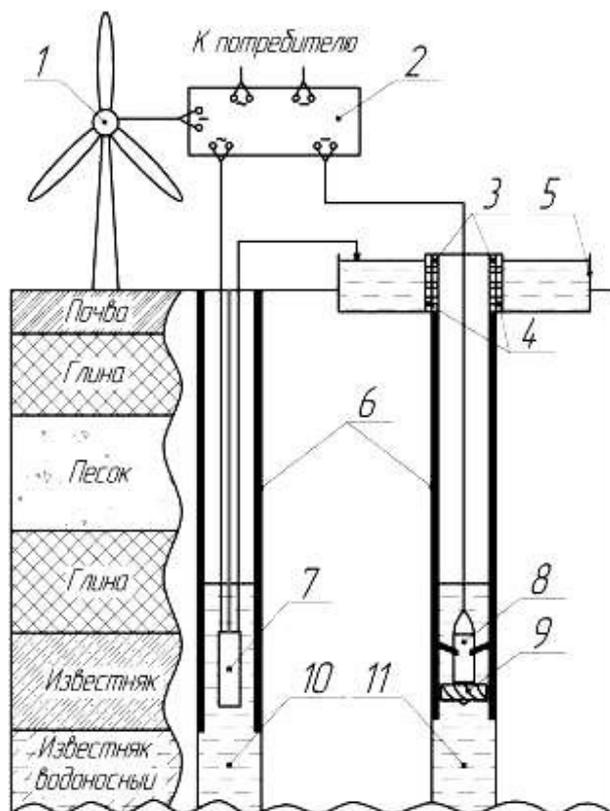
Гидромотор приводит в движение аксиально-поршневой насос, работающий на морской воде при давлении 3.5 МПа и обеспечивающий вращение гидротурбины Пелтона, связанной с электрогенератором. Наличие дополнительного закрытого контура позволяет обеспечить регулирование гидропередачи и повышение коэффициента использования ветрового потока.

Использование воды в качестве рабочего тела гидравлической трансмиссии позволяет решить одну из основных проблем ветроэнергетики — неравномерность выработки энергии, связанной с непостоянством ветрового потока. Для этого может быть применен принцип накопления потенциальной энергии положения рабочей жидкости аналогичный тому, который применяется в гидроаккумулирующих ГЭС. В [9] приводится пример решения данной проблемы. В режиме накопления энергии погружной насос 7 перекачивает воду из питающей скважины 10 в емкость для накопления воды 5. Накопление воды прекращается в

случае полного заполнения емкости 5, остановки ветроколеса вследствие снижения скорости ветра, и если потребителю потребуется вся электроэнергия, вырабатываемая ВЭУ 1.

Если ВЭУ не способна обеспечить потребителя необходимым количеством электроэнергии вследствие отсутствия ветра или его недостаточной скорости, то вода из емкости 5 поступает в поглощающую скважину 11, вращая гидротурбину 9, которая соединена с якорем электрогенератора 8. Электрогенератор 8 вырабатывает электроэнергию, которая поступает на блок управления и преобразования напряжения 2 и затем к потребителю.

Аналогичные исследования проводятся в университете Яньшань и Сианьском технологическом университете Китая, где была создана экспериментальная платформа мощностью 30 кВт для исследования эффективности использования подсистемы накопления энергии для стабилизации выходной мощности ВЭУ при изменении ветрового потока.



1 — ВЭУ; 2 — блок управления и преобразования напряжения; 3 — перфорированный участок обсадной трубы; 4 — поворотное перфорированное кольцо; 5 — емкость для накопления воды; 6 — обсадная труба; 7 — погружной насос; 8 — электрогенератор; 9 — гидротурбина; 10 — питающая скважина; 11 — поглощающая скважина

**Рисунок 7. Ветроэнергетическая установка со скважинной гидроаккумулирующей системой**

Анализ литературных и патентных данных позволяет сделать следующие выводы:

- в настоящее время замена механической трансмиссии на гидравлическую не дошла до уровня коммерческого применения. Тем не менее практически все высокоразвитые страны ведут разработки в данной области. Основными исполнителями данных работ являются, как правило, университетские центры;
- успешной реализации данной концепции во многом препятствует отсутствие серийных низкооборотных насосов с частотой вращения 20–40 об/мин [5], рассчитанных на высокие мощности и имеющих высокий рабочий объем;

- работа гидромашин в составе гидравлической трансмиссии требует повышенного ресурса;
- современные механизмы подачи насосов, рассчитанные на работу в составе гидравлической трансмиссии ВЭУ, характеризуются высокой инерционностью подвижных частей, что препятствует применению схем с регулируемым насосом либо требует поиска новых решений по повышению быстродействия;
- наличие длинных гидравлических линий приводит к возникновению проблем во всасывающей линии насоса и волновым процессам. Данные проблемы усугубляются в случае эксплуатации системы при низких температурах.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Голубев В.И., Виссарионов В.И., Зюбин И.А., Черкасских С.Н. Гидравлические передачи для ветроэнергетических установок, Тяжелое машиностроение, № 10, октябрь 2005, М.: «Тяжелое машиностроение», 2005, С. 16–18.
2. Drovak Paul Hello SeaAngel: Hydraulic drive train could provide 7 MW offshore turbine // Windpower Engineering & Development. — 25.01.2013: [Электронный ресурс]. URL <https://www.windpowerengineering.com/hello-seaangel-hydraulic-drive-train-could-provide-7-mw-offshore-turbine/> (дата обращения: 27.10.2022).
3. Батырь А. Гидравлические ветряки. Как опустить электрогенератор с небес на землю: [Электронный ресурс]. URL <https://www.energovector.com/energoznanie-gidravlicheskie-vetryaki.html?ysclid=l8njec8r0452447657> (дата обращения: 27.10.2022).
4. Williamson C., Manring T. A More Accurate Definition of Mechanical and Volumetric Efficiencies for Digital Displacement® Pumps // ASME/BATH 2019 Symposium on Fluid Power and Motion Control. — October 7–9, 2019, Longboat Key, Florida, USA: [Электронный ресурс]. URL <https://asmedigitalcollection.asme.org/FPST/proceedings-abstract/FPMC2019/59339/V001T01A031/1071785> (дата обращения: 27.10.2022).
5. Rapp J., Turesson J. Hydrostatic Transmission in Wind Turbines: [Электронный ресурс]. URL <http://liu.diva-portal.org/smash/get/diva2:851478/FULLTEXT01.pdf> (дата обращения: 27.10.2022).
6. Horvat B. Design of a Hydrostatic Wind Turbine: [Электронный ресурс]. URL <https://conservancy.umn.edu/bitstream/handle/11299/155332/Bryan%20Horvat%20cum%20laude%20CSE%20sp2013.pdf?sequence=1> (дата обращения: 27.10.2022).
7. Mulders S., Diepeveen N., Jan-Willem van Wingerden Hydraulic Wind Turbines: [Электронный ресурс]. URL <https://www.tudelft.nl/en/3me/about/departments/delft-center-for-systems-and-control/research/data-driven-control/hydraulic-wind-turbines> (дата обращения: 27.10.2022).
8. Diepeveen N., Laguna A.J. MicroDOT: Design of a 10kW prototype of the Delft offshore turbine: [Электронный ресурс]. URL [https://www.researchgate.net/publication/254798446\\_MicroDOT\\_Design\\_of\\_a\\_10kW\\_prototype\\_of\\_the\\_Delft\\_offshore\\_turbine](https://www.researchgate.net/publication/254798446_MicroDOT_Design_of_a_10kW_prototype_of_the_Delft_offshore_turbine) (дата обращения: 27.10.2022).
9. Воронин С.М., Закиров И.В. Аккумуляция энергии в ветроустановке // Вестник аграрной науки Дона. — 2013. — № 4(24). с. 26–30.

**Горбатов Даниил Анатольевич**

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», Санкт-Петербург, Россия

**Жарковский Александр Аркадьевич**

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», Санкт-Петербург, Россия

**Адрианов Артемий Владимирович**

ООО «СУЛАК», Санкт-Петербург, Россия

## Нахождение оптимальных значений интегральных параметров проточной части погружного электронасоса на основе матрицы планирования эксперимента

### Введение

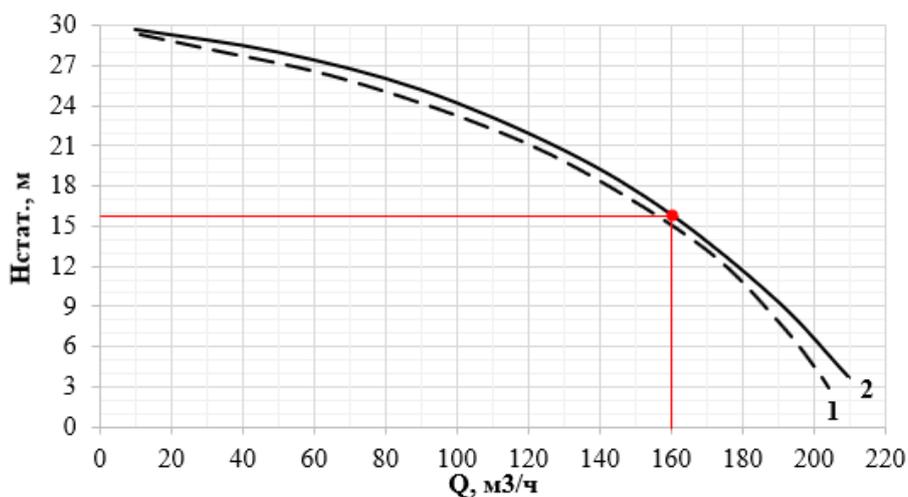
В настоящее время задача повышения энергоэффективности проточной части лопастных гидромашин решается с учетом тенденции по применению новых подходов. Изучение данного вопроса показало, что используют, например, метод исследования пространства варьируемых параметров [1].

В последнее время с целью поиска глобального экстремума целевой функции при сокращении вычислительных затрат получает распространение метод поверхности отклика, основанный на построении аппроксимационной модели, которую получают по результатам гидродинамических расчетов по составленной матрице планирования эксперимента [2].

В работе объектом исследования является водоотливной погружной электронасос с коэффициентом быстроходности  $n_s = 205$ .

### Валидация методики гидродинамических расчетов

Методика расчета основана на решении прямой гидродинамической задачи трехмерного течения вязкой жидкости [3]. Моделирование потока в проточной части насоса выполнялось с применением программного продукта ANSYS CFX.



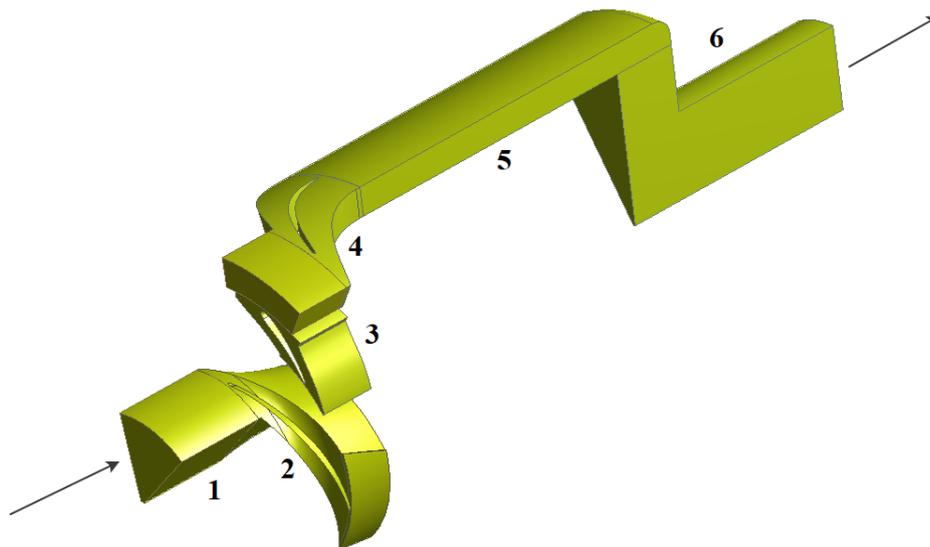
1 — эксперимент; 2 — расчет

Рисунок 1. Напорные характеристики

Валидация методики гидродинамических расчетов выполнена путем их сравнения с экспериментальными данными по напорной характеристике насоса — аналога. Расчетная и экспериментальная характеристики имеют качественно схожий характер. Расчетное и экспериментальное значения статического напора на номинальном режиме работы согласуются с относительной погрешностью 6 %. Сравнительные напорные характеристики представлены на рисунке 1.

### Составление матрицы планирования эксперимента

Расчетная область насоса представлена на рисунке 2. Вертикальная компоновка проточной части исследуемого объекта имеет входной патрубок — 1, рабочее колесо (РК) консольного расположения — 2, направляющий аппарат (НА) радиального типа — 3, направляющий аппарат осевого типа — 4, кольцевую камеру корпуса — 5, напорный патрубок — 6.



**Рисунок 2.** Расчетная область водоотливного погружного электронасоса

Параметризация геометрии проточной части насоса осуществлена с использованием модуля DesignModeler, входящего в программный комплекс ANSYS.

В меридианной проекции расчетной области описаны: входные и выходные границы; втулочные и периферийные обводы; положения входных и выходных кромок лопастей рабочего колеса и лопаток направляющих аппаратов.

Лопастная система рабочего колеса построена по трем линиям (втулка, периферия и средняя линия). Углы установки лопасти по каждой линии тока заданы в точках на входной и выходной кромках, а также в средней точке.

Лопатки направляющих аппаратов описаны по двум линиям тока (втулка и периферия). Углы установки лопатки цилиндрической формы заданы в точках на входной и выходной кромках. Определены законы распределения углов охвата и толщин лопастных систем рабочего колеса и направляющих аппаратах.

Для создания параметрической модели выбраны 15 геометрических параметров, а остальные приняты постоянными по конструктивным ограничениям. В качестве выходных интегральных параметров определены статический напор и гидравлический КПД насоса. Варьируемые геометрические параметры формы проточной части представлены в таблице 1.

При проведении многовариантных гидродинамических расчетов с целью улучшения интегральных показателей проточной части насоса для экономии вычислительных ресурсов использована периодическая расчетная область (рис. 2). Количество элементов

тетраэдральной сетки составило приблизительно 700 тыс. Граничные условия расчетной области: на входе — полное давление (Total Pressure), на выходе — массовый расход (Mass Flow Rate), соответствующий номинальному режиму. Выбрана стандартная двухпараметрическая  $k-\epsilon$  модель турбулентности [4]. Локальные параметры течения между вращающимся и стационарным доменом осредняются по окружности, тип интерфейса — Stage. Суммарное число итераций на одну расчетную точку 1500. Уровень среднеквадратичных невязок  $10^{-6}$ .

Для построения аппроксимационной модели в выбранных диапазонах изменения варьируемых параметров (табл. 1) сгенерирована матрица планирования экспериментов, состоящая из 287 расчетных точек. В качестве метода распределения точек в поле поиска используется метод латинского гиперкуба (LHS), при котором расчетные точки случайным образом распределяются по ортогональной сетке пространства параметров так, чтобы любые две точки не имели одинаковых значений какого-либо входного параметра, при этом метод LHS обеспечивает равномерное распределение параметров в пространстве [5].

**Таблица 1**

**Варьируемые геометрические параметры**

№	Параметр	Название	Диапазон
P1	$b_2$	Ширина канала на выходе из РК	$\pm 10\%$
P2	$b_{NA1}$	Ширина канала радиального НА	$\pm 10\%$
P3	$b_{NA2}$	Ширина канала осевого НА	$\pm 30\%$
P4	$b$	Ширина канала на повороте за кольцевой камерой	$\pm 30\%$
P5	$H_{NA1}$	Длина лопатки в меридианной проекции радиального НА	$\pm 15\%$
P6	$H_{NA2}$	Длина лопатки в меридианной проекции осевого НА	$\pm 30\%$
P7	$r_h$	Радиус периферии РК	$\pm 20\%$
P8	$r_s$	Радиус втулки РК	$\pm 20\%$
P9	$R_{hle}$	Радиус входной кромки лопасти РК на втулке	$\pm 10\%$
P10	$\beta_{a1h}$	Входной угол установки лопасти РК на втулке	$8^\circ-28^\circ$
P11	$\beta_{a1s}$	Входной угол установки лопасти РК на периферии	$30^\circ-50^\circ$
P12	$\beta_{a3}$	Входной угол установки лопатки радиального НА	$15^\circ-35^\circ$
P13	$\beta_{a4}$	Выходной угол установки лопатки радиального НА	$10^\circ-30^\circ$
P14	$\beta_{a5}$	Входной угол установки лопатки осевого НА	$10^\circ-30^\circ$
P15	$\beta_{a6}$	Выходной угол установки лопатки осевого НА	$80^\circ-100^\circ$

**Анализ результатов расчетов**

Интегральные параметры исходной и модернизированной (по результатам матрицы планирования эксперимента) формы проточной части насоса представлены в таблице 2.

**Таблица 2**

**Результаты расчетов по матрице исследования пространства параметров**

Проточная часть	Нстат., м	КПДг, %
Исходная	12,8	72,9
Модернизированная	14,3	78,2

Таким образом, в результате проведения серии гидродинамических расчетов по таблице эксперимента (табл. 2) удалось найти точку в окрестностях глобального экстремума, которая показала увеличение гидравлического КПД насоса на 5,3 %.

По данным таблицы эксперимента разными способами были построены поверхности отклика, аналитически описывающие зависимость выходных параметров от входных и получены варианты с максимальными значениями гидравлического КПД насоса для каждого из подходов (табл. 3).

Таблица 3

Результаты расчетов аппроксимационных моделей

Тип поверхности отклика	$H_{стат.}, М$	КПД <sub>г</sub> , %
Генетическая агрегация	14,1	77,1
Крикинг	11,2	83,9
Непараметрическая регрессия	14,3	79,2
Нейронная сеть	12,4	75,9

Сравнивая результаты расчетов, представленных в таблицах 2 и 3, можно сделать вывод, что наиболее близким к значению КПД<sub>г</sub> = 78,2 %, полученному по прямому методу — матрице планирования эксперимента, оказалось значение, полученное по непараметрической регрессии — КПД<sub>г</sub> = 79,2 %. С учетом построенной аппроксимационной модели непараметрической регрессии для оценки влияния выходных параметров от входных был выполнен анализ чувствительности.

Диаграмма чувствительности представлена на рисунке 3. Анализ чувствительности в процентном отношении показывает степень влияния входного параметра на интересующие интегральные параметры.

Наибольшее влияние на статический напор насоса оказывают:

- P1 (+33 %) — ширина канала на выходе из РК;
- P11 (-25 %) — входной угол установки лопасти РК на периферии;
- P2 (-22 %) — ширина канала радиального НА.

Наибольшее влияние на гидравлический КПД насоса оказывают:

- P9 (-21 %) — радиус входной кромки лопасти РК на втулке;
- P2 (-18 %) — ширина канала радиального НА;
- P3 (+17 %) — ширина канала осевого НА;
- P5 (-17 %) — длина лопатки в меридианной проекции радиального НА;
- P14 (-15 %) — входной угол установки лопатки осевого НА.

Как видим, по диаграмме чувствительности, можно сделать вывод о том, какой входной параметр и как сильно влияет на тот или иной выходной параметр.

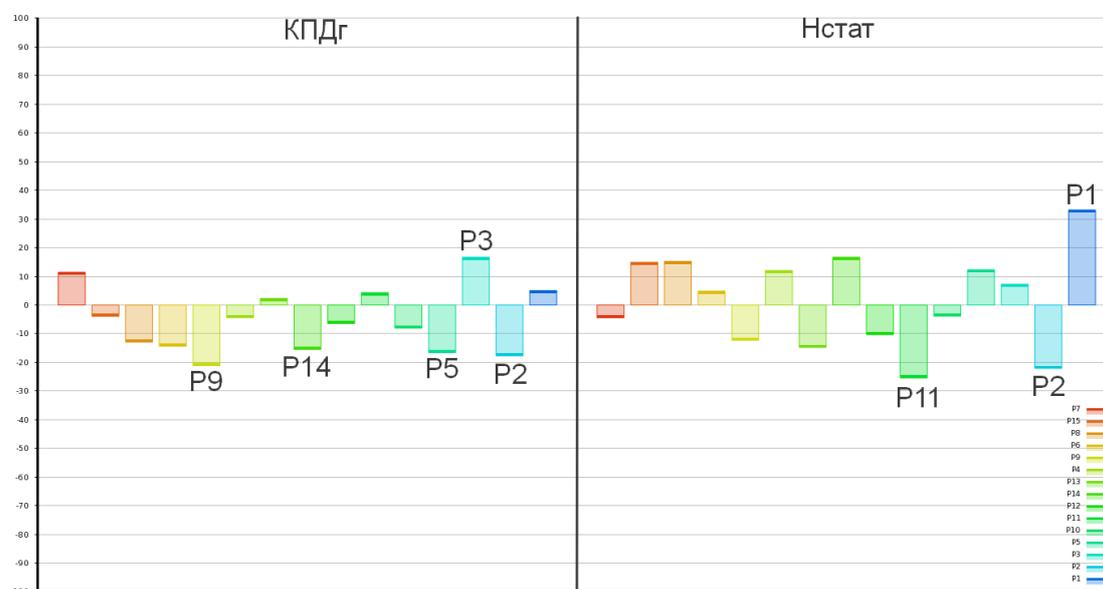


Рисунок 3. Диаграмма чувствительности

### Заключение

1. Составленная методом латинского гиперкуба матрица планирования эксперимента позволила найти прямым методом вариант геометрии насоса с увеличенным на 5,3 % гидравлическим КПД насоса по сравнению с исходным вариантом.
2. Наиболее близкий к результату, полученному прямым методом — методом планирования эксперимента на основе латинского гиперкуба (78,2 %), дала модель непараметрической регрессии (79,2 %).
3. Анализ диаграммы чувствительности показывает, что наибольшее влияние на статический напор насоса оказывает ширина канала на выходе из РК (+33 %), а на гидравлический КПД насоса радиус входной кромки лопасти РК на втулке (-21 %).
4. Для оценки точности аппроксимационных моделей необходимо выполнить валидацию наилучших кандидатов, полученных с их использованием, на основе прямых гидродинамических методов.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Чабурко П.С., Ломакин В.О., Кулешова М.С., Баулин М.Н. Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-Тау поиска // Насосы. Турбины. Системы. — 2016. — № 1. — С. 55–61.
2. Валюхов С.Г., Галдин Д.Н., Коротов В.В., Русин В.А. Использование аппроксимационных моделей для выполнения оптимизации профиля рабочего колеса центробежного насоса // Насосы. Турбины. Системы. 2020. № 2(35). С. 58–65.
3. А.А. Жарковский, Н.Н. Куриков, П.В. Пугачев, Н.Н. Шабров. Компьютерное исследование и визуализация течения в центробежных насосах // Математическое моделирование: методы, алгоритмы, технологии. С. 119–123.
4. А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, А.К. Травин, М.Л. Шур Современные подходы к моделированию турбулентности: учеб. пособие / А.В. Гарбарук [и др.]. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. — 234 с.
5. Свобода Д.Г., Иванов Е.А., Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю. Оптимизация проточной части осевого насоса с использованием поверхности отклика // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022. № 8(749). С. 74–83.

**Денисов Константин Евгеньевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Лямасов Александр Константинович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Остякова Александра Витальевна**

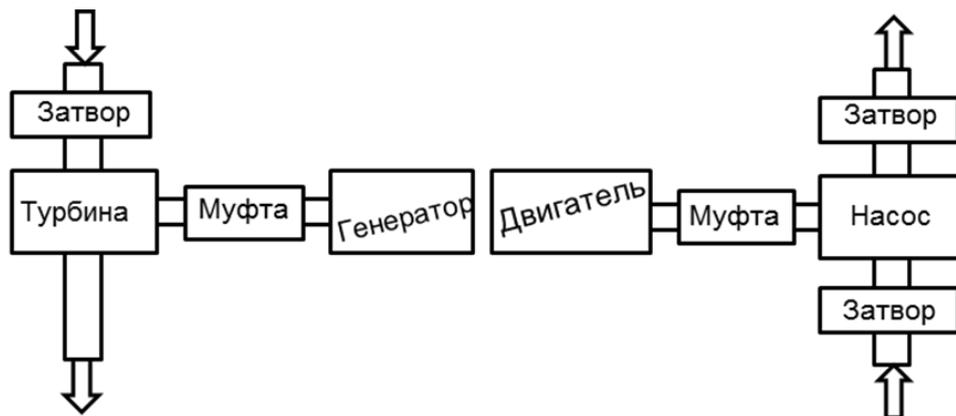
ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## Гидроагрегат подземной ГАЭС тоннельного типа

Подземная ГАЭС тоннельного типа является гидроэнергетическим объектом нового типа, бассейн верхнего и нижнего бьефа которого располагаются в едином протяженном подземном тоннеле специальной траектории, сформированным способом щитовой проходки.

В соответствии с принципом действия ГАЭС для перекачивания воды из нижнего бьефа в верхний, применяют насосы в совокупности с приводным электродвигателем, а для преобразования кинетической и потенциальной энергии потока в механическую энергию вращения вала — гидротурбины. Крутящий момент с вала гидротурбины передается на вал генератора, где происходит преобразование энергии в электрическую. На сегодняшний день, в зависимости от применяемого оборудования, применяются три основные схемы компоновки машинного зала на ГАЭС [1]:

В четырехмашинной схеме (рис. 1) насос и гидротурбина (ГТ), как и двигатель с генератором, представляют собой отдельные машины. Данная схема дает возможность получения максимально возможного КПД, но изначальная стоимость закупки оборудования при этом очень высокая.



*Рисунок 1. Четырехмашинная схема*

Двухмашинная схема представлена на рисунке 2. Основное оборудование представлено обратимой гидромашинной (насос-турбиной), подключенной к реверсивной электромашине (двигатель-генератор). Такая схема является самой компактной и дешевой, однако имеет меньший КПД, чем четырехмашинная схема. При этом требуется проведение дополнительных исследований для обеспечения возможности высокоэффективной работы на повышенных напорах.

Трехмашинная схема (рис. 3) является компромиссом между двухмашинным и четырехмашинным вариантами. Функции электродвигателя и генератора выполняет реверсивная электромашина, связанная с насосом и гидротурбиной, выполненными в виде отдельных агрегатов.

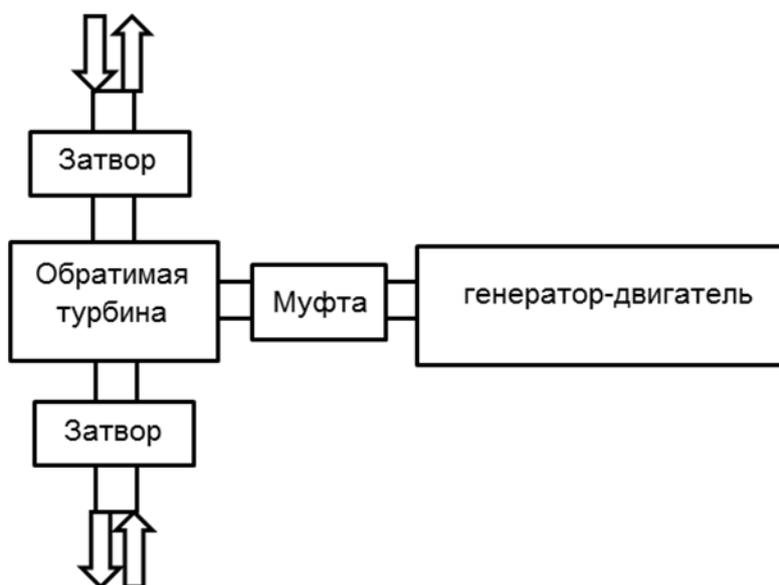


Рисунок 2. Двухмашинная схема

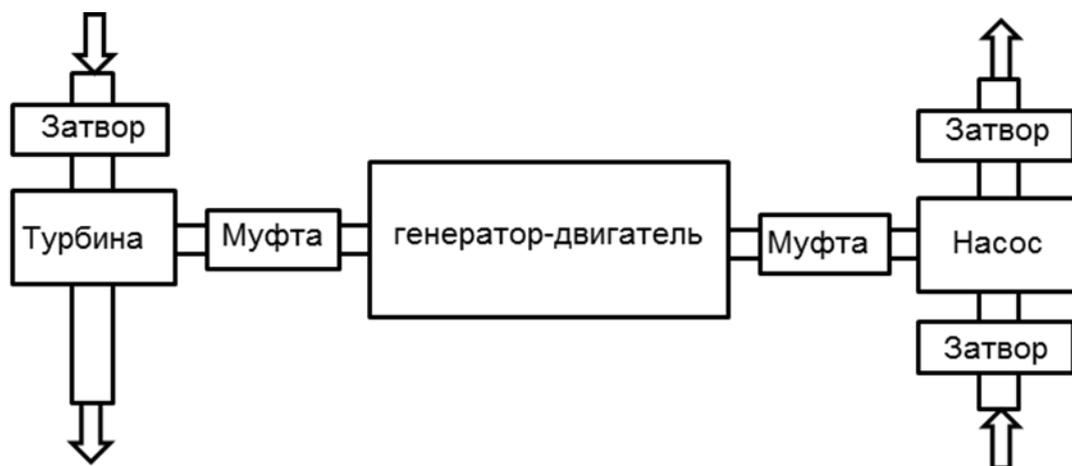


Рисунок 3. Трехмашинная схема

В рамках реализации тоннельной ГАЭС тоннельного типа мощностью 25 МВт был рассмотрен ряд конкурсных вариантов систем, представленных в таблице 1. При выборе силового оборудования ГАЭС учитывались следующие факторы: возможность вписать компоновочную схему в имеющиеся габариты тоннельной ГАЭС, высокий коэффициент полезного действия, низкая закупочная стоимость и стоимость реализации дополнительных требований. Проработка данных вариантов показала следующее. Для подземной ГАЭС четырехмашинная схема не применима ввиду ограничений по габаритам. Применение в рамках трёхмашинной схемы ковшовой гидротурбины нецелесообразно в связи со своим принципом действия. Допустимым вариантом в компоновках с тремя и двумя силовыми машинами остаётся лишь применение реактивной радиально-осевой (РО) гидротурбины и/или насос-турбины так как именно этот тип гидротурбины обеспечивает эффективную работу при высоких напорах.

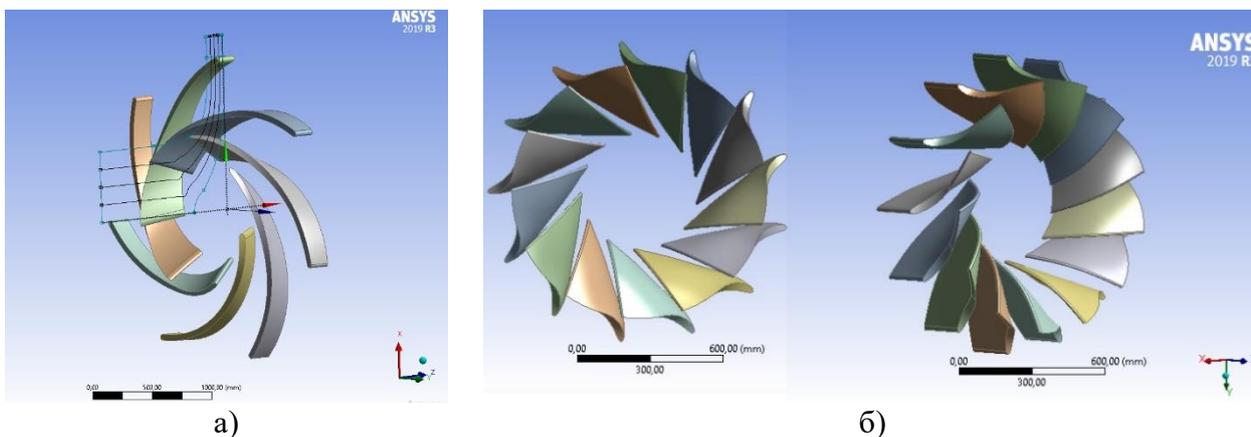
Таблица 1

**Конкурентные варианты ГАЭС тоннельного типа**

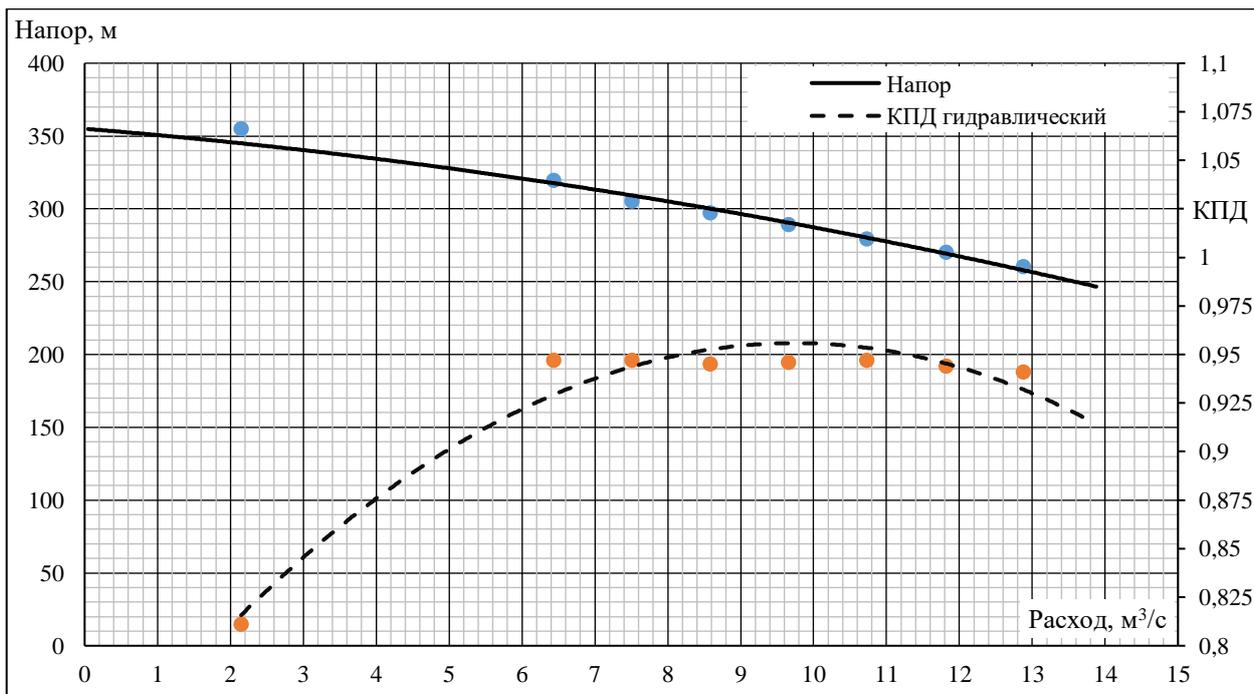
Схема компоновки	Состав гидрооборудования
Четырехмашинная	Турбина — ковшоя, Насос — центробежный одноступенчатый
	Турбина — РО, Насос — центробежный одноступенчатый
Трехмашинная	Турбина — РО, Насос — центробежный одноступенчатый
Двухмашинная	Насос-турбина РО

Далее были спроектированы рабочие колеса центробежного насоса и радиально-осевой гидротурбины для трехмашинной схемы и насос-турбины для двухмашинной схемы. Для них были сформированы трехмерные модели лопастной системы и проведено моделирование течения жидкости.

На рисунке 4 показаны 3D модели лопастных систем центробежного насоса и радиально-осевой гидротурбины для трехмашинной схемы. По результатам гидродинамического моделирования были рассчитаны основные энергетические характеристики рабочих колес насоса и радиально-осевой гидротурбины ГАЭС. На рисунке 5 изображена напорная характеристика рабочего колеса насоса и зависимость гидравлического КПД от расхода, а на рисунке 6 представлены результаты расчета гидравлического КПД рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины ГАЭС. Проведенное моделирование показало эффективность спроектированных колес для трехмашинной схемы.



**Рисунок 4.** Трехмерные модели лопастных систем гидроагрегатов: (а) центробежного насоса; (б) радиально-осевая гидротурбина



**Рисунок 5.** Зависимость напора и гидравлический КПД рабочего колеса насоса ГАЭС от расхода

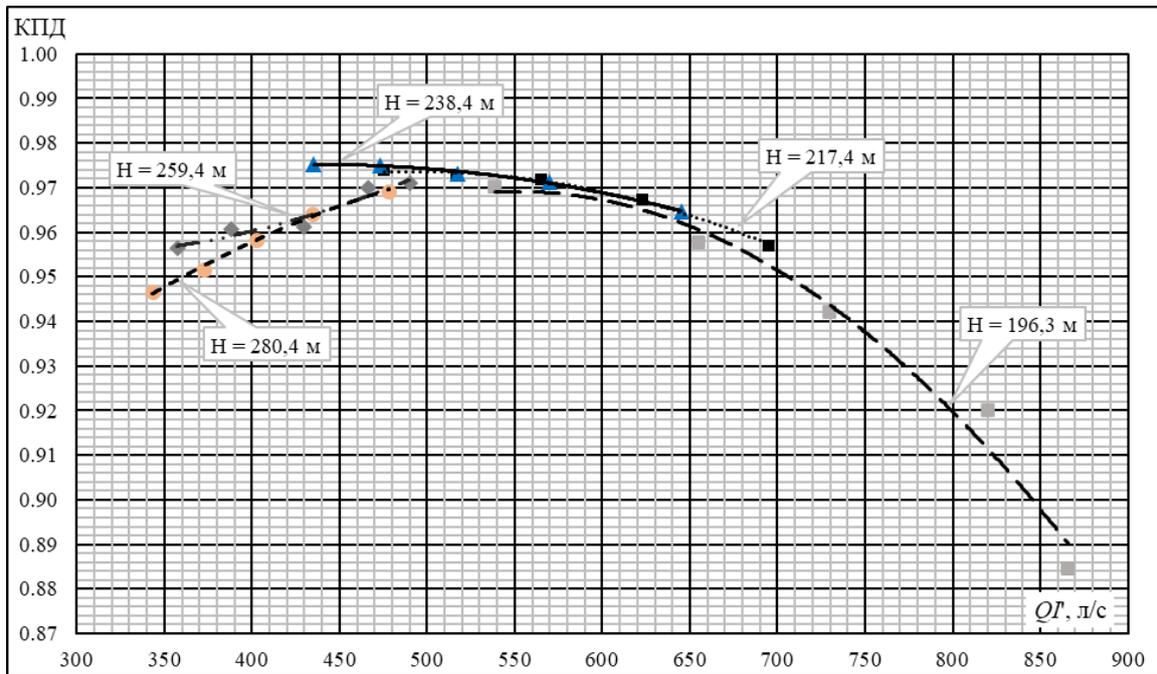


Рисунок 6. Зависимость КПД рабочего колеса гидротурбины ГАЭС от расхода

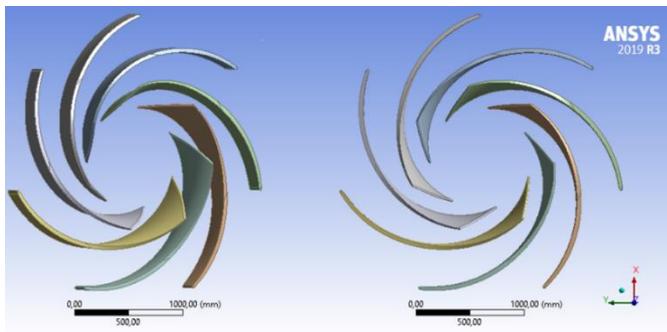


Рисунок 7. Лопастная система рабочего колеса насос-турбины

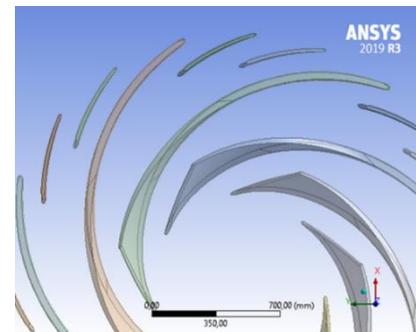


Рисунок 8. Модифицированная лопастная система насос-турбинного колеса

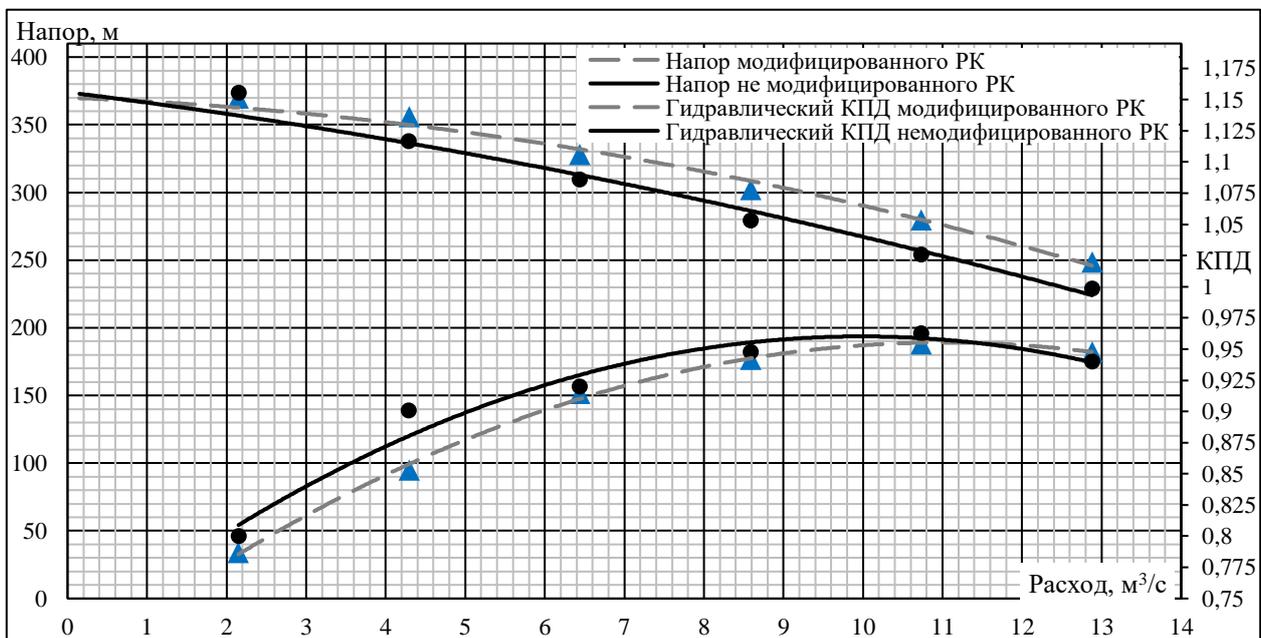
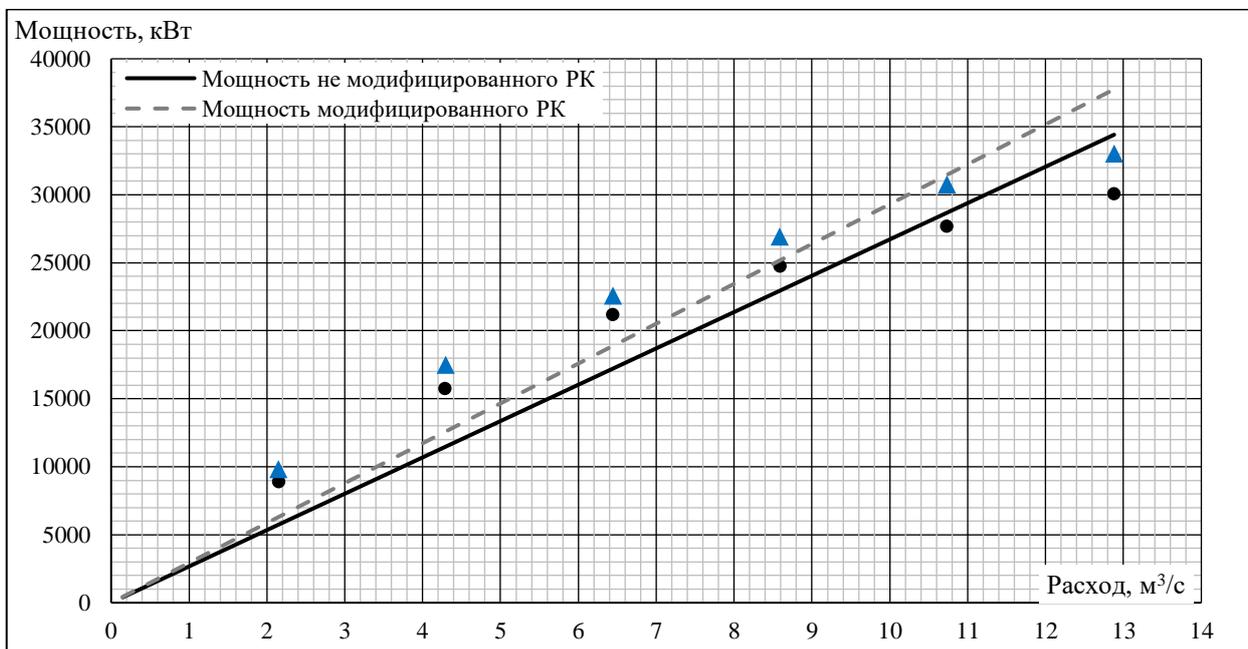
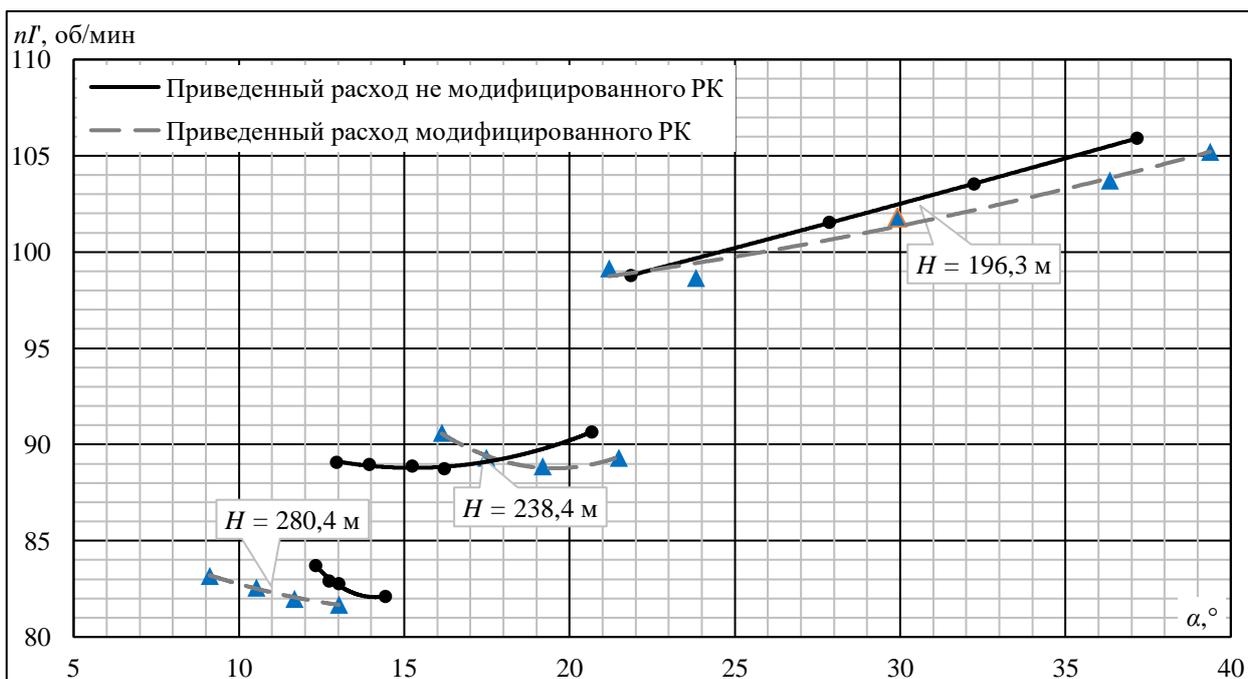


Рисунок 9. Сравнение насосных характеристик не модифицированного РК насос-турбины с его модифицированной версией

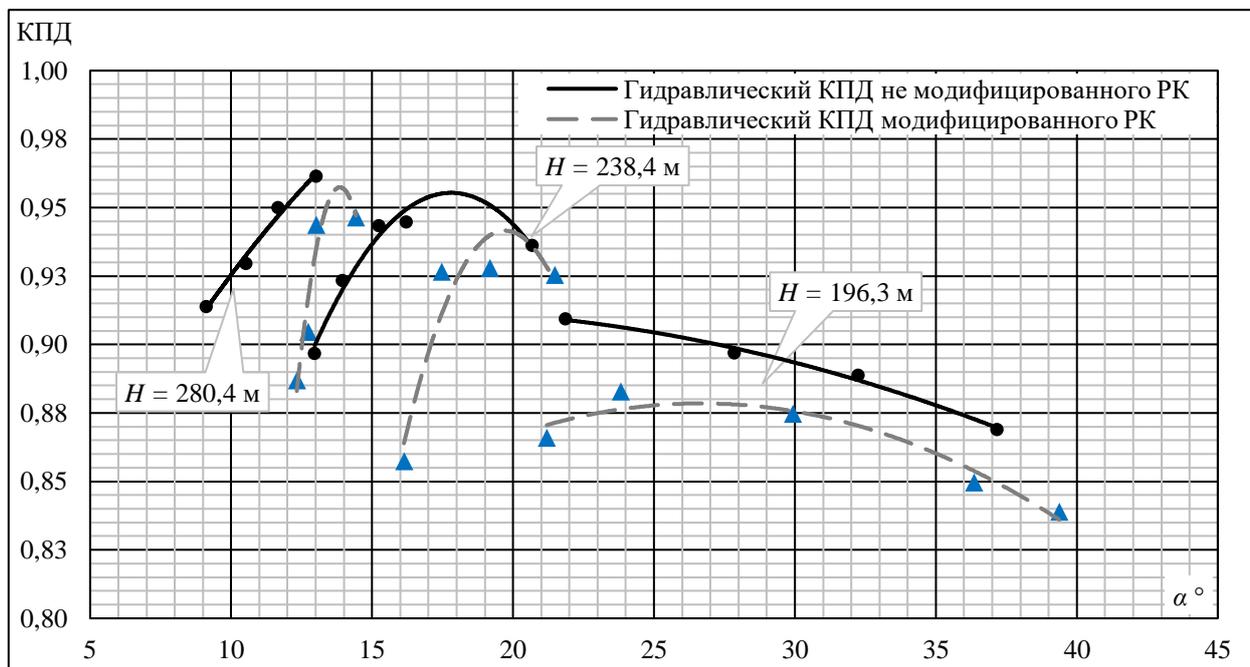
Для варианта с двухмашинной схемой ГАЭС были рассчитаны основные параметры насос-турбины и спроектирована ее лопастная система. Наряду с типовым вариантом геометрии рабочего колеса (рис. 7) была рассмотрена возможность использования многоярусной лопастной решетки (рис. 8). Многорядные лопастные решетки представляют собой модификацию стандартных лопастных систем путем добавления между основными лопастями по одной или несколько укороченных лопастей [2]. Данное решение приводит к расширению оптимальной зоны работы и ее сдвигу в область больших расходов. На рисунках 9–12 представлено сравнение рассчитанных характеристик стандартной и модифицированной лопастной системы.



**Рисунок 10.** Сравнение насосных мощностных характеристик не модифицированного РК насос-турбины с его модифицированной версией



**Рисунок 11.** Сравнение зависимостей приведенного расхода от угла открытия направляющего аппарата не модифицированного РК насос-турбины с его модифицированной версией



**Рисунок 12.** Сравнение зависимостей гидравлического КПД от угла открытия направляющего аппарата не модифицированного РК насос-турбины с его модифицированной версией

Исследование многоярусных гидродинамических решеток в насосном и турбинном режимах рабочего колеса насос-турбины показало перспективность дальнейших исследований в этом ключе. Установлено, что использование дополнительных рядов лопастей позволит снизить габаритные размеры насосов и насос-турбин, что дает возможность сэкономить на материалах при изготовлении как силового оборудования, так и машинного зала.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гидроаккумулирующие электростанции / Бабурин Б.Л., Глезин М.Д., Красильников М.Ф., Шейман Л.Б.; Под ред. Л.Б. Шеймана. — М.: Энергия, 1978 — 184 с.
2. Денисов К.Е., Бирюлин М.А., Лямасов А.К. Применение многоярусной лопастной системы для обратимых гидромашин ГАЭС // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: XXV Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов. Сборник материалов и докладов, Москва, 08 декабря 2021 года. — Москва: ООО "Издательство "Мир науки", 2021. — С. 72–74.

**Дробницкий Никита Андреевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Волков Александр Викторович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Рыженков Артем Вячеславович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Дружинин Алексей Анатольевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## **Расчетное исследование характеристик гидротурбин в зависимости от модификации функциональных поверхностей рабочего колеса на основе ПАВ-технологий**

Работа посвящена перспективному способу повышения КПД гидротурбин с помощью обработки ее функциональных поверхностей различными покрытиями, в частности покрытие на основе ПАВ. Данное покрытие уменьшает смачиваемость поверхности изменяя характер ее взаимодействия с рабочей средой. Создается гидрофобное покрытие, снижающее потери на гидравлическое трение.

Подобный способ повышения КПД, применительно к насосам, был исследован в работе [1], где проводились экспериментальные исследования насоса КМ 65-50-160 модифицированного, с помощью ПАВ-технологии.

Важно отметить, что эффективность гидрофобизирующего покрытия будет колебаться в зависимости от комбинации модифицированных поверхностей, например: модифицирован только ведомый диск, модифицированы ведомый и ведущий диски РК и т. д.

Для решения, возникших в ходе исследования задач, был предложен расчетный метод прогнозирования характеристик гидротурбин в зависимости от степени гидрофобности поверхностей РК. В нем используется CFX модель исследуемого РК, где эффект гидрофобности, создаваемый ПАВ имитируется варьированием относительной шероховатости в качестве граничных условий.

Предложенный метод, основан на результатах, представленных в работе [2], где исследовалось влияние степени гидрофобности внутренних поверхностей трубопровода на его гидравлическое сопротивление.

Согласно методики расчетных исследований, спрогнозированы характеристики исследуемого РК для следующих комбинаций модифицированных функциональных поверхностей:

- без модификаций (исходное РК);
- модифицирован ведомый диск РК;
- модифицирован ведущий диск РК;
- модифицированы ведомый и ведущий диски РК;
- модифицированы лопасти РК;
- модифицированы ведомый диск и лопасти РК;

- модифицирован ведущий диск и лопасти РК;
- модифицировано все РК.

Для проведения расчетных исследований была создана модель РК в CFX среде (рис. 1). Расчетная сетка состоит из более чем 5 миллионов конечных объемов. Используемая модель турбулентности — SST. Расчетная модель учитывает метод прогнозирования эффекта гидрофобизации предложенный в [2].

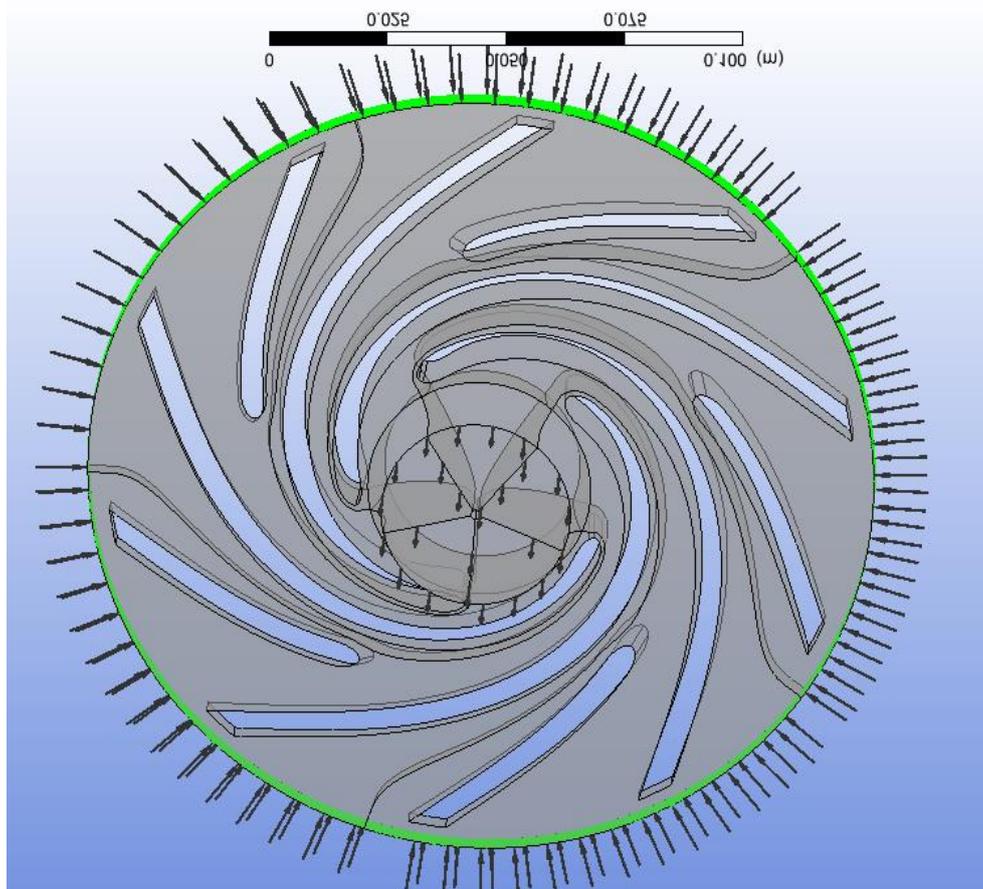


Рисунок 1. Расчетная CFX модель исследуемого РК

Результаты представлены на рисунках 2 и 3.

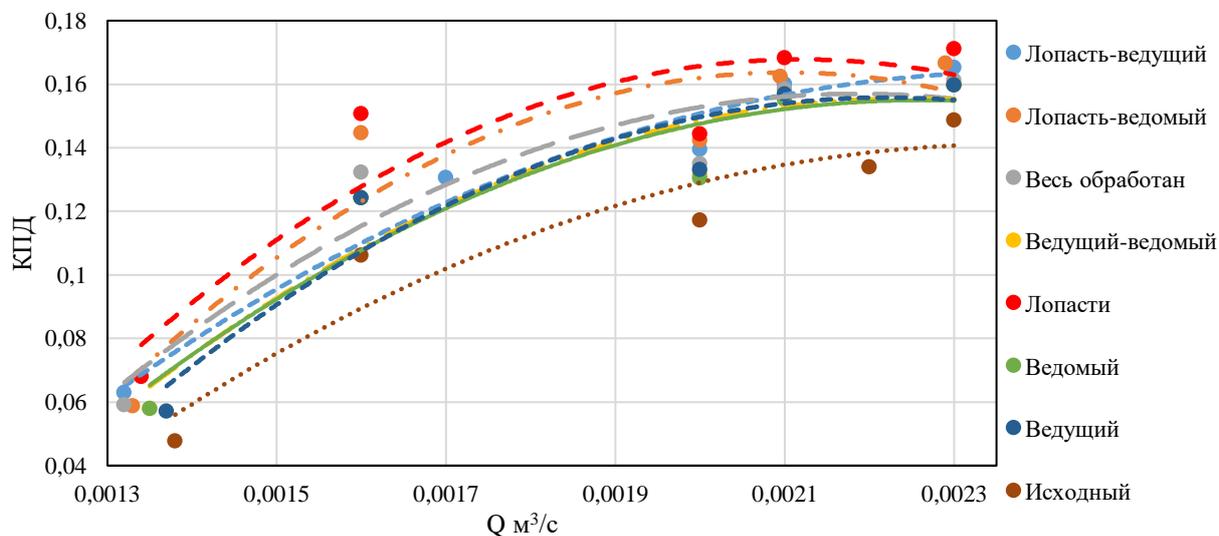
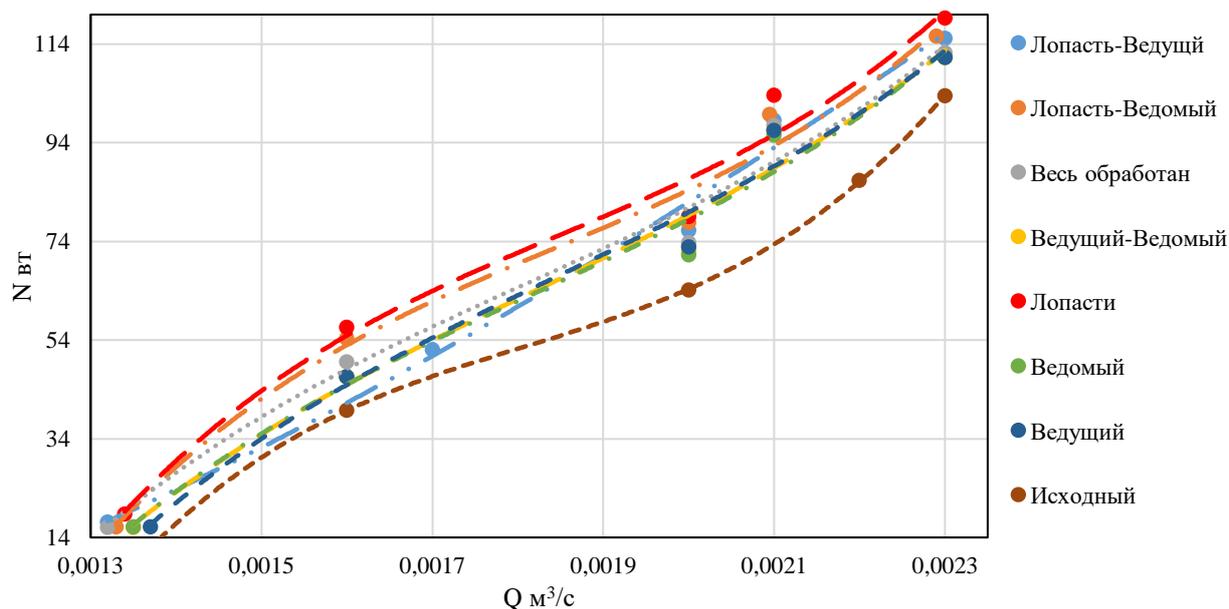


Рисунок 2. Сравнение расчетных исследований КПД в зависимости от Q

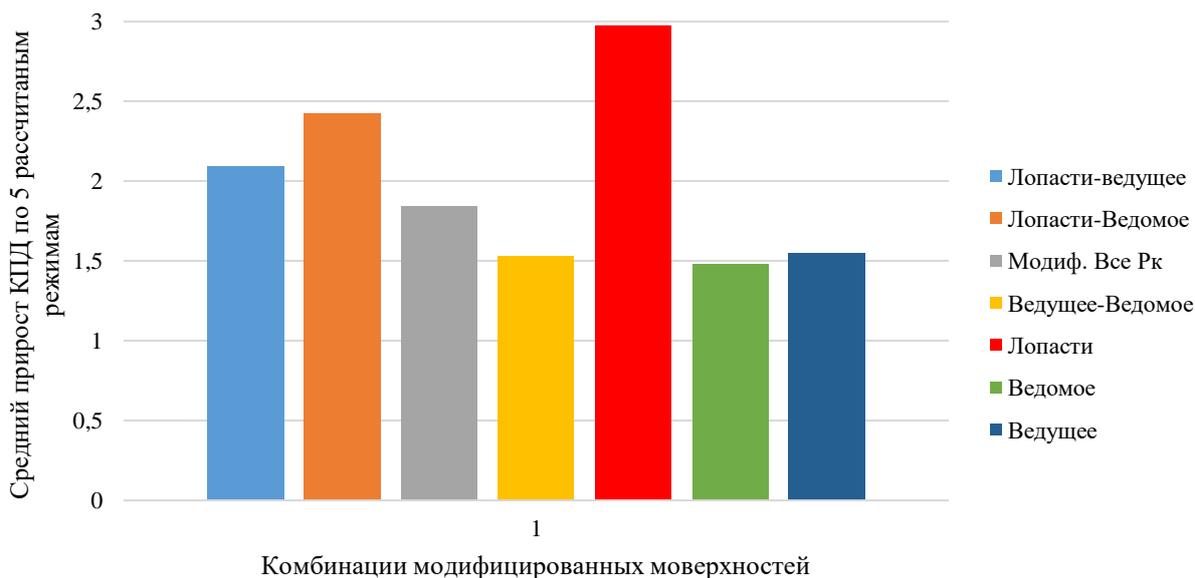


**Рисунок 3.** Сравнение расчетных исследований  $N$  в зависимости от  $Q$

По результатам расчета можно прогнозировать, что наиболее ярко выраженный прирост в КПД гидротурбины дают модифицированные с помощью ПАВ лопасти.

Согласно расчету, наибольший прирост КПД по сравнению с необработанным рабочим колесом здесь составил более 2 %.

Диаграмма прогнозируемого прироста КПД по комбинациям модифицированных поверхностей приведена на рисунке 4.



**Рисунок 4.** Средний прирост КПД по 5-ти рассчитанным режимам исследуемого РК, в зависимости от комбинации поверхностей

Следующим этапом работы, станут экспериментальные исследования гидротурбины, модифицированной с использованием ПАВ-технологий.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Хованов Георгий Петрович // Исследование влияния гидрофобности поверхностей элементов проточной части на эксплуатационные качества и отдельные виды потерь центробежных насосов // диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Москва, 2012 г. — 350 с.
2. Морозов Михаил Александрович // Расчетно-экспериментальные исследования гидравлических характеристик трубопроводов систем теплоснабжения с учетом степени гидрофобности функциональных поверхностей // диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Москва, 2016 г. — 134 с.
3. В.А. Алексенский, А.А. Жарковский, Н.Г. Першаков // Модернизация консольно-моноблочных центробежных насосов с использованием методов CFD // журнал Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2012 г. — С. 328–331.
4. Волков А.В., Парыгин А.Г., Вихлянцев А.А., Дружинин А.А. К вопросу об оптимизации проточной части рабочих колёс центробежных насосов // Надёжность и безопасность энергетики. — 2018. — Т. 11. — № 4. — С. 311–318. — Print ISSN 1999-5555. — Online ISSN 2542-2057. — DOI: 10.24223/1999-5555-2018-11-4. — URL: <https://www.sigma08.ru/jour/issue/view/48>. (Volkov A.V., Parygin A.G., Vikhlyantsev A.A., Druzhinin A.A. About optimization of centrifugal pumps impellers flow passages).
5. Горбатов Даниил Анатольевич, Жарковский Александр Аркадьевич, Иванов Евгений Александрович, Борщев Игорь Олегович // О влиянии чистоты поверхностей на гидравлические потери в центробежном насосе // Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития, Сборник научных трудов международной научно-технической конференции. 2018 Издательство: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого" (Санкт-Петербург). — с. 282–285.
6. Волков А.В., Давыдов А.И., Хованов Г.П., Парыгин А.Г. Экспериментальное исследование влияния гидрофобного покрытия на энергоэффективность центробежного насоса в зависимости от коэффициента быстроходности // Энергосбережение и водоподготовка № 1(75). — 2012. М.: ЭНИВ. — ISSN: 1992-4658. — с. 38–41. — URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=17327937>.
7. Chang-Hwan Choi, K. Johan, A. Westin, K.S. Breuer. Apparent slip flows in hydrophilic and hydrophobic microchannels // Physics of fluids. Vol. 15. No. 10. October 2003. pp. 2897–2902.
8. Kim J., Kim C.-J. Nanostructured Surfaces for Dramatic Reduction of Flow Resistance in Droplet-based Microfluidics // Technical Digest: Conference on MEMS. — Las Vegas, 2002. pp. 479–482.

**Исаев Иван Николаевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Ляпин Валерий Юрьевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Феденков Владимир Васильевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Черкасских Сергей Николаевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## **Система рекуперации энергии на базе гидропривода мобильного транспортного средства**

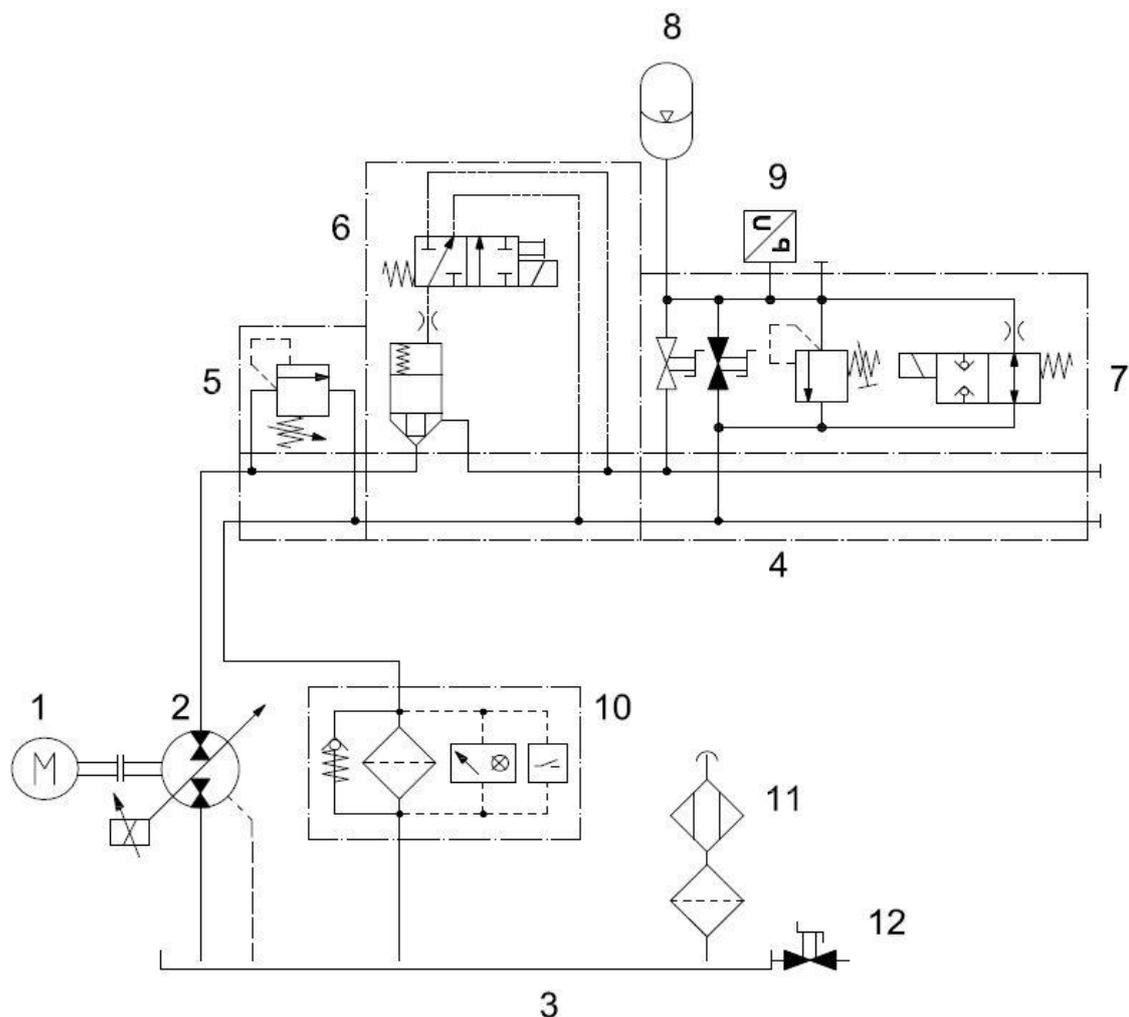
В настоящее время постоянный рост цен на топливо делает проблему энергосбережения для транспортных средств актуальной. Особенностью типового рабочего цикла многих мобильных машин является то, что нагрузка на приводной двигатель варьируется в широких пределах в зависимости от режима работы и нагрузки на рабочий орган машины. Следствием этого является переразмеривание двигателя, что связано с необходимостью обеспечения наиболее энергоемкого режима работы. Например, для дорожных катков такой режим имеет место при движении машины с ускорением и одновременной активации вибрационного привода.

