

УДК 532.5.013.12

© 1998 г. В.П. КАРЛИКОВ, Г.И. ШОЛОМОВИЧ

## НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ТЕЛ С ПОТОКОМ ПРИ ИСТЕЧЕНИИ ИЗ НИХ ПОПЕРЕЧНЫХ СТРУЙ

Предложена, обоснована и апробирована методика изучения эффективности носовых подруливающих устройств типа "винт в канале" на модели в гидродинамической трубе. Исследован характер взаимодействия струй, создаваемых такими устройствами, с потоком в окрестности модели корпуса корабля при малых скоростях хода. Изучена зависимость возникающей боковой силы от формы начального сечения и относительной скорости струи, истекающей из канала подруливающего устройства. В исследованном диапазоне относительных скоростей таких струй обнаружена сильная зависимость боковой силы от числа Рейнольдса, вычисленного по скорости натекающего потока и характерному поперечному размеру начального сечения струи. Рассмотрен также случай кавитационного соударения струи с внешним потоком, когда в зону ближнего следа за струей подается значительное количество газа.

Задача о силовом взаимодействии тел с обтекающим их потоком при наличии истекающих из них струй имеет и фундаментальный и прикладной характер.

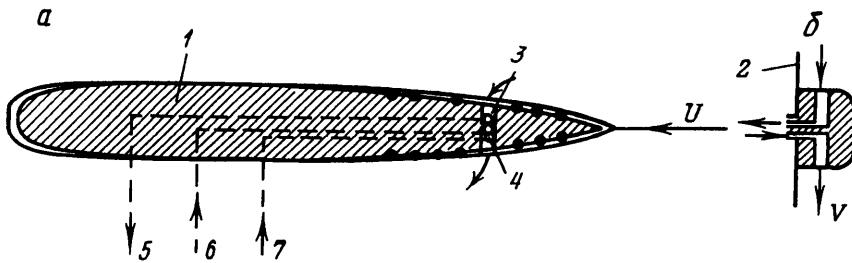
В настоящей работе эта задача рассматривается применительно к струям жидкости, используемым как вспомогательное средство управления поведением судна.

Для повышения маневренности судна при выполнении швартовых операций и при движении с малой скоростью большое распространение получили устройства типа "винт в канале", представляющие собой расположенные в носовой или кормовой части судна поперечные каналы с винтом внутри них, организующим поток воды, забираемой с одного борта и выбрасываемой в виде струи — с другого. Возникающие силы и момент создают необходимые для дополнительного управления судном возможности.

Существенным недостатком носовых подруливающих устройств является сильная зависимость их эффективности от скорости хода судна. Имеется значительное число работ [1–5], в которых описан характер этой зависимости. С началом движения, при малых скоростях хода  $U = 1\text{--}2 \text{ м/с}$  величины боковых сил и моментов, действующих на судно, резко снижаются. С ростом скорости этот нежелательный эффект усиливается, а затем начинает убывать, т.е. эффективность подруливающего устройства постепенно восстанавливается. Такой характер изменения эффективности связан с возникающим в результате движения судна невыгодным перераспределением давления на его корпусе в окрестности входного и выходного сечений канала подруливающего устройства.

В то же время с возникновением движения судна эффективность кормовых подруливающих устройств не только не снижается, но в ряде случаев даже возрастает [4].

Выводы большинства работ, посвященных анализу эффективности подруливающих устройств, основаны на результатах экспериментальных исследований, проводившихся либо на натурных объектах, либо на крупномасштабных моделях, буксируемых в гидродинамических лотках. Недостатком такой методики исследований является трудоемкость изготовления и монтажа большого количества возможных вариантов конструкций устройств, имеющих значительные размеры.



