

УДК 621.226.5:532.528

В.В. ПАРМАНЧУК, магистр техн. наук
инженер-конструктор 2-й категории КБ гидромеханических передач¹
E-mail: mex@belaz.minsk.by

С.А. ШИШКО
заместитель главного конструктора – начальник отдела механических трансмиссий¹
E-mail: mex@belaz.minsk.by

В.В. РЕГИНЯ, канд. техн. наук
инженер-конструктор 1-й категории КБ гидромеханических передач¹
E-mail: mex@belaz.minsk.by

¹ОАО «БЕЛАЗ — управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ», г. Жодино, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 03.10.2023.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КАВИТАЦИИ В КРУГЕ ЦИРКУЛЯЦИИ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ПОГРУЗЧИКА БЕЛАЗ

Проведено исследование потоков рабочей жидкости в гидротрансформаторе с использованием технологии CFD-моделирования и анализ зависимости кавитации от режима работы гидротрансформатора. Отмечено, что кавитация в гидротрансформаторе в основном происходит при низких передаточных числах, степень кавитации уменьшается по мере увеличения передаточного отношения. Большинство кавитационных пузырьков образовалось на концах лопаток колеса реактора, что привело к неустойчивому изменению моментных характеристик и ухудшению рабочих характеристик гидротрансформатора. Анализ показал, что процесс кавитации является крайне неустойчивым и периодическим, а развитие кавитации вблизи вершины лопатки рабочего колеса происходит в четыре стадии: рождение, рост, разделение и распад кавитационных пузырьков.

Ключевые слова: гидротрансформатор, CFD-моделирование, кавитация, неоднородность, поток жидкости, круг циркуляции, гидравлические потери, гидромеханическая трансмиссия

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-4-65-47-53>

Введение. Гидродинамический трансформатор (ГДТ) — гидродинамическая передача, которая отправляет механическую энергию через циркулирующий поток жидкости и автоматически бесступенчато изменяет в установленных пределах передаваемый крутящий момент в зависимости от внешней нагрузки. Использование ГДТ способствует снижению динамических нагрузок в трансмиссии, обеспечивает устойчивую работу двигателя при изменении нагрузки на самосвал и позволяет получать малые скорости движения с увеличенным тяговым усилием на ведущих колесах, а также уменьшать количество передач/скоростей переключения в трансмиссии.

На погрузчике БЕЛАЗ установлен ГДТ комплексного типа. Он увеличивает (трансформирует) крутящий момент, получаемый от двигателя при больших нагрузках на турбинном колесе, и передает его без изменений при малых нагрузках, т. е. имеет два режима работы: режим гидротрансформатора и режим гидромукфты.

Трехэлементный ГДТ погрузчика состоит из тора с замкнутым контуром, содержащего насосное колесо (НК), турбинное колесо (ТК) и реактор (РК). При нулевом передаточном отношении достигается максимальное увеличение крутящего момента, а максимальная эффективность достигается при передаточном числе от 0,85 до 0,95. Поле течения является трехмерным внутри тора, что создает вторичные структуры течения и возможность образования двухфазной смеси, кавитации, в зависимости от условий эксплуатации.

Ранние исследования по конструкции турбомашин отражены в работах [1–3]. Они основаны на использовании одномерных моделей с применением эмпирических данных для аппроксимации потерь внутри ГДТ. Недостатком любой одномерной модели является отсутствие воспроизводимости уровней точности [4].

Процесс кавитации в осевых и центробежных насосах изучается с 60-х гг. XX века. Визуальные исследования, проводимые авторами [5, 6], позво-

ляют осуществить локализацию кавитационных зон, определить типы кавитации и исследовать их влияние на режимы работы насоса.

Моделирование процесса кавитации оказывает влияние на результаты численного анализа и определяет скорость массообмена между газовой и жидкой фазами. С развитием CFD (Computational Fluid Dynamics) экспериментальные исследования кавитационных явлений стало возможным заменить компьютерным моделированием, что позволяет визуализировать поток, выделяя области неэффективности внутри гидротрансформатора [7–9], определить зоны возникновения вторичных потоков [10], изучить и в некоторых случаях смягчить кавитацию [8, 9], а также провести быстрый выбор и расчет оптимального профиля лопастной системы [11, 12].

