

УДК 62-159

Теоретическое описание и численное моделирование работы гидродинамической муфты

Ломакин В. О.^{1,*}, Черемушкин В. А.¹

*lomakin@bmstu.ru

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Предмет исследования статьи – процессы, происходящие в гидродинамической муфте при ее работе, их описание и исследование. При теоретическом описании используется несколько новый метод, описанный в статье, также проводится численное моделирование работы гидромуфты с указанием используемой модели турбулентности и геометрических размеров муфты. При численном моделировании затронут вопрос о схожести решений в стационарной и нестационарной постановке. В описании математической модели приведены необходимые выводы с использованием базовых уравнений гидродинамики и механики. При введении предложенных корректировок была получена моментная характеристика гидромуфты, с большей точностью совпадающая с результатами численного моделирования. Таким образом, скорректированная теоретическая модель с достаточной точностью может быть применима для предварительных расчетов. Дальнейшая работа связана с более точным определением коэффициентов потерь.

Ключевые слова: гидромуфта, численная гидродинамика, теоретический расчет

Введение

Гидродинамическая муфта (гидромуфта) — вид гидродинамической передачи, обеспечивающей гибкое соединение и передачу мощности с ведущего вала на ведомый. Отличается гидромуфта от гидротрансформатора отсутствием неподвижной части – реактора, поэтому передача мощности осуществляется без изменения момента и ее КПД фактически определяется как ее передаточное отношение

$$\eta = \frac{\omega_T}{\omega_H} = i,$$

где ω_T и ω_H – угловые скорости турбинного и насосного колеса соответственно;

i – передаточное отношение.

Гидромуфты могут различаться по форме меридионального сечения, форме проточной части и лопаток колес. На рисунке 1 представлена принципиальная конструктивная схема исследуемой гидромуфты с круглой формой меридионального сечения и прямыми

(радиальными) лопатками. Как видно из рисунка, она представляет собой два колеса – турбинное и насосное, а также замыкающий кожух, обеспечивающий вместе с уплотнениями герметичность проточной части.

Отсутствие жесткой кинематической связи в гидромуфте определяет в ряде случаев ее преимущество перед обычными муфтами, например, при необходимости производить разгон с большими массами, этот разгон может осуществляться при опорожненной гидромуфте с последующим ее заполнением рабочей жидкостью. К положительным свойствам гидромуфты следует также отнести ограничение на максимальный передаваемый момент, что предохраняет приводной двигатель от перегрузок, а также сглаживание пульсаций момента.

Задачей данной работы является исследование и оценка имеющихся теоретических описаний работы гидромуфты, а также определение возможных направлений для дальнейших исследований в этой области. Работа вполне актуальна ввиду достаточно широкого применения данных агрегатов [7,9], отсутствия каких – либо русскоязычных статей или иной современной литературы по данной тематике. Зарубежные же статьи крайне немногочисленны и содержат в себе, по большей части, обобщение некоторых экспериментальных данных, нежели теоретические расчеты [8].

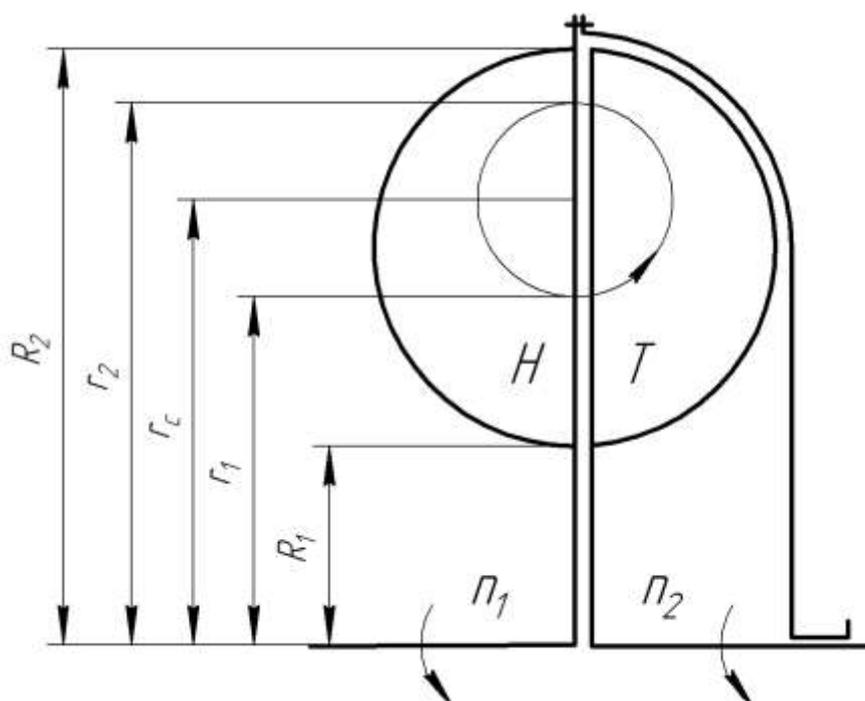


Рис. 1. Принципиальная конструктивная схема гидромуфты

Сравнение полученных теоретических зависимостей осуществлялось с результатами численного моделирования. Здесь уместным будет вопрос о правомерности принятия результатов численного моделирования в качестве эталона, однако, согласно [5,8,9], результаты численного моделирования течений в гидромуфте, гидротрансформаторе и насосах достаточно близки к экспериментальным данным.

