

Е.Л. Кортунова, О.В. Яковлева  
ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

## ОЦЕНКА КОЭФФИЦИЕНТА ПОПУТНОГО ПОТОКА ПО РЕЗУЛЬТАТАМ МОДЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ ВОДОМЕТНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

**Объект и цель научной работы.** Объектом является быстроходное водоизмещающее судно, оборудованное малогабаритными водометными движителями (МГВД). Цель научной работы – разработка способа определения коэффициента попутного потока для расчета взаимодействия движителя с корпусом судна.

**Материалы и методы.** Используются основы теории расчета водометных движителей и результаты испытаний модели МГВД на гидродинамическом стенде и на самоходной модели судна в опытовом бассейне.

**Основные результаты.** Получены гидродинамические характеристики модели МГВД на гидродинамическом стенде и в составе самоходной модели судна в опытовом бассейне. Определено поле скоростей вблизи корпуса судна в районе водозаборника движителя. Выполнена оценка величины попутного потока, втекающего в водовод движителя, при испытаниях самоходной модели судна, оборудованной моделью МГВД. Получены зависимости коэффициента попутного потока и относительной толщины потока, втекающего в движитель перед водозаборником, от относительной поступи. Получены данные о влиянии попутного потока и ширины захвата потока на индуктивный КПД. Приведен способ корректировки на натуральный масштаб кривых действия движителя с учетом влияния пограничного слоя на днище корпуса, сопоставлены коэффициенты попутного потока на модели и на натурном судне.

**Заключение.** Материалы выполненной работы имеют практическую ценность при проектировании водометных движителей, в частности при разработке компоновки движителя с приемом воды с поверхности корпуса судна и при корректировке на натуральный масштаб кривых действия движителя с учетом влияния пограничного слоя на днище корпуса судна.

**Ключевые слова:** малогабаритный водометный движитель, гидродинамический стенд, опытовый бассейн, поле скоростей, тяга, расход, попутный поток.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

Для цитирования: Кортунова Е.Л., Яковлева О.В. Оценка коэффициента попутного потока по результатам модельных испытаний водометного движителя. Труды Крыловского государственного научного центра. 2018; 3(385): 41–49.

УДК 629.5.036.001.57

DOI: 10.24937/2542-2324-2018-3-385-41-49

Ye. Kortunova, O. Yakovleva  
Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

## WATERJET WAKE FRACTION ASSESSMENT AS PER MODEL TEST DATA

**Object and purpose of research.** This paper studies a fast displacement ship with small-size waterjet propulsors. The purpose of the study is to develop a wake fraction determination method needed to calculate hull-propulsor interaction.

**Materials and methods.** This study is based on waterjet calculation theory fundamentals, as well as on the test data obtained for the model of small-size waterjet at hydrodynamic test rig and during self-propulsion tests in the test tank.

**Main results.** The study yielded flow parameters of small-size waterjet model obtained at hydrodynamic test rig and during self-propulsion tests in the test tank. Wake measurements were taken near the hull, in the water inlet area of the propulsor. During the self-propulsion tests, wake assessment was performed at the entry of propulsor water duct. The study also gives advance ratio relationships for the wake fraction and the relative wake thickness in front of the inlet, as well as describes the effect of the wake and its coverage area upon inductive efficiency. It is also described how to extrapolate propulsor performance curves to the full scale taking into account boundary layer on hull bottom, along with comparison of model and full-scale wake fractions.



**Conclusion.** The results of this study are of practical importance for waterjet design, in particular, for development of the propulsors taking water from hull surface, and also for performance curve extrapolations to the full scale taking into account boundary layer on hull bottom.

**Key words:** small-size waterjet, hydrodynamic test rig, test tank, wake field, thrust, flow rate, wake.

Authors declare lack of the possible conflicts of interests.

For citations: Kortunova Ye., Yakovleva O. Waterjet wake fraction assessment as per model test data. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2018; 3(385): 41–49 (in Russian).

UDC 629.5.036.001.57

DOI: 10.24937/2542-2324-2018-3-385-41-49

Как известно, при работе движителя в составе корпуса судна его гидродинамические характеристики будут отличаться от характеристик в случае работы в свободном потоке. Одна из причин состоит во влиянии корпуса на эффективность работы движителя. Энергия потока воды, натекающего на движитель, и, соответственно, его скорость будут меньше, чем в свободном потоке перед судном, вследствие подтормаживания воды в пограничном слое. Это отличие определяется коэффициентом попутного потока  $W$ .