Решение этой проблемы может быть связано с использованием принципов рекуперации и аккумуляции энергии. Использование автономного энергозапаса позволяет обеспечить пиковые режимы работы. Как следствие, энергопотребление становится более равномерным, а время работы первичного двигателя в зоне оптимальных режимов увеличивается.

Еще больший эффект дает применение принципов рекуперации энергии [1; 2]. Это позволяет существенно сократить потребление топлива и, следовательно, эксплуатационные расходы, оптимизировать производительность привода из-за повторного использования аккумуляченной энергии и уменьшения мощности приводного двигателя, а также повысить экологичность машины за счет сокращения выбросов CO<sub>2</sub>. Исходя из вышеперечисленного, разработка схмотехнических и компоновочных решений, повышающих энергоэффективность гидравлического привода является актуальной задачей, решение которой немаловажно для создания перспективной техники и успешной конкуренции на международном рынке.

На рисунке 1 приведена принципиальная гидравлическая схема блока рекуперации гидравлической энергии. Насос-мотор 2, связан с колесами транспортного средства. При торможении машины он в насосном режиме подает жидкость из бака 3 в пневмогидравлический аккумулятор (ПГА) 8, накапливая энергозапас. При этом системой рекуперации создается дополнительный тормозной момент, зависящий от текущих значений давления в ПГА и рабочего объема насос-мотора. Данный момент действует совместно с моментом создаваемым системой торможения транспортного средства.

Поскольку при зарядке пневмогидравлического аккумулятора происходит увеличение давления в нем, то для управления моментом торможения необходимо изменять рабочий объем насос-мотора. Это достигается путем подачи соответствующего управляющего сигнала на электрогидравлический регулятор, смонтированный на корпусе агрегата.



**Рисунок 1.** Принципиальная гидравлическая схема блока рекуперации

Клапанная аппаратура, включающая в себя предохранительный клапан 5, защищающий систему от избыточного давления, логический клапан (2-ходовой картриджный клапан) с 4/2 распределителем с электромагнитным управлением 6 и запорно-предохранительный блок гидроаккумулятора 7, установлена на гидравлической плите 4. В процессе зарядки аккумулятора управляющая полость логического клапана соединена со сливом, и он свободно пропускает жидкость от насоса к аккумулятору. Когда давление в аккумуляторе достигает необходимого значения, срабатывает датчик давления 9, и 4/2 распределитель переключается, соединяя управляющую полость логического клапана с линией нагнетания. Таким образом логический клапан закрыт в случае когда аккумулятор заряжен. После этого, по команде САУ, регулятор насос-мотора переводит его наклонный диск в нейтральное положение, вследствие чего подача насос-мотора равна нулю, а его потребляемая мощность минимальна.

При ускорении машины насос-мотор работает в моторном режиме и создает, совместно с приводным двигателем 1, вращающий момент. При этом 4/2 распределитель открывает логический клапан и происходит разрядка ПГА.

Для обеспечения плавного открытия и закрытия логического клапана в его линии управления установлен дроссель. Запорно-предохранительный блок аккумулятора включает в себя предохранительный клапан для гашения пиков давления, 2/2 распределитель с электромагнитным управлением для разрядки аккумулятора при выключении системы или по команде оператора и кран для ручной разрядки аккумулятора в случае отказа 2/2 распределителя. Фильтрация рабочей жидкости осуществляется сливным фильтром 10 с байпасным клапаном и датчиком загрязнения фильтроэлемента. Фильтрация может

осуществляться при разряженном аккумуляторе и движении машины с постоянной скоростью или работе двигателя на холостых оборотах. Свободная циркуляция рабочей жидкости от насоса в бак происходит при прекращении подачи управляющего сигнала на электромагнит 2/2 распределителя запорно-предохранительного блока гидроаккумулятора. Также на баке установлены сапун с влагоотделителем 11 и кран 12, предназначенный для слива рабочей жидкости при ее замене и обслуживании блока.

Доступная энергия для рекуперации определяется как кинетической энергией транспортного средства, так и потенциальной энергией положения с учетом потерь. В рамках проводимого исследования системы рекуперации гидравлической энергии была задана типовая циклограмма движения транспортного средства (рис. 2), включающая участок разгона I, движение с постоянной скоростью II, торможения III и остановки (на рисунке не показан). Данная циклограмма была составлена для транспортного средства, работающего в городском цикле и двигающегося с периодическими остановками (например, автобуса или мусоровоза). Максимальная скорость была выбрана равной 50 км/ч. Расчеты проводились для транспортного средства массой 18400 кг.

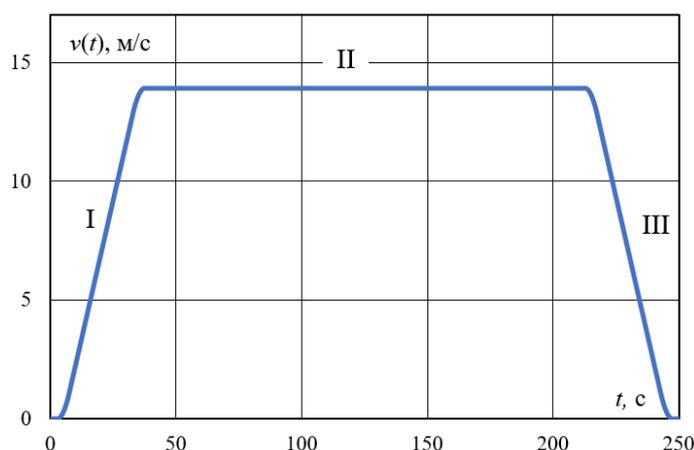


Рисунок 2. Циклограмма движения транспортного средства

Крутящий момент колес  $M$  обеспечивает преодоление инерции, сопротивление движения на подъем, сил трения в соответствии с выражением:

$$M = (2J_k + mr^2)\ddot{\varphi} + mrg \sin \alpha(s) + D\dot{\varphi} + R_f, \quad (1)$$

где  $J_k$  — момент инерции колеса;  $m$  — масса транспортного средства;  $r$  — радиус колеса;  $\varphi$  — угол поворота колеса;  $D$  — коэффициент вязкого трения;  $R_f$  — коэффициент сухого трения;  $\alpha(s)$  — изменение уклона дорожного полотна по мере движения, определяемое профилем рельефа местности;  $s = \varphi r$  — расстояние, пройденное транспортным средством.

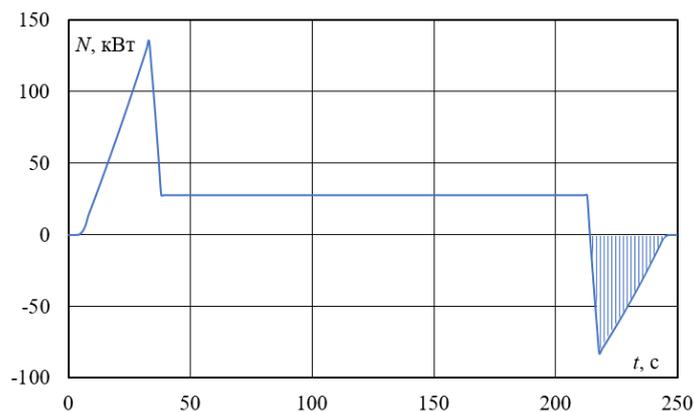


Рисунок 3. Изменение мощности от времени

Циклограмма движения позволяет определить зависимости  $\varphi(t)$ ,  $\dot{\varphi}(t)$  и  $\ddot{\varphi}(t)$ , а также  $s(t)$  и  $\alpha(t)$ . Это дает возможность рассчитать изменение мощности  $N = M\dot{\varphi}$ . Данный график, для рассматриваемой циклограммы, представлен на рисунок 3.

Отрицательные значения мощности соответствуют интервалам времени, когда возможна рекуперация энергии, а количество рекуперированной энергии  $E$  определяется выражением:

$$E = \int_{t_1}^{t_2} -N(t)dt, \quad (2)$$

где  $t_1, t_2$  — нижняя и верхняя границы временного интервала рекуперации. В результате расчетов было получено, что при заданной циклограмме возможна рекуперация 1335,7 кДж энергии.

Процессы зарядки и разрядки пневмогидравлического аккумулятора могут считаться адиабатическими и описываются уравнением:

$$p_0 V_0^k = p V^k, \quad (3)$$

где  $p_0$  — начальное давление зарядки ПГА;  $V_0$  — начальный объем газа;  $p$  — текущее давление газа в ПГА;  $V$  — текущий объем газа;  $k$  — показатель адиабаты, принимаемый равным 1,4. На рисунке 4 приведена характеристика пневмогидравлического аккумулятора. Полностью заряженному ПГА соответствует давление газа  $p_1$  и объем газа  $V_1$ , а разряженному — давление газа  $p_2$  и объем газа  $V_2$ . Согласно [3] значения давлений необходимо выбирать исходя из следующих соотношений:

$$\frac{p_1}{p_0} \leq 7; \frac{p_2}{p_0} \geq 1,1. \quad (4)$$

При выборе параметров пневмогидравлического аккумулятора для системы рекуперации следует учитывать следующее. Для обеспечения наилучшей эффективности работы системы рекуперации необходимо, чтобы момент торможения на участке I в максимальной степени обеспечивался данной системой. В этом случае рекуперированная и запасенная энергия будет наибольшей. Однако при начале торможения ПГА разряжен и давление газа минимально, что не позволяет обеспечить необходимый момент торможения. В связи с этим имеет смысл увеличивать давление зарядки аккумулятора.

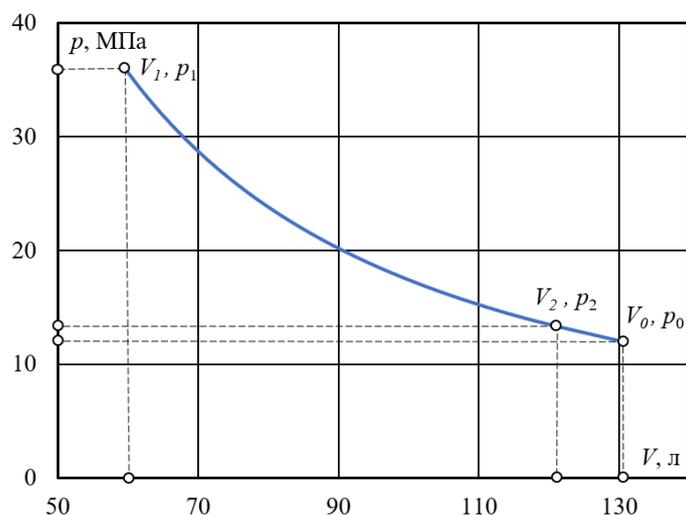


Рисунок 4. Характеристика пневмогидравлического аккумулятора

Работа, совершаемая газом при разгоне транспортного средства или накопленная энергия при зарядке пневмогидравлического аккумулятора численно равна площади, заключенной под графиком  $p(V)$  в пределах от  $V_1$  до  $V_2$  и определяется по формуле:

$$E = \int_{V_1}^{V_2} p(V)dV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{p_0 V_0^k}{V^k} dV = \frac{p_0 V_0^k}{1-k} [V_2^{1-k} - V_1^{1-k}]. \quad (5)$$

Учитывая, что

$$V_{1,2} = V_0 \left( \frac{p_0}{p_{1,2}} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (6)$$

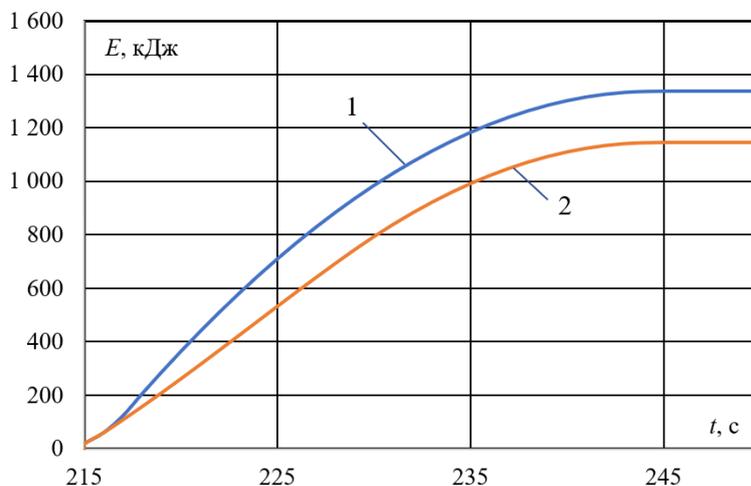
получим

$$E = \frac{p_0 V_0}{k-1} \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (7)$$

Отсюда начальный объем газа ПГА определяется по выражению:

$$V_0 = \frac{E(k-1)}{p_0 \left[ \bar{p}_1^{\frac{k-1}{k}} - \bar{p}_2^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (8)$$

где  $\bar{p}_{1,2} = p_{1,2}/p_0$ . Расчеты показали, что для значений  $\bar{p}_1 = 3$  и  $\bar{p}_2 = 1,1$ , для накопления необходимого энергозапаса (1335,7 кДж) требуется использовать пневмогидравлические аккумуляторы суммарным объемом 130 л. Изменение накопленной энергии в процессе торможения соответствует графику 1 на рисунке 5.



**Рисунок 5.** Накопление энергии при торможении

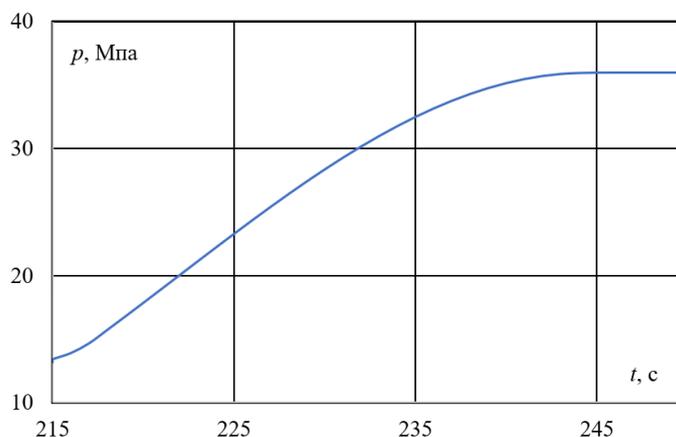
В процессе зарядки ПГА изменение давления определяется выражением:

$$p = p_0 \left[ \frac{E(t)(k-1)}{p_0 V_0} + \left( \frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]^{\frac{k}{k-1}}, \quad (9)$$

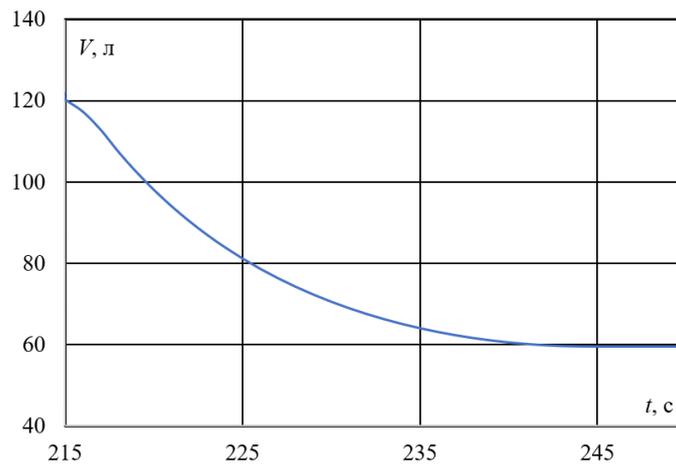
а изменение давления рассчитывается как:

$$V = V_0 \left( \frac{p_0}{p} \right)^{1/k}. \quad (10)$$

Соответствующие графики приведены на рисунках 6 и 7.



**Рисунок 6.** Изменение давления в ПГА при торможении

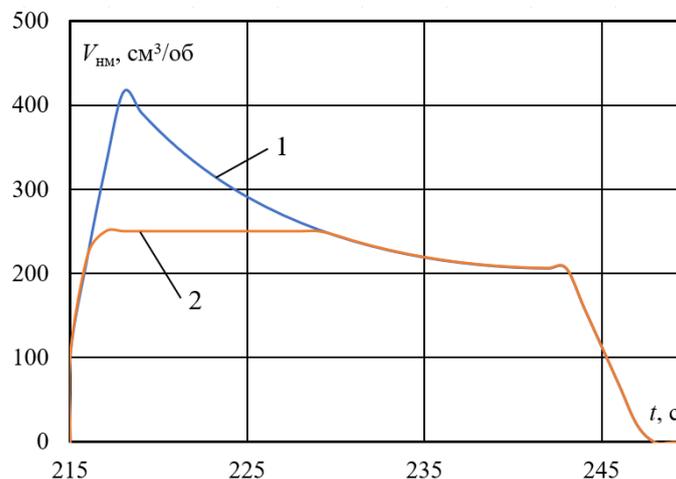


**Рисунок 7.** Изменение объема газа в ПГА при торможении

Требуемый рабочий объем насос-мотора может быть определен исходя из создаваемого системой рекуперации момента торможения и текущего давления в ПГА в соответствии с выражением:

$$V_{\text{HM}}(t) = \frac{2\pi M(t)}{p(t)}. \quad (11)$$

График изменения  $V_{\text{HM}}(t)$  соответствует кривой 1 на рисунке 8. Как следует из рисунка, для полного накопления всей энергии при торможении транспортного средства необходимо использовать насос-мотор с рабочим объемом более  $415 \text{ см}^3/\text{об}$ , что недопустимо.



**Рисунок 8.** Изменение текущего рабочего объема насос-мотора при торможении

При применении насос-мотора меньшего типоразмера на начальном участке торможения система рекуперации не сможет создать необходимый момент торможения, а недостающий момент должен быть обеспечен традиционной тормозной системой. При этом часть энергии будет теряться. Данный случай, для насос-мотора с рабочим объемом 250 см<sup>3</sup>/об, соответствует кривой 2 на рисунке 5 и кривой 2 на рисунке 8. Как следует из рисунка 5, эффективность рекуперации составит 86 %.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Карпенко М.М., Пелевин Л.Е. Перспектива использования гидравлического энергосберегающего привода // Техничко-технологические проблемы сервиса, 2017. — № 3(41). М. Богдывичус. — С. 7–12.
2. Valente S., Ferreira H. Braking Energy Regeneration using hydraulic systems [Электронный ресурс] — Режим доступа: [http://ave.dee.isep.ipp.pt/~mjf/act\\_lect/SIAUT/Trabalhos%20200809/SIAUT2009\\_BrakingEnergyRegeneration.pdf](http://ave.dee.isep.ipp.pt/~mjf/act_lect/SIAUT/Trabalhos%20200809/SIAUT2009_BrakingEnergyRegeneration.pdf) (дата обращения: 28.09.2022).
3. Свешников В.К. Станочные гидроприводы. Справочник. — СПб.: Политехника, 2015. — 627 с.

**Ковалевич Виталий Сергеевич**

ОАО «Белсудопроект», Гомель, Республика Беларусь

**Качанов Игорь Владимирович**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Шаталов Игорь Михайлович**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Кособуцкий Александр Антонович**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Филипчик Алексей Вячеславович**

ГУО «Университет гражданской защиты Министерства по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь», Минск, Республика Беларусь

## **Экспериментальные исследования гидроабразивной технологии очистки (ГАО) металлических гребных винтов от коррозии**

### **Введение**

При эксплуатации машин и механизмов отмечается значительный рост потерь от коррозионных разрушений, что требует резкого улучшения мер противокоррозионной защиты. Исследования, приведенные рядом авторов, показывают, что весьма эффективно для борьбы с коррозией может быть использована технология гидроабразивной очистки (ГАО), обеспечивающая наряду с очисткой формирование защитного пленочного покрытия (ЗПП) с достаточно высокой адгезионной прочностью [1–4].

### **Материалы и методы исследования**

Для экспериментального исследования, а также для оценки практической применимости новой технологии ГАО в качестве образца был выбран гребной винт (марка материала — ВСтЗсп4), применяемый в роли движителя на буксире-толкаче проекта 861У.

Гребной винт до обработки (рис. 1а), имевший серьезный износ от биологической и химической коррозии основного металла, не мог обладать проектными качествами, что приводило к потере ходкости судна, а следовательно, снижению КПД пропульсивного комплекса и повышенному расходу топлива.

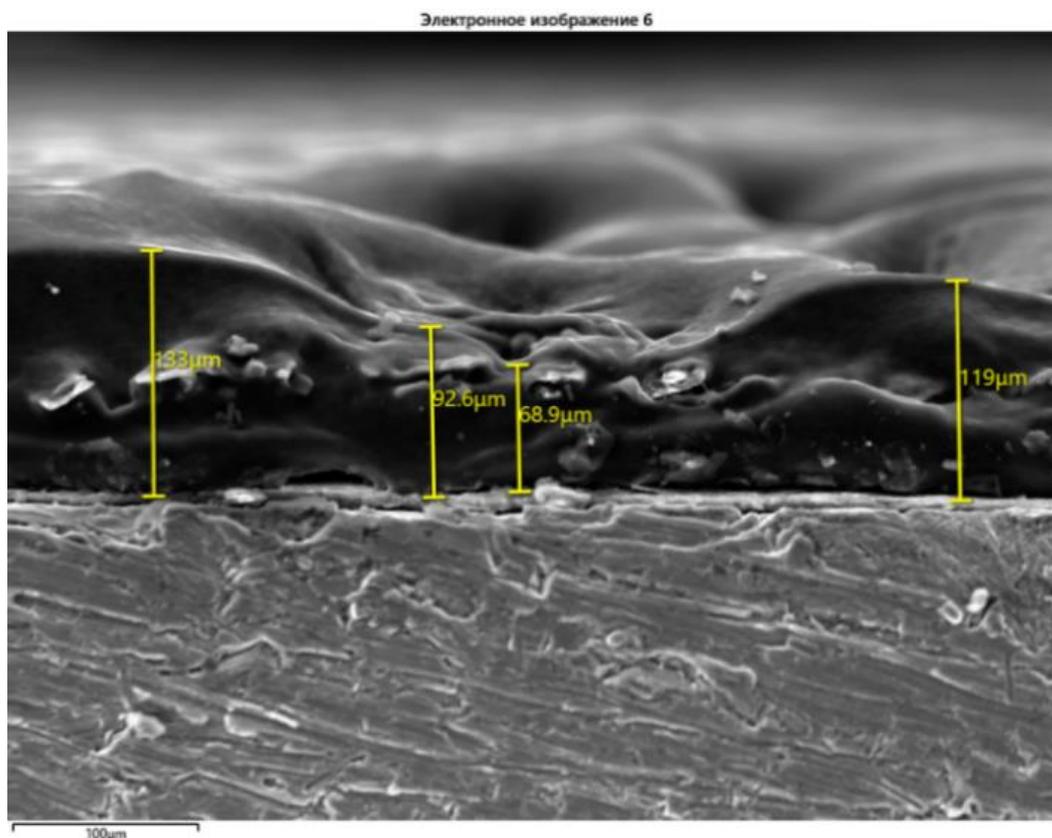
В ходе экспериментальных исследований в лабораторных условиях на кафедре ГЭСВТГ гребной винт был обработан с помощью новой технологии струйной ГАО (рис. 1б). После обработки было обнаружено и зафиксировано на поверхности гребного винта пленочное покрытие (рис. 2), химический состав и его морфология в дальнейшем были изучены.

Для установления химического состава пленочного покрытия на поверхности гребного винта в нескольких точках производился рентгеновский энергодисперсионный спектрометрический анализ с учетом Fe и без учета Fe.

Одними из важных морфологических характеристик, влияющих на пропульсивные качества гребного винта, являются шероховатость и микротвердость засасывающей и нагнетательной поверхностей.



а) б)  
**Рисунок 1.** Внешний вид лопастей гребного винта:  
(а) поверхность до обработки; (б) обработанная поверхность



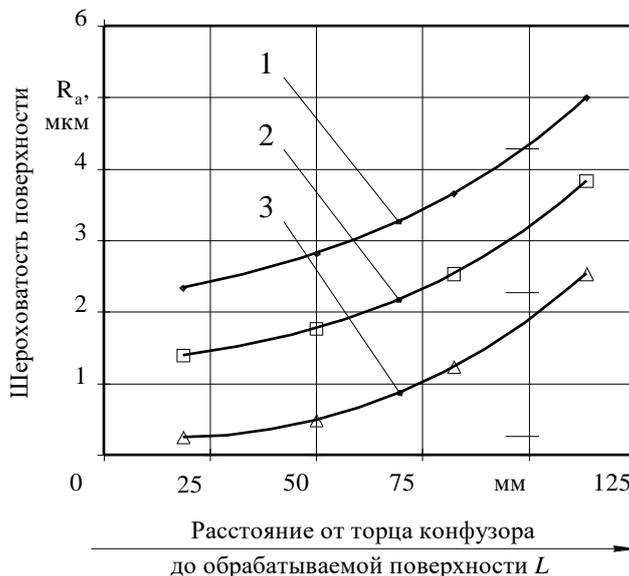
**Рисунок 2.** Пленочное покрытие, образованное  
после обработки струйной ГАО на поверхности гребного винта

Исследования морфологических характеристик гребного винта проводились в испытательном центре ГНУ «ИПМ» (г. Минск). При проведении испытаний шероховатость определялась на профилометре-профилографе модели 252 типа А1. Измерение микротвердости проводилось на микротвердомере «Micromet-2». Адгезионная прочность измерялась методом склерометрии.

### Результаты исследования и их обсуждение

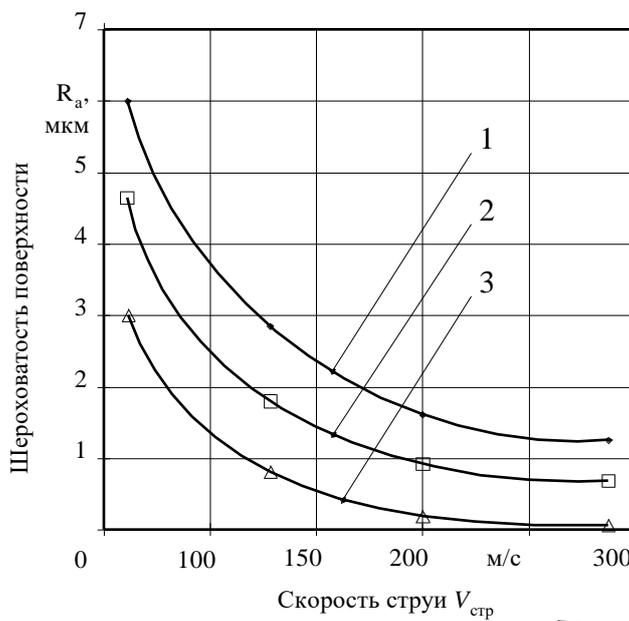
Анализ данных, полученных при изучении химического состава пленочного покрытия, позволил установить, что в состав покрытия входят те же элементы, которые составляют химическую основу компонентов рабочей жидкости (бentonитовая глина — 3 %, кальцинированная сода — 2 %, полиакриламид —  $10^{-5}$  %).

На рисунке 3 представлено влияние расстояния  $L$  от конфузора до обрабатываемой поверхности на шероховатость поверхности  $R_a$  при изменении давления на входе в конфузор  $p_{вх}$  от 17 до 30 МПа. Как следует из рисунка 4, шероховатость обработанной поверхности  $R_a$  увеличивается от 0,2 до 5,5 мкм при изменении  $L$  от 20 до 110 мм. Увеличение  $R_a$  объясняется тем, что силовое воздействие уменьшается по мере удаления обрабатываемой поверхности от выходного сечения конфузора за счет раскрытия факела струи.



1 —  $p_{вх} = 17$  МПа; 2 —  $p_{вх} = 22$  МПа; 3 —  $p_{вх} = 30$  МПа;  $K_b = 3$  %;  $K_n = 10-5$  %;  $K_{к.с.} = 2$  %; остальное — вода; материал — ВСт3сп4

Рисунок 3. Зависимость шероховатости  $R_a$  от расстояния  $L$



1 —  $L = 150$  мм; 2 —  $L = 100$  мм; 3 —  $L = 20$  мм;  $K_b = 3$  %;  $K_n = 10-5$  %;  $K_{к.с.} = 2$  %; остальное — вода; материал — ВСт3сп4

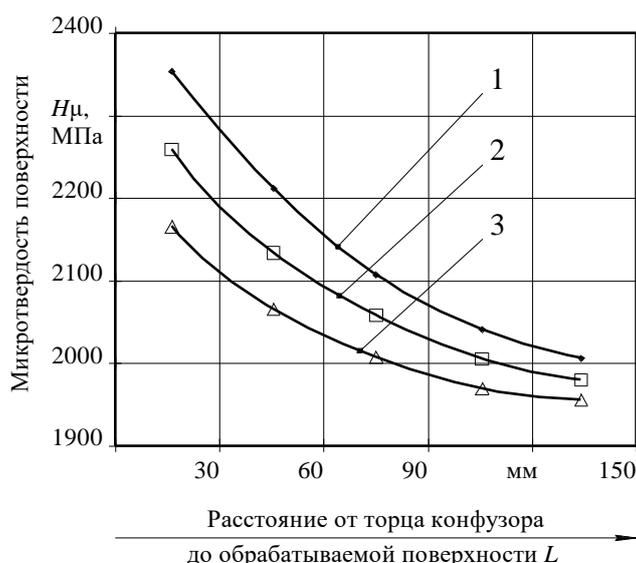
Рисунок 4. Зависимость шероховатости  $R_a$  от скорости струи  $V_{стр}$

Из рисунка 3 видно, что при давлении на входе в конфузор  $p_{вх} = 30$  МПа и расстоянии  $L$  от 15 до 50 мм значения шероховатости  $R_a = 0,2 \div 0,4$  мкм, что согласно ГОСТ 8054-81 является оптимальным показателем для поверхности гребного винта.

На рисунке 4 представлена зависимость изменения шероховатости поверхности  $R_a$  от скорости струи рабочей жидкости  $V_{стр}$ .

Из анализа кривых на рисунке 4 следует, что шероховатость обработанной поверхности  $R_a$  уменьшается от 6 до 0,2 мкм при увеличении  $V_{стр}$  от 15 до 280 м/с. Уменьшение  $R_a$  объясняется тем, что с увеличением скорости струи рабочей жидкости  $V_{стр}$  происходит увеличение силового воздействия струи рабочей жидкости на обрабатываемую поверхность. При изменении скорости струи от 200 до 250 м/с ( $L = 20$  мм) шероховатость изменяется в диапазоне  $R_a = 0,2 \div 0,4$  мкм, что согласно ГОСТ 8054-81 является оптимальным показателем для поверхности гребного винта.

Наряду с исследованиями влияния гидроабразивной очистки на шероховатость также изучалось влияние струйной обработки на микротвердость  $H_\mu$  (МПа) поверхности. На рисунке 5 представлена зависимость влияния расстояния  $L$  от конфузора до обрабатываемой поверхности на микротвердость поверхности  $H_\mu$  при изменении давления на входе в конфузор.



1 —  $p_{вх} = 18$  МПа; 2 —  $p_{вх} = 23$  МПа; 3 —  $p_{вх} = 32$  МПа;  $K_b = 3\%$ ;  $K_n = 10-5\%$ ;  $K_{к.с.} = 2\%$ ; остальное — вода; материал — ВСт3сп4

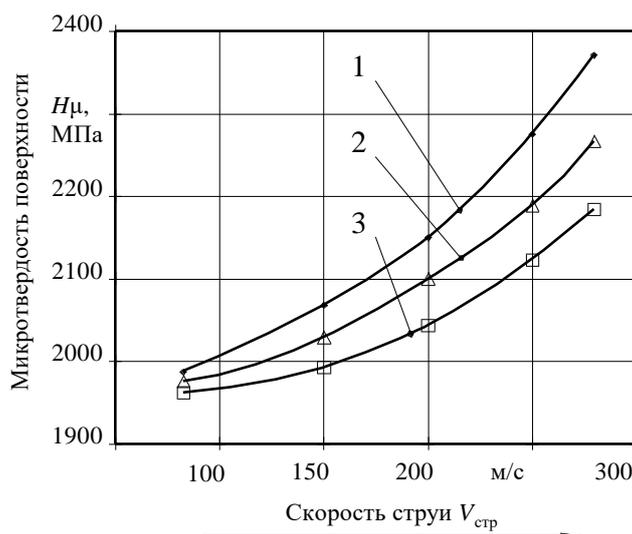
**Рисунок 5.** Зависимость микротвердости поверхности  $H_\mu$  от расстояния  $L$

Как следует из рисунка 5, микротвердость обработанной поверхности  $H_\mu$  уменьшается от 2350 до 1950 МПа при изменении  $L$  от 15 до 135 мм. Уменьшение  $H_\mu$  объясняется тем, что силовое воздействие уменьшается по мере удаления обрабатываемой поверхности от конфузора.

На рисунке 6 представлена зависимость изменения микротвердости от скорости струи рабочей жидкости  $V_{стр}$ .

Из анализа данных рисунка 6 видно, что микротвердость обработанной поверхности увеличивается от 1970 до 2360 МПа при увеличении скорости струи от 70 до 270 м/с. Микротвердость возрастает в среднем на 25÷30 % по отношению к исходной величине ( $H_{\mu 0} = 1800 \div 1900$  МПа). Увеличение  $H_\mu$  объясняется увеличением наклепа обработанной поверхности, что связано с ростом кинетической энергии струи рабочей жидкости при возрастании скорости  $V_{стр}$ . При этом с увеличением расстояния  $L$  до обрабатываемой поверхности от 20 до 150 мм при скорости струи 100 м/с, отмечается практически незначительное уменьшение  $H_\mu$  от 2000 до 1960 МПа. При скоростях 250÷270 м/с снижение

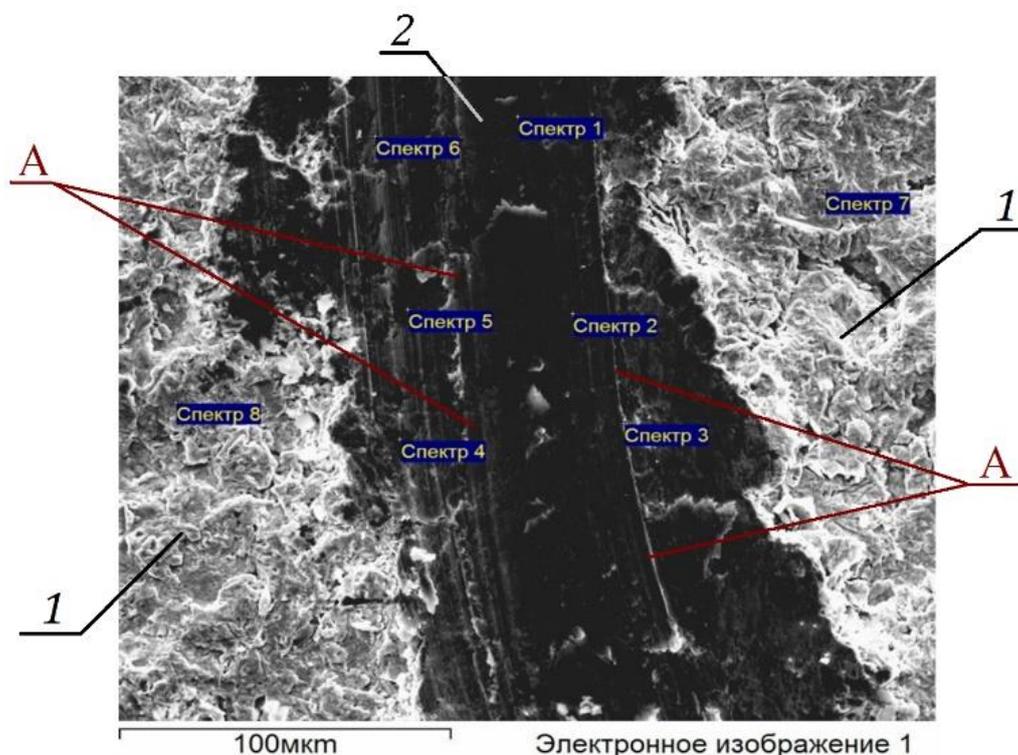
микротвердости с ростом расстояния  $L$  отмечается более существенное от 2320 до 2140 МПа, т. е. в среднем на 10÷12 %.



1 —  $L = 20$  мм; 2 —  $L = 70$  мм; 3 —  $L = 150$  мм;  $K_b = 3$  %;  $K_n = 10-5$  %;  $K_{к.с.} = 2$  %; остальное — вода; материал — ВСт3сп4

**Рисунок 6.** Зависимость микротвердости поверхности  $H_{\mu}$  от скорости струи  $V_{стр}$

Одним из основных параметров при исследовании пленочного покрытия является его адгезионная прочность, определяемая в момент разрушения индентором (рис. 7).



1 — участки поверхности гребного винта с неразрушенным пленочным покрытием; 2 — вид участка поверхности гребного винта после разрушения индентором пленочного покрытия

**Рисунок 7.** Внешний вид защитного пленочного покрытия, разрушенного на очищенной поверхности гребного винта после проведения испытаний на адгезионную прочность

При ширине царапины 105 мкм и критической нагрузке 0,5 Н адгезионная прочность пленочного покрытия составила 28 МПа. Рисунок 8 подтверждает наличие пленочного покрытия на участках 1 обработанной поверхности гребного винта. Здесь же видны следы А, которые образовались при перемещении индентора в процессе разрушения пленочного покрытия на участке 2 поверхности гребного винта.

Эффективность метода гидроабразивной очистки, а также стойкость обработанной поверхности к образованию очагов повторной коррозии была подтверждена с помощью визуального наблюдения. Изменения, происходившие на поверхности обработанного гребного винта во времени, фиксировались последовательным фотографированием (рис. 1б). Визуальное наблюдение позволило фиксировать изменение внешнего вида поверхности металла, при этом отмечено, что в течение как минимум трех недель после обработки металлическая поверхность гребного винта сохраняла матовый цвет, очаги возникновения повторной коррозии отсутствовали.

### Заключение

Приведены результаты очистки поверхности гребного винта от коррозии по новой технологии ГАО. Определены оптимальные параметры обработки, влияющие на микротвердость и шероховатость обработанной поверхности. Установлено наличие защитного пленочного покрытия, в состав которого входят компоненты рабочей жидкости, которой происходила обработка. Защитное покрытие обладает высокой адгезионной прочностью и оптимальным показателем шероховатости поверхности.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Технология судостроения / В.Л. Александров [и др.]; под общ.ред. А.Д. Гармашева. — СПб.: Профессия, 2003. — 341 с.
2. Неверов, А.С. Коррозия и защита материалов: учеб. пособие / А.С. Неверов, Д.А. Родченко, М.И. Цырлин — Мн.: Высшая школа, — 2007. — 221 с.
3. Филипчик, А.В. Технология струйной гидроабразивной очистки и защиты стальных изделий от коррозии с использованием в составе рабочей жидкости бентонитовой глины: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.07 / А.В. Филипчик; Белорусский национальный технический университет. — Мн., 2013. — 146 с.
4. Kovaci H., Bozkurt Y.B., Yetim A.F., Aslan M., Celik A. Влияние поверхностной пластической деформации, вызванной дробеструйной обработкой, на коррозионное поведение низколегированной стали. The effect of surface plastic deformation produced by shot peening on corrosion behavior of a low-alloy steel. Surface and Coat. Technol. 2019. 360, с. 78–86.

**Королева Диана Алексеевна**

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», Уфа, Россия

**Шайдаков Владимир Владимирович**

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», Уфа, Россия

**Целищев Владимир Александрович**

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», Уфа, Россия

## **Привод солнечного трека большой мощности**

Солнечная энергетика на сегодняшний день входит в число самых перспективных направлений в альтернативной энергетике. По прогнозам международного энергетического агентства, ее прирост с 2022 по 2030 год будет превышать 20 %, то есть увеличится с 1000 до 3500 ТВт в час. В России функционирует 52 солнечных электростанции общей мощностью 1,8 ГВт, и планируется постройка новых шести станций до 2024 года [1].

Оптимистичные прогнозы полагают, что солнечная энергетика интенсивно развивается и в ближайшие годы будет увеличиваться количество станций, снижаться цены на комплектующие, а также повысится необходимость в оборудовании, позволяющем увеличить производительность модулей. Существующие электростанции на территории Российской Федерации и многих развитых стран вырабатывают энергию с помощью модулей в зафиксированном положении. На сегодняшний день такой способ получения энергии от солнца является наименее эффективным. Для получения максимального КПД от фотогоальванических панелей используют трекеры, которые отслеживают положение солнца с помощью датчиков и настраивают платформу в максимально выгодном положении.

Использование поворотных солнечных трекеров может увеличить производство электроэнергии примерно на треть, а в некоторых регионах на 40 % по сравнению с модулями под фиксированным углом. Но для достижения максимальной эффективности трекеров, необходимо учитывать основные факторы: местоположение, климатические особенности, ветровые нагрузки, от которых зависит выбор оборудования, высота трекера, их количество и расстояние между ними. В большинстве случаев, когда устанавливают большое количество панелей, применяют электрогидравлический следящий гидропривод в качестве поворотного устройства трекера, так как он наиболее устойчив к внешним нагрузкам.

Для разработки такого привода необходимо учесть основные конструктивные и технологические требования:

1. Блок управления электрогидравлической системы — электронный.
2. Интерфейс системы управления содержит датчики перемещения выходных звеньев, датчики положения солнца, датчики скорости и направления ветра, электромеханические преобразователи гидрораспределителей.
3. Моделирование гидравлических параметров электрогидравлического пропорционального управления должно производиться в соответствии с электронными опорными сигналами, которые представляют собой идеальный интерфейс между гидравлической и электрической системами и применяются при наличии обратных связей на исполнительных гидродвигателях привода для достижения быстроты, плавности и точности перемещений.

4. Для обеспечения настройки платформы с фотогальваническими панелями по двум координатам относительно солнца необходимо иметь два гидроцилиндра; не допустимо доводить перемещение штока до крайней точки (это может привести к значительным потерям и сбою системы).

Для предварительного моделирования электрогидравлического следящего привода могут быть рассмотрены следующие требования:

1. Скорость возвратно-поступательного движения гидроцилиндров в интервале от 0,01 до 0,05 м/с.
2. Ход штока не более 0,5 м.
3. Температурный режим работы от минус 40°C до плюс 60°C.
4. Номинальное давление насоса не более 20 МПа.
5. Точность позиционирования для гидроцилиндров от 0,005 до 0,01 м.

Техническое обслуживание привода как комплекс операций, технических средств и рабочих действий, необходимых для поддержания восстановления работоспособности при исправности гидропривода при его эксплуатации должно соответствовать ГОСТ 18932-73.

С учетом всех необходимых требований, предлагается изменять положения платформы трекера с помощью электрогидравлического следящего привода с дроссельным регулированием.

Предложенная схема содержит: насосную автономную станцию, пневмогидроаккумулятор, два гидроцилиндра с односторонним штоком, осуществляющих горизонтальную и вертикальную настройку платформы, на которой установлена панель. Скорость движения поршня гидроцилиндра определяется величиной электрического управляющего сигнала от контроллера на электромагнит распределителя и, соответственно, степенью дросселирования потока в распределителе. Гидроцилиндры оснащены датчиками перемещения и соответственно, отслеживающими перемещение штока гидроцилиндра и передающими информацию на устройство рассогласования в контроллере. Таким образом в схеме реализован принцип работы электрогидравлического следящего привода, обеспечивающего высокую точность позиционирования трекера. Управление положением — независимое, отдельное, с питанием от одного насоса. Так же система оснащена блоком обратно-предохранительных клапанов срабатывающих, при воздействии случайных газодинамических и иных нагрузок на трекер, который компенсирует возможное повышение давления в системе непосредственно в месте его возникновения и, при необходимости, компенсирует разрывы сплошности рабочей среды в полостях гидродвигателей и предотвращает возникновение кавитации. Давление перед гидрораспределителями обеспечивается потенциальной энергией жидкости в гидроаккумуляторе. При необходимости коррекции положения трекера подается команда от контроллера на электромагнит соответствующего распределителя. Без включения насоса рабочая жидкость из гидроаккумулятора поступает в полость гидроцилиндра, обеспечивая изменение положения штока гидроцилиндра для совершения процесса коррекции [4].

Позиционирование фотогальванической панели осуществляется следующим образом: датчик слежения за солнцем определяет положение солнца относительно фотогальванической панели и подает данные на контроллер. Контроллер, анализируя полученные данные, подает управляющий сигнал на электромагниты гидрораспределителей, преобразовывая его через цифроаналоговый преобразователь, усилитель сигнала и электромеханический преобразователь. При поступлении преобразованного управляющего сигнала на гидрораспределители, золотник смещается в заданное положение, а рабочая жидкость поступает в полости гидроцилиндров. Положение гидроцилиндров и, соответственно, панели

фиксируется датчиками перемещения и передается на блок управления. Таким образом происходит отслеживание исполнения управляющего сигнала.

В случае смещения штока гидроцилиндра за счет внешних нагрузок случайного характера датчики перемещения, установленные на гидроцилиндрах, через сигнал обратной связи также свяжутся с контроллером, который восстановит положение штоков гидроцилиндров, подав новый, корректирующий положение панели, сигнал на электромагниты гидрораспределителей. Установленный анемометр на фотогальванической панели позволит сообщать информацию о скорости ветра на контроллер, который сможет скорректировать подачу сигнала с учетом новых данных. Выработанная энергия от фотогальванической панели, через сетевой инвертор поступает в интерфейс, а затем к потребителю. Накопленная потенциальная энергия в аккумуляторной системе позволяет подпитывать трекер при отключении питания всей системы, а также передает энергию через сетевой инвертор в случае нехватки на потребителе. Устройство трекера оснащено интерфейсом, который позволит подключить дополнительные контура автоматических гидравлических систем.

Таким образом предложенная система позволяет обеспечить точное позиционирование солнечной панели с КПД большим на 20–30 % в сравнении с зафиксированными станциями; дистанционное управление положением трекера большой мощности с использованием автономной гидросистемы, способной компенсировать влияние внешних климатических воздействий, а также создать возможность подключения дополнительных контуров управления другими трекерами.

Подбор гидрооборудования трекера большой мощности основывается на его размерах, расположении и внешних нагрузках, которые рассчитываются с учетом скорости ветра и типа местности. Под техническими параметрами трекера подразумевается количество панелей на платформе, с учетом их массы и площади.

Важно также учесть размещение трекеров относительно друг друга (для случая применения нескольких контуров). С этим необходимо определиться на начальном этапе проектирования, так как в дальнейшем при расчетах потерь по длине и местных потерь необходимо будет учитывать длину трубопровода и местные сопротивления в нем.

Расстояние между трекерами нужно подобрать таким образом, чтобы отбрасываемая тень от платформы одного устройства не попадала на другую, так как это значительно скажется на КПД панелей. Длина тени по положению солнца и высоте трекера, определяется по формуле [3]:

$$L = \frac{h}{\tan(\alpha)}, \text{ м}, \quad (1)$$

где  $h$  — высота трекера, м;  $\alpha$  — угол, определяющий высоту солнца над горизонтом, °С.

Нагрузка, оказываемая на трекер, рассчитывается исходя из нормального значения ветрового давления [4]:

$$W_0 = 0,43 \cdot \frac{v}{10}, \text{ кг/м}^2, \quad (2)$$

где  $v$  — максимальная скорость ветра (зависит от местности установки трекера). Для учета внештатной ситуации скорость округляется до большего значения. Допускается ее принять с запасом на 5 кг/м<sup>2</sup>.

Основная средняя ветровая нагрузка [2]:

$$W_m = W_0 \cdot k \cdot c, \text{ кг/м}^2, \quad (3)$$

где  $c$  — усредненный аэродинамический коэффициент, равный 1,2;  $k$  — коэффициент влияния высоты на давление ветра, который зависит от эквивалентной высоты и типа местности, определяемым по ГОСТ 56728-2015.

Ветровая нагрузка с учетом площади платформы трекера, рассчитывается по формуле [2]:

$$W = W_m \cdot S, \text{ кг/м}^2 \quad (4)$$

где  $S$  — площадь трекера (площадь платформы на которую устанавливаются панели),  $\text{м}^2$ ;  $W_m$  — средняя ветровая нагрузка,  $\text{кг/м}^2$ .

Далее определяется общая нагрузка на трекер, с учетом веса панелей и каркаса по формуле:

$$F = W + m + m_{\text{п}}, \text{ кг}, \quad (5)$$

где  $m$  — масса каркаса, кг;  $m_{\text{п}}$  — масса панелей, кг;  $W$  — ветровая нагрузка,  $\text{кг/м}^2$ .

После определения нагрузки и выбранного давления системы (по ГОСТ 6540-74 и ГОСТ 12445-84), подбираются гидроцилиндры, с учетом дроссельного способа регулирования. Следующим этапом подбирается насос, трубопровод. После чего выбирается тип перекачиваемой жидкости, которая будет удовлетворять требованиям эксплуатации оборудования и климатическим температурным условиям. При выборе рабочей жидкости необходимо помнить, что она выполняет ряд важных функций в системе: смазка трущихся поверхностей детали, удаление продуктов износа трущихся пар, предохранение их от коррозии, охлаждение гидравлической системы. Поэтому важным фактором обеспечения работоспособности и долговечности гидрооборудования является правильный выбор рабочей жидкости.

Для солнечных трекеров, с учетом круглогодичной эксплуатации на открытом воздухе, рекомендуется применять не более двух сортов рабочей жидкости (летний, зимний). Уровень вязкости рабочей жидкости в условиях эксплуатации должен находиться в пределах 20–200 сСт ( $\text{мм}^2/\text{с}$ ). Допустимый диапазон вязкости масла при кратковременной эксплуатации может быть 10–2000 сСт ( $\text{мм}^2/\text{с}$ ). Температура застывания рабочей жидкости должна быть на 15–20°C ниже наименьшей температуры окружающей среды, в которой будет эксплуатироваться гидросистема. Максимальная температура рабочей жидкости в гидросистеме не должна превышать 70–80°C. При выборе марки масла необходимо учесть ограничения вязкости рабочей жидкости исходя из используемого насоса. После подбора оборудования для гидросистемы солнечного трекера и рабочей жидкости необходимо произвести поверочный расчет местных потерь и потерь по длине. При расчете необходимо добиться, чтобы потери не превышали 6 %.

В заключении необходимо отметить, что среди возобновляемых источников лидером является солнечная энергетика. Внедрение новых технологий, позволяющих повысить эффективность выработки энергии фотогальванических панелей, является одним из важных вопросов на сегодняшний день. Разработка двухосевых поворотных трекеров большой мощности с правильно подобранной гидравлической системой ориентации позволит добиться максимального КПД батарей, гарантировать долговременную бесперебойную работу в различных климатических условиях и обеспечить точность, устойчивость и управляемость системы. Такие установки будут эффективны для частного использования и для сетевых электростанций.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Международное энергетическое агентство «IEA» [Электронный ресурс]: URL: <https://www.iea.org/> (дата обращения: 15.09.2022).
2. ГОСТ 56728-2015. Национальный стандарт Российской Федерации. Здания и сооружения. Методика определения ветровых нагрузок на ограждающие конструкции [Текст]. — Введ. 2015-1-19. — М: Технический комитет стандартов.
3. Петров П.В., Целищев В.А. Основы автоматизированного проектирования гидромеханических устройств // УГАТУ. УН-Т. — Уфа: РИК УГАТУ, 2019. — 241 с.
4. Пат. 2769457 Российская Федерация, МПК Н 02 S 20/32. Гидравлическое устройство солнечного трекера [Текст] / Целищев В.А., Шайдаков В.В., Королева Д.А.; заявитель и патентообладатель гос. Бюджетное обр. учреждение высшего обр. УГАТУ; заявл. 15.06.2021; опубл. 31.03.2022, бюл. № 10. — 6 с.: ил.

**Личадеев Илья Сергеевич**

ООО «Тепловетровые технологии», Красноярск, Россия

**Петров Василий Владимирович**

ООО «Электрорегион», Рязань, Россия

**Мирошников Андрей Валерьевич**

ООО «ОКБ Микрон», Красноярск, Россия

## CFD-расчет гидравлического контура генератора ВЭУ Терус 200

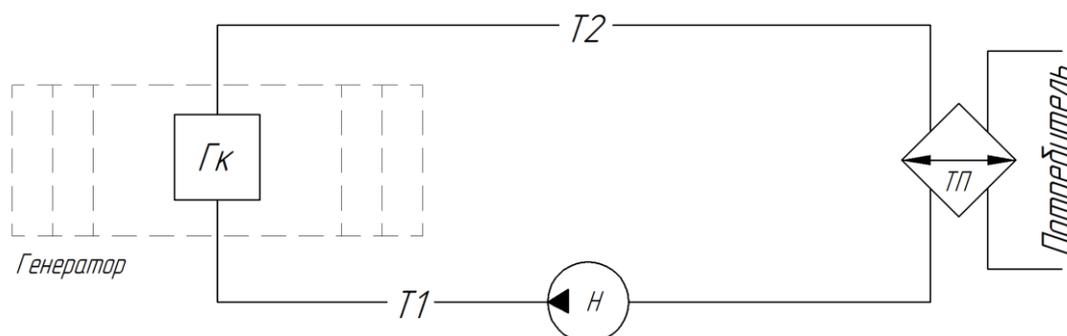
### Введение

Оптимизация конструкции гидравлического машин и оборудования, с целью повышения энергоэффективности является приоритетной задачей в развитии отечественной машиностроительной продукции. Этот тренд является устойчивым во всем мире уже долгие годы. В последнее время можно заметить, как производители стремятся не просто внести единичные, локальные доработки в свои продукты, а дорабатывают их, комплексно добиваясь экономичности и повышая КПД не только за счет использования более эффективных приводов и систем управления, но и улучшая гидравлическую часть оборудования.

В рамках оптимизации конструкции генератора ВЭУ «Терус-200», с целью повышения эффективности теплопередачи, оптимизация гидравлической части генератора является первым шагом.

Рассматриваемый в данной работе гидравлический контур, является частью гидравлической системы генератора ветроэнергетической установки «Терус», мощностью 200 кВт. Обобщенную гидравлическую систему можно представить в виде схемы, изображенной на рисунке 1. Гидросистема предназначена для транспортировки потребителю тепловой энергии, выработанной генератором.

Гидравлический контур генератора представляет собой местное сопротивление, состоящее из параллельно подключенных через коллектор медных трубок (рис. 2).



*ГК – гидравлический контур; Т1 – низкотемпературная гидролиния; Т2 – высокотемпературная гидролиния; ТП – теплообменник; Н – насос.*

**Рисунок 1.** Гидравлическая система ВЭУ «Терус-200» в общем виде

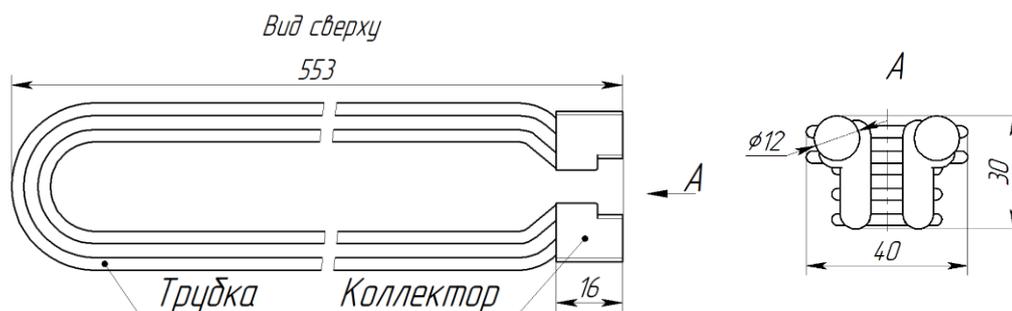


Рисунок 2. Параметры гидравлического контура генератора

В качестве рабочей жидкости (теплоносителя) выбрано масло трансформаторное. Физические параметры масла представлены в таблице 1. Исходные данные по режиму течения рабочей жидкости, согласно техническому заданию на проектирование, представлены в таблице 2. Они соответствуют температурному напору  $\Delta t = 10^\circ\text{C}$  при расчетной тепловой мощности, вырабатываемой генератором в номинальном режиме  $P = 200$ , кВт.

Таблица 1

**Физические параметры трансформаторного масла в зависимости от температуры [1; 2]**

Температура $t$ , °C	Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^{-6}$ , м <sup>2</sup> /с	Теплоемкость $C$ , Дж/кгК
-50	904,6	771	1432
20	880,3	22,5	1666
40	868,2	10,3	1788
100	831,8	2,56	2144

**Методы**

Для определения параметров расчетной сетки для KompasFlow, используя эмпирические данные из справочника [3], рассчитан один виток, представляющий собой сопротивление в виде трубки диаметром 3 мм, соединенной по обоим концам коллекторами диаметром 12 мм и длиной 16 мм (рис. 3).

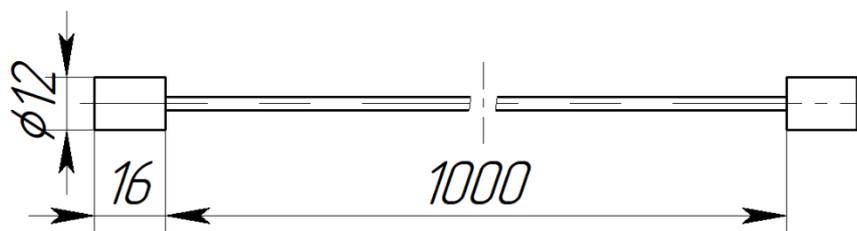


Рисунок 3. Виток гидравлического контура генератора

Виток рассчитывался по уравнению (1):

$$p_{c.in} = 2\Delta p_{c.f} + \Delta p_{reduc} + \Delta p_{t.f} + \Delta p_{expa} + \Delta p_{out} \quad (1)$$

Линейные потери (потери по длине) трубки  $\Delta p_{t.f}$  и локальные (местные) потери давления при внезапном сужении  $\Delta p_{reduc}$  и внезапном расширении  $\Delta p_{expa}$  определялись по формуле Дарси-Вейсбаха. Коэффициент сопротивления для линейных потерь  $\lambda_{t.f} = 0,039$  определен по диаграмме 2-1, для локальных потерь при внезапном сужении  $\zeta_{reduc} = 0,528$  определен по диаграмме 4-10, при внезапном расширении  $\zeta_{expa} = 1,232$  по диаграмме 4-1. Линейными потерями коллектора  $\Delta p_{c.f}$ , ввиду малой длины можно пренебречь. Истечение жидкости из трубки предполагается в атмосферу, поэтому учитывается атмосферное давление  $\Delta p_{out}$ .

Таким образом, наибольшая составляющая потеря — это трубка  $\Delta p_{t,f} = 30654$  Па, суммарные локальные потери давления  $\Delta p_{r,e} = 4151$  Па. С учетом атмосферного давления  $p_{c.in} = 136130$  Па.

Для CFD-расчета размер ячейки сетки определен исходя из габаритных размеров местного сопротивления, так что одна ячейка равняется величине в 1 мм (расчетная сетка  $nX = 12$ ;  $nY = 1032$ ;  $nZ = 12$  (рис. 4б). Результат CFD-расчета данного витка показал  $p_{c.in.CFD} = 113580$  Па (табл. 2). Разница в результате составила 16,6 %. Проверим сходимость решения простым методом, для чего будем изменять параметры сетки с фиксированным шагом  $\Delta \approx 0,5$  мм в сторону увеличения и уменьшения от размера ячейки в 1 мм. По результатам анализа сходимости решения видно, что при уменьшении размеров сетки, результат стремится к 114000 Па. Таким образом сетку величиной в 1 мм можно считать верифицированной.

Таблица 2

**Сходимость решения в точке  $t = 100^\circ\text{C}$ , с шагом  $\Delta \approx 0,5$  мм**

Параметры сетки	Давление в сечении коллектора на входе, $p_{c.in.CFD}$ Па	Разница, в % относительно расчетных значений, $p_{c.in.calc} = 136130$ Па
$nX = 1$ ; $nY = 100$ ; $nZ = 1$	123591	9,2 %
$nX = 6$ ; $nY = 516$ ; $nZ = 6$	113219	16,8 %
$nX = 12$ ; $nY = 1032$ ; $nZ = 12$	113580	16,6 %
$nX = 18$ ; $nY = 1548$ ; $nZ = 18$	113636	16,5 %
$nX = 24$ ; $nY = 2064$ ; $nZ = 24$	113751	16,4 %

Для CFD-расчета гидравлического контура генератора, исходя из габаритных размеров будем использовать расчетную сетку для KompasFlow  $nX = 41$ ;  $nY = 553$ ;  $nZ = 30$  (размер ячейки  $\approx 1$  мм). По исходным данным (табл. 3) были определены параметры на входе в коллектор гидравлического контура, для исходных данных CFD-расчета (табл. 4, 5).

Таблица 3

**Исходные данные по режиму течения рабочей жидкости**

Температура, $t$ , $^\circ\text{C}$	Массовый расход, $G$ , кг/с	Объемный расход, $Q$ , $\text{м}^3/\text{с}$
-50	0,129	$1,4 \cdot 10^{-4}$
20	0,111	$1,3 \cdot 10^{-4}$
40	0,104	$1,2 \cdot 10^{-4}$
100	0,086	$1 \cdot 10^{-4}$

Таблица 4

**Параметры входа в коллектор гидравлического контура**

Температура $t$ , $^\circ\text{C}$	Нормальная массовая скорость в сечении коллектора, $v_{c,m}$ , кг/с $\cdot$ м <sup>2</sup>
-50	1140,61
20	981,46
40	919,56
100	760,41

Таблица 5

**Результаты CFD-расчета**

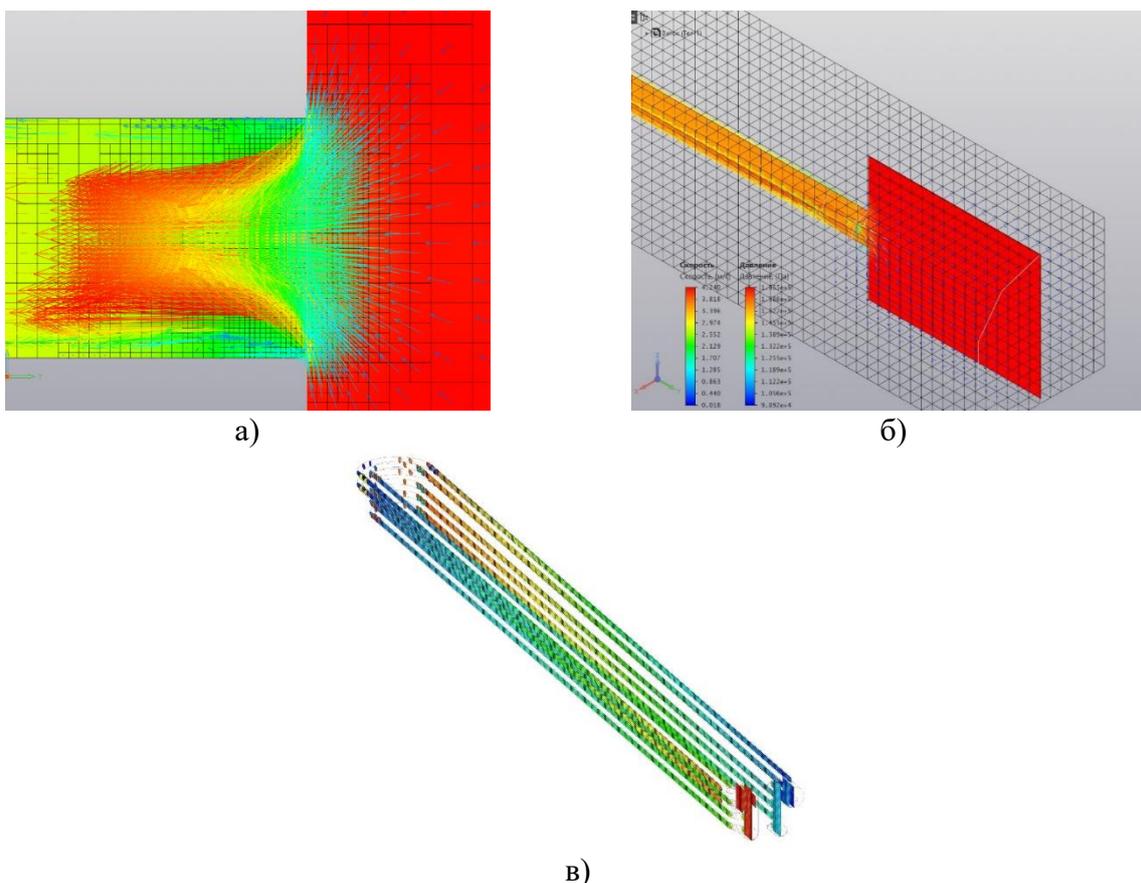
Температура $t$ , $^\circ\text{C}$	Скорость РЖ в сечении коллектора, $v_c$ , м/с	Скорость РЖ в сечении труб, $v_t$ , м/с	Число Рейнольдса в сечении трубки, $Re$	Давление в сечении Коллектора на входе, $p_{c.in}$	Давление в сечении коллектора на выходе, $p_{c.out}$
-50	0,216	3,5	13	165470	101325
20	1,12	2,7	407	126007	101325
40	1,06	2,6	807	121433	101325
100	0,91	2,24	2790	113923	101325

CFD-расчет был выполнен в программном пакете KompasFlow КОМПАС-3D. Были использованы следующие параметры расчета:

1. Набор решаемых уравнений:
  - 1) уравнение движения;
  - 2) уравнение турбулентности.
2. Давление: атмосферное.
3. Уровень турбулентность 20 %.
4. Расчетная сетка  $nX = 41$ ;  $nY = 553$ ;  $nZ = 30$ . Адаптация по решению: Нет.
5. Параметры расчета:
  - 1) CFL 10;
  - 2) максимальный шаг по времени  $\Delta t = 0,1$ ;
  - 3) моделируемое время 0,5 с.

### Результаты

Помимо того, что CFD позволяет существенно сократить время расчета, для проектировщика, CFD также помогает обратить внимание на мелкие детали, например, локальные области пониженного давления в районе острых кромок при внезапном сужении (рис. 4а), или дает информацию о скоростях жидкости в интересующем сечении, что позволяет косвенно, по числу Рейнольдса оценить эффективность теплопередачи в определенной области исходя из режима.



**Рисунок 4.** Визуализация CFD-расчета: (а) вид сечения «переход коллектора в трубку»; (б) расчетная сетка; (в) общий вид гидравлического контура

В результате работы выполнена верификация CFD-модели. Это значит, что с такими параметрами можно рассчитать дальнейшие варианты модернизации контура. Также, в результате CFD-расчета (табл. 5) определена величина давления на входе в коллектор гидравлического контура статора генератора. Эти данные будут использованы при подборе насоса для гидравлического контура генератора.

*Работа выполнена в рамках XX конкурса 3D-моделирования, организуемого компанией АСКОН.*

## ЛИТЕРАТУРА

1. Промышленные печи. Справочное руководство для расчетов и проектирования. 2-е издание, дополненное и переработанное, Казанцев Е.И. М., «Металлургия», 1975. 368 с.
2. Трансформаторное масло ГК. Роснефть. Смазочные материалы: [Электронный ресурс]. URL [www.rosneft-lubricants.ru](http://www.rosneft-lubricants.ru) (дата обращения: 27.10.2022).
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1992. — 672 с.: ил.

**Лякин Владислав Сергеевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Фролов Андрей Владимирович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Черкасских Сергей Николаевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## **Построение диаграммы нагрузки гидропривода экскаватора**

В настоящее время проведение земляных работ невозможно без использования строительной техники. Такие машины широко применяются как для гражданского, так и для промышленного строительства. Значительную их долю составляют экскаваторы [1].

Одноковшовый экскаватор состоит из следующих основных составных частей и систем: гусеничного хода, поворотной платформы, силовой установки, рабочего оборудования, гидравлической системы, электрического оборудования. На поворотной платформе смонтированы: силовая установка, топливный бак, механизм поворота, кабина, отопительно-вентиляционная установка и гидрооборудование (гидробак, гидрораспределители, маслоохладительная установка и др.).

Типовой цикл разработки грунта экскаватором с обратной лопатой включает этапы опускания порожнего ковша в забой, наполнение ковша при черпании, подъем груженого ковша, поворот груженого ковша к автосамосвалу, разгрузка ковша в автосамосвал и поворот порожнего ковша от автосамосвала к забою. Для повышения производительности опытные машинисты-экскаваторщики могут совмещать поворот платформы с подъемом или опусканием ковша. Данные операции обеспечиваются гидроприводами поворота платформы экскаватора, а также управления стрелой, рукоятью и ковшом (рис. 1).

Перспективные экскаваторы должны обеспечивать любую траекторию движения режущей кромки рабочего органа в забое, что позволит оптимизировать процесс копания. Данное обстоятельство особо актуально для экскаваторов с интеллектуальным управлением и, в перспективе, для беспилотных землеройных машин. Это требует использования независимых гидроприводов поворота платформы, ковша, рукояти и стрелы.

Возможность обеспечения требуемой траектории движения определяется энергетическими характеристиками гидроприводов. В связи с этим особый интерес представляет проведение энергетического расчета, включающего анализ типовых перемещений выходных звеньев гидроприводов и соответствующих усилий [2]. Это дает возможность определить необходимые мощности гидроприводов, обоснованно выбрать их структуру и основные параметры, наметить пути повышения их энергоэффективности. Решение этой задачи требует проведения кинематических и динамических расчетов с целью получения временных зависимостей изменения скоростей движения штоков поршней гидроцилиндров и нагрузок на них по заданным требуемым движениям режущей кромки ковша.

Для описания положения и ориентации в пространстве отдельных звеньев экскаватора целесообразно использовать подход Денавита-Хартенберга, что позволяет уменьшить число параметров, позволяющих характеризующих систему [3; 4].