Основной рабочий режим гидромеханической трансмиссии погрузчика находится в диапазоне малых передаточных отношений ГДТ, когда трансмиссия погрузчика испытывает высокие нагрузки (например, при заборе грунта ковшем). Согласно исследованиям [13], на таких режимах есть высокий риск образования кавитации.

Цель исследований — разработка численной компьютерной модели гидротрансформатора погрузчика в программном продукте ANSYS CFX, ее верификация с использованием экспериментальных данных, а также прогнозирование процессов кавитации.

С помощью CFD-моделирования проведен анализ гидродинамических процессов в ГДТ, применяемом на погрузчике. Активный диаметр D ГДТ равен 0,470 м, количество лопаток в насосном колесе — 28, в турбинном — 24, в колесе реактора — 17 (рисунок 1).

Каждое рабочее колесо представляет собой круговую решетку, образованную системой лопастей различной формы, с циркулирующей жидкостью внутри для передачи мощности и энергии [14].

При небольших числах оборотов ведомого вала и малом передаточном отношении масло из насосного колеса попадает в турбинное и, выходя из него, ударяется о лопатки неподвижного реактора, вследствие чего изменяется направление потока масла, выходящего из турбинного колеса. При этом на лопатках реактора возникают усилия, ко-

торые вызывают появление реактивного момента, действующего на турбинное колесо, дополнительно к моменту, передаваемому насосным колесом.

При резком возрастании скорости потока и уменьшении давлений возникает нарушение сплошности потока в зоне пониженного давления. Происходит процесс заполнения полостей лопастной системы паром — образуется кавитация. В ГДТ на тяговых режимах минимальное давление обычно наблюдается на тыльной стороне лопастей насоса вблизи входной кромки. Однако возможно возникновение кавитации и в других лопастных колесах [15].

Помимо снижения напора и производительности ГДТ, кавитация приводит к эрозионному разрушению рабочих колес и внутренней поверхности корпуса. При этом работа сопровождается повышенной вибрацией и шумом. В [16] на основе анализа зарубежных публикаций по исследованию кавитации в ГДТ с применением CFD-моделирования отмечено, что кавитация существенно ухудшает характеристики ГДТ и необходимо на стадии проектирования проводить оптимизацию его конструкции (геометрия лопаток, проточная часть) на основе CFD.

Методика численного эксперимента. Большое количество исследований CFD сосредоточено на методах, использующих модели турбулентности: SST (Shear Stress Transport), DDES (Delayed Detached Eddy Simulation), SBES (Stress-Blended Eddy Simulation), SAS-SST (SAS based on SST model), WALE (Wall-adapting Local Eddy-viscosity Model). В данной работе для моделирования возникновения кавитации в области потока ГДТ была выбрана модель SST (перенос касательных напряжений).

Модель турбулентности SST — это гибридная модель: в пристенной области используется модель $k-\omega$, во внешнем потоке — модель $k-\varepsilon$, вязкость ограничена SST. Уравнения турбулентной кинетической энергии k и удельной скорости диссипации ω выражаются следующим образом [17, 18]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \nu_T \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \beta^* \rho k \omega; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j},$$

где ν — динамическая вязкость; x_i и u_i — координатная ось и скорость соответственно; S — скорость деформации; σ_k , σ_ω , $\sigma_{\omega 2}$ и β — параметры модели.

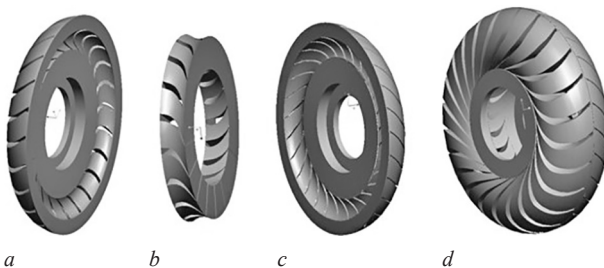


Рисунок 1 — Трехмерное изображение проточной части ГДТ: а — турбина; б — реактор; в — насос; г — сборка
 Figure 1 — Three-dimensional image of the torque converter (TC) flow path: a — turbine; b — reactor; c — pump; d — assembly

