



МЕХАНИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН

УДК 62-235

Л.Г. КРАСНЕВСКИЙ, чл.-корр. НАН Беларуси, д-р техн. наук, проф.
главный научный сотрудник лаборатории бортовых мехатронных систем мобильных машин
НИЦ «Электромеханические и гибридные силовые установки мобильных машин»
E-mail: krasnevski_l@tut.by

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 29.08.2022.

АВТОМАТИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ: О СВЯЗИ КАВИТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА И ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ РЕЗОНАНСНЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ МЕХАНИЧЕСКИХ КОМПОНЕНТОВ

На основе анализа зарубежных публикаций представлен ряд новых научных результатов в области гидродинамики потоков рабочей жидкости в гидротрансформаторах (ГТ) автоматических гидромеханических трансмиссий (АГМТ), в том числе кавитации в ГТ, которые получены с применением новой технологии CFD (Computational Fluid Dynamics — вычислительная динамика жидкости) в рамках исследований по снижению виброакустической нагруженности АГМТ. Методами CFD-моделирования показано, что кавитация в ГТ наряду с созданием шума и вибрации существенно ухудшает его характеристики (в приведенном примере коэффициент трансформации — на 18,1 %, КПД — 5,8 %, крутящий момент турбины — на 20,3 %), а также создает высокочастотные колебания в широком диапазоне, которые могут попадать в резонанс с собственными частотами компонентов АГМТ. Исследовано влияние на кавитацию конструктивных и эксплуатационных факторов. Наибольшая кавитация возникает на лопатках статора ГТ на стоповом режиме при разгоне автомобиля с места. Результаты CFD-моделирования хорошо согласуются с экспериментальными данными. Технология CFD стала эффективным инструментом оптимизации конструкции автомобильного ГТ — его лопаточной системы, проточной части, визуализации внутренних потоков, исследования механизма возникновения и воздействия кавитации. Проведен анализ методов ослабления кавитации, в числе которых выбор и поддержание величины давления подпитки ГТ. Представленные положения в русскоязычном изложении публикуются впервые.

Ключевые слова: автоматическая гидромеханическая трансмиссия, гидротрансформатор, виброакустическая нагруженность, кавитация, вычислительная динамика жидкости

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-4-61-5-18>

Введение. Первый, самый массовый и популярный тип автоматических трансмиссий (АТ) автомобилей — АГМТ, состоящие из многоступенчатой коробки передач (КП) и ГТ.

Первая серийная АГМТ Hydramatic появилась в составе автомобиля Oldsmobile, выпущенного компанией General Motors на рынок в 1940 году. В связи с началом Второй мировой войны произ-

водство АГМТ затормозилось, но ее начали устанавливать на танки [1, 2]. Очевидно, что это испытание она выдержала, так как по окончании войны спрос на ее применение на легковых автомобилях начал быстро возрастать. Фактически Hydramatic стала пионером мирового производства многочисленных моделей АГМТ и гибридных АТ на их основе и ныне выпускается под тем же именем.

Именно АГМТ впервые открыли уникальные преимущества автоматизации трансмиссии — упрощение и облегчение управления автомобилем, сокращение срока обучения водителей, повышение безопасности, надежности, ресурса силовой установки. Их неопределимая заслуга в социальной сфере — доступность безопасного вождения автомобиля для водителей всех возрастных групп и уровней квалификации.

Важнейшее свойство АГМТ — обеспечение разгона автомобиля с места путем плавно регулируемой передачи крутящего момента двигателя внутреннего сгорания (ДВС) за счет циркуляции жидкости в ГТ вместо буксующего сцепления, а также трансформации (увеличения) им выходного крутящего момента. Исключение быстро изнашивающегося сцепления, трансформация момента и высокая долговечность делают АГМТ незаменимыми для тяжелых машин, работающих с высокими нагрузками в условиях бездорожья.

Другое, не менее важное свойство ГТ — защита механической части всего привода от высокочастотных колебаний и возмущений крутящего момента ДВС. Переход на АГМТ позволил на первых этапах отказаться от пружинных демпферов в сцеплениях как основного средства снижения разрушающего воздействия крутильных колебаний.

Однако топливный кризис 80-х годов прошлого века заставил повсеместно ввести в ГТ *фрикцион блокировки* (ФБГ), жестко соединяющий его насос и турбину. Но именно этот факт помог оценить роль ГТ как фильтра высокочастотных крутильных колебаний. В первых конструкциях АГМТ ФБГ автоматически включался на второй и последующих ступенях при разгоне до передаточного отношения ГТ порядка 0,8. В дальнейшем на легковых автомобилях перешли к постоянной блокировке ГТ на высших ступенях (с разблокировкой на время переключений). *Однако в результате важнейшая функция ГТ — гашение колебаний момента ДВС на этих ступенях — была утрачена.*

Это скоро проявилось в эксплуатации и заставило также повсеместно, как и ФБГ, ввести на легковых автомобилях комплект демпфирующих пружин в ступицу его ведомого диска аналогично демпферу в сухих сцеплениях. Но и этого оказалось недостаточно при дальнейшем расширении режимов блокировки в современных АГМТ.

Новым оригинальным методом стало применение *неполной блокировки* ФБГ взамен заблокированного ГТ — длительного (на крейсерских скоростях) буксования с очень малой относительной скоростью, автоматически регулируемой с помощью мехатронной системы управления (МСУ) АГМТ с учетом амплитуды колебаний ее выходного момента. Например, в патенте США «Эффективный алгоритм детектирования вибраций при управлении буксованием фрикциона блокировки гидротрансформатора трансмиссии» [3]

ФБГ имеет три режима: полностью включен, полностью выключен, регулируемое буксование. Возмущения в диапазоне 30–300 Гц могут проходить через ГТ, только если ФБГ включен или скольжение в нем мало. Для оценки прошедших через него вибраций на выходном валу АГМТ установлен датчик, сигнал которого преобразуется МСУ в спектр частот. Если их амплитуда превышает заданный предел, алгоритм управления с замкнутой обратной связью изменяет скорость буксования ФБГ, пока уровень вибраций не вернется в разрешенную зону. Если процесс случайно выведен из нее (внезапным увеличением подачи топлива в ДВС, отключением части его цилиндров), восстановление режима выполняет другой алгоритм, реализующий «агрессивное» управление буксованием ФБГ [4].

Этот метод также принес неожиданные результаты. Здесь суммарное время буксования ФБГ существенно возрастает, а с ним и объем продуктов износа фрикционных накладок. Попадая в рабочую жидкость, они могут переполнить фильтры, прецизионные зазоры золотниковых пар МСУ, что выведет АГМТ из строя.

Проблема снижения динамической и виброакустической нагруженности тяжелых АГМТ еще острее. Она перманентно решалась для всех поколений силовых передач колесных и гусеничных машин в ходе их развития и сохраняет свою актуальность. Пример достигнутых результатов — АГМТ ТС-10 мощностью до 650 л. с. (производство с 2013 г.), на которую компанией Allison был объявлен гарантийный пробег 750 000 миль или 5 лет эксплуатации. В то же время несравнимо скромнее показатели многих трансмиссий, выпускаемых малыми партиями. Из наиболее близких примеров — гидромеханические трансмиссии карьерных самосвалов БЕЛАЗ грузоподъемностью до 70...80 т [5–8].

Установлено, что резонансные колебания могут возникать как в затрансформаторной, так и в дотрансформаторной зоне АГМТ, причем возбудителем может быть не только ДВС, но и гидродинамика внутренних процессов ГТ, а также гидросистемы самой АГМТ.

Цель работы — обзор и анализ современных исследований гидродинамики процессов в ГТ и их визуализации с применением методов CFD, в том числе стадий развития кавитации, а также путей ее ослабления.

Об исследованиях резонансных крутильных колебаний АГМТ. В ряде работ, посвященных прогнозированию и снижению нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин [9–14], теоретически и экспериментально показано возникновение на определенных режимах высокочастотных резонансных крутильных колебаний связанных с ГТ компонентов механической системы. В результате имеет место высо-

кая динамическая нагруженность АГМТ как в трансформаторной, так и в дотрансформаторной зонах, ограничивающая ее долговечность. В частности, происходят разрушения металлокерамических фрикционных дисков вследствие износа, корrobления и разрыва.

Так, при экспериментальных исследованиях образца АГМТ обнаружено возникновение высокочастотных колебаний на нейтрали и V, VI ступенях при разблокированном ГТ на скорости ДВС более 2050 об/мин. Основные колебания сосредоточены в неисследованном ранее диапазоне частот 700–730 Гц. Предполагаемая причина — резонансные колебания с высокой частотой (отсутствующей у ДВС и зубчатых передач) при работе ГТ на режиме гидромукты с небольшим скольжением (10–15 %). Одна из частот, разрушающих диск, выявленная при анализе спектральной плотности, — 703 Гц. В связи с этим выдвинута гипотеза о возбуждении резонансных колебаний самим ГТ [9].

Частота собственных колебаний диска в плоскости кольца зависит от значения коэффициента K (K — количество волн, укладываемых на длине кольца). При $K = 1$ диск не изменяется, при $K = 2$ принимает форму эллипса, при $K = 3$ — форму треугольника, а его собственные частоты — 703 и 1914 Гц соответственно [12].

В числе основных источников возбуждения параметрических колебаний указаны колебания крутящего момента ДВС, гидродинамические процессы в межлопаточном пространстве ГТ, высокочастотные колебания давления в системе подпитки ГТ (в том числе вызванные вспениванием рабочей жидкости), нелинейная (с учетом боковых зазоров в шлицевом соединении) характеристика упругого взаимодействия фрикционного диска с корпусом фрикциона.

Таким образом, результаты исследований указывают на участие ГТ в возбуждении мощных резонансных крутильных колебаний в АГМТ.

