

ОТЗЫВ

официального оппонента доктора технических наук, профессора *Антоненко Сергея Владимировича* на диссертационную работу *Рахматуллина Радмира Рифовича* на тему: «Моделирование и исследование рабочих процессов водородных двигателей самоходных паромов», представленную на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

1. Актуальность исследования

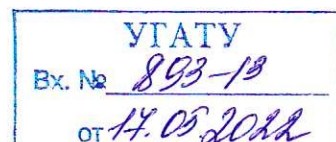
Задача создания транспортных средств (ТС), способных двигаться в разных средах, давно привлекает внимание и энтузиастов-любителей, и профессионалов в различных областях. Известны экзотические попытки «соединить несоединимое», к примеру, танк или подводную лодку и самолёт, но наиболее реальны машины, которые перемещаются по пересечённой местности, в том числе по воде. Важным свойством ТС, предназначенных для движения по суше вне дорог, является их способность преодолевать водные преграды, от ручьёв до крупных рек и озёр. Такие средства необходимы, например, во время весеннего половодья или наводнений, вызванных обильными дождями, для оказания помощи населению. Не менее важна такая способность для техники военного назначения.

Совершенно очевидно, что двигатели, эффективные при движении по суше, не приспособлены для преодоления водных преград, кроме ручьёв или неглубоких рек. Если некоторое транспортное средство должно обладать такой способностью, его необходимо оборудовать специальными двигателями. От того, какие требования предъявляются к ТС (ширина и глубина водоёма, наличие и скорость течения, быстрота преодоления преграды, особенно важная для техники военного назначения, работающей в условиях огневого противодействия), зависит выбор наиболее рационального типа двигателя и его характеристик. Разнообразие типов и размеров транспортных средств, способных преодолевать водные преграды, и характеристик этих преград делает задачу проектирования водородных двигателей актуальной и нетривиальной.

Сложность проектирования гидравлических двигателей амфибийных машин обусловлена объективными причинами. Проектирование двигателя требует предварительного получения зависимости сопротивления плавучего объекта от скорости движения. Для многих (но не всех!) типов судов имеются опубликованные материалы (диаграммы и др.), позволяющие выполнить такой расчёт. Более точные результаты получаются путём испытаний масштабной модели в опытовом бассейне, хотя при этом полное подобие недостижимо. Для амфибийных машин (АМ) требуются специализированные данные или модельные / натурные испытания, иначе можно получить совершенно недостоверные результаты. Возможный разброс хорошо иллюстрирует рис. 2.11 диссертации. Кроме того, важно знать коэффициенты взаимодействия (коэффициенты попутного потока и засасывания) между корпусом и двигателем. Альтернативой являются расчёты, основанные на численном решении уравнений динамики вязкой жидкости (CFD), но и они не обеспечивают абсолютной достоверности результата. Дополнительную неопределённость вносят ветер, волнение в акватории, течение.

Значительное влияние на сопротивление при преодолении водной преграды может оказать мелководье, что связано с наличием критической скорости (предельной скорости распространения волн при глубине акватории H) $c = \sqrt{gH}$. При движении со скоростью, близкой к критической, образуется одиночная волна, перпендикулярная направлению движения и в чём-то похожая на звуковой барьер у самолётов, которая создаёт повышенное сопротивление.

Согласно теории идеального (гидравлического реактивного) двигателя, его (идеальный) КПД η_i зависит от единственного параметра – коэффициента нагрузки по упору $C_{TA} = \frac{T}{\rho v^2 F}$, где T – упор двигателя, ρ – плотность среды (воды), v – скорость,



F – площадь гидравлического сечения движителя, и равен $\eta_i = \frac{2}{1+\sqrt{1+c_{TA}}}$. Этот коэффициент, при иных обозначениях, приведён в формуле (4.12) диссертации. Большое по сравнению с судами сопротивление и наличие жёстких ограничений по площади гидравлического сечения движителей амфибийных машин не только снижает КПД движителя, но часто не позволяет избежать кавитации.

В диссертации эти особенности отражены достаточно полно. Правда, в разделе 2.1, говоря о критериях нагруженности различных типов движителей, Р.Р. Рахматуллин не вводит в рассмотрение этот параметр. В разделе 2.1 на с. 54 упоминается коэффициент нагрузки δ_p , но он не определён.