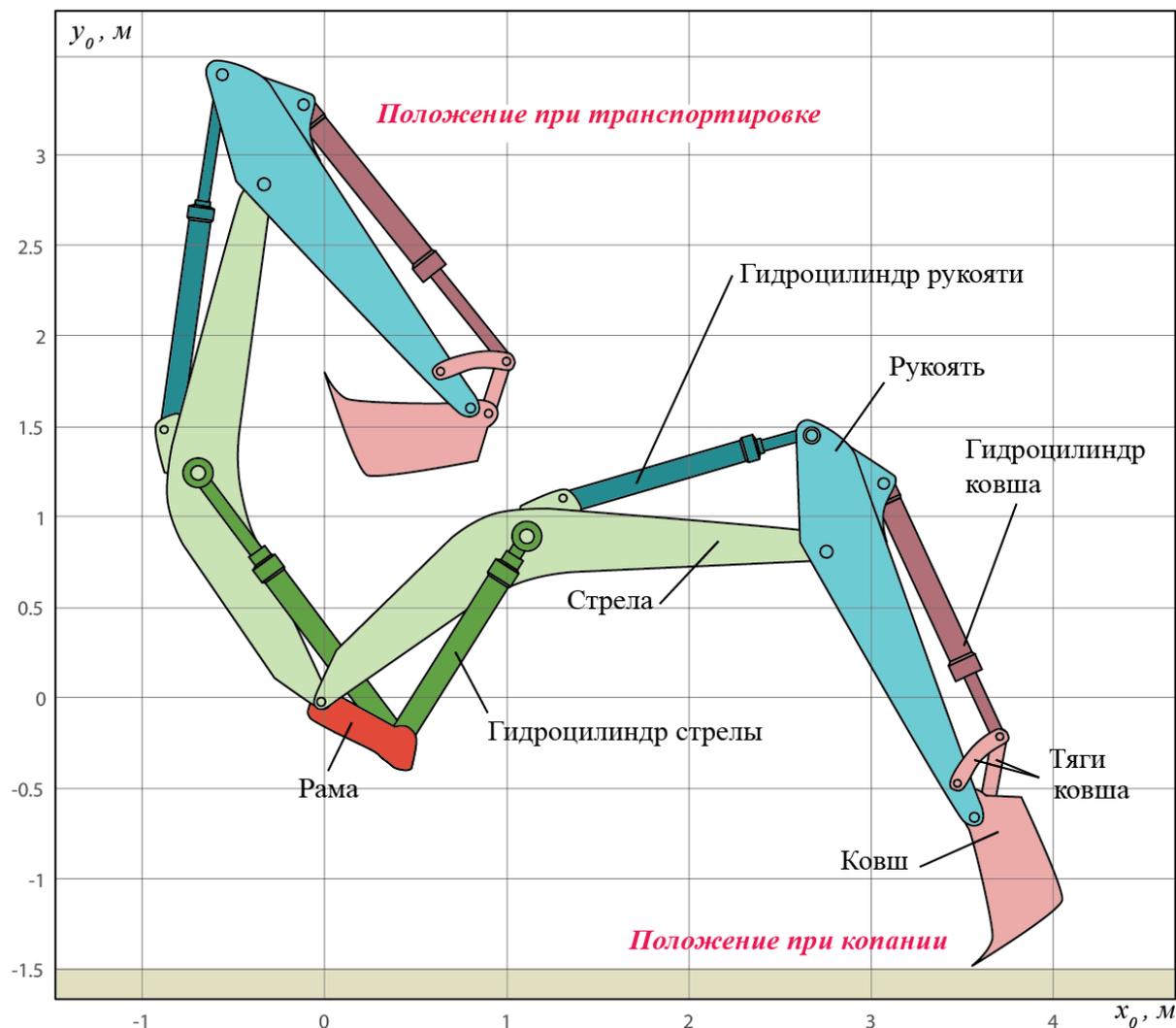


Рисунок 1. Гидропривод рабочих органов экскаватора

При использовании данного подхода с каждым  $i$ -м звеном связывается соответствующая система координат. При этом при выборе осей используют следующие правила

1. ось  $z_i$  совпадает с осью вращения или поступательного движения последующего сочленения  $i + 1$  в зависимости от его типа;
2. ось  $x_i$  перпендикулярна оси  $z_{i-1}$  и пересекает ее;
3. ось  $y_i$  дополняет оси  $x_i$  и  $z_i$  до правой декартовой системы координат.

Для описания взаимоположения звеньев используют следующие параметры Денавита-Хартенберга:

- $a_i$  — расстояние вдоль оси  $x_i$  от  $z_{i-1}$  до  $z_i$ ;
- $\alpha_i$  — угол вокруг оси  $x_i$  от  $z_{i-1}$  до  $z_i$ ;
- $d_i$  — расстояние вдоль оси  $z_{i-1}$  от  $x_{i-1}$  до  $x_i$ ;
- $\theta_i$  — угол вокруг оси от  $x_{i-1}$  до  $x_i$ .

Переход от  $(i - 1)$ -й к  $i$ -й системе координат устанавливается с помощью однородной матрицы преобразования  $A_i^{i-1}$ :

$$T_i^{i-1} = \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\cos \alpha_i \sin \theta_i & \sin \alpha_i \sin \theta_i & a_i \cos \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \alpha_i \cos \theta_i & -\sin \alpha_i \cos \theta_i & a_i \sin \theta_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Данная матрица позволяет связать однородные координаты произвольной точки в  $i$ -й системе координат с однородными координатами этой точки в  $(i - 1)$ -й системе отсчета, связанной с  $(i - 1)$ -м звеном:

$$P_{i-1} = T_i^{i-1} P_i. \quad (2)$$

В выражении (2) используются расширенные вектора координат, дополненные единицей для обеспечения соответствия размерностей в матричных уравнениях:

$$P_{i-1} = [x_{i-1}, y_{i-1}, z_{i-1}, 1]^T; P_i = [x_i, y_i, z_i, 1]^T. \quad (3)$$

Особенностью кинематической схемы экскаватора является то, что повороты стрелы, рукояти и ковша происходят в одной плоскости, что упрощает кинематический анализ. Определение скоростей движения выходных звеньев гидроприводов стрелы, рукояти и ковша осуществляется на основании кинематической схемы, приведенной на рисунке 2. Как следует из рисунка, система имеет три степени свободы. В этом случае для описания положения и ориентации  $i$ -го звена достаточно двух параметров Денавита-Хартенберга  $a_i$  и  $\theta_i$ , а однородная матрица преобразования запишется в виде:

$$T_i^{i-1} = \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i & a_i \cos \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i & a_i \sin \theta_i \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Преобразование координат ковша из связанной с ним системы координат  $(x_3, y_3)$  в базовую неподвижную систему координат может быть получено в результате последовательного перехода в соответствии с однородной матрицей преобразования:

$$T_3^0 = T_1^0 T_2^1 T_3^2 = \begin{bmatrix} \cos \theta_{123} & -\sin \theta_{123} & a_1 \cos \theta_1 + a_2 \cos \theta_{12} + a_3 \cos \theta_{123} \\ \sin \theta_{123} & \cos \theta_{123} & a_1 \sin \theta_1 + a_2 \sin \theta_{12} + a_3 \sin \theta_{123} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

где  $\theta_{12} = \theta_1 + \theta_2$ ;  $\theta_{123} = \theta_1 + \theta_2 + \theta_3$ . Учитывая это координаты зуба ковша, соответствующие точке  $O_3$  на рисунке в базовой системе координат равны:

$$P_{O_3 0} = T_3^0 \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_1 \cos \theta_1 + a_2 \cos \theta_{12} + a_3 \cos \theta_{123} \\ a_1 \sin \theta_1 + a_2 \sin \theta_{12} + a_3 \sin \theta_{123} \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (6)$$

Для построения диаграммы нагрузки необходимо в каждый момент времени решать обратную задачу кинематики и определять углы  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  и  $\theta_3$  исходя из ориентации ковша. При известной координате зуба ковша  $O_3$  в базовой системе координат и его ориентации, задаваемой углом  $\theta_{123}$  координата  $P_{O_2 0}$  точки  $O_2$  определится как:

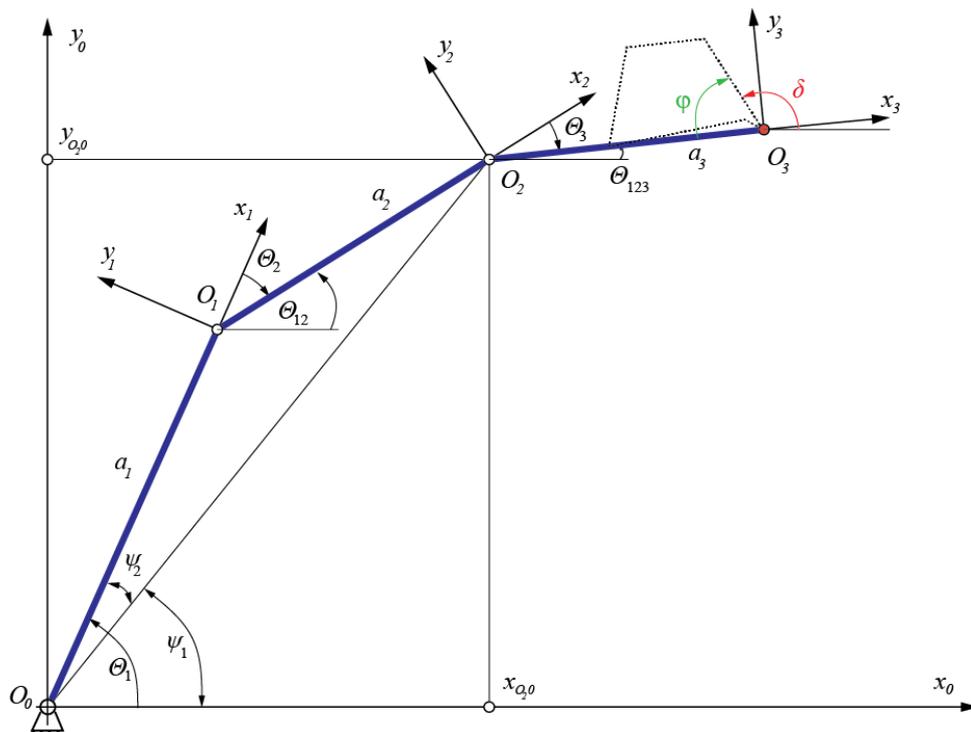
$$P_{O_2 0} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -a_3 \cos \theta_{123} \\ 0 & 1 & -a_3 \sin \theta_{123} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} P_{O_3 0}. \quad (7)$$

Как следует из рисунка, угол поворота стрелы  $\theta_1$  равен:

$$\theta_1 = \psi_1 + \psi_2, \quad (8)$$

где углы  $\psi_1$  и  $\psi_2$  рассчитываются по найденным координатам  $x_{O_2 0}$  и  $y_{O_2 0}$  точки  $P_{O_2 0}$  по следующему выражению:

$$\psi_1 = \frac{y_{O_2 0}}{\sqrt{x_{O_2 0}^2 + y_{O_2 0}^2}}; \psi_2 = \arccos \left( \frac{x_{O_2 0}^2 + y_{O_2 0}^2 + a_1^2 - a_2^2}{2a_1 \sqrt{x_{O_2 0}^2 + y_{O_2 0}^2}} \right). \quad (9)$$



**Рисунок 2.** Кинематическая схема

Поскольку расширенный вектор координат  $P_{O_1 1}$  точки  $O_1$  в системе координат, связанной со стрелой равен  $[0, 0, 1]^T$ , то:

$$P_{O_1 0} = T_1^0 P_{O_1 1} = \begin{bmatrix} \cos \theta_1 & -\sin \theta_1 & a_1 \cos \theta_1 \\ \sin \theta_1 & \cos \theta_1 & a_1 \sin \theta_1 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_1 \cos \theta_1 \\ a_1 \sin \theta_1 \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Из геометрических соображений угол  $\theta_{12}$  равен:

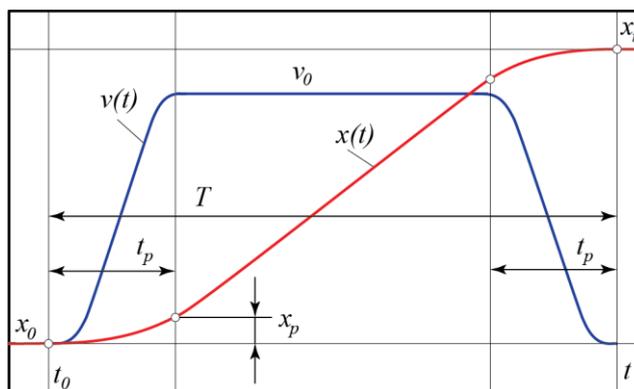
$$\theta_{12} = \arcsin \left( \frac{y_{O_2 0} - y_{O_1 0}}{a_2} \right). \quad (11)$$

По найденному значению  $\theta_{12}$  могут быть определены углы  $\theta_2$  и  $\theta_3$ :

$$\theta_2 = \theta_{12} - \theta_1; \theta_3 = \theta_{123} - \theta_{12}. \quad (12)$$

Решение обратной задачи кинематики требует задания положения и ориентации ковша. Для данного этапа изменение координат режущей кромки и угла поворота ковша может быть описано с помощью закона «согласование», включающего этапы разгона, движения с постоянной скоростью и торможения (рис. 3).

Описание данного закона часто производят с помощью кусочно-линейных функций [2]. Это упрощает расчеты, но приводит к отсутствию гладкости скоростей движения и разрывам в ускорениях. Стремясь решить эту проблему в работе [4] для описания процессов разгона и торможения предложено использовать гармонические функции. Однако, представляется более удобным описание данного закона с помощью полиномов. Это позволяет как обеспечить гладкость функций перемещения, скорости и ускорения, так и обеспечить большое разнообразие вариантов их изменения во времени на этапах разгона и торможения.



**Рисунок 3.** Закон движения «согласование»

На этапе разгона в течение времени  $t_p$  изменение координаты  $x(t)$  происходит по закону:

$$x(t) = x_0 + x_p \cdot \left( \frac{t - t_0}{t_p} \right)^3 \cdot \left( 2 - \frac{t - t_0}{t_p} \right), \quad (13)$$

где  $x_0$ ,  $x_p$  — начальное и конечное значение координаты на этапе разгона;  $t_0$  — момент времени, соответствующий началу разгона. При длительности этапа переброски  $T$  и одинаковой продолжительности этапов разгона и торможения значение  $x_p$  может быть получено исходя из следующего выражения:

$$x_p = \frac{x_k - x_0}{2 \cdot \left( \frac{T}{t_p} - 1 \right)}, \quad (14)$$

где  $x_k$  — конечное значение координаты в конце этапа торможения.

На этапе движения с постоянной скоростью  $v_0$  расчет координаты происходит в соответствии с выражением:

$$x(t) = x_0 + x_p + v_0 \cdot (t - t_0 - t_p), \quad (15)$$

где скорость движения может быть найдена из выражения:

$$v_0 = \frac{2x_p}{t_p}. \quad (16)$$

На этапе торможения координата меняется в соответствии с уравнением:

$$x(t) = x_0 + x_p + v_0 \cdot (T - 2 \cdot t_p) + x_p \cdot \left[ \left( 1 - \frac{t - T + t_p}{t_p} \right)^4 - 1 \right] - 2 \cdot x_p \cdot \left[ \left( 1 - \frac{t - T + t_p}{t_p} \right)^3 - 1 \right], \quad (17)$$

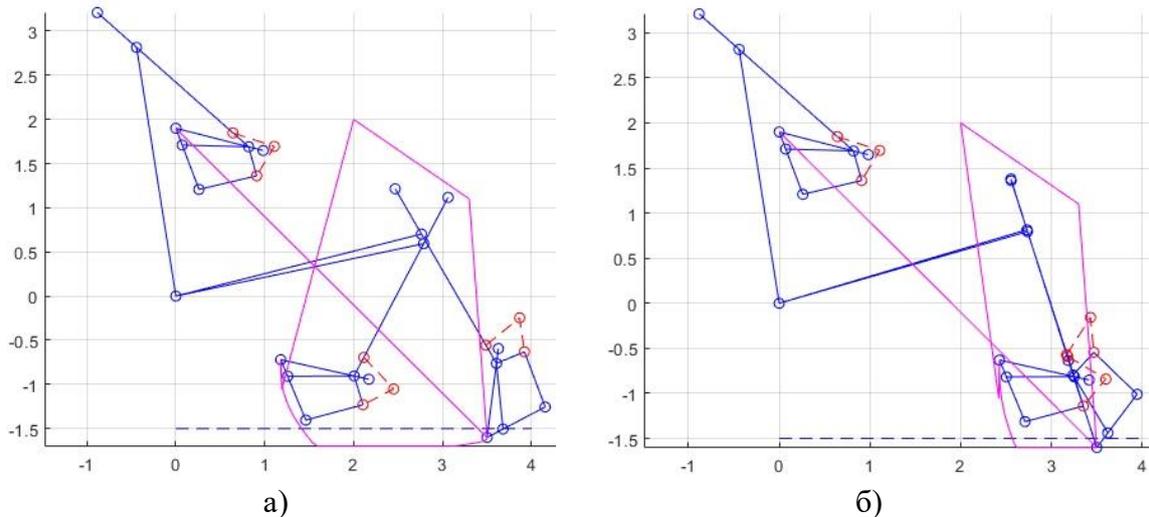
где текущее время торможения  $t_m$  рассчитывается как:

$$t_m = t - t_0 - T + t_p, \quad (18)$$

Изменение скорости происходит в соответствии с выражением:

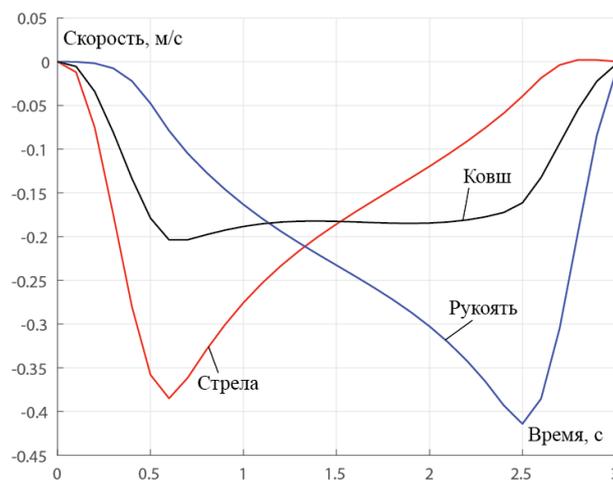
$$\dot{x}(t) = \begin{cases} \frac{6 \cdot x_p \cdot (t - t_0)^2}{t_p^3} - \frac{4 \cdot x_p \cdot (t - t_0)^3}{t_p^4}, & \text{при } t > t_0 \text{ и } t \leq t_0 + t_p; \\ v_0, & \text{при } t > t_0 + t_p \text{ и } t \leq t_0 + T - t_p; \\ \frac{6 \cdot x_p \cdot (T + t_0 - t)^2}{t_p^3} - \frac{4 \cdot x_p \cdot (T + t_0 - t)^3}{t_p^4}, & \text{при } t > t_0 + T - t_p \text{ и } t \leq t_0 + T; \end{cases} \quad (19)$$

На рисунке 4 приведены траектории движения режущей кромки и несколько характерных положений звеньев экскаватора при копании рукоятью и ковшом построенные исходя из приведенных зависимостей.



**Рисунок 4.** Траектория движения режущей кромки при копании рукоятью (а) и ковшом (б)

Анализ кинематики позволяет получить требуемые перемещения штоков гидроцилиндров стрелы  $y_1(t)$ , рукояти  $y_2(t)$  и ковша  $y_3(t)$  и соответствующие скорости  $v_1 = y_1'(t)$ ,  $v_2 = y_2'(t)$  и  $v_3 = y_3'(t)$ . Данные графики приведены на рисунке 5.



**Рисунок 5.** Рассчитанные скорости движения поршней стрелы, рукояти и ковша

При расчете усилий могут быть использованы подходы Лагранжа-Эйлера и Ньютона-Эйлера. Как отмечено в [3] метод Лагранжа-Эйлера позволяет получить уравнения в аналитической форме, но менее удобно с вычислительной точки зрения. Поэтому при составлении уравнений движения звеньев экскаватора предпочтительней применение метода Ньютона-Эйлера. Кроме того применяется метод кинестатики, основанный на принципе Д'Аламбера согласно которому к внешним силам и моментам, приложенным к звеньям механизма, добавляются расчетные силы инерции. Это позволяет рассматривать подвижную систему в квазистатическом равновесии, то есть, как условно неподвижную. При этом должны быть учтены силы, возникающие при копании, вес стрелы, рукояти, ковша и грунта, силы трения. С учетом этого для каждого  $i$ -го звена, записываются уравнения баланса сил и моментов (рис. 6):

$$m_i a_i = \sum_{j=1}^6 R_{cj} + \sum_{k=1}^3 R_{цк} + \sum_{i=1}^5 m_i g + R_k; \quad (20)$$

$$I_i \dot{\omega}_i + \omega_i \times (I_i \omega_i) = \sum_{j=1}^6 R_{cj} \times r_{Rcj} + \sum_{k=1}^3 R_{цк} \times r_{Rцк} + R_k \times r_k, \quad (21)$$

где  $m_i$  — масса  $i$ -го звена;  $a_i$  — ускорение центра масс  $i$ -го звена в инерциальной системе координат  $O_0 x_0 y_0 z_0$ ;  $R_{cj}$  — реакции связей;  $R_{цк}$  — усилие, развиваемое  $k$ -м гидроцилиндром;  $g$  — ускорение свободного падения;  $R_k$  — усилие копания, учитываемое только в уравнениях для ковша;  $I_i$  — матрица инерции  $i$ -го звена относительно его центра масс в системе координат  $(x_i, y_i, z_i)$ ;  $\omega_i$  — угловая скорость вращения  $i$ -й системы координат;  $r_{Rcj}$  — радиус-вектор из точки соединения звена к центру его масс;  $r_{Rцк}$  — радиус-вектор из точки соединения гидроцилиндра к центру масс звена;  $r_k$  — радиус-вектор из вершины зуба ковша  $O_3$  к центру масс звена. Все величины в уравнениях (20) и (21) являются векторными.

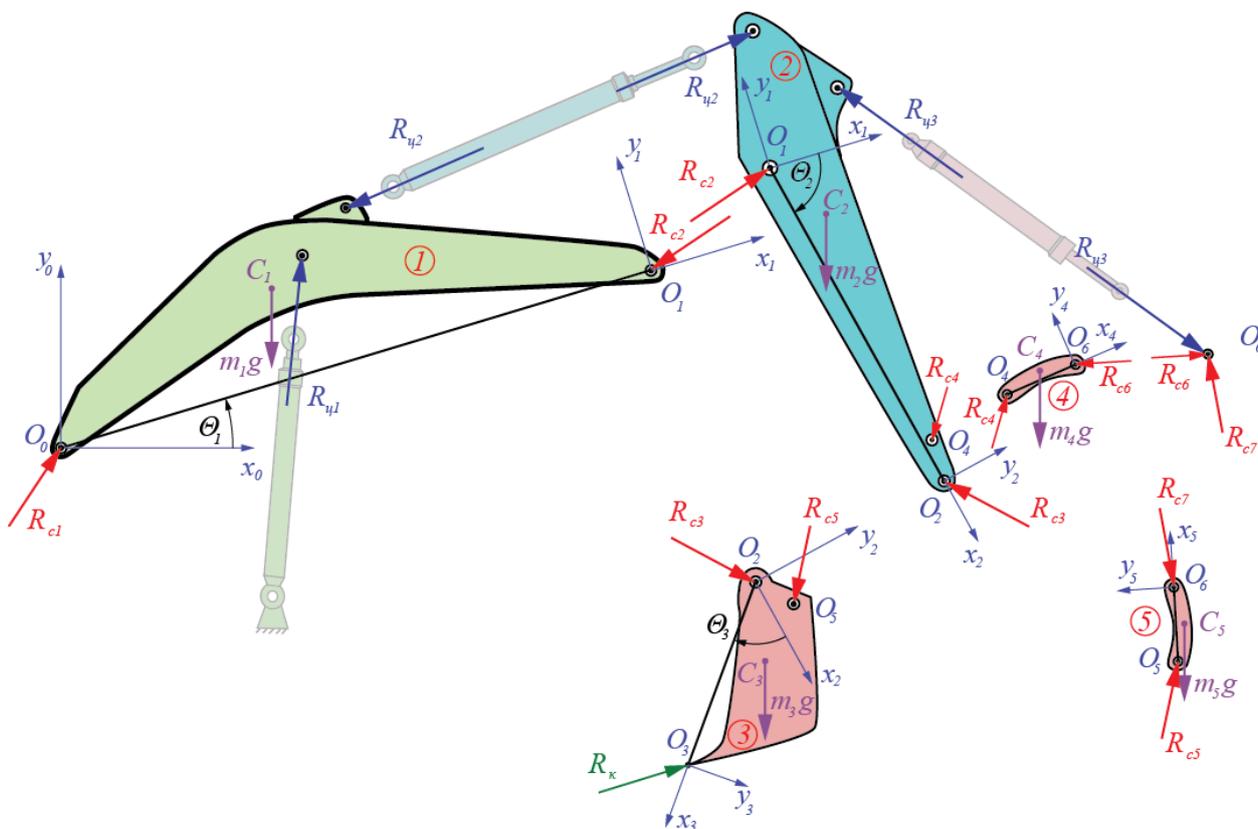


Рисунок 6. Динамическая модель силовой части экскаватора

Расчет усилия на рабочий орган при копании может быть проведен на основании методики А.Н. Зеленина [1], в соответствии с которой касательная составляющая усилия сопротивления груза на направление движения рабочего органа определяется как:

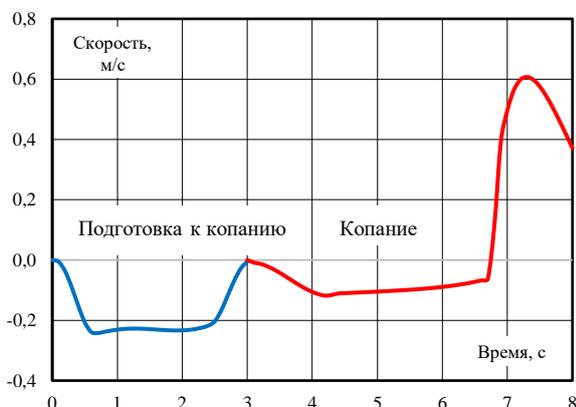
$$R_{\tau} = C_y \cdot h^{1,35} \cdot (1 + 2,6 \cdot b) \cdot (1 + 0,0075 \cdot \delta) \cdot Z, \quad (22)$$

где  $C_y$  — число ударов динамического плотномера;  $h$  — глубина резания, см;  $b$  — длина горизонтальной режущей кромки ковша, м;  $\delta$  — угол резания, град;  $Z$  — коэффициент, учитывающий влияние зубьев. Нормальная составляющая сопротивления грунта копанию рассчитывается в соответствии с выражением:

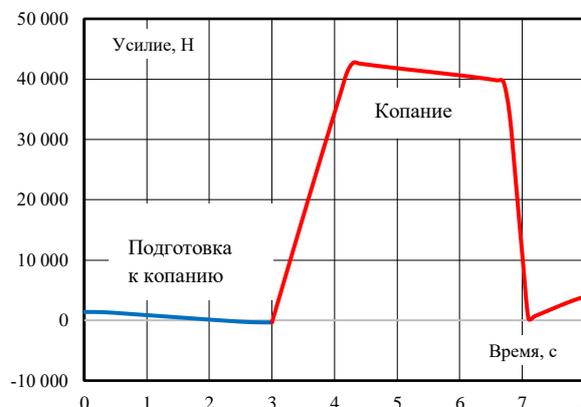
$$R_n = \varphi \cdot R_{\tau}, \quad (23)$$

где значение коэффициента  $\varphi$  выбирается из диапазона 0,1...0,6.

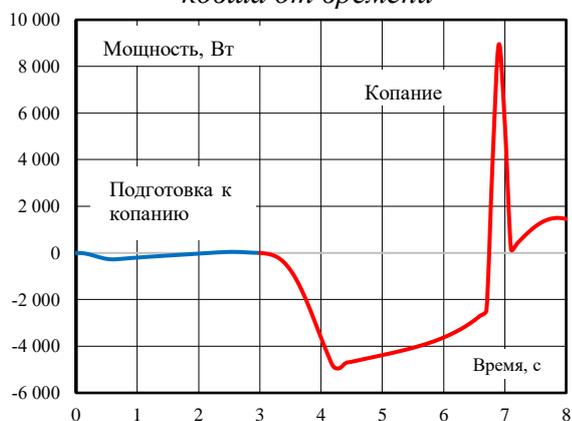
На рисунках 7–9 представлены, в качестве примера, зависимости от времени скорости движения поршня, требуемого усилия и выходной мощности для гидроцилиндра ковша экскаватора Hitachi Zaxis-55U, рассчитанные для этапов подготовки к копанию и копанию. На основании этих данных строится диаграмма нагрузки гидропривода, определяющая взаимосвязь необходимых скорости движения выходного звена гидропривода и требуемого значения развиваемого усилия. На рисунке 10 приведена диаграмма нагрузки для гидропривода ковша.



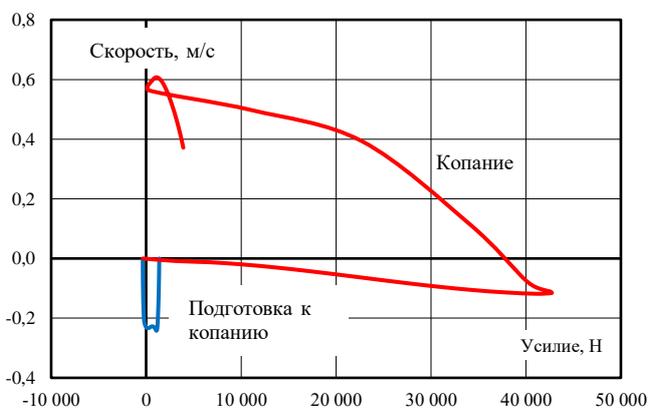
**Рисунок 7.** Зависимость скорости движения поршня гидроцилиндра ковша от времени



**Рисунок 8.** Зависимость усилия на штоке поршня гидроцилиндра ковша от времени



**Рисунок 9.** Зависимость потребной мощности для гидроцилиндра ковша от времени



**Рисунок 10.** Диаграмма нагрузки для гидроцилиндра ковша от времени

Как следует их рисунков имеет место существенная неравномерность как необходимых скоростей движений рабочего органа, так и усилий на нем. При этом, для полноценной работы в течении большей части цикла, требуемые скорости и усилия значительно ниже максимальных. Это приводит к низкой эффективности традиционных гидроприводов дроссельного и машинно-дроссельного управления и заставляет использовать структуры, обеспечивающие адаптивное изменение давления за насосом в зависимости от нагрузки на выходном звене. Кроме того, имеются участки работы с сопутствующей нагрузкой. В этом случае будет иметь место повышенное тепловыделение, связанное как с энергопотреблением насоса, так и с работой внешних сил. В этих условиях может оказаться эффективным использование принципов рекуперации энергии [4].

## ЛИТЕРАТУРА

1. Чижик Е.И. Машины для землеройных работ. — Могилев: БРУ, 2005. — 250 с.
2. Зуев Ю.Ю. Гидромеханический следящий привод с дроссельным управлением. Часть первая. Математические модели и статические характеристики привода. — М.: Изд-во МЭИ, 2015. — 164 с.
3. Борисов О.И., Громов В.С., Пыркин А.А. Методы управления робототехническими приложениями. СПб.: Университет ИТМО, 2016. — 108 с.
4. Research on trajectory planning and autodig of hydraulic excavator [Electronic resource] / Bin Zhang, Shuang Wang, Yuting Liu, Huayong Yang // Mathematical Problems in Engineering. — 2017. — Vol. 2017, Article ID 7139858, 2017. — Режим доступа: <https://doi.org/10.1155/2017/7139858>. — Загл. с экрана.
5. Marani, P., Ansaloni, G., Paoluzzi, R. Load Sensing with active regeneration system [Electronic resource] // Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power. — 2008. — Toyama (Japan). — September 15–18, 2008. pp. 617–622. — Режим доступа: [https://www.researchgate.net/publication/242573987\\_Load\\_sensing\\_with\\_active\\_regeneration\\_system](https://www.researchgate.net/publication/242573987_Load_sensing_with_active_regeneration_system). — Загл. с экрана.

**Мылкин Дмитрий Васильевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Байков Виктор Назипович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Орахелашвили Баграт Мерабович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## **Проектирование и создание математической модели осевой гидротурбины мощностью 40 кВт**

В настоящее время существует устойчивый интерес к развитию технологий выработки энергии с минимальным воздействием на окружающую среду. Одним из возможных способов реализации данного направления является использование малых ГЭС [1]. Данное направление актуально ввиду того, что для строительства малых ГЭС не требуется создание больших плотин, дамб, каналов и трубопроводов. Не изменяется климат окрестного района, не нарушается нерест рыб, не изменяются устья рек. Кроме того, такая электростанция сможет быстрее вестись в эксплуатацию, чем крупная плотинная ГЭС, а для её установки также потребуются гораздо меньше людей и ресурсов.

В настоящее время в России работает около нескольких десятков малых гидроэлектростанций, обладающих общей мощностью порядка 250 МВт. Многие из них были введены в эксплуатацию более 50 лет назад и теперь им необходима реконструкция [2]. Несмотря на перспективность данного направления с точки зрения экологии в 1970-х годах большое количество малых ГЭС было выведено из эксплуатации и демонтировано по причине создания единой энергетической системы. Тем не менее в результате удорожания углеводородного сырья и в условиях энергетического кризиса, наступившего в целом ряде стран, а также в связи с экологическими проблемами, необходимость развития малой гидроэнергетики приобретает особую актуальность.

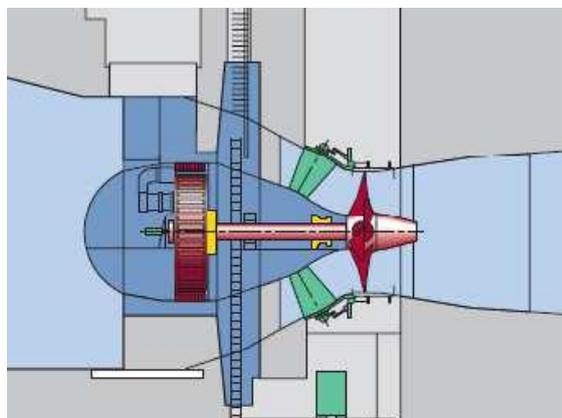
Применительно к России использование малых ГЭС может оказаться целесообразным из-за высокой стоимости подключения отдалённых регионов к централизованной электросети [2]. Расселение удалённых населённых пунктов невозможно в силу необходимости сохранения существующего жизненного уклада. Вместе с тем необходимо обеспечение определённого комфортного уровня жизни населения. Анализ географического положения данных регионов показывает, что многие населённые пункты находятся рядом с рекой.

Решение задачи автономного электроснабжения удалённых объектов с использованием бесплотинных ГЭС требует комплексного подхода, который должен включать в себя исследование особенностей месторасположения объекта и его береговой структуры, гидрологические параметры реки, сезонные изменения водных параметров и другие особенности [2].

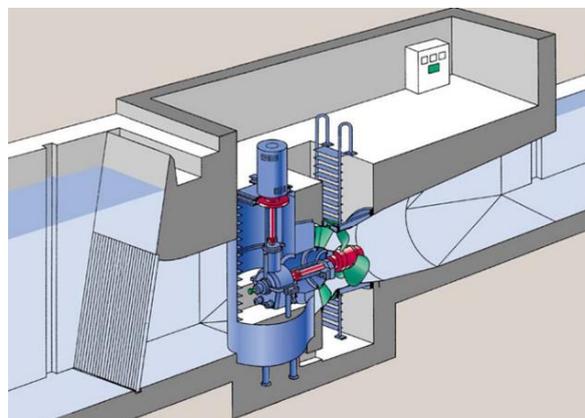
Предлагаемое решение предполагает использование горизонтального гидроагрегата. Основным преимуществом данного варианта является существенное снижение объёма строительных работ по сравнению с вертикальным расположением гидроагрегата. Такие установки не имеют спиральной камеры. Поэтому поток воды проходит через них более спокойно, и рыба травмируется меньше. Однако, возникает проблема размещения электрогенератора.

Наиболее распространены среди горизонтальных гидроагрегатов капсульные. В таких установках генератор помещён в специальную герметичную капсулу, которая помещается в поток перед рабочим колесом (рис. 1). Однако использование капсулы приводит к увеличению габаритов проточного тракта, а также к сложностям с обслуживанием генератора.

Другой вариант горизонтальной турбины предполагает установку электрогенератора за пределами проточного тракта (рис. 2) в специальном помещении. Это позволяет облегчить обслуживание генератора, но при этом требуется специальный механизм для передачи мощности с турбины на генератор. Соответствие частот вращения обычно обеспечивается за счет мультипликатора. В этом случае возможно применение серийно-выпускаемых электрогенераторов.



**Рисунок 1.** Малая ГЭС с капсульным гидроагрегатом



**Рисунок 2.** Малая ГЭС с вынесенным электрогенератором

На разрабатываемой осевой гидротурбине предполагается применять пропеллерное рабочее колесо, которое обладает довольно высоким КПД и простой конструкцией. Направляющий аппарат кроме создания закрутки потока перед рабочим колесом выполняет роль опоры ротора турбины. Его жёсткозакреплённые лопатки имеют цилиндрическую форму и могут изготавливаться из стальных бесшовных труб.

Для преобразования механической энергии вращающегося вала турбины в электрическую мощность был подобран синхронный генератор производства «ELDIN» с основными техническими характеристиками, приведенными в таблице 1. Данный генератор будет располагаться горизонтально, т. к. его вертикальная установка предполагает наличие подпятника, что усложняет и удорожает производство данной малой ГЭС.

**Таблица 1**

**Основные технические характеристики гидрогенератора**

Название генератора	Мощность, кВт	Напряжение, В	Частота вращения, об/мин	КПД, %	Масса, кг
SJ 200M4	40	400	1500	88,7	310

Передача вращения вала гидротурбины на вал электрогенератора может быть реализована различными способами. Для выбора конкурсного варианта были проанализированы варианты использования жесткой глухой, гидравлической и магнитной муфты, в сочетании с зубчато-ременной, конической прямозубой и гидрообъемной передачей. В качестве критериев выбора использовались массогабаритные показатели, стоимость установки и обслуживания, а также КПД.

В таблице 2 приведены основные параметры муфт, а в таблице 3 — основные параметры мультипликаторов, на основе которых произведём сравнение и дальнейший выбор.

Таблица 2

**Основные параметры муфт для сравнения**

№	Наименование муфты	Масса $m$ , кг	Габариты $G$ , м · м	Стоимость $S$ , тыс. руб.	КПД, $\eta$
1	Жёсткая глухая муфта	7,1	0,049	100	0,98
2	Гидравлическая муфта	228	0,378	1000	0,97
3	Магнитная муфта	20	0,094	300	0,95

Таблица 3

**Основные параметры мультипликаторов для сравнения**

№	Наименование мультипликатора	Масса $m$ , кг	Габариты $G$ , м · м	Стоимость $S$ , тыс. руб.	КПД, $\eta$
1	Зубчато-ременная передача	350	0,3	300	0,95
2	Коническая прямозубая передача	150	0,2	500	0,97
3	Гидрообъёмная передача	120	0,1	700	0,82

Из выбранных показателей были сформированы безразмерные, нормированные в интервале от 0 до 1 параметры таким образом, что меньшие их значения соответствуют лучшему варианту системы. Кроме того, были использованы весовые коэффициенты показателей, учитывающих их важность для разработчика. Так были приняты следующие значения весовых коэффициентов: для массы — 0,15, для габаритных размеров — 0,2, для стоимости установки и обслуживания — 0,35, для КПД — 0,3. Результаты расчета показали, что наилучшим вариантом является использование жёсткой глухой муфты и конической прямозубой передачи.

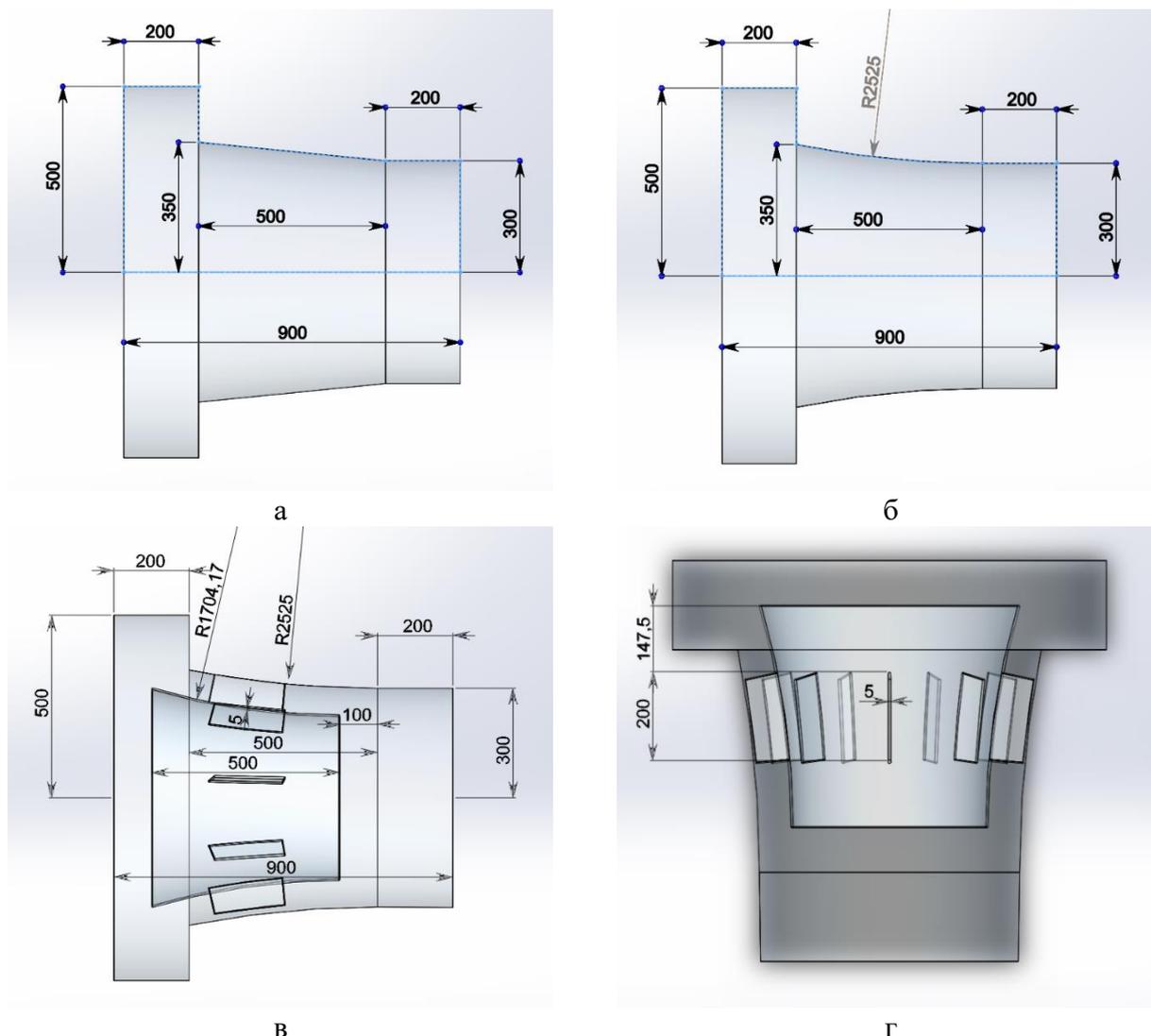
Для минимизации потерь напора на входе в гидротурбину и улучшения за счёт этого энергетических показателей малой ГЭС были рассмотрены различные формы подводов: стандартный конус конфузора на входе (угол конусности  $11,5^\circ$ ); торовую поверхность с дугой, касательной к цилиндрической части трубы; а также подвод, вдохновлённый природоподобными технологиями, а именно — пастью акулы *Cetorhinus maximus* (рис. 3) [4]. Акулы данного вида в момент охоты на планктон широко раскрывают пасть, а её массивные жабры при этом выступают в роли местных ускорителей потока. Этот эффект основан на образовании вихревого диполя вокруг тела акулы, способствующему более манёвренному перемещению в водной среде и увеличивающему эффективность охоты. В конструкции проточной части гидромашин данный принцип приводит к интенсификации потока на входе в водовод, что улучшает энергетические характеристики и расширяет зону эффективной работы.



Рисунок 3. Строение пасти гигантской акулы

Последний случай представляет наибольший интерес, поскольку, хоть и подвод с двойным торовым входом и радиальными лопатками между ними, будет достаточно сложен в изготовлении, однако, исследования в данной сфере дают хорошие основания полагать о сохранении большей части энергии, подводимой к гидротурбине, что повысит её эффективность.

На рисунке 4 представлены варианты подвода с указанными необходимыми размерами. Течение воды — слева направо.

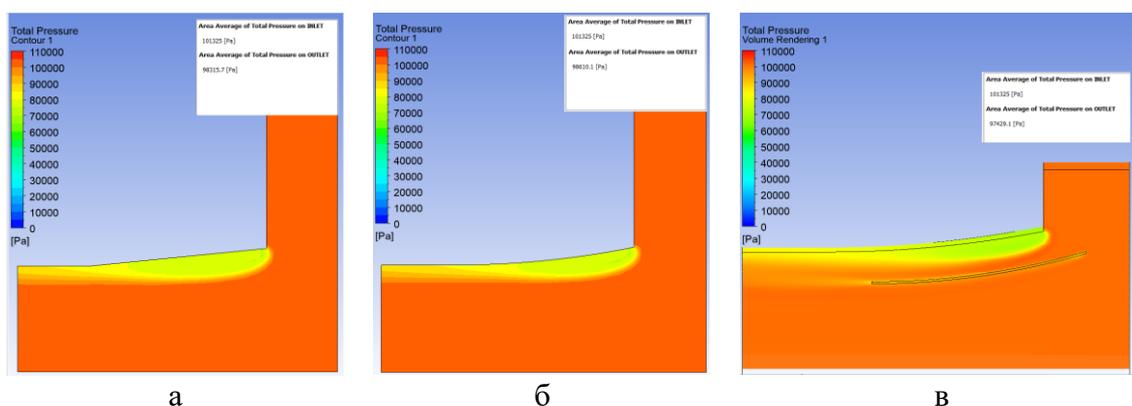


**Рисунок 4.** Варианты подводов: (а) конусная боковая поверхность; (б) торовая боковая поверхность; (в) главный вид подвода в форме пасти акулы; (г) вид сверху подвода в форме пасти акулы

В таблице 4 представлены результаты моделирования течения в среде моделирования Ansys [5] для различных типов подвода при трех вариантах расхода воды через гидротурбину и одинаковом давлении на входе (1 атм), а на рисунке 5 соответствующие графики.

**Таблица 4**  
**Результаты моделирования течения для 3 типов подвода ( $D_{\text{вх}} = 700$  мм)**

$p_{\text{вх}} = 1 \text{ атм} = 101325 \text{ Па}$ $D_{\text{вх}} = 700 \text{ мм}$ $D_{\text{вых}} = 600 \text{ мм}$ Длина конфузора 500 мм			
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	Вид подвода		
	Конус ( $11,5^\circ$ )	Тор ( $R = 2525 \text{ мм}$ )	Пасть акулы
	$p_{\text{вых}}, \text{ Па}$	$p_{\text{вых}}, \text{ Па}$	$p_{\text{вых}}, \text{ Па}$
1,5	98315,7	98610,1	97429,1
2,0	95983,4	96507,7	94418,2
2,5	92991,1	93806,5	90635,6



**Рисунок 5.** Распределения полных давлений воды вдоль потока при прохождении 3 вариантов подвода ( $Q = 1,5 \text{ м}^3/\text{с}$ ): (а) конусная боковая поверхность; (б) торовая боковая поверхность; (в) подвод в форме пасти акулы

Анализ полученных данных показал, что входной диаметр мал и приводит к излишним потерям давления при прохождении воды через подвод. Кроме того, потери давления в пристеночном слое оказались велики, что связано с резким изменением направления скорости при входе воды в подвод.

В связи с этим входной диаметр был увеличен на 100 мм и был добавлен дополнительный вариант проточной части – конус с углом раскрытия  $10^\circ$  и скруглением R61, касательным к плоскости, перпендикулярной оси турбины. Это позволило создать более благоприятное течение на входе в подвод и минимизировать потери давления, связанные с пристеночным слоем. Результаты моделирования приведены в таблице 5. Как следует из таблицы коррекция подвода позволила уменьшить потери давления при прохождении воды через подвод. Кроме того, подвод в форме пасти акулы хоть и имеет самое низкое значение давления на выходе среди сравниваемых вариантов, но наличие рёбер жёсткости, соединяющих две торовые поверхности, позволяет их использовать в качестве лопаток направляющего аппарата. При этом сами абсолютные значения давлений на выходе из подвода, сопоставимы между вариантами.

**Таблица 5**

**Результаты моделирования течения для 4 типов подвода ( $D_{\text{вх}} = 800 \text{ мм}$ )**

$p_{\text{вх}} = 1 \text{ атм} = 101325 \text{ Па}$ $D_{\text{вх}} = 800 \text{ мм}$ $D_{\text{вых}} = 600 \text{ мм}$ Длина конфузора 500 мм				
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	Вид подвода			
	Конус ( $22,5^\circ$ )	Тор ( $R = 1300 \text{ мм}$ )	Пасть акулы	Конус ( $10^\circ$ ) + скругление R61
	$p_{\text{вых}}, \text{ Па}$	$p_{\text{вых}}, \text{ Па}$	$p_{\text{вых}}, \text{ Па}$	$p_{\text{вых}}, \text{ Па}$
1,5	100412	100588	100263	100880
2,0	99730,1	100026	99348,4	100549
2,5	98851,3	99304,8	98202,1	100132

Для обеспечения необходимой "закрутки" потока перед рабочим колесом в рассматриваемой гидротурбине использован направляющий аппарат, лопатки которого жёстко закреплены и выполняют роль опоры подшипникового узла. Возможным вариантом решения данной задачи является использование цилиндрического направляющего аппарата, лопатки которого имеют цилиндрическую форму с постоянным радиусом кривизны и неизменной толщиной (рис. 6а).

Ещё одним вариантом подводящей трубы является конструкция, совмещающая в себе форму пасти акулы, где вместо осевых лопаток будет встроенный направляющий аппарат, создающий закрутку потока перед рабочим колесом гидротурбины (рис. 6б).



а) б)  
**Рисунок 6.** Варианты направляющего аппарата гидротурбины:  
 (а) цилиндрический направляющий аппарат; (б) направляющий аппарат с совмещённым подводом в форме пасти акулы

Для сравнения вариантов направляющего аппарата было проведено моделирование течений для двух вариантов конструкций в математическом пакете Ansys CFX. Результаты моделирования приведены в таблице 6.

**Таблица 6**

**Результаты моделирования для двух вариантов исполнения направляющего аппарата**

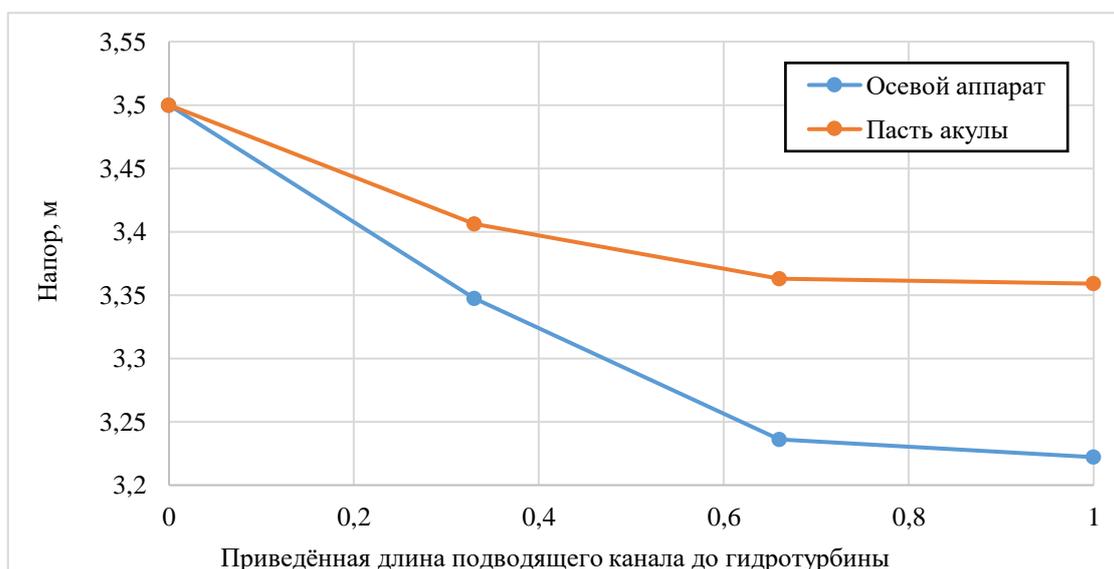
	Осевой направляющий аппарат	Направляющий аппарат «Пасть акулы»
$Q$ , м <sup>3</sup> /с	1,7	1,7
$H$ , м	5,07	3,93
$N_{расч}$ , Вт	71627	54090
$N_T$ , Вт	84552	65541
$\eta$ , %	84,7	82,5
$Q'_T$ , м <sup>3</sup> /с	2,10	2,48
$n'_T$ , об/мин	133,2	151,3
$n_s$ , об/мин	651	778
$\mu$	0,603	0,685

Как видно из таблицы 6, режимы работы гидротурбин с различными вариантами направляющего аппарата существенно отличаются друг от друга несмотря на то, что условия входа были заданы одинаковыми. Агрегат с интегрированным направляющим аппаратом имеет более высокие показатели по приведенным расходу и частоте вращения.

Полученные результаты по коэффициенту расхода свидетельствуют о повышении пропускной способности гидротурбины при использовании направляющего аппарата, совмещённого с подводом в форме пасти акулы.

Возможно, это позволит сократить габаритные размеры рабочего колеса для выработки той же мощности при том же напоре, который срабатывается на гидротурбине с традиционным осевым направляющим аппаратом.

Ещё одним важным критерием сравнения двух вариантов является величина потерь давления в подводящем канале до гидротурбины. На рисунке 7 представлены приведённые по длине участка до гидротурбины значения напора.



**Рисунок 7.** Зависимость напора от приведённой длины подводного канала для двух вариантов исполнения гидротурбины

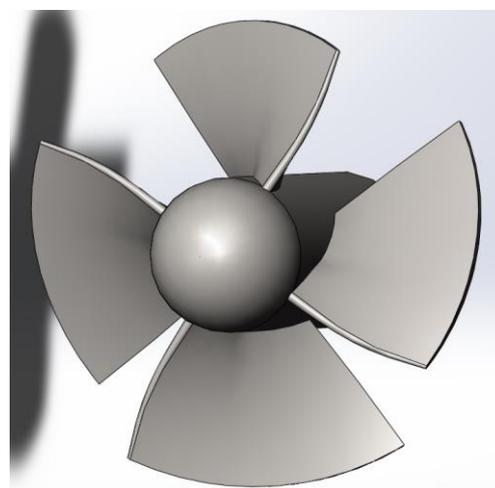
Результаты расчета дают основания полагать снижение потерь располагаемого турбиной напора при использовании направляющего аппарата, совмещённого с подводом в форме пасти акулы. Это может достигаться как за счёт уменьшенного осевого габарита такого исполнения направляющего аппарата, так и за счёт более рациональных параметров потока (углы и значения скорости), достигнутых при помощи разделения потока на два и более сложных поверхностей обтекания.

Последнее можно решить, прибегнув к современным технологиям, например, 3D-печати, при помощи которой можно или напрямую из пластика или даже порошкового металла создать подвод нужной геометрии, или же создать форму для литья. Пример печати такой формы подвода на кафедре ГГМ НИУ МЭИ представлен на рисунке 8.

При разработке геометрии лопастной системы рабочего колеса был использован метод распределенных вихрей Лесохина-Симонова [3], позволяющий решить обратную гидродинамическую задачу по проектированию лопастной системы. В результате была получена 3D модель рабочего колеса гидротурбины, представленная на рисунке 9.



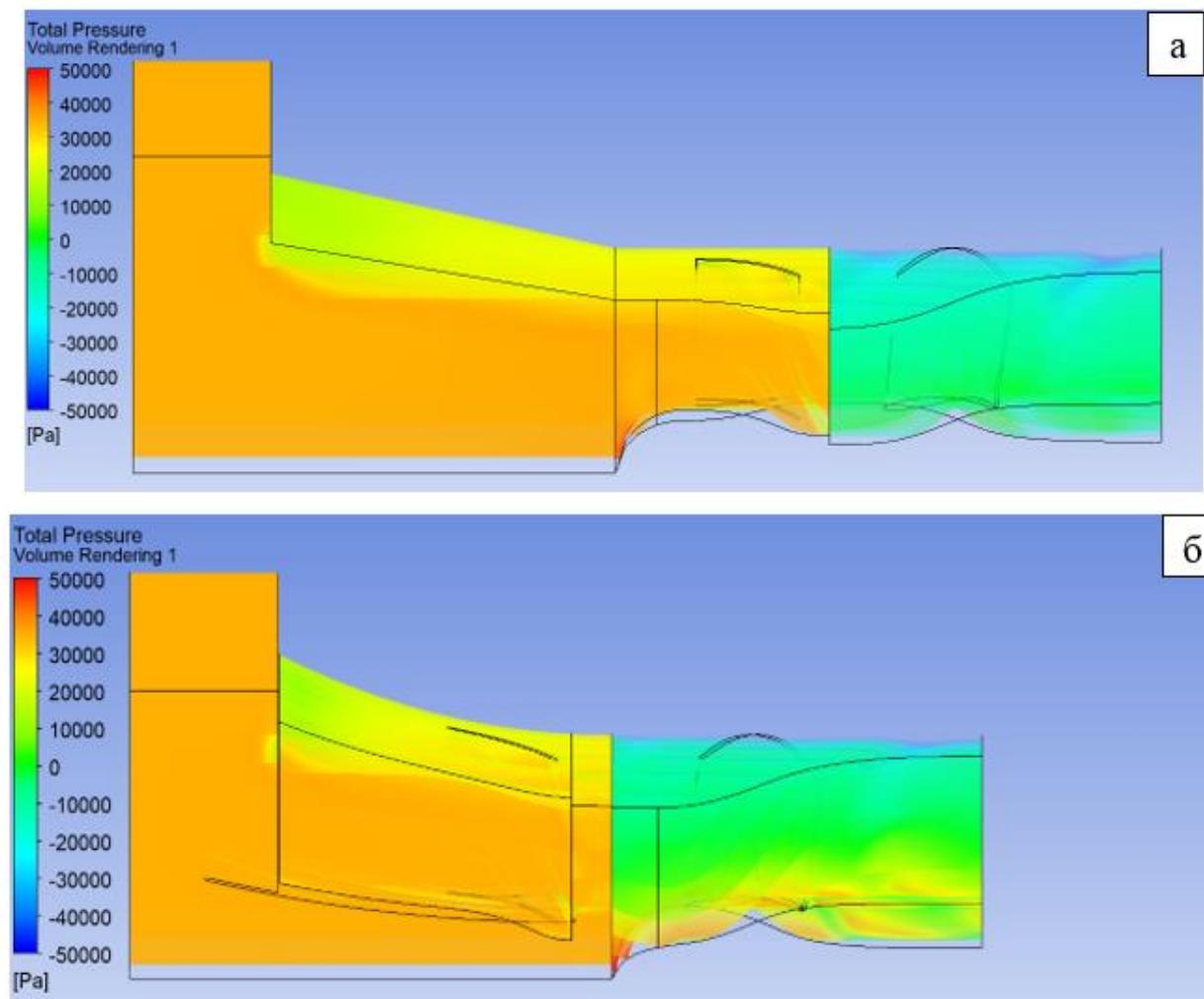
**Рисунок 8.** Пример подвода в форме пасти акулы, изготовленного методом 3D печати



**Рисунок 9.** 3D модель рабочего колеса гидротурбины

Следующим этапом аналитического исследования гидроагрегата являлось построение эксплуатационной характеристики, а также зависимостей КПД и теоретического напора от расхода через гидроагрегат для случаев использования осевого направляющего аппарата и

направляющего аппарата, совмещённого с подводом в форме пасти акулы. В качестве примеров результатов гидродинамических расчётов, проведенных в пакете Ansys CFX, на рисунке 10 представлены графики распределения полного давления вдоль оси гидротурбины. На данном рисунке видно, что снижение давления в области рабочего колеса гидротурбины менее существенно в варианте с направляющим аппаратом в форме пасти акулы. Кроме того, стоит отметить уменьшение осевого габарита при использовании направляющего аппарата в форме пасти акулы приблизительно на 20 %.

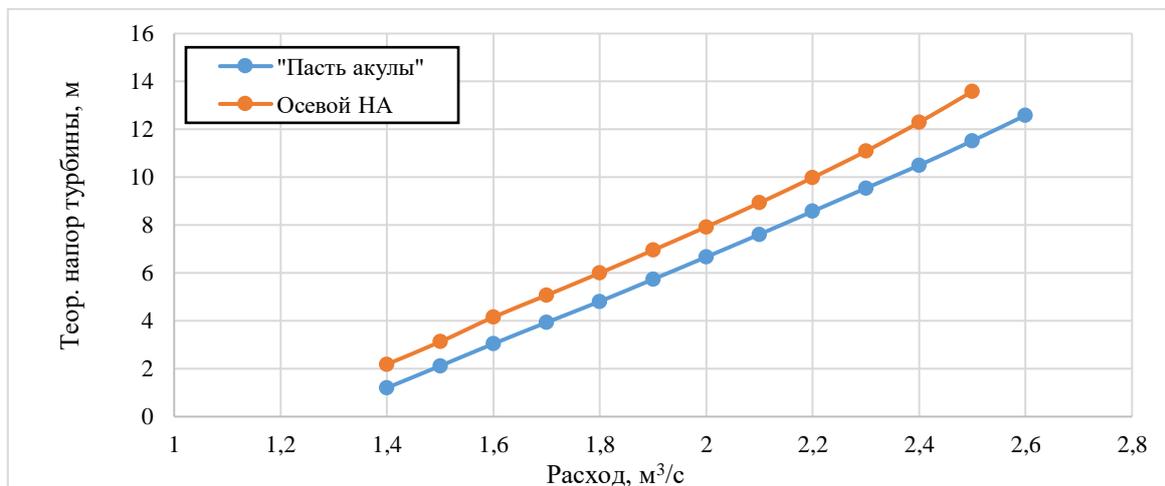


**Рисунок 10.** Распределение полного давления вдоль оси гидротурбины:  
(а) для осевого направляющего аппарата; (б) — для совмещённого направляющего аппарата и подвода в форме пасти акулы

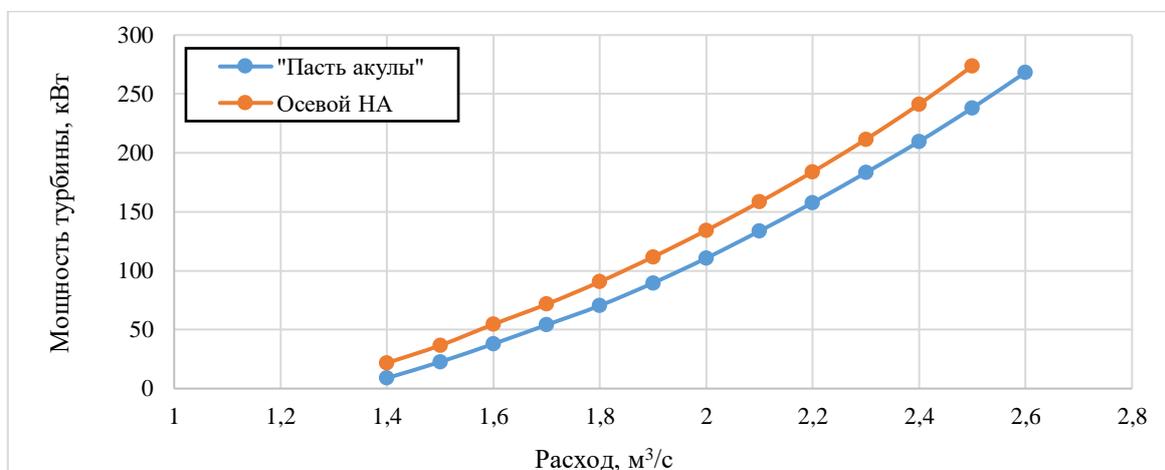
На рисунках 11–13 приведены расчетные зависимости зависимостей  $N = f(Q)$ ,  $H_T = f(Q)$ ,  $\eta = f(Q)$  для двух вариантов исполнения гидроагрегата. Анализ полученных данных показывает, что использование гидроагрегата с направляющим аппаратом в форме пасти акулы предпочтительно, поскольку позволяет:

- при одинаковом значении расхода снизить теоретический напор гидротурбины, который необходимо сработать на ней для снятия электрической мощности на гидрогенераторе;
- уменьшить приблизительно на 20 % осевые габариты силовой части гидроагрегата за счёт обобщённой конструкции подвода и направляющего аппарата;

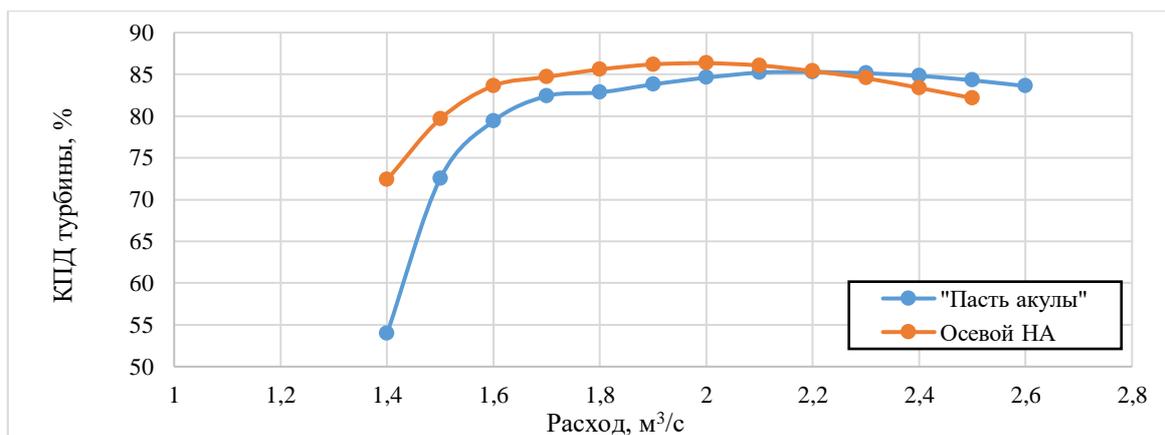
- снизить потери напора от входа в подвод до рабочего колеса гидротурбины за счёт более сложной обтекаемой конструкции водовода и сокращения общих габаритов данного узла;
- расширить зону оптимальных КПД турбины, при этом незначительно снизив его максимальное значение.



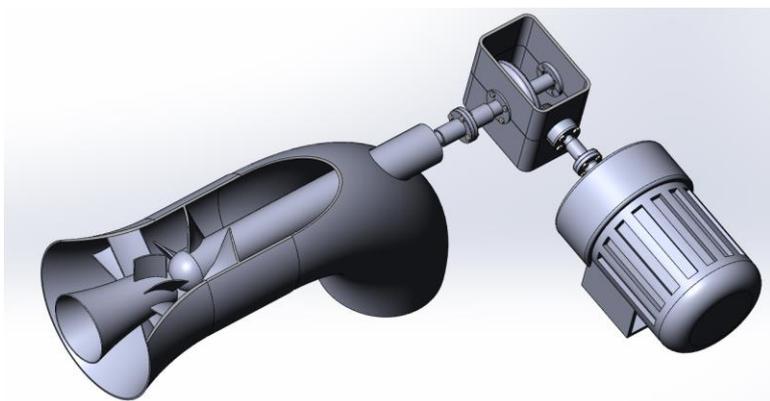
**Рисунок 11.** Зависимость теоретического напора от расхода для двух вариантов исполнения гидроагрегата



**Рисунок 12.** Зависимость мощности турбины от расхода для двух вариантов исполнения гидроагрегата



**Рисунок 13.** Зависимость КПД турбины от расхода для двух вариантов исполнения гидроагрегата



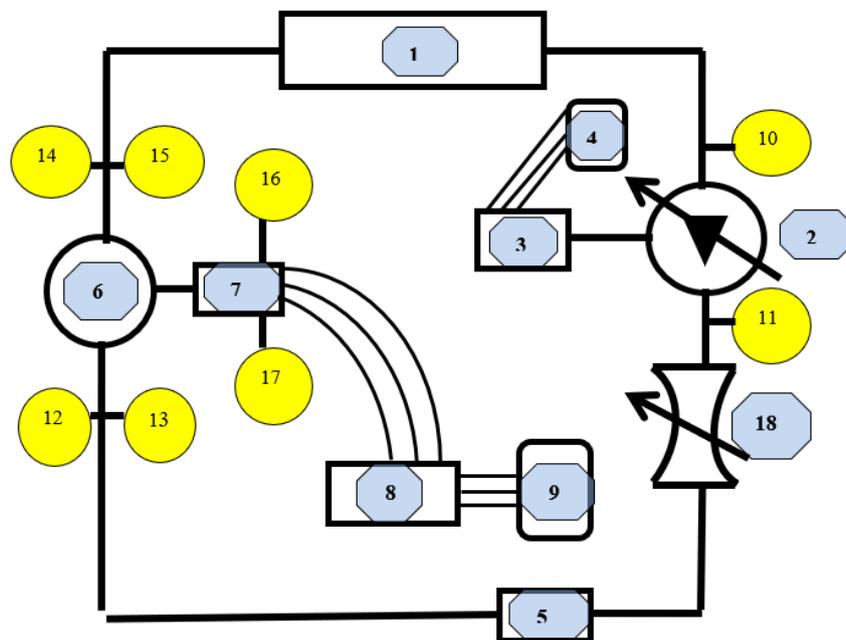
**Рисунок 14.** 3D модель гидроагрегата



**Рисунок 15.**  
Гидроагрегат в сборе

Итоговая 3D модель гидроагрегата приведена на рисунке 14. Опытная модель гидроагрегата, изготовленная с применением современных аддитивных технологий, приведена на рисунке 15.

Для проведения испытаний гидроагрегата был использован модернизированный энергокавитационный стенд микрогидротурбин кафедры ГГМ НИУ «МЭИ». Принципиальная схема стенда приведена на рисунке 16.



1 — кавитационный бак; 2 — циркуляционный насос; 3 — приводной двигатель; 4 — тиристорный преобразователь частоты; 5 — расходомер; 6 — модельный турбинный блок; 7 — генератор; 8 — регулируемые ТЭН нагрузки; 9 — шкаф управления; 10 — мановакуумметр; 11 — манометр; 12 — манометр; 13 — датчик давления; 14 — мановакуумметр; 15 — датчик давления; 16 — измеритель частоты вращения; 17 — измеритель мощности; 18 — регулировочная задвижка

**Рисунок 16.** Схема стенда микро гидротурбин

На рисунках 17–19 представлены результаты испытаний гидроагрегата. Они подтвердили прогнозное значение КПД турбины в оптимальном режиме на уровне 92 % (рис. 17). Развиваемая турбиной мощность также соответствует заданным требованиям (рис. 18). Получение зависимости теоретического напора от расхода в виде прямой линии показывает, что условия проведения и обработки результатов эксперимента соответствуют нормам (рис. 19).

