

УДК 629.5.064.3

А.В. МАЛАХОВ, В.В. ЛЕОНОВ

*Одесский национальный морской университет, Украина*

## ТЕХНОЛОГИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ГАШЕНИЯ ИЗБЫТОЧНОЙ ЭНЕРГИИ В СУДОВЫХ СИСТЕМАХ ГИДРОПРИВОДА

В работе показано, что существующие конструкции судовых систем гидроприводов в режимах своей эксплуатации на стартови и пиковых режимах нагрузки требуют усовершенствования системы управления механической частью. За счёт инерционных свойств потока, гидропривод работает не качественно, что в основном проявляется в автоколебания исполнительного механизма. В работе предложен вариант гидродинамического решения проблемы управления с помощью использования в камерах рабочих линий гидропривода разварачиваемых дисковых обтекателей. Для данных обтекателей представлены главные результаты теоритических и экспериментальных исследований.

**судовая система гидропривода, дисковый обтекатель, ближний след, коэффициент местных потерь**

### Введение

Актуальной проблемой судовых систем гидропривода является качественное управление основными гидромеханическими характеристиками движущегося рабочего потока. Использование этих систем на современных судах по-прежнему чувствительны к возникающим в них динамическим нагрузкам, и очень важным является вопрос о регулировании их инерционными параметрами. При выполнении на судне технологических операций очень часто возникает необходимость мгновенной остановки рабочей жидкости в системе трубопроводов гидропривода. Затухание инерционных волн давления должно происходить за короткий временной интервал. Как показано на практике затухание выполняется очень редко, поскольку данный процесс является периодическим с затухающей во времени амплитудой колебаний.

### Основной материал

Вариантом решения этой проблемы, качественного регулирования работы судовых систем гидропривода в моменты их эксплуатации при пиковых нагрузках, может являться управление гидромеханическими характеристиками движущейся среды.

Для этого устанавливается дисковый обтекатель внутри цилиндрической рабочей камеры в системе гидропривода. При этом характер взаимодействия диска с движущимся потоком будет всегда напрямую определяться исключительно условиями его обтекания. За счет возникающих специфических особенностей гидродинамического взаимодействия ограниченного потока с такими обтекателями, может быть достигнут, практически мгновенный, а самое главное полный отбор инерционного напора у движущегося потока рабочей жидкости. Роль гасителей кинетической энергии движущейся рабочей жидкости будут играть обтекатели, как единственными техническими устройствами. Подобные гидромеханические гасители избыточной энергии (возникающей из-за инерции потока) в случае текущей эксплуатации системы судового гидропривода не должны создавать большого гидравлического сопротивления.

Отметим, что в настоящее время данные теории взаимодействия ограниченного потока высоковязкой жидкости с обтекаемыми телами являются немногочисленными. Важным фактором системы судовых гидроприводов является симметричность расположения гидродинамических гасителей энергии потока, по отношению к стенкам цилиндрической

рабочей камеры. Выполненные численные расчеты показали, что асимметричное расположение диска внутри цилиндрического трубопровода приводит к перераспределению зоны максимальных скоростей потока. Как видно на рис. 1 имеет место притяжение максимума скорости потока в сторону меньшего зазора.

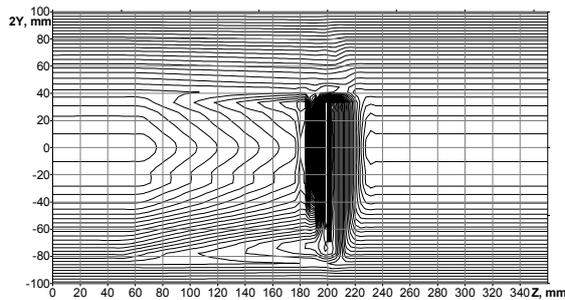


Рис. 1. Изоганы при обтекании диска толщиной 3 мм.  $Re = 2000$ . Величина несоосности тела и трубопровода составляет 10 мм

В ходе решения пространственной задачи об обтекании в цилиндрической трубе тела дисковой формы установлено, что перед лобовой поверхностью диска возникает сложная вихревая область. В данной части пространства и в ближнем следе позади дискового обтекателя теряется значительная часть энергии движущейся жидкости, что с технической точки зрения позволяет рассматривать обтекатель, как обычное местное сопротивление. На рис. 2, 3 показана вихревая область перед лобовой поверхностью диска. Аналогичный результат, показанный на рис. 4, и отображающий возникновение замкнутой зоны перед обтекателем был получен в ходе натуральных экспериментов.

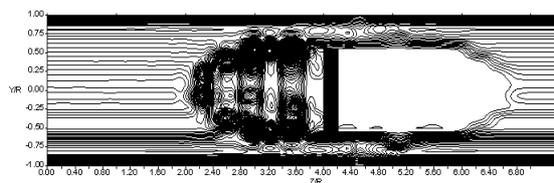


Рис. 2. Нестационарное поле завихренности при обтекании диска:  $t=378,7$  сек.  $Re=500$ . Поток движется слева направо

При взаимодействии произвольного обтекателя с движущимся потоком представляют интерес вопро-

сы, связанные с характером течения в тыльной части рассматриваемого тела. В ходе исследований были получены данные, указывающие на практически полное восстановление скорости потока на расстоянии 2 – 3 диаметров тела вниз по потоку. Полученные результаты приведены на рис. 5.

