

УДК 629.12.001.11

# О ПОДОБИИ ХОДОВОЙ ПОСАДКИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ГИДРОДИНАМИКИ БЫСТРОХОДНЫХ СУДОВ

А. Н. МАЙБОРОДА

Киевская государственная академия водного транспорта, Киев

Получено 17.06.2009

Рассматриваются особенности ходовой посадки, которая влияет на сопротивление движению быстроходных судов и определяется балансированием сил и моментов, действующих на корпус. Приводятся рекомендации по воспроизведению полной системы сил при буксировочных испытаниях и математическом моделировании сопротивления таких судов.

Розглядаються особливості ходової посадки, що впливає на опір руху швидкісних суден і визначається балансуванням сил і моментів, діючих на корпус. Наведено рекомендації щодо відтворення повної системи сил при буксировальних випробуваннях і математичному моделюванні опору таких суден.

Features of running attitude which influences drag of high-speed ships and is defined by balancing of forces and the moments on the hull are considered. Recommendations about reproduction of full forces system at towing tests and mathematical modeling of ships drag are resulted.

## ВВЕДЕНИЕ

На режимах с динамическим поддержанием сопротивление движению судна зависит от ходовой посадки, которая при заданной скорости хода определяется балансированием сил и моментов, действующих на корпус. Поэтому при буксировочных испытаниях моделей и математическом моделировании гидродинамики быстроходных судов необходимо воспроизводить полную систему действующих на корпус сил, в частности и силу упора движителей.

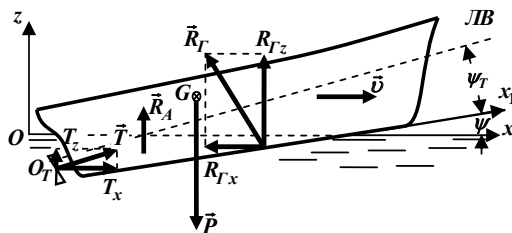


Рис. 1. Система сил на корпусе судна

При допущении симметричности корпуса судна и его прямого хода на спокойной воде движение судна можно считать плоскопараллельным под действием плоской системы сил (рис. 1).

На рис. 1 связанная с корпусом ось  $x_1$  параллельна грузовой ватерлинии; ось  $x$  скоростной системы координат  $xOz$  направлена вдоль невозму-

щенной свободной поверхности воды;  $\vec{v}$  – скорость судна;  $\vec{P}$  – вес судна;  $\vec{R}_r, R_{rx}, R_{rz}$  – равнодействующая гидродинамических сил и ее проекции;  $\vec{R}_A$  – гидростатическая сила поддержания;  $G$  – центр масс судна; ЛВ – условная линия гребного вала;  $O_T$  – центр диска условного гребного винта;  $\vec{T}, T_x, T_z$  – упор условного гребного винта и его проекции;  $\psi$  – угол ходового дифферента;  $\psi_T$  – установочный угол наклона условной линии вала.

## 1. БУКСИРОВОЧНЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Традиционный метод определения сопротивления судов предусматривает буксировочные испытания несамходной модели в опытовом бассейне с последующим пересчетом полученного результата на натуру. Сопоставим системы сил, действующих на корпус судна со штатным движителем и при его буксировании. За центр приведения сил естественно принять точку приложения сосредоточенной движущей силы: для судна со штатным движителем – центр диска условного гребного винта, а при буксировании – точку приложения буксировочной силы.

На рис. 2 главный вектор  $\vec{R}$  сил гидромеханической природы и веса, действующих на корпус судна со штатным движителем, уравновешивается вектором  $\vec{T}$  упора движителя, а главный момент при условии поступательного движения судна равен нулю.