2. Краткое содержание работы

Диссертационная работа Р.Р. Рахматуллина состоит из введения, четырёх глав, основных выводов, библиографического списка из 100 наименований и приложений общим объёмом 167 страниц (175 – с приложениями), включая 22 таблицы и 92 рисунка.

Во введении обоснована актуальность темы исследования, формулируются цель диссертационной работы, основные направления исследований, приводятся выносимые на защиту положения, апробация, структура и краткое содержание работы по главам.

В первой главе выполнен анализ достоинств и недостатков различных типов водоходных движителей (ВД), которые могут быть применены на амфибийных машинах, в том числе нетрадиционных движителей. Рассмотрены общие принципы расчёта сопротивления движению АМ и их движителей (гребных винтов).

Рассматривая различные способы обеспечения плавучести, соискатель называет, например, использование подводных крыльев, с помощью которых крайне затруднительно получить необходимую подъёмную силу на преимущественно сухопутном транспортном средстве, но не упоминает более реалистичный вариант воздухоопорных гусениц (см. работы проф. А.И. Азовцева). Вообще использование динамических способов поддержания (глиссирование, подводные крылья, воздушная подушка) возможно при достаточно больших скоростях, соответствующих числам Фруда по водоизмещению $Fr_V = v / \sqrt{g^3 V} > (2-3)$, где v – скорость движения, м/с, $g = 9,81$ м/с², V – объёмное водоизмещение, м³. Ввиду того, что при таких скоростях сопротивление воды составляет 10 % весового водоизмещения и более, требуется очень высокая энерговооружённость транспортного средства.

На с. 17 указано: «На ВД, размещенный в носовой части плавающей машины, не влияет поток, возмущенный корпусом и ходовой частью амфибии, из-за чего эффективность движителя выше, чем при кормовом расположении». Это утверждение является спорным. Действительно, на носовой движитель набегают поток, не возмущённый корпусом. Но струя, отбрасываемая на корпус, увеличивает его сопротивление. Движитель, расположенный в корме, может использовать энергию попутного потока (у одновинтового судна, как известно, коэффициент влияния корпуса обычно больше единицы). Одновременно он создаёт силу засасывания, т.е. дополнительное сопротивление. Однако при наличии общего отрыва пограничного слоя, что характерно для всех плохообтекаемых тел, работающий в корме движитель может способствовать снижению сопротивления, сужая область отрыва.

Выбранный объект исследования (хотя это прямо не указано) описан на с. 23 – 24: «Проведённый анализ, обобщение и структуризация информации позволили определить целесообразную конструктивно-компоновочную схему перспективной техники для преодоления водных преград со следующими особенностями...». Нужно сказать, что, в зависимости от поставленных задач, наиболее целесообразными могут быть различные схемы, что, в общем, и продемонстрировано в обзоре. В п. 1.4 (Постановка цели и задач) объект исследования сформулирован менее конкретно.

Во второй главе сформирована математическая модель работы системы «труднообтекаемый корпус – водоходный движитель» (здесь представляется более уместным термин «плохообтекаемый»), проведено моделирование и исследование системы на предмет оптимизации её параметров на различных режимах работы. Рассматривается комплекс «гребной винт фиксированного шага – неподвижная направляющая насадка».

Анализ результатов расчёта сопротивления показал, что рассчитанные по различным формулам зависимости (рис. 2.11) группируются около двух кривых, отличающихся более чем в 3 раза. В подрисуночных подписях к этому рисунку желательнее было бы вместо громоздких и недостаточно конкретных текстовых пояснений дать ссылки на соответствующие формулы.

На с. 72 говорится о том, что при выборе дискового отношения гребного винта следует учитывать условие отсутствия кавитации. Применительно к винтам в насадке об этом же сказано на с. 75 – 76. Однако дальше нередко упоминаются кавитирующие винты. Возможность спроектировать некавитирующий гребной винт не обсуждается, а рассмотрение рисунков 2.29 – 2.38 приводит к мнению, что кавитации избежать не удаётся. Вид кривых действия кавитирующего винта зависит от числа кавитации. В тексте диссертации этот критерий не упоминается.