О кавитации в гидротрансформаторе. ГТ изобрел немецкий инженер Фёттингер в начале 1900-х годов. Но не для автомобилей, а для привода судовых гребных винтов. Его идея заключалась в том, чтобы лопаточные насос и турбину, соединенные трубопроводом, поместить в общем корпусе. Это техническое решение стало основой архитектуры современных компактных автомобильных ГТ, показанных на рисунке 1 [15].

Причины турбулизации потоков в ГТ и возникновения предпосылок кавитации поясняются на рисунке 2 [15], где показаны углы встречи потока с неподвижной лопаткой статора в малом круге циркуляции ГТ по рисунку 1 в зависимости от передаточного отношения SR (Speed Ratio). При изменении передаточного отношения от нулевого на стопе (Stall) до значения 0,7 и режима гидромукты (Coupling Point) угол встречи изменяется

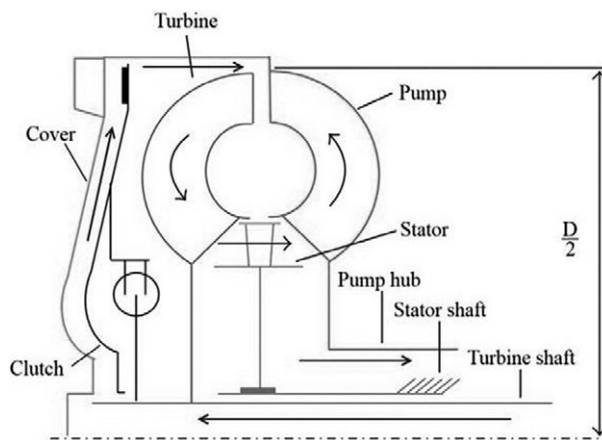


Рисунок 1 — Поперечное сечение ГТ:
 дугообразные стрелки — направление потоков жидкости в малом (тороидальном) круге циркуляции; прямые стрелки — направление потока подпитки и охлаждения ГТ в большом круге циркуляции

Figure 1 — Cross section of the TC:
 arc-shaped arrows — direction of fluid flows in a small (toroidal) circulation circle; straight arrows — direction of the flow of charge and cooling of the TC in a large circulation circle

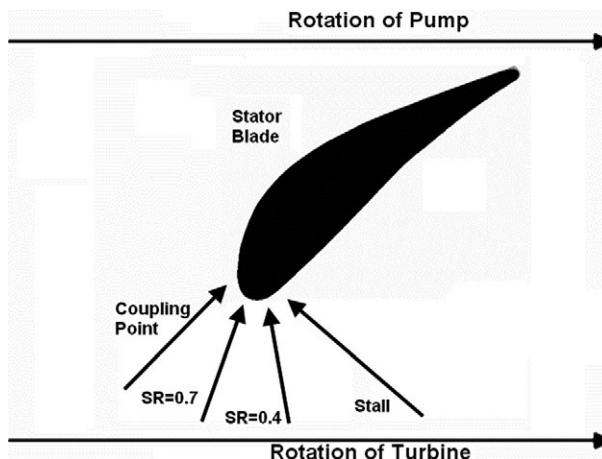


Рисунок 2 — Изменение угла встречи потока с неподвижной лопаткой статора
Figure 2 — Changing of the angle of the flow meeting with the stationary stator blade

от ударного (перпендикулярно лопатке, с полной турбулизацией потока) до благоприятного вдоль продольной оси профиля лопатки.

Одной из первых в стране работ, в которых рассматривалось явление кавитации в ГТ, была книга В.Н. Прокофьева «Гидравлические передачи колесных и гусеничных машин», изданная Военным издательством Министерства обороны СССР в 1960 году [16]. Согласно аннотации, она была предназначена для ознакомления с гидropередачами широкого круга офицеров советской армии, занятых эксплуатацией колесных и гусеничных машин.

В ней рассматривались гидродинамика потоков в ГТ на основе принятой тогда струйной теории (в которой принимается, что поток жидкости состоит из пучка струй, не взаимодействующих между собой) и процессы кавитации (в том числе кавитационная характеристика ГТ, работающего при постоянном передаточном отношении). Отмечалось, что конденсация кавитационных пу-

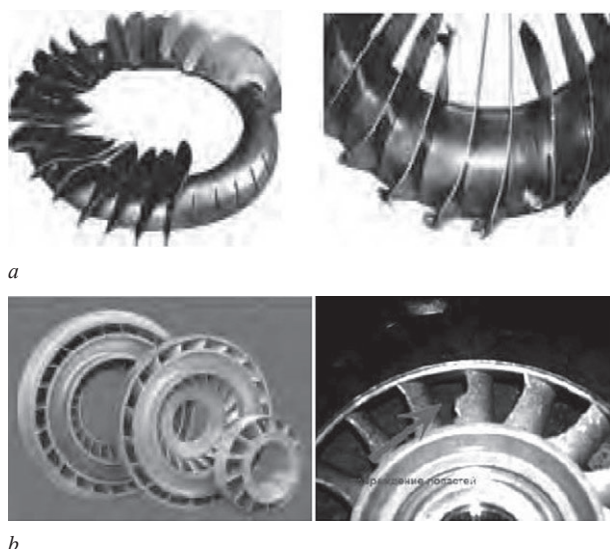


Рисунок 3 — Разрушение лопаток рабочих колес ГТ:
a — из листовой стали; *b* — литых алюминиевых [5]
Figure 3 — Destruction of blades of TC impellers:
a — made of sheet steel; *b* — cast aluminum [5]

зырьков сопровождается локальными гидравлическими ударами с повышением давления до сотен атмосфер, повторяющимися с высокой частотой и наносящими удары частиц жидкости по омываемой поверхности, что вызывает ее разрушение. Приведена методика противокавитационного расчета ГТ с определением исключаяющей ее минимальной величины давления подпитки. Указано, что для комплексной гидропередачи компании Allison (того периода) оно составляло 7–10 атм.

В работе А.Я. Кочкарева «Гидродинамические передачи» [17] рекомендовано для предотвращения кавитации устанавливать коэффициент запаса давления подпитки по отношению к давлению насыщающих паров жидкости, равный 1,2...1,4.

В качестве примера разрушительного воздействия кавитации, вызываемого высокочастотными локальными колебаниями давления, на рисунке 3 показаны поломки насосного и турбинного рабочих колес ГТ с лопатками из листовой стали и литыми алюминиевыми [5]. На литых (см. рисунок 3 *b* справа) видны следы кавитационного разрушения.

Очевидно, что с учетом сложного характера действующих сил и давлений в потоке жидкости,

а также особенностей конструкции ГТ, выбор оптимальных профилей лопаточной системы весьма сложен. А конструкции ГТ, при сохранении базовой архитектуры, существенно изменялись в процессе его совершенствования, что также необходимо учитывать [18, 19].

Современные тенденции изменения размеров и конструкции тора ГТ представлены на рисунке 4 [18]. По рисунку 4 видно, что в начале 2000-х он соответствовал исходному, где поперечное сечение малого круга циркуляции имело форму, близкую к окружности. К 2010 г. в нем на легких АГМТ появились ФБГ и пружинный демпфер, а сам тор в поперечнике несколько сжался. В современном исполнении (Current Production) тор существенно сжат, а ФБГ и демпфер значительно усилены. В следующей генерации тор сжат более чем наполовину по сравнению с исходным, а свободное пространство картера ГТ оставлено пустым — вероятно, ввиду отсутствия ясных прогнозов.

Таким образом, видно, что параметры круга циркуляции существенно изменяются, затрудняя борьбу с кавитацией. Следует добавить, что лопатки рабочих колес ГТ массовых легковых АГТ давно утратили обтекаемую каплеобразную форму и ныне выполняются штамповкой из металлического листа, что способствует повышению перепада давлений на напорной и тыльной поверхностях лопатки, т. е. возникновению на ней кавитации.

Исследования кавитации в ГТ АГМТ с применением CFD. В традиционной теории ГТ трехмерный поток жидкости упрощается до одномерного (1D), не учитывается ее вязкость и эффекты турбулентности, что приводит к снижению точности и оптимальности получаемых конструктивных решений. Для применения современных ГТ большой мощности этого недостаточно.

С развитием вычислительных мощностей компьютерной техники началось широкое применение CFD, в том числе в инженерных приложениях, связанных с задачами оптимизации. Здесь практическим ограничением в основном является конфликт между требуемой высокой компьютерной мощностью и большим числом параметров оптимизации [18–21].

Числовые симуляции в CFD как для полной геометрии ГТ, так и только для проточной части

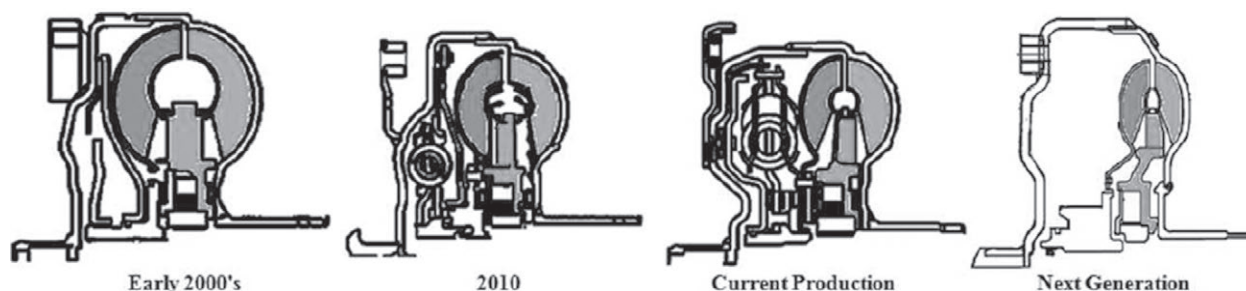


Рисунок 4 — Современные тенденции изменения размеров тора ГТ [18]
Figure 4 — Current trends in the size of the TC torus [18]

имеют все преимущества и уже десятилетиями применяются в качестве инструмента проектирования. CFD обеспечила визуализацию потоков рабочей жидкости в ГТ, выявление в них проблемных зон позволило изучить кавитацию в ГТ и в некоторых случаях смягчить ее [22].