Коэффициент попутного потока можно определить, если известно поле скоростей в диске движителя, которое принципиально можно получить в результате расчета пограничного слоя на корпусе судна. Однако существующие способы такого расчета достаточно трудоемки. Поэтому влияние кор-

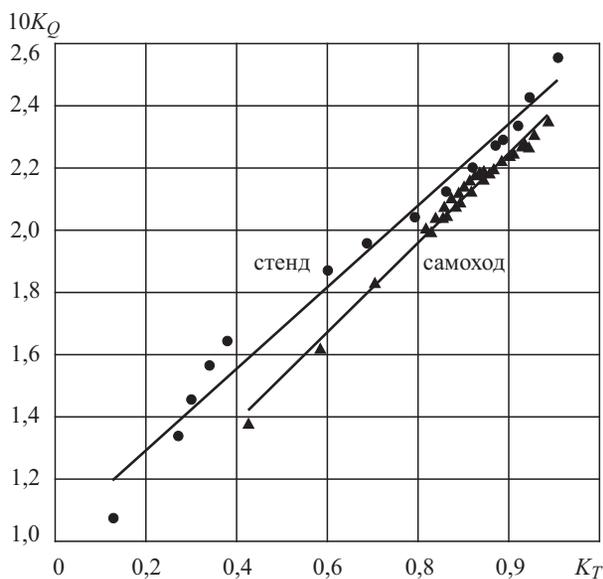
пуса на эффективность работы гребного винта обычно находится экспериментальным путем из сопоставления результатов испытаний гребного винта в свободной воде и в составе корпуса судна.

В случае использования в качестве движителя на судне водометного движителя такой же подход к расчету коэффициента попутного потока, как при гребном винте, не представляется возможным. Из-за особенностей конструкции водометных движителей их испытания в свободной воде не проводят.

В статье приведены схемы и результаты расчетов коэффициента попутного потока для случая установки малогабаритного водометного движителя (МГВД) на корпусе быстроходного водоизмещающего судна, полученные при непосредственном руководстве М.А. Мавлюдова.

При разработке конструкции МГВД и ее компоновке на корпусе судна [1–3] рабочее колесо движителя было расположено внутри насадочной части водозаборника на расстоянии порядка  $\sim 0,3-0,4$  его диаметра от входной кромки лопастей. Близкое расположение рабочего колеса к входу водозаборника, имеющего прием воды из наиболее подторможенной части пограничного слоя, способствует беспрепятственному поступлению пограничного слоя в движитель, что минимизирует гидравлическое сопротивление водозаборника и способствует получению высокого КПД движителя.

Для определения влияния корпуса быстроходного водоизмещающего судна на гидродинамические характеристики МГВД были проведены испытания модели движителя на гидродинамическом стенде средней кавитационной трубы (СКТ) [4] и в составе самоходной модели судна [5]. При испытаниях на стенде получены гидродинамические характеристики только насосного комплекса движителя. В насосный комплекс МГВД входит рабочее колесо в сочетании с соплом со спрямляющим устройством и рулями, расположенными за срезом выходного сечения сопла. Испытания модели движителя в составе самоходной модели в опытовом бассейне на глубокой воде позволили получить



**Рис. 1.** Зависимости коэффициента момента рабочего колеса от коэффициента упора, полученные на стенде и на самоходной модели

**Fig. 1.** Torque coefficients vs thrust coefficients of the impeller obtained at the test rig and during self-propulsion tests

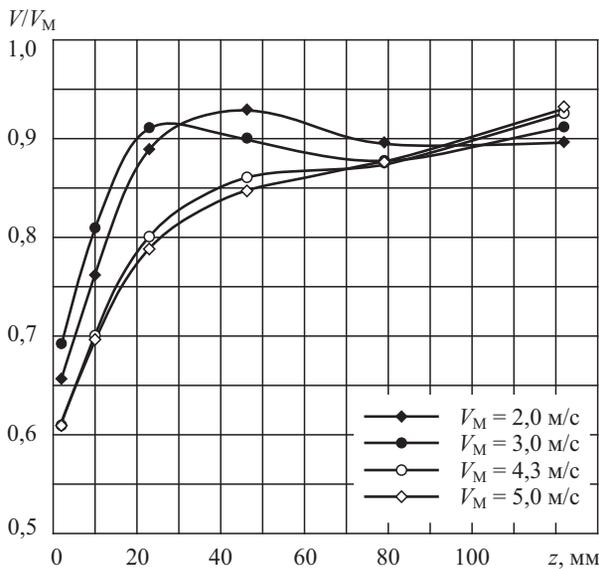
гидродинамические характеристики МГВД с учетом гидравлических потерь в водозаборнике, а также с учетом взаимодействия движителя с корпусом судна. На рис. 1 приведены зависимости коэффициента гидродинамического момента от коэффициента упора, полученные на стенде и на самоходной модели [6]. Режимы работы насосного комплекса на стенде и в составе самоходной модели практически одинаковые при одинаковых значениях коэффициента упора с точностью до влияния неоднородности потока в случае самоходной модели.