Следует отметить предложенный в работе новый метод теоретического расчета гидромуфты, который является результатом развития и дополнения прежней методики. Новая математическая модель приведена непосредственно после приведенных из используемой литературы зависимостей и обозначена как «модель 2». Отличительной чертой ее стало введение поправок, позволяющих учесть неравномерное распределение скоростей, в то время как в ранней теоретической модели расчет упрощенно ведется по средней струйке.

1. Математическая модель

Ниже приведены зависимости из [2]. Аналогичные выводы можно найти в [3,6]. Обозначим эту теоретическую модель как «модель 1».

Уравнение баланса энергии для гидромуфты имеет вид

$$H_H = H_T + h_{II},$$

где H_H и H_T – теоретические напоры насосного и турбинного колеса, h_{II} - потери.

В рассмотренной литературе теоретические напоры колес определяются из уравнения изменения момента импульса

$$M = \rho Q(U_2 r_{2H} - U_1 r_{1H}), \quad (1)$$

где r_{1H} – радиус входа жидкости в колесо;

r_{2H} – радиус выхода жидкости из колеса;

U_2 и U_1 – окружные составляющие скорости жидкости на выходе из колеса и на входе соответственно:

$$U_1 = \omega_H r_{1H}, \quad (2)$$

$$U_2 = \omega_H r_{2H}. \quad (3)$$

Тогда, записывая связь между напором и моментом в виде

$$M\omega = \rho g Q H \quad (4)$$

и проведя преобразования, получим

$$H_H = \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{g} (1 - ia^2),$$

$$H_T = \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{g} i(1 - ia^2),$$

где r_{2H} – радиус выхода жидкости из насоса;

a – отношение радиуса входа к радиусу выхода.

Потери напора в муфте можно определить следующим образом:

$$h_{II} = h_{\Gamma} + h_{\nu},$$

то есть разделить на гидравлические

$$h_{\Gamma} = \xi \frac{c_m^2}{2g},$$

где ξ - коэффициент сопротивления;

c_m - меридиональная составляющая скорости;

и ударные, на входе в турбинное и насосное колеса

$$h_v = \frac{1}{2g}(\varphi_1(U_{H1} - U_{T2})^2 + \varphi_2(U_{H2} - U_{T1})^2). \quad (5)$$

Здесь коэффициенты φ_1 и φ_2 для качественной оценки можно принять равными единице.

С учетом вышесказанного перепишем выражение (5) в виде

$$h_v = \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{g} (1 + a^2)(1 - i)^2.$$

Подставляя полученные выражения в уравнение баланса энергии, получим выражение для значения меридиональной составляющей скорости

$$c_m = \omega_H r_{2H} \sqrt{\frac{(1+a^2)(1-i^2)}{\xi}}. \quad (6)$$

Далее, согласно струйной теории, рассматривается средняя струйка с соответствующими параметрами. В таком случае принимается равномерное распределение окружной и меридиональной скоростей на входе и выходе из колеса, однако, согласно приведенным (2), (3) и (6) меридиональная и окружная скорости возрастают с увеличением r_{2H} , так что возможно возникновение значительной погрешности.

Приведенную ниже теоретическую модель обозначим «модель 2». Для учета неравномерного распределения скоростей перепишем (1) и (4) следующим образом:

$$dM = \rho(U_2 r_{2H} - U_1 r_{1H})dQ,$$

$$\omega dM = \rho g H dQ.$$

На вывод выражения (6) эта поправка не влияет, однако становится возможным теперь определение расхода через насосное колесо и момента на нем взятием соответствующих интегралов

$$Q = \int_{r_c}^{R_2} 2c_m \pi r_2 dr_2.$$

Здесь R_2 - расстояние от оси муфты до внешнего края проточной части;

r_c определяется из условия равенства площадей входной и выходной поверхностей колеса:

$$R_2^2 - r_c^2 = r_c^2 - R_1^2,$$

где R_1 - расстояние от оси муфты до ближнего края проточной части.

Момент на насосном колесе тогда можно определить так

$$M = \int_1^2 \frac{\rho g H dQ}{\omega_H} = \int_{r_c}^{R_2} 2 \frac{\rho g}{\omega_H} \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{g} (1 - ia^2) c_m \pi r_2 dr_2.$$

Для взятия интеграла остается задаться только законом изменения величины «а». Основным критерием выбора зависимости является условия равенства расходов при взятии интеграла по площади на входе в колесо и выходе из него. Этому критерию удовлетворяет модель со средней струйкой (становится ясным, если в выражении (6) внести r_{2H} под корень). Можно воспользоваться этим и разделить поток на бесконечное число «средних струек», т.е. разделить площадь выходного и входного сечений поровну одной струйкой, затем эти половинки разделить надвое еще парой струек и т.д., затем останется толь-