В диссертации сравниваются гидродинамические характеристики двух гребных винтов, исходного (у прототипа) и предлагаемого, имеющего увеличенные шаговое и дисковое отношения при неизменном диаметре. Рекомендации по изменению геометрических характеристик винта являются одним из важных результатов диссертации, и было бы желательным обосновать эти изменения. Связаны ли они с ошибками проектанта, с более точным расчётом сопротивления движению или гребного винта, с заменой двигателя на более мощный, что позволило увеличить скорость движения и потребовало увеличить также и указанные характеристики?

Разработаны два варианта твердотельной модели винта в насадке – исходный, применённый на прототипе, и оптимизированный. Численное моделирование работы гребного винта в насадке выполняется с таким шагом по времени, что ему соответствует поворот винта на 90° (с. 85 диссертации). При четырёхлопастном винте это значит, что все лопасти окажутся в том же самом положении. С точки зрения изучения работы винта в неравномерном попутном потоке такое решение представляется неудачным.

Из текста диссертации неясны некоторые условия моделирования. Исследовались швартовный и ходовой (скоростной – в диссертации) режимы работы винта. При этом «номинальная частота вращения вала СУ $n=2000$ об/мин; максимальная скорость движения по воде самоходного паромы при штатных ГВ $V_{п}=10$ км/ч, при использовании новых ГВ с рациональной конструкцией лопасти – $V_{п}=15$ км/ч» (с. 85). Эти величины должны обеспечивать согласование корпуса, двигателя и движителя по скорости, частоте вращения, тяге, мощности, их нельзя задавать произвольно. Если винт спроектирован на ходовой режим, на швартовном режиме двигатель будет гидродинамически тяжёлым, частота вращения и мощность упадут. В таком случае кавитация, о которой речь на с. 90, может и не появиться. Скоростям 10 и 15 км/ч соответствуют совершенно различные мощности, отличающиеся примерно в 4 раза или ещё больше.

Ходовые характеристики паромной машины, которые представлены на рис. 2.36 и 2.37 и могут рассматриваться как часть паспортной диаграммы гребного винта, дают зависимость тяги винта при различной частоте вращения от скорости хода. Но на паспортной диаграмме даются также аналогичные зависимости для мощности, что позволяет более полно судить о ходкости плавсредства. Здесь же трудно судить о наличии соответствия двигателю.

В качестве комментария к рис. 2.38 можно отметить, что некорректно сравнивать гребные винты по величине максимума на кривой КПД, поскольку оптимальный винт имеет несколько большее скольжение (и, соответственно, упор) и меньший КПД. Вероятно, здесь максимум КПД сдвинут влево из-за влияния кавитации, а во второй стадии кавитации

иногда удаётся реализовать режим, соответствующий этому максимуму. Но для сильнокавитирующих гребных винтов характерен профиль иной формы, с острой входящей и тупой выходящей кромками. Определённую роль играют распределение толщин вдоль лопасти и профилирование сечений с приданием оптимального изгиба средней линии. Эти вопросы в диссертации не обсуждаются.

В выводах по главе 2 «предложенную математическую модель рекомендуется использовать при расчете локальных и интегральных параметров рабочего процесса ВД самоходных паромов». Пожелание оппонента: было бы ещё лучше на основе этой модели в дальнейшем выполнить серийные расчёты и предложить приближённые зависимости для практического использования. При выборе оптимального комплекса из нескольких вариантов такие зависимости существенно упростили бы работу.

Верификация математической модели, разработанной во второй главе диссертации, выполнена в третьей главе. Для этой цели используется двигатель паромно-мостовой машины и движитель, соединённый с корпусом с помощью специального механизма. Испытания проведены для двух вариантов гребного винта, штатного и «оптимизированного», при различных частотах вращения. Произведено сравнение винтов между собой на основе данных расчётов и экспериментов.

Натурные испытания очень важны для оценки результатов теоретических разработок, особенно при той степени неопределённости, которая характерна для объектов, изучаемых в диссертации. И здесь необходимы тщательная разработка программы испытаний и организационно-техническое обеспечение. В практике судостроения эти вопросы решены. К экспериментам, представленным в диссертации, можно высказать определённые претензии.