В числе основных направлений CFD-моделирования — прогнозирование характеристик ГТ при различных передаточных отношениях, 3D-проектирование лопаток насоса, турбины и реактора, проточной части, расчет утечек по зазорам между этими компонентами при хорошей сходимости результатов расчета и эксперимента (так, по данным [23] различие не превышает 5 %).

CFD-моделирование позволяет исследовать влияние кавитации на характеристики ГТ вплоть до учета давления и расположения входа жидкости в малый круг циркуляции. В частности, установлено, что повышение давления подпитки и подача жидкости в зазор между турбинным и насосным колесами подавляют развитие кавитации и уменьшают деградацию его характеристик [24].

Кавитации необходимо избегать по двум причинам. Во-первых, шум, создаваемый даже средней кавитацией, ощутим в салоне большинства автомобилей и по природе таков, что может вызвать жалобы потребителей. Во-вторых, нарушение нормальной характеристики ГТ может привести к выходу ДВС на непредусмотренные режимы скоростей и моментов. Это очень часто воспринимается как нестабильная работа автомобиля или перегрев трансмиссии.

Начало кавитации сопровождается появлением и возрастанием широкополосного шума, генерируемого ГТ. Нижний порог слышимого шума — звук частотой 6 кГц. Результаты экспериментальных и расчетных CFD-исследований кавитации демон-

стрируют, что показатели момента ее появления методами измерения шума и расчета совпадают.

Для выяснения влияния конструктивных параметров ГТ на развитие кавитации методами акустики проводились испытания пяти их геометрически подобных образцов. На рисунке 5 приведены данные о ее идентификации по критерию увеличения на 12,5 % уровня звукового давления шума (SPL — Sound Pressure Level) в зависимости от скорости насоса и крутящего момента на статоре с точностью ± 40 об/мин с доверительной вероятностью 95 % для двух ГТ (D_2 и D_6 — малый и большой). Пунктирными линиями на графиках (см. рисунок 5) отмечены значения скорости насоса и крутящего момента статора в момент возникновения кавитации. Видно, что у большего ГТ она возникает при меньшей скорости, но при большем крутящем моменте. Это наглядно показано на рисунке 6, где показана зависимость крутящего момента статора в момент появления кавитации от давления.

Как видно из графиков, чем ниже давление, тем раньше начинается кавитация в обоих ГТ. Следует также отметить, что принятый на них диапазон давлений (примерно от 4 до 10 атм) очень высок [18].

Возможности лабораторной оценки кавитации в автомобильных ГТ ограничены, т. к. позволяют определить только величину крутящего момента на насосном колесе, при котором его характеристика начинает отклоняться от нормальной параболической. Такие результаты не идеальны, поскольку на стоповом режиме при максимальной мощности привода ГТ быстро нагревается. Это приводит к изменениям давления, скорости и момента, которые превышают возможности стендового оборудования по обнаружению вызванных кавитацией вариаций. Определение по шуму еще

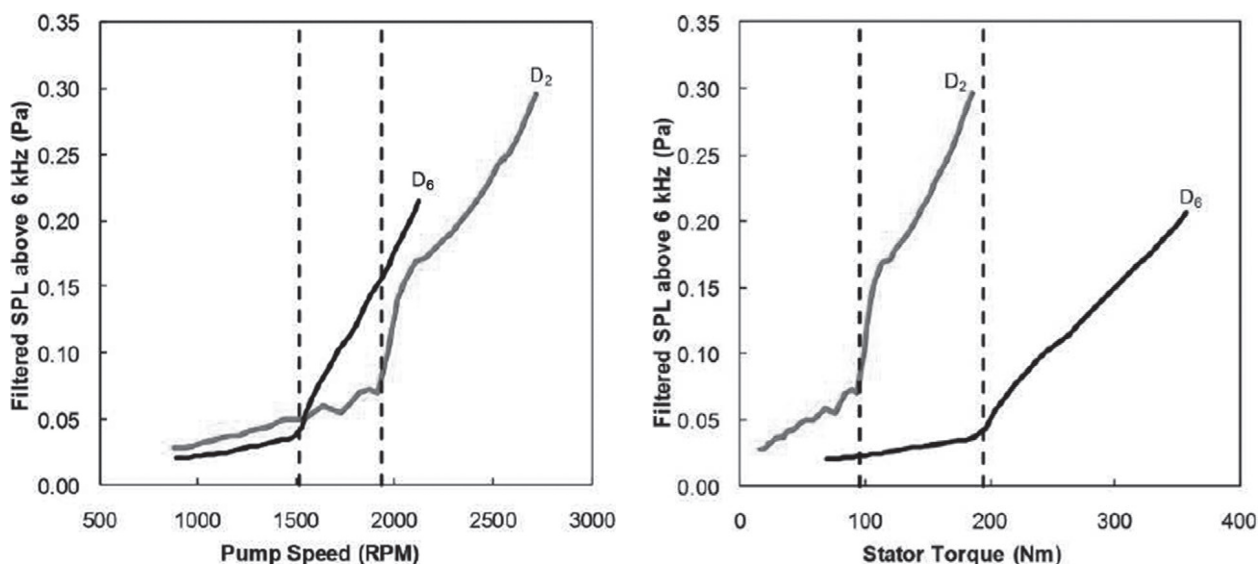


Рисунок 5 — Отфильтрованные значения звукового давления в зависимости от скорости насоса (а) и крутящего момента статора (б)
Figure 5 — Filtered sound pressure values depending on pump speed (a) and stator torque (b)

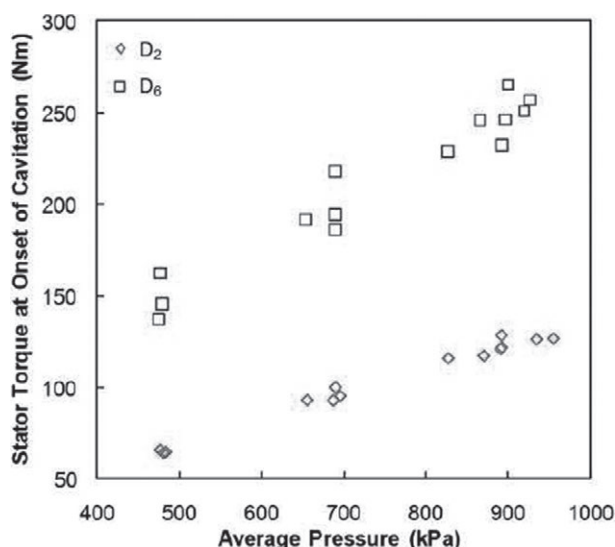


Рисунок 6 — Зависимость крутящего момента на статоре от абсолютного среднего давления в момент появления кавитации в торональных потоках геометрически подобных ГТ D2 и D6
Figure 6 — Dependence of the stator torque on the absolute average pressure at the moment of cavitation in toroidal flows geometrically similar to TC D2 and D6

менее надежно, т. к. окружающий шум перекрывает тот, что генерируется ГТ.

В ряде работ исследовалась связь колебаний давления рабочей жидкости с возникновением и развитием кавитации.

Измерения давления в работающем ГТ проводились с помощью беспроводной телеметрии [25, 26]. Для пересылки информации датчиков давления использовалась радиопередача на несущей узкополосной волне частотой 2,5 ГГц с индивидуальным микроволновым одноканальным передатчиком для каждого датчика на вращающихся лопаточных колесах ГТ. Напряжение от датчика преобразовывалось в частоту в диапазоне 0–130 кГц, которой модулировалась несущая волна. Рабочие частоты передатчиков незначительно различаются. Размещение передатчиков и электробатарей на насосном колесе ГТ показано на рисунке 7. Прием сигналов осуществлялся стационарными индивидуальными радиоприемниками, настроенными на частоты передатчиков [25].

На рисунке 8 показано расположение точек отбора давления (втулок), находящихся на разных радиусах насосного колеса на средней линии межлопаточного пространства. Через втулки подключены специальные дифференциальные датчики, позволяющие измерять только переменную часть полного давления в потоке, которая и содержит признаки воздействия кавитации. При испытаниях варьировались скорость насоса (от 500 до 3000 об/мин с интервалом 250 об/мин) и давление подпитки (от 70 до 130 psi с интервалом 10 psi), что соответствует условиям эксплуатации.

Колебания давления могут быть вызваны тремя основными причинами: первая — механические возмущения от вращающихся деталей; вторая —

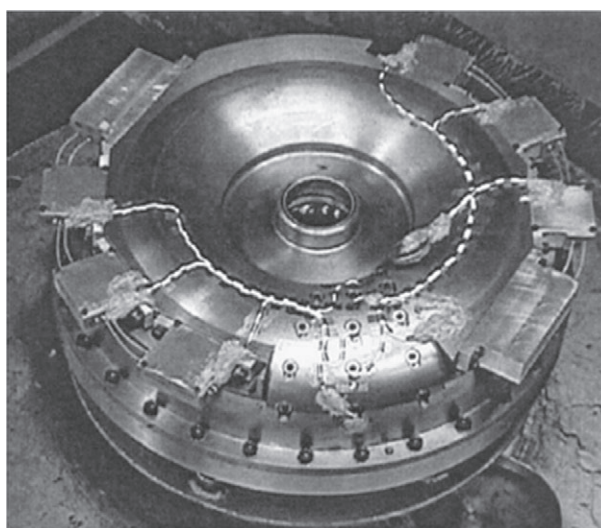


Рисунок 7 — Установка устройств телеметрии на насосном колесе ГТ
Figure 7 — Installation of telemetry devices on the TC pump wheel

турбулентность; третья — коллапс пузырьков пара, связанных с кавитацией. Но только третья из них зависит от давления подпитки. На рисунке 9 показаны полученные в эксперименте зависимости переменной составляющей давления от частоты ее колебаний в диапазоне 0–4000 Гц при двух величинах давления подпитки — 130 psi (см. рисунок 9 а) и 70 psi (см. рисунок 9 б). Видно, насколько при уменьшении давления подпитки возрастают амплитуды колебаний, а также их пиковые значения — при 496 Гц на лопатках статора и 1096 Гц на лопатках турбины.

