

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО «Стратегия объединения»
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:

//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
МОО «Стратегия объединения»
Электрон. журн. 2023. № 01. С. 1 – 13.

DOI:

Представлена в редакцию: 07.02.2023

Исправлена: 09.02.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629. 33

Верификация математической модели динамики жидкости в проточной части гидротормоза

Вдовин Д.С., Косицын Б.Б.,
Сидоров А.А., * Аль-Делеми Д.С.,
Васин Р.А.

* sidorovaan@bmstu.ru

МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)

Введение. Создание гидрозамедлителей для применения на транспортной технике (гидродинамических ретардеров), связано с реализацией заданных механических характеристик при минимальных габаритных размерах изделия, ограниченных стесненной компоновкой машины. Указанное обстоятельство требует проведения широкого круга исследований о влиянии параметров гидротормоза, например, количества и угла наклона лопастей, формы проточной части и физико-механических свойств рабочей жидкости на реализуемую механическую характеристику узла для оптимизации последнего с точки зрения массогабаритных параметров.

Цель исследования. Верификация математической модели динамики рабочей жидкости в проточной части гидротормоза, для подтверждения расчетных данных, получаемых с ее помощью.

Методология и методы. Верификация разработанной модели была проведена путем выполнения ряда экспериментальных исследований с применением серийного гидродинамического ретардера. Для обеспечения возможности корректного сравнения твердотельная модель лопастных колес гидротормоза, с помощью которой была создана конечнообъемная модель проточной части ретардера, получена с применением координатно-измерительной машины. В ходе эксперимента реализовывался ряд стационарных режимов работы с различными частотами вращения ротора и разностью давлений между входной и выходной магистралью гидротормоза. Затем полученные режимы воспроизводились с применением разработанной математической модели. Сравнение проводилось по реализованному тормозному моменту.

Результаты и научная новизна. В ходе выполненных исследований доказано, что результаты, получаемые с применением разработанной математической модели динамики жидкости в проточной части гидрозамедлителя и в рамках натурного эксперимента – близки. Представленный результат позволяет считать разработанную математическую модель верифицированной и обоснованно использовать ее при исследовании влияния различных параметров гидротормоза на его механическую характеристику.

Практическая значимость. Создана математическая модель динамики жидкости в проточной части гидродинамического ретардера и проведена ее верификация. Полученные данные позволяют применять ее при проектировании лопастной части гидрозамедлителя для реализации заданных механических характеристик узла.

Ключевые слова: Гидродинамический ретардер, гидротормоз, вычислительная гидродинамика, проточная часть, экспериментальные исследования, верификация.

Введение

Лопастные гидромашины получили широкое распространение в различных областях техники. Так, в настоящее время применение находят гидродинамические тормоза, используемые в качестве дополнительной системы замедления колесных машин, позволяющей повысить среднюю скорость движения, а также снизить нагруженность и повысить ресурс рабочей тормозной системы [1,2,3].

Создание гидрозамедлителей для применения на транспорте (гидродинамических ретардеров), связано с реализацией заданных механических характеристик при минимальных габаритных размерах изделия, ограниченных стесненной компоновкой машины. Указанное обстоятельство требует проведения широкого круга исследований о влиянии параметров гидротормоза, например, количества и угла наклона лопастей, формы проточной части и физико-механических свойств рабочей жидкости на реализуемую механическую характеристику узла для оптимизации последнего с точки зрения массогабаритных параметров. Выполнение данных исследований крайне затруднительно осуществить с применением классического подхода к проектированию таких гидромашин, основанного на формулах подобия, а также результатах натурных испытаний гидравлически и геометрически подобной модели [4,5], в связи с большим набором варьируемых параметров.

Таким образом, для решения представленной задачи рациональным является применение подходов вычислительной гидродинамики (CFD) [6], которые позволяют определить значение динамических/энергетических характеристик потока с учетом влияния геометрических особенностей проточной части (угол наклона, форма и количество лопастей), а также физико-механических свойств рабочей жидкости путем численного моделирования [7,8].

Данная статья посвящается верификации математической модели динамики рабочей жидкости в проточной части гидротормоза, что позволит обоснованно использовать рассматриваемый подход при синтезе механических характеристик подобных агрегатов.

Математическое описание динамики жидкости

В работе рассматривается течение двухфазной однокомпонентной рабочей жидкости в межлопаточном пространстве в трехмерной, нестационарной постановке, при наличии вращающегося с заданной скоростью домена (ротора). Математическое описание представляет собой систему уравнений неразрывности, движения и энергии, представленную в общем виде для смеси вязких несжимаемых жидкости и пара [10]:

$$\begin{cases} \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0; \\ \rho \frac{\partial}{\partial t} (\vec{u}) + \nabla \cdot (\vec{u} \vec{u}) \rho = -\nabla P + \nabla \tau; \\ \rho \frac{\partial E}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{u} H) \rho = \nabla [\vec{u} \cdot \tau + \vec{q}]; \end{cases}$$

где ρ – плотность, кг/м³;
 $\vec{u}$ – вектор скорости, м/с;
 p – давление, Па;

τ – тензор вязких напряжений, Па;
 q – вектор теплового потока, Вт;
 E – полная энергия, Дж;
 H – полная энтальпия, Дж.