Фиг. 1. Конструктивная схема модели: *а* – продольный разрез модели по оси подруливающего устройства, *б* – поперечное сечение модели по оси канала подруливающего устройства. 1 – модель, 2 – стенка рабочей части гидродинамической трубы, 3 – канал забора воды, 4 – канал выброса струи, 5 – отсос воды, 6 – подача воды, 7 – подача газа. Точками обозначено положение отверстий для измерения давления на поверхности модели

Вместе с тем существование проблемы связано с причинами, имеющими локальный гидродинамический характер. С этой точки зрения представляется целесообразным проведение опытов с моделями существенно меньших размеров в гидродинамических трубах, что позволяет длительное время наблюдать изучаемое явление, осуществлять визуализацию потоков, рассмотреть значительное количество вариантов конструкций каналов подруливающих устройств, форм корпуса моделей и т.п.

При переходе к натурным условиям естественно возникает проблема учета неполного соответствия характера обтекания подводной части корпуса судна из-за отсутствия в опытах с моделью в гидротрубе свободной поверхности, а также проблема учета масштабного эффекта, т.е. внесения поправок, связанных с неполным моделированием. Однако в том случае, когда при изучении маломасштабных моделей найдены пути решения задачи повышения эффективности подруливающих устройств, принципиально правильные с гидродинамической точки зрения, этот подход является оправданным и позволяет существенно сократить объем исследований с крупномасштабными моделями.

В настоящей работе представлены некоторые результаты выполненных в гидродинамической трубе Института механики МГУ испытаний моделей подводной части корпусов судов с имитацией работы носовых подруливающих устройств типа "винт в канале" с цилиндрическими каналами, имеющими различную форму поперечного сечения. Основное внимание удалено методике испытаний, анализу характера распределения давления вдоль корпуса модели на уровне оси устройства в окрестности заборного и выходного отверстий, а также получению зависимости боковой силы от скорости натекающего потока и скорости выбрасываемой струи.

Эксперименты проводились в плоском рабочем участке гидротрубы прямоугольного поперечного сечения шириной 1000 и высотой 120 мм. Модель подводной части корпуса корабля с габаритными размерами 808×110×80 мм устанавливалась на гидродинамических весах при нулевом угле атаки в перевернутом виде. Прототипом использованной модели является один из известных вариантов морских транспортных судов [6].

Конструктивная схема модели показана на фиг. 1. Имитация работы подруливающего устройства осуществлялась отсосом воды из гидротрубы через заборное отверстие канала устройства и подачей такого же количества воды в нее через его выпускное отверстие. Вода, забираемая из потока, выводилась из модели по каналу, перпендикулярному каналу подруливающего устройства. Через аналогичный канал вода поступала извне в модель и выбрасывалась из нее. Входной и выходной участки каналов подруливающего устройства, разделенные перегородкой, были сменными, что позволяло проводить сравнительные опыты при различной форме их поперечного сечения. Была предусмотрена подача малого количества газа в модель для визуализации выбрасываемой струи и течения в окрестности модели, а также газа с большим расходом для организации кавитационного соударения струи с обтекающим корпус потоком, т.е. создания искусственного кавитационного течения в области за струей. Ряд дре-

нажных отверстий в корпусе позволял провести измерение распределения давлений в окрестности заборного и выпускного отверстий.

Наибольшая погрешность измерения параметров потока, силовых характеристик, расходов воды и воздуха не превышала 5%. Учет влияния стенок рабочей части проводился по обычной методике, используемой при испытаниях в гидротрубах. Фотосъемка течения велась при постоянном освещении с экспозицией 1/30–1/60 с или при импульсном освещении с экспозицией  $2 \cdot 10^{-6}$  с.