Для учёта скорости течения во время ходовых испытаний судна на каждом режиме работы двигателя делаются три пробега: в прямом, обратном и снова в прямом направлении, скорость при втором пробеге учитывается дважды, после чего находят среднее из 4 значений. Наблюдатели в количестве не менее трёх находятся на борту судна, именно они фиксируют моменты попадания судна в створ. При экспериментах, представленных в диссертации, наблюдатели находились на берегу, что заведомо приводило к погрешностям. Погрешность определения скорости по двум пробегам на коротких отрезках может быть заметной, но в диссертации данные о погрешностях отсутствуют.

Тяга на швартовном режиме уравнивается системой закрепления, в том числе пружиной динамометра. На ходу же тяга уравнивается силой сопротивления движению и инструментально не определяется. В связи с этим неясно, как получена экспериментальная кривая тяги на рис. 3.12. Испытания винтов улучшенной геометрии на швартовном режиме проводились только до частоты вращения главного двигателя 1400 об/мин, а не до максимальной 2000 об/мин, без объяснения причин.

Вызывают удивление результаты измерений геометрии лопастей (таблицы 3.6 и 3.9), где обнаруживается полное, до последней значащей цифры, совпадение значений по всем лопастям. Такое недостижимо даже для винтов особого класса (по ГОСТ 8054-81), где допускаются отклонения по шагу сечения $\pm 1,0\%$, по шагу винта $\pm 0,5\%$, по разношаговости $1,25\%$ и т.д. Для винтов обычного класса эти величины в 3 – 5 раз больше. Из текста диссертации ясно, что при принятой, довольно примитивной технологии изготовления винты в лучшем случае дотянут до обычного класса.

В четвёртой главе, название которой неполно отражает её содержание (см. схему на рис. 4.1), обобщаются данные численного моделирования, разработана методика моделирования работы водходных движителей амфибийных машин и даны рекомендации по проектированию или оптимизации параметров системы «труднообтекаемый корпус – водходный движитель». Рассмотрены вопросы снижения сопротивления движению машины в воде. Даются практические рекомендации по проектированию амфибийных машин и их пропульсивных комплексов.

Безусловно, проектирование АМ должно базироваться на требованиях технического задания. Однако эти требования могут оказаться несовместимыми. Включение в состав исходных данных грузоподъёмности транспортного средства или его массы, мощности двигательной установки и скорости (рис. 4.1) создаёт избыточность данных. В действительности можно задаться скоростью хода, как это делается при проектировании транспортного судна, или мощностью энергетической установки, как у буксиров или промысловых судов, но не обеими этими величинами совместно. Кроме того, в предложенной схеме этапов работ (рис. 4.1) на последнем месте оказались предложения по оптимизации системы, хотя здравый смысл подсказывает, что с этого стоило бы начинать.

Сравнивая водомётные движители и гребные винты (с. 129), Р.Р. Рахматуллин отмечает, что водомётный движитель уступает гребному винту по пропульсивным показателям. В целом это верно, но известно, что при больших скоростях можно добиться отсутствия кавитации у водомётных движителей, применяя, например, осевые насосы из нескольких ступеней, и достигнуть КПД движителя 60 – 65 %. У гребных винтов при таких скоростях КПД будет меньше. У плохообтекаемого транспортного средства, для которого движение по воде не является основным режимом, высокое сопротивление, наряду с ограничениями по достижимой площади гидравлического сечения движителя, приводит к возникновению кавитации, как показано в диссертации, уже при небольших скоростях, в результате чего КПД гребного винта, при этих условиях небольшой и без кавитации, дополнительно снижается. Совершенно верно утверждение о том, что направляющая насадка позволяет заметно улучшить пропульсивные характеристики гребного винта.

На с. 129 / 130 говорится о том, что с точки зрения эффективности движителя более выгодны большие величины отношения силы тяги движителя на швартовном режиме к суммарной площади его гидравлического сечения по формуле (4.10). Это утверждение противоречит теории идеального движителя. И тут же говорится, что с ростом отношения мощности, потребляемой движителем, к суммарной площади гидравлического сечения КПД движителя уменьшается, что совершенно верно, но идёт вразрез с предыдущим утверждением. Для отдаления кавитации также целесообразно уменьшать величину упора движителя на единицу площади, что приведёт к увеличению минимального давления на засасывающей поверхности лопасти. Здесь, в разделе 4.1, следовало бы не только рассмотреть вышеуказанные критерии, но и уделить самое серьёзное внимание выявлению ограничений на размеры движителей (диаметр гребных винтов), которые прямо влияют на их эффективность.