Дополнительное уравнение диффузии, представляющее собой закон сохранения массы для каждого q -го компонента смеси, выглядит следующим образом [11]:

$$\frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (C_q \rho_q) + \nabla \cdot (C_q \rho_q \vec{v}_q) \right] = \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) ,$$

где ρ_q – плотность q -того компонента смеси;
 C_q – его объемная доля;
 $\dot{m}_{pq}$ – поток массы между p -тым и q -тым компонентом смеси;
 $\dot{m}_{qp}$ – поток массы между q -тым и p -тым компонентом смеси.

Очевидно, что сумма объемных долей компонентов должна быть равна единице:

$$\sum_{q=1}^n C_q = 1 .$$

Ввиду того, что течение в полости гидротормоза является сильно возмущенным, для замыкания указанной системы уравнений применяется модель турбулентности $k-\omega$ SST [11], так как она показала хорошую устойчивость как для однофазных, так и для многофазных и многокомпонентных рабочих тел. Указанная система уравнений, совместно с моделью турбулентности разрешается штатно в расчетном CFD-пакете.

Конечнообъемная модель проточной части гидротормоза

Для проведения сравнительных экспериментов в качестве объекта исследований был выбран гидродинамический ретардер (рис. 1 а), технические характеристики которого приведены в табл. 1.

Верификация математической модели динамики жидкости в проточной части гидротормоза предполагает сравнение результатов теоретических расчетов, получаемых с ее помощью, и результатов, полученных в рамках натурного эксперимента. В связи с этим для проведения корректного сравнения необходимо создать высокоточную твердотельную модель лопастных колес ретардера, ограничивающую проточную часть гидромашины. Для решения этой задачи применена координатно-измерительная машина, позволяющая получить «облако точек» описывающих сложную геометрическую поверхность лопасти гидрозамедлителя (рис. 1 б).

Полученная твердотельная модель лопастных колес ретардера представлена на рис. 2 а.

С использованием указанных твердотельных моделей была разработана математическая модель динамики жидкости в межлопастном пространстве гидротормоза (конечно-объемная сетка – полиэдрическая, рис. 2 б).



а)

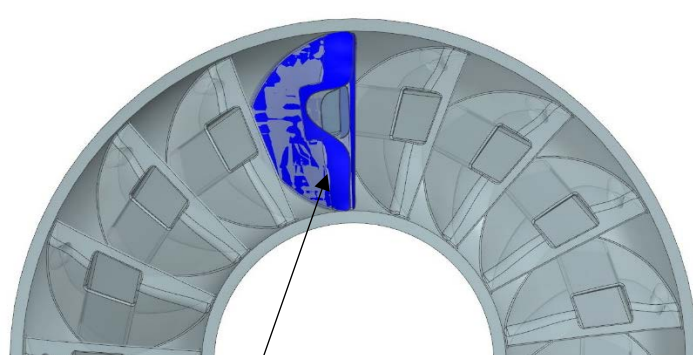


б)

Рис. 1. а) исследуемый гидродинамический ретардер; б) координатно-измерительная машина

Таблица 1. Технические характеристики ретардера

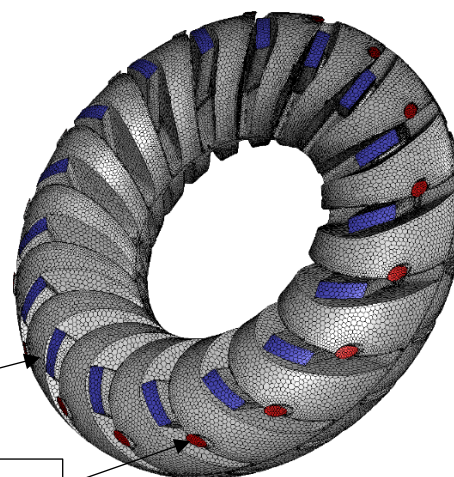
Возможные передаточные числа между ротором гидротормоза и выходным валом КП (передача повышающая)	1,68 1,97 2,13
Активный диаметр лопастных колес, мм	218
Внутренний диаметр лопастных колес, мм	100
Количество лопастей на колесах	Ротор – 21; Статор – 17
Максимальный тормозной момент на выходном валу КП, Нм	3500
Максимальная частота вращения выходного вала КП, об/мин	2500
Рабочая жидкость	Охлаждающая жидкость ДВС
Масса, кг	42



Сканированная
поверхность

«Pressure inlet»

а)



«Pressure outlet»

б)

Рис. 2. а) твердотельная модель лопастного колеса; б) конечно-объемная модель лопастной части гидродинамического ретардера

При разработке имитационной модели приняты следующие допущения [9]:

- рабочая среда в гидротормозе – вязкая несжимаемая жидкость (плотность и вязкость остаются постоянными в процессе моделирования);
- корпус и лопатки гидротормоза являются твердыми телами;
- фазовые переходы в прочной части не рассматриваются;
- утечки жидкости (помимо циркуляционного потока) незначительны;
- шероховатость стенок гидротормоза не учитывается;
- пограничный слой в виде призматического подслоя вблизи стенок не разрешается сеточной моделью, однако процессы в пограничном слое учитываются через пристеночные функции.