Некоторое расхождение зависимостей на стенде и самоходе на рис. 1 обусловлено, по-видимому, тем обстоятельством, что на самоходной модели присутствует неоднородность потока, кроме того, происходит частичное обтекание струи, выбрасываемой из сопла, потоком воды (на стенде предусмотрен надводный выброс воды, а на самоходной модели – выброс воды полузатопленный).

### Самоходные испытания по определению коэффициентов попутного потока

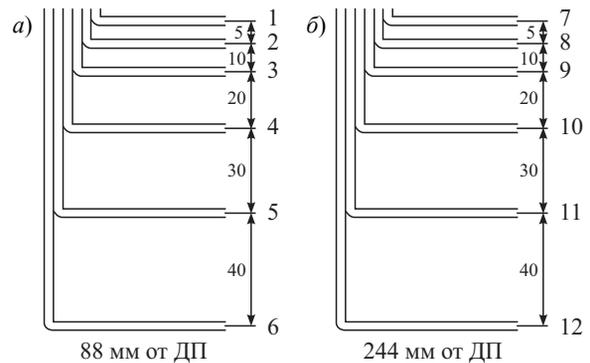
Self-propulsion tests to determine wake fractions

Для оценки величины попутного потока, который втекает в водовод движителя, при испытаниях са-



**Рис. 3.** Распределение относительных скоростей по высоте под днищем корпуса судна (гребенка № 1 со стороны диаметральной плоскости)

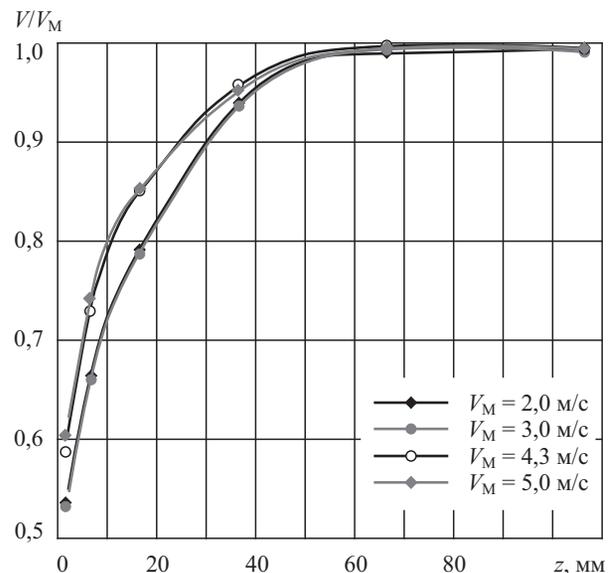
**Fig. 3.** Profile of relative velocities under hull bottom (rake 1, as viewed from CL)



**Рис. 2.** Вид гребенок полного напора: а) гребенка 1 со стороны диаметральной плоскости; б) гребенка 2 со стороны борта

**Fig. 2.** View of full-pressure rakes: a) rake 1, as viewed from CL; b) rake 2, as viewed from the side

моходной модели судна, оборудованной моделью МГВД, были проведены измерения поля скоростей вблизи корпуса судна в районе водозаборника. Измерения проводились двумя гребенками полного напора, расположенными по краям водозаборника со стороны диаметральной плоскости (ДП) и со стороны наружного борта. Гребенки размещались вдоль водозаборника параллельно линии гребного вала, их приемные отверстия были направлены навстречу натекающему потоку воды.