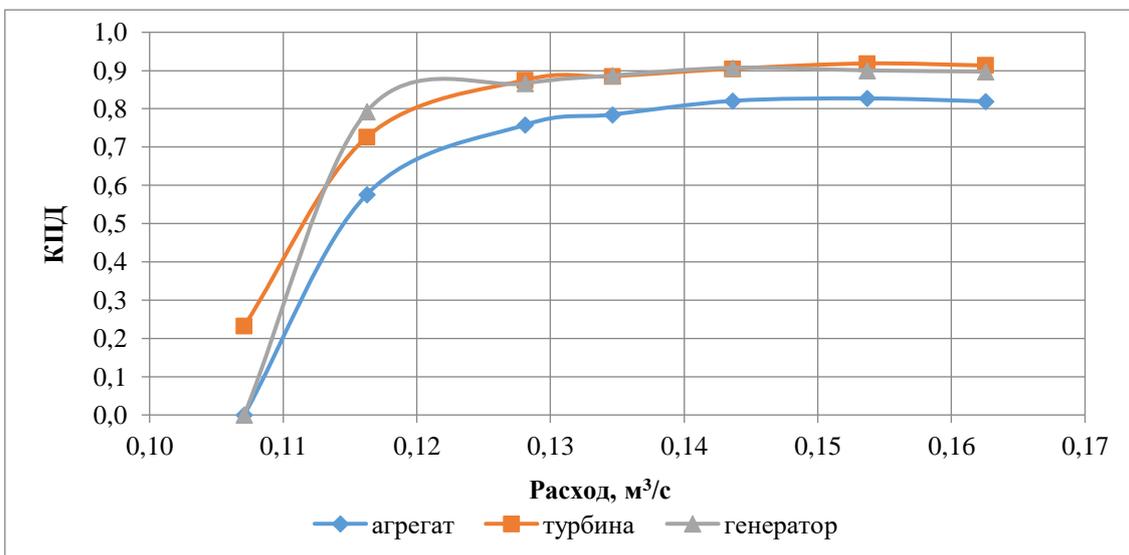


Рисунок 17. Зависимость КПД от расхода через турбину

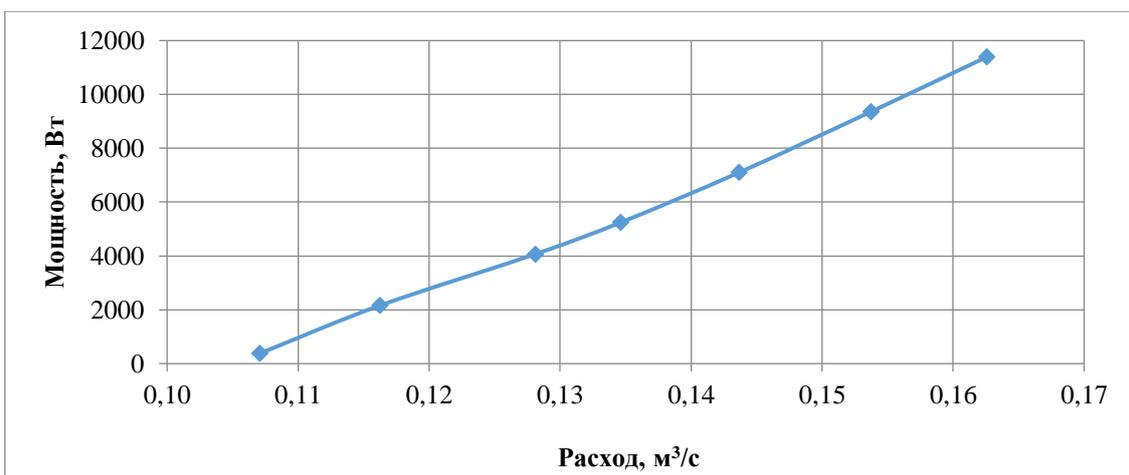


Рисунок 18. Зависимость мощности от расхода через турбину

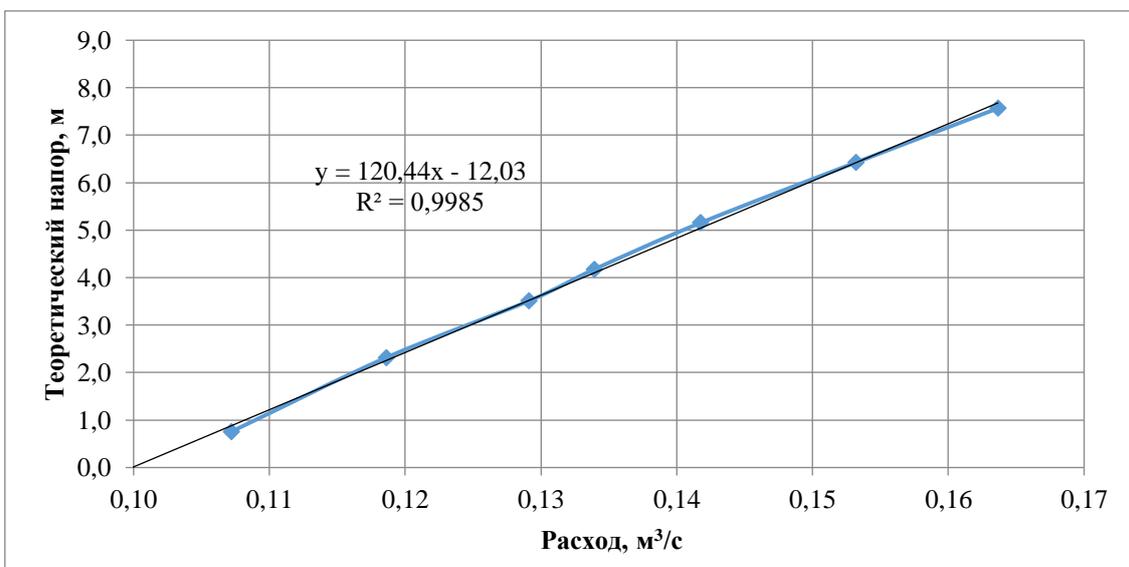


Рисунок 19. Зависимость теоретического напора от расхода через турбину

## ЛИТЕРАТУРА

1. Февралев А.В. Проектирование гидроэлектростанций на малых реках: Учебное пособие / А.В. Февралев. — 2-е изд., перераб. и доп. — Н. Новгород: ННГАСУ. — 2014. — 181 с.
2. Белов О.А. Перспективы автономного электроснабжения удаленных объектов с использованием бесплотинных ГЭС // Наука, образование, инновации: пути развития. Материалы Седьмой всероссийской научно-практической конференции. — Петропавловск-Камчатский: Изд-во Камчатского государственного технического университета. — 2016. С. 109–111.
3. Орахелашвили Б.М., Расчет решетки рабочего колеса осевой гидротурбины методом распределенных вихрей: Методические указания — М.: Издательство МЭИ, 2017. — 16 с.
4. Ермаков И.Н., Орахелашвили Б.М., Мылкин Д.В. Инновационный подход к проектированию микроГЭС // Гидроэлектростанции в XXI веке. Сборник материалов VIII Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых, специалистов, аспирантов, студентов и школьников. Саяногорск, 2021. С. 349–356.
5. Ермаков И.Н., Мылкин Д.В., Орахелашвили Б.М. Проектирование микро ГЭС методом математического моделирования // XXV Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (г. Москва, 8 декабря 2021 г.). Материалы конференции — М.: Мир науки, 2021. С. 84–89.

**Никитин Максим Анатольевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Лямасов Александр Константинович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Почернина Надежда Ивановна**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## **Герметичный насос с интегрированной магнитной муфтой, адаптированный под применение аддитивных технологий**

Изготовление деталей центробежных насосов традиционными методами зачастую является сложным и продолжительным процессом. В настоящее время получение готового изделия или механизма в максимально короткие сроки стало возможным благодаря применению новых технологий, получивших название аддитивных, предполагающих послойный принцип построения детали. Каждый новый слой накладывается на предыдущий. Такой принцип обеспечивает определенный уровень качества поверхности модели. Развитие данной технологии позволяет создавать и печатать трехмерные объекты, используя цифровую модель. Возможна печать не только отдельных деталей, но и целых, готовых изделий.

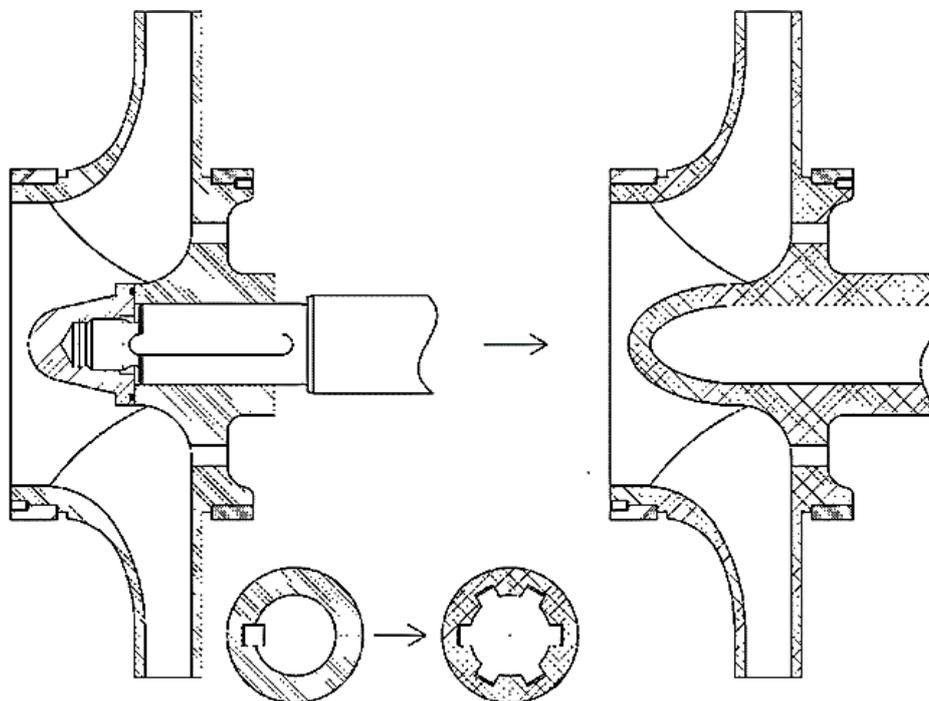
Применение аддитивных технологий для изготовления центробежных насосов с использованием 3D-принтеров позволяет не только обеспечить получение нужной геометрии проточных частей сложной формы, но и ускорить процесс разработки новых деталей, снизить затраты на получение прототипа, уменьшить риски возникновения ошибок при проектировании за счёт изготовления макета.

Еще одним преимуществом применения данного подхода является возможность использования сетчатых структур при изготовлении изделия. Это позволяет уменьшить массу конструкции при сохранении необходимого уровня прочности. Однако это требует адаптации конструкции деталей под применение аддитивных технологий.

Применение аддитивных технологий при проектировании лопастных гидромашин требует решения ряда проблем, устранение которых возможно при применении специальных технических решений и рекомендаций:

- возможность рационального закрепления рабочего колеса и других выращенных деталей на валу с учетом обеспечения передачи крутящего момента;
- учёт влияния размерной неточности и усадки пластика для обеспечения требуемых показателей в сопряжении деталей;
- учёт влияния размерной неточности и усадки пластика для обеспечения требуемого уровня утечки в щелевых уплотнениях;
- формирование соединений для деталей, состоящих из нескольких элементов ввиду ограничений на область печати;
- выбор рациональных способов формирования проточной части рабочего колеса для уменьшения шероховатости, вызванной направлением печати и наличием поддержек.

3D-печать позволяет объединить в одном изделии целые узлы, которые невозможно получить традиционным способом. Таким образом, становится доступным получение деталей сложной геометрии. В качестве примера можно рассмотреть вариант объединения вала и рабочего колеса (рис. 1). Такое решение становится доступным в случае достаточной размерной точности 3D-принтера. Кроме того, данное решение позволяет существенно упростить конструкцию, а также избавляет от необходимости применения различных способов передачи крутящего момента. Также возможно выполнение валов полыми, что позволяет снизить время печати и вес детали без ухудшения прочностных характеристик.



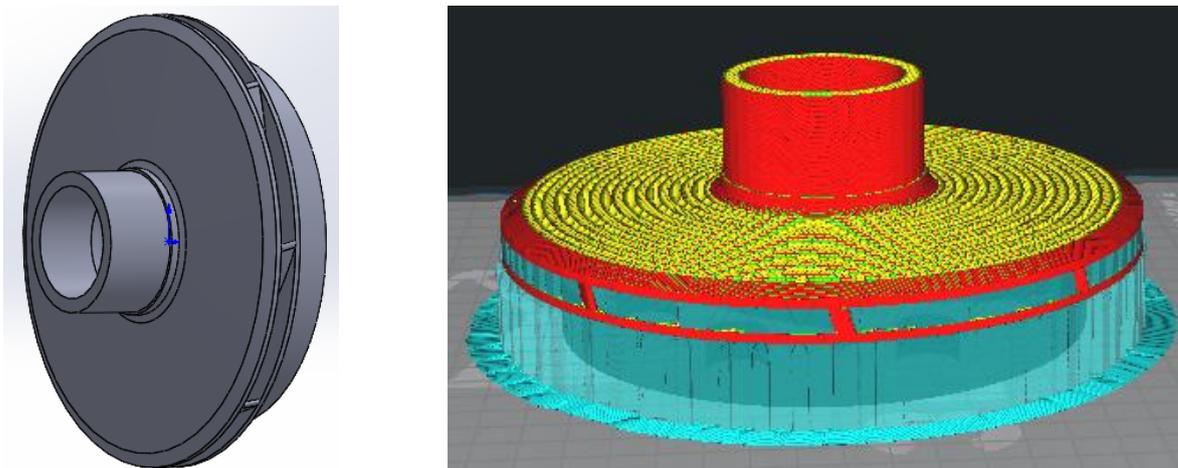
**Рисунок 1.** Объединения вала и рабочего колеса при использовании аддитивных технологий

Изготовление многих деталей лопастных гидромашин требует наличия специальных элементов-поддержек, предотвращающих от провисания в воздухе нагретого материала. Это может вызвать особенное негативное влияние в зоне проточной части рабочего колеса, поскольку поддержки может быть сложно удалить, а их наличие вызовет на поверхности повышенную шероховатость.

На рисунке 2 представлена модель рабочего колеса и его срез при подготовке для печати на 3D-принтере. В данном случае поддержки занимают значительную часть проточной части, при этом их удаление может быть затруднено из-за искривлённых межлопастных каналов.

Для уменьшения негативного эффекта от поддержек в проточной части можно использовать следующие способы:

- выбор рационального положения детали на столе 3D-принтера;
- проектирование рабочего колеса, состоящего из нескольких соединяемых друг с другом деталей;
- использование для печати двухэкструдерных принтеров, что позволит печатать растворимые поддержки, который в дальнейшем легко удаляются.



*Рисунок 2. Модель рабочего колеса лопастного насоса и поддержки, необходимые для 3D-печати*

При разработке конструкции сопряжения помимо выбора материалов деталей и определения размеров необходимо правильно выбрать допуск и посадку для данного сопряжения.

Сопряжённые размеры должны быть выполнены с высокой точностью. Наличие зазора между сопрягаемыми деталями может привести к неработоспособности узла. А слишком сильный натяг вызовет повреждение детали, что также приведёт к неработоспособности узла. Чтобы взаимозаменяемые детали были получены с высокой точностью, необходимо установить допустимые отклонения размеров в зависимости от условий работы.

Одним из наиболее критических узлов при печати можно выделить узел внутреннего уплотнения, поскольку усадка и точность печати, как правило, приводят к повышенным зазорам. Для компенсации этого эффекта возможно применение щелевого уплотнения с контррезьбой. Наличие такого участка в отличие от металлических моделей не приводит к ухудшению технологичности, но за счёт создаваемого потока может уменьшить утечки.

При использовании аддитивных технологий важное значение приобретает организация соединений деталей. При конструировании изделий из пластмасс необходимо по возможности минимизировать количество сборочных операций, число деталей, входящих в состав сборочного узла, а также уменьшить применение некоторых технологических операций, например, сварка и склеивание

Одним из методов соединения пластиковых деталей можно выделить прессовое соединение, обеспечивающее посадку с натягом. При этом, во избежание перенапряжения деталей, важно избегать резких изменений толщины.

Болтовое соединение может использоваться для соединения деталей из пластика, воспринимающих значительные механические нагрузки. Наличие на поверхностях неровностей является причиной неплотного прилегания деталей в узле сборки. Следует учитывать, что устранение этой проблемы путём затягивания болтов недопустимо из-за возможного перенапряжения пластика и, как следствие, разрушения конструкции в области шва. Плотное прилегание соединяемых между собой элементов может быть обеспечено путём проведения дополнительной механической обработки поверхности материала.

Технология 3D-печати основана на последовательном нанесении расплавленных слоёв пластика друг на друга, что, в свою очередь, способствует появлению на поверхностях деталей шероховатости.

Для уменьшения негативного эффекта от шероховатости внешних поверхностей дисков рабочего колеса возможно применение реагентов, приводящих к местному растворению материала. Для сглаживания слоёв в процессе химической постобработки изделий из ABS-пластика наиболее часто применяют ацетоновую баню. В этом случае производят нагрев деталей парами ацетона с последующим плавлением наружных слоёв пластика.

Так же создание нужной шероховатости может быть достигнуто с помощью механической обработки (шлифование или тонкое точение). Для механической постобработки лопастной системы может быть применена гравировальная машинка, позволяющая резать, сверлить, полировать, гравировать, а также шлифовать стыки и удалять излишки пластика.

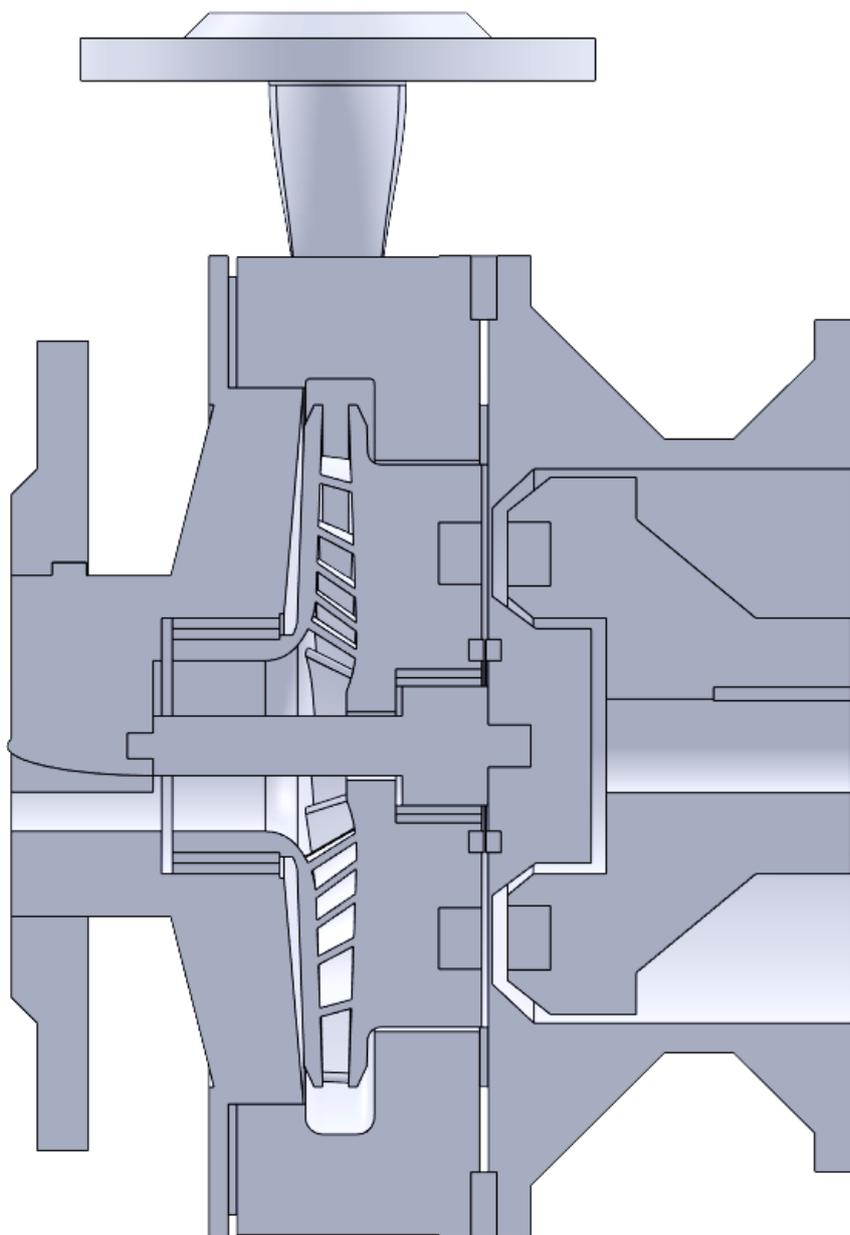
В обоих случаях постобработки на этапе подготовки кода для 3D-принтера следует устанавливать повышенные значения толщины стенки, что приведет к увеличению времени печати.

Конструкция герметичного насоса из пластика существенно отличается от своих аналогов, изготовленных традиционным способом. Особенности 3D-печати заключаются в возможности объединения деталей сложной формы, невозможности соблюдения соосности и выполнения резьбовых канавок. Важным моментом при проектировании насоса является разработка конструкции с использованием минимального количества поддержек. Также при 3D-печати практически невозможно реализовать посадки. Их использование возможно в случае применения дополнительной механической обработки, которой, однако, следует избегать для экономии времени и ресурсов. К тому же при взаимодействии с инструментом может разрушиться деталь или будет нарушена её прочность или герметичность. Для увеличения прочности деталей предусматриваются рёбра жёсткости.

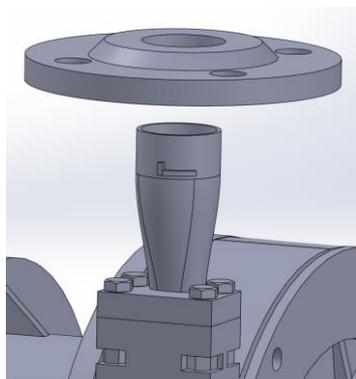
На рисунке 3 приведена модель герметичного насоса с магнитной муфтой, спроектированную для изготовления с использованием аддитивных технологий, и имеющая следующие особенности.

1. Фланцы выполняются отдельно от корпуса (рис. 4), чтобы избежать наличия большого количества поддержек при печати. При этом на патрубках предусмотрены бурты специальной формы для соединения с фланцами (рис. 5), а внутри фланцев выполнены вырезы специальной формы, которые при повороте фланцев по вырезу не позволяют им перемещаться вдоль патрубков (рис. 6).
2. Обтекатель объединён с корпусом насоса, образуя сложную деталь (рис. 7).
3. Ось насоса присоединяется к обтекателю при помощи «выращенного» квадратного сечения на оси и выреза такой же формы в обтекателе (рис. 8).
4. Соединение корпуса с герметичным стаканом выполняется через ось насоса также при помощи «выращенного» сечения (рис. 9).
5. Герметичный стакан, разделяющий полумуфту и колесо с интегрированными магнитами, объединён с фонарём насоса в ещё одну сложную деталь (рис. 10).
6. Выходной патрубок выполняется отдельной деталью и присоединяется к корпусу при помощи болтового соединения (рис. 11).

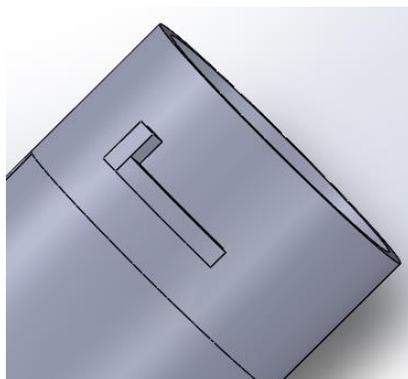
Изготовление некоторых деталей требует наличия специальных элементов- поддержек, предотвращающих от провисания в воздухе нагретого материала. Одним из решений для уменьшения негативного эффекта от поддержек является упрощение элементов и выбор рационального положения на столе 3D-принтера. В качестве примера на рисунке 12 показано предпочтительное положение рабочего колеса на столе 3D-принтера.



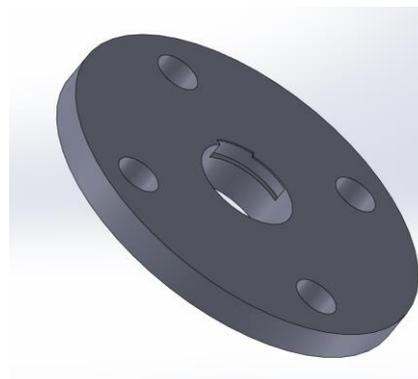
*Рисунок 3. Модель герметичного насоса с интегрированной магнитной муфтой*



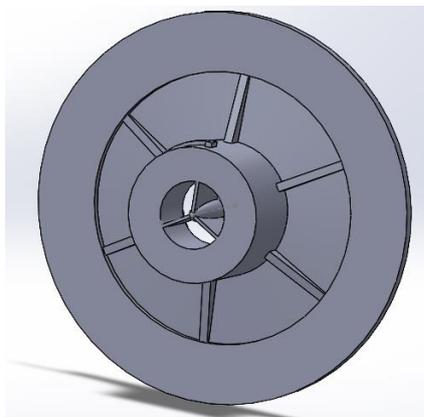
**Рисунок 4.**  
*Накладные фланцы*



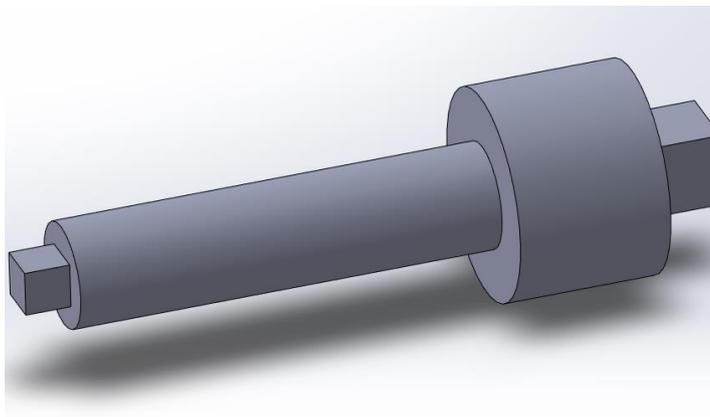
**Рисунок 5.**  
*Бурты на патрубках*



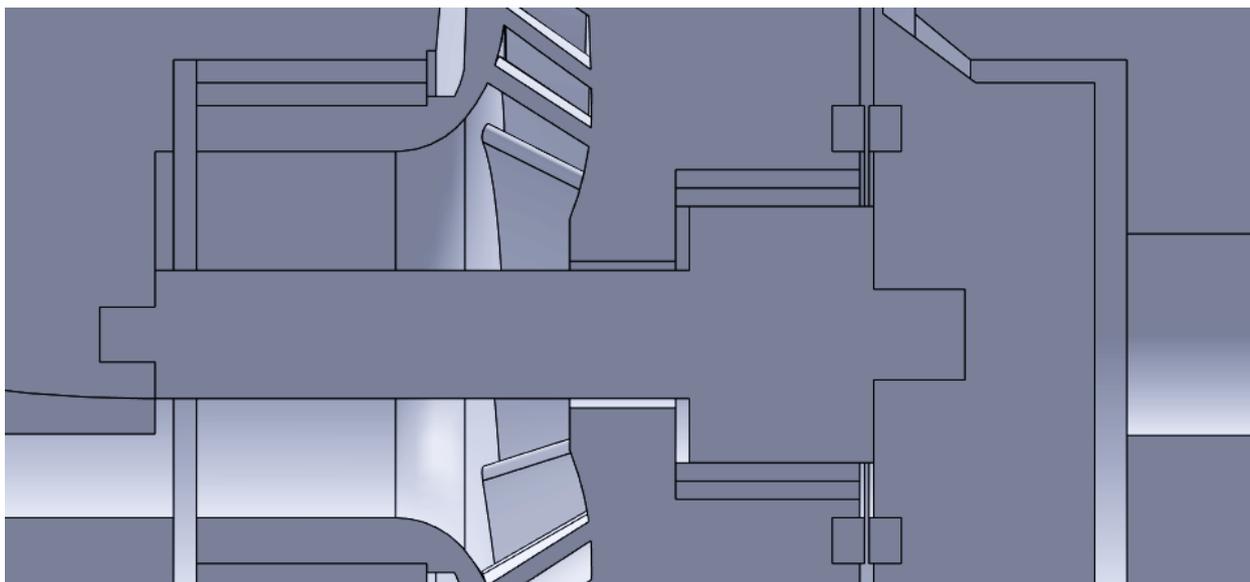
**Рисунок 6.**  
*Вырезы для буртов*



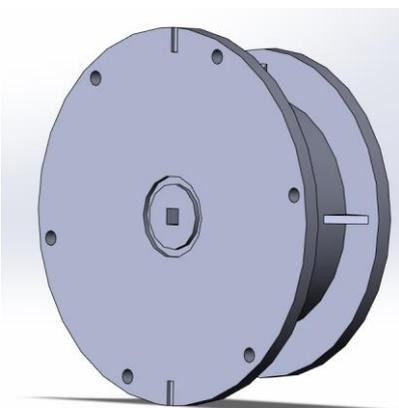
*Рисунок 7. Крышка корпуса с обтекателем*



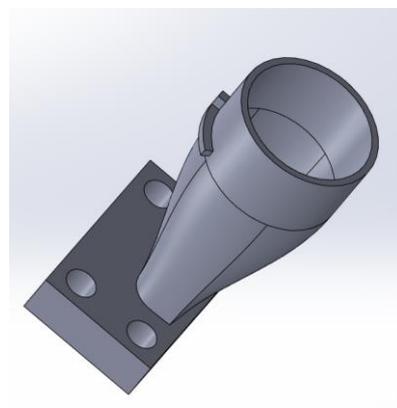
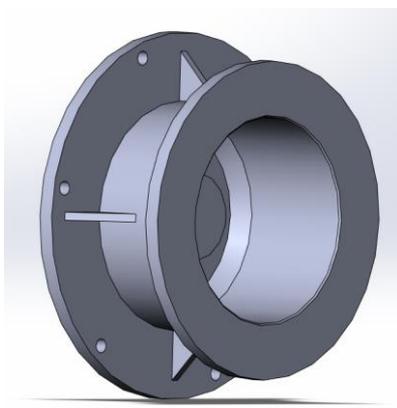
*Рисунок 8. Ось насоса*



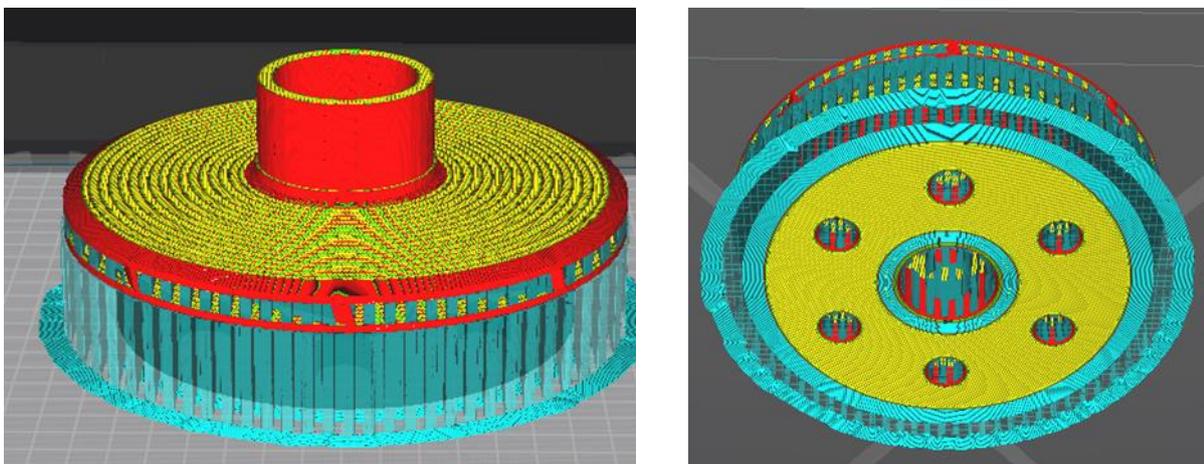
*Рисунок 9. Соединение корпуса насоса и экрана*



*Рисунок 10. Фонарь насоса, объединённый с герметичным экраном*



*Рисунок 11. Выходной патрубков*



*Рисунок 12. Положение рабочего колеса на столе 3D-принтера*

## ЛИТЕРАТУРА

1. Зленко М.А., Попович А.А., Мутылина И.Н. Аддитивные технологии в машиностроении. — СПбг: Изд-во Политехнического ун-та, 2013. — 222 с.
2. Горбатов И.В., Пильщиков А.А., Орлов Ю.А., Антюфеев В.А., Антюфеева С.А., Орлова Н.Ю., Карпов Д.Ю. Определение возможности создания сетчатых структур при изготовлении их с использованием аддитивных технологий. Вестник Концерна ВКО «Алмаз — Антей». 2020; (2): 74–82.

**Омран Мохаммад**

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», Санкт-Петербург, Россия

**Жарковский Александр Аркадьевич**

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», Санкт-Петербург, Россия

**Щур Василий Алексеевич**

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», Санкт-Петербург, Россия

## **Оптимизация проточной части гидротурбин с использованием двумерных моделей течения**

**Аннотация.** Оптимальное проектирование лопасти рабочего колеса для радиально-осевой гидротурбин позволяет значительно улучшить энергетические и кавитационные характеристики гидромашин. В данной работе предложена методика проектирования лопасти на основе расчета двумерного течения. Это позволит сократить затраты времени и ресурсов и получить форму лопасти в качестве первого приближения для дальнейшего процесса ее оптимизации.

### **Введение**

За последнее десятилетие во многих странах наблюдался значительный рост производства альтернативной электроэнергии. Для поддержания стабильности в электросети стало обычной практикой использовать гидротурбины для следования за нагрузкой.

В работе [1] был рассмотрен подход совершенствования методов проектирования рабочих колес поворотных лопастных турбин с помощью алгоритмов оптимизации формы лопасти с целью максимизации гидравлического КПД всей гидротурбины. Процедура оптимизации связывает серию программ обработки геометрии с модулем CFD, который рассчитывает интегральные характеристики каждого варианта. В работе [2] была разработана методика проектирования с этапами низкой и высокой точности.

Этап низкой точности используется для получения основных желаемых характеристик проекта в относительно быстром итеративном процессе.

Этап высокой точности направлен на более точные расчеты конкурсных вариантов и выбора того, который ближе всего к целям разработки.

Целью работы [3] являлось улучшение гидравлических характеристик лопастной системы поворотных лопастных гидротурбин и повышение КПД рабочего колеса на 1.5 % по методике, реализованной в собственной программе QTURBO3D. В работе [4] была создана методика проектирования, основанная на оптимизации с помощью методов вычислительной гидродинамики. Методика была применена в проекте восстановления радиально-осевой гидротурбины с соблюдением требований заказчика. Требовалось обеспечить повышение пиковой эффективности более чем на 3 %, увеличить мощность на 13 % и улучшить кавитационные характеристики. В работе [5], для того чтобы разработать рабочее колесо турбины с хорошими характеристиками в различных условиях эксплуатации, было проведено комплексное усовершенствование гидравлики рабочего колеса турбины Фрэнсиса с многоточечной и многоцелевой системой проектирования оптимизации. По сравнению с исходным вариантом лопасть, созданная с помощью этого метода, имеет значительное улучшение. В частности, КПД оптимизированного рабочего колеса увеличилось на 0.91 %, 0.47 % и 0.37 % при номинальном, минимальном, максимальном напоре, соответственно.

В данной работе были использованы методы оптимизации для проектирования рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины. Из-за большого времени, необходимого для выполнения оптимизации на основе исследования трехмерных вязких течений с помощью методов CFD и больших требуемых ресурсов, было решено выполнить оптимизацию с помощью САПР ЛС, разработанную в ЦКТИ, а затем полученную форму лопасти использовать в качестве первого приближения для дальнейшей оптимизации с использованием трехмерных методов.

### **Проектирование исходного варианта лопасти с помощью программного комплекса САПР ЛС (ЦКТИ)**

Программный комплекс предназначен для проектирования и выполнения гидродинамического расчета лопастных систем для широкого класса реактивных гидромашин. В состав программного обеспечения включены расчеты очертаний проточной части, равноскоростного и “интерполяционного” потоков, построения математической модели лопастной системы и расчета обтекания решеток профилей в слое переменной толщины [6].

В данной работе проектировалась лопастная система рабочего колеса радиально-осевой гидротурбин РО75 на максимальный напор 61.05 м, расчетный напор 59.2 м, мощность при расчетном режиме 30 МВт. Для выполнения проектирования с помощью программы САПР ЛС, необходимо задать набор полученных параметров конструкции, используя рекомендации, предложенные в [7]. Эти параметры включают в себя:

- режим работы ГТ ( $Q = 1.1 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $n = 79 \text{ об/мин}$ );
- количество линий тока ЛТ (выбрано 7 ЛТ);
- количество лопастей ( $Z = 13$ );
- закрутку потока на входе и на выходе рабочего колеса;
- задание формы меридианного потока в проточной части (равноскоростной, осесимметричный вихревой), углов лопасти на входе и выходе рабочего колеса, угла охвата лопасти, распределение толщин (по рекомендациям [8]).

В результате расчета с использованием программы САПР ЛС были получены характеристики лопастной системы гидротурбины. Так среднее значение закрутки потока на выходе  $(rVu)_2 = 0.313 \text{ м}^2/\text{с}$ . Коэффициент кавитации изменяется от периферии к втулке. Полученное среднее значение  $\sigma = 0.5$  являлось слишком большим. Общие потери рабочего колеса, включающие в себя профильные потери и ударные потери, достигали 5 %. Чтобы улучшить характеристики лопастной системы требуется ее оптимизация. Например, можно получить поверхность отклика в зависимости от параметров гидротурбины, а затем организовать поиск оптимального решения с использованием, например, генетического алгоритма (MOGA).

### **Параметризация и корреляционный анализ**

Чтобы дать полное описание разработанной лопасти потребовалось использовать 30 параметров. Параметры для описания меридианного сечения показаны на рисунке 1.

Для оптимизации было выбрано 3 целевых функции:

- закрутка потока на выходе рабочего колеса  $(rVu)_2$  — минимизируется;
- коэффициент кавитации  $\sigma$  — минимизируется;

- общий КПД рабочего колеса  $\eta$  — минимизируется.

Ограничения по теоретическому напору  $H_T \approx 1$  м.

В таблице 1 приведены параметры, используемые при оптимизации.

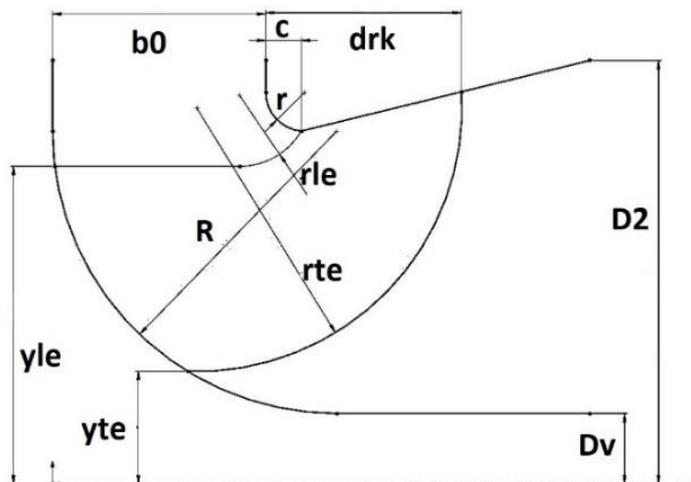


Рисунок 1. Параметры описывающие форму меридианного сечения

Таблица 1

$D0$	Диаметр входа на рабочее колесо	$\beta_{vt}$	Угол лопасти на входной кромке у втулки
$b0$	Высота направляющего аппарата	$\beta_{pr2}$	Угол лопасти на выходной кромке на периферии
$C$	расположение $D1$ у периферии	$\beta_{cp2}$	Угол лопасти на выходной кромке в центре
$Dv$	диаметр втулки	$\beta_{vr2}$	Угол лопасти на выходной кромке у втулки
$drk$	выходная кромка у периферии	$\theta_{pr}$	Угол охвата вдоль периферии
$r$	диаметр на периферии	$\theta_{cp}$	Угол охвата вдоль средней ЛТ
$R$	диаметр на втулки	$\theta_{vt}$	Угол охвата вдоль втулки
$D2$	Диаметр выхода на рабочего колеса	$\delta_{sle}$	Толщина лопасти на периферии
$rle$	Диаметр входной кромки	$\delta_{sm}$	
$yle$	Высота входной кромки	$\delta_{ste}$	
$rte$	Диаметр выходной кромки	$\delta_{hle}$	Толщина лопасти у втулки
$yte$	Высота выходная кромка	$\delta_{hm}$	
$Z$	Количество лопастей	$\delta_{hte}$	
$\beta_{pr}$	Угол лопасти на входная кромки на периферии	$f$	Координаты по углу охвата выдаваемых сечений
$\beta_{cp}$	Угол лопасти на входной кромке в центре	$st$	

В связи с большим количеством параметров был проведен корреляционный анализ параметров для определения наименее значимых параметров с использованием матрицы корреляция. Для создания матрицы корреляция было выбрано количество вариантов, равное 100. В результате получили, что параметры  $Dv$ ,  $r$ ,  $rte$ ,  $\beta_{vt}$ ,  $\theta_{pr}$ ,  $\theta_{vt}$ ,  $\delta_{sle}$ ,  $\delta_{sm}$ ,  $f$ ,  $st$  являются малозначимыми. Уменьшенное количество параметров для проведения оптимизации стало равным 20.

### Оптимизация с помощью поверхности отклика

В связи с большим количеством параметров модели (20) было решено сформировать 200 вариантов проточных частей. Процесс формирования матрицы планирования эксперимента был автоматизирован. Формирование файлов с исходными данными, используемыми в САПР ЛС, было выполнено с помощью пакета MATLAB. Для генерации исследуемых вариантов был использован метод «Латинского гиперкуба» (LHS).

Поверхность отклика была создана для вышеупомянутых целевых функций. С помощью полученной математической модели поверхности отклика возможен поиск оптимального решения и нахождение значений конструктивных параметров, обеспечивающих повышение КПД рабочего колеса, снижение коэффициента кавитации, уменьшение закрутки потока на выходе из рабочего колеса, при ограничениях на требуемое значение теоретического напора (1 м).

Для нахождения оптимального решения был использован генетический алгоритм MOGA. Проекция фронта Парето на плоскость функционалов  $\sigma$  и  $\eta$  показана на рисунке 2.

Из рисунка 2 видно, что общие потери уменьшились до 3.3 %, получено улучшение кавитационных качеств — значение коэффициента  $\sigma$  уменьшилось до 0.346, также получено значительное улучшение свойств течения за рабочим колесом —  $(rVu)_2 = 0.043 \text{ м}^2/\text{с}$ .

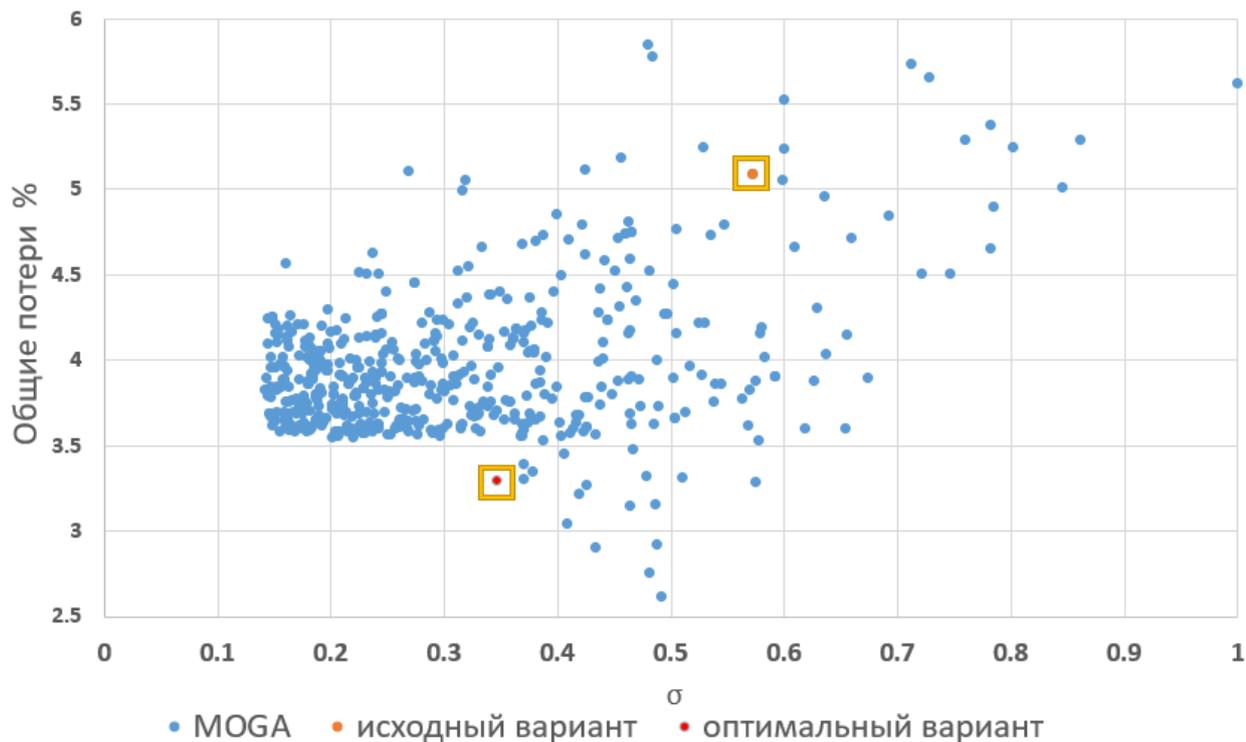


Рисунок 2. Проекция фронта Парето ( $\sigma$ ,  $\eta$ )

## Результаты

Предложена методика проектирования лопасти рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины, предполагающая определение основных параметров конструкции. Затем выполняется прогнозирование характеристик проектируемой лопастной системы на основе расчета двумерного потока с использованием программы САПР ЛС.

Для генерации данных и создания математической модели использована программа Matlab.

Выполнена оптимизация с помощью алгоритма многоцелевой оптимизация MOGA. Получено снижение потерь на 3,5 %, улучшены кавитационные характеристики на 40 %, уменьшена закрутка потока за рабочим колесом на 86 % в расчетном режим работе.

На следующем этапе будут выполнены проверочные расчеты трехмерного вязкого течения, а текущие результаты будут использованы в качестве первого приближения для выполнения оптимизации на основе трехмерных методов.

Выполненные расчеты помогли получить значительное улучшение исходного варианта без больших затрат времени и машинных ресурсов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Jacek Swiderski, Joseph N. Automated runner blade design optimization process based on CFD verification. Swiderski Engineering, Ottawa, Canada.
2. Bahrami S., Tribes C. Multi-fidelity design optimization of Francis turbine runner blades. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 22, 2014.
3. D. Balint, V. Câmpian, Hydrodynamics automatic optimization of runner blades for reaction hydraulic turbines. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 15. 2012.
4. Jingchun Wu, Kiyohito Tani. CFD-Based Design Optimization for Hydro Turbines. Journal of Fluids Engineering Vol. 129 / 159. 2007.
5. Zhe Ma, Baoshan Zhu. Article Comprehensive Hydraulic Improvement and Parametric Analysis of a Francis Turbine Runner. Energies 12/307. 2007.
6. Жарковский А.А., Шумилин С.А., Математические модели рабочих процессов лопастных гидромашин. Автоматизированное проектирование и оценка энергокавитационных показателей лопастных систем издательство СПбГТУ. Санкт-Петербург, 2002.
7. Топаж Г.И., Бусырев А.И. Лопастные гидромашинны. Выбор основных параметров и элементов проточной части реактивных гидротурбин. — СПб.: Изд-во Политехн ун-та, 2006.
8. Барлит В.В. Гидравлические турбины — Киев, «Вища школа», 1977.

**Остякова Александра Витальевна**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Островский Валерий Леонидович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Ухлинов Александр Германович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## **Особенности механизма массообмена во взвесенесущем водном потоке**

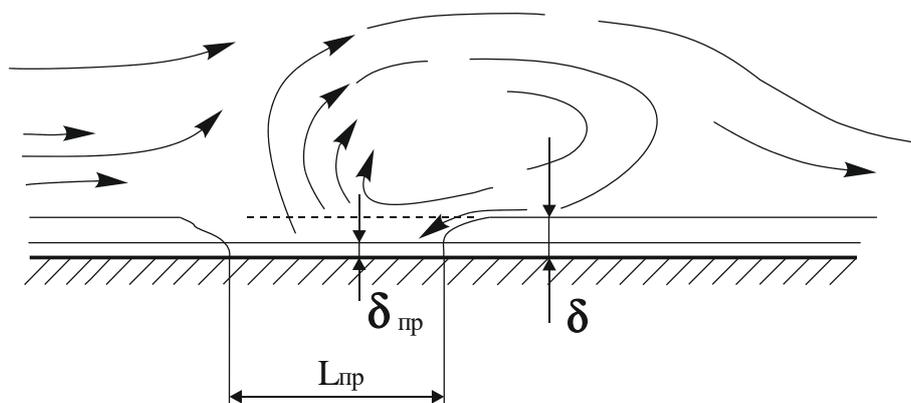
Массообменные процессы в природных и технических системах между водным взвесенесущим потоком и его границами, как твердыми, так и деформируемыми, могут иметь различную гидрофизическую природу и приводить к разнообразным воздействиям на их состояние. Например, целый пласт научных исследований посвящен русловым процессам — переносу взвесей речными потоками с размывами участков русел, переносом твердых частиц потоком и осаждением их на нижележащих по течению участках. В технических системах, в технологических процессах также присутствуют различные массообменные процессы. При их рассмотрении возникает множество вопросов, касающихся моделирования взвесенесущих потоков, рассмотрения их кинематических и динамических характеристик. Настоящая статья посвящена рассмотрению процесса обмена наносами между речным потоком и руслом, составляющему физическую основу русловых деформаций, самоочищения воды в реках и каналах, загрязнения речного русла.

В городских водотоках на урбанизированных территориях (реках, каналах) под влиянием природных и техногенных факторов взвесенесущим потоком переносятся значительные объемы частиц руслового грунта — наносов, поступающих с водосборных территорий. Их характеристики со временем изменяются, влияя на размыв русел и транспорт наносов: крупность частиц уменьшается из-за истирания твердых частиц в потоке, удельная поверхность взвесей сильно развита, что позволяет им адсорбировать загрязняющие вещества. На обмен наносами между водным потоком и его границами оказывают влияние особенности придонного течения в пределах вязкого подслоя, зависящего в основном от физической вязкости.

Переносимые равнинными реками наносы в значительной степени являются мелкозернистыми, в общем составе речных отложений их доля составляет 50 % и более по весу. Движение таких частиц в водном потоке характеризуется тем, что они имеют размер, соизмеримый либо меньший толщины вязкого подслоя турбулентного потока  $\delta_v$  (рис. 1),

$$\frac{u_* \delta_v}{\nu}$$

определяемой безразмерной величиной  $V$ , которая близка к 10 и обычно считается малой величиной в сравнении с глубиной потока [1–3], что определяет характер обтекания твердых частиц. Однако она остается соизмеримой с крупностью частиц русловых грунтов. При этом течение в вязком подслое является нестационарным [4]. Таким образом, заключительная фаза осаждения наносов происходит в пределах вязкого подслоя, в котором, как принято считать, турбулентность отсутствует. Турбулентная диффузия перестает быть определяющим фактором, поддерживающим равновесную концентрацию взвеси в потоке, и приобретает роль механизма, поставляющего взвешенные наносы к верхней границе вязкого подслоя, то есть способствует осаждению.



**Рисунок 1.** Схема к расчету осаждения частиц мелкой взвеси

Поверхностные когезионные силы, возникающие при сближении мелких оседающих частиц с грунтом на дне на расстояние, меньшее  $\delta_{пр}$ , равное двум микронам [4–5], фиксируют осевшие частицы и затрудняют их повторное взвешивание. Осаждение частиц взвеси в турбулентном потоке связывается с условием, когда скорость осаждения частиц  $w$  (гидравлическая крупность) превышает максимальную интенсивность  $u_{zmax}$  вертикальных пульсаций скорости [6–7]:

$$u'_{zmax} < w, \quad (1)$$

где  $u'_{zmax} = 3\sqrt{u'^2} \approx 3u_* = 3V \frac{\sqrt{\lambda}}{\sqrt{8}}$ ;  $V$  — средняя скорость течения воды;

$\lambda$  — коэффициент гидравлического сопротивления потока;  $w$  — гидравлическая крупность.

Если принять, что в речных потоках значение коэффициента гидравлического сопротивления  $\lambda$  близко к 0,03–0,04, то, согласно Караушеву, осаждение возможно, если  $w > (0,17–0,20)V$ . Следует отметить, что средние скорости в речных потоках даже в условиях межени не падают ниже 10–15 см/с. При крупности частиц более 0,2–0,3 мм [8] их осаждение возможно со скоростью  $w > 1,7–3$  см/с.

Рассмотрим схему осаждения частиц мелкой взвеси в предположении, что турбулентные пульсации скорости течения обеспечивают перемешивание частиц мелкой взвеси по всей области течения ( $u'_z \gg w$ ) кроме вязкого подслоя, где будет происходить осаждение частиц со скоростью  $w$  (рис. 1). На верхнюю границу вязкого подслоя твердые частицы поставляются из основной толщи потока действием механизма турбулентного обмена [2–5]. Именно существование вязкого подслоя, в котором отсутствуют турбулентные пульсации скорости, открывает возможность осаждения мелкой взвеси. В пределах вязкого подслоя на единицу площади дна в единицу времени осаждается количество мелкой взвеси  $S \cdot w$  (где  $S$  — концентрация взвеси на верхней границе вязкого подслоя). Баланс наносов для отсека потока над единичной площадкой можно представить уравнением:

$$H \cdot dS = -S\omega \cdot dt, \quad (2)$$

где  $H$  — глубина потока;  $t$  — время.

При условии  $t = 0, S = S_0$  решение этого уравнения запишется в виде:

$$\frac{S}{S_0} = e^{-\frac{\omega t}{H}}. \quad (3)$$

Оно показывает, что осаждение происходит более интенсивно в зонах потока с меньшей глубиной, что соответствует данным натуральных измерений. Принимая концентрацию взвеси в начальном створе участка водотока  $S_0$  и остаточное содержание взвеси  $S = 0,05S_0$ , найдем из полученного выражения, что соответствующее значение

$$\frac{\omega t}{H} = 3,$$

откуда получается, что величина времени осаждения мелкой взвеси  $T_0 = 3 \frac{H}{\omega}$ .

Расстояние, на котором происходит осаждение мелкой взвеси, равно  $L_0 = T_0 V$  или

$$\frac{L_0}{H} = \frac{8,5 u_*}{\sqrt{\lambda} \omega}. \quad (4)$$

Оценка при среднем значении  $\sqrt{\lambda} = 0,2$  дает относительное среднее расстояние:

$$\frac{L_0}{H} \approx 50 \frac{u_*}{\omega}. \quad (5)$$

Ниже в таблице 1 приведены результаты расчета для распространения мелкой взвеси вдоль по потоку с использованием формул (4) и (5).

**Таблица 1**

№	$d$ , мм	$H$ , м	$V$ , м/с	$T_0$ , с	$L_0$ , м
1	0,01	2	0,1	428	42,835
2		3		643	64,253
3		4		857	85,671
4		6		1285	128,506
5		8		1713	171,341
6	0,05	2		192	19,157
7		3		287	28,735
8		4		383	38,313
9		6		575	57,470
10		8		766	76,626

Натурные исследования, выполненные лабораторией охраны водной среды МИСИ-МГСУ на реках Волга, Ока, Москва и других показали, что загрязненность русла ниже города, поверхностный сток с территории которого вносит в реку значительное количество загрязненных мелких взвесей, прослеживается на расстоянии 10...15 км ниже по течению. Это может быть связано с большей длительностью осаждения  $T_0$  меньшего остаточного содержания взвеси, а также с тем, что на процесс осаждения мелкой взвеси может оказывать влияние нестационарность вязкого подслоя. Если взять для оценки  $T_0 \approx 105$  с, то с использованием формул (4), (5) получим расстояние порядка  $L_0 = 10^5 \cdot 0,1 = 10000$  м.

В турбулентном потоке мощные восходящие токи, возникающие при разрушении вязкого подслоя, частично препятствуют осаждению частиц в этих зонах ( $u_z' > w$ ). Однако условие неразрывности течения определяет поступление в зону выброса масс жидкости, насыщенных взвесью, которая, казалось бы, должна снова вноситься в поток восходящими токами. Тем не менее, возможно осаждение части мелкой взвеси и в зоне восходящих токов из-за проявления когезионных сил между частицами взвеси и донным грунтом при их сближении на расстояние  $z < \delta_{пр}$ . Придонный слой (вязкий подслей)  $\delta_{пр} = (1 - 2)\mu$  будет поглощать из потока мелкие частицы, приближающиеся ко дну ближе, чем на два микрона.

С учетом неразрывности турбулентного пульсационного течения воды произведем оценку осаждения взвеси в зоне восходящих токов в предположении компенсации «выброса» жидкости из придонной области при разрушении вязкого подслоя продольными и поперечными пульсациями скорости. Примем средний стандарт пульсаций  $u' = u^*$ . Так как продольный размер зоны взмыва близок к макромасштабу вертикальных пульсаций, близкому к  $H/2$ , время восстановления мутности в зоне взмыва будет равно:

$$t_p = \frac{H/2}{u'} = \frac{H}{2u^*}. \quad (6)$$

Известно из различных источников (Великанов, Знаменская и др.), что турбулентный массообмен между слоями потока осуществляется в основном крупными вихревыми структурами, сопоставим время релаксации (восстановления) мутности с периодом цепочки крупных вихрей  $T_c$ , определяемым по К.В. Гришанину [9] в виде:

$$T_c = \frac{h}{u'} \frac{2}{\lambda^{1/3}}.$$

Тогда получим

$$\frac{t_p}{T_c} = \frac{Vh}{2u^*} \frac{\lambda^{1/3}}{2h} = \frac{1}{2} \frac{\sqrt{2}}{\lambda^{1/6}}. \quad (7)$$

Отношение (7) близко к 1 при средней величине  $\lambda \cong 0,03$ . То есть за полный период прохождения крупного вихря в потоке на рассматриваемом участке произойдет лишь однократное осаждение взвеси из слоя толщиной  $\delta_{пр}$ . В случае если диаметр частиц взвеси  $d > \delta_{пр}$ , такие и более мелкие частицы будут осаждаться из слоя, равного диаметру частиц  $d$ . Тогда интенсивность осаждения в зоне разрушенного вязкого подслоя и восходящих токов равна  $\frac{S \cdot d}{T_c}$  ( $S$  — концентрация взвеси в потоке). Сравним интенсивность осаждения взвеси в

зоне существования вязкого подслоя  $S \cdot w$  и  $\frac{S \cdot d}{T_c}$ :

$$\frac{Sw}{Sd/T_c} = \frac{w}{d/T_c} = \frac{2}{\sqrt{8}} \frac{w}{u^*} \frac{h}{d} \lambda^{1/6}. \quad (8)$$

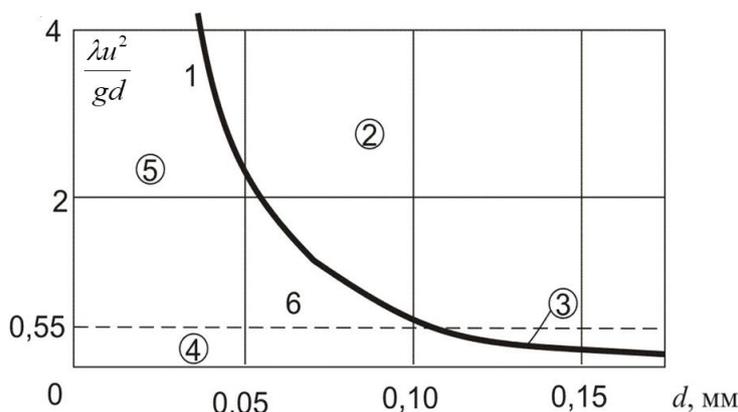
То есть при среднем значении  $\lambda = 0,03 \div 0,04$ , гидравлическая крупность близка к величине динамической скорости  $w \approx u^*$ ,  $h/d \gg 10$  и осаждение взвеси на участке восходящих токов (взмыва) настолько незначительно, что его можно не учитывать, а корректировку приведенного выше расчета осаждения взвеси можно не производить.

Рассмотрим случай осаждения частиц взвеси в режиме, когда отсутствует взвешивание частиц, и возможны как размыв границ русла, так и осаждение, то есть зону нисходящих вихрей и зону максимальных касательных напряжений у дна. В этой зоне потока характерно движение наиболее крупных частиц из класса мелкой взвеси, у которых сцепление с соседними частицами (когезия) минимально, возможен отрыв из массы окружающих частиц, а подъемная сила недостаточна для сальтационного перемещения и увлечения потоком, то есть полного взвешивания. В этом режиме движения частицы будут перемещаться в потоке в вязком подслое, в основном в виде «движущегося ковра» и лишь в периоды разрушения вязкого подслоя будут периодически вовлекаться в основную толщу потока и распределяться по глубине механизмом турбулентной диффузии [1]. При меньшей интенсивности турбулентного обмена, то есть при более редкой частоте выбросов из вязкого подслоя этот же механизм содействует возврату частиц из толщи потока на границу вязкого подслоя и их

повторному осаждению. В зависимости от соотношения этих процессов может либо изменяться, либо сохраняться динамически равновесная концентрация взвеси в потоке (рис. 2).

В промежутках между выбросами характер осаждения частиц в вязком подслое не будет иметь каких-либо особенностей. Если периоды между выбросами будут больше времени осаждения частиц в подслое, возможно их осаждение на дно, перемещение по дну качением (сальтацией) либо полное отсутствие движения в промежутках между выбросами. Если периоды между выбросами меньше времени осаждения частиц в потоке, частицы взвеси периодически будут переходить в область размыва и взвешивания (рис. 2). Условие такого периодического перехода с учетом периода разрушения подслоя, определяемого по зависимости  $\frac{u_*^2 t_0}{\nu} = 188$  [1], запишется в виде:

$$\frac{\delta_e}{w} > \frac{1}{5,3 \cdot 10^{-3}} \frac{\nu}{u_*^2}. \quad (9)$$



1 — границы зоны размыва; 2 — зона размыва при отсутствии осаждения; 3 — зона размыва при отсутствии взвешивания частиц и возможности их осаждения; 4 — зона осаждения частиц; 5 — зона транзита взвеси; 6 — граница осаждения

**Рисунок 2.** Диаграмма состояния потока с частицами мелкой взвеси

При  $\delta_e = 10 \cdot \left( \frac{V}{u_*} \right)$  условие такого перехода

$$\frac{u_*}{w} > 18,9. \quad (10)$$

В рассматриваемом режиме течения, когда в основном взвешивание частиц в вязком подслое в среднем не происходит, то есть

$$\frac{u_*}{\omega} = \frac{u_*^2 d}{V} < 1,$$

найдем ограничение на диаметр частиц, для которых возможен периодический переход в область размыва и взвешивания:

$$\frac{u_* d}{V} < 0,05. \quad (11)$$

Выражение (11) позволяет установить, что в режиме течения практически с отсутствием взвешивания твердых частиц взвеси водным потоком при реальных значениях динамической скорости  $u^*$  крупность частиц, взвешиваемых периодически, по-видимому, не превышает  $10^{-3}$  мм. Более крупные частицы будут перемещаться в основном в пределах вязкого подслоя.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Боровков В.С. Русловые процессы и динамика речных потоков на урбанизированных территориях. Л.: Гидрометеиздат, 1989. — 286 с.
2. Брянская Ю.В., Маркова И.М., Остякова А.В. Гидравлика водных и взвесенесущих потоков в жестких и деформируемых границах: монография. Под ред. В.С. Боровкова. — М.: АСВ, 2009. — 264 с.
3. Боровков В.С., Волинов М.А., Остякова А.В. Массообменный процесс между взвесенесущим потоком и руслом. Динамика и термика рек, водохранилищ и прибрежной зоны морей. Тр. VIII Междунар.науч.-практ. конф.: в 2 т. Москва, РУДН, 24–27.11.2014. — М.: РУДН, 2014. — С. 5–15.
4. Einstein H.A., Li H. The viscous sublayer along a smooth boundary / Proc. Amer. Soc. Civ. Eng. 1956. V. 82, paper № 945.
5. Мирцхулава Ц.Е. Размыв русел и методика оценки их устойчивости. — М.: Колос, 1967. — С. 177.
6. Караушев А.В. Речная гидравлика. — Л.: Гидрометеиздат, 1969. — 420 с.
7. Боровков В.С., Остякова А.В. Сальтационное движение частиц в потоке малой мутности // Научно-технич. ведомости СПбГПУ. № 39, 2005. — С. 33–37.
8. Справочник по гидравлическим расчетам. / Под ред. П.Г. Киселева. 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Энергия, 1972. — 312 с.
9. Гришанин К.В. Динамика русловых потоков. Л.: Гидрометеиздат, 1979. — 211 с.

**Пастухов Иван Сергеевич**

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», Уфа, Россия

**Целищев Владимир Александрович**

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», Уфа, Россия

**Кудерко Дмитрий Александрович**

АО «Технодинамика», Москва, Россия

## Проектирование рулевого привода интерцепторов гражданского самолета

В системах управления рулевыми поверхностями летательных аппаратов различного назначения применяются разнообразные приводы — от одноканальных гидромеханических приводов, получающих сигналы от пилота по системе механической проводки управления, до многократно резервированных электрогидравлических следящих рулевых приводов, управляющихся электродистанционным образом с помощью сложной авионики. Эволюция систем управления летательного аппарата приводила к существенным изменениям в конструктивно-компоновочных схемах рулевых приводов.

Развивающиеся с 60-х годов прошлого столетия электродистанционные системы управления (ЭДСУ) обеспечили качественный скачок в развитии приводов рулевых поверхностей управления полетом пассажирского самолета. ЭДСУ внедрялись с достаточной осторожностью ввиду недостаточной надежности ее элементов на начальных этапах развития, поэтому самолеты имели основную ЭДСУ и резервную механическую систему управления.



*Рисунок 1. Электрогидравлическая дистанционная система управления рулевым приводом самолета*

При создании новых решений для ЭДСУ необходимо принимать во внимание присущие летательным аппаратам гражданского назначения общие требования, в том числе требования по массогабаритным и динамическим характеристикам, техническому обслуживанию, резервированию, стоимости и т. д. На рисунке 1 представлена типовая схема электрогидравлической дистанционной системы управления рулевым приводом самолета.

Под блоком «Авионики» здесь понимается совокупность пилотажных электронных систем, устанавливаемых на борту воздушного судна для управления положением рулевых поверхностей самолета. Информация с интерфейса обрабатывается, преобразовывается электронным блоком управления и формируется в виде командных управляющих сигналов от пилота или автопилота дистанционно на рулевые приводы поверхностей.

Под интерфейсом понимается система сбора, хранения и обработки информации со следующих датчиков: скорости полета летательного аппарата; аэродинамических нагрузок на рулевые поверхности; перемещения исполнительных гидродвигателей и управляющих золотников гидроусилителей; температуры окружающего воздуха; деформации механической проводки; давления и расхода гидросистемы.

Анализ современных исследований позволил сформулировать концепцию объектно-ориентированного подхода при проектировании устройств гидроавтоматики летательного аппарата [1–4].

Для того чтобы определить состав компоновочной схемы рулевого следящего привода необходим учет следующих факторов: задачи системы дистанционного управления, требуемая точность обработки сигналов управления, действующие позиционные и другие нагрузки, требования быстродействия системы и надежность ее составляющих.

Также к приводам предъявляется ряд важнейших требований [5]:

- привод должен обеспечивать высокую скорость отклонения органов управления с учетом действующих на него аэродинамических нагрузок;
- иметь высокую степень безотказности;
- минимальные массогабаритные характеристики;
- соответствовать важным параметрам, таким как точность, управляемость и быстродействие.

Важнейшей рулевой поверхностью гражданского самолета является интерцептор. Он задействуется в таких сложных процессах, как посадка и прерванный взлет, значительно уменьшая подъемную силу на крыле, выключая находящуюся за ним часть крыла, что способствует переносу веса воздушного судна на шасси, тем самым увеличивая сцепление с ВПП.

За выпуск интерцепторов чаще всего отвечают электрогидравлические следящие приводы. Они имеют ряд преимуществ перед другими видами приводов: простота конструкции привода, высокий КПД, в условиях троганий и остановок, обеспечивает длительный срок службы привода, минимальный вес привода обеспечивает высокое быстродействие и точность в условиях высоких температур окружающей среды. Они способны на длительную работу, обладают высокой надежностью.

Так как рулевые привода, разработанные 30–50 лет назад, работают практически безотказно, им в авиации уделяется меньшее внимание. Но гражданская авиация как РФ, так и зарубежная, не стоят на месте. Именно поэтому возникает необходимость в разработке новых рулевых приводов, которые будут соответствовать новым техническим требованиям. Поэтому присутствует необходимость в разработке методики расчета типовых рулевых приводов интерцепторов гражданских самолетов.

Первоначально задается техническое задание на проектирование электрогидравлического следящего рулевого привода интерцепторов. В техническом задании содержатся основные параметры, такие как рабочее давление, частота вращения приводного двигателя, нагрузка на шток гидроцилиндра, температурный режим рабочей жидкости, ее вязкость и др. Разрабатывается принципиальная гидравлическая схема, а также выбирается нормативная документация по проектированию гидроприводов. Действующие на рулевой

привод возмущения при взлете, посадке и непосредственно в полете большого пассажирского самолета весьма разнообразны и значительны (рис. 2).

Рассчитывается, необходимый гидроприводу расход и его мощность по следующим формулам:

$$Q_{\text{гцсумм}} = v_{\text{ш}} \cdot S_{\text{ц}}, \quad (1)$$

$$N_{\text{гц}} = P_n \cdot Q_{\text{гц,сумм}}, \quad (2)$$

где  $v_{\text{ш}}$  — скорость выдвижения штока гидроцилиндра;  $S_{\text{ц}}$  — эффективная площадь гидроцилиндра;  $P_n$  — давление питания в системе.

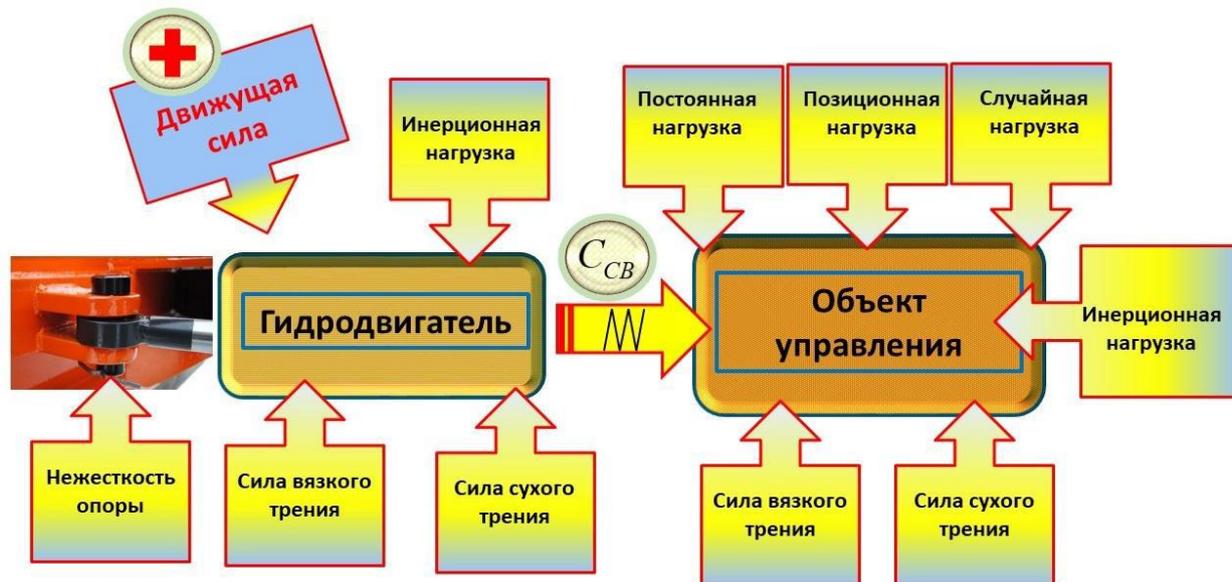


Рисунок 2. Нагрузки, действующие на рулевой привод самолета

Подбираются параметры гидрооборудования, производится их расчет. По паспортным данным подбираются подходящие агрегаты.

Далее подбираются диаметры трубопроводов сливной и нагнетательной магистралей из заданного диапазона для авиационных гидросистем  $D = (8...12 \text{ мм})$ . Рассчитываются гидравлические потери в линиях нагнетания и слива при номинальном ( $+135^{\circ}\text{C}$ ) и пусковом ( $-21^{\circ}\text{C}$ ) режимах. Определяется режим течения жидкости (ламинарный или турбулентный), для этого рассчитывается число Рейнольдса и коэффициент Дарси.

$$\lambda = \frac{80}{Re}, \quad (3)$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{\Delta}{D_y} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (4)$$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (5)$$

где  $\nu$  — кинематическая вязкость РЖ.

Выясняются все местные сопротивления в трубопроводе. В итоге определяются характеристики потерь давления при пусковом и номинальном режимах для двух рулевых приводов, входящих в данный гидропривод (рис. 3). Потери не должны превышать 5 %. Если данное условие выполняется, то потери считаются приемлемыми, если нет необходимо вернуться к предварительному расчету и уточнить полученные параметры.