Еще более четко эта зависимость показана на рисунке 10, где приведены все семь графиков зависимости EAP (Ensemble Averaged Power — усредненная по ансамблю мощность) в psi^2 , которая получена математической обработкой информации по рисунку 9. При этом поясняется, что резкое падение EAP при частоте 3000 Гц на этом графике объясняется действием низкочастотного фильтра в стационарном микроволновом приемнике.

Все стадии возникновения и развития кавитации для различных значений давления подпитки представлены на рисунке 11 в координатах «число кавитации — скорость насоса».

В данном случае оба эти параметра представлены в безразмерной форме. Она применена в свя-

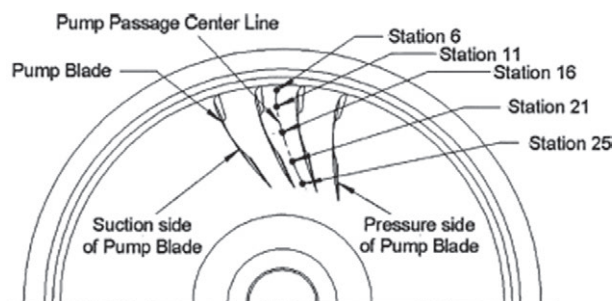


Рисунок 8 — Радиальное расположение датчиков статического давления
Figure 8 — Radial arrangement of static pressure sensors

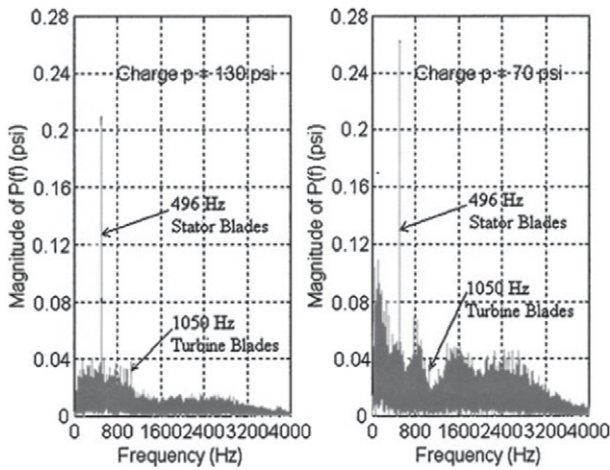


Рисунок 9 — Зависимость переменной составляющей давления от частоты колебаний
 Figure 9 — Dependence of the variable component of pressure on the frequency of oscillations

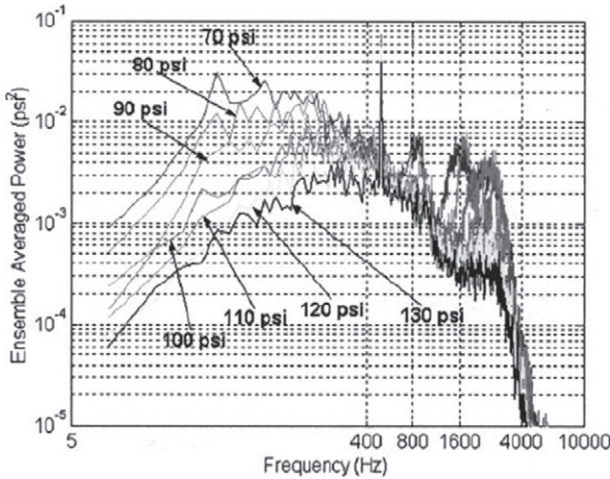


Рисунок 10 — Значения ЕАР при различных давлениях подпитки ГТ
 Figure 10 — Ensemble averaged power values at different TC charge pressures

зи с тем, что испытания проводились на нескольких размерностях ГТ, а размеры существенно влияют на развитие кавитации. Переход к безразмерной форме дает возможность сопоставлять результаты всех образцов. Числовые значения этих безразмерных параметров рассчитываются по методике, представленной в [18].

Поле графика (см. рисунок 11) разделено на три зоны двумя жирными вертикальными линиями. Первая линия соответствует началу зарождения кавитации (Incipient Cavitation Begins), вторая — появлению ее фронта (Advanced Cavitation Begins). В первой зоне графика кавитация практически отсутствует (Negligible Cavitation). Во второй (средней) зоне происходит переход от ее зарождения к формированию фронта [25]. Ордината уменьшения момента на турбине на 2 % при заданной скорости считается «фронтом» кавитации. Но если колебания давления возрастают, а падение момента не достигает 2 %, этот период считают «ранней» кавитацией. В третьей зоне она развивается по мере роста скорости.

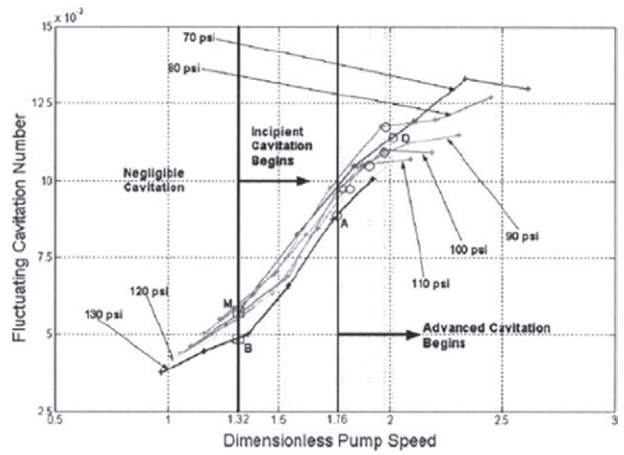


Рисунок 11 — Переменное безразмерное число кавитации Ca' как функция безразмерной скорости насоса в точке 25 по рисунку 8
 Figure 11 — Variable dimensionless cavitation number Ca' as a function of the dimensionless pump speed at point 25 according to Figure 8

Семейство кривых на поле графика изображает протекание этих процессов при различных значениях статического давления подпитки (от 70 до 130 psi). Видно, что чем оно меньше, тем выше скорость, до которой она сохраняется.

Визуализация потоков жидкости в работающем ГТ. Одной из целей применения технологии CFD при оптимизации конструкции лопастной системы ГТ является визуализация потоков жидкости, в том числе динамики возникновения, развития и прекращения кавитации в зависимости от изменения его передаточного отношения.

К настоящему времени в ряде публикаций [26–28] показано, что объем паровой фракции, образующейся в процессе кавитации, может достигать нескольких десятков процентов общего объема рабочей жидкости, находящейся в ГТ. Сам процесс коллапса пузырьков пара сопровождается массовыми гидравлическими ударами, которые, кроме разрушений, также генерируют шум, высокочастотные локальные забросы давления, приводящие к крутильным колебаниям, и, что не менее важно, деградации характеристик ГТ: выходной скорости, крутящего момента, КПД.

На рисунке 12 показано распределение 10 % объема паровой фазы на лопатках рабочих колес ГТ на стоповом режиме при скорости насосного колеса 3000 об/мин. Зоны кавитации располагаются на носках лопаток. На рисунке эти зоны светлее темных профилей лопаток. Наибольшая кавитация в статоре — как по объему и количеству кавитационных пузырьков, так и по занимаемой ими площади на лопатках. На лопатках насоса они расположены так же, но незначительны. На турбине — расположены на хвостовой части лопаток [27].

Более наглядно развитие процесса кавитации на лопатке статора показано на рисунке 13, где последовательно даны ее фазы при изменении

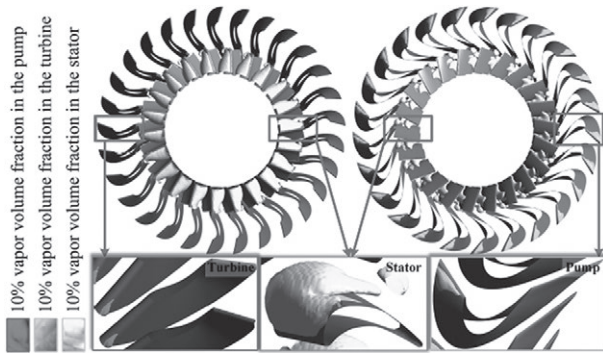


Рисунок 12 — Распределение объема 10 % паровой фракции рабочей жидкости ГТ на стоповом режиме
Figure 12 — Distribution of 10 % vapor volume fraction of the TC working fluid in stop mode

скорости насоса от 1000 до 3000 об/мин и передаточного отношения от нулевого (на стоповом режиме) до 0,5. Видно, что при 3000 об/мин на режиме 0,0–0,1 вся верхняя поверхность лопатки покрыта облаком паров кавитации и его фрагменты в хвостовой части даже отрываются потоком. При дальнейшем росте передаточного отношения кавитация уменьшается, при 0,5 ее уже нет.

В таблице 1 фигурами квадрат, треугольник и круг обозначено наличие или отсутствие кавитации в насосе, турбине и статоре ГТ (черные — наличие, пустые — отсутствие) в зависимости от передаточного отношения, а в таблице 2 — те

же данные в зависимости от разности скоростей насоса и турбины. Видимо, это самое наглядное представление процесса кавитации в пространстве влияющих параметров [27].