Кинематическая турбулентная вязкость:

$$v_T = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, SF_2)}. \quad (2)$$

Функция смешивания F_1 :

$$F_1 = \tanh \min \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y'}, \frac{500\nu}{\rho y^2 \omega} \right) \right]^2. \quad (3)$$

Функция смешивания F_2 :

$$F_2 = \tanh \min \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y'}, \frac{500\nu}{\rho y^2 \omega} \right) \right]^2. \quad (4)$$

В ANSYS CFX расчет кавитации можно проводить, используя «пользовательскую» модель Цварта–Гербер–Беларми [19] и предустановленную модель кавитационного массопереноса, основанную на уравнении Рэлея–Плессета [18]:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right) + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f}, \quad (5)$$

где R_B — радиус кавитационного пузыря, м; p_v — давление насыщенного пара при заданной температуре; p — давление в жидкости; ρ_f — плотность жидкости; σ — коэффициент поверхностного натяжения жидкости на границе кавитационной каверны.

В (5), пренебрегая производными второго порядка и поверхностным натяжением жидкости, получим:

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}}. \quad (6)$$

Массоперенос между фазами при испарении и конденсации пузырьков пара определяется по формулам:

$$m_{\text{cond}} = F_{\text{cond}} \frac{3\alpha_0 \rho_g}{R_0} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_v - p|}{\rho_f}}, \quad (7)$$

$$m_{\text{vapor}} = F_{\text{vapor}} \frac{3\alpha_0 (1 - \alpha) \rho_g}{R_0} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_v - p|}{\rho_f}}, \quad (8)$$

где α_0 — коэффициент объемной доли пара с массовой; F — эмпирический коэффициент, различающийся для конденсации ($p_v - p < 0$, $F_{\text{cond}} = 50$) и парообразования ($p_v - p > 0$, $F_{\text{vapor}} = 0,01$); R_0 — начальный радиус кавитационного пузыря, м.

Объемная доля пара в ячейке определяется по формуле

$$\alpha_0 = \frac{4}{3} \pi R_0^3 n, \quad (9)$$

где n — количество пузырьков на единицу объема [18].

Проведена серия компьютерных экспериментов в программном комплексе ANSYS CFX, целью которых была верификация модели Рэлея–Плессета для исследования течения в ГДТ погружчика (рисунок 2), технические характеристики которо-

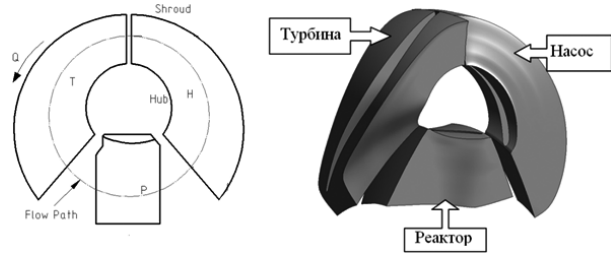


Рисунок 2 — Круг циркуляции ГДТ
Figure 2 — TC circulation flow

го являлись основными параметрами моделирования (таблица 1).

В программном комплексе ANSYS CFX моделировалось течение в одном межлопаточном канале ГДТ. Задача решалась при следующих граничных условиях: рабочее давление на входе в ГДТ составляет $p_{\text{вх}} = 0,6$ МПа, статическое давление на выходе $p_{\text{вых}} = 0,3$ МПа, расход $Q = 40 - 120$ л/мин, масло с плотностью $\rho = 860$ кг/м³. Скорость вращения насосного колеса задана величиной постоянной, а турбинного колеса определялась передаточным отношением, которое изменялось от 0 до 0,7 с интервалом 0,05.

Решение задачи в CFX-Solver проходило в два этапа. На первом этапе было получено решение на «стоповом» режиме с выключенной моделью кавитации (рисунок 3), а затем выполнялся анализ области кавитации.

Формирование задачи в препроцессоре CFX связано с использованием турборежима TurboMode, в котором выбран тип гидромашин, ось вращения, жидкость, массовый расход 1,72 кг/с, давление на выходе. Для анализа кавитационных характеристик во вкладке «Основные настройки» (Basic Setting) в поле «Определение жидкости и газа» (Fluid and Particle Definition) добавлена область Vapor.