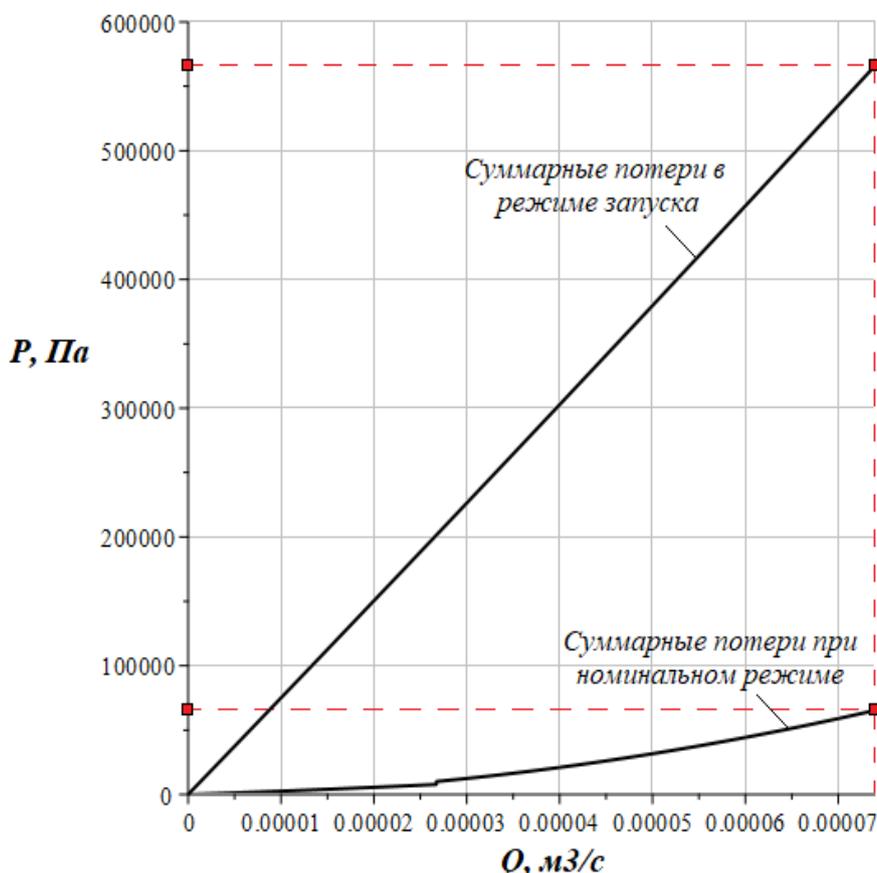


Рисунок 3. Суммарные потери в нагнетательной и сливной линиях

И, наконец, определяются внутренние и внешние статические характеристики электрогидравлического следящего привода с дроссельным управлением. Рассчитывается КПД гидропривода.

$$\eta_{ГП} = \frac{F \cdot z \cdot \vartheta \cdot \eta_n}{P_n \cdot Q_{гцсумм}}, \quad (6)$$

где  $F$  — нагрузка на гидродвигателе;  $z$  — количество гидродвигателей;  $\vartheta$  — скорости перемещения гидродвигателя.

Как правило, обеспечение оптимальных значений параметров системы ранее добивались с помощью дополнительной настройки и доводки. В настоящее время появилась необходимость объектно-ориентированного подхода при проектировании, который позволит быстро подобрать необходимые для данной системе параметры.

Задаются необходимые данные, допущения и граничные условия для построения математической модели электрогидравлического следящего привода с гидроцилиндром. Составляется функциональная схема (рис. 4).

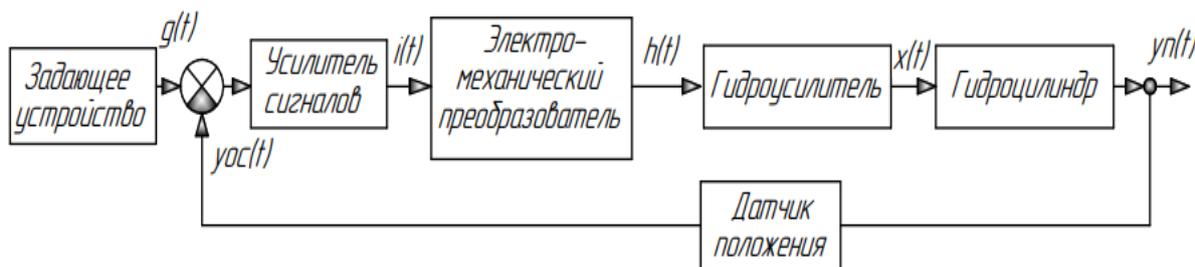


Рисунок 4. Функциональная схема ЭГСП

Записываются уравнение для электромеханического преобразователя, уравнение движения золотника и поршня гидроцилиндра, а также уравнения балансов расхода на золотнике и на поршне. В математическом пакете Mathcad производится расчет характеристик ЭГСП. Получаются типовые графики переходных процессов (рис. 5). На основе их анализа делаются необходимые выводы. Рассматривается влияние нескольких параметров на переходные процессы, делаются выводы. Если полученные характеристики отличаются от заданных в техническом задании, то необходимо вернуться к техническому заданию и уточнить.

В заключении можно сказать, что разработка методики расчета рулевых приводов интерцепторов гражданского самолета является достаточно перспективным направлением авиационной промышленности, которая на сегодняшний день находится на этапе глобально развития. Также при проектировании системы управления для стабильной работы требуется обеспечить согласованность работы системы управления и связанных с ними гидравлических систем самолетов. Все это может реализовываться корректным моделированием рабочих процессов, которое позволит провести расчеты системообразующих элементов для достижения высоких показателей рулевого управления.

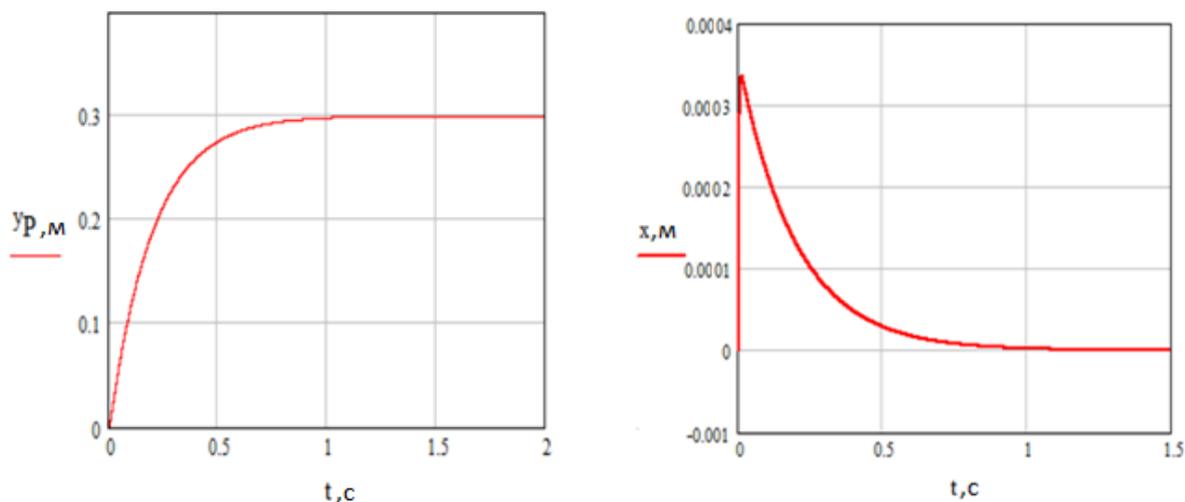


Рисунок 5. Графики переходных процессов

## ЛИТЕРАТУРА

1. Петров П.В., Целищев В.А., Кудерко Д.А. Объектно-ориентированный подход при проектировании устройств гидроавтоматики летательного аппарата // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2021. № 66, С. 79–87.
2. Петров П.В., Целищев В.А., Кудерко Д.А. Совершенствование численных методов расчета гидромеханических устройств автоматики летательных аппаратов // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2021. № 66, С. 88–97.
3. Целищев В.А., Петров П.В., Кудерко Д.А. Концепция численных исследований в области гидроавтоматики // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. XXV Международная научно-техническая конференция (г. Москва, 8 декабря 2021 г.). [Электронный ресурс]. — М.: Мир науки, 2021, С. 251–256.

4. Целищев В.А., Петров П.В., Кудерко Д.А. Моделирование работы гидравлических систем летательных аппаратов в среде SimHydraulics // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. XXV Международная научно-техническая конференция (г. Москва, 8 декабря 2021 г.). [Электронный ресурс]. — М.: Мир науки, 2021, С. 257–263.
5. Основные требования к приводам. [Электронный ресурс]: URL: <http://ooobskspetsavia.ru/2015/11/13/osnovnye-trebovaniya-k-privodam/> (дата обращения: 11.09.2022).
6. Интерцепторы гражданского самолета. [Электронный ресурс]: / URL: <https://i-a.d-cd.net/SSAAAgF8luA-1920.jpg> (дата обращения: 11.09.2022).

**Потеряхина Полина Валерьевна**

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», Уфа, Россия

**Целищев Владимир Александрович**

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», Уфа, Россия

**Кудерко Дмитрий Александрович**

АО «Технодинамика», Москва, Россия

## **Моделирование гидравлического привода руля высоты гражданского самолета**

Реальная гидравлическая система управления полетом гражданского самолета является относительно сложной и возникает непростая задача: без существенного снижения точности осуществить замену сложной модели гидравлической системы эквивалентной моделью.

Развитие современных цифровых технологий, повсеместный переход к модельно-ориентированному проектированию требует обновления методологии создания гидросистем будущих самолетов.

Применение модельно-ориентированного подхода при разработке новых или модернизации существующих гидросистем управления полетом и посадкой пассажирского самолета позволяет уже на ранних стадиях проектирования выявлять рассогласование характеристик гидравлических агрегатов, как в части энергетики, так и при анализе критериев качества процессов управления и степени взаимовлияния агрегатов [1–4]. Это становится особенно актуальным при использовании в гидросистеме самолета агрегатов от различных разработчиков и изготовителей оборудования.

Гидравлический привод руля высоты предназначен для выдвижения штока гидроцилиндра (ГЦ) с определённой скоростью и до определённого положения с целью достижения необходимого углового отклонения рулевой поверхности.

Важнейшими показателями работы гидропривода являются характеристики расхода, перепада давления, скорости выдвижения и хода штока исполнительного гидроцилиндра. Помимо этого, в гидроприводах самолётов используется трёх- или четырёхкратное резервирование.

Для обеспечения точности, устойчивости и управляемости в дальнейшем моделируется работа электрогидравлического следящего привода (ЭГСП). Он состоит из ЭГУ и исполнительного гидроцилиндра с двусторонним штоком, а также включает датчик обратной связи и усилитель сигнала.

ЭГУ включает золотник, распределяющий жидкость под давлением  $P_n$  в одну из магистралей силовой части гидропривода ( $P_1$  или  $P_2$ ). Перемещение золотника осуществляется за счет перепада давления на его торцах, возникающего в результате перекрытия заслонкой и открытия одного из сопел другого сопла. Заслонка запрессована в упругую трубку и ее верхний конец жестко соединен с якорем ЭМП, который размещен между полюсами постоянных магнитов. Поворот якоря осуществляется за счет электромагнитных сил, возникающих вследствие взаимодействия электромагнитного поля с полем постоянных магнитов [5].

Электромагнитное поле изменяется в соответствии с изменением тока  $i_y$  в управляющей области. При изменении тока  $i_y$ , якорь поворачивает заслонку относительно точки, находящейся приблизительно посередине упругой трубки. При отклонении заслонки от среднего положения, зазор между одним соплом и заслонкой уменьшается, а между другим

соплом и заслонкой увеличивается. При этом в камерах возникает разность давлений, обуславливающая силу, перемещающую золотник. Вместе с золотником перемещается нижний конец упругого стержня. При его изгибе к заслонке прикладывается противодействующий момент, уравнивающий, после определённого смещения золотника, электромагнитный момент. В результате наступает равновесие элементов ЭГУ, соответствующее определённому смещению золотника при заданном токе в управляющей обмотке  $i_y$  [5].

В данной статье ставится задача формирования методики моделирования гидравлического привода руля высоты гражданского самолёта на основе пакетной программы Maple.

В гидросистеме самолета используется гидроцилиндр с двусторонним штоком для обеспечения обратной связи по перемещению. Второй обратной связью в исполнительном двигателе является датчик перепада давления.

Перед моделированием строится расчетная схема рулевого привода (рис. 1). Также схему представляется в виде функциональной блок-схемы (рис. 2).

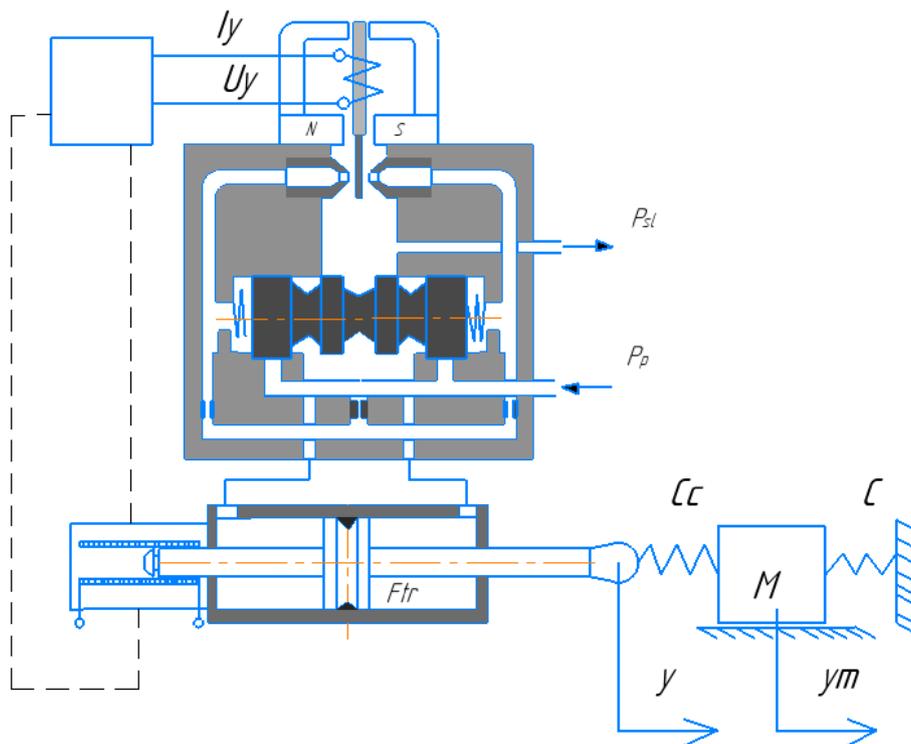


Рисунок 1. Расчетная схема рулевого привода

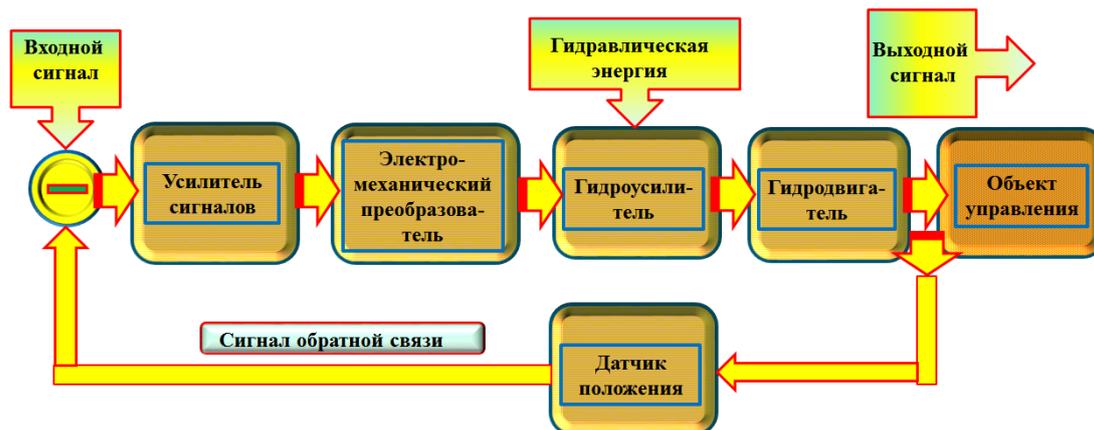


Рисунок 2. Функциональная блок-схема ЭГСП

Чтобы модель работала верно, необходимо задать определенные допущения. В данном случае они будут выглядеть следующим образом:

1. Переходные процессы происходят в среднем положении поршня гидроцилиндра.
2. Трение в ГЦ не оказывает влияния.
3. Модуль объемной упругости рабочей жидкости, коэффициент ее вязкости, коэффициент расхода, управляемого гидрораспределителя, а также давление подачи и слива являются постоянными величинами.
4. Температура жидкости в течение рассматриваемого динамического процесса не изменяется.
5. Гидравлические потери в подводящих магистралях гидродвигателя малы и ими можно пренебречь.

Расчёт динамики гидропривода руля высоты начинается с технического задания и исходных данных.

Исходя из принципа работы привода записываются следующие уравнения для нелинейной модели:

1. Уравнение электрической цепи:

$$U_v - K_{oc2} \cdot Y(t) = L \cdot \frac{d}{dt} I_y(t) + R_{om} \cdot I_y(t) + K_{pel} \cdot \frac{d}{dt} \alpha_1(t), \quad (1)$$

где  $U_v$  — напряжение, В;  $K_{oc2}$  — коэффициент главной обратной связи, В/м;  $L$  — индуктивность, Гн;  $R_{om}$  — активное сопротивление управляющей обмотки, Ом;  $K_{pel}$  — коэффициент, учитывающий сжимаемость жидкости на ГЦ.

2. Сумма моментов на якорь ЭМП:

$$J_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \alpha_1(t) = K_{mi2} \cdot I_y(t) - K_{m\alpha} \cdot \alpha_1(t) - K_{pel} \cdot \alpha_1(t) - be \cdot \frac{d}{dt} \alpha_1(t), \quad (2)$$

где  $J_1$  — момент инерции якоря ЭМП, Н·м·с<sup>2</sup>;  $K_{mi2}$  — коэффициент моментной характеристики, Н·м/рад;  $K_{m\alpha}$  — коэффициент крутизны механической характеристики, Н·м/рад;  $be$  — коэффициент вязкого демпфирования ЭМП, Н·м·с/рад.

3. Уравнение баланса расходов ГУ:

$$K_{Qh} \cdot h(t) - K_{qp} \cdot P_z(t) = A_{zol} \cdot \frac{d}{dt} x_1(t) + \frac{V_k \cdot \frac{d}{dt} P_z(t)}{2 \cdot E_k}, \quad (3)$$

где  $K_{Qh}$  — коэффициент усиления по расходу, м<sup>3</sup>/с;  $K_{qp}$  — коэффициент скольжения по давлению, м<sup>3</sup>/сПа;  $A_{zol}$  — площадь торцов золотника, м<sup>2</sup>;  $V_k$  — объём полости золотника, м<sup>3</sup>;  $E_k$  — модуль объёмной упругости, Па.

4. Уравнение движения золотника:

$$m_{zol} \cdot \frac{d^2}{dt^2} x_1(t) = P_z(t) \cdot A_{zol} - C_{zol} \cdot x_1(t) - be \cdot \frac{d}{dt} x_1(t) \quad (4)$$

где  $m_{zol}$  — масса золотника, кг;  $C_{zol}$  — жёсткость торцевых пружин золотника, Н/м.

5. Уравнение баланса расходов через дроссель:

$$\mu \cdot b_{ok} \cdot x_1(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left| \frac{P_p - P_d(t) \cdot sig(x_1(t)) - P_{cl}}{2} \right|} = A_{zol} \cdot \frac{d}{dt} Y(t) + \frac{W \cdot \frac{d}{dt} P_z(t)}{2 \cdot E_k} \quad (5)$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода в золотниковом распределителе;  $b_{ок}$  — ширина окна распределителя, м;  $\rho$  — плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $P_p$  — давление питания, Па;  $P_{cl}$  — давление слива, Па;  $W$  — объём рабочей жидкости в камере ГЦ, м<sup>3</sup>.

6. Уравнение движения поршня ГЦ:

$$M \cdot \frac{d^2}{dt^2} Y(t) = A \cdot P_d(t) - R - be \cdot \frac{d}{dt} Y(t) - F_{tr} - C_n \cdot Y(t), \quad (6)$$

где  $M$  — приведённая масса нагрузки, кг;  $A$  — эффективная площадь ГЦ, м<sup>2</sup>;  $R$  — нагрузка, Н;  $F_{tr}$  — сила сухого трения поршня, Н;  $C_n$  — позиционная нагрузка, Н/м.

Из последующего моделирования согласно уравнениям (1–6) исследуются переменные, зависящие от времени:

$P_d(t)$  — перепад давления в полостях ГЦ;

$x_1(t)$  — текущее перемещение золотника по времени;

$P_z(t)$  — текущий перепад давления в торцах золотника по времени;

$I_y(t)$  — текущее значение силы тока по времени;

$\alpha_1(t)$  — текущий угол поворота якоря ЭМП по времени;

$Y(t)$  — перемещение нагрузки по времени.

Выводятся характеристики переходных процессов, упоминающиеся выше. Графики представлены в безразмерном виде (рис. 3–6).

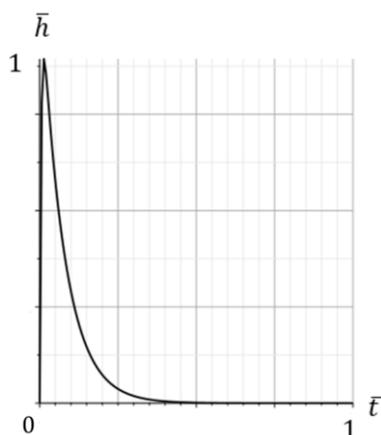


Рисунок 3. Перемещение заслонки

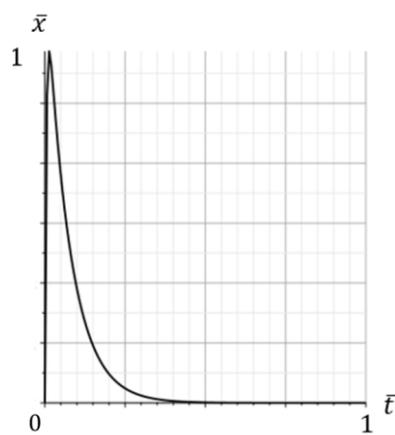


Рисунок 4. Перемещение золотника

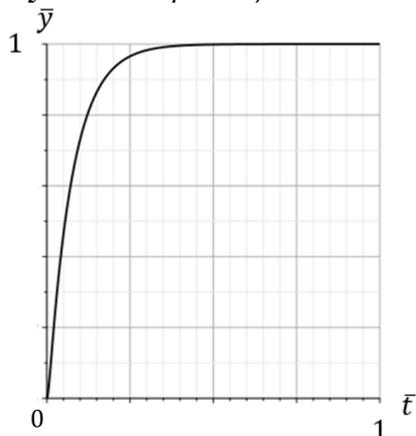


Рисунок 5. Перемещение штока гидроцилиндра

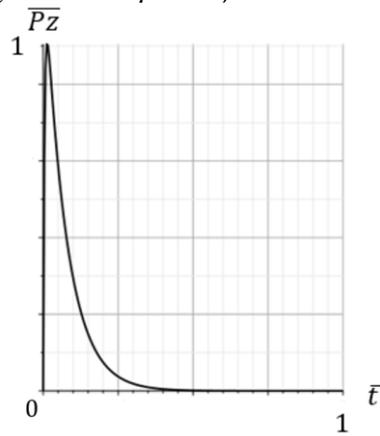


Рисунок 6. Перепад давления в полостях гидроцилиндра

Рассмотрена возможная методика предварительного моделирования гидропривода руля высоты гражданского самолёта, основанная на разработке расчётной схемы, составлении уравнений, описывающих переходные процессы в гидроприводе для заданных параметров и допущений, получении графиков переходных процессов. Полученные характеристики после моделирования рекомендуется сравнивать с экспериментальными значениями конкретных рулевых приводов для анализа правильности работы как самой модели, так и гидропривода в целом.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Петров П.В., Целищев В.А., Кудерко Д.А. Объектно-ориентированный подход при проектировании устройств гидроавтоматики летательного аппарата // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2021. № 66, С. 79–87.
2. Петров П.В., Целищев В.А., Кудерко Д.А. Совершенствование численных методов расчета гидромеханических устройств автоматики летательных аппаратов // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2021. № 66, С. 88–97.
3. Целищев В.А., Петров П.В., Кудерко Д.А. Концепция численных исследований в области гидроавтоматики // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. XXV Международная научно-техническая конференция (г. Москва, 8 декабря 2021 г.). [Электронный ресурс]. — М.: Мир науки, 2021, С. 251–256.
4. Целищев В.А., Петров П.В., Кудерко Д.А. Моделирование работы гидравлических систем летательных аппаратов в среде SimHydraulics // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. XXV Международная научно-техническая конференция (г. Москва, 8 декабря 2021 г.). [Электронный ресурс]. — М.: Мир науки, 2021, С. 257–263.
5. Гамынин Н.С., Жданов Ю.К., Климашин А.Л. Динамика быстродействующего гидравлического привода / — М.: Машиностроение, 1979. — 80 с.

**Раздьяконов Леонид Сергеевич**

ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева»,  
Самара, Россия

**Иголкин Александр Алексеевич**

ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева»,  
Самара, Россия

## **Моделирование переходных процессов регулятора давления природного газа**

### **Введение**

Регулятор давления (РД) — это специальная автоматическая регулирующая арматура, которая обеспечивает поддержание заданного давления природного газа, пропан-бутана, воздуха, азота и других газов в трубопроводе. Стабилизация давления происходит за счет автоматического отключения подачи газа при аварийном повышении или понижении выходного давления сверх допустимых заданных значений. Этот процесс достигается сменой уровня открытия дросселирующей части прибора, что меняет пропускную способность.

Вся группа регуляторов включает в себя огромное количество разнообразных подвидов прямого действия, но при этом значительно отличающихся друг от друга по своему внутреннему строению. Если их все сгруппировать, то можно выделить два ключевых типа в зависимости от принципа работы, а именно:

- регулятор давления до себя (его клапан открывается при значительном повышении давления в ресивере);
- регулятор давления «после себя» (если давление после регулятора превысит настроенное значение, то клапан перекрывает поток, а если снизится относительно настройки, то клапан открывается).

Управление режимом работы системы газораспределения осуществляется с помощью регуляторов давления. Регулятор давления газа — это устройство для понижения давления газа и поддержания выходного давления в заданных пределах вне зависимости от изменения входного давления и расхода газа, что достигается автоматическим изменением степени открытия регулирующего органа регулятора. Вследствие этого также автоматически изменяется его пропускная способность.

### **Обзор существующих регуляторов давления природного газа**

В современном мире представлен большой ассортимент различных регуляторов давления, начиная от бытовых, такие как регуляторы давления пропана «лягушка» (РДСГ), которые применяются для подключения газовых баллонов к бытовой технике, заканчивая промышленными, такие как регуляторы давления газа прямого действия (РДУ), используемые на объектах магистральных газопроводов высокого давления (газораспределительные станции, установки очистки и осушки газа, газовые промыслы, компрессорные станции и др.) [1].

Среди промышленных РД популярностью и спросом пользуются РДПП80-50, РДУ, ЛОРД — Э и т. д.

### Имитационная модель

Для получения переходных характеристик регулятора давления газа была построена имитационная модель в программе «SimInTech» (рис. 1).

Переходные характеристики получаются при ступенчатом возмущении, имитирующим увеличение потребления природного газа.

Основными компонентами данной системы являются:

1. Пневматический редукционный клапан, имитирующий редуктор — задатчик.
2. Регулируемый дроссель, используемый в качестве пары поршень — седло.
3. Регулируемый дроссель, имитирующий потребителя, имеющий обвязку, которая характеризует параметры величины открытия выходного дросселя.

### Расчет переходных характеристик регулятора давления газа

Отработав возмущения, получаем следующий график перемещения поршня (рис. 2), из которого видно, что в начальный момент времени происходит резкий скачок, который обусловлен подачей высокого давления в регулятор. Впоследствии положение поршня и, как следствие, клапана выравниваются в соответствии с балансом сил.

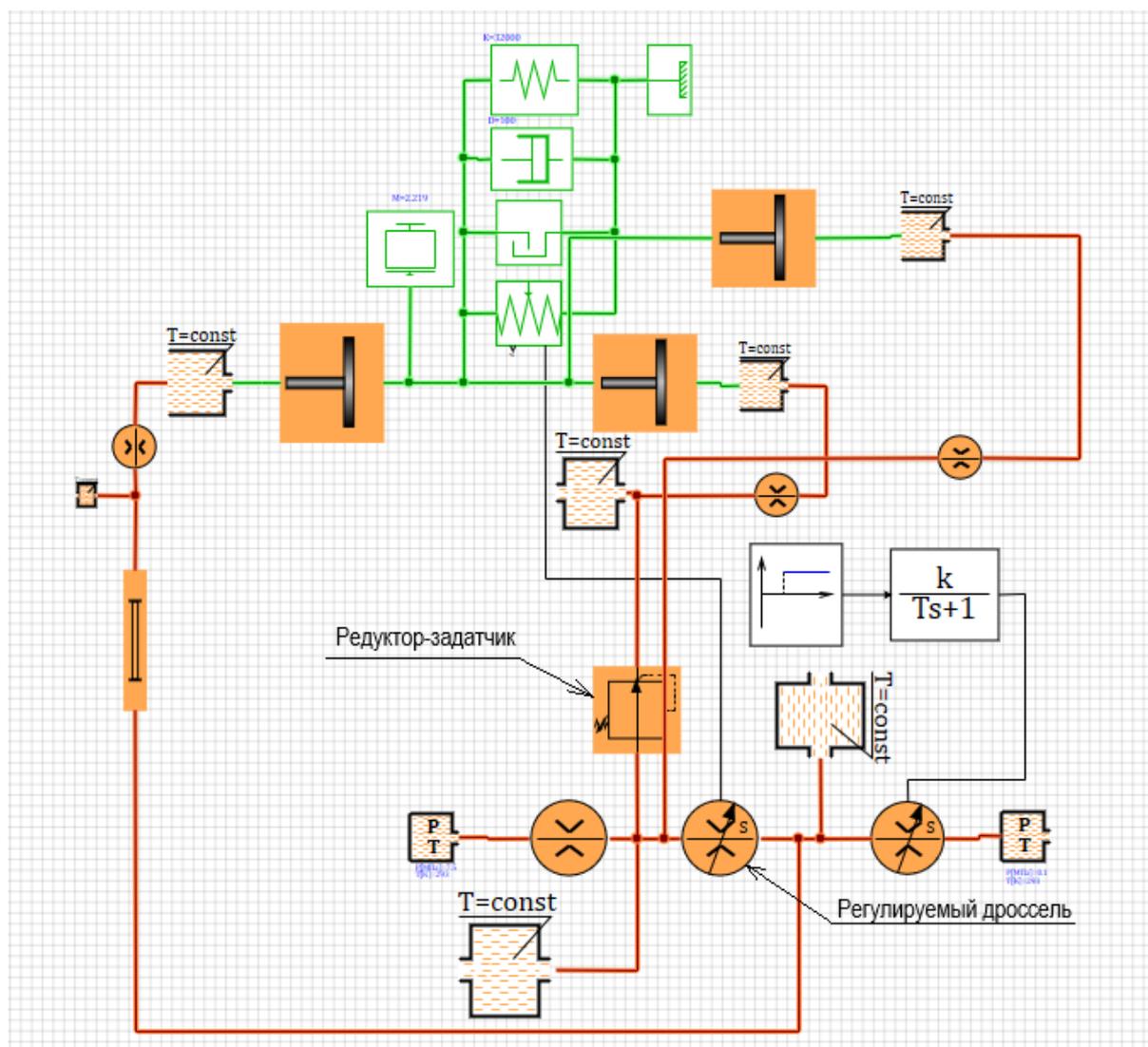
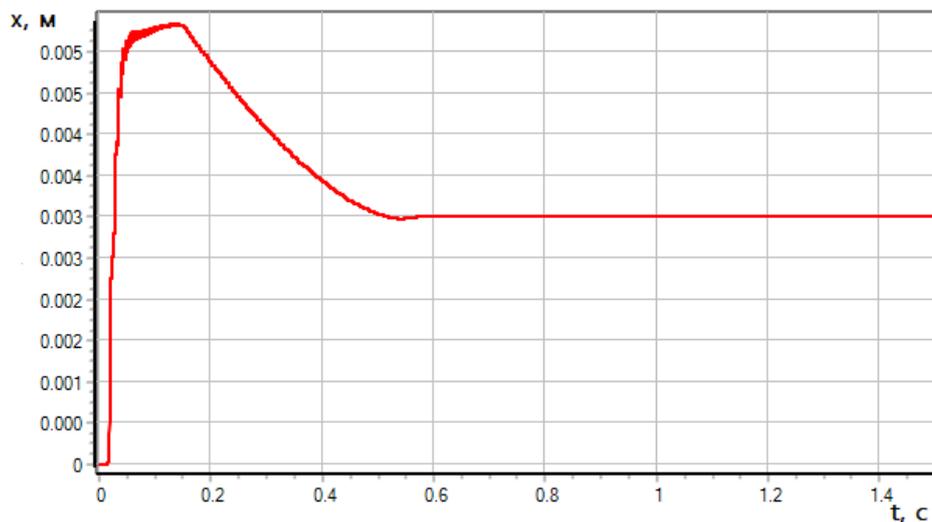
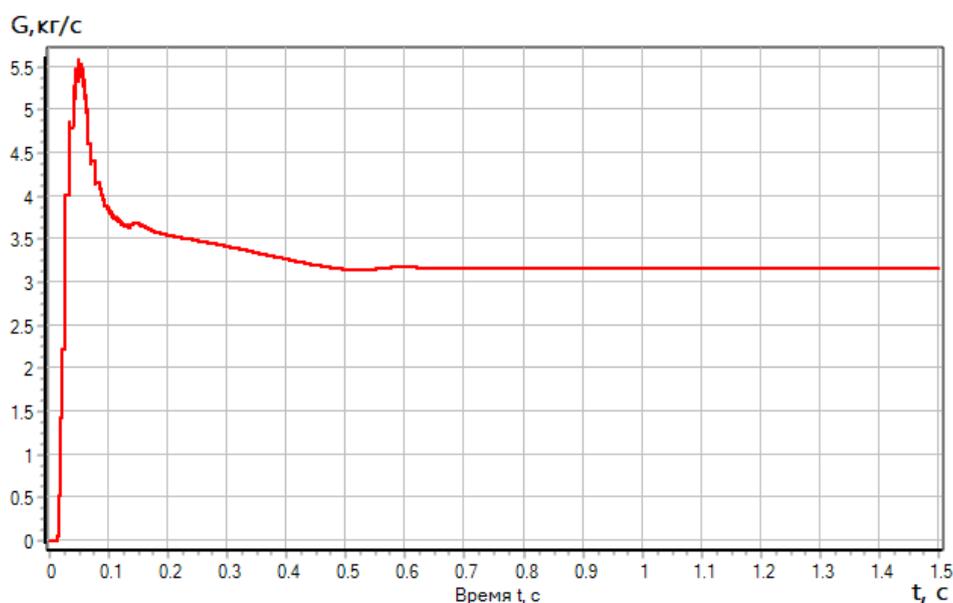


Рисунок 1. Модель регулятора давления газа в программе «SimInTech»



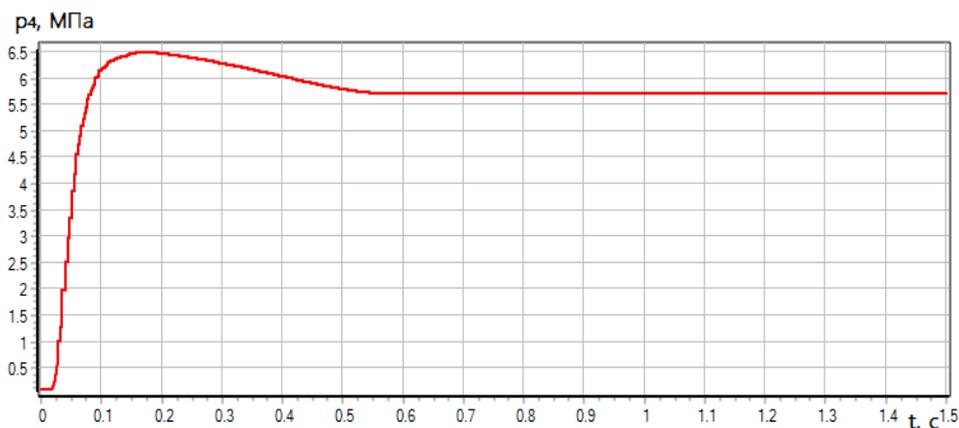
*Рисунок 2. График зависимости перемещения поршня от времени*



*Рисунок 3. График зависимости массового расхода через регулятор от времени*

На рисунке 3 также прослеживается начальное наполнение системы по забросу в первые доли секунд.

В свою очередь, график выходного давления будет иметь вид, представленный на рисунке 4. Конечное значение давления составляет 5,75 МПа.



*Рисунок 4. График зависимости выходного давления от времени*

### Заключение

В результате данной работы была построена рабочая модель в программе «SimInTech», отрабатывающая возмущения регулятора давления газа.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Кондрашов, Ю.И. Курсовое проектирование по дисциплине “Конструкция и проектирование агрегатов и систем” [Электронный ресурс]: электрон, учеб. пособие / Ю.И. Кондрашов; Минобрнауки России, Самар, гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т). — Электрон, текстовые и граф. дан. (6,7 Мбайт). — Самара, 2011. — 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

**Риффель Сергей Алексеевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Черкаских Сергей Николаевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Шилин Денис Викторович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Шейкин Максим Олегович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

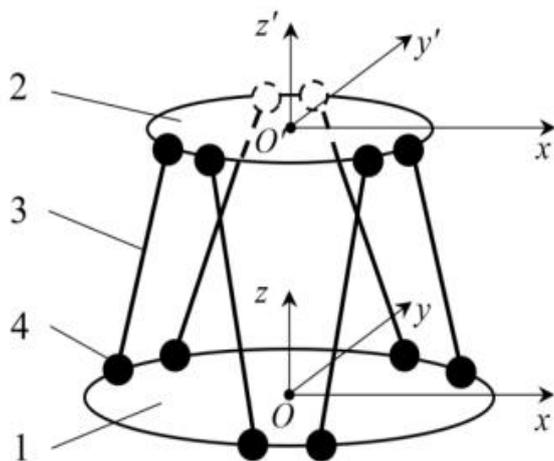
## Применение интеллектуальных алгоритмов для позиционирования рабочего органа гидравлического гексапода

Платформа Гью-Стюарта (гексапод) нашла широкое применение в станкостроении, подводных исследованиях, авиационных спасательных операциях на море, летательных тренажерах, позиционирования спутниковых антенн, в телескопах и ортопедической хирургии [1]. Данная платформа относится к параллельным механизмам и содержит две базы-платформы, соединенные между собой шестью телескопическими стойками. Изменение длины стоек позволяет ориентировать верхнюю платформу в нужном положении в трех плоскостях.

Во многих случаях требуется обеспечить быстрое изменение положения платформы. Примером может служить использование гексапода в авиатренажерах. При этом нагрузки на выходных звеньях приводов стоек оказываются высокими. В этих условиях целесообразно использование гидропривода.

Из-за того, что авиатренажер должен моделировать поведение реального самолета в каких-то конкретных ситуациях, очень важно, чтобы отработка движений, эмулирование задержек управления были воспроизведены максимально точно. Для этого очень важно рассмотреть именно вопрос систем управления.

Кинематическая схема исследуемого гексапода приведена на рисунке 1.



1 — основание платформы; 2 — верхняя платформа; 3 — линейный электрогидравлический привод; 4 — шарнир;  $O_{xyz}$  — система координат центра основания;  $O_{x'y'z'}$  — система координат верхней платформы

**Рисунок 1.** Кинематическая схема гексапода

Основная задача гексапода состоит в том, чтобы регулируемый объект, в данном случае шар, двигался по заданной траектории движения. В качестве типовой траектории движения выбрана окружность, что соответствует гармоническим входным сигналам.

На основании приведенной кинематической схемы гексапода была сформирована 3D-модель системы в пакете Solidworks (рис. 2) и изготовлен макетный образец методом 3D-печати (рис. 3).

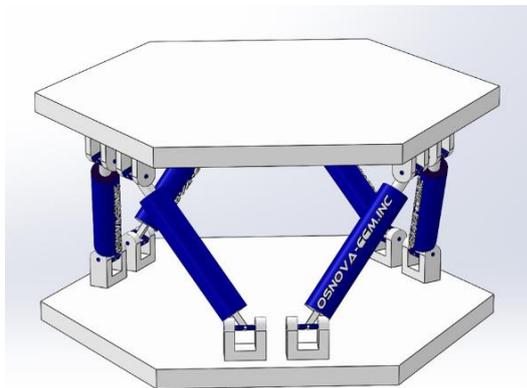


Рисунок 2. 3D-модель гексапода



Рисунок 3. Макетный образец гексапода

Для динамического моделирования движения подвижной платформы гексапода, управляемой с помощью гидроприводов, полученные 3D-модели были импортированы в SIMULINK. На рисунке 4 показана итоговая перенесенная в SIMULINK 3D-модель гексапода. В дальнейшем с помощью библиотеки SimMechanics в 3D-модель был добавлен шар в виде компонента Spherical Solid. С помощью данного шара, находящегося на верхней платформе гексапода, может быть обеспечена отработка различных траекторий движения и балансировку самого объекта.

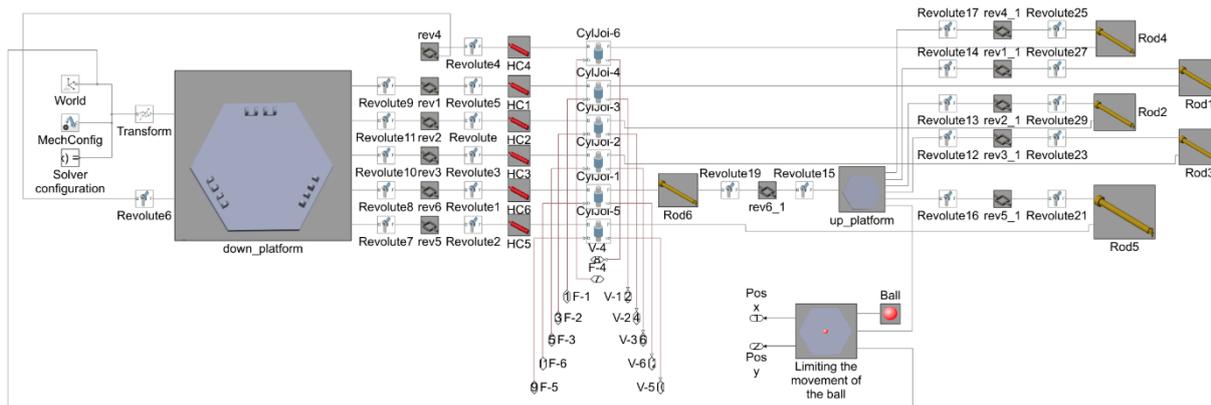


Рисунок 4. 3D-модель гексапода в SIMULINK

Кинематика гексапода описывается следующим выражением [2]:

$$L_i = \|p_{ti} \cdot M_z + p_i - p_{bi}\| - l_n, \quad (1)$$

где  $p_{ti}$  — координаты точек крепления гидроцилиндров к верхней платформе;  $M_z$  — матрица поворота верхней платформы;  $p_i$  — координаты центра верхней платформы;  $p_{bi}$  — координаты точек крепления гидроцилиндров к нижней платформе;  $l_n$  — длины гидроцилиндров в убранном положении;  $L_i$  — координаты требуемых выдвиганий гидроцилиндров.

Уравнение динамики гексапода имеют следующий вид [2]:

$$M(\ddot{r}^0 + \dot{\omega}^0 \times r_c^0 + \omega^0 \times (\omega^0 \times r_c^0)) + Mgk_0 = F^0, \quad (2)$$

$$S \cdot J_c \cdot S^T \dot{\omega}^0 + \omega^0 \times (J_c \cdot S^T \omega^0) = M^0,$$

где  $M$  — масса верхней платформы;  $J_c$  — тензор инерции;  $\ddot{r}^0$  — ускорение центра масс платформы;  $\dot{\omega}^0$  — угловое ускорение центра масс платформы;  $r_c^0$  — радиус-вектор центра масс платформы;  $\omega^0$  — угловая скорость центра масс платформы;  $k_0$  — орт базис;  $S$  — тензор поворота;  $F^0$ ,  $M^0$  — активные силы и моменты. Активные силы и моменты определяются усилиями, развиваемыми гидроцилиндрами, которые могут быть найдены исходя из второго закона Ньютона, записанного для каждого поршня гидроцилиндра:

$$f_{1i}p_{1i} - f_{2i}p_{2i} = m \frac{d^2x_i}{dt^2} + k_{тр}\dot{x}_i + F_i, \quad (3)$$

где  $x_i$  — координата поршня гидроцилиндра;  $p_{1i}$  — давление в поршневой полости гидроцилиндра;  $p_{2i}$  — давление в штоковой полости гидроцилиндра;  $f_{1i}$ ,  $f_{2i}$  — площади поршня;  $m$  — масса поршня;  $F_i$  — внешняя нагрузка;  $k_{тр}$  — коэффициент вязкого трения гидроцилиндра.

Для описания электрогидравлических усилителей, построенных на базе элементов сопло-заслонка и цилиндрических золотников и используемых для управления гидроцилиндрами, была использована типовая модель [3].

Традиционно в качестве основной системы управления гексапода используются два ПИД-регулятора, каждый из которых отвечает за один из углов Эйлера. В данном случае, это угол нутации и угол собственного вращения. Управляющая часть, в случае традиционной системы управления, описывается уравнением ПИД-регулятора:

$$u = Pe(t) + I \int_0^T e(t)dt + D \frac{de(t)}{dt}, \quad (4)$$

где  $P$  — коэффициент усиления пропорционального регулирования;  $D$  — коэффициент усиления регулирования по производной;  $I$  — коэффициент усиления интегрального регулирования;  $e(t)$  — ошибка регулирования.

На Рисунок 5 представлена спроектированная система управления наклоном верхней платформы в пакете Simscape. Поскольку положение шара на подвижной платформе описывается двумя координатами, то для каждой координаты был использован свой ПИД-регулятор. Управление было организовано по ошибке регулирования.

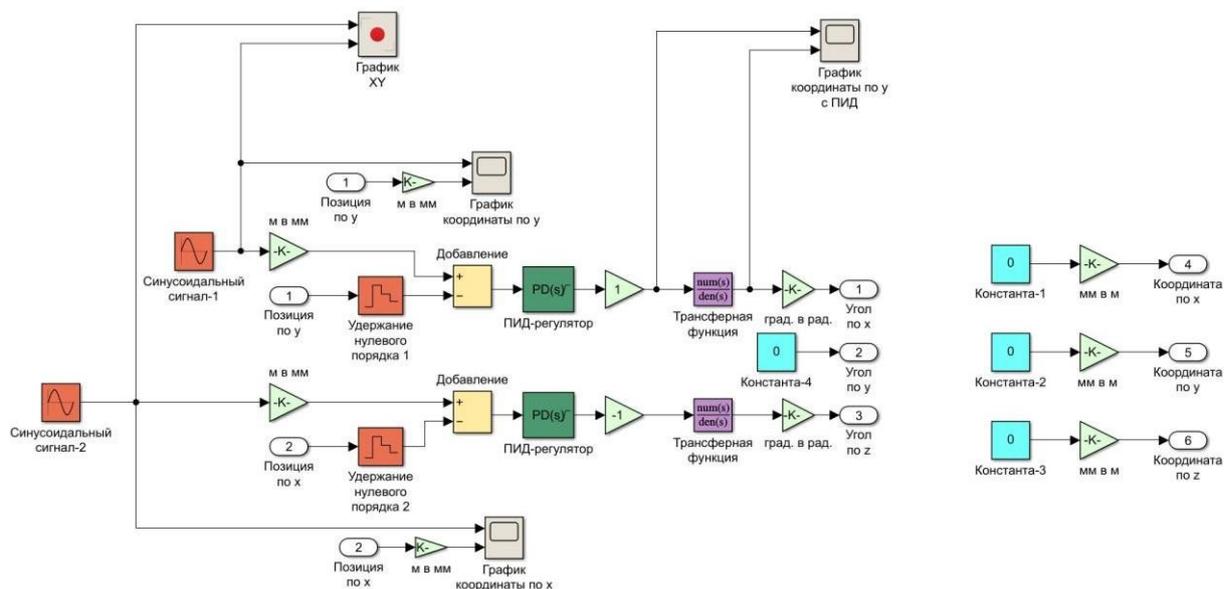


Рисунок 5. Блок-схема системы управления гексапода

Первоначально коэффициенты ПИД-регулятора были определены экспериментальным способом при помощи эвристического метода Циглера-Никольса [4]. Полученные значения были приняты в качестве начального приближения для дальнейшей оптимизации ПИД-регулятора при помощи метода градиентного спуска. По итогам оптимизации регулятора были выбраны значения, которые наиболее точно удовлетворяли требованиям. В таблице 1 приведены начальные и оптимизированные значения параметров регулятора. В таблице использованы следующие обозначения:  $K_p, K_d$  — коэффициенты усиления;  $N$  — коэффициент фильтрации.

Таблица 1

Параметры ПИД

Параметр	Начальное значение	Оптимизированное значение
$K_p$	37.3060	38.4996
$K_d$	26.5750	44.8552
$N$	24.2665	10.3983

На основании разработанной модели с помощью численных методов SIMULINK были рассчитаны переходные процессы, по которым можно судить об эффективности применения данного типа регулятора.

На рисунках 6 и 7 представлены переходные процессы цилиндров. Как следует из рисунков, имеют место значительные отклонения реальной и желаемой траектории движения, поэтому было принято решение использовать более современные алгоритмы управления на базе нечеткой логики.

При использовании нечеткой логики первоначально выбираются входные и выходные лингвистические переменные. Для гексапода вектором лингвистических переменных будут выступать ошибка регулирования  $e(t)$ , скорость изменения ошибки регулирования  $e'(t)$  и позиция шара. Далее происходит процедура фазификации. В ней числовые данные переходят в нечёткие значения, после чего поступают в аналитический блок. На основе базы данных в аналитическом блоке происходят преобразования, в ходе которых получают выходные значения. Эти значения затем поступают в блок дефазификации. На выходе из регулятора нечёткой логики формируются численные значения сигналов управления.

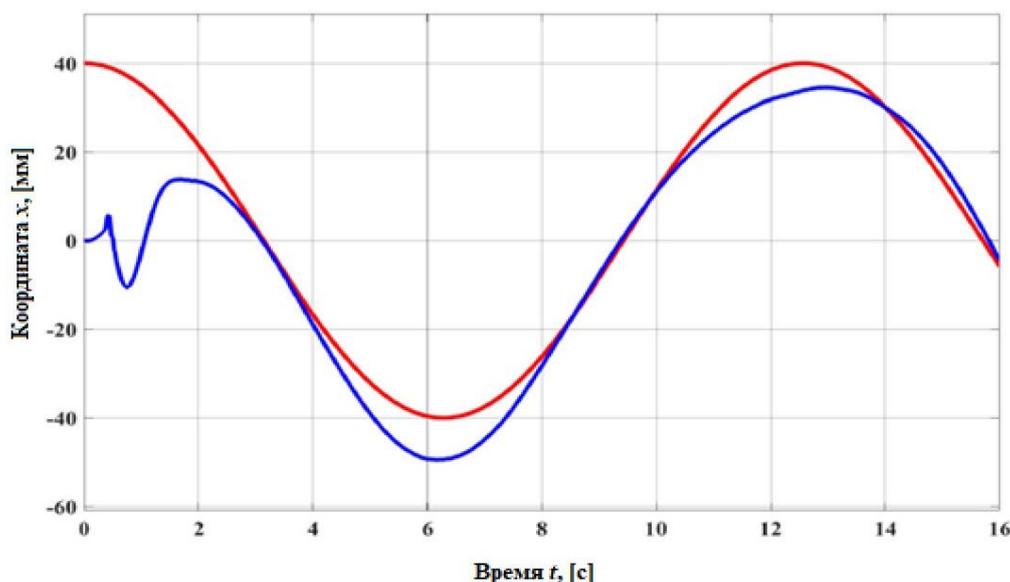
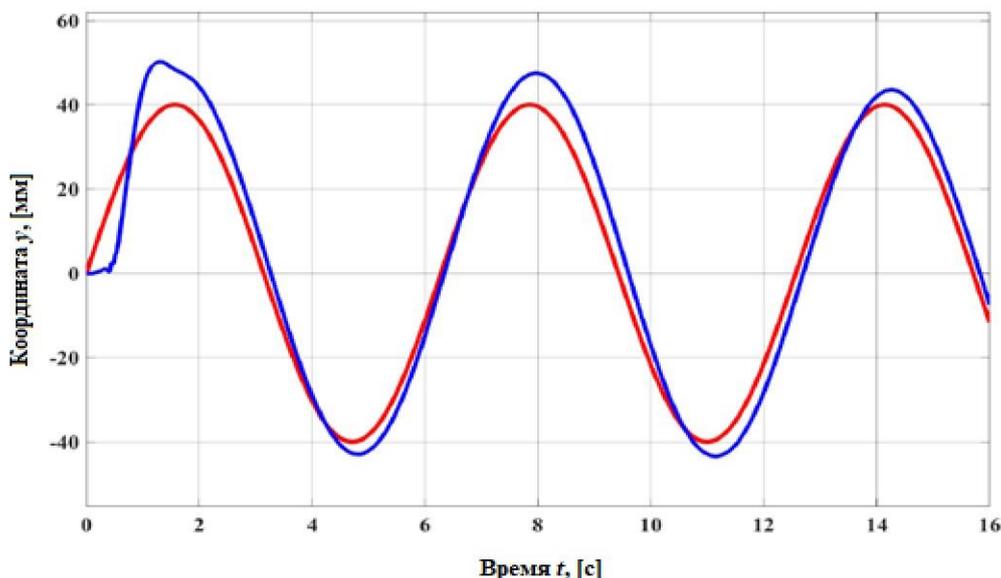


Рисунок 6. Переходный процесс по оси X



**Рисунок 7.** Переходный процесс по оси Y

Нечеткая логика реализует следующий алгоритм управления. В начальном состоянии шар находится в центре платформы с ошибкой регулирования  $e(t)$ . Необходимо подать сигнал на распределители, отвечающие за поворот платформы относительно оси, ортогональной плоскости, в которой должен начать движение шар. При этом необходимо, чтобы у шара был максимальный модуль ускорения для минимизирования времени нарастания. Можно поступить аналогично логике ПИД-регулятора, т. е. задать первоначальный импульс в виде резкого поворота платформы с таким ускорением, чтобы не произошел отрыв шара от платформы и в дальнейшем обрабатывать ошибку регулирования, сводя ее к минимуму. В таблице 2 представлены правила по описанному выше алгоритму.

**Таблица 2**

**База данных**

Скорость / Ошибка	О	МО	С	МП	П
О	-0.4	-0.4	-0.6	-0.6	-0.6
МО	0.4	-0.2	-0.4	-0.6	-0.6
С	0.6	0.4	0	-0.4	-0.6
МП	0.6	0.6	0.4	0.2	-0.4
П	0.6	0.6	0.6	0.4	0.4

Обозначение термов: О — отрицательная; МО — малая отрицательная; С — средняя; МП — малая положительная; П — положительная. Цифры в таблице соответствуют численным значениям координат движения шара

На рисунке 8 представлена поверхность трех лингвистических переменных: «ошибка регулирования», «скорость изменения ошибки» и «положение шара». На рисунке 9 представлена итоговая блок-схема системы управления с использованием нечеткой логики. Ее применение позволило обеспечить управление положением шара не только по ошибке, но и по проекции скорости шара на одну из ортогональных осей.

После расчета модели были получены переходные процессы для случая использования регулятора, реализующего нечеткую логику. Данные графики приведены на рисунках 10, 11. Красным цветом изображена заданная траектория движения шара, а синим цветом изображена полученная траектория движения шара с применением регулятора нечеткой логики.

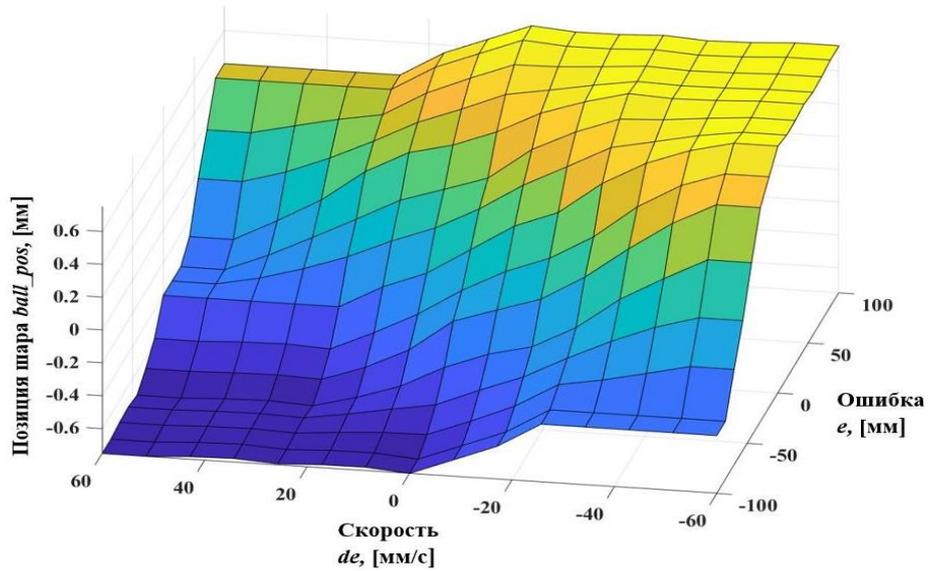


Рисунок 8. Поверхность трех лингвистических переменных и базы данных

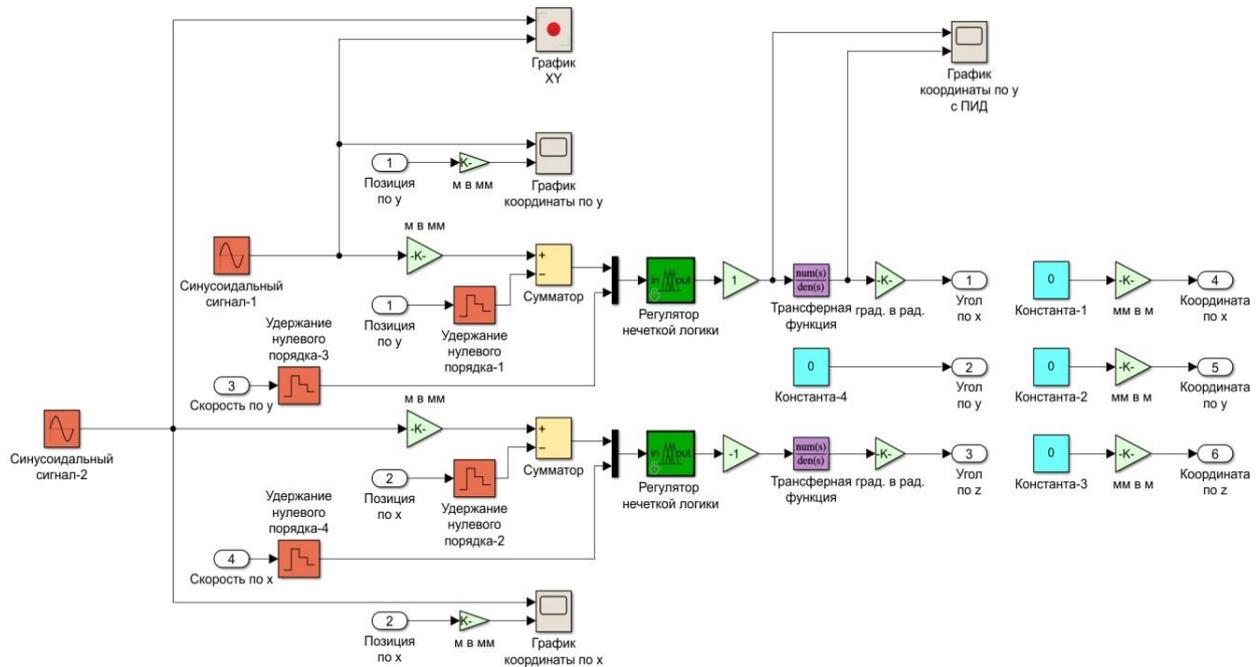


Рисунок 9. Блок-схема системы управления

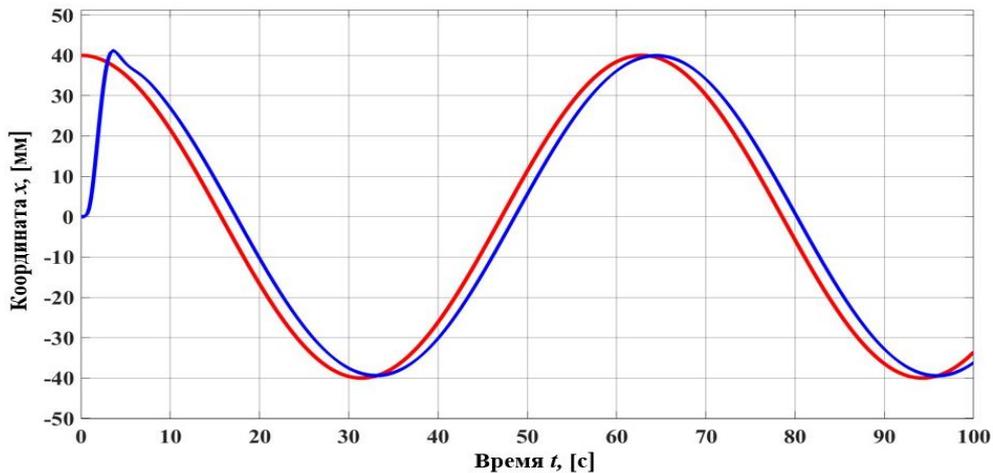
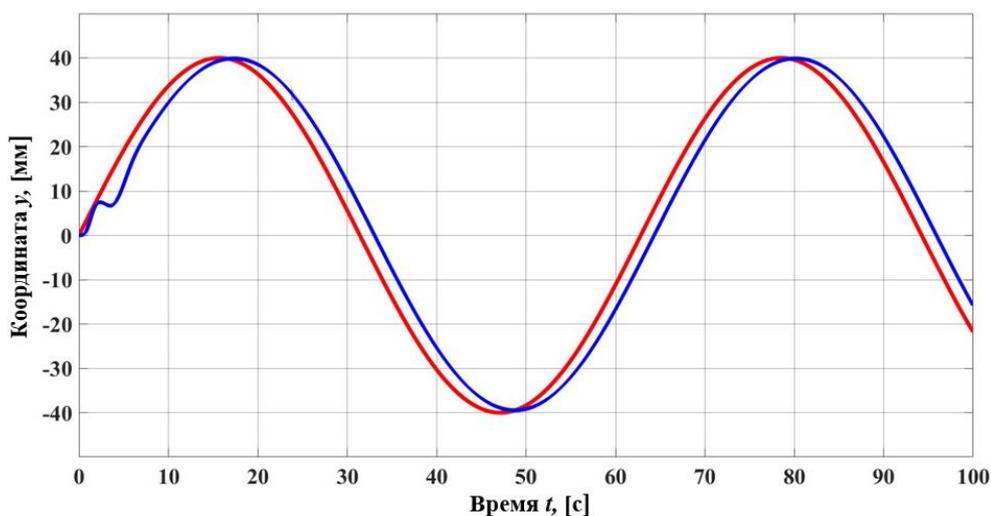


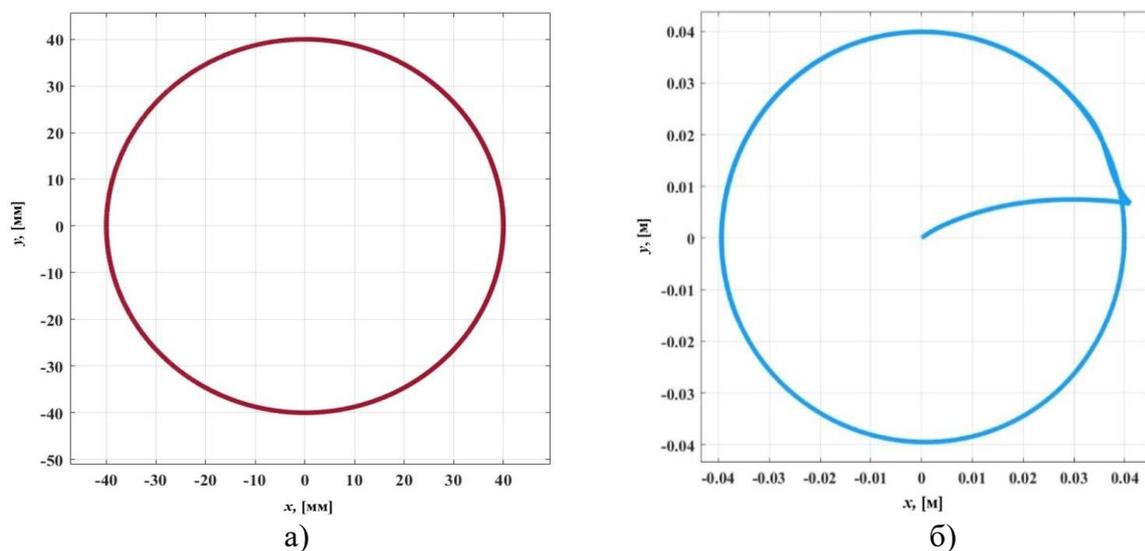
Рисунок 10. Переходный процесс по оси X



*Рисунок 11. Переходный процесс по оси Y*

Как следует из рисунков, применение нечеткого регулятора позволило значительно улучшить точность управления. В итоге отработанный сигнал имеет искажения по амплитуде 5,2 % и запаздывание по фазе  $4,21^\circ$ . На рисунке 12 показана получившаяся траектория движения шара по поверхности верхней платформы.

Таким образом использование нечёткого регулятора позволило достичь меньшего искажения траектории по сравнению с традиционным ПИД-регулированием, повысить динамическую точность и быстродействие системы.



*Рисунок 12. Траектория движения шара:  
(а) заданная траектория; (б) полученная траектория*

## ЛИТЕРАТУРА

1. D. Stewart, “A platform with six degrees of freedom”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Power and Energy, vol. 180(15), 1965, pp. 371–386.
2. G.A. Leonov, S.A. Zegzhda, S.M. Zuev, «Dynamics and Control of the Stewart Platform», Doklady Physics vol. 59(9), 2014, pp. 405–410.

3. Риффель С.А., Шейкин М.О., Черкасских С.Н., Шилин Д.В. Моделирование гидравлического привода с электрогидравлическим усилителем типа «сопло-заслонка // XXV Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (г. Москва, 8 декабря 2021 г.). Материалы конференции — М.: Мир науки, 2021. С. 186–193.
4. Пегат А. Нечеткое моделирование и управление. — М.: Бином. Лаборатория знаний, 2009. — 798 с.

**Сайранов Владимир Алексеевич**

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», Уфа, Россия

**Петров Павел Валерьевич**

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», Уфа, Россия

## **Гидросхема беспилотного бульдозера**

Начало второго тысячелетия стал для человечества эпохой, в которой инноваторы стали внедрять технологии, при помощи которых, стало возможно создавать «умных» роботов. Основой экономики постепенно становятся технологии, основанные на принципах роботизации, облачных вычислений и искусственного интеллекта. Такие изменения в организации производств приводят к положительным результатам для жизни и безопасности людей.

Основным инструментом, который будет участвовать во всех отраслях промышленности в ближайшие десятилетия станет технология искусственного интеллекта. В процессе развития этого инструмента, параллельно также будут расти возможности беспилотной техники, что приведет к развитию всей машиностроительной отрасли. На сегодняшний день, все крупные технологические компании мира работают на развития данных направлений.

Актуальность данной работы заключается в том, что в условиях, сложившихся в мире, когда наша страна вдруг стала изолирована от передовых технологий, разработанных в коллективном западе, нельзя допустить критическое отставание машиностроительной отрасли в этом направлении. Для преодоления этой кризисной ситуации мной был предложен вариант такой технологии.

На рисунке 1 изображена разработанная электрогидравлическая схема с беспилотным управлением для тяжелого карьерного бульдозера, которая состоит их контуров привода гидростатической трансмиссии и контура привода в работу рабочих инструментов бульдозера.

Гидростатическая трансмиссия имеет в качестве измерительных элементов дистанционную передачу на двух вращающихся трансформаторах, приборный и силовой, согласующие редукторы, тахогенераторы ТГ, предназначенные для измерения угловой скорости входного вала и вала гидродвигателя, и датчик угла ДУ установленный на регулирующем органе насоса. Сигналы ошибки и корректирующих обратных связей суммируются на входе БОРТ.ЭВМ1, которые потом после обработки в соответствии с заданной командой посылаются на усилители, управляющей током в обмотках электромагнита механизма управления. Гидропривод с элементами гидроавтоматики (подпитка магистралей привода и ограничение давления) получает энергию через муфту от приводного двигателя ПД, который одновременно приводит во вращение вспомогательный насос системы питания механизмов гидропривода.

Гидропривод рабочих органов функционирует аналогично, только вместо вращающихся трансформаторов, положения и нагрузку отслеживают соответствующие датчики.

В заключении хотелось бы сказать, что предложенная схема не уступает по своим идеям и функциональным возможностям передовым разработкам ведущих компаний из недружественных стран, и может покрыть потребность в беспилотной бульдозерной технике, так и других аналогичных хозяйственных и промышленных машинах для разных секторов отечественной экономики.