Для реализации связи между потоками жидкости во вращающихся межлопастных каналах ротора и зафиксированных каналах статора используется «скользящая сетка». Скользящий интерфейс представляет из себя две поверхности, находящиеся в непосредственном контакте при движении, между которыми происходит обмен данными. При этом расчетная сетка на границах неконформная, т.е. ячейки, их количество, размеры и даже тип могут не совпадать. Чаще всего наибольшая потеря данных и увеличение погрешности происходит именно в этой области расчетной сетки. Однако это решается ее сгущением, достаточная степень которого определяется из исследования сеточной сходимости, что и было проведено в настоящем исследовании для исключения влияния потерь точности на результат.

Помимо «скользящей сетки» математическая модель дополнена другими граничными условиями: на «входе» в межлопастное пространство и «выходе» из него задаются значения избыточного давления рабочей жидкости для реализации заданного перепада (давлений) «Pressure inlet/outlet». Оставшиеся поверхности конечно объемной модели настроены как «стенка» – «Wall» (рис. 2 б). Кроме того, начальным условием является исследуемая частота вращения ротора гидротормоза.

Разработка испытательной установки

Экспериментальные исследования проводились с применением стенда для испытаний двигателей внутреннего сгорания (рис. 3). Данный стенд состоит из:

- электромашины, способной нагружать объект исследования тяговым или тормозным моментом;
- системы сбора данных, позволяющей контролировать как реализованные частоту вращения и крутящий момент на валу электромашины, так и другие параметры систем объекта исследований, такие как: давления, температуры, расходы рабочей жидкости в различных точках системы охлаждения;
- системы охлаждения, поддерживающей стабильный тепловой баланс как электромашины, так и объекта исследований.

Технические характеристики испытательного стенда представлены в табл. 2.

Диапазон измерений и точность используемых датчиков, позволяющих контролировать давление и температуру рабочей жидкости в системе охлаждения, представлены в табл. 3.

Для согласования частоты вращения гидрозамедлителя и электромашины стенда использовался повышающий редуктор с передаточным числом, соответствующим паспорту ретардера – 2,13.



а)



б)

Рис. 3. а) система охлаждения стенда; б) общий вид испытательного стенда

Таблица 2. Технические характеристики испытательного стенда

Номинальная мощность в тормозном режиме, кВт	600
Номинальная частота вращения в тормозном режиме, об/мин	1449
Номинальный крутящий момент в тормозном режиме, Нм	3957
Номинальная мощность в тяговом режиме, кВт	576
Номинальная частота вращения в тяговом режиме, об/мин	1431
Номинальный крутящий момент в тяговом режиме, Нм	3840
Фактор перегрузки в тормозном режиме (длительность не более 60 с, интервал между циклами перегрузки не менее 10 мин)	1,3
Максимальная частота вращения, об/мин	4500
Мощность на максимальной частоте вращения в тормозном режиме, кВт	419
Момент инерции вращающихся масс, кг · м ³	8,6
Масса, кг	2200
Коэффициент полезного действия	0,97
Диапазон измерений крутящего момента, Нм	0-5500
Ошибка в измерениях крутящего момента, %	менее $\pm 0,1$
Ошибка в измерениях частоты вращения, об/мин	± 1

Таблица 3. Диапазон измерений и точность используемых датчиков

Датчики температуры, °С	Диапазон измерений: 0 – 200 Погрешность: $\pm 0,1\%$ (от измеряемой величины)
Датчики давления, кПа	Диапазон измерений: 0 – 2000 Погрешность: $\pm 0,08\%$ (от измеряемой величины)

Схема испытательной установки для натурных исследований характеристик гидротормоза с системой охлаждения представлена на рис. 4.