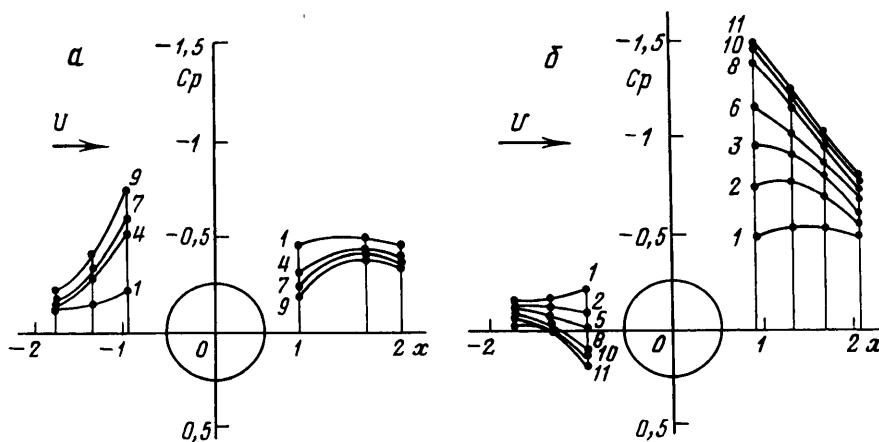
Коэффициент давления в точках поверхности модели вычислялся по формуле  $C_{pi} = 2(p_i - p)/\rho U^2$ , где  $p$  – статическое давление в натекающем потоке,  $p_i$  – давление, измеренное в  $i$ -той точке,  $\rho$  – плотность воды. Измерение величины расхода  $Q$  воды в канале подруливающего устройства позволяло определить среднюю скорость выбрасываемой струи  $V = Q/S$ , где  $S$  – площадь поперечного сечения выходного (входного) участков каналов устройства. При обработке экспериментальных данных определялось значение коэффициента боковой силы  $C_y = 2Y/\rho V^2 S = 2YS/\rho Q^2$ , где  $Y$  – значение боковой силы, действующей на корпус модели при работающем подруливающем устройстве.

Конструкция модели, допускавшая возможность независимого отбора и подачи воды, позволила оценить их влияние на течение в окрестности противоположных бортов модели судна. С этой целью на модели подруливающего устройства с цилиндрическим каналом круглого сечения была выполнена серия экспериментов по определению распределения давлений на бортах модели в одном случае при одновременном заборе и выбросе воды, а в другом – только с выбросом при том же расходе, но без забора воды. Опыты проводились при  $U = 0$  и  $1,5 \leq U \leq 7,5$  м/с в достаточно широком диапазоне значений параметра  $m = U/V$  ( $m = 0$ ;  $0,25 \leq m \leq 1,2$ ), включающем значительную часть рабочих режимов существующих подруливающих устройств ( $0 \leq m \leq 1$ ).

Было установлено, что для испытуемой модели влияние забора воды на распределение коэффициента давления вдоль противоположного борта, где осуществляется выброс воды, лежит в пределах погрешности измерений, т.е. распределение коэффициента давления на стороне выброса остается практически неизменным. Аналогично в опытах только с выбросом струи оставались практически неизменными значения коэффициента давления на стороне забора воды. Это обстоятельство позволило сделать вывод о возможности раздельного изучения эффектов, связанных с забором или выбросом воды, осуществляя последние лишь с одного борта модели, с последующим суммированием результатов.

Еще одна существенная особенность предложенной методики проведения испытаний, обусловленная конструкцией модели, связана с измерением боковых сил. Как следует из теоремы об изменении количества движения для идеальной жидкости, в принятой конструктивной схеме модели действующая на нее боковая сила  $Y$  при  $U = 0$  равна реактивной силе, которая при выбросе воды должна реализовываться на стенах водовода, подающего воду в модель. Боковая сила, возникающая на корпусе за счет разрежения при отсосе воды, вклада в  $Y$  не дает, поскольку она компенсируется потерей количества движения при повороте потока на 90° в канале, выводящем воду из модели. В случае осуществления забора и выброса воды при наличии потока, обтекающего модель ( $U \neq 0$ ), к указанной реактивной силе добавляются силы, связанные с возникающим перераспределением давления на бортах модели. Эти соображения справедливы и для реальной жидкости с точностью до поправок, связанных с потерями в водоводах, обусловленными вязкостью жидкости.