ко для каждой из струек определить величину « a » и связать ее с r_{2H} . при построении восьми струек была получена зависимость, представленная на рисунке 2, которую с достаточной точностью можно представить в виде линейной зависимости

$$a(r_2) = Ar_2 + B.$$

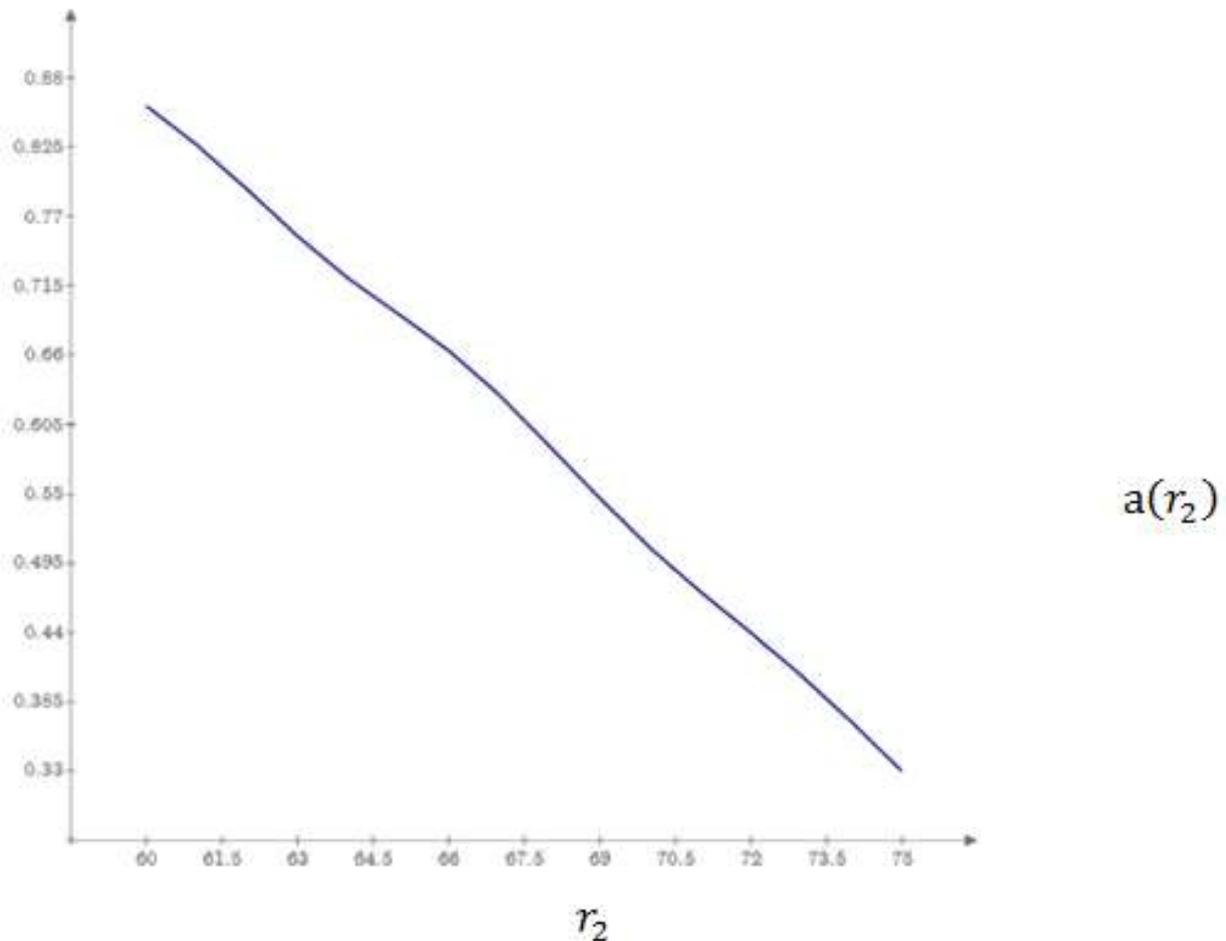


Рис. 2. Зависимость $a(r_2)$

С учетом граничных условий имеем

$$a(r_c) = 1,$$

$$a(R_1) = \frac{R_1}{R_2}.$$

Окончательное выражение примет вид

$$a(r_2) = \frac{r_1}{r_2} = -\frac{R_2 - R_1}{R_2 - r_c} \frac{r_2}{R_2} + 1 + \frac{r_c}{R_2} \frac{R_2 - R_1}{R_2 - r_c}.$$

Метод численного моделирования основан на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики. В случае модели несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) это:

Уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности)

$$\frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0,$$

где \tilde{u}_j - осреднённое значение скорости жидкости в проекции на j -ю ось ($j=1,2,3$);

Уравнение изменения количества движения (осреднение по Рейнольдсу) в стационарной постановке

$$\rho \left[\tilde{u}_j \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[T_{ij}^{(v)} - \rho \langle u_i u_j \rangle \right],$$

где \tilde{p} – осреднённое значение давления;

$\tilde{T}_{ij}^{(v)} = 2\mu\tilde{s}_{ij}$ - тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости;

$\tilde{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right]$ - тензор скорости деформации;

$\rho \langle u_i u_j \rangle$ – Рейнольдсовы напряжения;

ρ – плотность жидкости;

μ – динамический коэффициент вязкости жидкости.

Рейнольдсовы напряжения моделировались на основе $k-\omega$ SST модели турбулентности модели турбулентности, которая хорошо себя зарекомендовала при расчете динамических насосов [4].

Задача решалась в стационарной постановке т.к. в муфте отсутствует сильное вихреобразование из-за наличия большого числа лопаток. В нестационарной постановке были проверены три точки характеристик муфты (расхода через насосное колесо и момента на колесе), при этом результаты моделирования практически не изменились.