Необходимость сохранения в условиях буксиро-

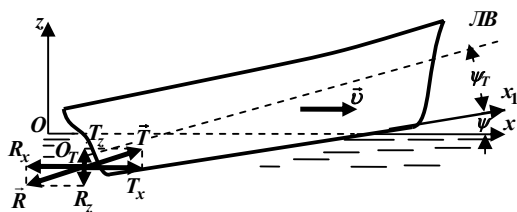


Рис. 2. Приведение системы сил на корпусе судна со штатным двигателем

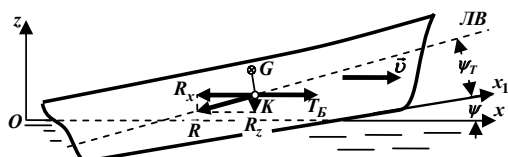


Рис. 3. Приведение системы сил на корпусе судна к точке приложения буксировочной силы по рекомендации ИТТС [1]

вания ходовой посадки и сопротивления, которые имеет судно при движении со штатным двигателем, требует сохранения главного вектора  $\vec{R}$  и главного момента той же системы действующих на корпус сил, приведенных к точке приложения буксировочной силы.

В соответствии с общими рекомендациями ИТТС [1] при испытаниях моделей судов буксировочная сила  $T_B$  (рис. 3) прикладывается на линии вала в точке  $K$  с абсциссой центра масс. На рис. 3 показано приведение к этой точке главного вектора  $\vec{R}$  действующих на корпус сил. Буксировочная сила  $T_B$  по модулю должна быть равна горизонтальной составляющей  $R_x$  главного вектора, т. е. сопротивлению судна.

Как известно, главный вектор системы сил инвариантен относительно центра приведения, а при перемещении центра приведения вдоль линии действия главного вектора соответствующий главный момент сохраняется по величине и направлению. Поэтому приведение системы действующих на корпус сил к точке  $K$  на линии вала не должно нарушать посадку и сопротивление судна, если система сил останется уравновешенной. Однако, как видно на рис. 3, главный вектор  $\vec{R}$  не уравновешивается буксировочной силой  $T_B$ , и при замене вектора упора штатного двигателя буксировочной силой изменится движение судна, его посадка и сопротивление. Следовательно, буксировочные испытания моделей судов по общим рекомендациям ИТТС [1] не обеспечивают подобию ходовой посадки и сопротивления. Можно ожи-

дать, что по сравнению с параметрами движения со штатным двигателем при буксировании судна с той же скоростью увеличится его средняя осадка и коэффициент статической нагрузки, а сопротивление вырастет на переходном режиме и уменьшится при глиссировании. Относительная ошибка определения сопротивления при этом зависит от установочного угла наклона вала, ходового дифферента, числа Фруда и обратного качества корпуса судна.

Специальный выпуск руководства ИТТС [2] относительно испытаний моделей быстроходных судов рекомендует направлять буксировочную силу возможно ближе к направлению линии вала двигателя и, если это окажется невозможным, принимать меры по компенсации появляющегося искусственного дифференцирующего момента. Выполнение указанной рекомендации осложняется тем, что направление линии вала зависит от скорости движения, т.е. ходовой посадки модели.

Для точного воспроизведения направления буксировочной силы вдоль линии вала можно предложить использование вертикальной разгрузки модели в точке  $K$  её подвески силой

$$T_{Bz}^M = T_B^M \operatorname{tg}(\psi^M + \psi_T),$$

где  $T_B^M$  – значение величины горизонтальной буксировочной силы модели;  $\psi_T$  – установочный угол наклона линии вала;  $\psi^M$  – угол ходового дифферента модели. Поскольку буксировочная сила и угол ходового дифферента измеряются в процессе эксперимента, то величину силы  $T_{Bz}^M$  можно последовательно рассчитывать и выполнять соответствующую разгрузку модели, используя итерационный алгоритм в серии экспериментов, когда при первом испытании принимается  $T_{Bz}^M = 0$  и на каждом последующем сила рассчитывается по значениям  $T_B^M$  и  $\psi^M$  с предыдущего.