Силовые измерения показали, что в рассмотренных диапазонах значений скорости потока  $U$  и параметра  $m$  возникающее дополнительное перераспределение давлений на корпусе вблизи заборника не дает существенного вклада в боковую силу. Повидимому, усиление с ростом  $V$  разрежения перед заборным отверстием на корпусе практически компенсируется соответствующим повышением давления за ним. Это



Фиг. 2. Распределение коэффициента давления  $C_p$  на корпусе модели вдоль ватерлинии, проходящей через ось канала подруливающего устройства, в окрестности входного (а) и выходного (б) каналов с круглым поперечным сечением при  $1/m = 0; 0,32; 0,5; 0,53; 0,59; 0,71; 0,76; 1,0; 1,13; 1,22; 1,41$  (кривые 1–11),  $x = X/D$ . Вертикальные линии соответствуют положению отверстий для измерения давления



Фиг. 3. Фотография струи, вытекающей из канала, имеющего форму круга, при  $m = 0,5$ . Экспозиция 1/60 с

видно, например, на фиг. 2, где при некоторых значениях параметра  $V/U = 1/m$  представлено распределение коэффициента давления на корпусе вдоль ватерлинии, проходящей через ось канала подруливающего устройства, в окрестности входного (фиг. 2,а) и выходного (фиг. 2,б) отверстий при одновременном заборе и выбросе воды.

Распределение коэффициента давления на корпусе в окрестности выходного отверстия существенно различно по обеим сторонам от выбрасываемой струи. Перед выходным отверстием на корпусе модели происходит повышение давления, а за ним – существенное понижение. То же самое происходило и при других значениях параметра  $m$  в исследованном диапазоне, что приводило к значительному отклонению боковой силы от значения, обусловленного реакцией выбрасываемой струи. Описан-

ное изменение полей давления на корпусе при выбросе струи наблюдают также на крупномасштабных моделях и натурных объектах. Оно является одной из основных причин существенного снижения эффективности подруливающих устройств при возникновении поступательного движения судна [2, 5].

Указанные обстоятельства позволили ограничиться исследованием в основном боковых сил, связанных со взаимодействием натекающего потока лишь с выбрасываемой струей.

Представление о характере течения в зоне выброса струи дает ее визуализация. На фиг. 3 показан вид течения для канала цилиндрической формы при  $m = 0,5$ . Выбрасываемая струя в этом случае примыкает к корпусу модели лишь на расстоянии, равном примерно трем диаметрам струи, а непосредственно около выпускного отверстия имеет место обтекание выбрасываемой струи, близкой по форме к круглому цилиндру. Аналогичный характер течения наблюдается и при других значениях параметра  $m < 0,5$  в исследованном диапазоне.

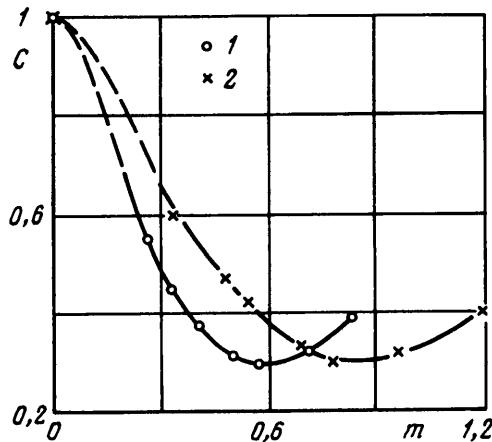
Результаты измерения давления на корпусе модели в проведенных опытах находятся в соответствии с данными значительного числа работ, посвященных исследованию взаимодействия струи, вытекающей из плоской стенки со сносящим потоком (см., например, библиографию в [7]). В экспериментальных работах [8, 9] было обнаружено существенное различие взаимодействия со сносящим потоком "слабых" ( $0,45 \leq m \leq 0,63$ ) и "сильных" ( $m < 0,2$ ) струй. Было показано, что, несмотря на интенсивное турбулентное смешение потоков в области контакта, взаимодействие слабых струй с поперечным потоком имеет характер обтекания препятствия. Например, для слабых струй с круглым поперечным сечением картина течения в окрестности сопла аналогична картине поперечного обтекания со срывом потока бесконечного кругового цилиндра при некотором количественном различии, особенно в следе.