**Рис. 4.** Распределение относительных скоростей по высоте под днищем корпуса судна (гребенка № 2 со стороны борта)

**Fig. 4.** Profile of relative velocities under hull bottom (rake 2, as viewed from the side)

Вид гребенок полного напора и их отстояние от ДП самоходной модели приведены на рис. 2. Результаты испытаний в виде зависимости значений относительной скорости

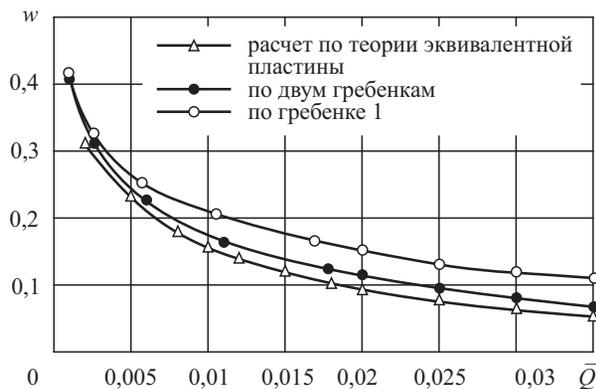
$$V/V_M = \frac{1}{V_M} \sqrt{\frac{2P}{\rho}}$$

от расстояния от днища корпуса модели судна даны на рис. 3 и 4, где  $V_M$  – скорость движения самоходной модели, а  $P$  – давление полного напора. Как видно из рисунков, толщина пограничного слоя со стороны ДП существенно больше, чем со стороны борта.

## Схема расчета коэффициента попутного потока

Wake fraction calculation layout

По средним значениям поля скоростей, взятым из представленных выше измерений, была рассчитана зависимость коэффициента попутного потока от относительного расхода по следующей схеме. Для определенного слоя потока шириной, равной ширине водозаборника, по известному распределению скоростей находилась расход воды и средняя скорость потока. Коэффициент попутного потока вычислялся по формуле  $w = 1 - V_{cp}/V_M$ . Относительный расход воды  $\bar{Q} = Q/LBV_M$  определялся как отношение найденного расхода воды, деленного на произведение ширины водозаборника, расстояния от водозаборника до носового перпендикуляра модели судна и скорость буксировки модели  $V_M$ . Задаваясь рядом значений толщины



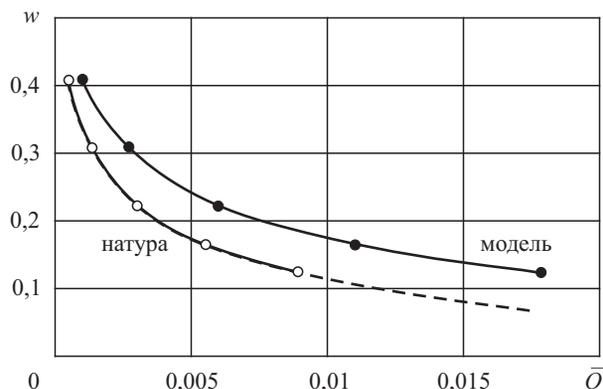
**Рис. 5.** Зависимость коэффициента попутного потока от безразмерного секундного расхода  $Q = Q/LBV_M$

**Fig. 5.** Wake fraction vs non-dimensional per-second flow rate  $Q = Q/LBV_M$

потока, получали зависимость коэффициента попутного потока от относительного расхода. Величина попутного потока зависит от того, какая часть пограничного слоя проходит через гидравлическое сечение движителя.

Зависимости коэффициента попутного потока от относительного расхода по результатам самоходных испытаний при максимальной скорости хода модели для осредненного значения скоростей на обеих гребенках и на гребенке № 1 представлены на рис. 5. На этом же рисунке приведена зависимость коэффициента попутного потока от относительного расхода воды через водометный движитель, имеющий водоприемный патрубок на поверхности корпуса судна. Эта зависимость получена В.М. Гринпрессом [7] на основе распределения скоростей, определенных по теории эквивалентной пластины для чисел Рейнольдса, которые характерны для испытываемых в опытовом бассейне моделей быстроходного глиссирующего судна и скегового СВП.