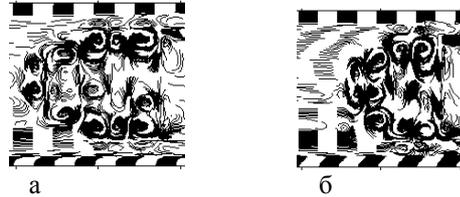


Рис. 3. Изолинии поля завихренности перед диском: а –  $t = 378,7$  сек.  $Re = 500$ ; б –  $t = 17$  сек.  $Re = 10^4$



Рис. 4. Обтекание плоского тела стесненным потоком в различные моменты времени.  $Re=1951$ . Поток движется справа налево

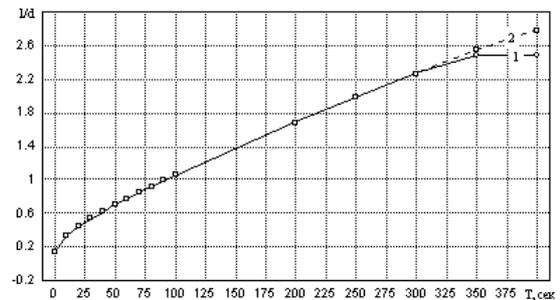


Рис. 5. Изменение во времени длины следа за диском в зависимости от его толщины:

$l$  – длина следа;  $d$  – диаметр тела;  
1 – толщина диска 20 мм; 2 – толщина диска 2 мм

Анализ графика показывает, что этот параметр должен всегда увеличиваться при уменьшении толщины обтекаемого тела. При этом максимум длины ближнего следа приходится на случай обтекания самого тонкого диска.

Известно, что математическая модель любого физического процесса должна с максимальной адекватностью воспроизводить исследуемые эффекты и при этом обладать высокой точностью получаемого

результата. В рассматриваемой задаче, описывающей движение рабочей жидкости внутри цилиндрической камеры гидропривода, главным являлся вопрос о получаемых полях течения вблизи установленного прототипа дискового гасителя энергии. По этой причине при разработке математической модели были использованы основные уравнения движения – уравнения Навье-Стокса. В качестве замыкающего соотношения использовалось уравнение фон Неймана, которое может быть получено путем дифференцирования уравнений Навье-Стокса по соответствующим пространственным координатам и дальнейшим их суммированием с учетом уравнения неразрывности.

В случае решения задачи, описывающей переходные или турбулентные течения вблизи дискового гасителя энергии начальные условия по распределению касательного напряжения удобно задавать как:

– для напряжения сдвига у стенки трубы

$$\tau_{cm} = \frac{R}{2} \frac{\partial P}{\partial x}; \quad (1)$$

– для напряжения сдвига в основном потоке

$$\tau = \tau_{cm} \frac{y_i}{R}, \quad (2)$$

где  $\tau$  – напряжение сдвига;  $R$  – радиус цилиндрической рабочей камеры, м.

Необходимо отметить, что главным достоинством использованного варианта решения полной системы уравнений движения, является тот факт, что в последующем величина касательного напряжения на поверхности моделируемого дискового обтекателя может определяться как

$$\tau = \mu \left( \frac{\partial V}{\partial y} \right)_{y=0}. \quad (3)$$

Сопротивление трения дискового обтекателя в случае решения плоской задачи и при нулевом угле атаки потока целесообразно рассчитать как

$$D = b \int_{x=0}^{2r} \tau dx, \quad (4)$$

где  $b$  – толщина диска;  $r$  – радиус диска.

В ходе выполненных расчетов было установлено, что при взаимодействии ограниченного потока с дисковым гасителем энергии одним из определяющих параметров является степень перекрытия потока. Так полученные расчетным путем значения коэффициента сопротивления диска достигают максимума, когда степень перекрытия потока составляет 41% и выше.

При проведении вычислительных экспериментов наблюдалось изменение во времени значения коэффициента сопротивления диска с его последующим выходом на стационарное значение. Динамика изменения этого параметра для двух дисков различной толщины представлена на рис. 6. На этом же рисунке приведены данные других авторов.

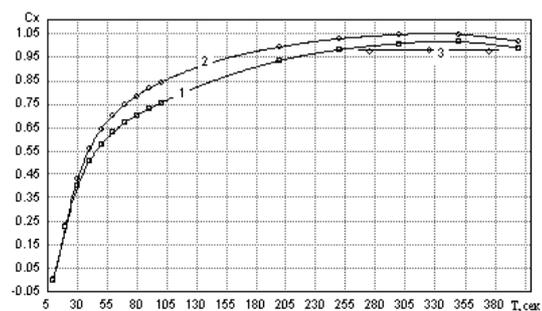


Рис. 6. Изменение во времени коэффициента сопротивления диска;

1 – толщина диска 20 мм; 2 – толщина диска 3 мм; 3 – данные Биркгофа, Плессета и Симонсона.