Влияние кавитации на характеристики ГТ. Безразмерное число кавитации — это мера степени кавитации. Кавитация наступает, когда это число падает ниже критического уровня, и чем оно меньше, тем выше кавитация. Число кавитации в ГТ может быть рассчитано по формуле:

$$\sigma = \frac{p_{ref} - p_v}{0,5\rho_l v_{ref}^2},$$

где p_{ref} — давление подпитки; p_v — давление насыщающих паров рабочей жидкости; ρ_l — ее удельный вес; v_{ref}^2 — эквивалентная средняя скорость внутри ГТ, которая соответствует массовому расходу.

В базовой модели ГТ по [27] кавитация возникает, когда разность скоростей насоса и турбины превышает 1400 об/мин, что может быть использовано как полезный индикатор наличия и степени ее развития. Его усиливает повышение скорости насоса или уменьшение передаточного числа. Это приводит к снижению коэффициента трансформации и КПД ГТ более чем на 20 % и существенно влияет на форму, размеры, области расположения кавитационных пузырьков и объем паровой фазы, которая в крайних случаях может занимать более

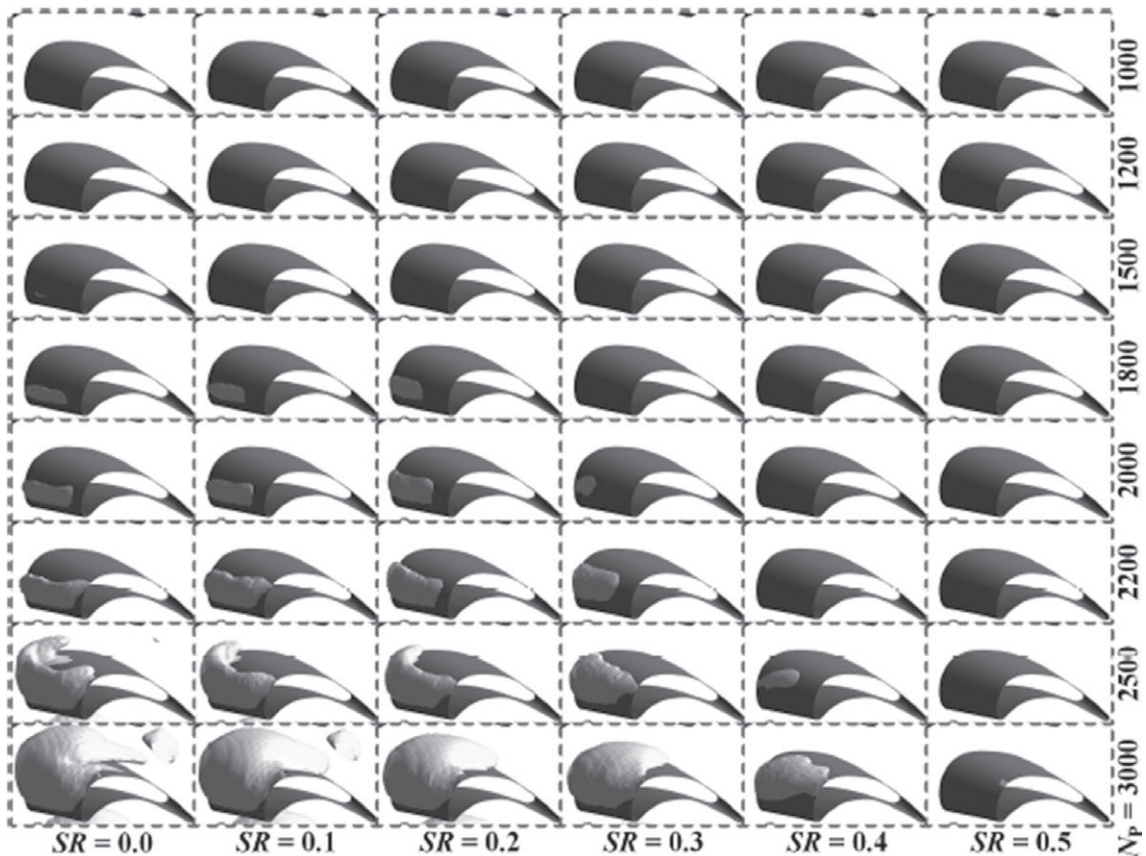


Рисунок 13 — Распределение объема 10 % паровой фракции рабочей жидкости ГТ в области статора на стоповом режиме при различных скоростях насоса и передаточных отношениях
Figure 13 — Distribution of 10 % vapor volume fraction of the TC working fluid in the stator area in stop mode at different pump speeds and gear ratios

Таблица 1 — Наличие кавитации в ГТ при различных передаточных отношениях и скоростях насоса
 Table 1 — Presence of cavitation in the TC at different gear ratios and pump speeds

N_p/rpm	SR = 0	SR = 0.1	SR = 0.2	SR = 0.3	SR = 0.4	SR = 0.5	SR = 0.6	SR = 0.7	SR = 0.8
1000	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○
1200	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○
1500	□△●	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○
1800	□▲●	□△●	□△●	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○
2000	■▲●	□▲●	□△●	□△●	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○
2200	■▲●	■▲●	□▲●	□△●	□△○	□△○	□△○	□△○	□△○
2500	■▲●	■▲●	■▲●	□▲●	□△●	□△○	□△○	□△○	□△○
2800	■▲●	■▲●	■▲●	□▲●	□△●	□△○	□△○	□△○	□△○
3000	■▲●	■▲●	■▲●	■▲●	□▲●	□△●	□△○	□△○	□△○

Note: □△○ means no detectable cavitation in the pump/turbine/stator, ■▲● means cavitation in the pump/turbine/stator.

Таблица 2 — Наличие кавитации в ГТ при различных величинах разности скоростей насоса и турбины
 Table 2 — Presence of cavitation in the TC at different values of the speed differential of the pump and turbine

$\Delta N_{PT}/rpm$	<1400	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	>2000
Cavitation in the pump	□	□	□	□	□	□	□	■	■
Cavitation in the turbine	△	△	△	△	▲	▲	▲	▲	▲
Cavitation in the stator	○	●	●	●	●	●	●	●	●

Note: □△○ means no detectable cavitation in the pump/turbine/stator, ■▲● means cavitation in the pump/turbine/stator.

80 % площади лопатки на стороне с пониженным давлением. Более того, рост скорости насоса также изменяет критическое число кавитации и расширяет ее область в направлении более высоких передаточных чисел, ранее ей не подверженных. Эти данные могут служить руководством для выбора рабочих режимов для ГТ, улучшения его гидродинамики и стабильности.

С ростом скорости насоса и уменьшением передаточного отношения кавитация оказывает радикальное воздействие на работу ГТ. Так, по результатам моделирования, при скорости 3000 об/мин

она уменьшает коэффициент трансформации на 18,1 %, КПД — на 5,8 % и крутящий момент турбины — на 20,3 %. Один из графиков зависимости этих показателей от скорости и передаточного отношения для скорости турбины показан на рисунке 14 в виде трехмерного изображения. Здесь на левой и правой осях абсцисс даны ее скорость (от 1000 до 3000 об/мин) и передаточное отношение (от 0,0 до 1,0), на левой оси ординат — снижение крутящего момента турбины в процентах от номинала. Возле правой оси ординат — шкала величин отклонения.

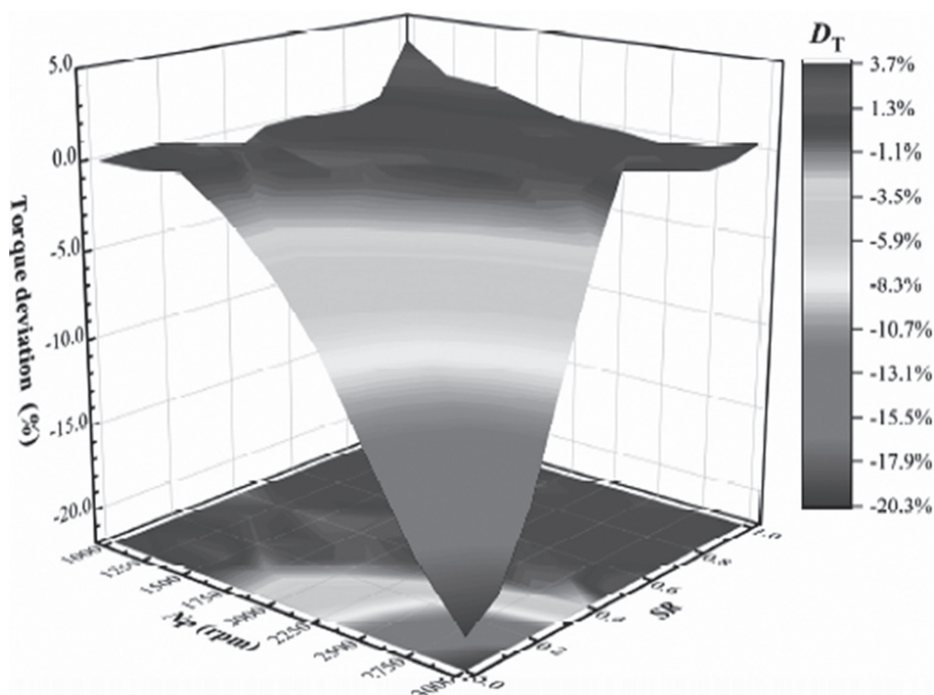


Рисунок 14 — Влияние кавитации на гидродинамику ГТ при различных скоростях насоса и передаточного отношения.
 Влияние на крутящий момент турбины

Figure 14 — Effect of cavitation on the TC hydrodynamics at different pump speeds and gear ratios. Effect on turbine torque