В разделе 4.2, на с. 134, соискатель описывает порядок предварительного расчета основных параметров водоходного движителя. «Исходными данными к расчету являются доступная мощность СУ АМ, частота вращения вала СУ, передаточное отношение редуктора (если имеется), скорость движения самоходного паромы по воде, сопротивление корпуса движению по воде и максимальное возможный диаметр ВД и их количество, определенное из условия компоновки элементов и систем самоходного паромы».

Нужно отметить, что при такой постановке задачи и выборе гребного винта (в насадке или без неё) в качестве водоходного движителя следует определять оптимальный диаметр винта, который, вполне вероятно, будет меньше максимально допустимого по условиям размещения и иным соображениям. Направляющая насадка позволяет заметно повысить эффективность винта, но дополнительно уменьшает предельно допустимый по геометрическим ограничениям его диаметр. Представляется более целесообразным, задавшись максимальным диаметром винта, находить оптимальную частоту вращения, поскольку наличие редуктора считается вполне возможным. Некоторое увеличение массы редуктора и гребного винта вряд ли сможет существенно повлиять на нагрузку и посадку (дифферент) машины.

При выборе дискового отношения (с. 135 – 136, п. 2.5) Р.Р. Рахматуллин не рассматривает случай, когда не удаётся обеспечить бескавитационный режим работы

винта, хотя в расчётах, представленных в диссертации, кавитация возникает. Далее в п. 4.3, с. 148, уже вполне определённо говорится о том, что вначале расчёт ведётся без учёта кавитации, а затем – с учётом. Тем не менее, схема, представленная в разделе 4.2, учёт кавитации не предусматривает, методика такого учёта не рассмотрена. Упомянется необходимость перепрофилирования лопастей при наличии отрывного обтекания (с. 151), но этот вопрос не развивается.

Предлагаемый соискателем подход ориентирован на обязательное использование методов численной гидродинамики при оценке ходкости амфибийных машин. Это соответствует общим тенденциям внедрения компьютерных технологий не только при проектировании технических объектов, но и в течение всего их жизненного цикла. Но, вероятно, не следует отвергать возможность использования сравнительно простых инженерных методов.

При расчёте винтов в насадке было бы желательно использовать ОСТ5.4129-75, в котором имеются разнообразные диаграммы для расчёта винтов в насадке, проверки на кавитацию и др., рекомендации по их проектированию и другие вспомогательные материалы. При определении толщины лопастей целесообразно ориентироваться на Правила Российского морского регистра судоходства, часть VII Механические установки, раздел 6 Движители.

В заключении изложены основные результаты и выводы по диссертационной работе, дан ряд практических рекомендаций.

В приложениях к главам 1 – 4 приводятся дополнительные материалы: подробная классификация технических средств преодоления водных преград, блок-схемы основных алгоритмов, акты внедрения.

В целом можно отметить, что Р.Р. Рахматуллин достаточно глубоко освоил методы расчётов ходкости амфибийных машин в режиме плавания и выполнил комплексное исследование с использованием современных методов автоматизированного проектирования, численных методов расчётов с помощью общепризнанного программного обеспечения.

3. Научная новизна, обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций

Научная новизна заключается в разработке математической модели водоходного движителя типа «гребной винт фиксированного шага в направляющей насадке» применительно к амфибийным машинам, получении результатов численного моделирования и натурных испытаний движителя в составе АМ, разработке рекомендаций по совершенствованию характеристик движительного комплекса реального объекта.

Обоснованность и достоверность полученных результатов обусловлены использованием соискателем общепризнанных научных методов, апробированных программных продуктов, сертифицированных измерительных средств при проведении натурных экспериментов, согласованностью результатов численных расчётов и натурных измерений.

4. Практическая ценность результатов работы

Результаты диссертационной работы позволяют обеспечить сокращение сроков, повышение эффективности и качества проектирования движительного комплекса амфибийных машин. Кроме того, результаты работы уже используются в учебном процессе.

5. Соответствие содержания работы указанной специальности

Содержание представленной диссертационной работы соответствует следующим пунктам паспорта специальности 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: область исследования: п. 1 – Математическое моделирование и оптимизация гидромеханических процессов; п. 2 – Методы расчётов и физических экспериментов для создания и развития базы математического моделирования изучаемых закономерностей; цель исследования: создание новых и совершенствование существующих машин, агрегатов, а также систем, характеризующихся высоким качеством, надёжностью, высокой эффективностью работы.