На рисунке 3 представлены модель колеса исследуемой муфты и модель её проточной части. Параметры колеса:

$$R_1 = 25\text{мм}, R_2 = 75\text{мм}, z = 30, h = 1\text{мм},$$

где z – число лопаток (одинаково для насосного и турбинного колес);

h – толщина лопаток.

Объемные модели рабочего колеса и проточной части гидромуфты представлены на рисунке 3.

Так как рассматривается колесо с достаточно большим числом лопастей, учет конечного числа лопаток изменений в расчет практически не внесет, однако стоит учесть стеснение потока

$$c_m = \frac{c_{m0}}{\chi},$$

где c_{m0} – меридиональная составляющая скорости при бесконечно тонких лопатках,

$$\chi = 1 - \frac{\delta}{t \sin(\beta)};$$

β – угол установки лопасти на выходе из колеса, $\sin(\beta) = 0$;

t - шаг лопаток,

$$t = \frac{2\pi r_2}{z}$$

На рисунке 4 показана расчетная сетка в сечении по стыку колес и в меридиональном сечении. В ядре потока ячейки имеют многогранную форму, у твердых стенок – призматическую. Общее количество расчетных ячеек около 1.6 млн.

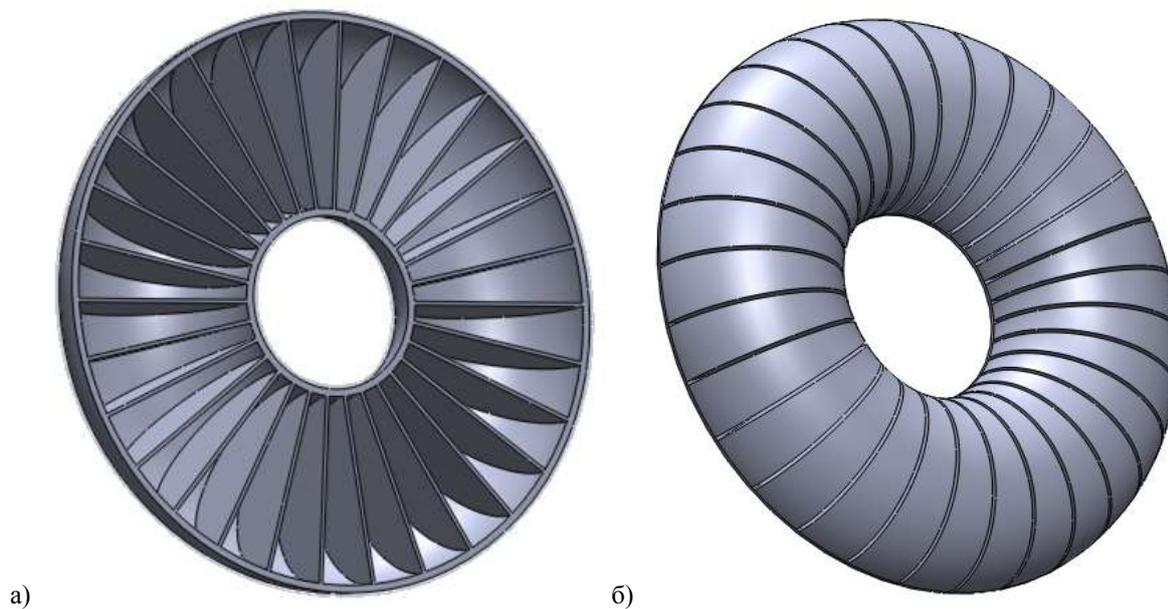


Рис. 3. 3d модели а) модель рабочего колеса гидромолоты; б) модель проточной части



Рис. 4. Расчетная сетка

2. Сравнение результатов численного моделирования и теоретического расчета

При численном моделировании задавались угловые скорости колес: насосного – 2000 об/мин, турбинного – от 2000 до 0 об/мин, что соответствует изменению i от 1 до 0. На рисунке 5 представлены полученные при численном моделировании распределения значений модуля скорости в сечениях экваториальном и меридиональном.

Для построения теоретических характеристик зададимся следующими значениями:

$$\varphi_1 = 1,1, \xi = 1,1.$$

Возможно более точное получение данных коэффициентов, желательно непосредственно из экспериментальных данных. Например, испытание гидромолоты с различными скоростями вращения насосного колеса при сохранении постоянной разности угловых скоростей теоретически позволит свести потери на удар к постоянной величине и вычислить значение ξ .