## 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

В последние годы получило распространение математическое моделирование течений жидкости, в частности численное определение гидродинамических характеристик судов, что позволяет учитывать их натурные размеры и действительные свойства движения жидкости без недостатков масштабного эффекта физического моделирования. Среди многочисленных известных подходов наиболее эффективной является группа методов CFD (Computer Fluid Dynamics), использующих численное решение уравнений Навье-Стокса

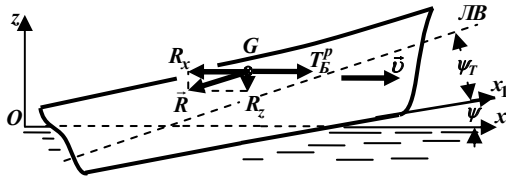


Рис. 4. Приведение системы сил при математическом моделировании гидродинамики судна

и пограничного слоя. К этой группе относится программный комплекс FlowVision компании ТЕ-СИС (Россия, Москва), который, в частности, используют ведущие проектно-исследовательские организации (Зеленодольское ПКБ и Таганрогский авиационный научно-технический комплекс (ТАНТК) им. Г.М.Бериева, Россия; предприятие Digital Marine Technology, Украина, Одесса).

Известные примеры моделирования гидродинамики быстроходных судов и корпусов гидросамолётов, выполненного в указанных организациях, не учитывают вектор упора движителя. Действующая система сил приводится к центру масс и фактически моделируется режим “сухой” буксировки (рис. 4). Очевидно, и в этом случае главный вектор  $\vec{R}$  системы сил гидромеханической природы и веса не уравнивается расчётной буксировочной силой. Поэтому ходовая посадка и сопротивление математической модели не будут соответствовать действительным характеристикам движения судна со штатным движителем. К тому же, в отличие от буксировочных испытаний по рекомендациям ИТТС, при математическом моделировании действительный центр  $O_T$  приведения сил переносится не в направлении действия главного вектора  $\vec{R}$  и возникает дополнительный дифференцирующий момент, который равен моменту вектора  $\vec{R}$ , приложенного в точке  $O_T$  относительно центра масс. Следовательно, математическое моделирование без учёта вектора упора движителя не воспроизводит действительную ходовую посадку и сопротивление модели.

В частности, неучёт вектора упора движителя при математическом моделировании предприятием Digital Marine Technology гидродинамики быстроходного судна на переходном режиме приводит к появлению дополнительного дифференцирующего момента, который уменьшает расчётные

значения дифферента и сопротивления на 3%. Дополнительную ошибку вносит неучёт угла наклона линии вала, т.е. вертикальной составляющей вектора упора движителя.

Программный комплекс FlowVision позволяет ввести в исходных данных величину корректирующего момента при расчёте динамики движения модели. Таким образом был введен постоянный момент вектора тяги двигателя при моделировании в ТАНТК им. Г.М.Бериева глиссирования гидросамолёта [3]. Однако очевидно, что сила тяги определяется сопротивлением модели и не может быть задана в исходных данных.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Воспроизведение полной системы сил на корпусе при моделировании гидродинамики судна требует учёта вектора упора движителя.

При физическом моделировании с этой целью может быть использована разгрузка модели в точке подвеса силой, равной вертикальной составляющей упора движителя. Пересчёт сопротивления на натурное судно производится по общепринятой методике, а упор и режим работы натурального движителя определяется с учётом установочного угла линии вала и угла ходового дифферента модели.

При математическом моделировании центром приведения сил должен быть центр диска условного движителя, а сила упора должна определяться через расчетное сопротивление и действительный угол наклона линии вала, например, с использованием итерационной процедуры.

1. *ITTC – Recommended Procedures and Guidelines. Testing and Extrapolation Methods Resistance. Resistance Test. 7.5-02-02-01.* – Proceedings of 23<sup>rd</sup> International Towing Tank Conference, Venice, 2002. 11 p.
2. *ITTC – Recommended Procedures. Testing and Extrapolation Methods High Speed Marine Vehicles Resistance Test. 7.5-02-05-01.* – Proceedings of 23<sup>rd</sup> International Towing Tank Conference, Venice, 2002. 17 p.
3. *Аксёнов А.А., Шмелёв В.В., Сафронов П.В., Ледовских Ю.П.* Применение программного комплекса FlowVision для моделирования режима глиссирования самолёта-амфибии. – Сборник докладов “Гидроавиасалон-2006” 6-й научной конференции по гидроавиации. – Геленджик, 2006. – С. 93-96.