6. Замечания по диссертационной работе

Часть замечаний содержится выше в обзоре содержания работы.

1. На с. 25 читаем: «По шагу ГВ бывают винты с постоянным и переменным шагом, а также винты с регулируемым шагом (с поворотными лопастями). У винтов с переменным шагом, в отличие от ГВ с постоянным шагом, шаг меняется по радиусу или по длине». Здесь неточно использована терминология. При образовании лопасти, точнее, её нагнетательной поверхности, используются различные типы винтовых поверхностей, включая поверхности аксиально-переменного (вдоль винтовых линий), радиально-переменного (вдоль радиуса), аксиально-радиально-переменного шага.

2. В формулах главы 1, выражающих зависимость сопротивления движению от скорости, величина скорости обозначена символами V , v , U , размерность её – или м/с, или км/ч, или вообще не указана, что может привести к ошибкам.

3. Рисунок 2.26 на с. 87 назван «Вектора скорости в продольной (а) и поперечной (б) плоскостях корпуса». На самом деле – в вертикальной продольной и в горизонтальной плоскостях. Та же погрешность – на с. 91, рис. 2.30.

4. На с. 101 указано: «Штатный ГВ и ГВ рациональной конструкции изображены на рис. 3.2, их основные характеристики представлены в таблице 2.4». Фактически в таблице 2.4 даны только относительные величины, а характеристики имелись в таблице 3.1, не вошедшей в окончательный вариант диссертации.

5. В пояснениях к формуле (4.14) не указана максимально допустимая относительная толщина лопастей.

6. В тексте диссертации встречаются терминологические погрешности, а также погрешности редакционного характера. На с. 39 для безразмерного коэффициента сопротивления в формулах (1.2) и (1.3) использованы различные обозначения: ζ и C . Вызывает сомнение формула (1.13), в которой площадь ватерлинии взята в 4-й степени, тогда как другие, в соответствии с теорией подобия, – в первой. На с. 136 – 137 говорится о диаграммах Папмеля, в действительности это диаграммы в форме, предложенной Э.Э. Папмелем. Здесь также следовало указать, к какой серии винтов (число лопастей, дисковое отношение) относится приведённая диаграмма. На с. 72 и 136 коэффициент m' , учитывающий неравномерность нагрузок на лопасти, для транспортных судов следует принимать не $m' = 1,15$, а $m' = 1,15/z$, где z – число лопастей. В списке литературы на с. 162 (№ 29) искажена фамилия автора (Емельяненко вместо Емельянов).

7. Заключение о соответствии диссертации требованиям ВАК РФ

Автореферат и опубликованные соискателем работы достаточно полно отражают основное содержание диссертации.

Основные результаты работы были доложены на различных международных и национальных научно-технических конференциях. По теме диссертационного исследования автором опубликованы три статьи в журналах из перечня, рекомендованного ВАК РФ.

Диссертационная работа Рахматуллина Радмира Рифовича «Моделирование и исследование рабочих процессов водоходных движителей самоходных паромов» представляет собой законченную научно-исследовательскую работу, в которой, в результате выполненных автором исследований, решена имеющая значение для развития теории проектирования амфибийных транспортных средств задача проектирования водоходных движителей амфибийных судов.

Отмеченные замечания не опровергают основных положений диссертационной работы, но могут способствовать их уточнению.

Диссертация соответствует критериям «Положения о порядке присуждения учёных степеней» (п. 9), предъявляемым к диссертациям на соискание учёной степени кандидата наук, а её автор Рахматуллин Радмир Рифович заслуживает присуждения учёной степени кандидата технических наук по специальности по специальности 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты.

Официальный оппонент,
доктор технических наук, профессор,
профессор Департамента морской техники
и транспорта Политехнического института
(Школы) Дальневосточного федерального
университета

Антоненко
Сергей Владимирович

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Дальневосточный федеральный университет», ФГАОУ ВО «ДВФУ», 690922, Приморский край, г. Владивосток, о. Русский, п. Аякс, 10, (423) 265-24-29; (423) 243-34-72, rektorat@dvfu.ru.