Для сильных струй значительную роль играет их эжектирующая способность, в результате чего распределение давлений в окрестности их начального сечения является качественно аналогичным обтеканию точечного стока. По характеру взаимодействия струй со сносящим потоком во всем исследованном диапазоне  $0,25 \leq m \leq 1,2$  выбрасываемые струи вели себя как слабые, несмотря на то, что при  $m > 0,63$  после выхода из модели они сразу же примыкали к ее корпусу. Эти обстоятельства позволили допустить, что, несмотря на турбулентный характер смешения выбрасываемых струй с поперечным потоком, коэффициент боковой силы, возникающей при работе подруливающего устройства, на основании теории размерностей может быть представлен в виде  $C_y = C_y(L_k/D, Re, m)$ , где  $D$  – характерный линейный поперечный размер канала подруливающего устройства, например гидравлический диаметр;  $L_k/D$  – безразмерные геометрические параметры, характеризующие форму канала, его расположение, а также форму корпуса модели;  $Re = UD/v$  – число Рейнольдса. В случае устройства с каналом круглого поперечного сечения в качестве  $D$  естественно выбрать начальный диаметр выбрасываемой струи.

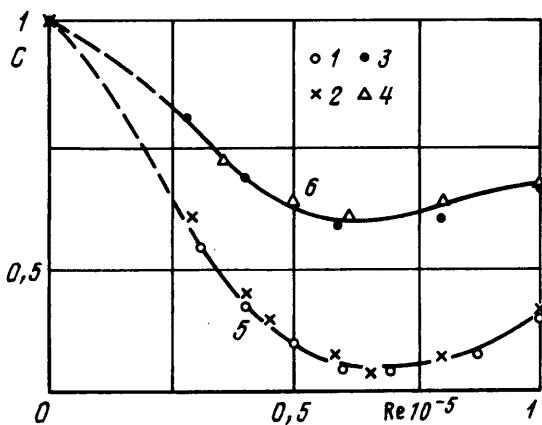
После обработки данных силовых измерений были получены значения  $C_y$  для струй с начальным поперечным сечением в виде круга, овала и симметричного крылового профиля при нескольких значениях скорости струй в диапазоне скоростей натекающего потока  $1,5 \leq U \leq 5$  м/с.

На фиг. 4 показана зависимость от параметра  $m$  отношения коэффициента боковой силы  $C_y$  при наличии потока к его значению  $C_{y0}$  в покоящейся жидкости для круглых струй с  $D = 0,02$  м при  $V = 4,2$  и 6 м/с.

Вопреки мнению многих авторов, например [1, 2, 5], о том, что  $m$  – всегда основной параметр, определяющий величину боковых сил, обусловленных работой подруливающего устройства, оказалось, что в рассмотренном диапазоне  $0,25 \leq m \leq 1,2$  это не так, ибо для различных скоростей натекающего потока значения  $C = C_y/C_{y0}$  при фиксированном значении параметра  $m$  существенно отличаются друг от друга, т.е. кривые  $C = f(m)$  для разных скоростей струй не совпадают.



Фиг. 4. Зависимость величины  $C = C_y/C_{y0}$  от параметра  $m$  для струи с начальным сечением, имеющим форму круга;  $V = 6,0$  м/с (1);  $V = 4,2$  м/с (2)



Фиг. 5. Зависимость величины  $C = C_y/C_{y0}$  от числа Рейнольдса  $Re = UD/v$  для струи с начальным сечением, имеющим форму круга (5) и форму хорошо обтекаемого контура (6). Точки 1–4 соответствуют  $V = 6,0; 4,2; 6,8; 4,7$  м/с

Представление тех же результатов в виде зависимости  $C$  от числа Рейнольдса, составленного по гидравлическому диаметру сечения канала устройства, позволило получить единственную кривую. Эта зависимость показана на фиг. 5 кривой 5.

Зависимости  $C(Re)$  для струй с овальной и крыловидной формами поперечного сечения с относительной толщиной, равной 0,4, при  $V = 4,7$  и 6,8 м/с практически совпали и показаны на фиг. 5 одной кривой 6.

Слабое влияние на зависимость  $C(Re)$  параметра  $m$  находится в соответствии с результатами измерения давлений на корпусе модели, показанными на фиг. 2, так как при  $m \leq 1$  кривые  $C_p = C_p(x, m)$  уже мало отличаются друг от друга.