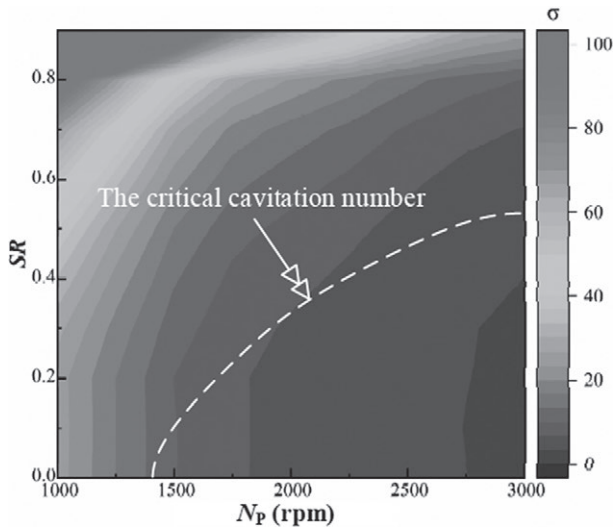


Рисунок 15 — Число кавитации при различных величинах скорости насоса и передаточного отношения ГТ
Figure 15 — Cavitation number at different values of pump speed and gear ratios of TC

На спектрограмме рисунка 15 изображены поля значений безразмерного числа кавитации в зависимости от передаточного отношения и скорости насоса ГТ. Как видно, оно положительно коррелирует с первым и отрицательно — со вторым. Пунктирной линией нанесены значения критического числа кавитации (для критической разности скоростей насоса и турбины — 1400 об/мин). Критическое число — ключ для определения наличия или отсутствия кавитации. Также видно, что повышение скорости увеличивает и сдвигает его в сторону высоких передаточных отношений ГТ [27].

О методах воздействия на кавитацию в ГТ АГМТ. Практически все работы, рассмотренные выше [18–27], а также [28–30] направлены на снижение кавитации. Факторы, влияющие на ее возникновение и развитие в ГТ, подразделяются на конструктивные и эксплуатационные.

Первая группа охватывает комплекс параметров, закладываемых на стадии проектирования ГТ (геометрия лопаток, проточной части). Поэтому очевидно, что первым среди методов воздействия на кавитацию является оптимизация конструкции ГТ по этим параметрам на основе CFD-моделирования.

В группу эксплуатационных факторов входят скорости насосного и турбинного колес, передаточное отношение, величина давления подпитки, значения которых (кроме давления подпитки) изменяются в широком диапазоне в зависимости от эксплуатационных режимов ГТ. Их изменение в реальном масштабе времени задается режимами движения автомобиля.

Совершенно иная ситуация с давлением подпитки ГТ. Выше на многочисленных примерах показано, что именно от этого давления зависит критическая разность давлений на напорной и тыльной сторонах лопаток, ниже которой возникает кавитация. Величина давления подпитки

выбирается и задается на стадии проектирования, т. е. конструктивно. Однако на практике она по разным причинам может существенно изменяться в зависимости от режимов работы ГТ и в целом АГМТ, т.к. в современных АТ массового производства давление гидронасоса («главное» давление) гидросистемы МСУ модулируется в зависимости от нагрузки ДВС, а это может накладывать ограничения на поддержание давления подпитки.

Таким образом, здесь необходимо учитывать взаимодействие подсистем гидросистемы АГМТ, в том числе в переходных процессах. Отдельный вопрос — величина статического давления на выходе потока из малого круга циркуляции (back pressure — давления подпора), которое также может зависеть от организации подсистем гидросистемы МСУ. Хотя рассмотрение этих проблем выходит за рамки данной работы, следует отметить их важность для практики, особенно в отношении тяжелых АГМТ, выпускаемых малыми сериями и поэтому исследованных несравненно меньше массовых легковых. В них, в частности, возможны недостатки организации гидросистемы: падение главного давления при переходных процессах и на малых скоростях, наличие в рабочей жидкости большого количества воздуха из-за вспенивания ее в картере небольшого объема (по сравнению с суммарной производительностью насосов) при отсутствии мероприятий по его удалению.

При попадании воздуха в несжимаемую рабочую жидкость она становится сжимаемой, что кардинально меняет динамические свойства гидросистемы и в целом динамической системы механизма. Этим, в частности, может быть обусловлено возникновение высокочастотных колебаний давления в таких гидросистемах. Однако оценки влияния вспенивания на развитие кавитации в публикациях пока не нашлось.

Экспериментальные и расчетные исследования показывают, что не только величина давления жидкости, но также конфигурация ее ввода в малый круг циркуляции существенно влияют на кавитацию и в целом на гидродинамику. Так, установлено, что повышение давления и подача жидкости в зазор между турбиной и статором подавляют развитие кавитации и уменьшают деградацию параметров функционирования, что может быть руководством для практики [24].

Применение блокировки ГТ привело к тому, что топливная экономичность АТ стала меньше зависеть от его КПД на высоких скоростях. В результате исследования сосредоточились на улучшении показателей ГТ при работе в зоне малых скоростей — повышении ускорения при разгоне автомобиля с места и способности преодолевать подъемы. Согласно результатам CFD-анализа, на стоповом режиме ГТ гидродинамические потери на лопатках статора достигают 42 % от общих потерь мощности. Причина в том, что при низком переда-

точном отношении в результате удара входящего потока в лопатку статора под большим углом (см. рисунок 2) происходит раздвоение пограничного слоя жидкости на ее лобовой кромке, что приводит к «драматическому» уменьшению циркуляции и агрегированию гидродинамических потерь. Для подавления раздвоения пограничного слоя в [28] предлагается ввести на лопатках статора продольные прорезы определенной формы и расположения. CFD-анализ показал, что они действительно подавляют эффект сепарации, уменьшают потери энергии и турбулентность, повышают стабильность потока. Очевидно, что это также способствует подавлению кавитации. Кроме того, при симуляции ГТ с такими лопатками получено увеличение коэффициента трансформации на 0,245 и КПД на 5 %.

Следует отметить, что при экспериментальной проверке результатов CFD-расчетов и моделирования, испытания образцов ГТ и групп образцов различной размерности проводились на стендовом оборудовании со стационарной гидростанцией для питания испытуемого объекта. Очевидно, что в данном случае нет речи о каких-либо проблемах из числа отмеченных выше, которые могут иметь место при работе ГТ в составе реальной АГМТ.

При оценке влияния блокировки ГТ на кавитацию необходимо учитывать следующее. Стратегия автоматического управления блокировкой ГТ в современных АГМТ легковых автомобилей предусматривает самое раннее ее включение на маршевых ступенях в соответствии с записанными в МСУ цифровыми картами настройки алгоритмов. И там, где карты накрывают зоны возникновения кавитации, она исключается. Однако в малосерийных тяжелых АГМТ могут применяться более простые законы: разгон на каждой маршевой ступени с разблокированным ГТ до передаточного отношения перехода на режим гидромолоты (около 0,7–0,8) и автоматическая блокировка в этот момент. При таких законах все зоны возможной кавитации сохраняются.

И еще о блокировке ГТ. В тяжелых малосерийных АГМТ, в отличие от легковых, имеется мощный ФБГ с одним или несколькими фрикционными дисками, унифицированными с дисками фрикционов переключения ступеней. При отсутствии специальных устройств, обеспечивающих плавное нарастание момента трения, неуправляемое быстрое повышение давления в гидроцилиндре ФБГ создает такой динамический момент, который ощущается как удар во всей системе привода и по разрушающему воздействию не уступает кавитации. Поэтому в современных АГМТ для управления ФБГ применяются такие же механизмы плавности, как и для переключения ступеней.

Таким образом, ослабление воздействия кавитации входит в число задач, перманентно решаемых на всех стадиях разработки, производства и эксплуатации современных АГМТ.

Заключение. Как видно из изложенного, явление кавитации присуще ГТ автомобильных АГМТ, как и всем лопаточным гидромашинам. Ее возникновение обусловлено различием скоростей потока жидкости, обтекающего напорную и тыльную поверхности специально профилированных лопаток ГТ, а значит, и различием давлений на этих поверхностях. В идеале обтекаемая форма поперечного сечения лопатки ГТ подобна сечению крыла самолета, где именно она обеспечивает создание подъемной силы.

С появлением мощных компьютеров получила развитие и широкое применение вычислительная гидродинамика жидкости (CFD). Ее применение в проектировании и исследованиях автомобильных ГТ стало эффективным инструментом оптимизации конструкции его лопаточной системы и проточной части, визуализации внутренних потоков, исследования механизма возникновения и развития кавитации, а также выявления индуцируемых кавитацией высокочастотных колебаний давления в потоке, способных вызывать резонансные колебания в сопряженных с ГТ механизмах.

ГТ является закрытой конструкцией. При его экспериментальных исследованиях информация датчиков скоростей потоков и давлений жидкости в межлопаточных пространствах и на лопатках передается на стационарные радиоприемники методами бесконтактной микроволновой телеметрии. Согласно многочисленным публикациям, экспериментальные данные хорошо согласуются с результатами расчетного CFD-моделирования.

В частности установлено, что для каждого ГТ существует критическое число кавитации, которое соответствует критической разности скоростей его насоса и турбины, при котором начинается кавитация (так в приведенном выше примере она равна 1400 об/мин, а при скорости насоса ниже 1500 об/мин она отсутствует).

Наибольшая кавитация возникает при разгоне автомобиля с места — на стоповом режиме ГТ, когда его статор заторможен. При больших нагрузках ГТ в этот период должен выйти на максимальный коэффициент трансформации, чтобы обеспечить наибольший крутящий момент на турбине. Именно на этих режимах на лопатках статора создаются условия для возникновения обширных зон кавитации с образованием паровой фазы и ее распространением в объеме рабочей жидкости. Выше приведены примеры визуализации распределения паровой фазы на лопатках статора при ее объеме 10 % от общего. Однако он может достигать 80 %, а это уже приводит к существенной деградации характеристик ГТ.