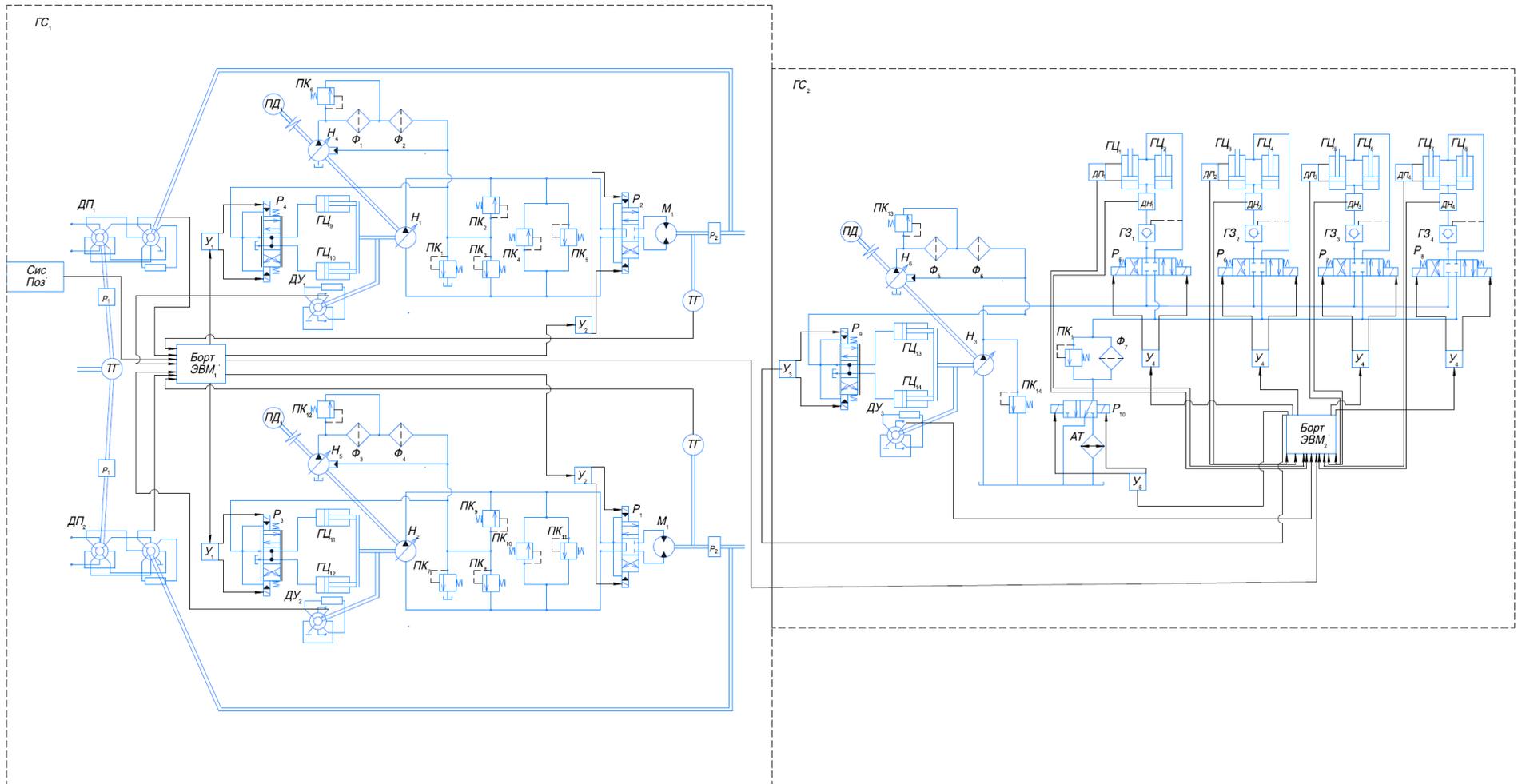


Рисунок 1. Схема беспилотного бульдозера с электрогидравлическим приводом

## ЛИТЕРАТУРА

1. Будущее роботов и автоматизации в промышленности [Электронный ресурс] // URL: <https://otus.ru/journal/budushhee-robotov-i-avtomatizacii-v-promyshlennosti> // (Дата обращения: 01.09.2022).
2. Четвертая промышленная революция [Электронный ресурс] // URL: <https://www.tadviser.ru/index.php> / Статья: Четвертая промышленная революция (Industry Индустрия 4.0) // (Дата обращения: 01.09.2022).

**Семенова Наталия Павловна**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Дружинин Алексей Анатольевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Лямасов Александр Константинович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## **Автономная система дозирования пенообразователя на базе лопастной гидротурбины**

Наиболее эффективным способом борьбы с огнём на предприятии является пенное пожаротушение [1; 2]. Оно может быть использовано и в случае возгорания различных горючих веществ и легковоспламеняющихся жидкостей. При применении данного способа пена покрывает горящую поверхность, прекращая доступ кислорода к очагу возгорания, а наличие воды позволяет быстро охлаждать воспламененные объекты.

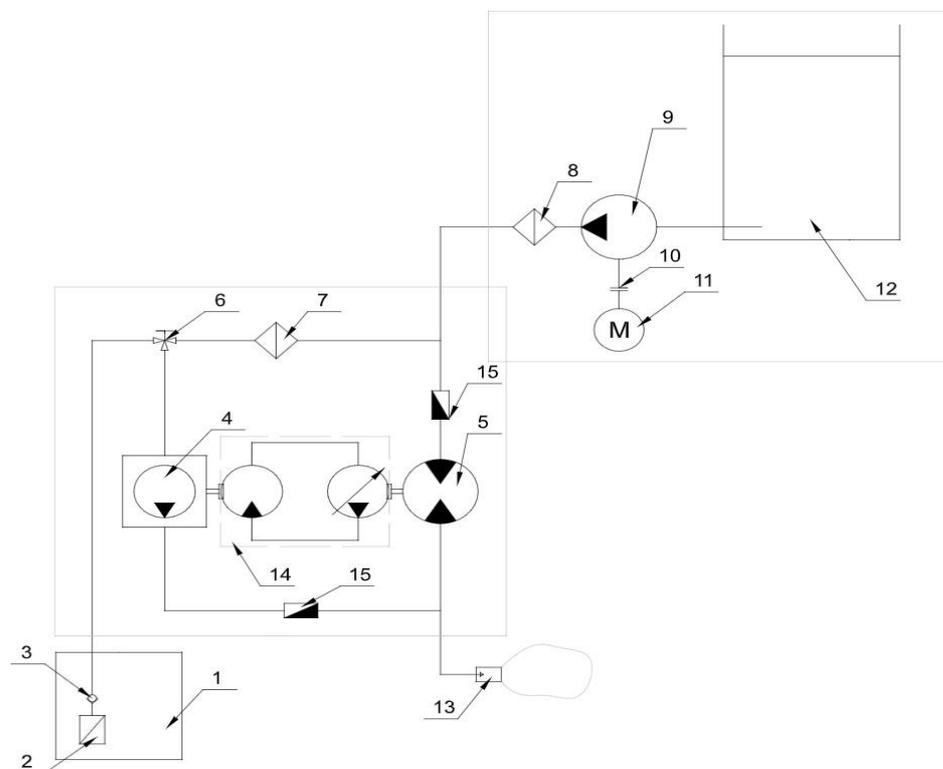
Для более эффективного пожаротушения используют пенообразователи с различной кратностью. Кратность пены представляет собой соотношение объема пены к объему раствора, использованного для образования пены [1]. Пена с невысоким уровнем кратности (до 20) позволяет обеспечить мощную устойчивую струю, что позволяет подавать ее на большие расстояния. Она не пропускает горячие газы и снижает температуру горячей поверхности. Низкократной пеной целесообразно поливать горящие поверхности.

Пена средней (20...200) и высокой (более 200) кратности позволяет эффективно изолировать объемы помещений и может быть использована как для тушения пожаров в таких объемах, так и для вытеснения загрязненного воздуха из помещений.

Для получения пены с необходимой кратностью используются системы дозирования, позволяющие смешивать воду и пенообразователь в заданных пропорциях. Подача пенообразователя для смешивания в таких системах обеспечивается специальным насосом, который и определяет требуемую кратность. Перспективным является использование схем, в которых привод насоса производится от водяной турбины, установленной в основной водяной магистрали. Это делает систему автономной. Принципиальная гидравлическая схема системы автоматического дозирования пенообразователя данного типа приведена на рисунке 1.

Данная система позволяет обеспечить автоматическую дозированную подачу пенообразователя из ёмкости в поток воды. Прохождение потока воды через лопастную гидротурбину вызывает вращение ее ротора, которое передается на вал дозирующего насоса посредством объемного гидравлического привода. Насос осуществляет забор пенообразователя из емкости и обеспечивает его подачу в магистраль.

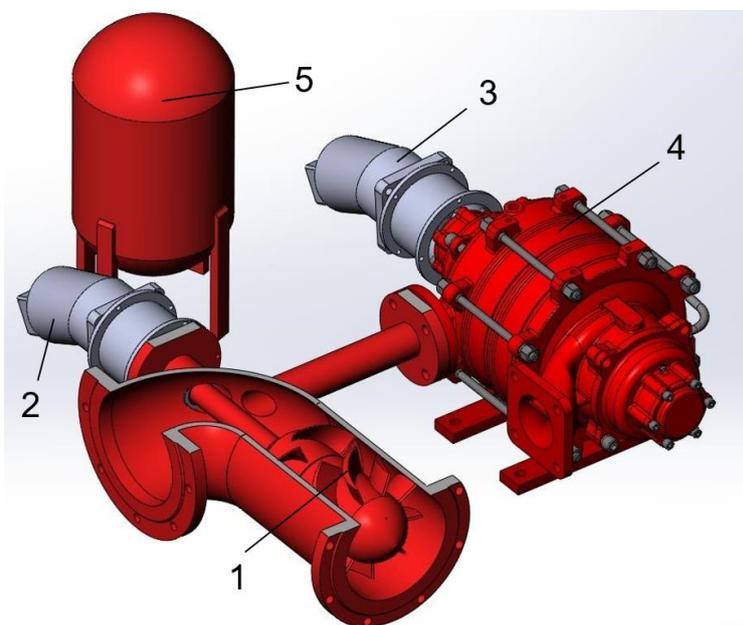
В качестве дозирующего насоса часто используют насосы объемного типа. Они имеют жесткие рабочие характеристики, что позволяет обеспечить высокую точность дозирования в различных условиях. Кроме того, они способны работать с жидкостями различной вязкости, обеспечить самовсасывание. Однако на сегодняшний день для пожаротушения все чаще применяют пенообразователи низкой вязкости и низкой смазывающей способности. Это делает целесообразным использование лопастных насосов в системах дозирования. Данное решение позволяет увеличить надежность за счет уменьшения количества трущихся поверхностей, обеспечить широкие возможности регулирования, снизить стоимость системы.



1 — бак пенообразователя; 2 — всасывающая сетка; 3 — обратный клапан всасывающей сетки; 4 — дозирующий насос; 5 — дозирующая гидротурбина ( датчик расхода воды); 6 — трёхпозиционный кран; 7, 8 — фильтры; 9 — насос основной; 10 — муфта; 11 — двигатель; 12 — цистерна для воды; 13 — пеногенератор; 14 — гидравлический привод с машинным регулированием; 15 — расходомер

**Рисунок 1.** Принципиальная схема системы автоматического дозирования пенообразователя

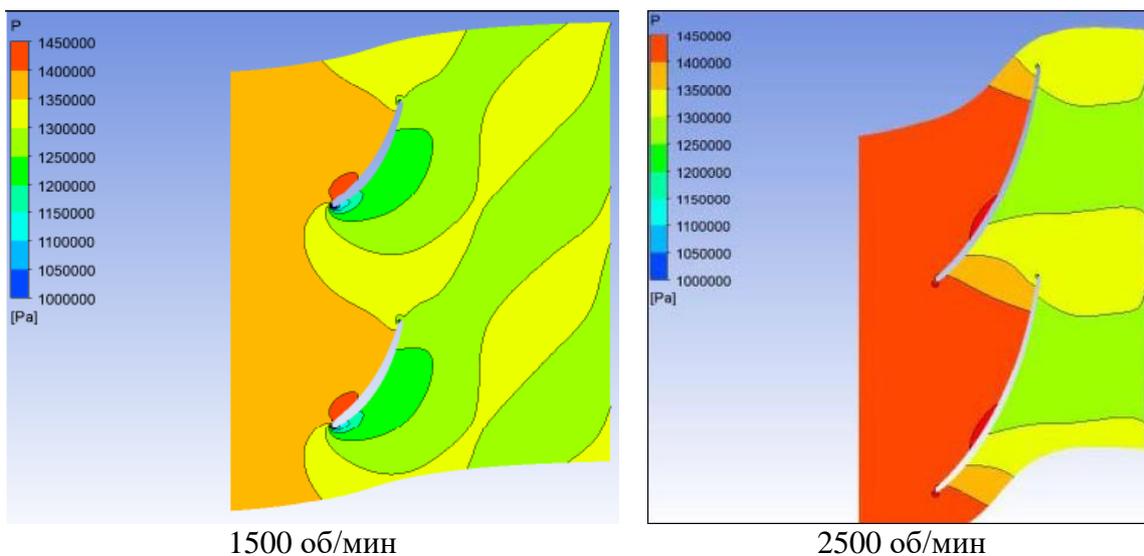
В соответствии с предлагаемой концепцией была разработана автономная установка для дозирования пенообразователя на параметры, соответствующие применяемым в нефтяной промышленности образцам. Требуемый расход жидкости в различных режимах составляет 10, 100 и 120 л/с. Получаемая кратность пены 1 %, 3 %, 6 %. На рисунке 2 показана 3D модель предлагаемой установки.



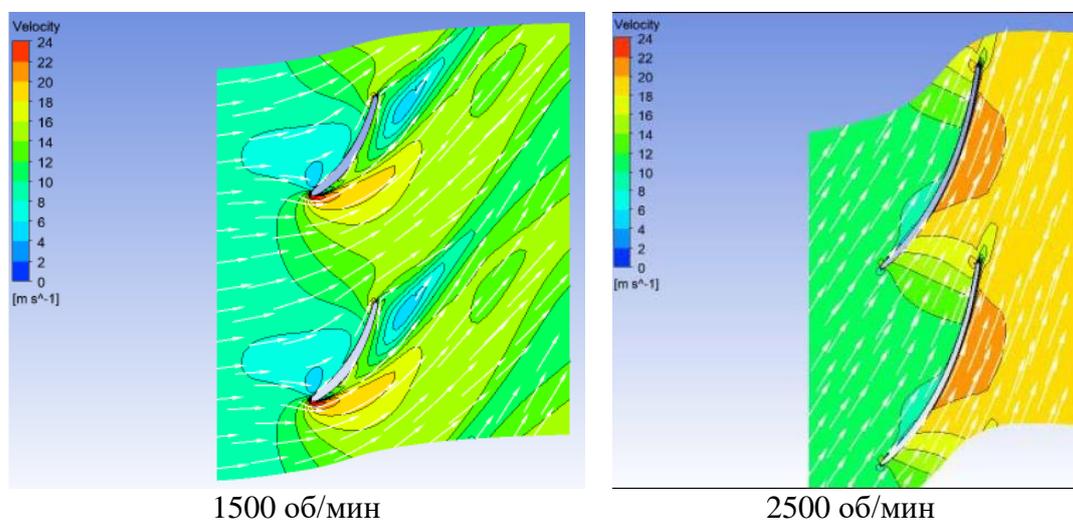
**Рисунок 2.** 3D модель установки для дозирования пенообразователя



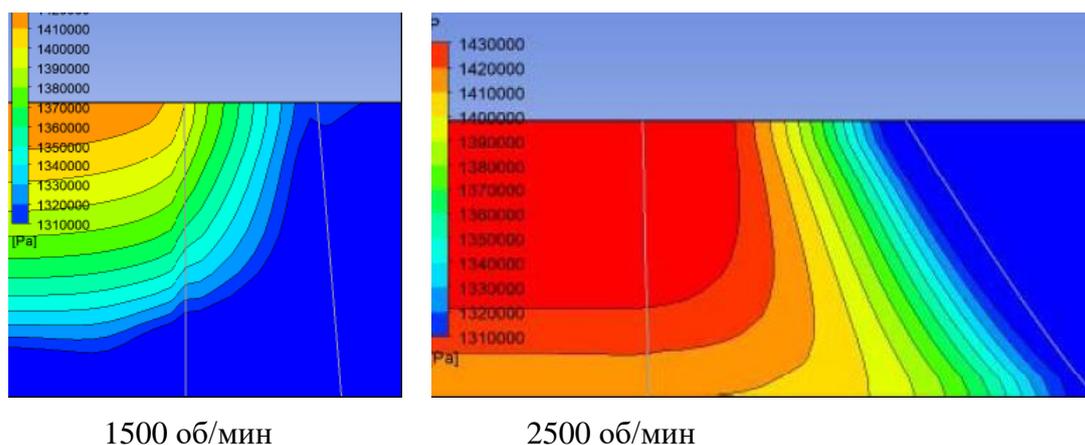
В качестве примеров на рисунках 4–6 представлены эпюры распределения полного давления и скорости потока по средней поверхности тока, а также распределение давления в меридианной плоскости. Они соответствуют физической картине течения, а поток характеризуется отсутствием вихрей. На выпуклой стороне лопастей наблюдаются повышенная скорость и пониженное давление.



**Рисунок 4.** Эпюра распределения полного давления для средней поверхности тока

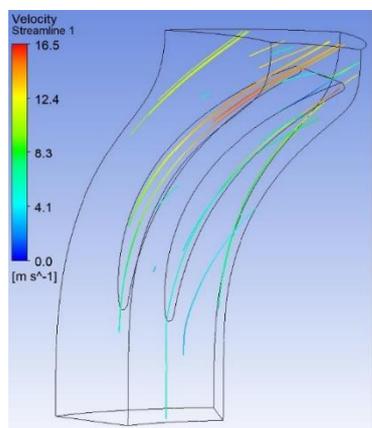


**Рисунок 5.** Эпюра распределения скорости потока с наложением векторов для средней поверхности тока

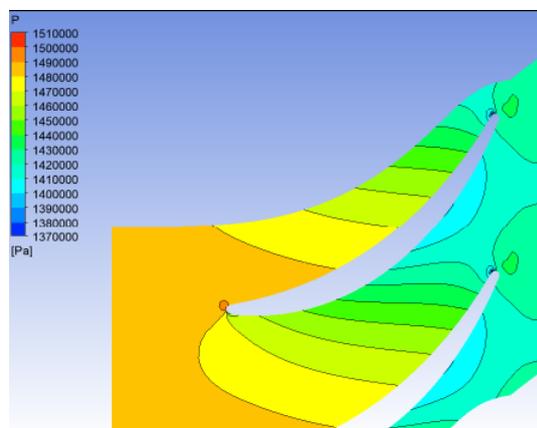


**Рисунок 6.** Эпюра распределения давления в меридианной плоскости

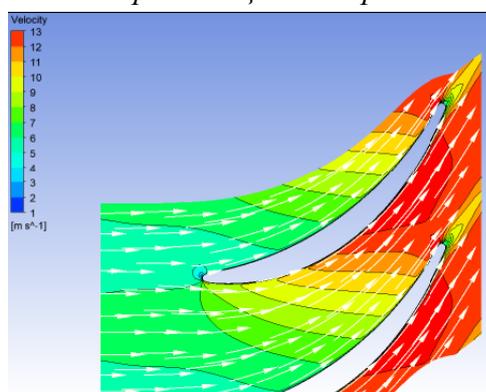
По результатам трехмерного гидродинамического моделирования итерационным способом корректировалась геометрия лопастных систем (изменялись длины лопастей, углы входа и выхода). В итоге требуемых параметров удалось достичь для рабочего колеса диаметром 200 мм для частоты вращения 1500 об/мин и 220 мм для частоты вращения 2500 об/мин. Поскольку первый вариант обладал более высоким КПД и имел более удачную компоновку, то он был выбран в качестве итогового. В дальнейшем для него было выполнено профилирование направляющего аппарата и проведено моделирование течения жидкости через него. Некоторые результаты расчетов приведены на рисунках 7–10.



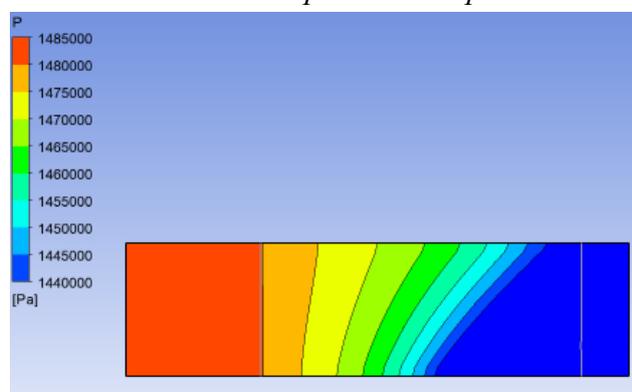
**Рисунок 7.** Линии тока в направляющем аппарате



**Рисунок 8.** Эюра распределения полного давления для средней поверхности тока



**Рисунок 9.** Эюра распределения скорости потока с наложением векторов для средней поверхности тока



**Рисунок 10.** Эюра распределения давления в меридианной плоскости

В целом в ходе работы была подтверждена перспективность предлагаемой системы дозирования и возможность обеспечения необходимой кратности и точности подачи пены при повышении надежности и снижении стоимости.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Шароварников А.Ф., Шароварников С.А. Пенообразователи и пены для тушения пожаров. Состав, свойства, применение. — М.: Познайка. — 2005. — 335 с.
2. Золотарёв С.Е., Огневич С.В. Современные технические решения систем дозирования пенообразователя в автоматических устройствах пожаротушения // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. — 2014. — № 4(6). — С. 84–89.

**Скачко Артем Андреевич**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Хвилько Кристина Валерьевна**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Качанов Игорь Владимирович**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Шаталов Игорь Михайлович**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Кособуцкий Александр Антонович**

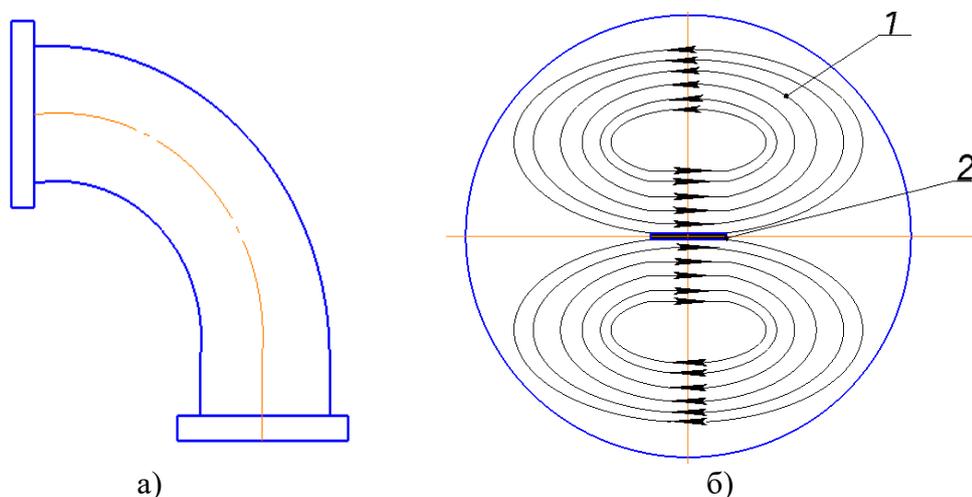
Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

## **Повышение производительности земснаряда путем изменения формы поперечного сечения на поворотных участках**

Дноуглубление на внутренних водных путях Республики Беларусь является необходимым условием для обеспечения судоходства пассажирских и грузовых судов. Эти работы осуществляются специальными плавучими дноуглубительными земснарядами, предназначенными для подводной разработки грунта. Дополнительно указанные земснаряды выполняют работы по добыче песка со дна рек и озер для обеспечения потребностей строительства и других отраслей промышленности.

Земснаряды работают при постоянных эксплуатационных нагрузках. Такие нагрузки приводят к отказам и износам в различных местах. Одной из основных проблем при эксплуатации земснарядов является отказ в трубопроводной системе. Так как от дееспособности трубопроводной системы зависит работа установки в целом, то к ним предъявляются особые требования.

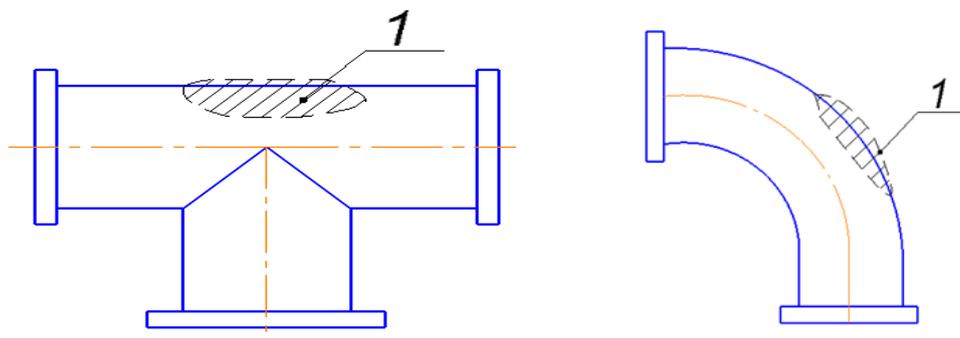
Анализ отказов трубопроводных систем показал, что основной его проблемой, является быстрый и неравномерный износ на поворотных участках (фасонных частей). На рисунке 1 изображена фасонная поворотная часть трубопровода (пульпопровода).



1 — направление движения потока пульпы; 2 — плоскость касания вихрей

**Рисунок 1. Фасонная поворотная часть пульпопровода**

В гидромеханизации применяются сварные или литые фасонные части. Неравномерное распределение в пульпе частиц грунта приводит к быстрому износу и увеличению гидравлического сопротивления этих фасонных частей пульпопровода. На рисунке 2 изображены зоны повышенного износа этих частей. В современной практике эксплуатации и ремонта применяются два основных способа по увеличению срока эксплуатации этих частей. Первый способ: заключается в электронаплавке высокотвердыми электродами, второй — в литых фасонных частях, увеличивающих толщину стенок в местах износа [1]. Известные способы существенно снижают экономический эффект работы земснаряда в целом.

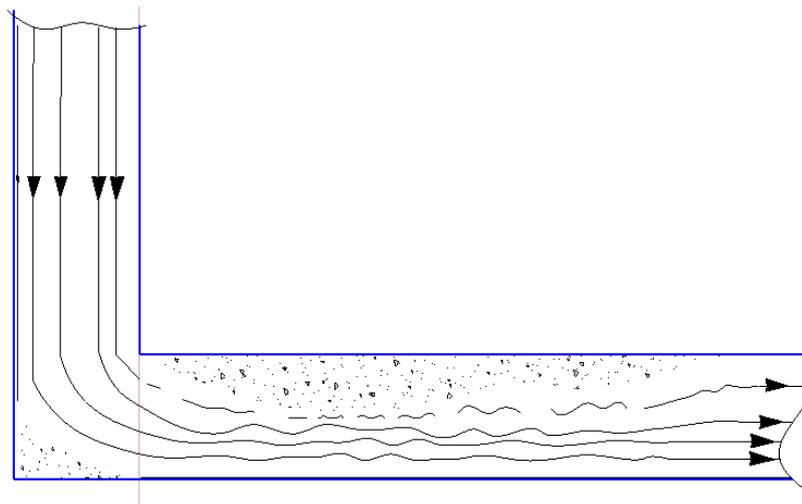


1 — зона повышенного износа

**Рисунок 2.** Фасонные части с зоной повышенного износа

Одним из решений проблемы увеличения гидравлического сопротивления и повышенного износа является локализации вихревой зоны на поворотном участке пульпопровода. Вихревая зона, возникающая вследствие отрыва потока от внешней стенки фасонной части пульпопровода, незначительна и заполняет только внешний угол поворота, не стесняя сечения основного потока. И наоборот, отрыв от внутренней стенки приводит к интенсивному вихреобразованию, зона которого распространяется далеко за изгибом (рис. 3).

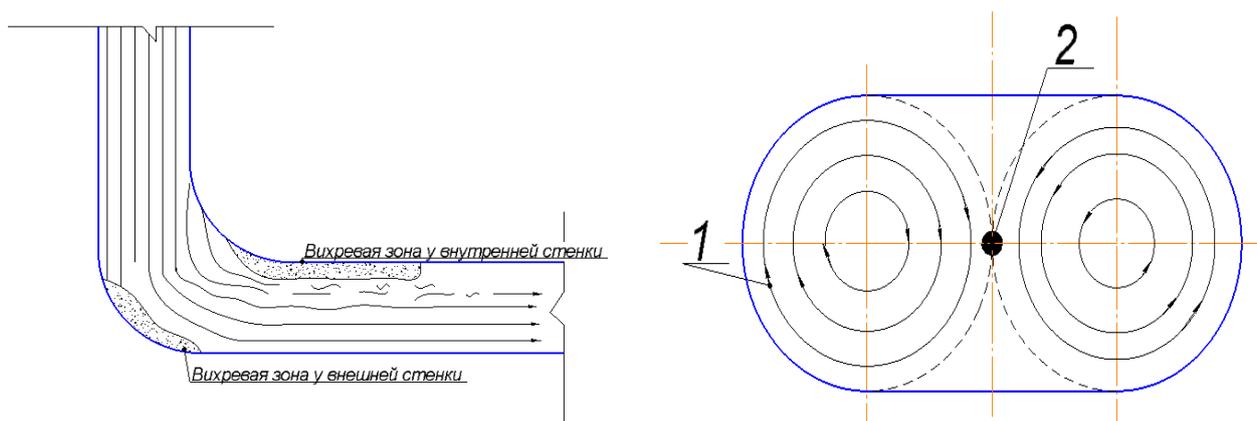
Помимо вихревых областей у стенок, в фасонной части возникает «парный вихрь» (рис. 1б). Появление этого вихря обуславливается наличием пограничного слоя и, соответственно, ядра потока с максимальными скоростями. В результате чего можно сделать вывод, что структура потока и сопротивление изогнутых частей пульпопровода (фасонных) определяется тремя явлениями: образованием вихревой области у внутренней стенки поворота, образованием такой же области у внешней стенки и возникновением «парного вихря» в поперечном сечении фасонной части. Так как поток пульпы представляет собой смесь песка и воды, то вблизи внутренней и внешней стенки наблюдается очень сильный износ. Появление парного вихря представлено на рисунок 1б.



**Рисунок 3.** Схема отрыва потока от внутренней и внешней стенки на поворотном участке пульпопровода

В круглом поперечном сечении вторичные токи, которые образуют парный вихрь, «встречаются» в плоскости касания и налагаются на главный поток. Тем самым они придают линиям тока винтообразную форму, которая в свою очередь располагается на некотором участке за изгибом. Вследствие этого закручивание потока прекращается на достаточно длинном участке за поворотом (рис. 16). При перекачке пульпы на этих участках пульпопровода будет наблюдаться максимальный износ за счет того, что частицы грунта отрываясь от основного потока, истирают стенки металла. Этот процесс существенно ухудшает работу земснаряда.

В овальной форме поперечного сечения так же присутствует вихревая зона и происходит отрыв потока от внешней и внутренней стенки фасонной части пульпопровода. Однако движение потока пульпы осуществляется по траектории овала, что сводит к минимуму внешний угол поворота при отрыве потока от внешней стенки. При отрыве потока от внутренней стенки снижается интенсивность вихреобразования, а также зона распространения этой области (рис. 4).



1 — направление движения вихрей; 2 — точка пересечения вихрей

**Рисунок 4.** Схема отрыва потока от внутренней и внешней стенки на поворотном участке пульпопровода овальной формы поперечного сечения

Как отмечалось выше, «парный вихрь» образуется из-за наличия пограничного слоя и ядра потока с максимальными скоростями. Однако в овальном поперечном сечении наложение «парного вихря» на основной поток происходит в меньшей степени, по сравнению с круглым сечением, благодаря тому, что есть возможность управлять процессом образования этого вихря путем распределения его по горизонтали. В этом случае вихри будут «встречаться» в точке касания.

Минимизация поверхности контакта «парного вихря» (переход от плоскости к точке контакта) является одним из условий, способствующих существенному снижению сопротивления в потоке, а также повышению эффективности работы земснаряда.

В заключение следует отметить, что существенно увеличить прочность и снизить гидравлическое сопротивление в фасонной поворотной части пульпопровода можно за счет управления процессом взаимного расположения компонентов парного вихря путем изменения формы поперечного сечения потока, придавая ей, например, форму овала.

Расчеты показали, что снижение гидравлического сопротивления путем изменения формы поперечного сечения фасонной поворотной части пульпопровода (с круглой на овальную), достигает порядка 30–50 %, что способствует снижению расхода топлива на земснаряде на 15–20 % и показывает высокую экономическую эффективность.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Барский М.Д. Гравитационная классификация зерновых материалов / М.Д. Барский, Москва: Недра, 1974. — 232 с.
2. Смолдырев А.Е. Трубопроводный транспорт. Основы расчета / А.Е. Смолдырев. — Москва: Недра, 1980. — 293 с.

**Стриганова Марина Юрьевна**

ГУО «Университет гражданской защиты Министерства по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь», Минск, Республика Беларусь

**Шаталов Игорь Михайлович**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Щербакова Мария Константиновна**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Максимович Александра Викторовна**

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

**Дмитриченко Александр Степанович**

УО «Белорусский государственный технологический университет», Минск, Республика Беларусь

## **Экспериментальные исследования волны перемещения, возникающей при гидродинамической аварии плотины в условиях высокогорья**

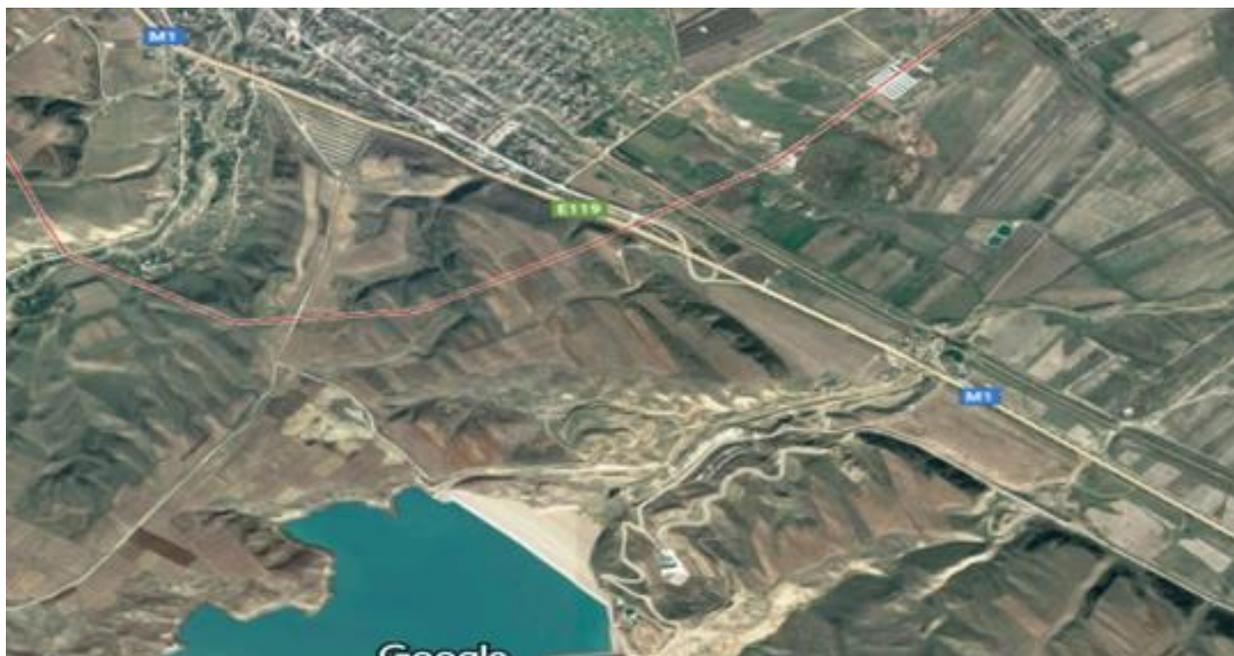
Причинами разрушения или обрушений грунтовых плотин являются: сейсмические воздействия на сооружения; подпорный уровень воды, превышающий расчетную величину; аварийное состояние сооружения; неэффективность работы дренажных систем и др.

Сценарии развития гидродинамической аварии различны. Возможно нарушение целостности подпорного сооружения (образование прорана) в теле плотины, размеры которого существенно меньше общей длины напорного фронта и меньше или равны высоте сооружения, или полное его разрушение. В результате данной чрезвычайной ситуации возникают волны перемещения, определение основных параметров которых (скорости, глубины потока) является весьма актуальной задачей.

Высокогорный рельеф при разрушении подпорных сооружений способствует возникновению бурного потока, движущегося с большой скоростью и сносящего все на своем пути. Опасность появляющейся при этом волны перемещения обусловлена и тем, что она захватывает грунт, составлявший тело размытой плотины, и различные скальные породы сухого русла, что увеличивает ее ударную силу.

При развитии любого сценария аварии происходит относительно постепенное опорожнение водохранилища, при котором расход воды при распространении потока по нижнему бьефу грунтовой плотины уменьшается в начальном и увеличивается в конечном створе. Для определения основных параметров такого потока были проведены экспериментальные исследования в гидродинамическом лотке.

Тестовым объектом исследования было выбрано Тахтакорпюнское водохранилище на территории Азербайджана, созданное одной из наиболее высоких земляных плотин не только в регионе, но и в Европе. Располагается данное сооружение на высоте около 140 м над долиной с жилой застройкой и сетями энергоснабжения, водоснабжения и транспортного сообщения. Протяженность склона от плотины составляет 2,32 км (рис. 1) [1].



**Рисунок 1.** Плотины Тахтакорюнского водохранилища

Провести натурные эксперименты на подобных объектах не представляется возможным. Поэтому лабораторные исследования являются самым оптимальным методом определения необходимых параметров водных потоков при гидродинамической аварии. Был проведен количественный эксперимент, который позволил зафиксировать волну перемещения и определить геометрические и кинематические ее параметры. Гидравлические сопротивления, шероховатость дна, аэрация потока и волнообразование не учитывались в связи с большой инерционностью горного потока.

Для проведения лабораторных экспериментов на первом этапе были определены критерии подобия, которые учитывались при разработке модели тестового сооружения. Были выбраны критерии геометрического и динамического подобия, равенство которых для природы и модели обеспечивает возможность пересчета полученных экспериментальных значений исследуемых параметров потоков для натуральных условий.

Динамическое подобие выражается через число Фруда  $Fr$ :

$$Fr_{\text{мод}} = Fr_{\text{нат}} = \frac{v^2}{gh} \quad (1)$$

Геометрическое подобие определено геометрическими размерами согласно модели (рис. 2):

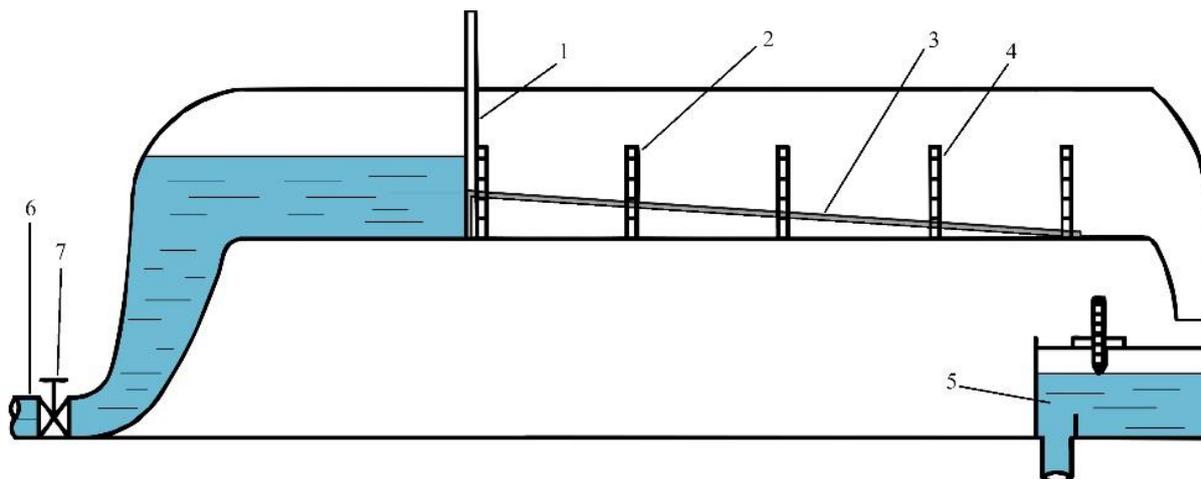
$$\frac{m_{\text{мод}}}{L_{\text{мод}}} = \frac{m_{\text{нат}}}{L_{\text{нат}}} \quad (2)$$



$m$  — высота расположения плотины над горизонтальной плоскостью, м;  $L$  — длина нижнего бьефа (склона), м

**Рисунок 2.** Модель нижнего бьефа (склона)

Эксперименты проводили в лаборатории Белорусского национального технического университета в прямооточном гидравлическом лотке шириной 0,245 м с прозрачными стенками (рис. 3). Поток снимали неподвижной камерой.



1 — подвижный затвор; 2 — уровенные рейки (мерные линейки); 3 — модель сухого русла; 4 — гидравлический лоток; 5 — металлический лоток с водосливом Томсона; 6 — питающая труба; 7 — задвижка

**Рисунок 3.** Схема экспериментального лабораторного стенда

Вода в гидравлический лоток 4 подавалась из водооборотного бассейна насосом по питающей трубе 6. Уровень воды (напор) в лотке регулировался задвижкой 7. Вода, поступающая в лоток, накапливалась перед подвижным затвором 1. Установленный уровень соответствовал нормальному подпорному уровню (НПУ) водохранилища перед плотиной. Затвор 1 имел возможность перемещения в вертикальной плоскости, что позволило смоделировать аварию на гидротехническом сооружении с образованием волны перемещения. Из гидравлического лотка вода сбрасывалась в водоприемный лоток 5, в котором был установлен измерительный водослив Томсона для определения расхода воды [2]. Далее вода снова поступала в водооборотный бассейн.

На дно лотка, под нижней гранью затвора 1, была установлена модель сухого русла в масштабе 1:1000 (рис. 4), расположенного в нижнем бьефе имитационной модели гидротехнического сооружения. Лоток по длине модели сухого русла был разделен на участки мерными линейками (уровенные рейки) 2 для измерения глубины движущегося потока. Места установки уровенных реек считались измерительными створами. Первый створ располагался в месте расположения затвора 1. По результатам видеосъемки определялись визуально показания на уровенных рейках и фиксировалось перемещение потока воды (т. е. волны перемещения) в створах до и после поднятия затвора 1.

Для определения основных параметров потока, движущегося в нижнем бьефе сооружения, была разработана методика проведения лабораторных исследований. Лабораторные исследования проводились в следующей последовательности:

1. Включался центробежный насос, подающий воду в гидравлический лоток.
2. Опускался затвор на верхнюю плоскость модели сухого русла.
3. Открывалась задвижка 7, и заполнялся гидравлический лоток (уровень воды соответствовал значению напора в верхнем бьефе сооружения).
4. Устанавливался необходимый напор в верхнем бьефе имитационной модели гидротехнического сооружения.
5. Затвор поднимался постепенно в течение 2, 4, 10, 15 сек. и мгновенно.

6. С помощью уровненных реек и видеокамеры замерялась глубина воды (т. е. высота волны) в нижнем бьефе в каждом створе.
7. С помощью водослива Томсона определен расход воды.

Эксперименты были проведены при различных временных интервалах подъема затвора 1 (от 2 до 15 сек. или мгновенно), что соответствовало различным сценариям разрушения плотины: от возникновения прорана вдоль основания плотины до полного ее исчезновения.



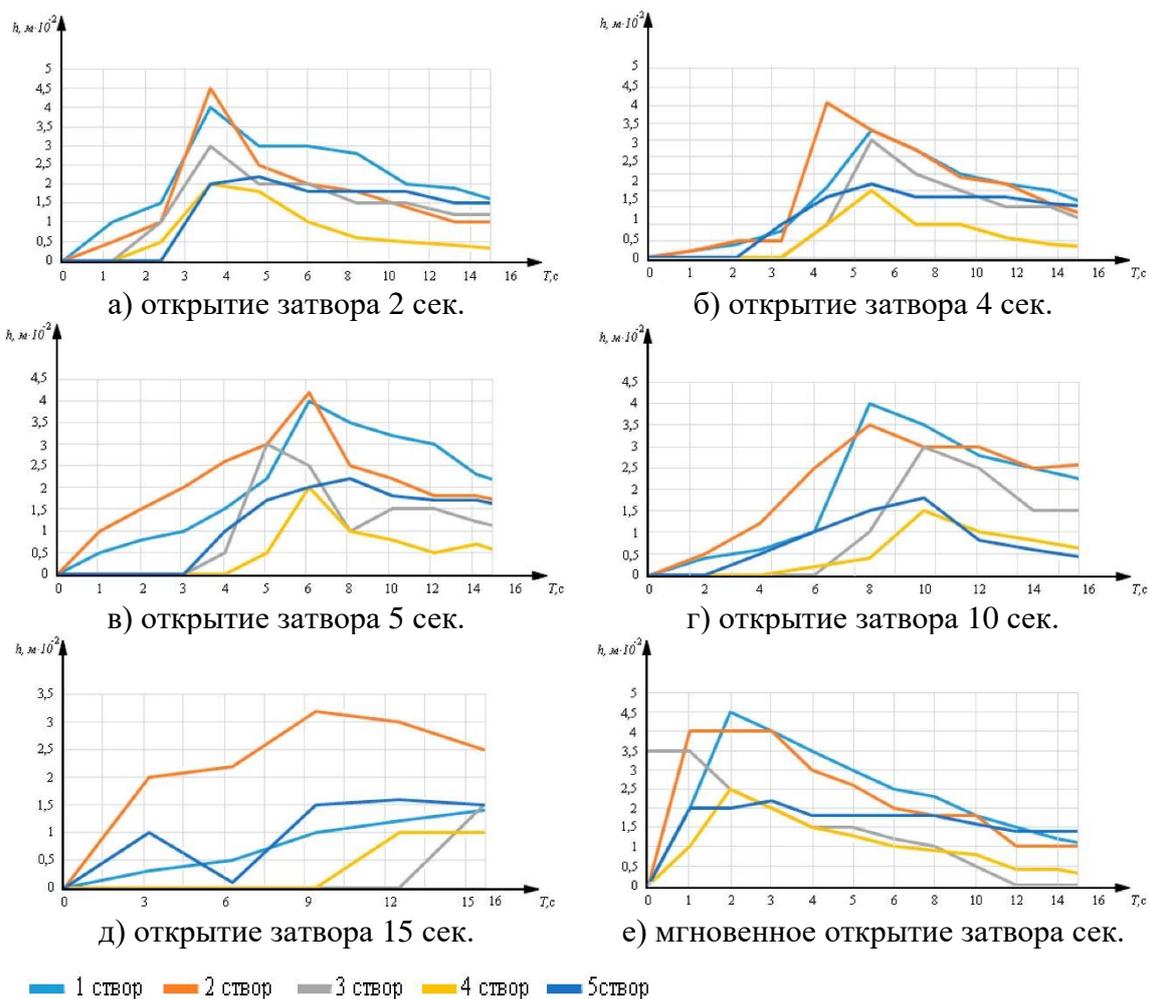
*Рисунок 4. Общий вид экспериментального лабораторного стенда с моделью нижнего бьефа (сухого русла)*

Всего было определено шесть серий экспериментов с пятикратным повторением каждой серии. Далее была проведена обработка результатов измерений и наблюдений, для того чтобы в дальнейшем провести сопоставление с результатами теоретических расчетов и уточнить количественные значения полученных параметров. По результатам были построены графики зависимостей  $h = f(T)$ , что соответствовало изменению глубины потока воды  $h$  (высоты волны перемещения) в зависимости от времени движения потока  $T$  в нижнем бьефе модели при различном времени открытия затвора (рис. 5).

Видеонаблюдение и анализ построенных графиков показывает, что в начальный момент времени перемещения потока воды на участке, расположенном на некотором расстоянии от подвижного затвора, происходит довольно резкое увеличение глубины (и, соответственно, массы или расхода) вытекающего потока воды (рис. 5а–д). Затем вода стекает по крутому склону лотка, находясь в бурном состоянии, со значительным уменьшением глубины  $h$  и увеличением средней скорости  $v$  потока (рис. 6). Это свидетельствует о появлении прямой отрицательной волны перемещения, о которой упоминалось в ранее опубликованных работах [3; 4].

Здесь следует отметить, что при мгновенном открытии подвижного затвора 1 (что соответствует полному разрушению земляной плотины) появлялась прямая положительная волна перемещения с резким уменьшением глубины в начальном сечении и мгновенным растеканием бурного потока (рис. 5е, 6).

При движении по наклонной поверхности (горному склону) поток всегда находится в бурном состоянии, а волна перемещения обладает максимальной скоростью и огромной разрушительной способностью. Далее, достигнув горизонтальной плоскости в гидродинамическом лотке, поток переходит в спокойное состояние.



**Рисунок 5.** График изменения глубины потока воды  $h$  (высоты волны перемещения) в зависимости от времени перемещения потока  $T$  в нижнем бьефе модели при различном времени открытия затвора

При этом появляется обратная положительная волна (рис. 7), у которой глубина увеличивается, что в натуральных условиях приведет к затоплению окружающей территории и дополнительным локальным разрушениям в водоворотной зоне.



**Рисунок 6.** Общий вид волны перемещения при мгновенном открытии затвора



**Рисунок 7.** Общий вид обратной волны

Проведение лабораторных модельных исследований потока, движущегося по наклонной плоскости, имитирующей нижний бьеф в виде сухого русла высокогорной плотины при гидродинамической аварии, позволило описать процесс формирования волны перемещения при различных сценариях разрушения сооружения.

Экспериментальная модель движения волны перемещения визуально подтвердила рассмотренные ранее теоретические исследования [3; 4] об имеющей место прямой отрицательной волне при протекании потока по наклонному склону вследствие опорожнения водохранилища и обратной положительной волне ниже склона вследствие торможения потока. Однако при мгновенном открытии подвижного затвора (что соответствует полному разрушению земляной плотины) появлялась прямая положительная волна перемещения с резким уменьшением глубины в начальном сечении и мгновенным растеканием бурного потока.

Разработанная методика лабораторных исследований, проведенный эксперимент и полученные результаты позволяют оценить гидравлические показатели (скорость и глубина) движущегося потока от времени развития прорана. Полученные экспериментальные данные будут использованы для сопоставления с результатами теоретических расчетов для оценки возможностей и достоверности выбранного метода численного моделирования.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Стриганова, М.Ю. Аспекты теоретических и экспериментальных исследований движения водных потоков при прорыве плотин / М.Ю. Стриганова, С.А. Самедов // Вестник Университета гражданской защиты МЧС Беларуси. — 2018. — Т. 2, № 4. — С. 493–500. — DOI: 10.33408/2519-237X.2018.2-4.493. — EDN: YPMHSP.
2. Бонч-Осмоловская, Н.Е. Механика жидкости и газа. Лабораторный практикум: учеб. пособие / Н.Е. Бонч-Осмоловская [и др.]; под ред. И.В. Качанова и В.Н. Юхновца. — 4-е изд., перераб. и доп. — Минск: БНТУ, 2007. — 295 с.
3. Стриганова, М.Ю. Математическая модель пространственно изменяющегося неустановившегося движения потока при прорыве напорных гидротехнических сооружений в условиях высокогорья / М.Ю. Стриганова [и др.] // Вестник Университета гражданской защиты МЧС Беларуси. — 2020. — Т. 4, № 1. — С. 48–58. — DOI: 10.33408/2519-237X.2020.4-1.48. — EDN: KGXUEV.
4. Стриганова, М.Ю. Об интегрировании дифференциальных уравнений неустановившегося постепенно изменяющегося движения потока в открытом русле в условиях высокогорья при прорыве плотины / М.Ю. Стриганова [и др.] // Вестник Университета гражданской защиты МЧС Беларуси. — 2020. — Т. 4, № 3. — С. 328–334. — DOI: 10.33408/2519-237X.2020.4-3.328. — EDN: BVNHOW.

**Тарасюк Фёдор Викторович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Феденков Владимир Васильевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Шарий Василий Николаевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## **К методу расчета основных конструктивных параметров блока цилиндров аксиально-поршневого насоса с наклонным диском**

### **Введение**

Основные размеры блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском должны обеспечить получение заданного рабочего объема  $V_p$  [1]:

$$V_p = z \frac{\pi d^2 (D_{ц} \tan \gamma)}{4} \quad (1)$$

где  $z$  — число поршней;  $d$  — диаметр поршня;  $D_{ц}$  — диаметра окружности, на которой лежат центры отверстий цилиндров;  $\gamma$  — угол установки наклонного диска.

Заданный рабочий объем должен быть получен при определенных допустимых параметрах (прочность блока, скорость скольжения, удельные давления). При этом следует стремиться к достижению минимальных размеров блока, так как его размеры существенно влияют на размеры всей гидромашины и определяют момент инерции вращающихся частей. Поэтому предложения по совершенствованию методов расчета основных конструктивных параметров блока цилиндров остаются актуальными.

### **Состояние вопроса**

Большинство методов основано на использовании коэффициентов, полученных в результате статистической обработки конструктивных параметров гидромашин, зарекомендовавших себя в эксплуатации [1]. Однако диапазон значений коэффициентов довольно широк. Расчет конструктивных параметров блока цилиндров с использованием рекомендуемых значений коэффициентов дает широкое поле вариантов выполнения блока, что затрудняет выбор оптимальной конструкции.

Другой метод, основанный на теории подобия роторных гидромашин, определяет основные размеры блока цилиндров в зависимости от характерного размера  $D_q$  [2], который определяется по формуле:

$$D_q = \sqrt[3]{V_p}, \quad (2)$$

где  $V_p$  — рабочий объем гидромашины.

Этот метод был разработан для гидромашин с наклонным блоком цилиндров и не учитывает влияние размера опор поршня с гидростатической разгрузкой на размер блока цилиндров. При выборе размеров блока цилиндров и в первую очередь диаметра окружности, на которой лежат центры отверстий цилиндров  $D_{ц}$ , следует проверить разместятся ли опоры поршней на этом диаметре. Если нет, то расчеты надо проводить заново.

### Предлагаемое решение

Основные расчетные размеры блока цилиндров показаны на рисунке 1. Прочность блока цилиндров приближенно оценивается по известным формулам Ляме для толстостенной трубы с внутренним радиусом  $r_1$  и наружным —  $r_2$ .

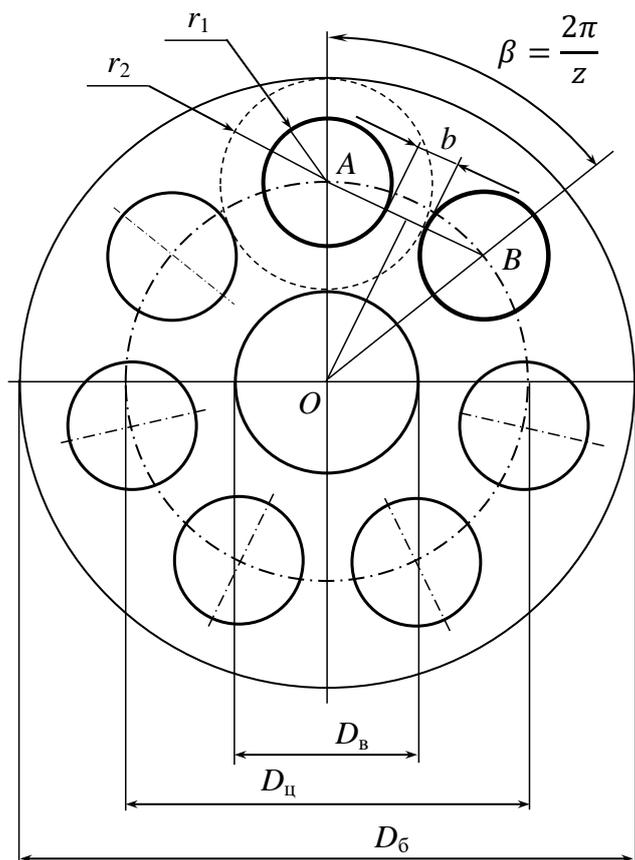


Рисунок 1. Расчётные размеры блока цилиндров

Нормальные напряжений в радиальном направлении  $\sigma_r$  и в окружном направлении  $\sigma_\tau$  на внутренней поверхности стенки цилиндра (опасная точка), внутри которого действует давление  $p$ , определяются следующими формулами:

$$\sigma_r = -p,$$

$$\sigma_\tau = p \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Суммарное (эквивалентное) напряжение  $\sigma$  на внутренней поверхности цилиндра при одинаковости работы материала блока цилиндров на растяжение и сжатие, определится из равенства:

$$\sigma = p \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Вводя обозначение с учётом рисунка 1:

$$A = \frac{r_2}{r_1} = \frac{2r_2}{d} = \frac{d+2b}{d}, \quad (3)$$

получим:

$$\sigma = p \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = p \frac{2A^2}{A^2 - 1}. \quad (4)$$

Из (4) находим  $A$  в зависимости от прочности материала блока цилиндров и максимального допустимого давления  $p$ :

$$A = \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{2p}{\sigma}}} \quad (5)$$

Из треугольника  $\Delta OAB$  (рис. 1) следует, что:

$$AB = d + b = 2(OB) \sin \frac{\beta}{2} = D_{ц} \sin \frac{\pi}{z}.$$

Подставляя значение  $b$  из (3), найдём выражение для  $D_{ц}$ :

$$D_{ц} = \frac{d(A+1)}{2 \sin \frac{\pi}{z}}. \quad (6)$$

Подставляя в выражение (1) выражение (6), получим зависимость диаметра поршня  $d$  от рабочего объёма  $V_p$  с учётом прочности материала и максимального давления:

$$d = \sqrt[3]{V_p} \cdot \sqrt[3]{\frac{8 \sin \frac{\pi}{z}}{\pi z (A+1) \tan \gamma}}. \quad (7)$$

Введём коэффициент  $k_z$  равный:

$$k_z = \frac{\sin \frac{\pi}{z}}{\frac{\pi}{z}}. \quad (8)$$

Коэффициент  $k_z$  зависит от числа поршней. Его значение приведены в таблице 1.

**Таблица 1**

$z$	5	6	7	8	9	11	13
$k_z$	0,936	0,956	0,968	0,977	0,980	0,986	0,990

Из таблицы 1 видно, что коэффициент  $k_z$  в пределе стремится к единице.

Введём выражение (8) в (7), получим:

$$d = \sqrt[3]{V_p} \cdot \sqrt[3]{\frac{8k_z}{(A+1) \tan \gamma} \left(\frac{1}{z^2}\right)}. \quad (9)$$

Аналогично, подставляя (9) в (6), получим выражение для делительной окружности блока цилиндров  $D_{ц}$ :

$$D_{ц} = \sqrt[3]{V_p} \cdot \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\left[\frac{(A+1)^2}{k_z^2 \tan \gamma}\right] z}. \quad (10)$$

Выразим основные размеры блока цилиндра (рис. 1) в долях характерного размера:  $d = \bar{d} \cdot D_q$ ;  $D_{ц} = \bar{D}_{ц} \cdot D_q$ ;  $D_6 = \bar{D}_6 \cdot D_q$ ;  $D_B = \bar{D}_B \cdot D_q$ ;  $h = \bar{h} \cdot D_q$ :

$$\bar{d} = \sqrt[3]{\left[\frac{8k_z}{(A+1) \tan \gamma}\right] \left(\frac{1}{z^2}\right)}, \quad (11)$$

$$\bar{D}_{ц} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\left[\frac{(A+1)^2}{k_z^2 \tan \gamma}\right] z}, \quad (12)$$

$$\bar{D}_6 = \bar{D}_{ц} + A\bar{d}, \quad (13)$$

$$\bar{D}_B = \bar{D}_{ц} - A\bar{d}, \quad (14)$$

$$\bar{h} = \bar{D}_{ц} \tan \gamma. \quad (15)$$

Таким образом, все основные размеры блока цилиндров:  $d$ ,  $D_{ц}$ ,  $D_б$  и  $h$ , закономерно выражаются в долях от характерного размера  $D_q$  и от диаметра поршня  $d$ .

В выражениях (11)–(15) примем  $A = 1,6$ ,  $k_z = 0,978$ . Результаты расчета относительных размеров блока цилиндров при угле установки наклонного диска  $\gamma = 18^\circ$  приведены в таблице 2, для угла  $\gamma = 16^\circ$  — в таблице 3 и для угла  $\gamma = 14^\circ$  — в таблице 4.

**Таблица 2**

**Относительные размеры блока цилиндров для угла  $\gamma = 18^\circ$**

$z$	5	7	9	11	13
$\bar{d}$	0,707	0,571	0,485	0,425	0,381
$\bar{h}$	0,508	0,568	0,599	0,638	0,673
$\bar{D}_{ц}$	1,564	1,749	1,845	1,964	2,071
$\bar{D}_б$	2,695	2,663	2,621	2,644	2,681
$\bar{D}_в$	0,432	0,835	1,069	1,284	1,461

**Таблица 3**

**Относительные размеры блока цилиндров для угла  $\gamma = 16^\circ$**

$z$	5	7	9	11	13
$\bar{d}$	0,737	0,596	0,506	0,444	0,397
$\bar{h}$	0,467	0,511	0,552	0,587	0,619
$\bar{D}_{ц}$	1,629	1,783	1,923	2,047	2,159
$\bar{D}_б$	2,808	2,737	2,733	2,757	2,794
$\bar{D}_в$	0,450	0,829	1,113	1,337	1,524

**Таблица 4**

**Относительные размеры блока цилиндров для угла  $\gamma = 14^\circ$**

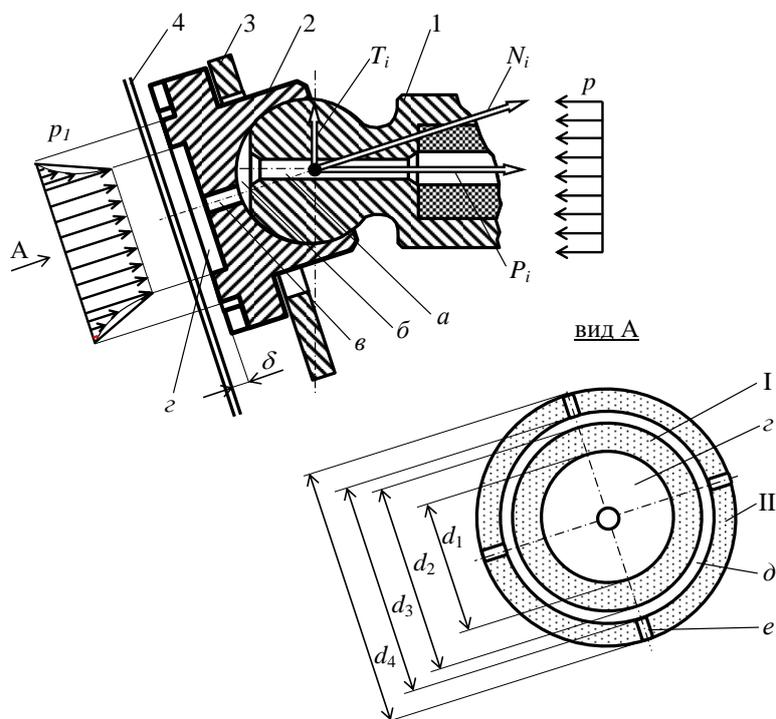
$z$	5	7	9	11	13
$\bar{d}$	0,774	0,625	0,531	0,465	0,416
$\bar{h}$	0,425	0,476	0,502	0,534	0,563
$\bar{D}_{ц}$	1,708	1,911	2,015	2,146	2,263
$\bar{D}_б$	2,946	2,911	2,865	2,890	2,929
$\bar{D}_в$	0,470	0,911	1,165	1,402	1,597

Из таблиц 2–4 следует, что число поршней мало влияет на наружный диаметр блока цилиндров  $\bar{D}_б$ , существенно влияет на диаметр поршня  $\bar{d}$  и на диаметр внутренней полости блока  $\bar{D}_в$ , в которой располагаются вал и пружина, поджимающая блок цилиндров к распределителю и опоры поршней к наклонному диску.

При конструировании рассматривается, как правило, несколько вариантов конструкции блока цилиндров с различным количеством поршней.

С другой стороны, если планируется в проектируемой гидромашине использовать поршень с гидростатической опорой, то минимальный диаметр  $D_{ц}$  должен обеспечить возможность разместить опоры поршней по периметру окружности.

Типовая конструкция опоры поршня АПГМ с гидростатической разгрузкой изображена на рисунке 2. Сферическая головка поршня 1 завальцована в гидростатической опоре 2. Поршень с гидростатической опорой силой от давления и силой от пружины, усилие которой передается на башмак через сепаратор 3, поджимается к рабочей поверхности наклонного диска 4. Рабочая жидкость из полости гидроцилиндра (рабочей камеры) поступает в центральную камеру  $z$  гидростатической опоры 2 по подводящему каналу  $a$ , полость под срезом сферической головки поршня  $b$  и отверстие в башмаке  $в$ . Уплотняющий поясик I герметизирует центральную камеру  $z$  от внутренней полости корпуса гидромашин. Канал  $a$  выполняют длиной  $l_a$  и диаметром  $d_a$ .



**Рисунок 2.** Типовая конструкция гидростатической опоры

В основу расчета гидростатической опоры положены условия: равенства сил, действующих на поршень, и условие равенства расходов, протекающего по каналу а и вытекающего через зазор  $\delta$  между башмаком и рабочей поверхностью статора [4]. При расчете принимается допущение, что в дросселирующем канале и в торцовом зазоре устанавливается ламинарный режим течения жидкости.

Опора находится в равновесии под действием сил прижима и отжима, равных друг другу:  $P_{\text{пр}} = P_{\text{отж}}$ .

Сила прижима поршня  $P_{\text{пр}}$ , противоположная реакции  $N_i$ , складывается из силы давления, силы инерции поршня массой  $m_{\text{п}}$  и силы от центральной пружины  $P_{\text{п}}$ , отнесённая к одному поршню:

$$P_{\text{пр}} = \frac{\pi d^2}{4 \cos \gamma} p + m_{\text{п}} \omega^2 \frac{D_{\text{ц}}}{2} \tan \gamma \cos \varphi + \frac{P_{\text{п}}}{z}, \quad (16)$$

где  $p$  — давления рабочей жидкости;  $\omega$  и  $\varphi$  — частота вращения и текущий угол поворота блока цилиндров.

Сила отжима  $P_{\text{отж}}$  определяется значением давления  $p_1$  в центральной камере г опоры (рис. 2, вид А), эпюрой давления на уплотняющем пояске I и его размерами  $d_1$  и  $d_2$ .

Однако условия работы башмака в АПГМ не соответствуют принятым допущениям. В первую очередь это касается того, что поверхность башмака наклонена по отношению к опорной поверхности наклонного диска из-за момента, возникающего на плече от опорной поверхности башмака до центра сферической головки от силы трения, которая появляется на башмаке при его скольжении относительно наклонного диска. Такое движение башмака с определённой скоростью относительно рабочей поверхности наклонного диска приводит к возникновению дополнительной силы, которая нарушает указанный выше баланс сил, действующих на поршень. В связи с этим на практике размеры башмака  $d_1$  и  $d_2$  определяют по упрощенной методике [4]. Силу прижима вычисляют по приведенной выше формуле (16). Силу отжима — по упрощенной эпюре давления (рис. 2, пунктирная линия):

$$P_{\text{отж}} = p \frac{\pi}{12} (d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2) \quad (7)$$

Превышение силы прижима над силами отжима устанавливается на основании опыта эксплуатации положительно зарекомендовавших себя конструкций гидромашин обычно в диапазоне (3...5) % [4].

Предварительный расчет диаметров  $d_1$  и  $d_2$  проводится при условии гидростатического уравнивания сил прижима (16) и отжима (17) при угле наклона наклонного диска  $\gamma = 0$  и пренебрегая силой от центральной пружины как малой величиной по сравнению с силами от давления. В результате получим:

$$d^2 = d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2. \quad (18)$$

Задаваясь значением  $d_1$  и решая квадратное уравнение (18) находят значение  $d_2$ . Вычитая из  $d_2$  значение  $d_1$ , находят удвоенное значение ширины уплотняющего пояса  $s$ . Относя  $d_2$ ,  $d_1$  и  $s$  к диаметру поршня  $d$ , получим в безразмерном виде:

$$\bar{d}_2 = \frac{\sqrt{12-3\bar{d}_1^2}-\bar{d}_1}{2}, \quad (19)$$

$$\bar{s} = \frac{\sqrt{12-3\bar{d}_1^2}-3\bar{d}_1}{4}, \quad (20)$$

где  $\bar{d}_2 = d_2/d$ ,  $\bar{d}_1 = d_1/d$ ,  $\bar{s} = s/d$ .

Значения диаметра  $\bar{d}_2$  и ширины уплотняющего пояса  $\bar{s}$  в зависимости от диаметра  $\bar{d}_1$  приведены в таблице 5.

**Таблица 5**

$\bar{d}_1$	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75
$\bar{d}_2$	1,050	1,096	1,142	1,187	1,230
$\bar{s}$	0,050	0,098	0,146	0,193	0,240

Гидростатическая опора увеличивает габарит поршневого механизма в диаметре. Этот момент следует учитывать при выборе диаметральных размеров блока цилиндров. Для этого в выражениях (6, 7, 9, 10, 11–14) вместо  $A$  следует подставлять  $A^*$ , равное:

$$A^* = 2\bar{d}_2 - 1, \quad (21)$$

если  $A^* > A$ .

### Заключение

Предлагаемая последовательность действий дает возможность учесть размеры опор поршня и прочностные характеристики материала при расчете основных параметров блока цилиндров.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Борисов Б.П. Объемные гидромашин: учебное пособие. — М.: Издательство МГТУ им Н.Э. Баумана, 2018. — 237 с.
2. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для вузов. — М.: Машиностроение, 1974. — 606 с.
3. Прокофьев В.Н., Данилов Ю.А., Кондаков Л.А. и др. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / под ред. В.Н. Прокофьева. — М.: Машиностроение, 1969. — 496 с.

4. Дунаев А.Н. Аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском: учебное пособие / А.Н. Дунаев. — М.: Издательство МЭИ, 1985. — 60 с.
5. Феденков В.В. Аксиально-поршневые гидромашины: учебное пособие / В.В. Феденков. — М.: Издательство МЭИ, 2021. — 124 с.

**Тегжанов Аблай-Хан Савитович**

ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет», Омск, Россия

**Щерба Виктор Евгеньевич**

ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет», Омск, Россия

## **Влияние неплотности второго всасывающего клапана на рабочие процессы и характеристики ПГЭМОД с газовым колпаком и двумя всасывающими клапанами**

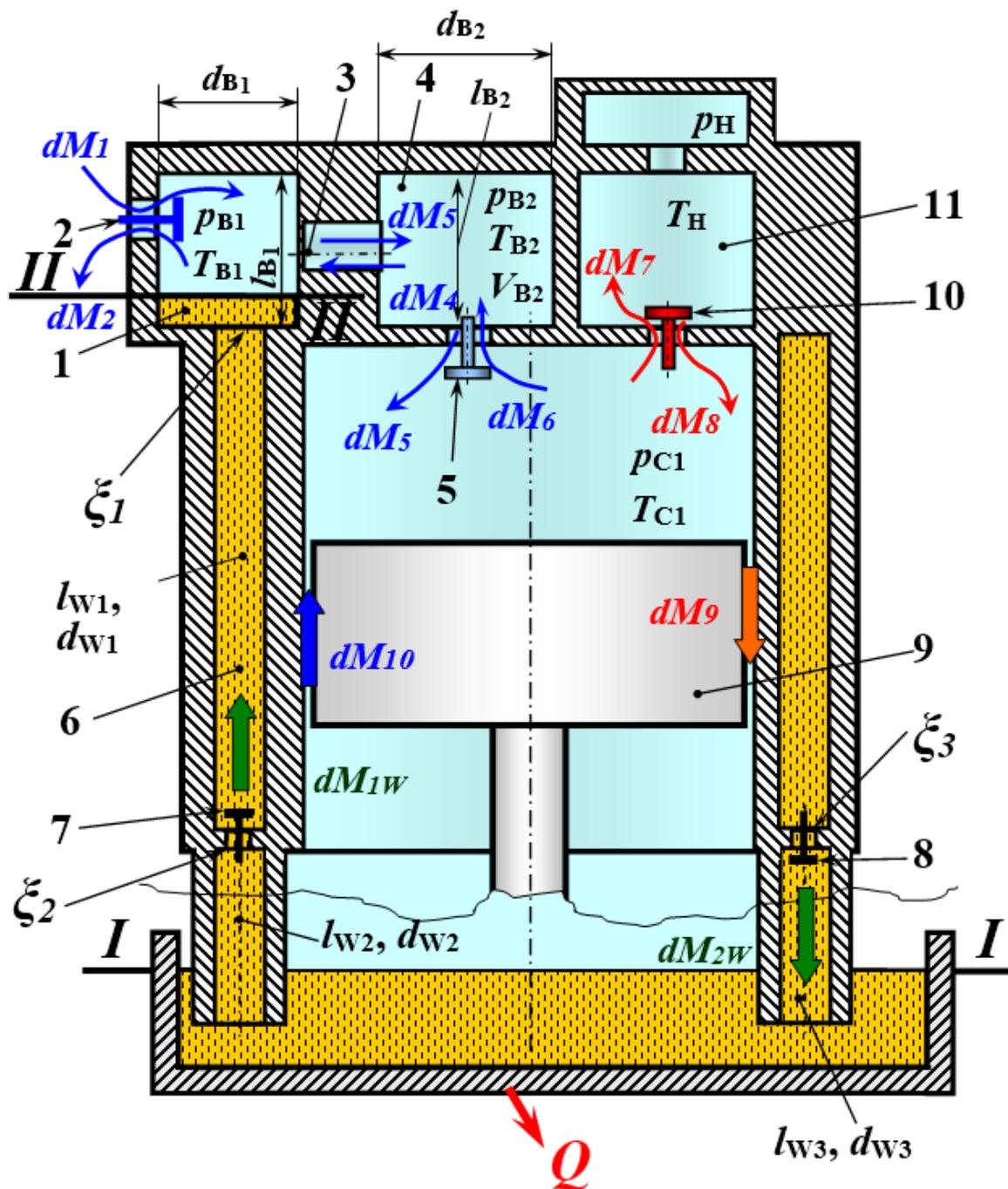
### **Введение**

Одним из основных путей повышения эффективности поршневых компрессоров является улучшение их массогабаритных показателей и увеличение их ресурса. С этой целью в последнее время появился ряд работ [1–3], в которых поршень поршневого компрессора обеспечивает выполнение двух функций: всасывание, сжатие и перемещение газа к потребителю; прокачка жидкости через систему охлаждения. В этом случае отсутствует необходимость в жидкостном насосе для прокачки жидкости через рубашку охлаждения, что, соответственно, приведет к сокращению массы и габаритов компрессора и повысит надежность и экономичность поршневого компрессора.