Таблица 1 — Геометрические параметры для расчета геометрии проточной части ГДТ
Table 1 — Geometric parameters for calculating the geometry of the TC flow path

Положение	Геометрический параметр	Насосное колесо	Турбинное колесо	Реактор
Входная кромка	Радиус вход, м	0,1145	0,235	0,156
	Радиус средней линии, м	0,137	0,219	0,135
	Радиус выход, м	0,157	0,2032	0,097
	Ширина канала, м	0,056	0,032	0,04
	Угол, град	45	133,5	61
Выходная кромка	Радиус вход, м	0,2032	0,157	0,097
	Радиус средней линии, м	0,219	0,138	0,123
	Радиус выход, м	0,235	0,1145	0,124
	Ширина канала, м	0,032	0,055	0,036
	Угол, град	54	26,5	160

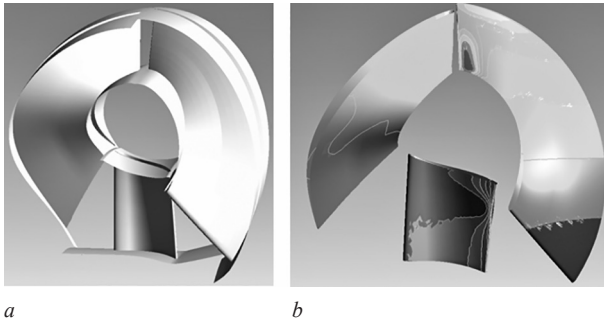


Рисунок 3 — Геометрия сечения проточной части ГДТ (а); распределение давления в плоскости рабочего колеса с выключенной опцией кавитации (b)
 Figure 3 — Geometry of the TC flow path section (a); pressure distribution in the plane of the impeller with the cavitation option turned off (b)

Для материала выбраны следующие параметры: относительное давление на входе в рабочее колесо (Reference Pressure) 101,325 кПа, модель жидкости (Fluid Models) однородная (Homogeneous).

Кавитация задана на вкладке модели жидкости и пара (Fluid pair Models), опция Cavitation. Основной диаметр пузырьков пара (Main diameter) в уравнении Рэля–Плессета выбран 2×10^{-6} м, давление насыщенных паров (Saturation Pressure) при температуре 90 °С — 101,325 кПа. Во входном сечении определена объемная доля жидкости (Water-1) и пара (Varour-0) (таблица 2).

Для расчета характеристики ГДТ и оценки производительности используются три показателя: коэффициент насосного колеса $\lambda_{НК}$, коэффициент трансформации K_{tr} и КПД (KPD), которые прописываются во вкладке Expression:

$$\lambda_{НК} = \frac{M_1}{\rho \cdot g \cdot \omega_1^2 \cdot D^5};$$

Таблица 2 — Граничные условия для расчета ГДТ
 Table 2 — Boundary conditions for the TC calculation

Показатели	Режим Turbomode	Режим Cavitation
Тип моделирования	Steady-state	Steady-state
Модель интерфейса	Frozen rotor	Frozen rotor
Модель кавитации	None	Rayleigh–Plesset model
Шаг по времени	0,01 с	Auto timescale
Модель турбулентности	SST	
Характеристики жидкости	$\rho_l = 870 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}$, $\mu_l = 1,46 \times 10^{-2} \text{ Па} \cdot \text{с}$	
Характеристики воздуха	$\rho_v = 2,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}$, $\mu_v = 1,2 \times 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$	
Вращение НК	1800 об/мин	
Вращение ТК	от 600 до 2100 об/мин	
Вращение РК	—	
Граничные условия на стенке	No-slip and smooth wall	

$$K_{tr} = \frac{M_2}{M_1};$$

$$KPD = K_{tr} \cdot i,$$

где M_1, M_2 — крутящий момент на входе и выходе, Нм; ω_1, ω_2 — частота вращения колес ГДТ, рад/с; D — активный диаметр ГДТ, м; i — передаточное отношение.

Крутящий момент каждого компонента и выходные характеристики ГДТ получены из результатов CFD-моделирования с учетом кавитации и без нее. На рисунке 4 приведено сравнение между CFD-моделированием и экспериментальными данными.