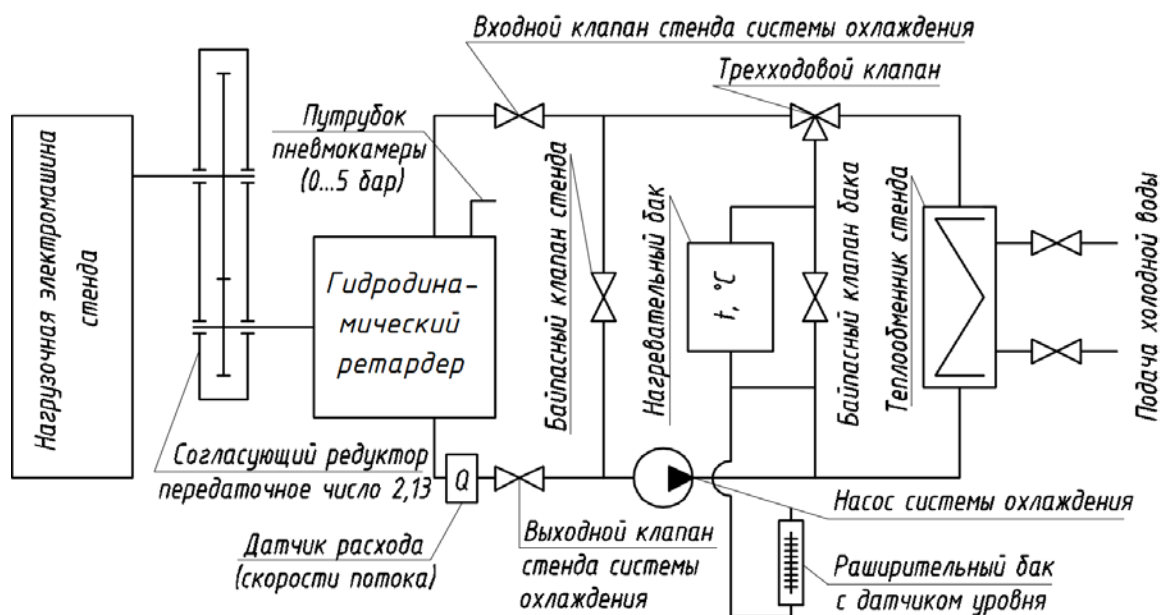


Рис. 4. Схема полученной испытательной установки для исследования характеристик гидродинамического ретардера

Представленная испытательная установка дополнительно оборудована нагревательным баком для задания температурного режима работы объекта исследований.

Места установки датчиков давления и температуры, установленных во входном и выходном каналах непосредственно в корпусе ретардера, указаны на рис. 5.

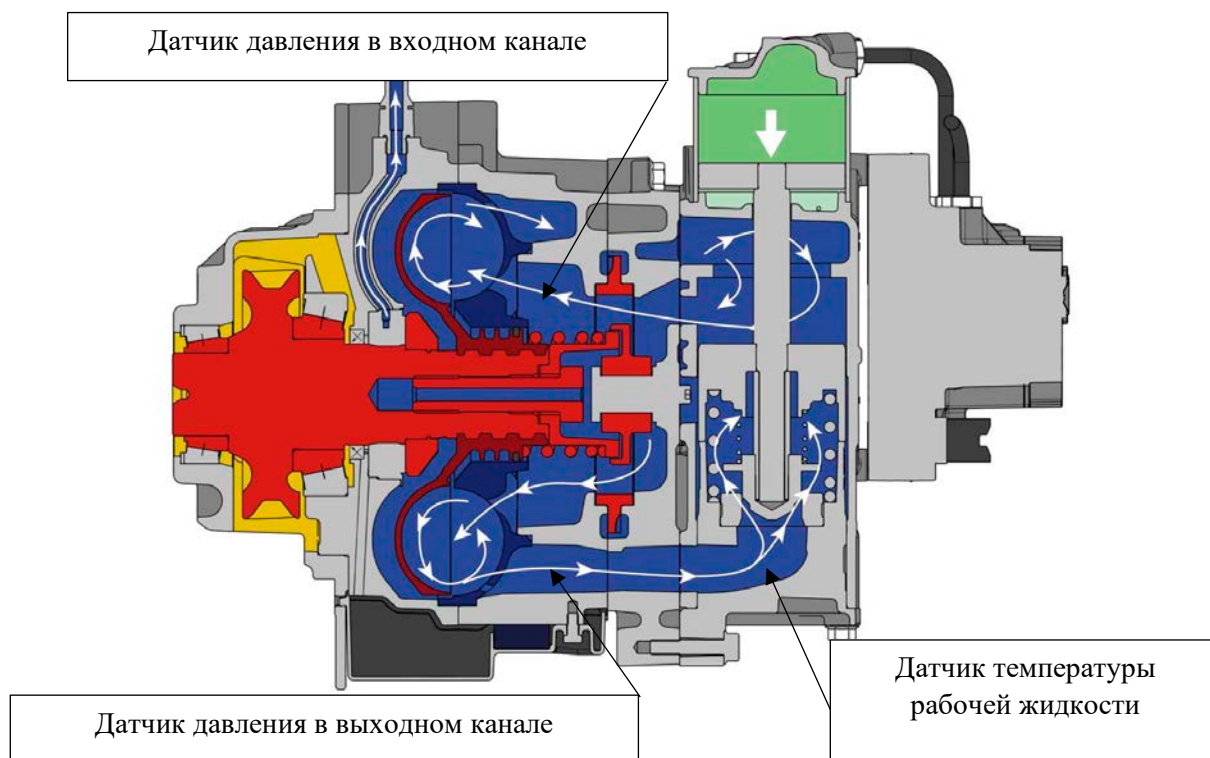


Рис. 5. Места установки датчиков

Общий вид разработанной испытательной установки с установленным ретардером представлен на рис. 6.