Рассматриваемые опыты выполнены при  $3 \cdot 10^4 \leq Re \leq 10^5$ . Испытания крупномасштабных моделей, описанные в ряде известных работ, проводились в диапазонах значений  $Re$ , имеющих пересечения с этим диапазоном. Например, в экспериментах со струями, имевшими  $D = 0,11$  м, число Рейнольдса менялось в пределах  $1,1 \cdot 10^4 \leq Re \leq 1,3 \cdot 10^5$  [5], а в опытах с  $D = 0,05$  м  $Re \leq 3,7 \cdot 10^4$  [4].

Зависимости на фиг. 5 указывают на возможность существенного повышения эффективности подруливающих устройств при малой скорости движения за счет придания начальному поперечному сечению выбрасываемой струи формы хорошо обтекаемого контура, вытянутого в направлении натекающего потока в месте расположения выходного сечения устройства (например, овала или симметричного крылового профиля). Такая форма сечения струи обеспечивает более выгодное перераспределение давлений (восстановление давлений) в ближнем следе за ней.

Реализация кавитационного соударения цилиндрической струи с обтекающим корпусом модели потоком путем подачи значительного количества газа в зону ближнего следа за струю обнаружила эффект сильного воздействия на силовые характеристики, однако привела не к повышению, а к снижению эффективности подруливающего устройства.

**Заключение.** Выполненное исследование свидетельствует о возможности осуществления в гидротрубах подробного экспериментального анализа боковых сил и моментных характеристик как в случае носовых, так и для кормовых подруливающих устройств в условиях переднего и заднего хода судна. Оно позволило в исследованном диапазоне относительных скоростей струй обнаружить сильную зависимость боковых сил от числа Рейнольдса, вычисленного по скорости натекающего потока и характеристики, одного терному поперечному размеру начального сечения струи.

Авторы работы выражают благодарность В.С. Ильшеву, принимавшему активное участие в проведении экспериментов, А.С. Гиневскому и Г.Ю. Степанову за полезное обсуждение результатов исследования, а также А.А. Бармину за помощь при подготовке рукописи.

Значительная часть работы выполнена в связи с интересом к ней со стороны организаций судостроительной промышленности, а также при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (код проекта 95-01-00056).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник по теории корабля: В 3 т. / Под ред. Я.И. Войткунского. Т. 3. Л.: Судостроение, 1985. 542 с.
2. Гофман А.Д. Двигательно-рулевой комплекс и маневрирование судна: Справочник. Л.: Судостроение, 1988. 359 с.
3. English J.W. The design and performance of lateral thrust units for ships: Hydrodynamic considerations // Quart. Trans. Roy. Inst. Naval Archit. 1963. V. 105. N 3. P. 251–270.
4. Fujino M., Saruta T. Experimental studies on the effectiveness of the side thruster // Kapsa. Zosan Kokaisi. 1978. Mart. N 168. С. 35–44.
5. Chislett M.S., Björheden O. Influence of ship speed on the effectiveness of a lateral-thrust unit // Hydro- and Aerodynamic Lab. Hydrodyn Sec. 1966. N 8. 19 р.
6. Войткунский Я.И., Першиц Р.Я., Титов И.А. Справочник по теории корабля. Ходкость и управляемость. Л.: Судпромгиз, 1960. 688 с.
7. Абрамович Г.Н., Гиршович Т.А., Крашенинников С.Ю. и др. Теория турбулентных струй / Под ред. Г.Н. Абрамовича. М.: Наука, 1984. 716 с.
8. Кашафутдинов С.Т. Возмущения давления на плоской поверхности, обусловленные истечением из нее газовой струи в дозвуковой сносящий поток // Изв. СО АН СССР. Сер. техн. наук. 1971. № 8. Вып. 2. С. 26–32.
9. Кашафутдинов С.Т. Об особенностях турбулентного смешения круглой струи с поперечным несжимаемым потоком // Изв. СО АН СССР. Сер. техн. наук. 1971. № 13. Вып. 3. С. 14–21.

Москва

Поступила в редакцию  
17.XII.1996