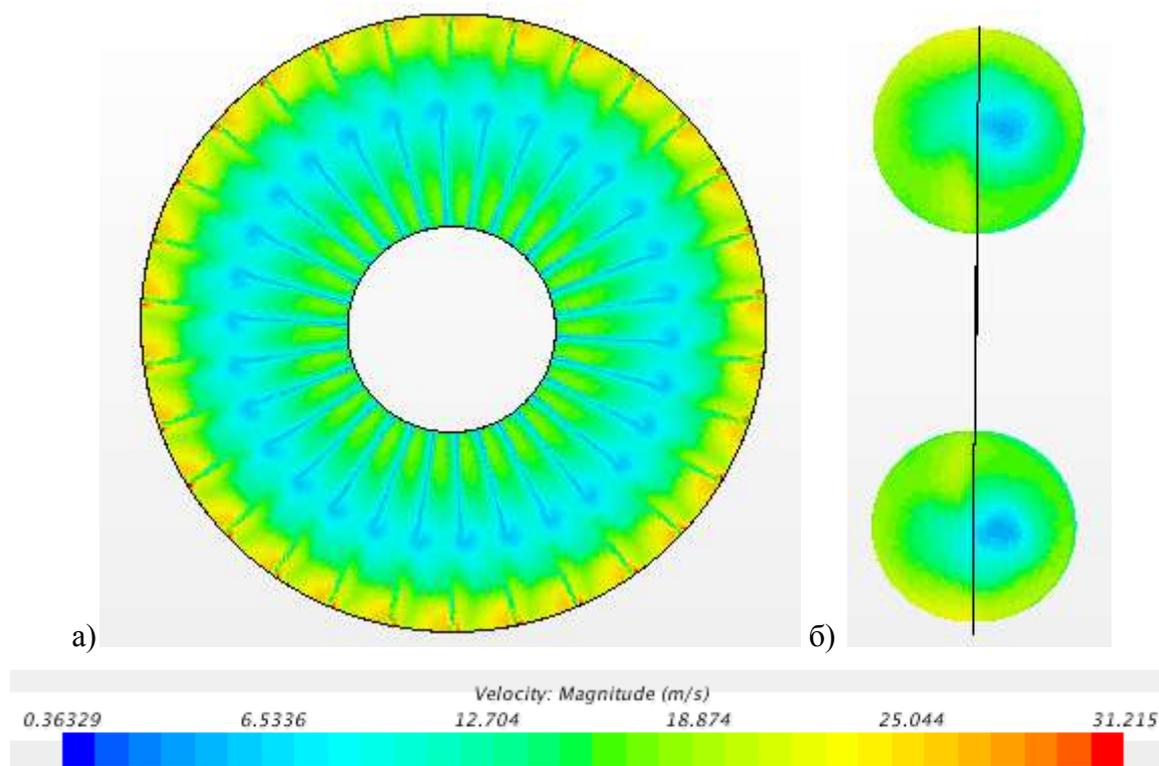
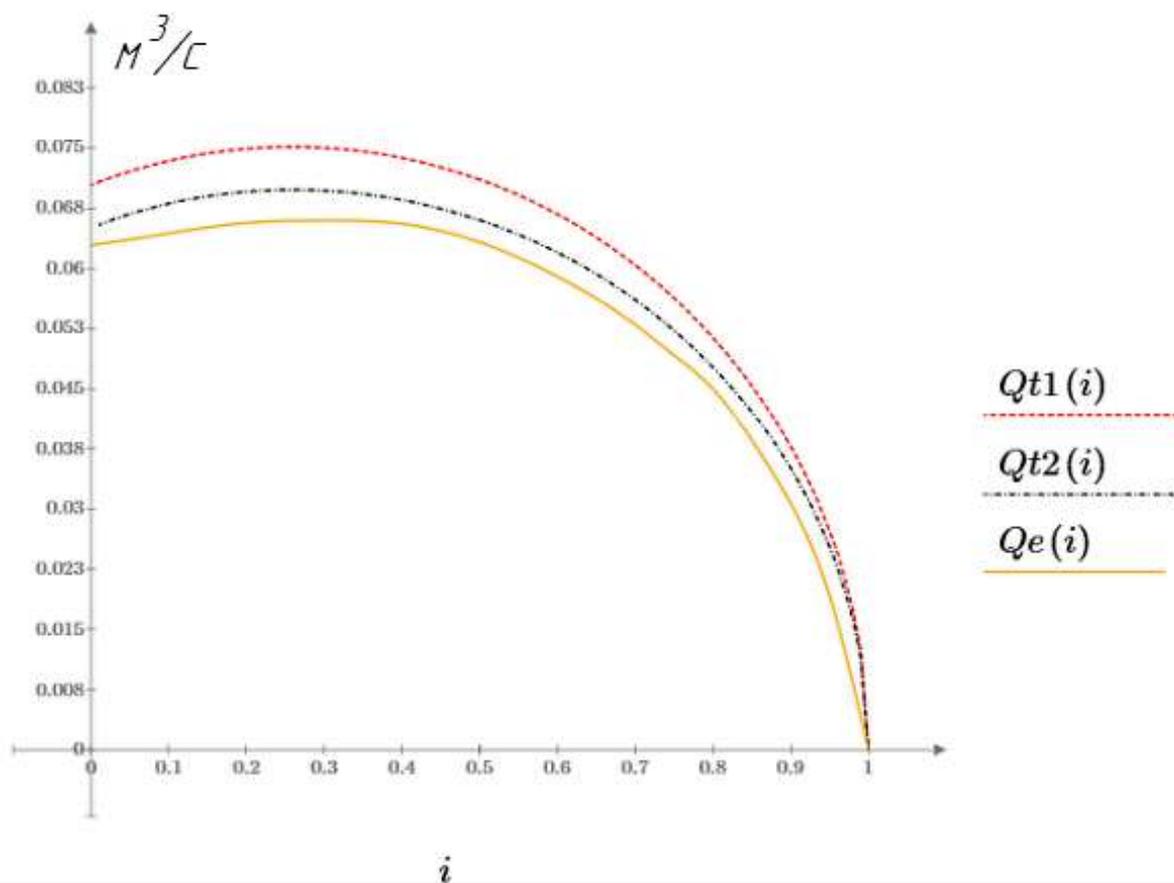
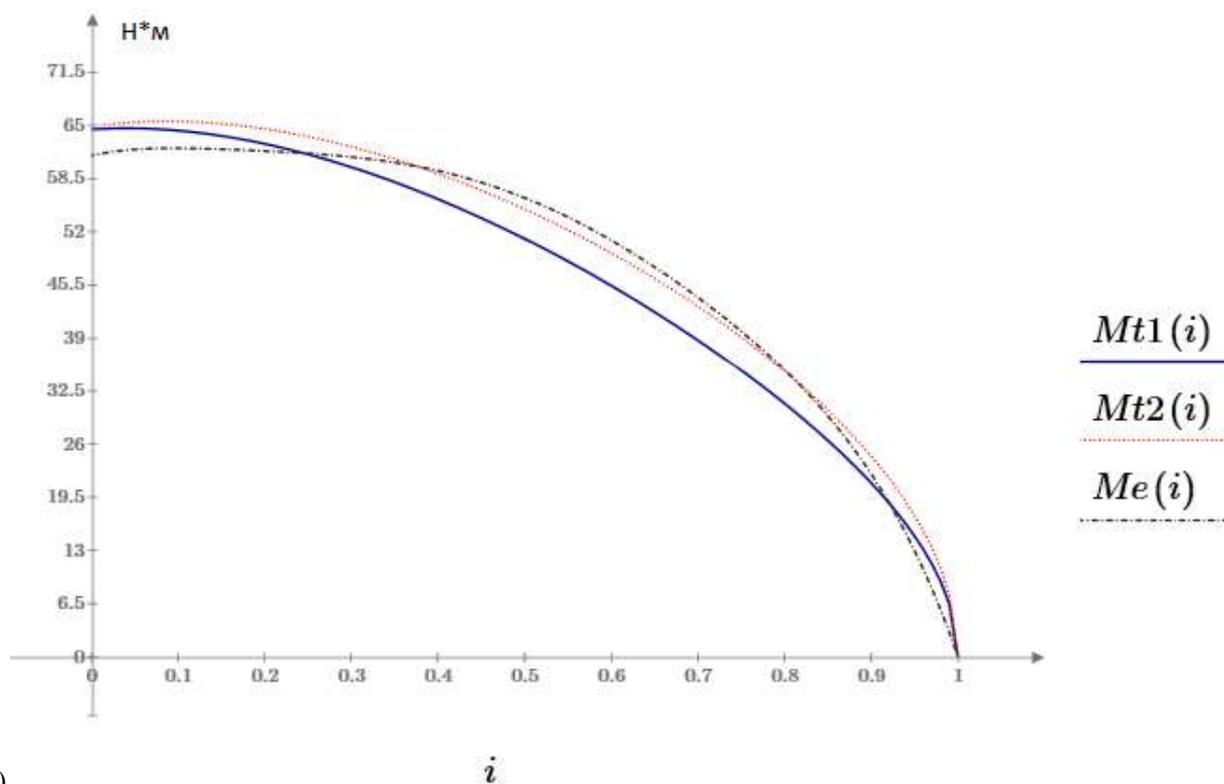