В натуральных условиях толщина пограничного слоя существенно меньше, чем на моделях. В среднем при модельных числах Рейнольдса она составляет около 2 % от длины модели, а в натуральных условиях при натуральных числах Рейнольдса – примерно 1 % от длины судна. С учетом этого обстоятельства для натуральных чисел Рейнольдса была построена зависимость коэффициента попутного потока от относительного расхода воды через движитель. На рис. 6 приведена зависимость коэффициента попутного потока от относительного расхода  $\bar{Q}$  для модельных и натуральных чисел Рейнольдса, рассчитанного по осредненным значени-



**Рис. 6.** Зависимость коэффициента попутного потока  $w$  от безразмерного секундного расхода  $Q = Q/LBV_M$

**Fig. 6.** Wake fraction  $w$  vs non-dimensional per-second flow rate  $Q = Q/LBV_M$

ям скоростей на обеих гребенках. При этом считали, что относительный расход воды через водометный движитель  $\bar{Q}$  для натуры в 2 раза меньше, чем для модели.

Тяга движителя при приеме воды с поверхности корпуса судна определяется в соответствии с уравнением количества движения выражением

$$T = \rho Q [V_i - V_0(1 - w)]. \quad (1)$$

Результаты расчетов коэффициента попутного потока (рис. 7), которые выполнены по  $\bar{Q}$  и  $V_i$ , полученным на стенде, при коэффициенте упора  $K_T$ , одинаковом на стенде и самоходной модели, в соответствии с рис. 6 физически маловероятны. Скорее всего, это обусловлено описанным выше различием испытаний на самоходной модели и стенде, вызвавшим некоторое расхождение зависимости коэффициента расхода  $K_Q$  от  $K_T$  и изменение эффективного поджатия сопла движителя  $\beta$  [6]. В связи с этим были выполнены два варианта расчетов:

- 1 вариант – коэффициенты расхода и попутного потока определялись решением уравнения (1) совместно с зависимостью, представленной на рис. 5, 6, а коэффициент эффективного поджатия сопла  $\beta$  принимался по данным результатов на стенде;
- 2 вариант – по результатам испытаний, полученных на стенде, определялся коэффициент расхода  $K_Q$  при одинаковых  $K_T$  на стенде и самоходной модели, а скорость струи  $V_i$  и коэффициент попутного потока находились расчетным путем по формуле (1).

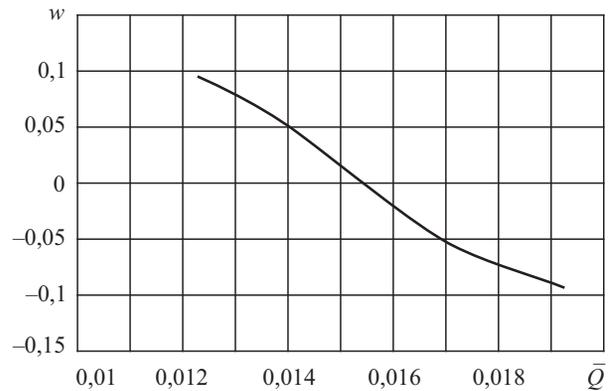
Значение скорости в струе позволяет определить коэффициент эффективного поджатия сопла

$$\beta = \frac{4F_i}{\pi D^2},$$

где площадь выходного сечения сопла движителя  $F_i = Q/V_i$ ;  $D$  – диаметр рабочего колеса движителя. Разница в коэффициентах расхода  $K_Q = Q/nD^3$  в первом и втором вариантах составляет около 15 %, а коэффициент эффективного поджатия во втором варианте увеличился до 0,43–0,46 против 0,4, принятых в первом варианте.

Результаты расчетов по определению коэффициента попутного потока по обоим вариантам представлены на рис. 8.

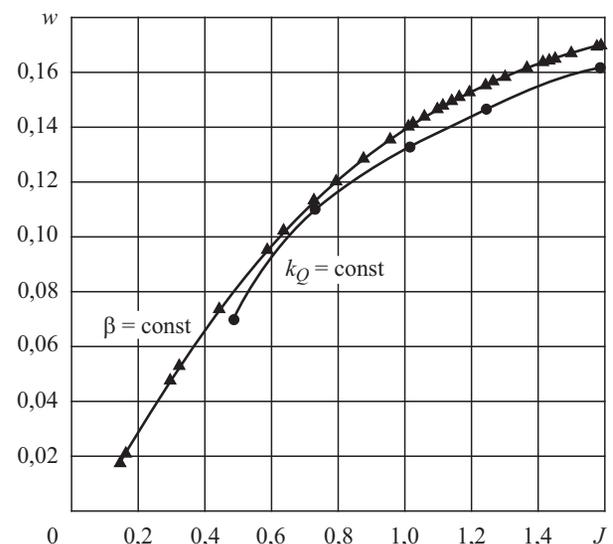
На рис. 9, 10 представлены величины расходов и эффективного поджатия сопла для обоих вари-