При учете кавитации в 10 % наблюдается незначительное снижение характеристик. По результатам исследования ГДТ погрузчика при разном передаточном отношении i , выполненным с учетом кавитации и без, обнаружено, что кавитация

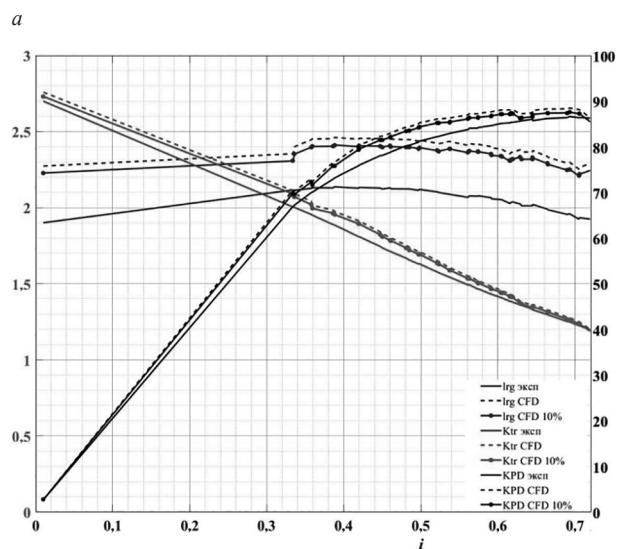
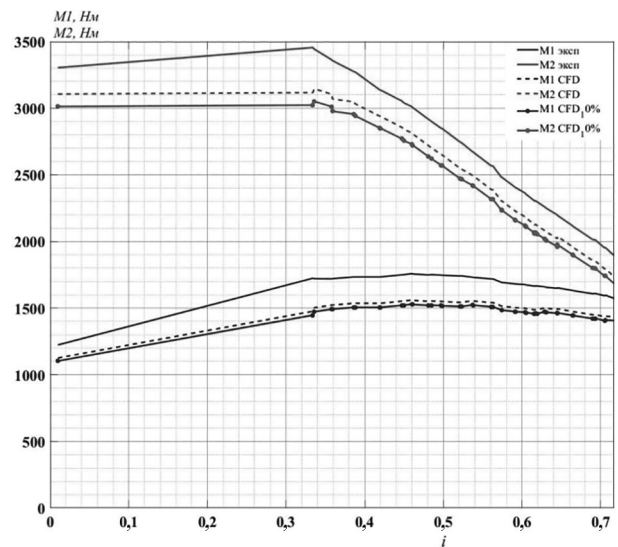


Рисунок 4 — Сравнение рабочих характеристик ГДТ, полученных расчетным и экспериментальным методами
 Figure 4 — Comparison of the TC operating characteristics obtained by calculation and experimental methods

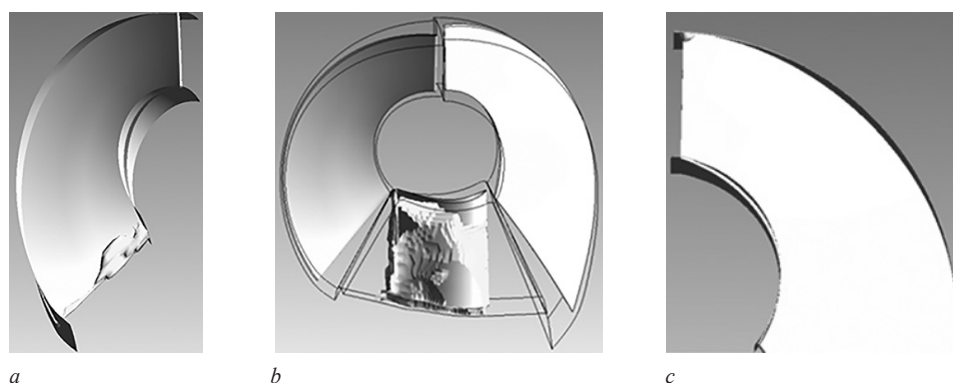


Рисунок 5 — Кавитация на лопатках насосного колеса и колеса реактора на «стоповом» режиме:
 a — насосное колесо; b — колесо реактора; c — турбинное колесо
 Figure 5 — Cavitation on the blades of the pump wheel and the reactor wheel in the stall mode:
 a — pump wheel; b — stator; c — turbine wheel

возникает вблизи передней кромки лопаток рабочих колес (рисунок 5, вид повернут).