Анализ движения динамики жидкости в машинах данного типа показывает, что наиболее эффективно движение жидкости под действием поверхностных сил и, следовательно, необходимо заменить объемные силы при движении жидкости вниз в рубашке компрессора [1] на величину поверхностных сил. Это сделано в работе [2] при организации жидкостного охлаждения в двухцилиндровом поршневом компрессоре. В нем организация движения жидкости осуществляется за счет разрежения жидкости на всасывании в каждом из цилиндров. Вследствие того, что угол развала составляет  $180^\circ$ , такое движение жидкости возможно.

Для одноступенчатого одноцилиндрового поршневого компрессора организация такого движения жидкости невозможна. В работе [3] предложена новая конструкция поршневой гибридной энергетической машины с газовым колпаком и двумя всасывающими клапанами. В этой конструкции движение жидкости осуществляется вверх под действием поверхностных сил, а при движении жидкости вниз — под действием поверхностных и объемных сил (рис. 1). Ориентация в пространстве данной конструкции может быть любой — от вертикальной до горизонтальной. При горизонтальном расположении действуют только поверхностные силы, объемные силы проектируются в ноль на ось движения жидкости.

Динамика охлаждающей жидкости осуществляется в соответствии с рисунком 1 следующим образом. При движении поршня вниз из верхней мертвой точки в цилиндре машины осуществляется увеличение объема и падение давления. При падении давления ниже давления в газовой полости 4 всасывающий клапан 5 открывается и газ из полости 4 начинает поступать в рабочую полость цилиндра, давление в полости 4 начинает уменьшаться и, вследствие того, что полость 4 и полость 1 соединены между собой каналом 3, давление также начинает уменьшаться и в полости 1. Под действием разрежения, жидкость из рубашечного пространства 6 начинает двигаться вверх. Кроме того, под действием перепада давления, всасывающий клапан 2 открывается и газ из атмосферы поступает в полость 1 и затем в полость 4 и в рабочую полость цилиндра, где осуществляется процесс всасывания газа. Таким образом, поршень 9 при движении поршня вниз, осуществляет наполнение газом рабочей полости цилиндра и прокачивание жидкости через рубашку компрессора за счет создаваемого разрежения.



**Рисунок 1.** Принципиальная схема поршневой гибридной энергетической машины с газовым колпаком и с двумя всасывающими клапанами

При движении поршня 9 вверх из нижней мертвой точки, объем рабочей полости цилиндра уменьшается, давление в ней увеличивается и всасывающий клапан 5 закрывается. Во всасывающем клапане 5 выполнена неплотность. Она может быть выполнена в виде отверстия в запорном органе или зазора, при посадке его на седло. Через эту неплотность газ из рабочей полости цилиндра поступает в полость 4 и затем по каналу 3 в полость 1, увеличивая там давление. Вследствие увеличения давления, всасывающий клапан 2 закрывается (всасывающий клапан 2 полностью герметичный) и давление в полости 1 растет и становится больше атмосферного. Под действием перепада давления в полости 1 и атмосферного, жидкость начинает перемещаться из полости 1 через рубашку цилиндра, через клапан 8 к источнику жидкости. Таким образом, в процессе движения поршня вверх, в процессах сжатия и нагнетания газа газ из рабочей полости, через неплотность всасывающего клапана 5, поступает в газовый колпак (полость 1), увеличивает там давление до некоторого

значения, выше атмосферного и осуществляет таким образом прокачку жидкости через рубашечное охлаждение.

Очевидно, зависимости от неплотности всасывающего клапана 5 возможно разное увеличение давления в газовом колпаке 1 и интенсификация движения жидкости в рубашечном пространстве. Целью настоящей работы является исследование влияния неплотности всасывающего клапана 5 на рабочие процессы, динамику движения охлаждающей жидкости и характеристики поршневого компрессора.

## Теория

В настоящее время используется два основных метода изучения поршневых компрессоров и насосов: теоретический и экспериментальный. При теоретическом исследовании разрабатывается математическая модель протекающих рабочих процессов и проводится численный эксперимент. При экспериментальном методе разрабатывается экспериментальный образец исследуемой машины и проводится натурный эксперимент. Принимая во внимание материальные затраты и затрачиваемое время, считается, что теоретический метод исследования более предпочтительный. В работе [4] разработана математическая модель поршневой гибридной энергетической машины с газовым колпаком и двумя всасывающими клапанами, которая основана на фундаментальных законах сохранения энергии и массы, а также уравнении движения и состояния. Используя разработанную математическую модель, проведем численный эксперимент.

## Результаты численного эксперимента и обсуждение.

В качестве исследуемого объекта выбрана поршневая гибридная энергетическая машина по основным геометрическим параметрам максимально приближена к ПГЭМОД, используемой в работе [4]. Исследуемая ПГЭМОД имеет следующие основные геометрические параметры (рис. 1):

Диаметр поршня — 0,047 м (поз. 9); полный ход поршня — 0,038 м; длина поршня — 0,06 м; зазор между поршнем и цилиндром — 0,000010 м; суммарная длина и диаметр подводящего жидкостного канала:  $l_{w1} + l_{w2} = 0,038$  м;  $d_{w1} = d_{w2} = 0,008$  м; суммарная длина и диаметр отводящего канала:  $l_{w1} + l_{w3} = 0,038$  м;  $d_{w3} = 0,008$  м; диаметр полости 1:  $l_{b1} = 0,02$  м; высота полости 1:  $l_{b2} = 0,04$  м; коэффициенты местных сопротивлений обратных клапанов 7 и 8:  $\zeta_2 = 2$ ;  $\zeta_3 = 3$ ; диаметр полости 4:  $d_{b2} = 0,02$  м; высота полости 4:  $l_{b2} = 0,01$  м; размеры полости нагнетания 11 равны размерам полости всасывания 4; ширина прохода в седле клапанов 2, 5 и 10:  $b_{bc1} = 0,0128$  м;  $b_{bc2} = 0,0128$  м;  $b_n = 0,0128$  м; величина предварительного натяга клапанов 2, 5 и 10 — 0,0001 м; жесткости пружин клапанов 2, 5 и 10:  $c_{b1} = 687$  н/м;  $c_{b2} = 687$  н/м;  $c_n = 4233$  н/м; максимальные высоты подъема запорных органов клапанов 2, 5 и 10:  $h_{mb1} = 0,0008$  м;  $h_{mb2} = 0,0008$  м;  $h_{mn} = 0,0008$  м; условный зазор в клапанах 2 и 10:  $\delta_{b1} = 0,00000035$  м;  $\delta_n = 0,00000035$  м; массы запорных органов клапанов 2, 5 и 10:  $m_{b1} = 0,0007$  кг;  $m_{b2} = 0,0011$  кг;  $m_n = 0,001$  кг.

В качестве основных интегральных характеристик, по которым будем рассматривать влияние давления нагнетания, выберем:

- коэффициент подачи:

$$\lambda_1 = \frac{\phi (dM_7 - dM_8)}{Vh \cdot \rho_{bc}}, \quad (1)$$

- индикаторный изотермический к.п.д.:

$$\eta_{\text{ин.из}} = \frac{M_H R T_{\text{вс}} \ln \frac{P_H}{P_{\text{вс}}}}{\oint P_{c1} dV}, \quad (2)$$

где  $M_H = \oint (dM_7 - dM_8)$ ;

- относительный расход газа, поступающий через неплотность всасывающего клапана 5 в полость 4 —  $\Delta M_{\text{вс}}/M_H$ , где  $\Delta M_{\text{вс}} = \oint dM_6$ ;
- энергию газа, выносимую из рабочей полости, через неплотность всасывающего клапана 5 в полость 4  $\Delta E_{\text{вс}} = \oint i_{oi} dM_6$ , где  $i_{oi}$  — удельная энтальпия отделяемого газа через неплотности всасывающего клапана 5;
- относительные потери энергии, вследствие неплотности всасывающего клапана 5 —  $\Delta E_{\text{вс}}/A_{\text{инд}}$ ;
- относительный расход жидкости в рубашке охлаждения  $\Delta M_w/M_H$ , где  $\Delta M_w = \oint dM_{1w}$ .

В качестве независимого параметра примем зазор в клапане 5 —  $\delta_{в2}$ .

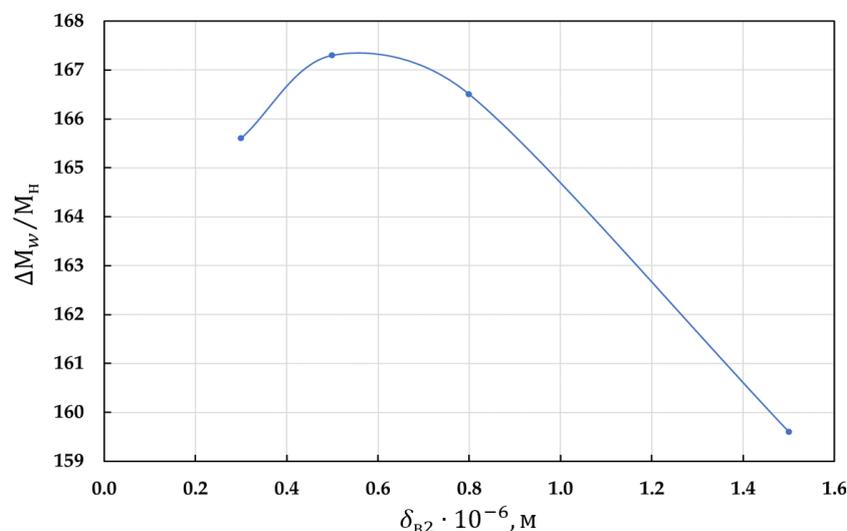
### Физика протекающих процессов

В том случае, если зазор  $\delta_{в2}$  будет стремиться к нулю, то расход газа через него в процессе сжатия и нагнетания ( $dM_6$ ) также будет стремиться к нулю и, соответственно, давление в камере 4 и в газовом колпаке 1 не будет увеличиваться в процессах сжатия и нагнетания газа и жидкость в рубашечном пространстве будет двигаться в это время вниз через клапан 8 к источнику жидкости только под действием объемных сил. В том случае, если величина данного зазора будет достаточно большая, давление в газовом колпаке 1 будет также достаточно велико, что приведет к позднему открытию всасывающего клапана 2 и уменьшению количества жидкости поднимающегося вверх по рубашечному пространству от источника жидкости, а это в свою очередь уменьшит расход охлаждающей жидкости. Следовательно, существует некий оптимальный зазор в клапане 5, при котором давление газа в газовом колпаке будет оптимальным и позволит организовать интенсивное движение жидкости в рубашечном пространстве как вверх, так и вниз. Необходимо также отметить, что зазор в клапане 5 приводит к уменьшению количества газа, подаваемого в линию нагнетания компрессора, что также ухудшает его коэффициент подачи и индикаторный КПД. Таким образом, за оптимальной величиной зазора стоит оптимальное количество отбираемого газа и интенсификация движения охлаждающей жидкости в рубашке компрессора, что позволит получить эффект от охлаждения цилиндно-поршневой группы больше, чем потеря газа и энергии через клапан 5.

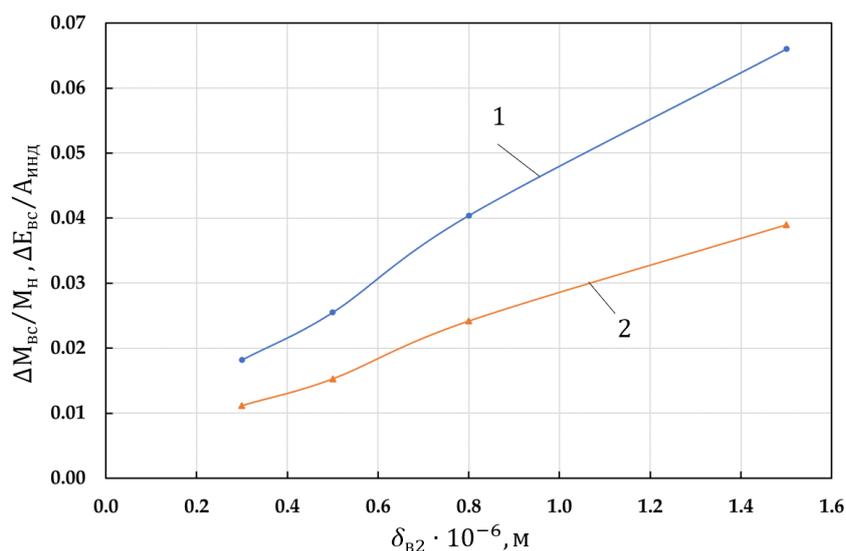
### Анализ полученных результатов

На рисунке 2 представлено изменение относительного расхода охлаждающей жидкости  $\Delta M_w/M_H$  от величины зазора  $\delta_{в2}$ . В соответствии с описанной ранее физической картиной течения жидкости в рубашечном пространстве, мы видим, что наблюдается максимальное значение относительного расхода жидкости при зазоре в клапане 5 равном  $\delta_{в2} = 0,5 \cdot 10^{-6}$  м. Максимальное значение относительного расхода охлаждающей жидкости составляет 167,3. Этот относительный расход охлаждающей жидкости уменьшается как при увеличении величины  $\delta_{в2}$ , так и при ее уменьшении.

На рисунке 3 представлено изменение относительного расхода газа, поступающего через неплотность всасывающего клапана 5 в полость 4 —  $\Delta M_{вс}/M_H$  и относительной потеря энергии, вследствие неплотности всасывающего клапана 5 —  $\Delta E_{вс}/A_{инд}$ . С увеличением неплотности всасывающего клапана  $\Delta \delta_{в2}$  эти величины увеличиваются, при чем данные зависимости имеют нелинейный характер. Потеря газа, уходящего через всасывающий клапан 5 из представленных результатов, находятся в пределах от 1 % до 3,9 %, а потери энергии — от 1,82 % до 6,6 %. При оптимальном значении зазора  $\delta_{в2} = 0,5 \cdot 10^{-6}$  м эти величины находятся в пределах от 1 % до 2 %.



**Рисунок 2.** Зависимость относительного расхода охлаждающей жидкости от величины зазора вспомогательного всасывающего клапана



1 —  $\Delta E_{вс}/A_{инд}$ ; 2 —  $\Delta M_{вс}/M_H$

**Рисунок 3.** Зависимость относительных массовых потерь газа и относительных потерь энергии от величины зазора вспомогательного всасывающего клапана

Результаты проведенного численного эксперимента показывают также, что величина коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД поршневого компрессора в исследуемом диапазоне изменения величины  $\delta_{в2}$  от  $0,3 \cdot 10^{-6}$  м до  $0,8 \cdot 10^{-6}$  м остаются практически постоянными.

### Основные выводы

1. В докладе рассмотрена одна из наиболее эффективных схем поршневой гибридной энергетической машины, которая обеспечивается прокачкой охлаждающей жидкости, используя поверхностные силы.
2. На основе анализа протекающих физических процессов установлено, что существует величина неплотности вспомогательного всасывающего клапана, которая обеспечивает максимальную величину относительного расхода охлаждающей жидкости.
3. На основе численного эксперимента по разработанной ранее математической модели установлено, что величина неплотности вспомогательного всасывающего клапана должна составлять  $0,5 \cdot 10^{-6}$  м, при этом относительные потери сжимаемой массы газа и затрачиваемой энергии находится в пределах от 1 % до 2 %.

*Исследование выполнено за счет гранта МК-4256.2022.4.*

### ЛИТЕРАТУРА

1. Пат. 2578776 РФ, МПК F 04 В 39/06. Способ работы машины объемного действия и устройство для его осуществления / Щерба В.Е., Болштянский А.П., Кузеева (Труханова) Д.А., Носов Е.Ю., Кайгородов С.Ю.; заявитель и патентообладатель Омский гос. технич. ун-тет. — № 2015112262/06; заявл. 03.04.15; опубл. 27.03.16, Бюл. № 9.
2. Патент № 2755967 Российская Федерация, МПК F04В 39/06 (2006.01), F04В 39/064 (2021/05) Поршневой двухцилиндровый компрессор с автономным жидкостным охлаждением: № 2020138070: заявл. 20.11.2020: опубл. 23.09.2021 / В.Е. Щерба, А.Ю. Овсянников, А.П. Болштянский, Е.Ю. Носов, А.С. Тегжанов. — 9 с.: ил.
3. Щерба, В.Е. Анализ процесса обратного расширения в поршневой гибридной энергетической машине с двумя всасывающими клапанами / В.Е. Щерба, А.С. Тегжанов, Д.В. Орех. — DOI: 10.18698/0536-1044-2021-9-77-85 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. — 2021. — № 9. — С. 77–85.
4. Щерба, В.Е. Математическая модель рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с газовым колпаком и двумя всасывающими клапанами / В.Е. Щерба, А.С. Тегжанов. — Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2022. — № 5. — С. 22–26.

**Фролов Григорий Константинович**

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», Уфа, Россия

**Целищев Владимир Александрович**

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», Уфа, Россия

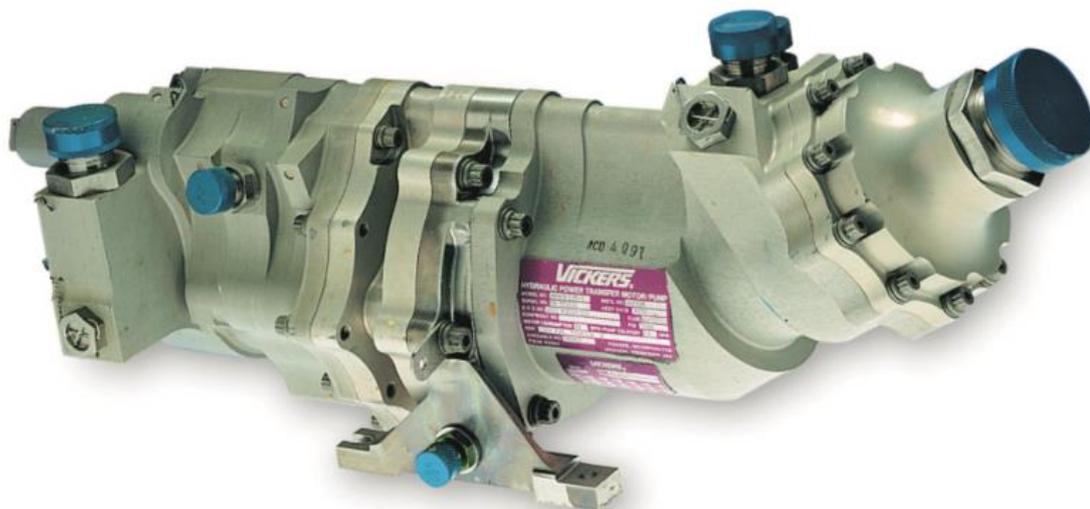
**Поляков Николай Александрович**

АО «Технодинамика», Москва, Россия

## Особенности предварительного расчета гидромашин блока передачи мощности

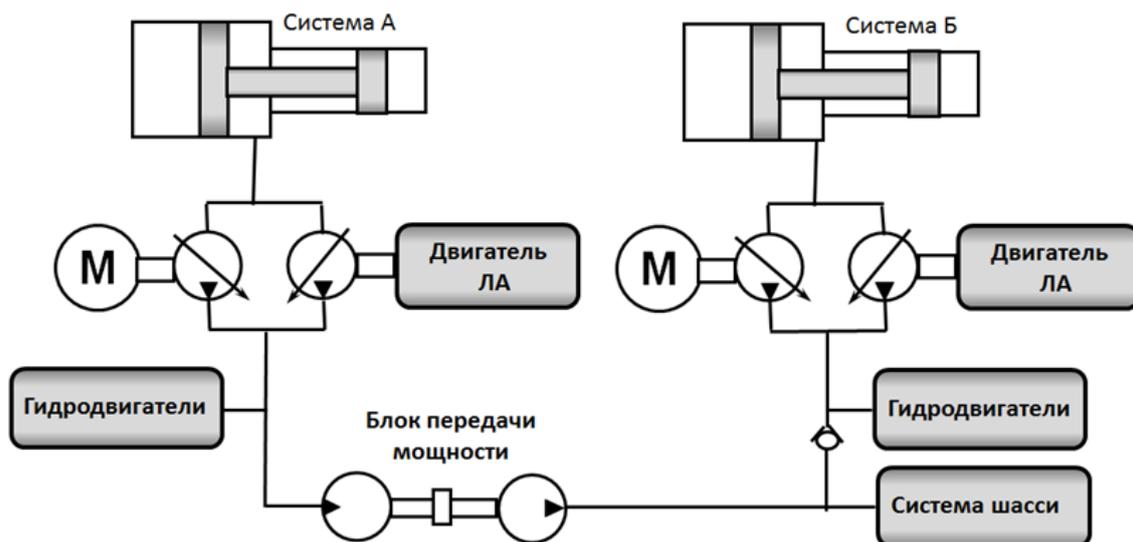
Рассмотрена задача формирования назначенного ресурса гидравлических машин, входящих в состав блоков передачи мощности, основанная на анализе их конструкций и предварительных расчетов. Проведен сравнительный анализ методик предварительных расчетов блоков передачи мощности с монолитным валом и двумя валами сочлененных рессорой. Сформулированы преимущества способов предварительного расчета блока передачи мощности.

Блок передачи мощности (БПМ) является одним из важнейших агрегатов в системе гражданского самолета. Он состоит из гидравлического мотора и насоса, соединенных с помощью одного вала или двух валов с рессорой (рис. 1). Данный агрегат предназначен для восстановления одной из отказавших систем воздушного судна в момент аварии.



*Рисунок 1. Блок передачи мощности [1]*

Один из распространенных вариантов схемы включения блока передачи мощности в гидросистему самолета представлен на рисунке 2. Гидравлическая система самолета состоит из двух независимых гидравлических централизованных подсистем и одной аварийной подсистемы. Основными насосами системы А и системы В являются насосы с приводом от двигателя самолета. Резервными насосами являются насосы с приводом от электродвигателей (М) и блок передачи мощности, как показано на рисунке 2. В случае выхода из строя насосной группы системы Б для обеспечения аварийного выпуска шасси используется блок передачи мощности.

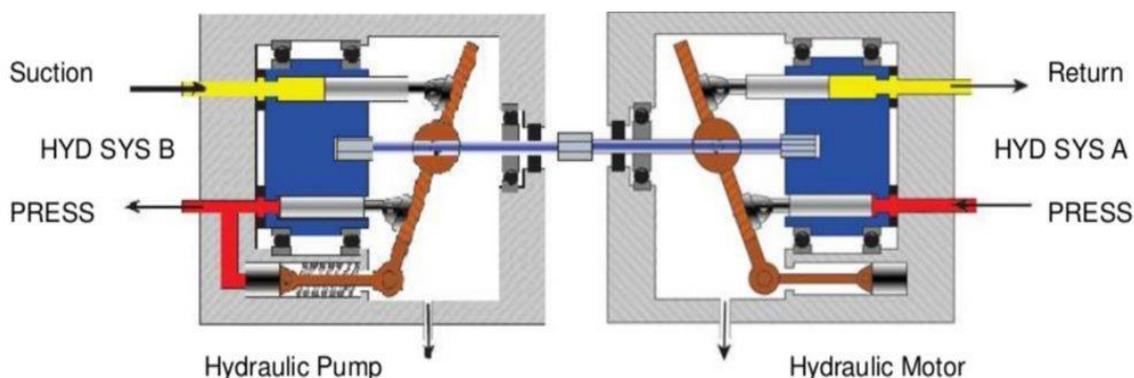


**Рисунок 2.** Типовая схема включения блока передачи мощности в гидросистему самолета

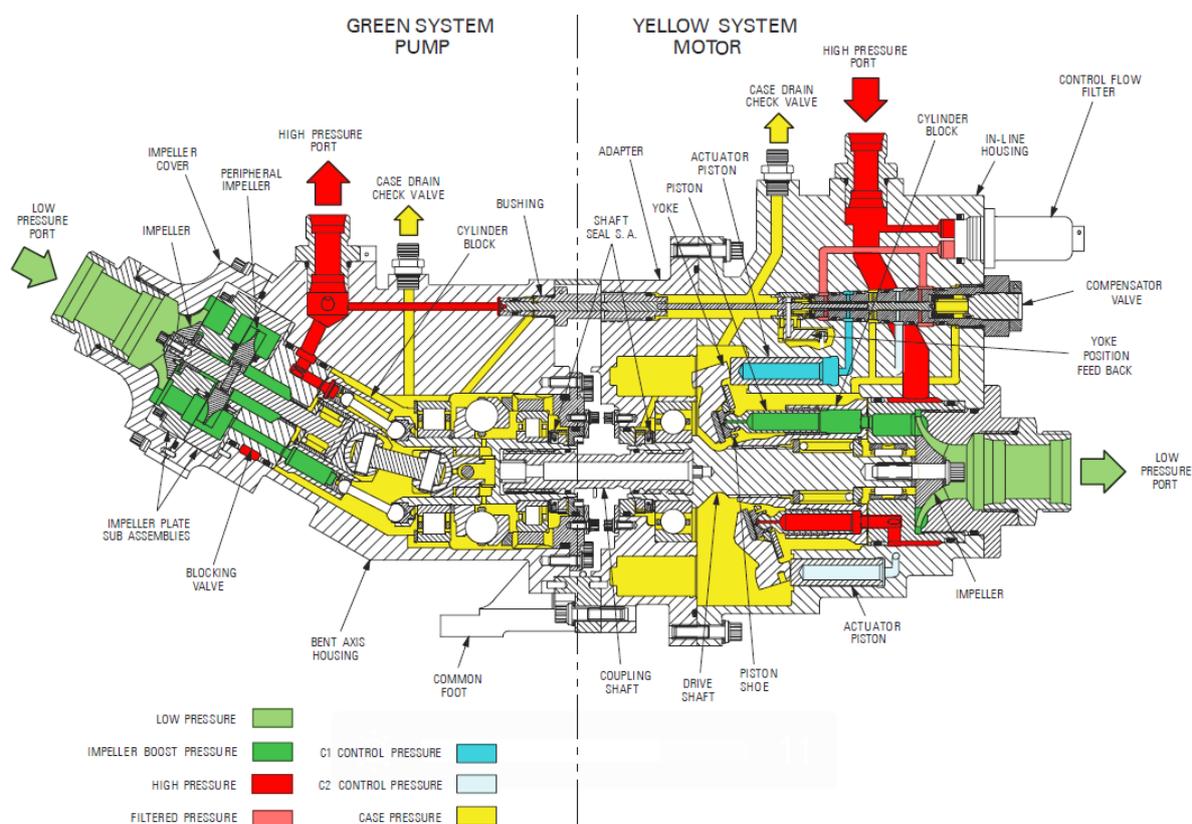
Блок передачи мощности состоит из двух нерегулируемых аксиально-поршневых гидромашин: гидромотора и жестко связанного с ним вала. При работе гидравлическая энергия системы А приводит во вращение гидромотор блока передачи мощности, который в свою очередь приводит во вращение ротор насоса. Насос, используя рабочую жидкость системы Б, создает давление питания для работы гидродвигателей выпуска шасси и заставляет их работать со скоростью, обеспечиваемой подачей насоса.

Гидромотор имеет немного больший характерный рабочий объем, чем насос, чтобы компенсировать механические потери внутри устройства при поддержании давления в системе. Корпуса гидромашин имеют дренажные порты для отвода утечек, охлаждения, отвода расхода холостого хода обратно в бак. Небольшой поток рабочей жидкости на холостом ходу позволяет БПМ работать плавно и непрерывно при всех расходах от нулевых до номинальных. Когда поток на холостом ходу гидромашин не настроен должным образом, то в условиях низкого расхода БПМ может работать с перебоями, что может сопровождаться шумом.

Отличия двух типов БПМ заключаются в конструктивной разновидности. БПМ с монолитным валом (рис. 3 [2]) устанавливается на тихоходных агрегатах и облегчает технологическое обслуживание. БПМ с двумя валами и рессорой (рис. 4 [3]) устанавливаются в устройства, работающие на больших частотах вращения. Рессора в свою очередь центрирует между собой валы насоса и гидромотора, параллельно снижая высокие пульсации, но при этом конструкция становится сложнее.



**Рисунок 3.** Схема блока передачи мощности с общим валом [2]



**Рисунок 4.** Схема блока передачи мощности с двумя валами и рессорой [3]

В [4] рассмотрены тенденции развития гидросистем летательных аппаратов, в [5] представлена концепция развития блоков передачи мощности в гидросистеме гражданского самолета. Показано, что создание объектно-ориентированных технологий моделирования и использование концепции интеллектуального производства позволят значительно повысить эффективность разработки авиационных гидромашин и, в частности, блока передачи мощности.

Настоящая статья ставит целью рассмотрение основных вопросов теории и разработки современных методов предварительного расчета блоков передачи мощности в гражданской авиации.

Предварительный расчёт БПМ напоминает расчёты аксиально-поршневых гидравлических машин, но имеет отличие в расчетах валов на прочность.

Расчет блока передачи мощности начинается с исходных данных. Для предварительного расчёта БПМ необходимо знать общее количество гидроцилиндров выпуска/уборки шасси:  $z$ ; стандартное давление в авиационной системе:  $p_c$ ; массу шасси:  $m$ ; скорость выпуска шасси:  $v_{\text{п}}$ .

Для начала определяется усилие на штоке ГЦ:

$$F = m \cdot g. \quad (1)$$

Через усилие и давление системы определяется площадь полости нагнетания ГЦ:

$$S_H = \frac{F}{p_c}. \quad (2)$$

В таком случае диаметр поршня должен составить:

$$D = \sqrt{\frac{S_H \cdot 4}{\pi}}. \quad (3)$$

Диаметр поршня выбирается из стандартизированного ряда (мм):

10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 58, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250.

Площадь сливной полости ГЦ определяется по формуле (4), а диаметр штока определяется по (5):

$$S_{\text{сл}} = \frac{F}{p_c}, \quad (4)$$

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{S_{\text{сл}} \cdot 4}{\pi}}. \quad (5)$$

Диаметр штока выбирается из стандартизированного ряда (мм):

4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 58, 63, 80, 100, 125, 160, 200.

Действительное усилие на подобранном ГЦ будет рассчитываться по следующей формуле:

$$F_{\text{д}} = p_c \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{пр}}^2}{4} \cdot \eta_{\text{мех}}, \quad (6)$$

где  $D_{\text{пр}}$  — принятое значение поршня ГЦ;  $\eta_{\text{мех}}$  — механический КПД ГЦ, выбираемый от 0,95 до 0,98.

Определяем подачу, поступающую в полость нагнетания ГЦ:

$$Q_{\text{ГЦТ}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{пр}}^2}{4 \cdot \eta_0} \cdot \vartheta_{\text{П}}, \quad (7)$$

где  $\eta_0$  — объемный КПД ГЦ, выбираемый от 0,92 до 0,98.

Далее рассчитываются основные параметры аксиально-поршневого насоса.

Учитывая количество гидроцилиндров выпуска шасси 3, можно определить расход насоса в составе БПМ по следующей формуле:

$$Q_{\text{НТ}} = Q_{\text{ГЦТ}} \cdot z. \quad (8)$$

В дальнейшем необходимо определить теоретический рабочий объем насоса:

$$q_{\text{ТН}} = \frac{Q_{\text{НТ}}}{n}, \quad (9)$$

где  $n$  — обороты на валу, рекомендуемое значение для БПМ: 1500 об/мин.

По ГОСТ 13824-80 предварительно назначается величина характерного рабочего объема насоса  $q_{\text{ТНП}}$ , порядка 20 см<sup>3</sup>.

Далее определяется действительный расход насоса:

$$Q_{\text{Н}} = q_{\text{ТНП}} \cdot n \cdot \eta_0. \quad (10)$$

Определение мощности насоса производится по формуле:

$$N_{\text{Н}} = Q_{\text{Н}} \cdot p_c. \quad (11)$$

Определение действительного момента на валу, создаваемого насосом, может быть осуществлено по выражению:

$$M_{\text{Н}} = \frac{N_{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{мех}}}{2 \cdot \pi \cdot n}. \quad (12)$$

Затем производится расчет основных параметров аксиально-поршневого гидромотора.

Задаются давление перед входом в гидромотор  $p_m$  и давление слива  $p_{\text{msl}}$ . Обороты насоса и гидромотора совпадают.

Теоретический расход, поступающий в гидромотор, определяется как:

$$Q_{MT} = \frac{N_H}{(p_m - p_{sl})}. \quad (13)$$

Определение теоретического рабочего объема гидромотора производится по формуле:

$$q_{TM} = \frac{Q_{MT}}{n}. \quad (14)$$

По ГОСТ 13824-80 принимается значение объема гидравлической машины.

Действительный расход, поступающий в гидромотор, равен:

$$Q_M = q_{TMП} \cdot n \cdot \eta_o. \quad (15)$$

Мощность гидромотора может быть рассчитана по формуле:

$$N_M = Q_M \cdot (p_m - p_{sl}). \quad (16)$$

Определение действительного момента гидромотора, создаваемого на валу БПМ, может быть осуществлено по выражению:

$$M_H = \frac{N_M \cdot \eta_{мех}}{2 \cdot \pi \cdot n}. \quad (17)$$

Различие в методике расчета наступает в момент выбора конструкции БПМ, как монолитного изделия или соединенных через рессору аксиально-поршневых насоса и гидромотора. Разница в расчетах заключается в расположении нагрузочных опор на расчетных схемах валов и разделении расчетов.

В заключении можно отметить, что оба варианта предварительного расчета блоков передачи мощности приемлемы и формируют назначенный ресурс гидравлического оборудования. Первая вариация расчета подходит для БПМ, в конструкции которого присутствует монолитный вал и его обороты не превышают усредненных значений. Вторая версия расчетов подходит для БПМ, в которых вал достигает высоких значений оборотов, так как в нём появляется необходимость установки рессоры. Существенным отличием расчетов является дробление расчетов у БПМ с двумя валами: по отдельности проводят расчет на прочность для валов насоса, гидромотора и соединительного элемента.

## ЛИТЕРАТУРА

1. What's That Noise? [Электронный ресурс] // URL: <https://whatsthatnoise.com.wordpress.com/tag/scary-noise/> (Дата обращения: 09.09.2022).
2. How Does PTU (Power Transfer Unit) Work? [Электронный ресурс] // URL: [https://aircrafttechnic.com/aircraft\\_mechanic/how-does-ptu-power-transfer-unit-work/](https://aircrafttechnic.com/aircraft_mechanic/how-does-ptu-power-transfer-unit-work/) (Дата обращения: 09.09.2022).
3. Что запускает блок PTU (блок передачи энергии) [Электронный ресурс] // URL: <https://de-vraag.com/ru/52857486> (Дата обращения: 09.09.2022).
4. Поляков Н.А., Соловьева А.А., Целищев В.А. Тенденции развития гидросистем летательных аппаратов // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. XXV Международная научно-техническая конференция (г. Москва, 8 декабря 2021 г.). [Электронный ресурс]. — М.: Мир науки, 2021, С. 181–185.
5. Поляков Н.А., Соловьева А.А., Целищев В.А. Концепция развития блоков передачи мощности в гидросистеме гражданского самолета // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2021. № 67, С. 5–15.

**Харитонов Максим Юрьевич**

СКБ «Гидротурбомаш» АО «Силовые машины», Санкт-Петербург, Россия

**Колесников Анатолий Александрович**

СКБ «Гидротурбомаш» АО «Силовые машины», Санкт-Петербург, Россия

**Волков Александр Викторович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Ляпин Валерий Юрьевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Байков Виктор Назипович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## **Повышение эффективности функционирования энергосистем за счет использования ГАЭС**

Перед современной энергетикой стоит ряд задач, связанных с повышением качества энергии, снижением доли использования углеводородного и другого органического топлива, улучшения экологии при выработке энергии. Одним из возможных вариантов решения этих задач может быть эффективное использование ГАЭС-ГАЭС. ГАЭС имеют максимальную маневренность, широкие диапазоны регулирования, до 100 %, высокую скорость изменения мощности, что позволит заместить высокоманевренные ТЭС, оптимизируя топливно-энергетический баланс. При этом применение ГАЭС повысит маневренность, качество энергии, снизит потребность в перетоках мощностей между энергетическими региональными системами, нагрузку на агрегаты, что в конечном счете благоприятно скажется на ресурсе стационарного и сетевого оборудования.

Требования рынка не менее значительны, к ним можно отнести не только номинальные характеристики машин, но и расширение зоны работы энергетического оборудования, увеличение диапазонов регулирования в разные промежутки времени. Баланс электрической энергии ЕЭС РФ за 2019 год показывает, что сальдо перетоков составляет в европейской энергетической зоне 20,3 млрд кВт·ч на выдачу, при этом основная часть чрезмерной выработки происходит в ОЭС Северо-Запада — 17,8 млрд кВт·ч, а ближайшие потребители ОЭС Центра 5,6 млрд кВт·ч и ОЭС Сибири 2,7 млрд кВт·ч. Порядка 19,3 млрд кВт·ч в 2019 году была направлена на экспорт, что на 2 млрд кВт·ч меньше, чем сальдо перетоков электрической энергии в целом по стране. Столь значительные перетоки на текущий момент компенсируются за счет установки сетевыми регуляторами различных графиков работы для станций, например, для ГАЭС-АРЧМ. Ввод таких графиков и перегруженных режимов работы в разы снижает ресурс агрегатов, выводит из строя основные узлы. Подход в регулировании может быть пересмотрен за счет применения в регулировании оборудования ГАЭС.

ГАЭС также являются одной из составляющей для качественного производства электроэнергии. Количество ГАЭС-ГАЭС в РФ значительно меньше (1 %), чем в энергетических системах ряда зарубежных стран (10–12 %). При практически невозможном развитии направлений зеленой энергетики в виде ВЭС, СЭС и подобных в центральных регионах РФ, указывает на необходимость изменения этого баланса в сторону увеличения количества ГАЭС, что даст возможность получать более качественную электроэнергию.

Для развития ГАЭС требуется провести ревизию НТД, пересмотреть стратегию развития, не только в дальнейшем увеличении доли энергооборудования, работающего на углеводородах, но и в повышении качества работы системы в целом.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Бабурин Б.Л. Экономическая эффективность строительства ГАЭС СССР. — Гидротехническое строительство, 1979. — № II. — с. 10–13.
2. Основные характеристики Российской электроэнергетики: сайт Министерства энергетики РФ. — URL: <https://minenergo.gov.ru/node/532> (дата обращения 06.11.2022).

**Хохлов Александр Васильевич**

НПП «Водоподъемник», Ташкент, Республика Узбекистан

**Хохлов Владимир Александрович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Титова Жанна Олеговна**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Хохлов Николай Владимирович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## **Регулируемые струйные насосы для резервной системы защиты насосных и гидроэлектрических станций от затопления**

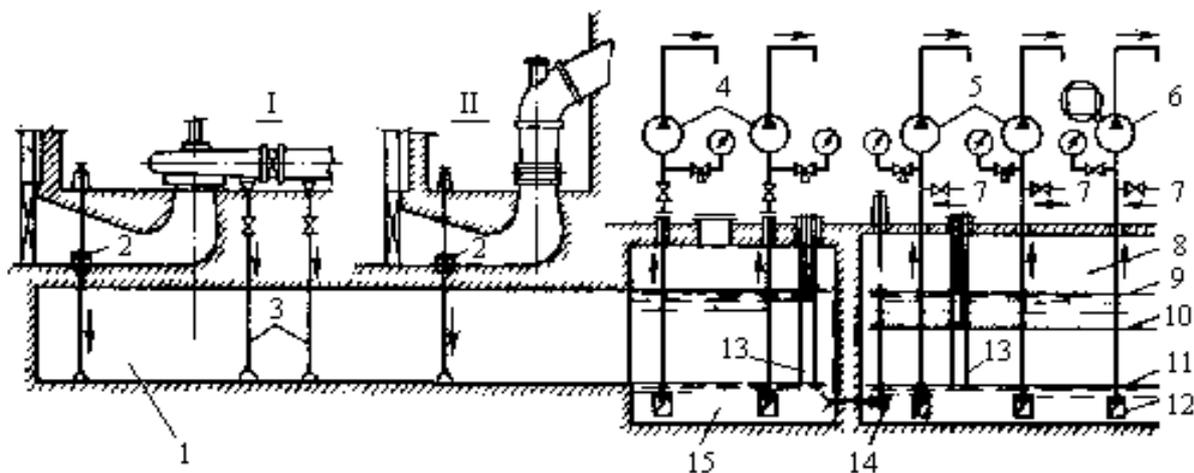
Для безопасной эксплуатации насосных и гидроэлектрических станций большое значение имеет надежность работы вспомогательных систем защиты от аварий и затоплений. Для повышения их надежности нами предлагается рассмотреть возможность внедрения в качестве дополнительных источников энергии потенциальную энергию столба жидкости напорного водовода, а в качестве используемых устройств — струйные насосы, обладающие высокими показателями надежности.

Для откачки дренажных вод создается довольно сложная система вспомогательных осушительных установок (рис. 1) [1]. Дренажный колодец чаще всего устраивают в торцевой части здания станции или под монтажной площадкой. Рабочую емкость дренажных колодцев рассчитывают на 20...30-ти минутный приток воды. Чаще всего на дренажно-осушительных установках используются самовсасывающие центробежные насосы под заливом, а также погружные насосы.

Система дренажа должна иметь не менее двух насосов (второй — резервный, автоматически включается в том случае, если первый вышел из строя, и при аварийном переполнении дренажного колодца). Системы дренажа на малых и средних станциях обычно оборудуют горизонтальными центробежными насосами, на крупных — вертикальными артезианскими типа АТН [1].

Трагическая авария на Саяно-Шушенской ГЭС ещё раз с особой остротой указала на необходимость существования дополнительного источника энергии для откачки дренажных вод. В результате аварийных затоплений и при отключениях электроэнергии дренажные насосы, по сути, первые подвержены выходу из строя. Известен ряд серьезных затоплений зданий станций, вызванных отсутствием электроэнергии, так как все вспомогательные системы в такие моменты парализованы. Это связано с тем, что используемые во вспомогательных системах центробежные насосы работают от электропривода и должны быть обеспечены электроэнергией круглый год.

Нами ранее был обоснован способ использования во вспомогательных системах насосных и гидроэлектрических станций альтернативного источника энергии — потенциальной энергии столба жидкости напорного водовода станций, при условии использования саморегулирующихся струйных насосов [2]. Вода из напорного водовода подается через подводящую трубу в полость струйного насоса.



*I* — установка с вертикальными центробежными насосами или радиально-осевыми турбинами; *II* — установка с осевыми насосами или поворотными-лопастными турбинами; 1 — сливная потерна; 2, 12, 14 — клапаны соответственно спускной, приемный, перепускной; 3, 7 — трубы сливные для опорожнения напорных трубопроводов и подающие воду из нижнего бьефа для компенсации утечек через приемные клапаны; 4 — насосы системы откачки; 5, 6 — дренажные насосы с приводами электрическим и от двигателя внутреннего сгорания; 8, 15 — колодцы дренажный и системы откачки; 9 — включение второго дренажного насоса и подача сигнала дежурному персоналу; 10 — включение первого дренажного насоса; 11 — отключение всех насосов; 13 — электродные датчики

**Рисунок 1.** Схема системы дренажа и откачки воды из зданий крупных гидроэнергоустановок

Под действием разряжения, создаваемого во всасывающей камере струйного насоса, дренажные воды поступают в полость насоса, смешиваются с рабочей жидкостью и удаляются из дренажного колодца в нижний бьеф станции. На гидроэлектростанциях и на насосных станциях, оборудованных длинными трубопроводами, при прекращении электроснабжения возможна откачка дренажных вод саморегулирующимися струйными насосами в течение нескольких десятков суток.

Применение саморегулирующихся струйных насосов в дренажных системах позволило повысить надежность работы заглубленных станций, обеспечить безаварийную работу станций даже при длительных отключениях электроэнергии, а также автоматически регулировать подачу и напор струйного насоса при изменении внешних рабочих параметров.

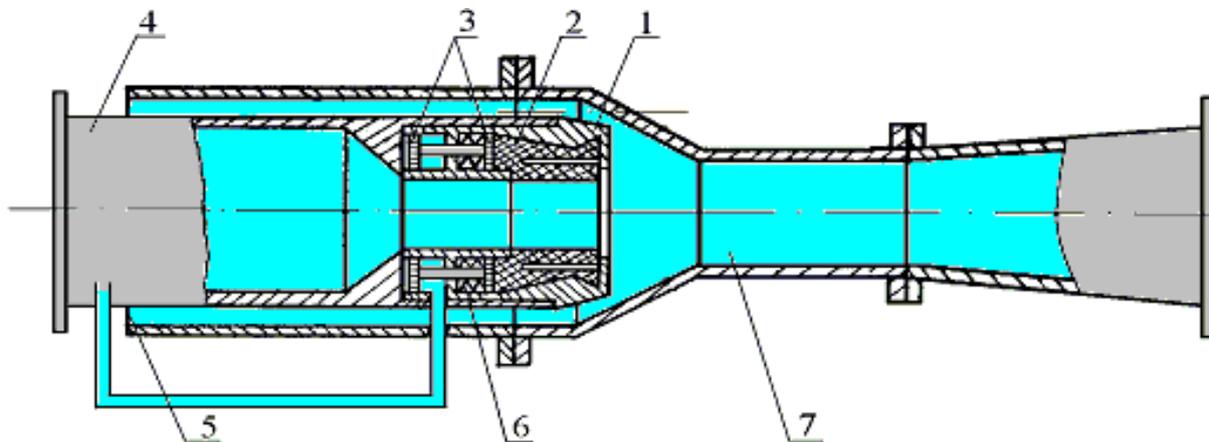
При опорожнении напорного трубопровода или сработке водохранилища рабочий напор насоса будет изменяться. При уменьшении напора, уменьшается и скорость истечения жидкости из сопла струйного насоса. В какой-то момент создадутся условия, когда насос не сможет откачивать дренажную воду в достаточном объеме.

В связи с этим проведены исследования работы и изменения основных параметров струйных насосов при изменении у него рабочего напора. Получена основная зависимость для определения характеристик струйного насоса при переменном режиме работы:

$$H_H = \Delta H_P \left[ \frac{2}{\frac{F_K}{F_c} - \left(\frac{Q_B}{Q_p} + 1\right)^2} + \frac{\left(\frac{Q_B}{Q_p}\right)^2 \left(\frac{F_K}{F_c} - 2\right)}{\left(\frac{F_K}{F_c} - 1\right)^2 \cdot \frac{F_K}{F_c}} \right] - \Delta h, \quad (1)$$

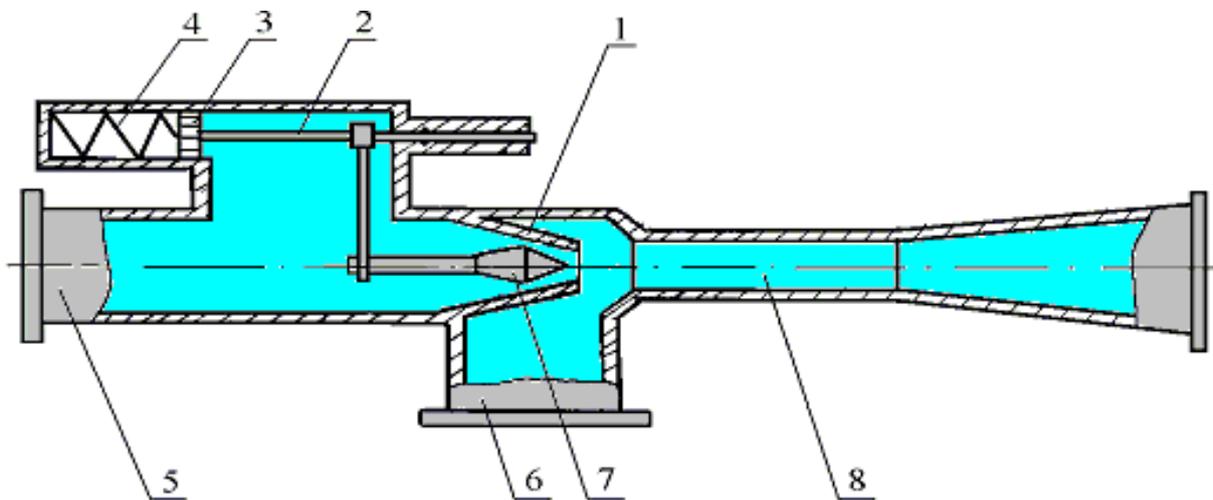
где  $H_H$ ,  $\Delta H_p$  — напоры нагнетаемый и рабочий;  $Q_p$ ,  $Q_B$ ,  $Q_H$  — расходы рабочий, всасываемый и смешанный;  $F_K$ ,  $F_C$  — площади сечения камеры смешения и сопла;  $\Delta h$  — сумма потерь напора в сопле, приемном конфузоре, камере смешения, диффузоре и регулирующем органе.

Для продолжения эффективной откачки при снижении рабочего напора предложено применять разработанные нами конструкции саморегулирующихся струйных насосов с эластичным соплом и с регулирующей иглой (рис. 2 и 3) [2].



1 — металлическая часть сопла; 2 — эластичная часть сопла; 3 — плунжеры с общим штоком; 4 — сопловый патрубок; 5 — всасывающий патрубок; 6 — пружина; 7 — камера смешения

**Рисунок 2.** Саморегулирующийся струйный насос с эластичным соплом

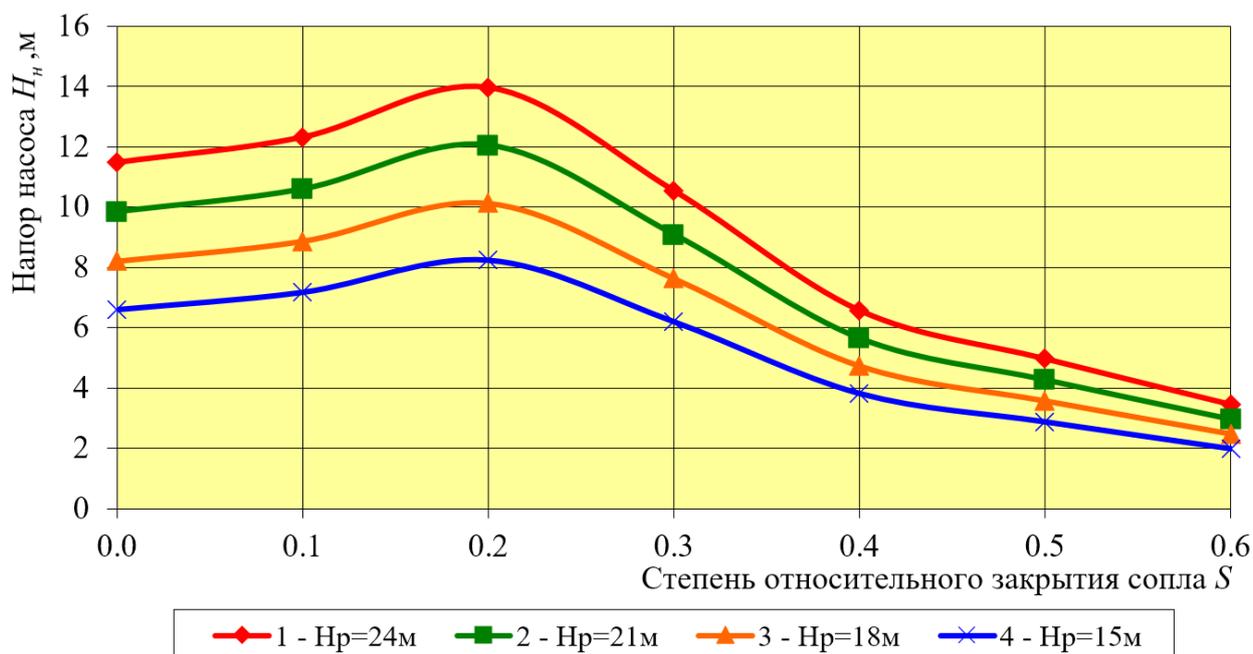


1 — сопло; 2 — подвижная ось; 3 — поршень; 4 — пружина; 5 — напорный патрубок; 6 — всасывающий патрубок; 7 — регулирующая игла; 8 — камера смешения.

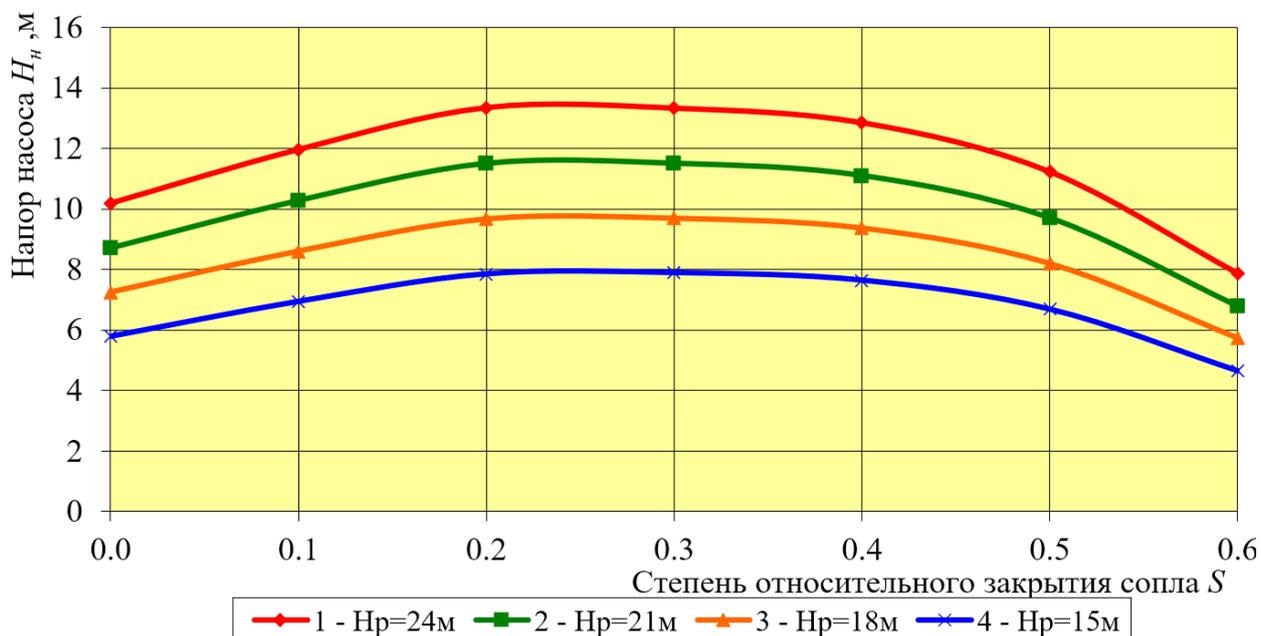
**Рисунок 3.** Саморегулирующийся струйный насос с иглой

При снижении рабочего напора на насосной станции происходит автоматическое уменьшение площади поперечного сечения сопла в одном случае за счёт сужения эластичной части сопла, а в другом за счёт введения иглы. Это приводит к увеличению скорости истечения из него рабочей жидкости и восстановлению отсасывающих способностей струйного насоса.

Регуляционные характеристики струйных насосов с эластичным соплом и с иглой представлены на рисунках 4 и 5 в виде зависимостей напора насоса  $H_H$  от относительного открытия сопла  $S$  при их саморегулировании.



**Рисунок 4.** Зависимость изменения напора  $H_n$  саморегулирующегося струйного насоса с эластичным соплом от относительного закрытия сопла  $S$  для различных рабочих напоров  $H_p$



**Рисунок 5.** Зависимость изменения напора  $H_n$  саморегулирующегося струйного насоса с регулирующей иглой от относительного закрытия сопла  $S$  для различных рабочих напоров  $H_p$

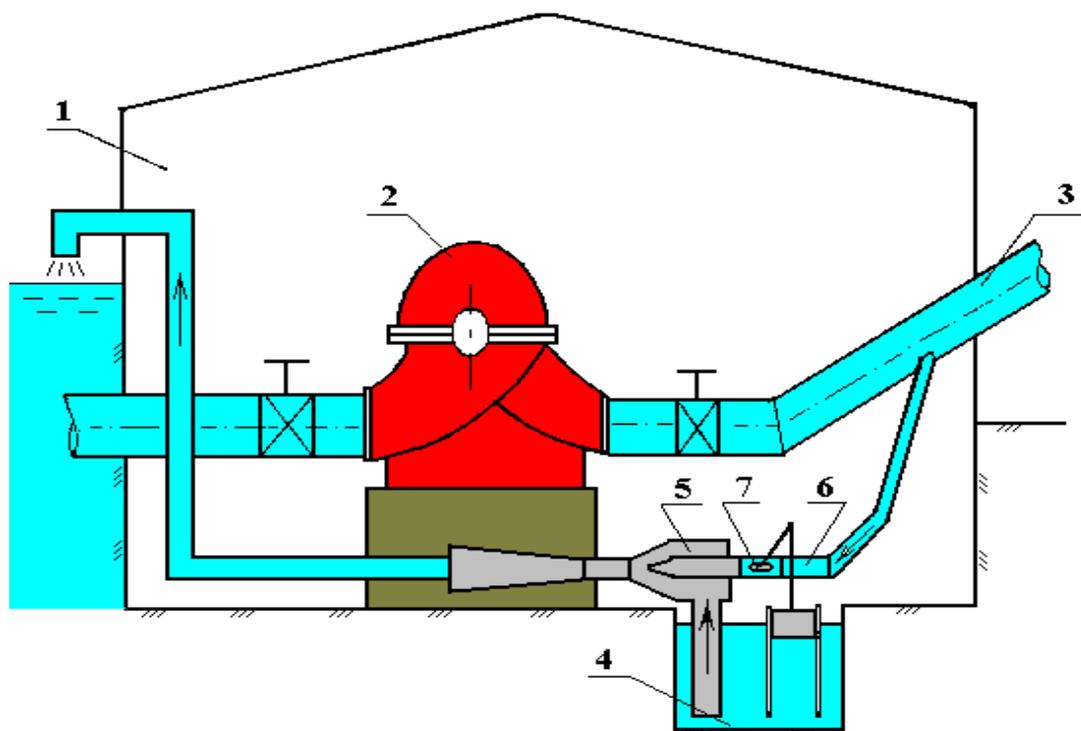
При уменьшении рабочего напора  $\Delta H_p$  добиться восстановления нагнетаемого напора струйного насоса  $H_n$  возможно путем увеличения скорости истечения рабочего потока, которое можно осуществить за счет уменьшения площади сечения сопла. Увеличение напора  $H_n$  саморегулирующегося струйного насоса происходит при уменьшении площади сечения сопла на 40 % для саморегулирования иглой и на 25 % для саморегулирования эластичным соплом. При дальнейшем перекрытии сопла напор резко падает из-за увеличения гидравлических сопротивлений в проточной части струйного насоса.

Область регулирования напора насоса  $H_H$  в сторону его увеличения составляет 20–25 % что можно считать достаточным для условий откачки дренажных вод из зданий насосных станций.

Как показал опыт эксплуатации в некоторых случаях возникает потребность регулирования струйных насосов дренажных систем по величине всасываемого расхода. При внезапном увеличении притока воды в дренажный колодец струйный насос не справится с откачкой поступающей воды, что может привести к затоплению станции. При уменьшении притока воды вся вода из колодца будет откачена и струйный насос начнет засасывать воздух. Работа насоса при подаче воздуха возможна, но не желательна из-за появления вибрации системы. Кроме того, при этом снижается КПД системы, происходит перерасход рабочей воды.

Разработанный и защищённый патентом на изобретение способ регулирования работы дренажной системы со струйным насосом для удаления дренажных вод насосной и гидроэлектрической станции показан на рисунке 6 [2].

Проникающие в помещение станции фильтрационные и дренажные воды накапливаются в дренажном колодце. Минимальный уровень воды в колодце устанавливается из условия недопущения подсоса воздуха в струйный насос во всасывающей трубе. Максимальный уровень устанавливается из условия незатопления помещения станции. При среднем значении притока уровень воды в дренажном колодце расположен между максимальным и минимальным уровнем. Груз-поплавок при этом расположен так, что связанный с ним дисковый затвор находится в полуприкрытом состоянии. Дисковый затвор при этом создает воде такое сопротивление, при котором проходящий через него рабочий расход жидкости, обеспечивает отвод воды из дренажного колодца, равный ее стабильному притоку.



1 — здание насосной или гидроэлектрической станции; 2 — основные агрегаты (насосы или турбины); 3 — напорный трубопровод; 4 — дренажный колодец; 5 — струйный насос; 6 — подводящая напорная труба; 7 — дисковый затвор с грузом-поплачком

**Рисунок 6.** Дренажная система насосной станции со струйным насосом

При резком уменьшении притока в дренажный колодец уровень воды в нем начинает уменьшаться. Груз-поплавок начнет перемещаться вниз и переместит за собой тягу. Тяга в свою очередь, перемещая рычаг, поворачивает по часовой стрелке диск дискового затвора. Дисковый затвор прикрывается, поток воды через него уменьшается, и, следовательно, уменьшается рабочий расход в сопле струйного насоса. Снижение рабочего расхода приводит к уменьшению всасываемого расхода из дренажного колодца.

Через определенный промежуток времени устанавливается новый уровень воды в дренажном колодце, при котором приток в колодец и отсасываемый расход струйного насоса выравниваются. Процесс стабилизации происходит автоматически без вмешательства дополнительных средств автоматики.

Применение регулируемой системы со струйными насосами для удаления фильтрационных и дренажных вод из помещения насосной и гидроэлектрической станции обеспечивает гидравлическую автоматизацию процесса откачки воды, повышает ее надежность и экономичность, позволяет существенно упростить используемое оборудование.

Опытные образцы струйных насосов уже внедрены более чем на пятидесяти насосных станциях, в том числе на крупнейших в мире Джизакском, Каршинском и Аму-Бухарском каскадах насосных станций, а также на двух крупнейших гидроэлектростанциях Узбекистана: Чарвакской ГЭС и Фархадской ГЭС [3]. В настоящее время откачка дренажных вод на этих станциях осуществляется только струйными насосами, что дает большую экономию как электроэнергии, так и затрат труда обслуживающего персонала.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Насосы и насосные станции. / Под ред. Чебаевского В.Ф. — М.: Агропромиздат, 1989, 416 с.
2. Хохлов В.А., Титова Ж.О. Регулируемые струйные насосы для дренажной откачки из помещений насосных и гидроэлектрических станций // Журнал «Гидротехническое строительство» М.: — 2010. — № 3. — С. 18–21.
3. Хохлов А.В., Хохлов В.А., Титова Ж.О. Внедрение альтернативной системы откачки и автоматического контроля дренажного оборудования на гидроэлектростанциях Узбекистана // Журнал "Гидротехническое строительство", М.: — 2018. — № 2 — С. 40–45.

**Черепанов Сергей Павлович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Волков Александр Викторович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Дробницкий Никита Андреевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

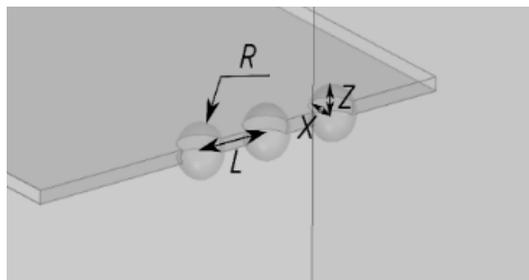
**Орахелашвили Баграт Мерабович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## Исследование влияния макрошероховатости на передней кромке пластины и лопасти рабочего колеса

Установлено, что применение наростов на входной кромке лопастей рабочего колеса способствует упорядочению структуры течения в межлопастном канале, что в свою очередь, приводит к снижению гидравлического сопротивления и, следовательно, к уменьшению гидравлических потерь при обтекании лопастной системы до 20 % [1].

С помощью пакета компьютерного моделирования Autodesk Inventor была смоделирована пластина со сферической макрошероховатостью на передней кромке. Конфигурация сферической макрошероховатости определяется следующими параметрами: радиус, смещение и количество наростов.



*Рисунок 1. Параметры сферической макрошероховатости*

Основываясь на описанных в работе [2] принципах, применялся метод, использующий теорему импульсов, исследования распределения скоростей в спутном следе, по которому определяется величина сопротивления обтекаемого тела. Таким образом, была поставлена задача экспериментального определения распределения скоростей в спутном следе за пластиной при установке на ее входную кромку сферического нароста, что позволяет судить об изменении формы пограничного слоя и величине гидравлического сопротивления.

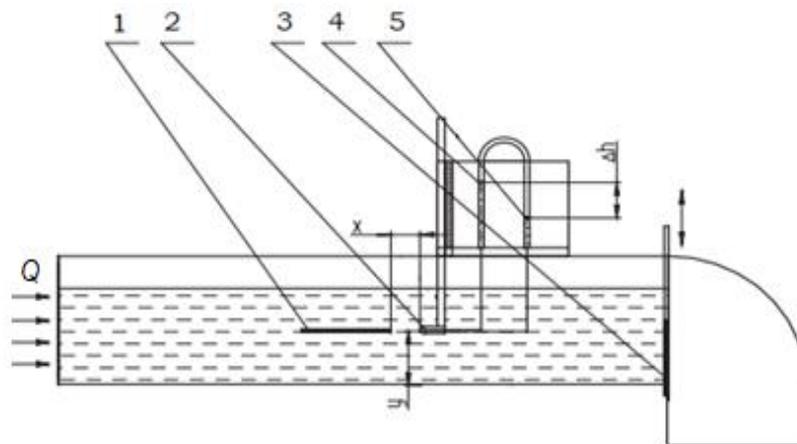
В пакете компьютерного моделирования Autodesk CFD исследовалось обтекание потоком жидкости исходной пластины и с наличием сферической макрошероховатости различной конфигурации на передней кромке. Было проанализировано распределение скорости в спутном следе на расстоянии 20 мм, 30 мм и 40 мм за пластиной (рис. 2).



*Рисунок 2. Расчетное распределение скоростей в спутном следе за пластиной*

Также проводились экспериментальные исследования на гидродинамическом стенде.

Стенд представляет собой гидродинамический лоток открытого типа на основе рамной конструкции со стеклянными стенками длиной 4000 мм и прямоугольным сечением 252x450 мм. Внутри лотка установлена пластина толщиной 1,5 мм, изготовленная с использованием технологий 3D-печати, а на небольшом удалении от нее находится трубка Пито-Прандтля, используемая для определения скорости потока жидкости в спутном следе. Принципиальная схема гидродинамического лотка представлена на рисунке 3.



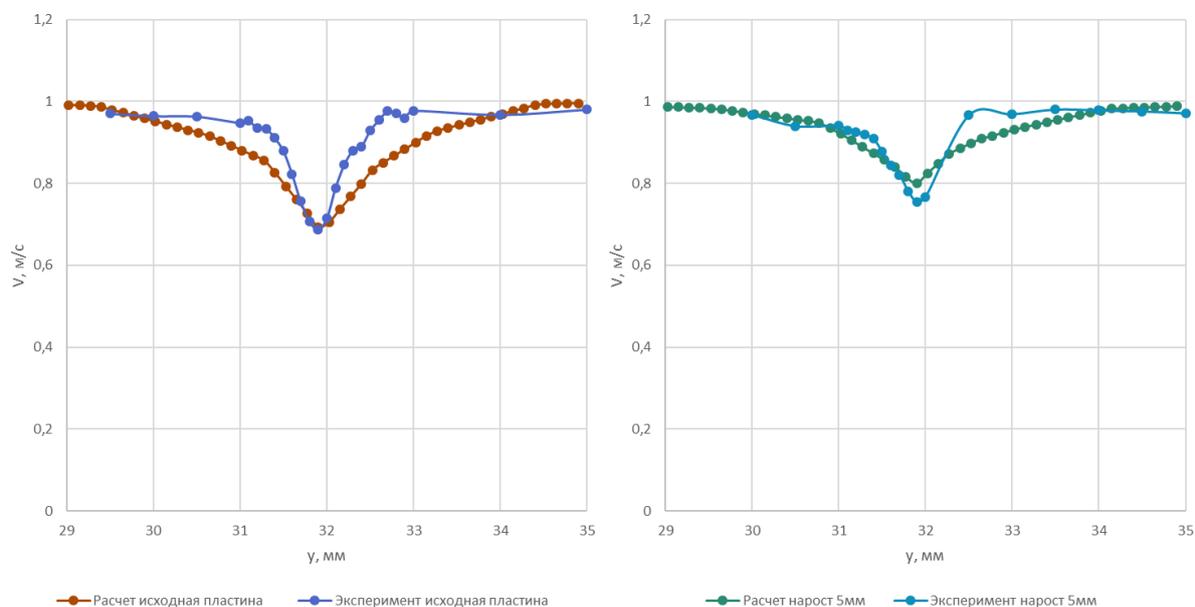
1 — исследуемая пластина; 2 — трубка Пито-Прандтля; 3 — регулировочная заслонка; 4 — уровень полного напора; 5 — уровень статического напора

**Рисунок 3.** Принципиальная схема гидродинамического лотка

Скорость потока определяется с помощью трубки Пито-Прандтля по разнице между уровнями полного и статического напора в точке измерения.

$$V = \varphi \cdot \sqrt{2g\Delta h}, \quad (1)$$

где  $\Delta h$  — разность уровней полного и статического напора;  $\varphi$  — коэффициент, учитывающий конструктивные особенности трубки Пито-Прандтля (для используемой трубки  $\varphi = 1$ ).

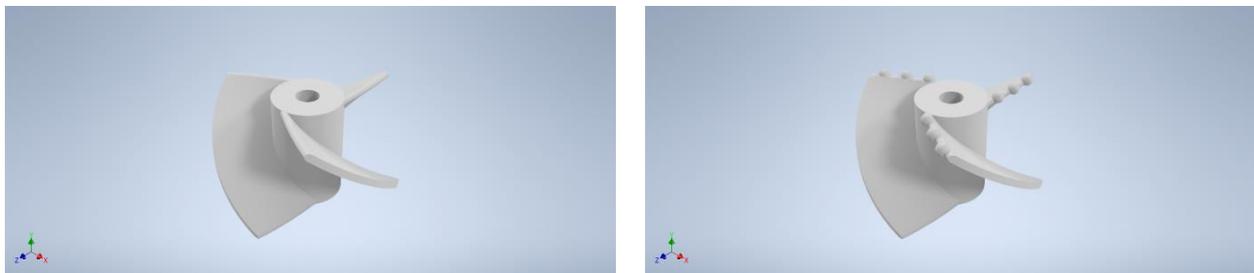


**Рисунок 4.** Сравнения расчетных и экспериментальных значений распределений скоростей в спутном следе на расстоянии 20 мм за пластиной с наличием сферической макрошероховатости и без макрошероховатости

На рисунке 4 представлено сравнение распределения скоростей спутного течения за пластиной для физического эксперимента и для компьютерного моделирования.