Исследования осуществлялись как на газообразных, так и на капельных жидкостях. Методика проведения экспериментальных работ была разработана отдельно для аэродинамического и гидродинамического стендов. С учетом анализа результатов проведенных экспериментов и систематизации полученного материала был получен положительный вывод о возможности последующего использования дисковых обтекателей в качестве основных гасителей инерционного напора рабочей жидкости в судовых системах гидропривода.

На рис. 7 для различных значений угла атаки потока  $\alpha$  показана экспериментальная зависимость коэффициента местных потерь диска от скорости рабочего потока. На графиках видно, что начиная с

числа Рейнольдса, равного  $Re = 7000$  данный параметр попадает в зону автомодельности, а получаемые численные значения намного превосходят аналогичную величину для известных типов шибберных заслонок. Максимальные значения величины коэффициента местных потерь дискового гасителя энергии наблюдаются при углах атаки потока от  $0$  до  $40$  градусов. Стабильность гидравлической характеристики начинается после 5 секунд начала движения рабочей жидкости в системе гидропривода.

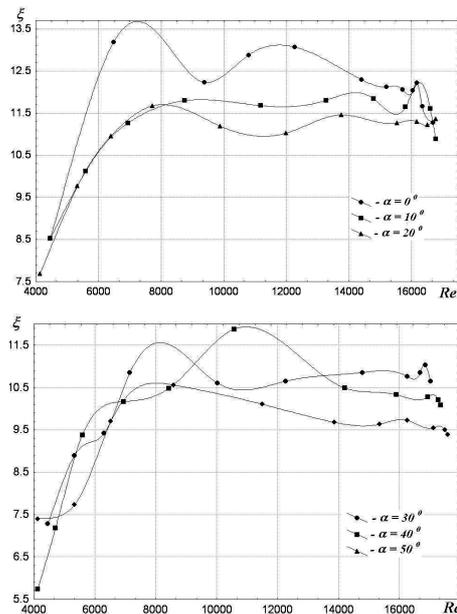


Рис. 7. Зависимость коэффициента местных потерь  $\xi$  от числа Рейнольдса потока для тела в виде диска

Поскольку рассматриваемый в настоящей работе дисковый гаситель избыточной гидродинамической энергии потока является по существу одним из видов местных сопротивлений, то в ходе экспериментов был определен его участок длины стабилизации. Оценка этой величины выполнялась как расчет двух длин. Расчет длины первого участка производился по выражению следующего вида

$$\frac{l_1}{D} = 19(1 - e^{-0,6\xi}), \quad (5)$$

Расчет длины второго участка производился как

$$\frac{l_2}{D} = \frac{0,45}{\lambda}, \quad (6)$$

где  $l_1$  и  $l_2$  – длины первого и второго участков стабилизации,  $m$ ;  $D$  – диаметр трубы,  $m$ ;  $\lambda$  – гидравли-

ческие коэффициент трения;  $\zeta$  – коэффициент местных потерь дискового гасителя энергии.

## Заключение

Полученные экспериментальным путем результаты указали на хорошее совпадение с расчетными значениями.

При изготовлении дискового гасителя энергии судового гидропривода необходимо учитывать все требования к эксплуатации, как самой системы, так и используемой в ней рабочей жидкости. Главным ограничивающим фактором при изготовлении и монтаже дисковых гасителей энергии должно выступать развиваемое гидромотором давление в системе гидропривода. Его максимальная величина согласно не должна превышать  $21$  МПа, а рабочее давление должно составлять до  $10$  МПа. Для рабочего диапазона температур (до  $50$  °С) вязкость используемой рабочей жидкости должна находиться в пределах  $13 - 15$  сСтокс.

## Литература

1. Кондратьева Т.Ф. Предохранительные клапаны. – Л. Машиностроение, 1976. – 231 с.
2. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра, 1970. – 216 с.
3. Малахов А.В. Влияние эксцентриситета на коэффициент сопротивления обтекаемых тел в трубопроводе // Ядерная и радиационная безопасность. – 1999. – Т. 2. – Вып. 3. – С. 56-61.
4. Яншин Б.И. Затворы и переходы трубопроводов. – М.: Машгиз, 1962. – 180 с.
5. Биркгоф Г. Гидродинамика: Пер. с англ. – М.: Изд-во иностр. лит-ры, 1963. – 244 с.
6. Дейли Дж., Харлеман Д.. Механика жидкости. – М.: Энергия, 1971. – 480 с.

Поступила в редакцию 27.05.2008

**Рецензент:** д-р техн. наук Ю.Л. Воробьёв, Одесский национальный морской университет, Одеса.