Рис. 5. Значения амплитуды скорости при $i=0.5$ а) экваториальное сечение; б) меридиональное сечение

На рисунке 6 представлены зависимости от передаточного отношения расхода жидкости через колесо гидромолоты, а также момент на насосном колесе, полученные в результате численного моделирования (Q_e, M_e), теоретически - по первой модели ($Qt1, Mt1$) и теоретически - по второй модели ($Qt2, Mt2$).



а)



б)

Рис. 6. а) Зависимость расхода через колесо от i ; б) зависимость момента на колесе от i .

На рисунке 6 представлены зависимости от передаточного отношения расхода жидкости через колесо гидромолфа, а также момент на насосном колесе, полученные в результате численного моделирования (Q_e, M_e), теоретически - по первой модели ($Qt1, Mt1$) и теоретически - по второй модели ($Qt2, Mt2$).

Предложенная модель, как видно из графиков, дает более качественную форму кривой зависимости момента на колесе от i , а также лучшее её совпадение с кривой, полученной численным моделированием, на большей ее части. Также значительно лучше совпадение с графиком расхода.

Заметна и общая погрешность при расчете по модели 1, а именно: значение расхода получается завышенным, а момента - заниженным, по сравнению с численным моделированием, т.е. подбирая коэффициенты φ_1, ξ из условия совпадения одной из этих кривых с результатом моделирования, автоматически будем получать значительную погрешность для второй кривой, чего в модели 2 не наблюдается.

Наилучшее совпадение наблюдается на «среднем» участке, при $i=0,35...0,85$, что, видимо, является следствием схожести картины распределения по направлению меридиональной составляющей скорости по экваториальному сечению в теоретической модели и при численном моделировании (рисунок 7а). При малом или большом значениях скольжения наблюдаются качественно схожие картины распределения по направлению меридиональной скорости, отличающиеся от кругового, принятого в теоретической модели (рисунок 7б). Максимальная погрешность первой и второй моделей на этом участке 11% и 3% соответственно. Максимальные погрешности определения расхода 13% и 5% соответственно.