На возникновение и развитие кавитации в ГТ влияют конструктивные и эксплуатационные факторы. Конструктивные охватывают комплекс параметров, закладываемых на стадии проектирования ГТ (геометрия лопаток, проточной части). Поэтому первой среди методов воздействия на кавитацию

является оптимизация конструкции ГТ по этим параметрам на основе CFD.

В числе эксплуатационных факторов — скорости насосного и турбинного колес, передаточное отношение, величина давления подпитки, значения которых (кроме давления подпитки) изменяются в широком диапазоне в зависимости от эксплуатационных режимов ГТ. Их изменение в реальном масштабе времени задается режимами движения автомобиля.

Особое место занимает давление подпитки, т. к. именно от него зависит критическая разность давлений на напорной и тыльной сторонах лопаток, понижение которой вызывает кавитацию. Величина давления подпитки выбирается и задается на стадии проектирования. Однако на практике она может существенно изменяться в зависимости от режимов работы ГТ, от работы гидросистемы управления и других факторов. В частности, должен поддерживаться некоторый коэффициент запаса давления подпитки по отношению к величине давления насыщающих паров жидкости.

Таким образом, в данной работе на основе проведенного анализа зарубежных публикаций представлен ряд принципиально важных результатов в области кавитации в автомобильных гидродинамических передачах, которые получены на основе технологии XXI века — технологии CFD. Показано, что ослабление воздействия кавитации с ее помощью входит в число задач, перманентно решаемых на всех стадиях разработки производства и эксплуатации современных АГМТ. Также можно ожидать, что ее применение позволило бы получить новую информацию о виброакустической активности ранее выпущенных АГМТ.

Поскольку автору неизвестны русскоязычные публикации по данной тематике, представляется, что она может быть полезна специалистам.

Список литературы

1. Middelman, V. The Torque Converter as a System [Electronic resource] / V. Middelman, U. Wagner. — Mode of access: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/6_Torque_Converter.pdf. — Date of access: 20.08.2022.
2. Automatic Transmissions — A Brief History [Electronic resource] // Auto Service Experts. — Mode of access: <https://www.autorepairsanantonio.com/40-automatic-transmission-history>. — Date of access: 20.08.2022.
3. Effective driveline vibration detection algorithm in transmission TCC slip control: Pat. US 8,010,265 B2 / Farzad Samie, Chunhao J. Lee, Paul G. Otanez. — Publ. date: 30.08.2011.
4. Desired torque converter clutch slip feedback recovery algorithm for tip-in maneuvers: Pat. US 2011/0060509 A1 / Paul G. Otanez, Chunhao J. Lee, Farzad Samie. — Publ. date: 10.03.2011.
5. Антипенко, Г.Л. Дефекты и методы диагностирования механических и гидромеханических трансмиссий: монография / Г.Л. Антипенко. — Могилев: БРУ, 2020. — 243 с.
6. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин: монография / Н.Н. Горбатенко [и др.]. — Могилев: БРУ, 2010. — 511 с.
7. Региня, В.В. Комплексная система диагностирования технического состояния гидромеханической передачи с ме-

- хатронной системой управления карьерных самосвалов БелАЗ: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / В.В. Региня. — Минск, 2018. — 24 с.
8. Антониюк, В.Е. Особенности конструкции и эксплуатации фрикционных дисков / В.Е. Антониюк // Механика машин, механизмов и материалов. — 2022. — № 2(59). — С. 39–46.
9. Держанский, В.Б. Прогнозирование динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин. — Екатеринбург: УрО РАН, 2010. — 176 с.
10. Тараторкин, И.А. Разработка расчетных и экспериментальных методов снижения динамической нагруженности и повышения долговечности гидромеханических трансмиссий транспортных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / И.А. Тараторкин. — Курган, 2009. — 302 л.
11. Держанский, В.Б. Механика и прогнозирование резонансных режимов металлокерамических дисков перспективных гидромеханических трансмиссий транспортных машин / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, Е.А. Бураков // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. — 2007. — № 11. — С. 15–23.
12. Тараторкин, А.И. Снижение динамической нагруженности фрикционных элементов управления трансмиссией транспортных машин методом исключения параметрических колебаний: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / А.И. Тараторкин. — М., 2015. — 16 л.
13. Тараторкин, А.И. Прогнозирование и снижение динамической и виброакустической нагруженности энергосиловых блоков колесных и гусеничных машин на основе совершенствования модальных свойств / А.И. Тараторкин. — Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2021. — 200 с.
14. Strategy for optimizing the NVH parameters of the transport vehicle powertrain during its design / A.I. Taratorkin [et al.] // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering/. — 2020. — Vol. 971. — DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/971/5/052085>.
15. Predicting cavitation desinence in automotive torque converters / C. Walber [et al.] // Proc. of ISMA2014 including USD2014. — Pp. 4079–4094.
16. Прокофьев, В.Н. Гидравлические передачи военных и гусеничных машин / В.Н. Прокофьев. — М.: Военное изд-во Министерства обороны СССР, 1960. — 300 с.
17. Кочкарев, А.Я. Гидродинамические передачи / А.Я. Кочкарев. — Л.: Машиностроение, 1971. — 336 с.
18. Robinette, D. Development of a Dimensionless Model for Predicting the Onset of Cavitation in Torque Converters / D. Robinette, C. Anderson, J. Blough // New Advances in Vehicular and Automotive Engineering. — 2012. — DOI: <https://doi.org/10.5772/45793>.
19. Robinette, D.L. Detecting and Predicting the Onset of Cavitation in Automotive Torque Converters: Diss. ... Ph.D. in Eng. [Electronic resource] / D.L. Robinette. — Michigan, 2007. — Mode of access: <https://www.proquest.com/openview/b87e860d962b-2c16df8c1a728ede2402/1?pq-origsite=gscholar&cbl=18750&diss=y>. — Date of access: 20.08.2022.
20. Development and validation of a CFD based optimization procedure for the design of torque converter cascade / Cheng Liu [et al.] // Engineering applications of computational fluid mechanics. — 2019. — Vol. 13, iss. 1. — Pp. 128–141. — DOI: <https://doi.org/10.1080/19942060.2018.1562383>.
21. Torque Converter CFD Engineering Part II: Performance Improvement Through Core Leakage Flow and Cavitation Control / Y. Dong [et al.] // SAE 2002 World Congress & Exhibition, Detroit, Mich, USA, March 2002. — 01-0884.
22. Mekkes, J. Static Pressure Measurements and Cavitation Signatures on the Nose of a Torque Converter's Stator Blades [Electronic resource] / J. Mekkes, C. Anderson, A. Narain // 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC), Honolulu, February 2004. — Mode of access: <https://pages.mtu.edu/~narain/IJRM2.pdf>. — Date of access: 20.08.2022.
23. Dynamic Three-Dimensional CFD Simulation of Closed Circuit Torque Converter Systems / C. Srinivasan [et al.] // SAE International Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems. — 2016. — Vol. 9, iss. 1. — Pp. 289–300. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1345>.
24. Influence of Charging Oil Condition on Torque Converter Cavitation Characteristics / C. Liu [et al.] // Chinese Journal of Mechanical Engineering. — 2022. — No. 35. — DOI: <https://doi.org/10.1186/s10033-022-00727-y>.

25. Experimental investigation of cavitation signatures in an automotive torque converter using a microwave telemetry technique / C.L. Anderson [et al.] // International Journal of Rotating Machinery. — 2003. — Vol. 9. — DOI: <https://doi.org/10.1155/S1023621X03000381>.
26. Rivera, E. De J. Pressure measurements inside multiple cavities of a torque converter and CFD correlation [Electronic resource]: Diss. ... Ph. D. in Eng. / E. De J. Rivera. — Michigan, 2018. — Mode of access: <https://digitalcommons.mtu.edu/etdr/719>. — Date of access: 20.08.2022.
27. The Effect of Rotating Speeds on the Cavitation Characteristics in Hydraulic Torque Converter / M. Guo [et al.] // Machines. — 2022. — Vol. 10, iss. 2, 80. — DOI: <https://doi.org/10.3390/machines10020080>.
28. Application of slotted blade in the improvement of turbomachinery performance / Xiong Pan [et al.] // AIP Advances. — 2021. — Vol. 11, iss. 4, 045017. — DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0041144>.
29. Ran, Z. 3D Cavitation Shedding Dynamics: Cavitation Flow-Fluid Vortex Formation Interaction in a Hydrodynamic Torque Converter / Z. Ran, W. Ma, C. Liu // Appl. Sci. — 2021. — Vol. 11, iss. 6, 2798. — DOI: <https://doi.org/10.3390/app11062798>.
30. Torque Converter Capacity Improvement Through Cavitation Control by Design / C. Liu [et al.] // Journal of Fluids Engineering. — 2016. — Vol. 139, iss. 4. — DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4035299>.

KRASNEVSKIY Leonid G., Corresponding Member of the NAS of Belarus, D. Sc. in Eng., Prof. Chief Researcher of the Laboratory of Onboard Mechatronic Systems of Mobile Machines of the R&D Center “Electromechanical and Hybrid Power Units of Mobile Machines”
E-mail: krasnevski_l@tut.by

Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received 29 August 2022.