В насосном колесе кавитация может возникнуть вблизи входной кромки лопасти вследствие местного возрастания скорости при натекании на лопатку и из-за гидравлических потерь в подводе. Для турбины кавитация в основном возникала на лопасти вблизи стороны всасывания, покрывая лишь небольшую ее часть. Наиболее выраженная кавитация по объему и количеству кавитационных пузырьков возникает на лопатках колеса реактора. В основном она образуется вблизи передней кромки на стороне всасывания и покрывает большую ее часть, затем кавитационные пузырьки лопаются и уходят вниз.

Относительные отклонения значений, полученных с помощью CFD-моделирования, от экспериментальных данных представлены в таблице 3.

Среднеарифметическое отклонение значений, полученных с помощью CFD-моделирования, от экспериментальных данных не превысило 6 %. Среднеквадратическое отклонение не превысило 3 %. CFD-моделирование позволило получить данные о структуре потока жидкости в ГДТ, увидеть картину распределения давлений и кавитации на лопатках рабочих колес.

Согласно полученным результатам, современные численные методы решения задач вычислительной гидродинамики позволяют наиболее полно

воспроизвести физический эксперимент с минимальными погрешностями.

Заключение. Моделирование процесса кавитации в ГДТ является важной научно-практической задачей, которую возможно решить с помощью CFD. Повышение точности моделирования кавитационного течения в жидкостях может быть достигнуто при учете тепловых явлений и уточнением коэффициентов среды, входящих в модель Релея–Плессета.

В ходе работы показана практическая применимость математической модели кавитации, используемой в программном комплексе ANSYS CFX, к прогнозированию процессов кавитации.

На основании полученных результатов и примеров моделирования течения с жидкой и газовой фазами необходимо отметить возможность использования в дальнейшем программного пакета ANSYS CFX для расчетов ГДТ.

CFD-моделирование позволяет проводить исследования по оценке влияния конструкции лопастной системы на кавитационный режим работы ГДТ, выполнить быструю оценку гидродинамических параметров, определить его характеристику при возникновении кавитации и, следовательно, выбрать оптимальную конструкцию лопастной системы ГДТ.

Список литературы

1. Upton, E.W. Application of hydrodynamic drive units to passenger car automatic transmissions / E.W. Upton // SAE Technical Paper 610232. — 1961. — DOI: <https://doi.org/10.4271/610234>.
2. Jandasek, V.J. The design of a single-stage three-element torque converter / V.J. Jandasek // SAE Technical Paper 610232. — 1961. — DOI: <https://doi.org/10.4271/610576>.
3. Walker, F. Multiturbine torque converters / F. Walker // SAE Technical Paper. — 1961. — DOI: <https://doi.org/10.4271/610232>.
4. De Jesus Rivera, E. Pressure measurements inside multiple cavities of a torque converter and CFD correlation: dis. ... Ph. D. in Eng. / E. De Jesus Rivera. — Houghton, 2018. — 260 p. — DOI: <https://doi.org/10.37099/mtu.dc.etr/719>.
5. Натанзон, М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем / М.С. Натанзон, В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев. — М.: Машиностроение, 1977. — 352 с.
6. Acosta, A.J. Experimental study of cavitating inducers / A.J. Acosta // Proc. Second Symposium of Naval Hydrodynamics. — Washington, 1958. — Pp. 533–557.

Таблица 3 — Относительные отклонения параметров ГДТ, полученных CFD-моделированием и экспериментальными исследованиями
 Table 3 — Relative deviations of the TC parameters obtained by CFD modeling and experimental studies

Показатель	Среднеарифметическое отклонение $\delta_{ср}$, %	Среднеквадратичное отклонение $\delta_{срkv}$, %
Коэффициент насосного колеса lrg	5,2	2,25
Коэффициент трансформации K_{tr}	2,5	1,018
КПД (KPD)	2,98	1,41