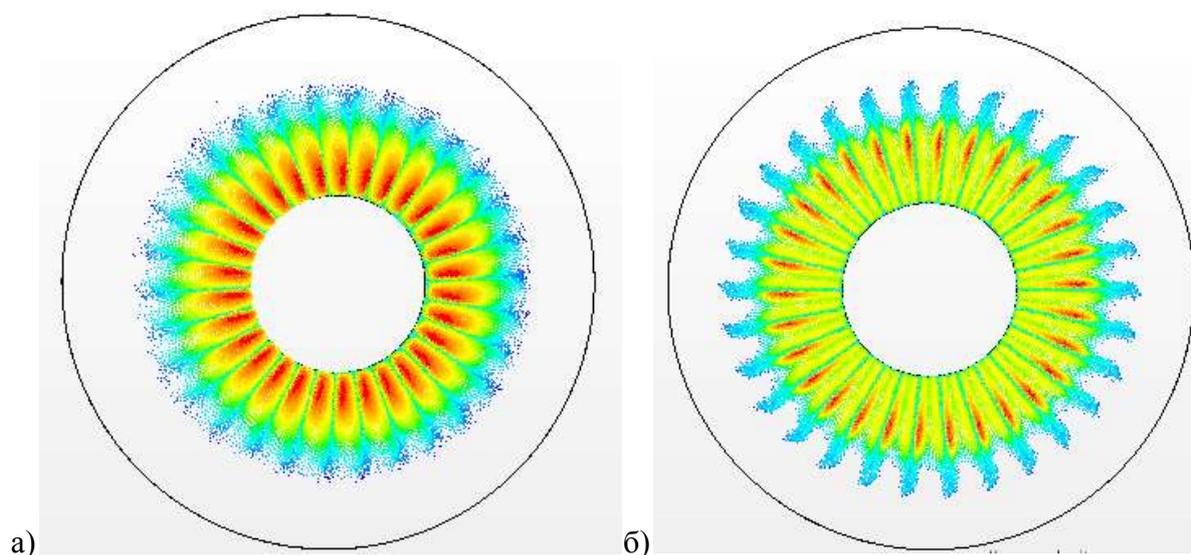


Рис. 7. Меридиональная составляющая скорости в экваториальном сечении в направлении из турбинного колеса в насосное а) $i=0.5$; б) $i=0$.

На рисунке 8 представлены качественно достаточно схожие эпюры меридиональной скорости: теоретическая и полученная при численном моделировании.

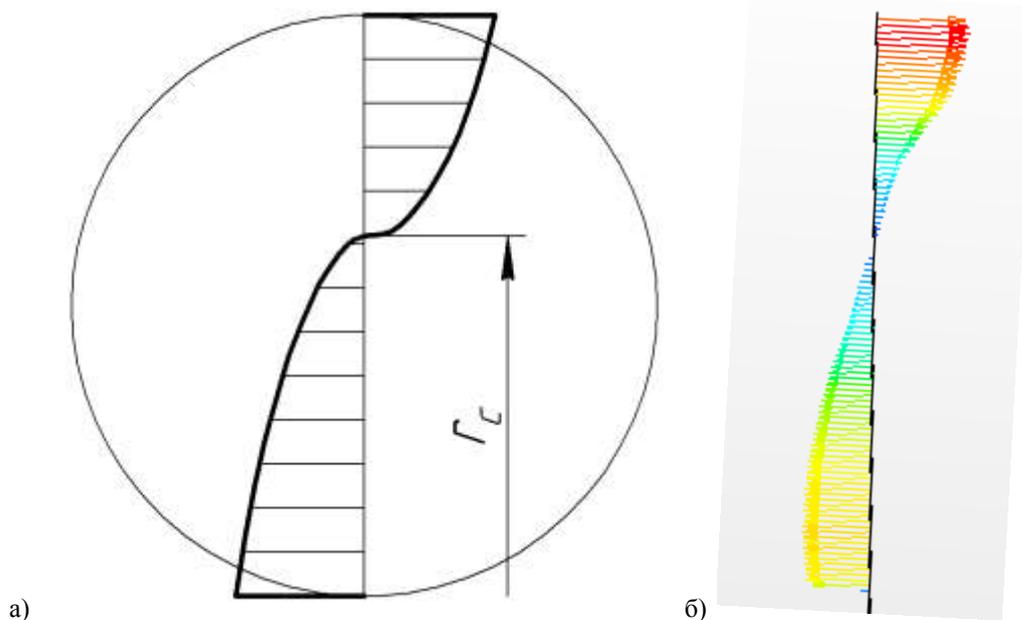


Рис. 8. Меридиональная составляющая скорости в экваториальном сечении при $i=0.5$ а) теоретическая; б) при моделировании.

Заключение

Результаты, полученные при теоретическом расчете, вполне близки к данным, полученным численным моделированием, что говорит о целесообразности применения имеющейся дополненной математической модели гидродинамической муфты. Дальнейшее ее уточнения связано, по большей части, с тщательным определением гидравлических потерь, а также проведением серии экспериментов, позволяющих внести необходимые корректировки.