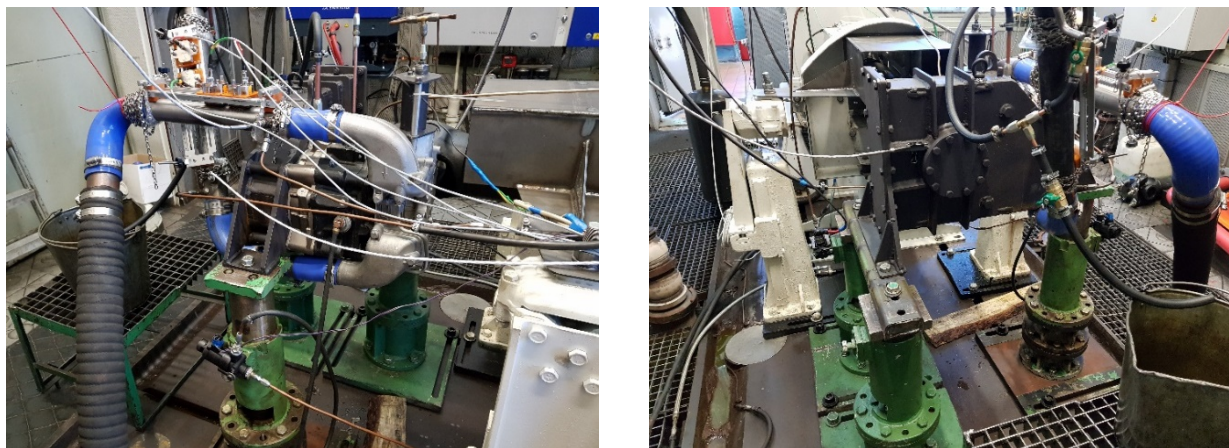


Рис. 6. Общий вид разработанной испытательной установки

Методика проведения эксперимента и результаты сравнительных испытаний

С целью доказательства обоснованности и достоверности результатов, получаемых при помощи математической модели динамики жидкости в межлопастном пространстве гидротормоза, с использованием разработанного стенда были проведены экспериментальные исследования. Во время испытаний был реализован ряд стационарных режимов работы гидротормоза, а также записаны различные параметры работы системы.

При проведении каждого цикла замеров выполнялась следующая последовательность действий:

1. Запускается насос системы охлаждения стенда и обеспечивается расход жидкости в системе на уровне 200 – 300 л/мин (через байпасную магистраль);
2. Активируется нагревательный бак стенда и система охлаждения переводится в рабочий диапазон температур: $t = 80 - 90\text{ }^{\circ}\text{C}$;
3. Нагрузочная электромашина запускается на исследуемую частоту вращения (исследования проводились для частот вращения ротора нагрузочной электромашины 300, 350, 400, 500 и 600 об/мин, большие частоты вращения не выбирались в связи с высоким уровнем тормозного момента ретардера при полном наполнении);
4. Нагревательный бак стенда отключается;
5. Активируется запись давлений во впускном и выпускном каналах ретардера, температуры, частоты вращения и крутящего момента ротора электромашины с датчиков, установленных на испытательном стенде;
6. На ретардер подается управляющее воздействие, соответствующее максимальному уровню тормозного момента;
7. Производится регулировка управляющего воздействия ретардера для обеспечения исследуемого уровня падения давления (разницы между показаниями датчиков давлений в выходном и входном каналах гидротормоза);
8. По завершению переходного процесса завершается запись сигналов с установленных датчиков и ретардер отключается.

С применением представленной методики и испытательного стенда получен следующий массив экспериментальных режимов работы ретардера (табл. 4). Частоты вращения и тормозные моменты приведены к валу электромашины (с учетом редуктора).

Таблица 4. Экспериментальные данные

№	Частота вращения, об/мин	Падение давления, бар	Тормозной момент, Нм
1	300	8,75	970
2	300	3,02	540
3	350	4,84	828
4	350	3,52	654
5	400	10,25	1620
6	500	12,54	2374
7	500	4,87	922
8	600	18,02	3032

Далее, для оценки адекватности разработанной модели, полученные в ходе натурного эксперимента стационарные режимы работы воспроизводились с применением разработанной математической модели динамики жидкости в проточной части гидротормоза. Результаты расчетов представлены в табл. 5, сравнение проводилось по реализованному тормозному моменту. Частоты вращения и тормозные моменты приведены к валу электромашины (с учетом редуктора). Кроме того, с использованием указанной модели был выполнен расчет механической характеристики ретардера при полном наполнении для случаев работы гидромашины при запорном давлении (расход равен 0) и при падении давления равном 0 (расход рабочей жидкости максимальный).