7. Development of compact torque converter with new multiple disk clutch for Toyota new FWD eight-speed transmission direct shift-8AT / I. Hachisuwa [et al.] // SAE Technical Paper 2017-01-1118. — 2017. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-01-1118>.
8. Cavitation simulation of automotive torque converter using a homogeneous cavitation model / K. Tsutsumi [et al.] // European Journal of Mechanics — B/Fluids. — 2017. — Vol. 61, part 2. — Pp. 263–270. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.euro-mechflu.2016.09.001>.
9. Influence of stator blade geometry on torque converter cavitation / C. Liu [et al.] // ASME Journal of Fluids Engineering. — 2018. — Vol. 140, iss. 4. — DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4038115>.
10. Marathe, B.V. Experimental investigation of steady and unsteady flow field downstream of an automotive torque converter turbine and inside the stator. Part I — flow at exit of turbine / B.V. Marathe, B. Lakshminarayana, D.G. Maddock // Journal of Turbomachinery. — 1997. — Vol. 119, iss. 3. — Pp. 624–633. — DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2841168>.
11. 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>.
12. Development and validation of a CFD based optimization procedure for the design of torque converter cascade / C. 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>.
13. The effect of rotating speeds on the cavitation characteristics in hydraulic torque converter / M. Guo [et al.] // Machines. — 2022. — Vol. 10, iss. 2. — DOI: <https://doi.org/10.3390/machines10020080>.
14. Гавриленко, Б.А. Гидродинамические передачи: проектирование, изготовление и эксплуатация / Б.А. Гавриленко, Л.И. Рымаренко, И.Ф. Семичастнов. — М.: Машиностроение, 1980. — 221 с.
15. Нарбут, А.Н. Гидродинамические передачи / А.Н. Нарбут. — М.: КноРус, 2013. — 172 с.
16. Красневский, Л.Г. Автоматические трансмиссии: о связи кавитационных режимов гидротрансформатора и высокочастотных резонансных крутильных колебаний механических компонентов / Л.Г. Красневский // Механика машин, механизмов и материалов. — 2022. — № 4(61). — С. 5–18. — DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-4-61-5-18>.
17. Simulation and validation of cavitating flow in a torque converter with scale-resolving methods / J. Zhang [et al.] // Machines. — 2023. — Vol. 11, iss. 4. — DOI: <https://doi.org/10.3390/machines11040489>.
18. ANSYS CFX-Solver Theory Guide Release 2021-R2. — Canonsburg: ANSYS, Inc. — 2021. — 387 p.
19. Ran, Z. 3D cavitation shedding dynamics: cavitation flow-fluid vortex formation interaction in a hydrodynamic torque converter / Z. Ran, W. Ma, C. Liu // Applied Sciences. — 2021. — Vol. 11, iss. 6. — DOI: <https://doi.org/10.3390/app11062798>.

PARMANCHUK Vera V., M. Sc. in Eng.

Second Category Design Engineer of the Design Bureau of Hydromechanical Transmissions¹

E-mail: mex@belaz.minsk.by

SHYSHKO Siarhei A.

Deputy Chief Designer – Head of Mechanical Transmissions Department¹

E-mail: mex@belaz.minsk.by

REHINIA Uladzimir V., Ph. D. in Eng.

First Category Design Engineer of the Design Bureau of Hydromechanical Transmissions¹

E-mail: mex@belaz.minsk.by

¹JSC “BELAZ — Managing Company of the Holding “BELAZ-HOLDING”, Zhodino, Republic of Belarus

Received 03 October 2023.

INVESTIGATION OF THE CAVITATION PROCESS IN THE CIRCULATION CIRCLE OF THE HYDROMECHANICAL TRANSMISSION OF THE BELAZ LOADER

A study of the working fluid flow in the torque converter was carried out using CFD modeling technology and an analysis of the dependence of cavitation on the torque converter operating mode. It is noted that torque converter cavitation mainly occurs at low gear ratios, the degree of cavitation decreases as the gear ratio increases. Most of the cavitation bubbles formed at the ends of the reactor wheel blades, which led to an unstable change in the moment characteristics and a deterioration in the torque converter performance. The analysis showed that the cavitation process is extremely unstable and periodic, and the development of cavitation near the top of the impeller blade occurs in four stages: the creation, growth, separation and decay of cavitation bubbles.