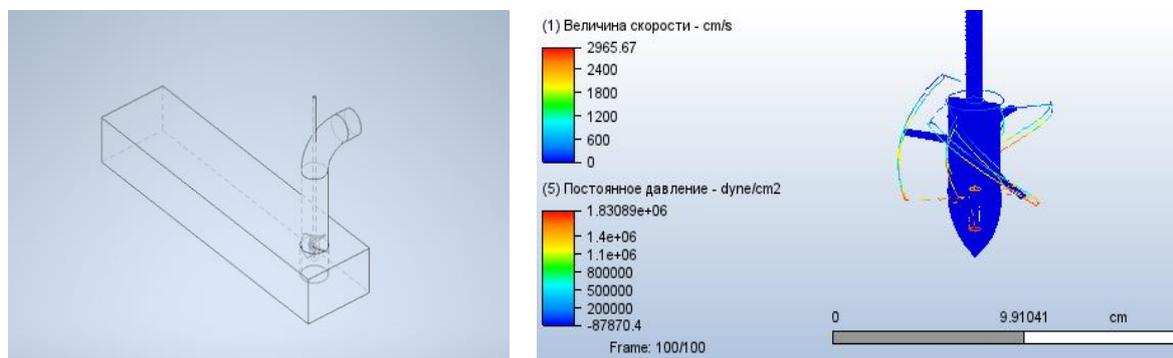
Изменяя конфигурацию наростов, удалось добиться снижения относительных потерь при расчете на 3,64 %, а при проведении эксперимента на 4,12 %. Были использованы сферические наросты, расположенные на расстоянии  $L = 3R$  друг от друга.

Полученный эффект было решено перенести на переднюю кромку лопасти рабочего колеса. Было рассчитано и смоделировано трехлопастное осевое рабочее колесо с наростами на передней кромке и без них (рис. 5).



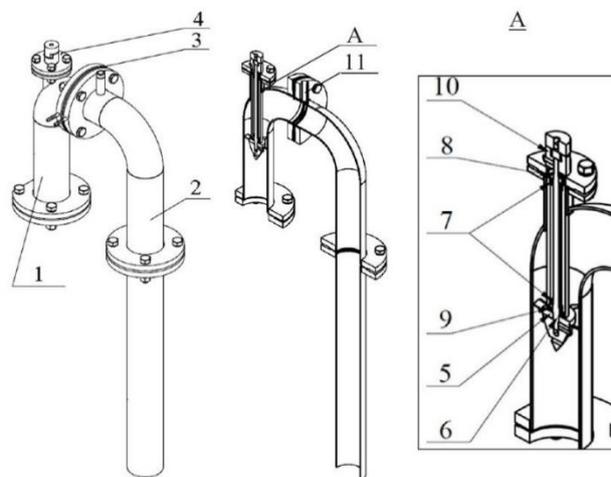
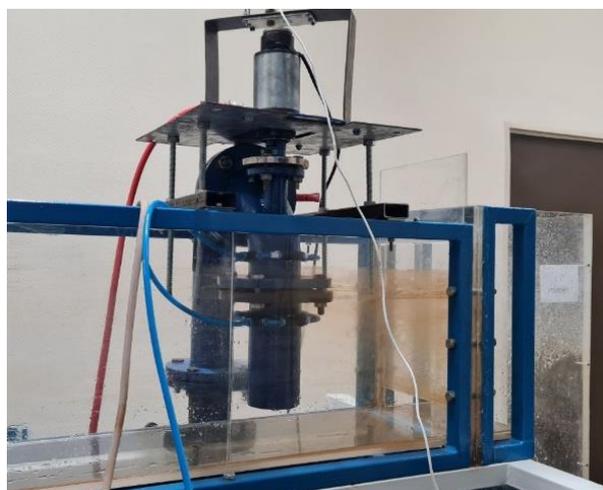
**Рисунок 5.** Исходное и модернизированное рабочее колесо

В программе Autodesk CFD были проведены исследования по влиянию наличия наростов на величину гидродинамических потерь (рис. 6).



**Рисунок 6.** Моделирование влияния наростов на передней кромке лопасти гидротурбины

Расчетные исследования показали качественное улучшение гидродинамических характеристик модернизированного рабочего колеса с наростами на передней кромке на 3.11 %.



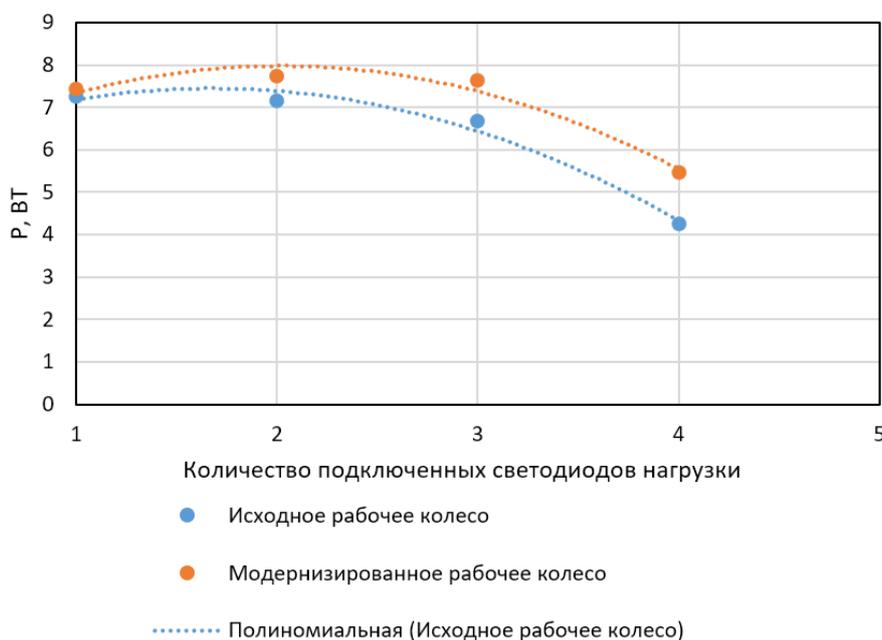
1 — всасывающая ветвь водовода; 2 — сбросная ветвь водовода; 3 — фланцевое соединение; 4 — роторный узел гидротурбины; 5 — рабочее колесо с обтекателем; 6 — вал; 7 — подшипники вала; 8, 9 — уплотнительные манжеты; 10 — кулачковая муфта; 11 — клапан срыва вакуума

**Рисунок 7.** Модель стационарной микроГЭС с водоводом в виде сифона:

Также были проведены экспериментальные исследования. Для этого на базе НИУ МЭИ был создан стенд стационарной микроГЭС с водоводом сифонного типа (рис. 7).

Результаты эксперимента показали, что средняя вырабатываемая электрическая мощность повысилась на 11 % (рис. 8).

Проведенные расчетные и экспериментальные исследования демонстрируют положительное влияние макрошероховатости определенной конфигурации на гидродинамические характеристики пластины и лопасти рабочего колеса. Исследования будут продолжены с целью определения оптимальной конфигурации макрошероховатости для снижения гидродинамических потерь.



**Рисунок 8.** Зависимость вырабатываемой мощности электродвигателя от нагрузки

## ЛИТЕРАТУРА

1. Дружинин А.А., Орлова Е.С., Волков А.В., Парыгин А.Г., Наумов А.В., Рыженков А.В., Вихлянцев А.А., Soukal J., Sedlar M., Komarek M., Pochyly F., Rudolf P., Fialova S. Повышение эффективности малых и микрогидротурбин на основе применения природоподобных технологий для создания автономных источников энергии. Теплоэнергетика. 2019, N 12, с. 86–96.
2. Панин А.А., Лагунов В.С. Уплотнительные элементы гидравлических систем на основе фторопласта-4 // Инж. технол. рабочий. — 2005. — № 10. — С. 36.

**Чёлышев Роман Александрович**

АО «Государственный космический научно-производственный центр имени М.В. Хруничева», Ковров, Россия  
Конструкторское бюро «Арматура» (филиал)

**Тимофеев Юрий Михайлович**

АО «Государственный космический научно-производственный центр имени М.В. Хруничева», Ковров, Россия  
Конструкторское бюро «Арматура» (филиал)

**Халатов Евгений Михайлович**

АО «Государственный космический научно-производственный центр имени М.В. Хруничева», Ковров, Россия  
Конструкторское бюро «Арматура» (филиал)

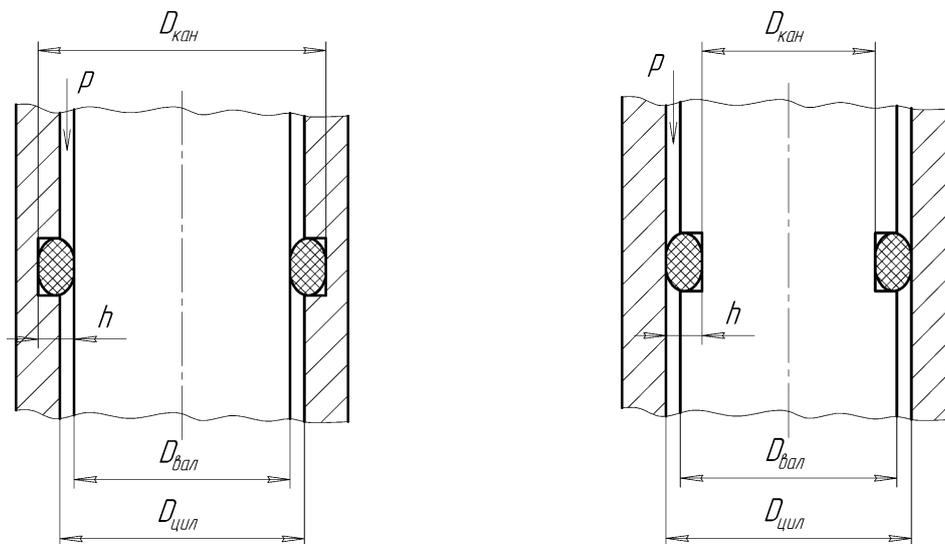
## Повышение точности расчета герметичности и силы трения в узлах уплотнения изделий пневмоавтоматики

### Введение

Герметичность пневматических устройств обеспечивается устранением или созданием малого зазора между поверхностями соединяемых деталей с помощью различных уплотнительных элементов. Наиболее широкое применение, для обеспечения герметичности подвижных и неподвижных соединений устройств пневмоавтоматики, получили резиновые кольца круглого сечения. Герметизация такими кольцами обеспечивает наименьший размер уплотнительного узла. Анализ конструкций пневматических устройств, разработанных в КБ «Арматура», показывает, что подавляющее число уплотнительных узлов выполняется с радиальной деформацией сжатия поперечного сечения кольца в процессе установки в канавку.

С учетом вышесказанного, объектом проводимого исследования являются радиальные узлы уплотнения пневмоустройств с резиновыми кольцами круглого сечения (рис. 1, 2).

Предметом исследования являются математические модели, используемые для расчета герметичности и силы трения в узлах уплотнения пневмоустройств с резиновыми кольцами круглого сечения, а также свойства соответствующих резин.

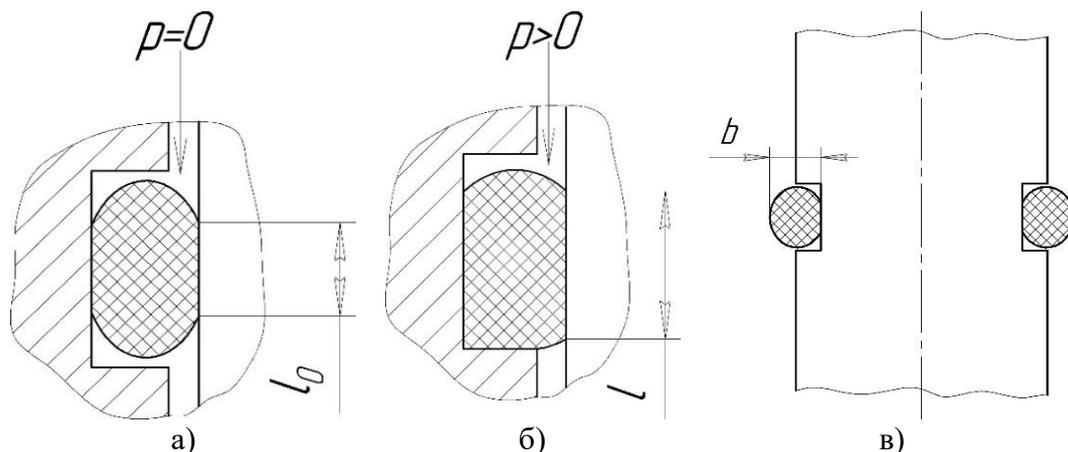


а) тип конструкции № 1 — с канавкой в цилиндре      б) тип конструкции № 2 — с канавкой на валу

$p$  — давление уплотняемой среды;  $h$  — сумма высоты канавки под кольцо и зазора между уплотняемыми деталями;  $D_{вал}$  — диаметр детали «вал»;  $D_{цил}$  — диаметр детали «цилиндр»;  $D_{кан}$  — диаметр дна канавки

**Рисунок 1.** Уплотнительные узлы с кольцами круглого сечения с радиальной деформацией сжатия поперечного сечения

Целью исследования является повышение точности расчета герметичности и силы трения в узлах уплотнения пневмоустройств с резиновыми кольцами круглого сечения за счет усовершенствования существующих математических моделей и экспериментального определения ряда их параметров.



$p$  — избыточное давление уплотняемой среды;  $b$  — высота кольца после установки на вал;  $l_0$  — ширина контакта при отсутствии давления;  $l$  — ширина контакта при наличии давления

**Рисунок 2.** Характерные параметры уплотнительного узла

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Провести анализ существующих математических моделей, которые позволяют оценить герметичность и силу сухого трения в уплотнении с резиновым кольцом. Разработать уточненные модели и сформировать перечень параметров, идентифицирующих модели.
2. Провести анализ применимости различных резин при изготовлении уплотнительных колец круглого сечения в КБ «Арматура».
3. Провести анализ информации о свойствах применяемых резин в литературных источниках, а также в технических данных, имеющихся в КБ «Арматура».
4. Разработать методики эксперимента и провести экспериментальное исследование свойств применяемых резин.

### Математическая модель для оценки герметичности уплотнения

В результате анализа литературных источников [1–5] получены следующие условия герметичности рассматриваемых уплотнительных узлов:

$$\sigma_0 \geq \sigma_{кр} \quad (1)$$

$$p \leq p_{доп} \quad (2)$$

где  $\sigma_0$  — контактное напряжение в уплотнительном узле при отсутствии давления;  $\sigma_{кр} = 0,25$  МПа — критическое контактное напряжение, обеспечивающее отсутствие просачивания газа через уплотнение при подаче давления;  $p$  — абсолютное давление уплотняемой среды;  $p_{доп}$  — предельно допустимое абсолютное давление уплотняемой среды.

Параметры, входящие в условия (1) и (2), определяются по следующим зависимостям:

$$\sigma_0 = 1,25 \cdot E \cdot |\ln(1 - \varepsilon \cdot K_B)| \quad (3)$$

$$p_{доп} = \frac{\sigma_0}{1 - s} \quad (4)$$

$$\varepsilon = \frac{b - h}{b} \quad (5)$$

$$b = d \cdot \begin{cases} \sqrt{1,21/\alpha - 0,21}, & \text{при } 2 \text{ мм} \leq d \leq 4 \text{ мм} \\ \sqrt{1,31/\alpha - 0,31}, & \text{при } 4 \text{ мм} < d \leq 7 \text{ мм} \end{cases} \quad (6)$$

$$h = 0,5 \cdot \begin{cases} D_{\text{кан}} - D_{\text{вал}}, & \text{для конструкции №1} \\ D_{\text{цил}} - D_{\text{кан}}, & \text{для конструкции №2} \end{cases} \quad (7)$$

$$\alpha = \frac{D_1 + d}{D + d} \quad (8)$$

$$D_1 = \begin{cases} D_{\text{вал}}, & \text{для конструкции №1} \\ D_{\text{кан}}, & \text{для конструкции №2} \end{cases} \quad (9)$$

где  $E$  — модуль упругости материала кольца;  $\varepsilon$  — относительная деформация сжатия кольца при установке в узел;  $K_B$  — коэффициент морозостойкости материала кольца по эластическому восстановлению после сжатия;  $s$  — коэффициент передачи давления кольцом;  $b$  — высота кольца после установки на вал;  $h$  — сумма высоты канавки под кольцо и зазора между уплотняемыми деталями;  $d$  — диаметр сечения кольца;  $\alpha$  — коэффициент растяжения кольца при установке на вал;  $D_1$  — диаметр посадочного места кольца на валу;  $D$  — внутренний диаметр кольца.

Параметры  $E$ ,  $K_B$ ,  $s$ , входящие в уравнения (3) и (4), характеризуют свойства резины, из которой изготовлено кольцо, их значения являются справочными. Каждый из перечисленных параметров зависит от температуры, действующей на кольцо.

### Математическая модель для оценки силы сухого трения в уплотнении

В результате анализа литературных источников [2–4; 6] сформирована следующая модель для расчета силы трения в рассматриваемых уплотнительных узлах:

$$F_{\text{тр}} = \pi \cdot D_{\text{ск}} \cdot l \cdot \sigma \cdot f_{\text{тр}} \quad (10)$$

$$l = d \cdot [l_0^{\text{отн}} + k_p \cdot (l_{\text{max}}^{\text{отн}} - l_0^{\text{отн}})] \quad (11)$$

$$\sigma = \sigma_0 + p \cdot s \quad (12)$$

$$k_p = \begin{cases} \frac{1}{1 - 0,2615 \cdot \ln(H) - 0,00754 \cdot (p - 0,1)} \times [-0,0141 + 0,0035 \cdot \ln(H) - \\ - 0,01315 \cdot (p - 0,1) + 3,29 \cdot 10^{-5} \cdot (p - 0,1)^2], & \text{при } p < p_{\text{max}}; \\ 1, & \text{при } p \geq p_{\text{max}}, \end{cases} \quad (13)$$

$$l_0^{\text{отн}} = -14,74 \cdot \varepsilon^{1,174} + 14,581 \cdot \text{tg}(\varepsilon - 0,0009) \quad (14)$$

$$l_{\text{max}}^{\text{отн}} = -34,68 \cdot \varepsilon^{1,149} + 31,396 \cdot \text{tg}(\varepsilon + 0,0012) \quad (15)$$

$$p_{\text{max}} = 0,97 \cdot H - 44,4 \quad (16)$$

где  $D_{\text{ск}}$  — диаметр поверхности, по которой скользит кольцо;  $l$  — ширина контакта кольца с поверхностью скольжения;  $\sigma$  — контактное напряжение при наличии давления;  $f_{\text{тр}}$  — коэффициент трения;  $l_0^{\text{отн}}$  — начальная относительная ширина контакта (при отсутствии давления);  $k_p$  — коэффициент влияния величины давления на значение ширины контакта;

$l_{max}^{отн}$  — максимальная относительная ширина контакта;  $p$ , МПа — абсолютное давление уплотняемой среды;  $p_{max}$ , МПа — абсолютное давление уплотняемой среды, при котором достигается максимальная ширина контакта;  $H$  — твердость резины (в условных единицах IRHD или в единицах по шкале Шор А).

Контактное напряжение в уплотнительном узле при отсутствии давления  $\sigma_0$  определяется по уравнению (3). Относительная деформация  $\varepsilon$  определяется по уравнениям (5)–(9).

Параметры  $s$ ,  $H$ ,  $E$ ,  $K_B$ , входящие в уравнения (3), (12), (13) и (16), характеризуют свойства резины, из которой изготовлено кольцо, их значения являются справочными или определяются экспериментально. Каждый из перечисленных параметров зависит от температуры, воздействующей на кольцо.

Коэффициент трения  $f_{тр}$  является коэффициентом согласования экспериментально определенных значений силы трения с расчетными значениями, получаемыми по выражению (10). Коэффициент трения имеет различные значения при страгивании и при движении узла с постоянной скоростью. Величина коэффициента трения зависит от времени выдержки уплотнения в покое, давления и температуры среды, количества и свойств смазки, свойств резины, а также от скорости относительного движения уплотняемых деталей и обработки поверхности трения. В рамках проводимого исследования коэффициент трения предметом изучения не является.

### **Результаты анализа применимости различных резин при изготовлении уплотнительных колец круглого сечения в КБ «Арматура»**

С целью сужения области исследования был определен масштаб применимости различных резин при изготовлении уплотнительных колец в КБ «Арматура». Для этого была проанализирована конструкторская документация на изделия пневмоавтоматики и картотека резиновых изделий, изготавливаемых на предприятии. Результаты анализа показали, что наиболее распространенным материалом для уплотнительных колец является резина марки ИРП-1118. В рамках проводимого исследования изучению подлежат свойства именно этой марки резины.

### **Результаты анализа литературных и нормативных источников, содержащих сведения о свойствах резины ИРП-1118**

#### *Модуль упругости.*

В соответствии с техническими условиями ТУ 38 005924-2002 [7, л. 4, 11] рассматриваемая резина ИРП-1118 относится к 4 группе резиновых смесей, изготавливается из бутадиен-метилстирольного каучука СКМС-10, должна иметь твердость в диапазоне значений от 65 до 75 единиц по шкале Шор А и коэффициент морозостойкости по эластическому восстановлению после сжатия не менее 0,50 при температуре минус 60°C.

По данным работы [3, с. 180] величина модуля упругости резины ИРП-1118 составляет 80 кгс/см<sup>2</sup> (7,845 МПа).

В ГОСТ 20403-75 [8, с. 8] приведен график зависимости модуля упругости резины от твердости в условных единицах IRHD. Функциональная зависимость, описывающая графические данные, имеет следующий вид:

$$E = \frac{1}{a_1 + b_1 \cdot H \cdot \ln(H) + c_1 / \ln(H)}, \quad (17)$$

где  $E$ , МПа — модуль упругости, МПа;  $H$ , ед. IRHD — твердость резины;  $a_1 = -3,99$  — коэффициент;  $b_1 = 7,5 \cdot 10^{-4}$  — коэффициент;  $c_1 = 16,8$  — коэффициент.

В диапазоне значений твердости от 52 до 98 ед. IRHD зависимость (17) описывает график с погрешностью не более 5 %, а в диапазоне от 5 до 52 ед. IRHD — не более 9 %.

Соотношения твердости и модуля эластичности при сжатии приведены в виде таблицы в работе [2, с. 86]. Функциональная зависимость модуля упругости от твердости, полученная по табличным данным [2, с. 86] с использованием метода наименьших квадратов, имеет следующий вид:

$$E = \frac{1}{a_2 + b_2 \cdot H + c_2 \cdot H^2 + d_2 \cdot H^3} \quad (18)$$

где  $E$  — модуль упругости, МПа;  $H$  — твердость резины, в условных единицах IRHD;  $a_2 = 4,165$  — коэффициент;  $b_2 = -0,14835$  — коэффициент;  $c_2 = 0,001853$  — коэффициент;  $d_2 = -7,92 \cdot 10^{-6}$  — коэффициент.

Зависимость (18) описывает исходные табличные данные с погрешностью не более 3,5 %.

В работе [9, с. 18] приведен график зависимости модуля упругости резины при растяжении от твердости в единицах по шкале Шор А. Функциональная зависимость, описывающая графические данные, имеет следующий вид

$$E = \frac{a_3 + c_3 \cdot H^{0,5}}{1 + b_3 \cdot H^{0,5}} \quad (19)$$

где  $E$  — модуль упругости, МПа;  $H$  — твердость резины, в единицах по шкале Шор А;  $a_3 = -0,0297$  — коэффициент;  $b_3 = -0,0974$  — коэффициент;  $c_3 = 0,0889$  — коэффициент.

В диапазоне значений твердости от 20 до 85 ед. по шкале Шор А зависимость (19) описывает график с погрешностью не более 4,5 %.

Согласно данным работы [2, с. 86] значения твердости резины в единицах IRHD и Шор А практически совпадают в интервале IRHD от 30 до 85. С учетом этого будем считать, что значения твердости в формулы (17)–(19) можно подставлять как в условных единицах IRHD, так и в единицах Шор А.

В таблице 1 представлены справочные и расчетные значения модуля упругости резины ИРП-1118, определенные по формулам (17)–(19) при двух крайних значениях твердости допускаемого по ТУ 38 005924-2002 [7] диапазона.

Анализ таблицы 1 показывает, что разброс значений модуля упругости по различным справочным данным составляет от минус 40 до плюс 50 % от среднего значения.

**Таблица 1**

**Результаты расчета модуля упругости резины при заданном значении твердости**

Источник данных	Формула для расчета	Значение $E$ при значениях твердости $H$ , МПа	
		$H = 65$ ед. Шор А	$H = 75$ ед. Шор А
[3, с. 180]	–	7,845	
[8, с. 8]	(17)	4,201	6,944
[2, с. 86]	(18)	5,677	8,290
[9, с. 18]	(19)	3,199	4,730

*Коэффициент морозостойкости по эластическому восстановлению после сжатия.*

В рассмотренных литературных источниках информация о коэффициенте морозостойкости резины ИРП-1118 отсутствует.

В работе [2, с. 118] приведен график зависимости коэффициента морозостойкости от температуры для каучука СКМС-10, из которого изготавливается рассматриваемая резина. Функциональная зависимость, описывающая графические данные, имеет следующий вид:

$$K_6 = \begin{cases} 269,4 + 0,6143 \cdot T - 24,844 \cdot T^{0,5} - 115968 \cdot T^{-1,5}, \\ \text{при } 207\text{K} \leq T < 292,05\text{K}; \\ 1, \text{ при } T \geq 292,05\text{K}, \end{cases} \quad (20)$$

где  $T, K$  — температура резины. Зависимость (20) справедлива для температур выше 207 К.

*Коэффициент передачи давления кольцом.*

В работе [2, с. 115] дается следующая зависимость для определения коэффициента передачи кольцом давления

$$s = \frac{\mu^*}{1 - \mu^*} \quad (21)$$

где  $\mu^*$  — коэффициент Пуассона.

Коэффициент Пуассона для резин, согласно данным работы [2, с. 115], составляет от 0,480 до 0,496. Соответственно, коэффициент передачи давления, определенный по формуле (21), составляет от 0,92 до 0,98.

Как показал проведенный анализ литературных и нормативных источников, объем и характер имеющихся в них данных о свойствах резины ИРП-1118 недостаточны для целей уточнения моделей герметичности и силы трения. Можно выделить следующие проблемы:

- большой разброс значений модуля упругости, получаемых по данным различных источников;
- отсутствие данных о зависимости модуля упругости от температуры;
- отсутствие данных о зависимости твердости от температуры;
- отсутствие данных о значениях коэффициента морозостойкости по эластическому восстановлению и его зависимости от температуры;
- большой разброс значений коэффициента передачи кольцом давления;
- отсутствие данных о зависимости коэффициента передачи кольцом давления от температуры.

### **Результаты анализа технической документации, имеющейся в КБ «Арматура» и содержащей сведения о свойствах резины ИРП-1118**

Для получения дополнительных сведений о свойствах резины ИРП-1118 был проведен анализ технической документации, имеющаяся в КБ «Арматура».

Проведен анализ 45 документов о качестве (сертификатов) за период 2009–2022 гг., предоставленных производителем при закупке резиновых смесей. Получены следующие результаты:

- диапазон значений твердости составляет от 65 до 74 единиц по Шор А, среднее значение твердости резины составляет 68,93 единицы по шкале Шор А, относительные отклонения предельных значений от среднего составляют от минус 5,7 % до плюс 7,4 %;
- диапазон значений коэффициента морозостойкости по эластическому восстановлению после сжатия при температуре минус 60°C составляет от 0,50 до 0,73, среднее значение коэффициента составляет 0,55, относительные отклонения предельных значений коэффициента от среднего составляют от минус 9,6 % до плюс 32 %.

Проведен анализ 43-х актов приемочных испытаний при входном контроле резиновых смесей в КБ «Арматура» (при контроле на изготовленных образцах проводились испытания на твердость по методике ГОСТ 263-75 [10]). Анализ дал следующие результаты:

- диапазон значений твердости составляет от 65 до 75 единиц по Шор А;
- среднее значение твердости составляет 69,95 единиц по Шор А;
- относительные отклонения предельных значений от среднего составили от минус 7,1 % до плюс 7,2 %.

Как показал проведенный анализ сертификатов соответствия и актов приемочных испытаний резины ИРП-1118, объем и характер имеющихся в них данных не устраняют перечисленные выше проблемы. Таким образом, необходимо проведение экспериментальных исследований свойств рассматриваемой резины.

### **Задачи дальнейших исследований**

Развитие проводимого исследования состоит в решении следующих задач:

- анализ существующих методик экспериментального определения свойств резин и возможности их применения в условиях КБ «Арматура»;
- разработка нестандартных методик экспериментального определения свойств резины ИРП-1118 в условиях КБ «Арматура»;
- разработка необходимой оснастки, проведение и обработка результатов экспериментов по определению свойств резины ИРП-1118.

### **Заключение**

В работе построены уточненные математические модели для оценки герметичности и силы трения в узлах уплотнения пневмоарматуры резиновыми кольцами круглого сечения, учитывающие свойства резины. Проведен анализ литературы, содержащей сведения по определению свойств наиболее часто используемой в рассматриваемых узлах пневмоарматуры резины ИРП-1118. В дальнейшем планируется проведение работ по экспериментальному определению свойств резины ИРП-1118.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Аврущенко, Б.Х. Резиновые уплотнители / Б.Х. Аврущенко. — Ленинград: «Химия», 1978. — 136 с.
2. Кондаков, Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер, В.В. Гордеев, Б.А. Фурманов, Б.В. Кармугин; под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. — Москва: «Машиностроение», 1986. — 464 с.
3. Аграновский, М.М. Силовые пневмоавтоматические системы / М.М. Аграновский, М.Е. Вылюднов, С.И. Голованов, Ю.Е. Коноплев, Ю.М. Малород, А.М. Никифорова, В.А. Цапко, А.Г. Шехтман; под ред. чл.-корр. АН СССР В.П. Бармина. — Москва, 1965. — 188 с.
4. Прокофьев, В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов, Л.А. Кондаков, А.С. Луганский, Ю.А. Целин; под ред. д-ра техн. наук проф. В.Н. Прокофьева. — Москва, «Машиностроение», 1969. — 496 с.
5. К вопросу об учете влияния процесса производства на герметичность уплотнений изделий газавтоматики / Ю.М. Тимофеев, Е.М. Халатов // Справочник. Инженерный журнал. — 2013. — № 3, с. 13–17.
6. Арзуманов Ю.Л. Системы газоснабжения и устройства пневмоавтоматики ракетно-космических комплексов / Ю.Л. Арзуманов, Р.А. Петров, Е.М. Халатов. — Москва: Машиностроение, 1997. — 464 с.
7. ТУ 38 005924-2002 Смеси резиновые специальные. Технические условия.
8. ГОСТ 20403-75 Резина. Метод определения твердости в международных единицах (от 30 до 100 IRHD). — Москва: Издательство стандартов, 1992. — 10 с.
9. Лепетов В.А. Расчеты и конструирование резиновых технических изделий и форм / В.А. Лепетов. — Ленинград: «Химия», 1972. — 312 с.
10. ГОСТ 263-75 Резина. Метод определения твердости по Шору А.

**Шевчук Никита Андреевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Шарий Василий Николаевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Черкаских Сергей Николаевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## Моделирование рабочего процесса аксиально-поршневого насоса

Современное состояние строительно-дорожных машин характеризуется массовым использованием гидропривода в их составе. При этом доля таких гидрофицированных машин в общем парке техники увеличивается.

Поскольку требования к их характеристикам постоянно возрастают, то возникает необходимость улучшения показателей гидроприводных систем, использования новых структур и оптимизации параметров. Все вышесказанное в полной степени относится и к гидроприводу экскаваторов.

Использование гидропривода в составе данных машин позволяет обеспечить значительные усилия на рабочих органах, повысить быстродействие и, следовательно, увеличить производительность. При выполнении земляных работ с помощью экскаваторов основными потребителями энергии являются гидравлические приводы. Повышение их энергоэффективности и уменьшение энергопотребления требует снижения потерь в гидроприводах. Это может быть достигнуто за счёт использования адаптивных структур, меняющих свои параметры при изменении скорости движения выходных звеньев и нагрузки на рабочее оборудование.

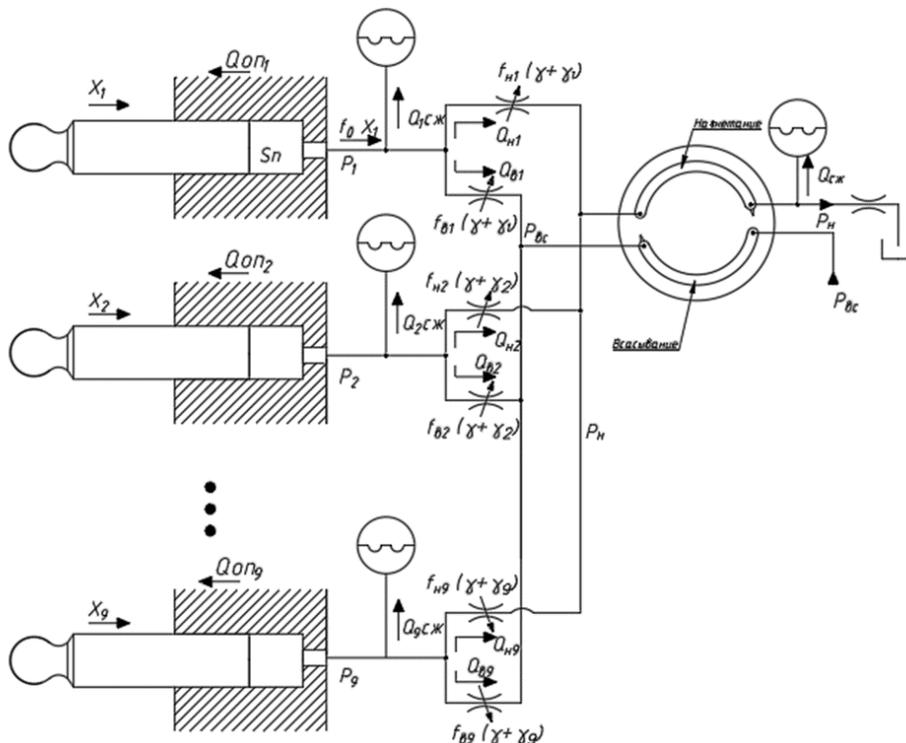
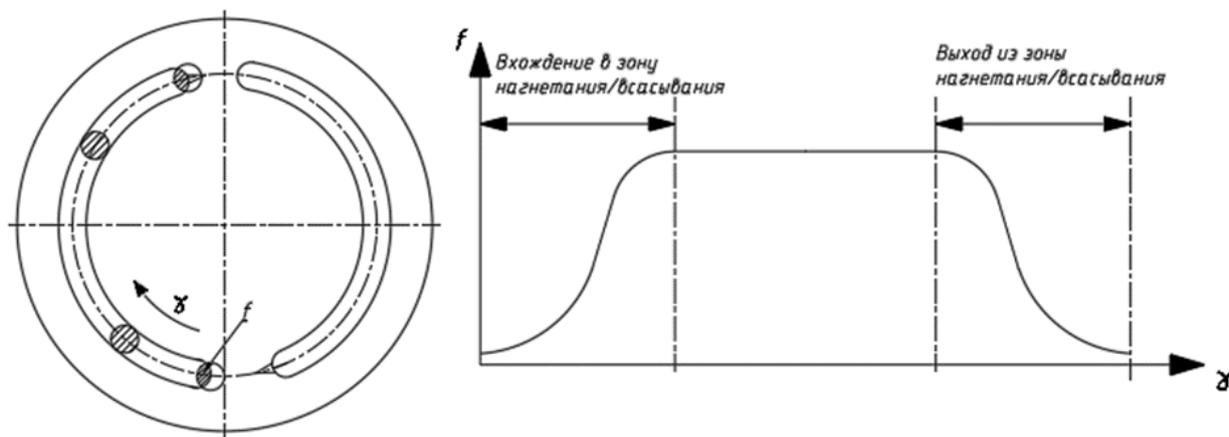


Рисунок 1. Расчетная схема модели аксиально-поршневого насоса

Неотъемлемой частью объемных гидроприводных систем является объемный насос [1; 2]. Тенденция повышения энергоэффективности гидроприводных систем приводит к тому, что наибольшую перспективу имеет применение в гидроприводах экскаваторов аксиально-поршневых насосов (АПН) с переменным рабочим объемом. Это позволяет исключить потери на переливных клапанах. Дальнейшее повышение энергоэффективности может быть достигнуто за счет организации с помощью регуляторов АПН изменения уровня давлений за насосом в зависимости от нагрузки на выходных звеньях. Основываясь на этом в качестве перспективного, был выбран вариант с аксиально-поршневым насосом переменной производительности с переменным давлением.

Улучшение характеристик источника питания требует анализа его рабочего процесса для чего необходимо формирование модели. Расчетная схема аксиально-поршневого насоса представлена на рисунке 1 [2]. Движение каждого из поршней описывается координатой  $x_i(t)$ , определяемой углом поворота вала насоса  $\gamma$ , угловым размещением поршня  $\gamma_i$  и углом наклона наклонного диска  $\alpha$ . Будем считать скорость вращения приводного вала постоянной и независимой от потребляемой мощности.

В процессе работы каждый поршень поочередно соединяется с зонами нагнетания и всасывания, что обеспечивается торцевым распределительным диском. При подключении поршня к полости нагнетания либо всасывания происходит плавное увеличение площади проходного сечения щели, образованной выходом из поршневой полости блока цилиндров и серповидным каналом в торцевом распределителе (рис. 2). В результате сопротивление щели уменьшается. Аналогично при выходе поршня из зоны нагнетания или всасывания происходит плавное уменьшение площади проходного сечения щели и увеличение ее сопротивления.



**Рисунок 2.** Изменение площади проходного сечения щели при повороте вала насоса

Для описания этого процесса на расчетной схеме каждый поршень соединен с полостью всасывания и нагнетания через два дросселя с индексами "ni" для нагнетания и "vi" для всасывания. Один характеризует сопротивление каналов между поршневой полостью и полостью нагнетания, второй — между поршневой полостью и полостью всасывания. Этими дросселями имитируется работа торцевого распределителя. Площади их проходных сечений меняются синхронно в зависимости от угла поворота вала в соответствии с рисунком 2.

Исходя из расчетной схемы для каждого  $i$ -поршня, может быть записано уравнение баланса расходов, которое имеет вид:

$$f_{\text{п}} \dot{x}_i = Q_{\text{сжи}} + Q_{\text{опi}} + Q_{\text{ni}} + Q_{\text{vi}}, \quad (1)$$

где  $\dot{x}_i$  — скорость движения  $i$ -го поршня;  $f_{\text{п}}$  — площадь поршня;  $Q_{\text{сжи}}$  — расход обусловленный сжатием рабочей жидкости;  $Q_{\text{опi}}$  — объемные потери через радиальный зазор между поршнем и блоком цилиндров;  $Q_{\text{ni}}$  — расход из поршневой полости в полость нагнетания;  $Q_{\text{vi}}$  — расход из полости всасывания в поршневую полость.

Расходы  $Q_{hi}$  и  $Q_{vi}$  так же включают и объемные потери по торцевому распределителю. Для упрощения модели объемные потери в поршневом радиальном зазоре можно  $Q_{опi}$  можно условно учесть в составе данных расходов.

Расход, обусловленный сжатием рабочей жидкости, рассчитывается по формуле

$$Q_{сжи} = \frac{V_i}{E} \dot{p}_i, \quad (2)$$

где  $E$  — модуль упругости рабочей жидкости;  $V_i$  — объем рабочей жидкости в поршневой полости. Данный объем зависит от положения поршня и может быть рассчитан как:

$$V_i = V_0 + (H - x_i) f_{п}, \quad (3)$$

где  $V_0$  — мертвый объем;  $H$  — ход поршня.

Расход  $Q_{hi}$  определяется площадью проходного сечения щели, образованной выходом из поршневой полости блока цилиндров и серповидным каналом нагнетания в торцевом распределителе  $f_{hi}$  и перепадом давлений  $\Delta p$  между поршневой полостью и полостью нагнетания и может быть определен по следующему эмпирическому выражению:

$$Q_{hi} = \mu \cdot f_{hi}(\gamma) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{\Delta p_{hi}^{\frac{1}{2}}}{(\Delta p_{hi}^2 + p_{кр}^2)^{\frac{1}{4}}}, \quad (4)$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода через дроссельную щель;  $\Delta p_{hi} = p_i - p_n$ ;  $p_{кр}$  — критическое давление, соответствующее переходу от ламинарного режима течения к турбулентному.

При  $\Delta p \gg p_{кр}$  данное уравнение описывает турбулентный режим течения:

$$Q_{hi} = \mu \cdot f_{hi}(\gamma) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \Delta p, \quad (5)$$

а при  $\Delta p \ll p_{кр}$  — ламинарный:

$$Q_{hi} = k_l \cdot \Delta p, \quad (6)$$

где коэффициент  $k_l$  равен:

$$k_l = \mu \cdot f_{hi}(\gamma) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho p_{кр}}}. \quad (7)$$

Давление  $p_{кр}$  может быть найдено по формуле:

$$p_{кр} = \frac{\rho}{2} \cdot \left( \frac{Re_{кр} \cdot \nu}{\mu \cdot D_H} \right)^2, \quad (8)$$

где  $\rho$  — плотность рабочей жидкости;  $\nu$  — кинематическая вязкость рабочей жидкости;  $Re_{кр}$  — критическое число Рейнольдса;  $D_H$  — гидравлический диаметр.

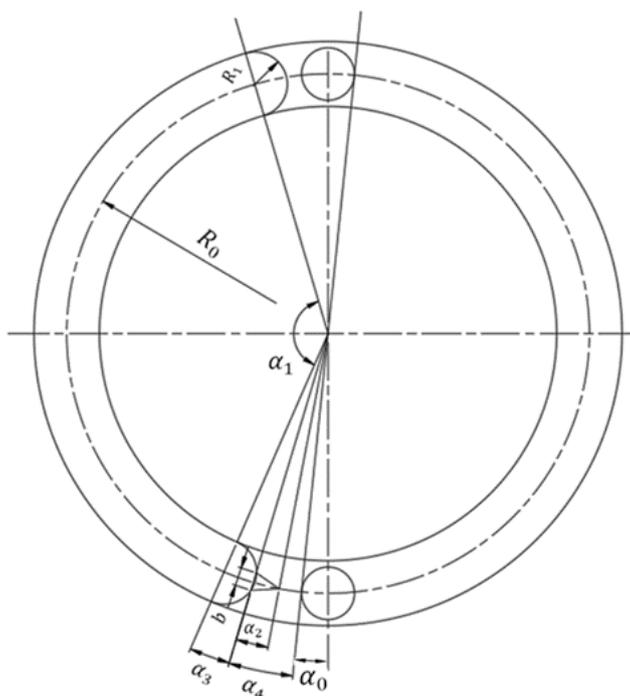
Аналогично расход  $Q_{vi}$  может быть определен как:

$$Q_{vi} = \mu \cdot f_{vi}(\gamma) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{\Delta p_{vi}^{\frac{1}{2}}}{(\Delta p_{vi}^2 + p_{кр}^2)^{\frac{1}{4}}}, \quad (9)$$

где  $f_{vi}$  — площадь проходного сечения щели, образованной серповидным каналом всасывания в торцевом распределителе и выходом из поршневой полости блока цилиндров;  $\Delta p_{vi} = p_v - p_i$ .

Для составления рабочей модели насоса необходимо описать изменение площадей  $f_{hi}(\gamma)$  и  $f_{vi}(\gamma)$  в ходе рабочего процесса. При этом следует учитывать наличие нижней и верхней перевальных перемычек между окнами торцевого распределителя. Они обеспечивают в любом положении вала надежное разделение полостей высокого и низкого давлений. Кроме того, для обеспечения плавного перехода цилиндра из полости всасывания в полость нагнетания и снижения забросов давления в поршневых полостях серповидные окна торцевого распределителя могут выполняться с дроссельными канавками малого сечения. Обычно их угловая длина составляет  $8...10^\circ$ , а ширина —  $1...2$  мм [1]. Чаще всего указанные канавки выполняют сужающимися по глубине и по ширине.

Закон изменения площади от угла поворота определяется геометрией торцевого распределителя. На рисунке 3 показана схема типового торцевого распределителя. Помимо серпообразных окон он содержит небольшую дроссельную канавку, позволяющую избежать резкого изменения давления.



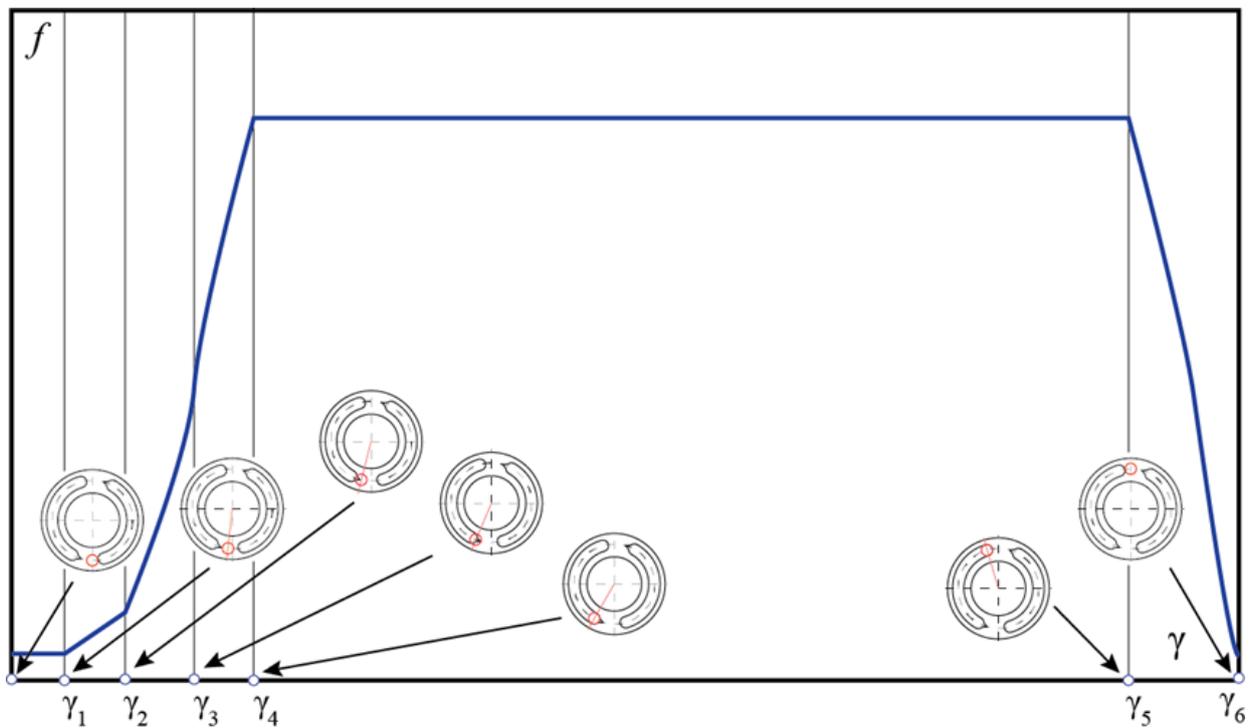
**Рисунок 3.** Схема торцевого распределителя

Существует шесть характерных углов, определяющих соотношение между углом поворота  $\gamma$  и площадью щели  $S(\gamma)$ , как указано в таблице 1. График изменения площади проходного сечения от угла поворота вала приведен на рисунке 4.

**Таблица 1**

**Основные характерные углы торцевого распределителя**

№	Обозначение	Описание
1	$\gamma_1$	Начало открытия дроссельной канавки
2	$\gamma_2$	Начало открытия основного канала торцевого распределителя. Дроссельная канавка полностью открыта
3	$\gamma_3$	Начало закрытия дроссельной канавки
4	$\gamma_4$	Основной канал торцевого распределителя полностью открыт, дроссельная канавка полностью закрыта
5	$\gamma_5$	Начало закрытия основного канала торцевого распределителя
6	$\gamma_6$	Основной канал торцевого распределителя полностью закрыт



**Рисунок 4.** Изменение площади проходного сечения от угла поворота вала

Итоговый расход на выходе насоса, с учетом сжатия рабочей жидкости в выходной полости и трубопроводе запишется в вид:

$$Q = \sum_{i=1}^9 Q_{ni} - Q_{сж}, \quad (10)$$

где расход, обусловленный сжатием рабочей жидкости в выходной гидролинии, равен:

$$Q_{сж} = \frac{V_H}{E} \dot{p}_H, \quad (11)$$

где  $V_H$  — объем рабочей жидкости в полости нагнетания;  $p_H$  — давление на выходе насоса.

Нагрузка насоса на схеме рисунка 1 имитируется дросселем. Уравнение расхода жидкости через дроссель имеет вид:

$$Q = \mu \cdot f_{др} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} p_H}, \quad (12)$$

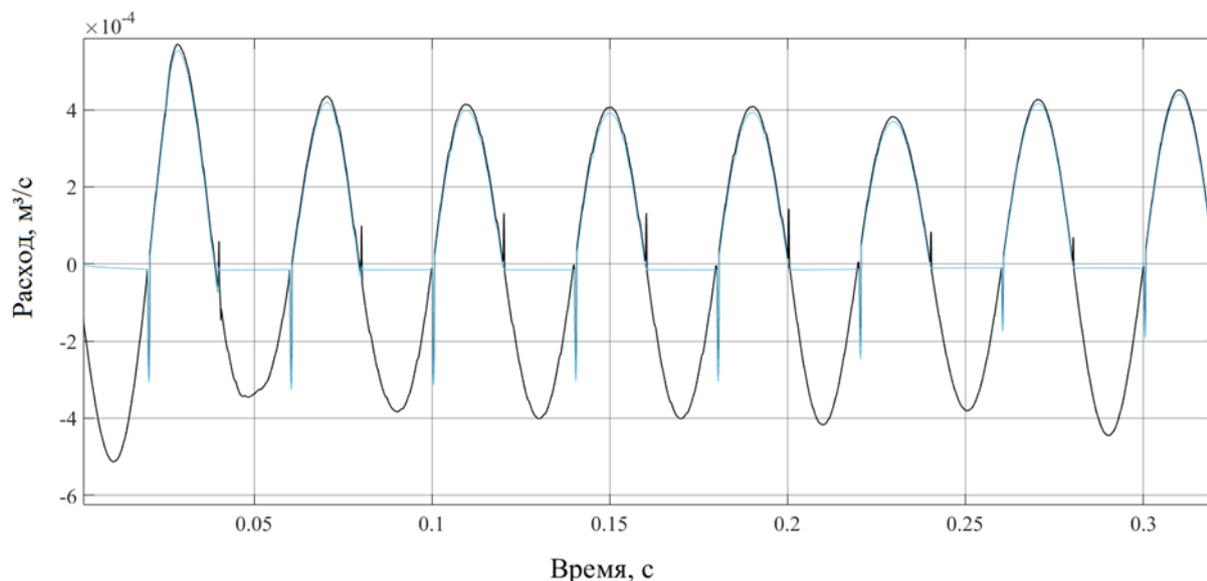
где  $f_{др}$  — площадь дросселя на выходе насоса.

Для расчета модели необходимо знать закон изменения координаты  $x_i(t)$  для каждого  $i$ -го поршня. Данное смещение определяется из соотношения:

$$x_i(t) = -\frac{R}{r_A} \cdot x_A \cdot \cos(\gamma + \gamma_i) - h_{off} \cdot \left( \sqrt{1 + \frac{x_A^2}{r_A^2}} - 1 \right), \quad (13)$$

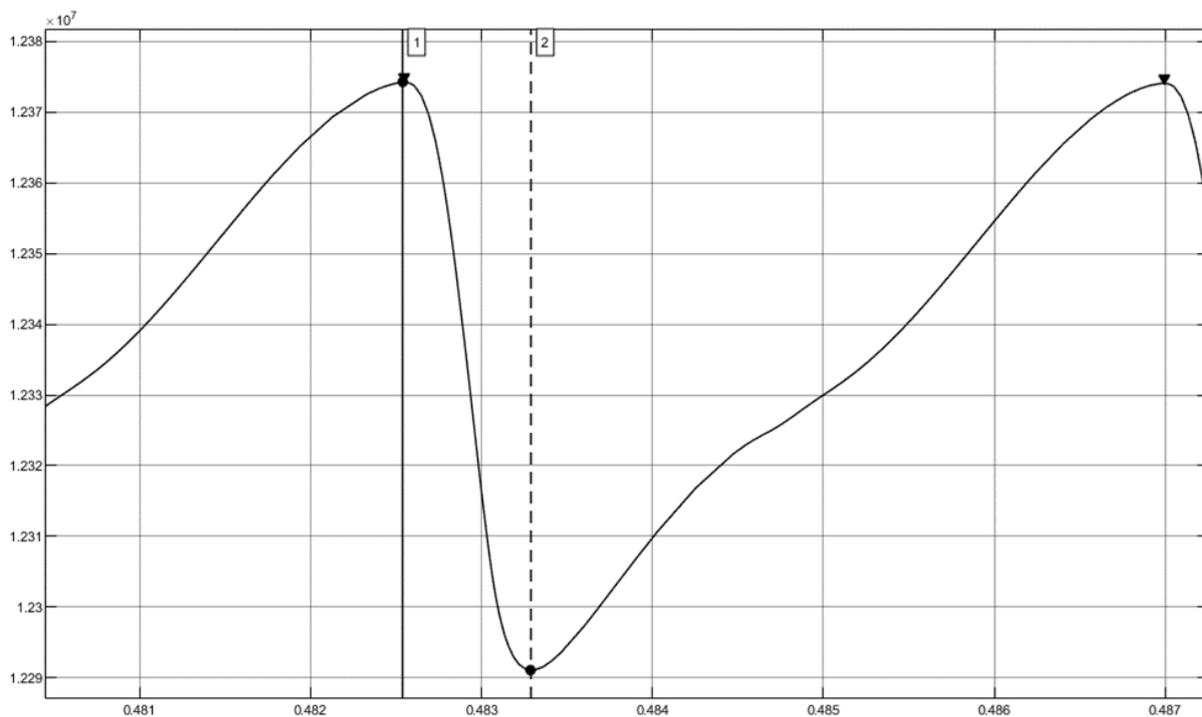
где  $R$  — радиус расположения поршней;  $r_A$  — плечо механизма управления;  $x_A$  — смещение поршня механизма управления подачей насоса;  $\gamma_i$  — начальное угловое смещение  $i$  поршня;  $h_{off}$  — смещение поршней относительно наклонного диска, обусловленное гидродинамической опорой. При постоянной скорости вращения приводного вала угол поворота вала насоса  $\gamma$  полностью определяется угловой скоростью вращения вала насоса  $\omega$  в соответствии с выражением  $\gamma = \omega t$ .

Данная модель была рассчитана в пакете Simscape Matlab. На рисунке 5, в качестве примера, приведено изменение расхода жидкости из поршневой полости в линию нагнетания для 1-го поршня.



**Рисунок 5.** Изменение расхода из поршневой полости в линию нагнетания для 1-го поршня

На графике можно заметить, что при выходе поршня из зоны нагнетания возникает обратный ток расхода. Это происходит по причине того, что в нагнетательной гидролинии в начальный период давление оказывается более высоким чем создаваемое поршнем при сжатии в полости блока цилиндров. Такое явление достаточно пагубно сказывается на работе насоса, начиная от возникновения пульсаций (рис. 6) и повышенного уровня шума и заканчивая разрушениями элементами насоса.



**Рисунок 6.** Амплитуда пульсаций давления на выходе насоса

В связи со значительным уровнем пульсаций давления и расхода, а также наличием явления противотока на выходе из насоса, были подобраны геометрические параметры торцевого распределительного диска, позволяющие обеспечить наиболее плавную подачу рабочей жидкости. При этом проводилось изменение как размеров дроссельной канавки (ширины и длина), так и угла перекрытия.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Башта Т.М., Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Учебник для машиностроительных вузов. 2-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1982. — 423 с.
2. Шевчук Н.А., Черкасских С.Н., Аксиально-поршневой насос гидропривода экскаватора // Труды 24-й международной научн. техн. конф. "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика", Москва, 9 декабря 2020, М.: ООО «Издательство «Мир науки», 2020. — С. 262–268

**Шейкин Максим Олегович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Ляпин Валерий Юрьевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Шилин Денис Викторович**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

**Черкасских Сергей Николаевич**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

## **Применение скользящего управления для управления позиционным пневмоприводом**

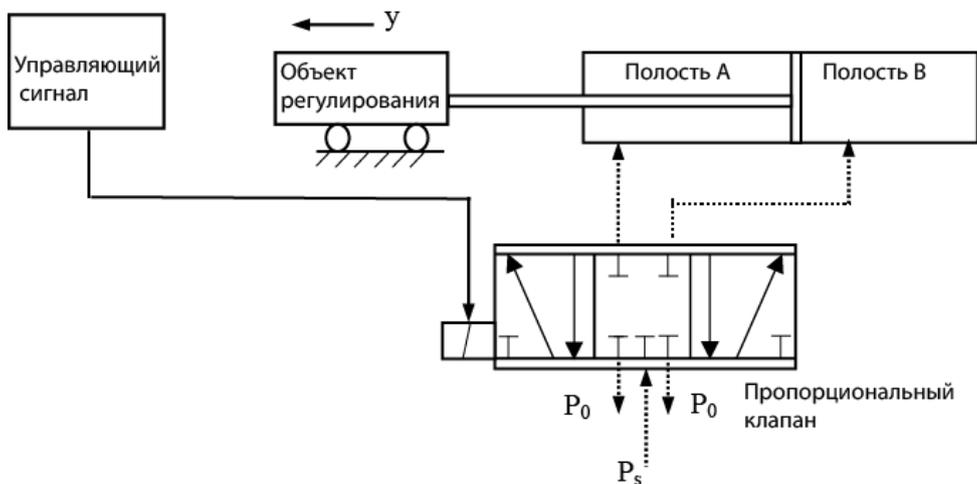
Одним из перспективных направлений развития современного машиностроения является разработка позиционного пневмопривода. Его основная задача состоит в позиционировании рабочего органа в определенной точке за минимальное время и с необходимой точностью. При этом не накладываются ограничений на эволюцию движения и траектории, но могут предъявляться требования по обеспечению качества процесса перемещения (например, обеспечение минимальных энергозатрат). Данные приводы могут использоваться при автоматизации различных технологических процессов, в станкостроении, для управления запорной и регулирующей трубопроводной арматурой и пр.

Основными требованиями к такому устройству являются:

1. Обеспечение максимальной скорости позиционирования рабочего органа в заданную точку
2. Возможность позиционировать рабочий орган в любое положение
3. Обеспечение регламентированной точности позиционирования в заданной точке
4. Обеспечение безударной, плавной остановки рабочего органа в конце хода;
5. Эффективная работа с различной нагрузкой

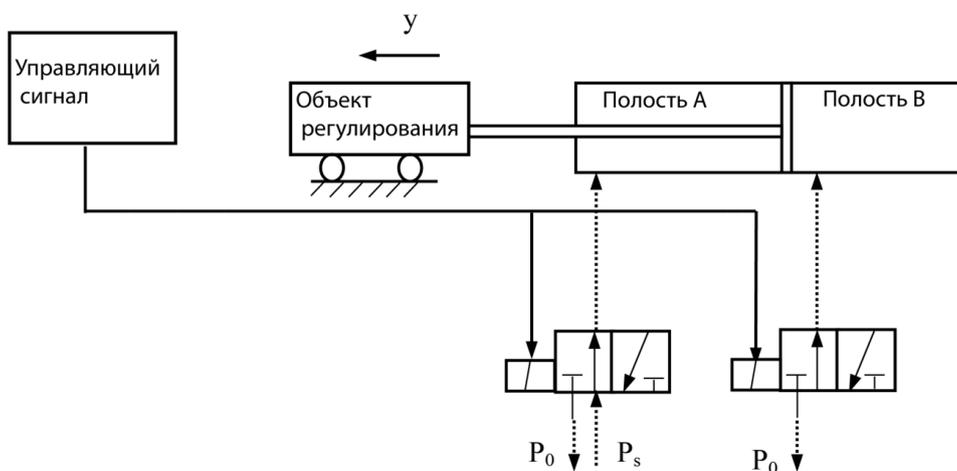
Требования 1 и 3, 4 являются конфликтными. Увеличение средней скорости движения рабочего органа усложняет обеспечение безударной остановки в конце его движения. Это также приводит к уменьшению точности позиционирования рабочего органа. Для устранения конфликтности применяются различные технические решения, предполагающие использование тормозных устройств различного типа, дополнительных резервуаров, использования принципа переменной структуры и прочие направления [1–4].

Современные пневматические приводы могут реализовывать непрерывное или дискретное управление. В случае непрерывного управления обычно рассматривается использование пропорциональных пневмораспределителей с управляющей частью представленной ПИД регулятором (рис. 1).

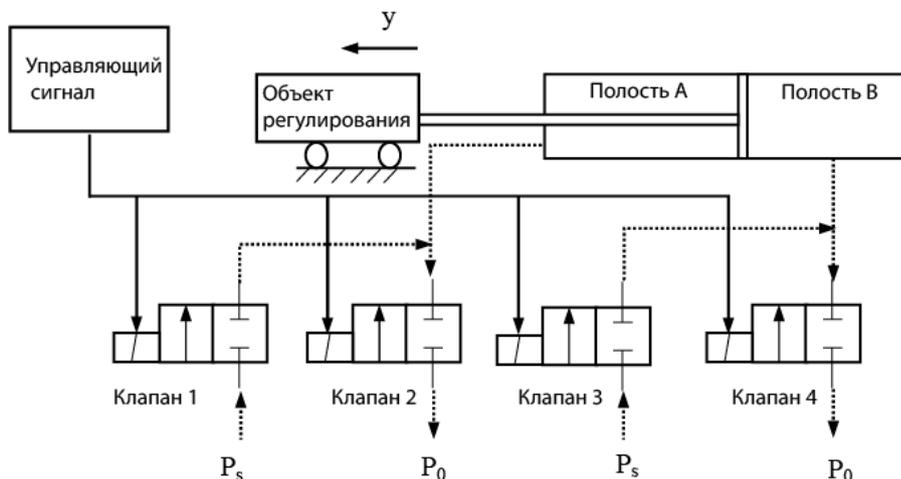


**Рисунок 1.** Непрерывное управление пневмоприводом

Однако такой способ хорошо подходит только для традиционных следящих систем, где требуется отслеживание рабочим органом изменения входного управляющего сигнала. Для позиционных систем, где требуется только перемещение объекта регулирования в заданное положение за минимальное время, такой способ является избыточным. В этих условиях предпочтительным является использование релейного управления на базе дискретных пневмораспределителей. На рисунках 2, 3 показаны примеры использования дискретных пневмораспределителей для позиционных пневмоприводов.



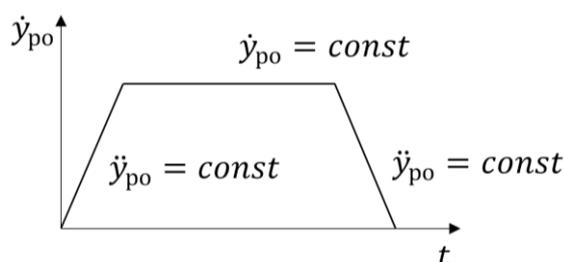
**Рисунок 2.** Пневмопривод с распределителями 3/2



**Рисунок 3.** Пневмопривод с распределителями 2/2

Анализ рынка показывает, что использование дискретных пневмораспределителей позволяет снизить стоимость системы на 30 % по сравнению с применением пропорциональных пневмоаппаратов. Кроме того, дискретные пневмораспределители более компактны и надежны.

Согласно принципу максимума Л.С. Понтрягина [5] для обеспечения максимального быстродействия управляющее воздействие в любой момент времени должно принимать предельные значения. Это означает, что с точки зрения быстродействия пневмораспределитель должен работать при полностью открытых рабочих щелях. Идеально первую половину пути он должен обеспечивать движение в режиме разгона с максимально возможным ускорением, а вторую половину пути должно быть реализовано торможение с максимально возможным ускорением. На практике, ввиду ограничения расхода, возникает зона движения с постоянной скоростью (рис. 4). В этих условиях необходимо рассматривать три характерных участка при перемещении выходного звена: ускорение (рис. 4), движение с постоянной скоростью, торможение. На рисунке 4 обозначены  $\dot{y}_{po}$  — скорость рабочего органа;  $\ddot{y}_{po}$  — ускорение рабочего органа;  $t$  — время переходного процесса.



**Рисунок 4.** Оптимальный закон движения позиционного пневмопривода

Данные соображения показывают, что обеспечение максимального быстродействия достигается лишь в случае использования дискретных методов управления позиционными пневмоприводами.

При использовании дискретного управления проходное сечение пневмораспределителя либо полностью открыто, либо полностью закрыто. Это означает, что потери, связанные с дросселированием рабочей жидкости, минимальны. Таким образом, из соображений энергоэффективности, преимущество также имеют пневмосистемы на базе дискретных пневмораспределителей.

Кроме того, дискретные системы обеспечивают высокую помехозащищенность, имеют меньшие габариты и вес [5].

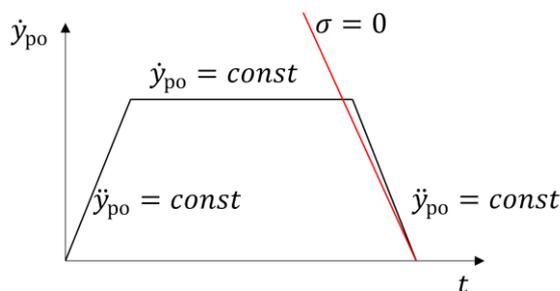
При использовании дискретных распределителей часто применяются методы обработки непрерывных сигналов. Так в [4] предлагается использование для управления позиционным пневмоприводом широтно-импульсной модуляции при сохранении традиционных структур управления, характерных для непрерывных систем. Однако представляется более оправданным использование методов, изначально разработанных для работы с дискретными сигналами и, в частности, применение методов управления в скользящем режиме [7; 8].

Данный метод предполагает построение прямой (в более общем случае поверхности) скольжения в пространстве фазовых координат, определяющей моменты переключения дискретных пневмораспределителей. Данное уравнение имеет вид [8]:

$$\sigma = \frac{\ddot{e}}{\omega^2} + \frac{2\xi}{\omega} \dot{e} + e = 0 \quad (1)$$

где  $e$ ,  $\dot{e}$ ,  $\ddot{e}$  — ошибка, скорость, ускорение ошибки регулирования;  $\omega$ ,  $\xi$  — коэффициенты прямой скольжения.

При правильно выбранной и рассчитанной прямой скольжения данный метод позволяет, в теории, достичь всего лишь двух переключений положений распределителей в течении переходного процесса (рис. 5).



**Рисунок 5.** *Оптимальный закон движения позиционного пневмопривода с прямой скольжения*

Однако коэффициенты, определяющие прямую скольжения, явным образом зависят от массы рабочего органа. Поэтому изменение инерционной нагрузки приводит, как правило, к автоколебаниям, амплитуда которых пропорциональна инерционной нагрузке.

Большинство существующих структур позиционных пневмоприводов рассчитаны на работу с одной позиционной нагрузкой. В лучшем случае имеется возможность переналадки оборудования, что является довольно ресурсо- и времязатратным процессом. Тем не менее задача обеспечения работы с различными видами нагрузки достаточно часто встречается во многих отраслях промышленности, в частности в станкостроении.

В связи с этим представляется перспективным в позиционных пневмоприводах использование различных адаптивных алгоритмов, в том числе на базе самообучающихся нейросетей, подстраивающих коэффициенты прямой скольжения в зависимости от измененной динамики переходного процесса, вызванной изменением инерционной нагрузки. При этом в первую очередь обеспечивается требуемая точность при устойчивой работе. В процессе дальнейшей работы, происходит самообучение нейросети направленное на увеличение быстродействия, снижение количества переключений.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Шеногин М.В. Высокоскоростные адаптивные пневматические приводы технологических машин: дис. ... канд. тех. наук: 05.02.03 / Шеногин М.В. — Ростов-на-Дону, 2000. — 240 с.
2. Грищенко В.И. Повышение точности быстродействующего пневмогидравлического привода механизмов машин: дис. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Грищенко В.И. — Ростов-на-Дону, 2010. — 161 с.
3. Дао Тхе Ань Позиционный пневмопривод повышенного быстродействия и точности: дис. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Дао Тхе Ань. — Ростов-на-Дону, 2016. — 206 с.
4. Аль Гбури Висам Ессмат Абдул Латиф Адаптивные электропневматические модули мехатронных систем управления технологическим оборудованием и роботами с пневмоприводом: дис. ... канд. тех. наук: 05.02.05 / Аль Гбури Висам Ессмат Абдул Латиф. — Новочеркасск, 2017. — 175 с.
5. Ведякова А.О., Милованович Е.В., Слита О.В., Тертычный-Даури В.Ю. Методы теории оптимального управления. Учебное пособие. — СПб.: Университет ИТМО, 2021. — 219 с.

6. Кузнецов В.П. Теория автоматического управления. Конспект лекций: Дискретные системы, нелинейные системы, случайные процессы в системах автоматического управления: учеб.-метод. Пособие / В.П. Кузнецов, С.В. Лукьянец, М.А. Крупская. — Минск: БГУИР, 2009. — 135 с.
7. Уткин В.И. Скользящие режимы в задачах оптимизации и управления. — М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1981. — 368 с.
8. Barth E.J., Zhang J., Goldfarb M., Sliding mode approach to PWM-controlled pneumatic systems. — Proceedings of the 2002 American Control Conference (IEEE Cat. No.CH37301), 2002, pp. 2362–2367 vol. 3, doi: 10.1109/ACC.2002.1023995.

**XXVI Международная научно-техническая конференция  
«Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика»  
(Москва, 07 декабря 2022 г.)**

Материалы научно-технической конференции публикуются в авторской редакции  
Сетевое издание

Председатель оргкомитета конференции — Волков А.В.

Ученый секретарь конференции — Черкасских С.Н.

Ответственный за выпуск — Алимова Н.К.

Вёрстка — Ватаман Е.С.

Научное издание

**Системные требования:**

операционная система Windows XP или новее, macOS 10.12 или новее, Linux.

Программное обеспечение для чтения файлов PDF.

Объем данных 10,6 Мб

Принято к публикации «09» ноября 2022 года

Режим доступа: <https://izd-mn.com/PDF/56MNNPK22.pdf>  
свободный. — Загл. с экрана. — Яз. рус., англ.

ООО «Издательство «Мир науки»

«Publishing company «World of science», LLC

Адрес:

Юридический адрес — 127055, г. Москва, пер. Порядковый, д. 21, офис 401.

Почтовый адрес — 127055, г. Москва, пер. Порядковый, д. 21, офис 401.

<https://izd-mn.com/>

**ДАННОЕ ИЗДАНИЕ ПРЕДНАЗНАЧЕНО ИСКЛЮЧИТЕЛЬНО ДЛЯ ПУБЛИКАЦИИ НА  
ЭЛЕКТРОННЫХ НОСИТЕЛЯХ**