Таблица 5. Расчетные данные

№	Частота вращения, об/мин	Падение давления, бар	Тормозной момент, Нм
Внешняя механическая характеристика при запорном падении давления			
1	300	9,15	1215
2	375	11,14	1642
3	500	15,31	2521
4	600	19,4	3220
Внешняя механическая характеристика при падении давления равном нулю			
1	300	0	95
2	375	0	284
3	500	0	753
4	600	0	1245
Воспроизведение результатов эксперимента			
1	300	8,75	965
2	300	3,02	544
3	350	4,84	840
4	350	3,52	671
5	400	10,25	1631
6	500	12,54	2403
7	500	4,87	941
8	600	18,02	3061

Анализ полученных данных удобно проводить с помощью рис. 7, на котором нанесены полученные экспериментальные и расчетные режимы работы гидротормоза, а также его паспортная механическая характеристика.

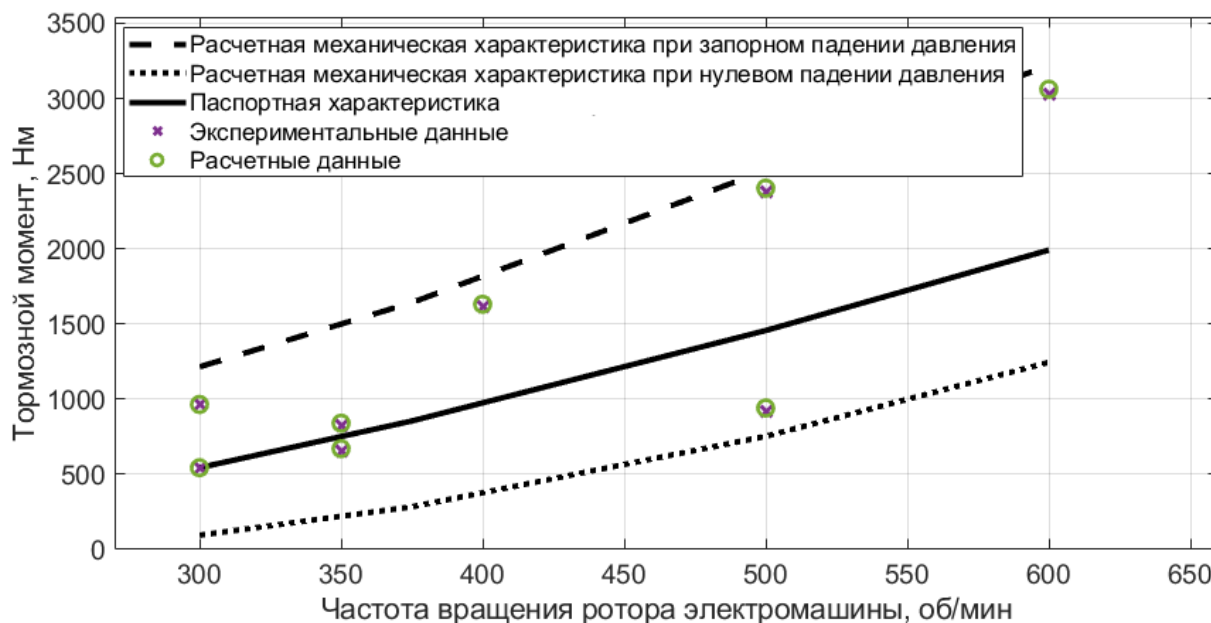


Рис. 7. Результаты сравнительных испытаний (частоты вращения и тормозные моменты приведены к валу электромашин с учетом редуктора)

По полученным данным (рис. 7, табл. 4 и 5) можно сделать вывод, что все расчетные точки, а также паспортная характеристика попали в расчетный предельный диапазон возможных режимов работы гидромашин при полном наполнении (зона между механическими характеристиками при «запорном» падении давления и нулевом).

Кроме того, получено, что расчетные и экспериментальные данные достаточно близки. Максимальная погрешность по тормозному моменту составляет 2,6 %. Таким образом, разработанную модель динамики жидкости в межлопастном пространстве гидротормоза можно считать верифицированной.

Заключение

В рамках представленной работы создана математическая модель динамики жидкости в проточной части гидродинамического ретардера, позволяющая описывать физические процессы, проходящие между ротором и статором при различных режимах работы гидрозамедлителя, и проведена ее верификация.

В ходе выполненных экспериментальных исследований получено, что максимальное отклонение тормозного момента, полученного в результате моделирования, от данных, зарегистрированных в результате эксперимента, составляет 2,6 %. Представленный результат позволяет считать разработанную математическую модель верифицированной и обоснованно применять ее при проектировании лопастной части гидрозамедлителя, для реализации заданных механических характеристик узла.