Keywords: torque converter, CFD modeling, cavitation, heterogeneity, fluid flow, circulation circle, hydraulic losses, hydromechanical transmission

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-4-65-47-53>

References

1. Upton E.W. *Application of hydrodynamic drive units to passenger car automatic transmissions*. SAE Technical Paper, no. 610234, 1961. DOI: <https://doi.org/10.4271/610234>.
2. Jandasek V.J. *The design of a single-stage three-element torque converter*. SAE Technical Paper, no. 610576, 1961. DOI: <https://doi.org/10.4271/610576>.
3. Walker F.H. *Multi-turbine torque converters*. SAE Technical Paper, no. 610232, 1961. DOI: <https://doi.org/10.4271/610232>.
4. De Jesus Rivera E. *Pressure measurements inside multiple cavities of a torque converter and CFD correlation*. Ph. D. Thesis. Houghton, 2018. 260 p. DOI: <https://doi.org/10.37099/mtu.dc.etr/719>.
5. Natanzon M.S., Pilipenko V.V., Zadontsev V.A. *Kavitatsionnyye avtokolebaniya i dinamika gidrosistem* [Cavitation self-oscillations and dynamics of hydraulic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 352 p. (in Russ.).
6. Acosta A.J. An experimental study of cavitating inducers. *Proc. Second symposium of naval hydrodynamics*. Washington, 1958, pp. 533–557.
7. Hachisuwa I., et al. *Development of compact torque converter with new multiple disk clutch for Toyota new FWD eight-speed transmission direct shift-8AT*. SAE Technical Paper, no. 2017-01-1118, 2017. DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-01-1118>.
8. Tsutsumi K., Watanabe S., Tsuda S., Yamaguchi T. Cavitation simulation of automotive torque converter using a homogeneous cavitation model. *European journal of mechanics – B/fluids*, 2017, vol. 61, part 2, pp. 263–270. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2016.09.001>.
9. Liu C., Wei W., Yan Q., Weaver B., Wood H.G. Influence of stator blade geometry on torque converter cavitation. *ASME journal of fluids engineering*, 2018, vol. 140, iss. 4. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4038115>.
10. Marathe B.V., Lakshminarayana B., Maddock D.G. Experimental investigation of steady and unsteady flow field downstream of an automotive torque converter turbine and inside the stator. Part I — flow at exit of turbine. *Journal of turbomachinery*, 1997, vol. 119, iss. 3, pp. 624–633. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2841168>.
11. Robinette D., Anderson C., Blough J. Development of a dimensionless model for predicting the onset of cavitation in torque converters. *New advances in vehicular technology and automotive engineering*, 2012. DOI: <https://doi.org/10.5772/45793>.
12. 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>.
13. 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>.
14. Gavrilenko B.A., Rymarenko L.I., Semichastnov I.F. *Gidrodinamicheskie peredachi: proektirovanie, izgotovlenie i ekspluatatsiya* [Hydrodynamic transmissions: design, manufacture and operation]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980. 221 p. (in Russ.).
15. Narbut A.N. *Gidrodinamicheskie peredachi* [Hydrodynamic transmissions]. Moscow, KnoRus Publ., 2013. 172 p. (in Russ.).
16. Krasnevskiy L.G. Avtomaticheskie transmissii: o svyazi kavitatsionnykh rezhimov gidrotransformatora i vysokochastotnykh rezonansnykh krutilnykh kolebaniy mekhanicheskikh komponentov [Automatic transmissions: on the relationship between the cavitation modes of the torque converter and high-frequency resonant torsional oscillations of mechanical components]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2022, no. 4(61), pp. 5–18. DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-4-61-5-18> (in Russ.).
17. Zhang J., Yan Q., Liu C., Guo M., Wei W. Simulation and validation of cavitating flow in a torque converter with scale-resolving methods. *Machines*, 2023, vol. 11, iss. 4. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines11040489>.
18. *ANSYS CFX-Solver Theory Guide Release 2021-R2*. Canonsburg, ANSYS, Inc., 2021. 387 p. Available: https://dl.cfdexperts.net/cfd_resources/Ansys_Documentation/CFX/Ansys_CFX-Solver_Theory_Guide.pdf.
19. 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>.