AUTOMATIC TRANSMISSIONS: ON THE RELATIONSHIP BETWEEN THE CAVITATION MODES OF THE TORQUE CONVERTER AND HIGH-FREQUENCY RESONANT TORSIONAL OSCILLATIONS OF MECHANICAL COMPONENTS

Based on the analysis of foreign publications, a number of new scientific results are presented in the field of hydrodynamics of working fluid flows in torque converters (TC) of automatic hydromechanical transmissions (AHMT), including cavitation in TC, which were obtained using the new CFD (Computational Fluid Dynamics) technology as part of research to reduce the vibroacoustic loading of AHMT. CFD modelling methods have shown that cavitation in a TC, along with the creation of noise and vibration, significantly degrades its characteristics (in the example given, the transformation coefficient is by 18.1 %, efficiency is by 5.8 %, turbine torque is by 20.3 %), and also creates high-frequency oscillations in a wide range that can resonate with the natural frequencies of the AHMT components. The influence of structural and operational factors on cavitation is investigated. The greatest cavitation occurs on the blades of the TC stator in stop mode when the car accelerates from a standstill. The results of CFD modelling are in good agreement with experimental data. CFD technology has become an effective tool for optimizing the design of an automotive TC, its blade system, flow part, visualization of internal flows, study of the mechanism of occurrence and impact of cavitation. The analysis of methods of attenuation of cavitation is carried out, including the selection and maintenance of the value of the TC recharge pressure. The presented provisions in Russian are published for the first time.

Keywords: automatic hydromechanical transmission, torque converter, vibroacoustic loading, cavitation, computational fluid dynamics

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-4-61-5-18>

References

1. Middelmann V., Wagner U. *The torque converter as a system*. Available at: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_I1/6_Torque_Converter.pdf (accessed 20 August 2022).
2. *Automatic transmissions — a brief history*. Available at: <https://www.autorepairsanantonio.com/40-automatic-transmission-history> (accessed 20 August 2022).
3. Samie F., Lee C.J., Otanez P.G. *Effective driveline vibration detection algorithm in transmission TCC slip control*. Patent US, no. 8,010,265 B2, 2011.
4. Otanez P.G., Lee C.J., Samie F. *Desired torque converter clutch slip feedback recovery algorithm for tip-in maneuvers*. Patent US, no. 2011/0060509 A1, 2011.
5. Antipenko G.L. *Defekty i metody diagnostirovaniya mekhanicheskikh i gidromekhanicheskikh transmissiy* [Defects and diagnostic methods of mechanical and hydromechanical transmissions]. Mogilev, Belorussko-Rossiyskiy universitet Publ., 2020. 243 p. (in Russ.).
6. Gorbatenko N.N., et al. *Diagnostirovanie gidromekhanicheskikh peredach mobilnykh mashin* [Diagnostics of hydromechanical transmissions of mobile machines]. Mogilev, Belorussko-Rossiyskiy universitet Publ., 2010. 511 p. (in Russ.).

7. Reginya V.V. *Kompleksnaya sistema diagnostirovaniya tekhnicheskogo sostoyaniya gidromekhanicheskoy peredachi s mekhatronnoy sistemoy upravleniya karernykh samosvalov BelAZ*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Comprehensive system for diagnosing the technical condition of a hydromechanical transmission with a mechatronic control system for BelAZ dump trucks. Extended Abstract of Ph. D. Thesis]. Minsk, 2018. 24 p. (in Russ.).
8. Antonyuk V.E. Osobennosti konstruktivnykh i ekspluatatsionnykh diskov [Design and operation features of friction discs]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2022, no. 2(59), pp. 39–46 (in Russ.).
9. Derzhanskiy V.B., Taratorkin I.A. *Prognozirovaniye dinamicheskoy nagruzhennosti gidromekhanicheskikh transmissiy transportnykh mashin* [Prediction of dynamic loading of hydromechanical transmissions of transport vehicles]. Yekaterinburg, Uralskoe otdeleniye Rossiyskoy akademii nauk Publ., 2010. 176 p. (in Russ.).
10. Taratorkin I.A. *Razrabotka raschetnykh i eksperimentalnykh metodov snizheniya dinamicheskoy nagruzhennosti i povyshe-niya dolgovechnosti gidromekhanicheskikh transmissiy transportnykh mashin*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Development of computational and experimental methods for reducing dynamic loading and increasing the durability of hydromechanical transmissions of transport vehicles. D. Sc. Thesis]. Kurgan, 2009. 302 p. (in Russ.).
11. Derzhanskiy V.B., Taratorkin I.A., Burakov E.A. Mekhanika i prognozirovaniye rezonansnykh rezhimov metallokeramicheskikh diskov perspektivnykh gidromekhanicheskikh transmissiy transportnykh mashin [Mechanics and prediction of resonant modes of metal-ceramic discs of promising hydromechanical transmissions of transport vehicles]. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2007, no. 11, pp. 15–23 (in Russ.).
12. Taratorkin A.I. *Snizheniye dinamicheskoy nagruzhennosti friktsionnykh elementov upravleniya transmissiy transportnykh mashin metodom isklucheniya parametricheskikh kolebaniy*. Diss. kand. tekhn. nauk [Reduction of the dynamic loading of the friction control elements of the transmission of transport vehicles by eliminating parametric oscillations. Ph. D. Thesis]. Moscow, 2015. 16 p. (in Russ.).
13. Taratorkin A.I. *Prognozirovaniye i snizheniye dinamicheskoy i vibroakusticheskoy nagruzhennosti energosilovykh blokov kolesnykh i gusenichnykh mashin na osnove sovershenstvovaniya modalnykh svoystv* [Prediction and reduction of dynamic and vibroacoustic loading of power units of wheeled and tracked vehicles based on the improvement of modal properties]. Kurgan, Kurganskiy gosudarstvennyy universitet Publ., 2021. 200 p. (in Russ.).
14. Taratorkin A.I., Belevich A.V., Taratorkin I.A., Trusevich I.A. Strategy for optimizing the NVH parameters of the transport vehicle powertrain during its design. *IOP Conference series: Materials science and engineering*, 2020, vol. 971. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/971/5/052085>.
15. Walber C., Blough J., Anderson C., Johnson M., Schweitzer J. Predicting cavitation desinence in automotive torque converters. *Proceedings of ISMA2014 including USD2014*, pp. 4079–4094.
16. Prokofev V.N. *Gidravlicheskie peredachi kolesnykh i gusenichnykh mashin* [Hydraulic transmission of wheeled and tracked vehicles]. Moscow, Voennoe izdatelstvo Ministerstva oborony SSSR Publ., 1960. 300 p. (in Russ.).
17. Kochkarev A.Ya. *Gidrodinamicheskie peredachi* [Hydrodynamic transmissions]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1971. 336 p. (in Russ.).
18. Robinette D., Anderson C., Blough J. Development of a dimensionless model for predicting the onset of cavitation in torque converters. *New advances in vehicular and automotive engineering*, 2012. DOI: <https://doi.org/10.5772/45793>.
19. Robinette D.L. *Detecting and predicting the onset of cavitation in automotive torque converters*. Ph.D. Thesis. Michigan, 2007. 24 p.
20. Liu C., Xiang C., Yan Q., Wei W., Watson C., Wood H.G. Development and validation of a CFD based optimization procedure for the design of torque converter cascade. *Engineering applications of computational fluid mechanics*, 2019, vol. 13, iss. 1, pp. 128–141. DOI: <https://doi.org/10.1080/19942060.2018.1562383>.
21. Dong Y., Korivi V., Attibele P., Yuan Y. Torque converter CFD engineering part II: performance improvement through core leakage flow and cavitation control. *SAE 2002 world congress & exhibition*. Detroit, 2002.
22. Mekkes J., Anderson C., Narain A. Static pressure measurements and cavitation signatures on the nose of a torque converter's stator blades. *10th international symposium on transport phenomena and dynamics of rotating machinery (ISROMAC)*. Honolulu, 2004. Available at: <https://pages.mtu.edu/~narain/IJRM2.pdf> (accessed 20 August 2022).
23. Srinivasan C., Joshi D., Dhar S., Wang D. Dynamic three-dimensional CFD simulation of closed circuit torque converter systems. *SAE international journal of passenger cars: mechanical systems*, 2016, vol. 9, iss. 1, pp. 289–300. DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1345>.
24. Liu C., Guo M., Yan Q., Wei W. Influence of charging oil condition on torque converter cavitation characteristics. *Chinese journal of mechanical engineering*, 2022, no. 35. DOI: <https://doi.org/10.1186/s10033-022-00727-y>.
25. Anderson C.L., Zeng L., Sweger P.O., Narain A., Blough J.R. Experimental investigation of cavitation signatures in an automotive torque converter using a microwave telemetry technique. *International journal of rotating machinery*, 2003, vol. 9. DOI: <https://doi.org/10.1155/S1023621X03000381>.
26. Rivera E. De J. *Pressure measurements inside multiple cavities of a torque converter and CFD correlation*. Ph. D. Thesis. Houghton, 2018. Available at: <https://digitalcommons.mtu.edu/etdr/719> (accessed 20 August 2022).
27. Guo M., Liu C., Yan Q., Wei W., Khoo B.C. The effect of rotating speeds on the cavitation characteristics in hydraulic torque converter. *Machines*, 2022, vol. 10, iss. 2. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines10020080>.
28. Pan X., Xinyuan C., Jianghong D., Liangcai Z., Feng Z. Application of slotted blade in the improvement of turbomachinery performance. *AIP advances*, 2021, vol. 11, iss. 4. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0041144>.
29. Ran Z., Ma W., Liu C. 3D cavitation shedding dynamics: cavitation flow-fluid vortex formation interaction in a hydrodynamic torque converter. *Applied sciences*, 2021, vol. 11, iss. 6. DOI: <https://doi.org/10.3390/app11062798>.
30. Liu C., Wei W., Yan Q., Weaver B.K. Torque converter capacity improvement through cavitation control by design. *Journal of fluids engineering*, 2016, vol. 139, iss. 4. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4035299>.