·
·

Список литературы

1. Котиев Г.О., Гумеров И.Ф., Стадухин А.А., Косицын Б.Б. Определение потребного уровня замедления высокоподвижных колесных машин при использовании износостойкой тормозной системы // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2019. №4 (127). С. 146 – 157.
2. Котиев Г.О., Гумеров И.Ф., Стадухин А.А., Косицын Б.Б. Определение механических характеристик узлов износостойкой тормозной системы высокоподвижных колесных машин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2020. №1 (128). С. 131 – 141.
3. Котиев Г.О., Гумеров И.Ф., Стадухин А.А., Косицын Б.Б. Выбор емкости бортового накопителя энергии при использовании электромашины в износостойкой тормозной системе высокоподвижных колесных машин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2020. №2 (129). С. 126 – 133.
4. Гавриленко Б.А., Минин В.А., Оловников Л.С. Гидравлические тормоза. М.: Машгиз, 1961. 244 с.
5. Стесин С. П., Яковенко Е.А. Лопастные машины и гидродинамические передачи. М.: Машиностроение, 1990. 240 с
6. Hirsh C. Numerical Computation of internal and External Flows Volume 1 Fundamentals of Computational Fluid Dynamics. Elsevier. 2007. 656 p.
7. Xuesong Li, Xiusheng Cheng, Liying Miao, Zhonghua Liu. Numerical Analysis On Internal Flow Field of a Hydraulic Retarder // IEEE Conferences/ 2009 International Conference on Mechatronics and Automation. (Changchun, Chi, 9-12 Aug. 2009). p. 3710 – 3715.
8. Weiyang Bu, Guang Shen, Haifeng Qiu, Chunbao Liu. Investigation on the dynamic influence of thermophysical properties of transmission medium on the internal flow field for hydraulic retarder // International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 126, Part A, 2018, Pages 1367-1376.
9. Xuesong Li, Xiusheng Cheng and Liying Miao, Zhonghua Liu «Numerical Analysis on Internal Flow Field of a Hydraulic Retarder» in: International Conference on Mechatronics and Automation, Changchun, China, 2015.
10. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика в 10 т. Т. 6: Гидродинамика. М.: Физматлит, 2015.
11. Лабунцов Д.А., Ягов В.В. Механика двухфазных систем: Учебное пособие для вузов – М.: Издательство МЭИ, 2000, 374 стр.
12. Wilcox D. C. Formulation of the $k-\omega$ Turbulence Model Revisited//AIAA 2007 1408, 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, Nevada. -2007.

АВТОРЫ

Вдовин Денис Сергеевич, к.т.н., vdovin@bmstu.ru, доцент кафедры "Колесные машины" МГТУ им. Н.Э. Баумана, SPIN-код: 9449-9230, AuthorID: 798071, Scopus ID 57190382642.

Борис Борисович Косицын, д.т.н., kositsyn_b@bmstu.ru, доцент, профессор кафедры "Колесные машины" МГТУ им. Н.Э. Баумана, SPIN-код 2005-7528, AutorID 795755, Scopus ID 57201094323.

Сидоров Александр Андреевич, к.т.н., sidorovaan@bmstu.ru, старший научный сотрудник отдела СМЗ-2 НИИ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана, SPIN-код: 3476-6503, AuthorID: 937249, Scopus ID 57200501536.

Аль-Делеми Джамаль Саади, jamal1994@yandex.ru, заведующий лабораторией кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Васин Роман Александрович, ведущий инженер кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Machines & Plants Design & Exploiting

*Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>*

*//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2023. № 01. pp. 1 – 13.*

DOI:

Received: 07.02.2023

Revised: 09.02.2023

© International Public Organization “Integration strategy”

Verification of the mathematical model of the dynamics of the liquid in the flow part of the hydrobrake

Denis S. Vdovin, Boris B. Kositsyn,
Alexander A. Sidorov*, Dzhamal' S.
Al'-Delemi, Roman A. Vasin

* sidorovaan@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russian Federation

Introduction. The creation of hydraulic retarders for use in transport equipment (hydrodynamic retarders) is associated with the implementation of the specified mechanical characteristics with the minimum overall dimensions of the product, limited by the cramped layout of the machine. This circumstance requires a wide range of studies on the influence of hydraulic brake parameters, for example, the number and angle of inclination of the blades, the shape of the flow path and the physical and mechanical properties of the working fluid on the implemented mechanical characteristic of the assembly in order to optimize the latter in terms of weight and size parameters.

Objective. Verification of the mathematical model of the dynamics of the working fluid in the fluid part of the hydraulic brake, to confirm the calculated data obtained with its help.