Список литературы

1. Chunbao Liu, Changsuo Liu, Wenxing Ma. Rans, detached Eddy simulation and large Eddy simulation of internal Torque converters flows: A comparative study // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 2015. Vol. 9, no. 1. P. 114-125. DOI: [10.1080/19942060.2015.1004814](https://doi.org/10.1080/19942060.2015.1004814)
2. Yamaguchi T., Tanaka K. Torque converter transient characteristics prediction using computational fluid dynamics // Proc. of the 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2012, 19-23 August, Beijing, China. Beijing, 2012. DOI: [10.1088/1755-1315/15/4/042020](https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/4/042020)
3. Sun Z., Chew J., Fomison N., Edwards D. *Analysis of fluid flow and heat transfer in industrial fluid couplings* // Journal of Mechanical Engineering Science. 2009. Vol. 223, no. 9. P. 2049-2062. DOI: [10.1243/09544062JMES1478](https://doi.org/10.1243/09544062JMES1478)

4. Петров А.И., Ломакин В.О. Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 5. С. 52-62. DOI: [10.7463/0512.0356070](https://doi.org/10.7463/0512.0356070)
5. Карцев Л.В. Теория и расчет гидродинамических трансформаторов и муфт: учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 416 с.
6. Кочкарев А.Я. Гидродинамические передачи. М.: Машиностроение, 1971. 336 с.
7. Стесин С.П., Яковенко Е.А. Гидродинамические передачи. М.: Машиностроение, 1973. 352 с.
8. Жарковский А.А. Механика жидкости и газа. Гидромеханика: учеб. пособие. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2011. 229 с.
9. Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентрированном колесе методами гидродинамического моделирования // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 9. С. 45-64. DOI: [10.7463/0914.0725724](https://doi.org/10.7463/0914.0725724)

Theoretical Description and Numerical Simulation of the Hydrodynamic Coupling

V.O. Lomakin^{1,*}, V.A. Cheremushkin¹

*lomakin@bmstu.ru

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: hydrocoupling, CFD, theoretical calculation

The article's subject is to study and describe the processes in the hydrodynamic coupling during its operation. The hydrodynamic coupling is a type of hydrodynamic transmission that provides a flexible connection between the input and output shafts, in contrast to the mechanical coupling. Currently, the fluid couplings are widely used and the theoretical description of their operation has been given long before. However, in Russia these units are not produced, the theoretical model is very simple while the experimental data are scattered and non-systematized. So the problem is relevant and requires consideration.

The research objective is to complement the existing theoretical model for better describing the fluid coupling operation as well as to compare the results, based on its using, with the numerical simulation results. The main part of the article contains these sections.

The mathematical model shows: the equations used for theoretical description of the fluid coupling operation, the basic hydrodynamic equations converted to solve the problem in a stationary setting, and the applied turbulence model ($k-\omega$). The author backslides from the standard jet theory in which the calculation is performed at an average trickle in order to take into consideration the non-uniformity of the velocity distribution in the fluid coupling.

The article also raised the issue on the applicability of the stationary formulation of the problem for the numerical simulation. The study revealed that the solutions obtained under stationary and non-stationary calculations practically match. The verification was conducted by three points of characteristic of the hydraulic coupling.

The article gives the fluid coupling dimensions, represents an image of its three-dimensional model and of the computational grid. It also shows some figures to illustrate the processes in a fluid coupling obtained by its numerical modeling.

During the study it was found out that the proposed theoretical model allows us to have higher precision and higher quality in representation of fluid coupling characteristics; the article shows the appropriate graphs.

Then a disadvantage is a lack of experimental work. Concerning this issue, the author refers to the publications in which the verification of the results of numerical simulation and experimental results has been conducted showing that their coinciding is quite accurate.

References

1. Chunbao Liu, Changsuo Liu, Wenxing Ma. Rans, detached Eddy simulation and large Eddy simulation of internal Torque converters flows: A comparative study. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2015, vol. 9, no. 1, pp. 114-125. DOI: [10.1080/19942060.2015.1004814](https://doi.org/10.1080/19942060.2015.1004814)
2. Yamaguchi T., Tanaka K. Torque converter transient characteristics prediction using computational fluid dynamics. *Proc. of the 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. 2012, 19-23 August, Beijing, China. Beijing, 2012. DOI: [10.1088/1755-1315/15/4/042020](https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/4/042020)
3. Sun Z., Chew J., Fomison N., Edwards D. Analysis of fluid flow and heat transfer in industrial fluid couplings. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2009, vol. 223, no. 9, pp. 2049-2062. DOI: [10.1243/09544062JMES1478](https://doi.org/10.1243/09544062JMES1478)
4. Petrov A.I., Lomakin V.O. Numerical simulation of flow parts of pump models and verification of simulation results by comparison of obtained values with experimental data. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2012, no. 5, pp. 52-62. DOI: [10.7463/0512.0356070](https://doi.org/10.7463/0512.0356070) (in Russian).
5. Kartsev L.V. *Teoriya i raschet gidrodinamicheskikh transformatorov i muft* [Theory and calculation of hydrodynamic transformers and couplers]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2006. 416 p. (in Russian).
6. Kochkarev A.Ya. *Gidrodinamicheskie peredachi* [Hydrodynamic transmissions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971. 336 p. (in Russian).
7. Stesin S.P., Yakovenko E.A. *Gidrodinamicheskie peredachi* [Hydrodynamic transmissions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 352 p. (in Russian).
8. Zharkovskii A.A. *Mekhanika zhidkosti i gaza. Gidromekhanika* [Mechanics of fluid and gas. Hydromechanics]. St. Petersburg, SPBSTU Publ., 2011. 229 p. (in Russian).
9. Lomakin V.O., Petrov A.I., Kuleshova M.S. Investigation of Two-Phase Flow in Axial-Centrifugal Impeller by Hydrodynamic Modeling Methods. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2014, no. 9, pp. 45-64. DOI: [10.7463/0914.0725724](https://doi.org/10.7463/0914.0725724) (in Russian).