Methodology and methods. Verification of the developed model was carried out by performing a series of experimental studies using a serial hydrodynamic retarder. To ensure the possibility of a correct comparison, the solid model of the impellers of the hydraulic brake, with the help of which the finite volume model of the flow part of the retarder was created, was obtained using a coordinate measuring machine. During the experiment, a number of stationary operating modes were implemented with different rotor speeds and pressure difference between the inlet and outlet lines of the hydraulic brake. Then the obtained modes were reproduced using the developed mathematical model. The comparison was carried out according to the realized braking torque.

Results and scientific novelty. In the course of the studies performed, it was proved that the results obtained using the developed mathematical model of fluid dynamics in the flow part of the hydraulic retarder and in the framework of a full-scale experiment are close. The presented result allows us to consider the developed mathematical model verified and reasonably use it in the study of the influence of various hydraulic brake parameters on its mechanical characteristics.

Practical significance. A mathematical model of fluid dynamics in the flow part of a hydrodynamic retarder has been created and verified. The data obtained make it possible to use it in the design of the blade part of the hydraulic retarder to implement the specified mechanical characteristics of the assembly.

Keywords: hydrodynamic retarder, hydraulic brake, computational fluid dynamics, flow path, experimental studies, verification

References

1. Kotiev G.O., Gumerov I.F., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. Determination of the required level of deceleration of high-speed wheeled machines when using a wear-resistant braking system//Proceedings of NSTU named after R.E. Alekseeva. 2019. №4 (127). P. 146-157.
2. Kotiev G.O., Gumerov I.F., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. Determination of mechanical characteristics of the units of the wear-resistant braking system of high-speed wheeled machines//Proceedings of NSTU named after R.E. Alekseeva. 2020. №1 (128). P. 131-141.
3. Kotiev G.O., Gumerov I.F., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. Choice of capacity of on-board energy storage when using an electric machine in a wear-resistant braking system of highly movable wheeled machines//Proceedings of NSTU named after R.E. Alekseeva. 2020. №2 (129). P. 126-133.
4. Gavrilenko B.A., Minin V.A., Olovnikov L.S. Hydraulic brakes. M.: Mashgiz, 1961. 244 p.
5. Stesin S.P., Yakovenko E.A. Blade machines and hydrodynamic transmissions. M.: Mechanical engineering, 1990. 240 p.
6. Hirsh C. Numerical Computation of internal and External Flows Volume 1 Fundamentals of Computational Fluid Dynamics. Elsevier. 2007. 656 p.
7. Xuesong Li, Xiusheng Cheng, Liying Miao, Zhonghua Liu. Numerical Analysis On Internal Flow Field of a Hydraulic Retarder // IEEE Conferences/ 2009 International Conference on Mechatronics and Automation. (Changchun, Chi, 9-12 Aug. 2009). p. 3710 – 3715.
8. Weiyang Bu, Guang Shen, Haifeng Qiu, Chunbao Liu. Investigation on the dynamic influence of thermophysical properties of transmission medium on the internal flow field for hydraulic retarder // International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 126, Part A, 2018, Pages 1367-1376.
9. Xuesong Li, Xiusheng Cheng and Liying Miao, Zhonghua Liu «Numerical Analysis on Internal Flow Field of a Hydraulic Retarder» in: International Conference on Mechatronics and Automation, Changchun, China, 2015.
10. Landau LD, Lifschitz EM Theoretical physics in 10 vol. T. 6: Hydrodynamics. M.: Fizmatlit, 2015.
11. Labuntsov D.A., Yagov V.V. Mechanics of two-phase systems: Textbook for universities - M.: MPEI Publishing House, 2000, 374 pp.
12. Wilcox D. C. Formulation of the k- ω Turbulence Model Revisited//AIAA 2007 1408, 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, Nevada. - 2007.

AUTHORS

Vdovin Denis Sergeevich, Ph.D., vdovin@bmstu.ru, Associate Professor, Wheeled Vehicles Department, Bauman Moscow State Technical University, SPIN code: 9449-9230, AuthorID: 798071, Scopus ID 57190382642.

Kositsyn Boris Borisovich, Doctor of Technical Sciences, kositsyn_b@bmstu.ru, Professor, Wheeled Vehicles Department, Bauman Moscow State Technical University, SPIN code 2005-7528, AuthorID 795755, Scopus ID 57201094323.

Sidorov Alexander Andreevich, Ph.D., sidorovaan@bmstu.ru, Senior Researcher, SM3-2 Department, Scientific Research Institute of the Bauman Moscow State Technical University, SPIN code: 3476-6503, AuthorID: 937249, Scopus ID 57200501536.

Al-Delemi Jamal Saadi, jamal1994@yandex.ru, head of the laboratory, Wheeled Vehicles Department, Bauman Moscow State Technical University.

Vasin Roman Alexandrovich, r.vasin@bmstu.ru, Leading Engineer, Wheeled Vehicles Department, Bauman Moscow State Technical University.