**Рис. 7.** Зависимость коэффициента попутного потока от безразмерного секундного расхода  $Q = Q/LBV_v$  при испытаниях на стенде

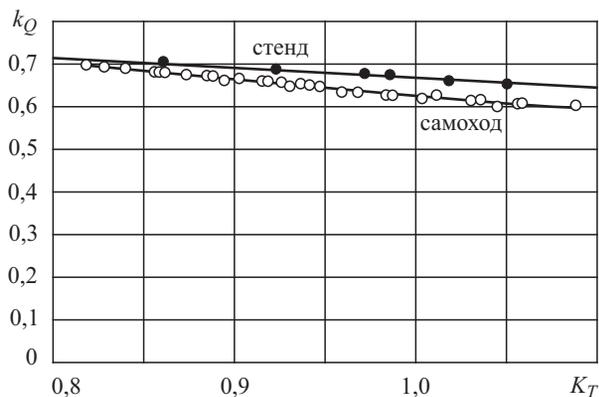
**Fig. 7.** Wake fraction vs non-dimensional per-second flow rate  $Q = Q/LBV_v$ , obtained at the test rig

антов. Из результатов расчета можно сделать вывод, что указанные изменения коэффициентов расхода и эффективного поджатия в районе расчетных относительных поступей движителя не приводят к существенному изменению коэффициента попутного потока. Поэтому в дальнейшем расчеты производились из условия постоянства коэффициента эффективного поджатия.

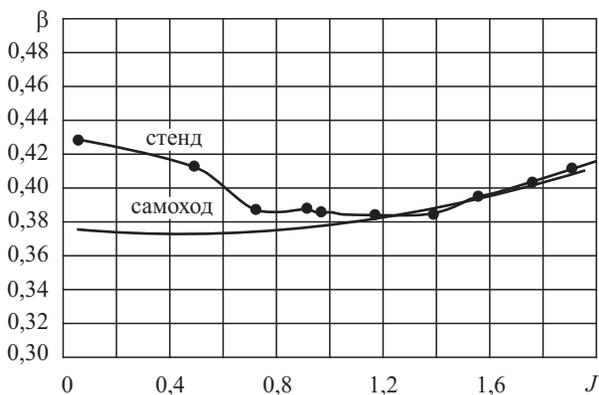


**Рис. 8.** Сопоставление расчета коэффициента попутного потока из условий  $\beta = \text{const}$  (вариант 1) и  $k_Q = \text{const}$  (вариант 2)

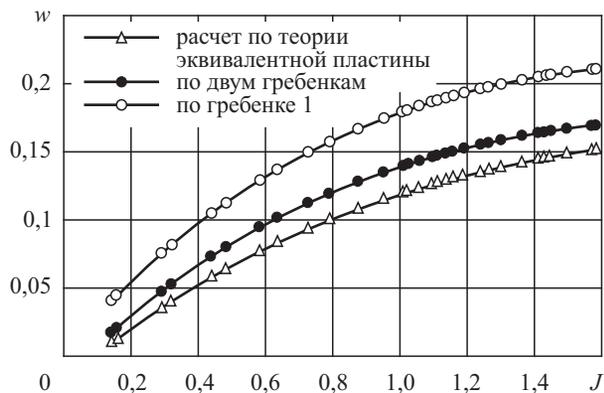
**Fig. 8.** Comparison of wake fraction calculation data for  $\beta = \text{const}$  (Variant 1) and  $k_Q = \text{const}$  (Variant 2)



**Рис. 9.** Зависимость коэффициента относительного расхода от коэффициента упора (стенд – вариант 1, самоход – вариант 2)  
**Fig. 9.** Relative flow rate coefficient vs thrust coefficient (test rig – Variant 1, self-propulsion tests – Variant 2)



**Рис. 10.** Зависимость коэффициента эффективного поджатия сопла от относительной поступи (стенд – вариант 1, самоход – вариант 2)  
**Fig. 10.** Effective nozzle contraction coefficient vs advance ratio (test rig – Variant 1, self-propulsion tests – Variant 2)



**Рис. 11.** Зависимость коэффициента попутного потока от относительной поступи  
**Fig. 11.** Wake fraction vs advance ratio

На рис. 11 представлены зависимости коэффициента попутного потока от относительной поступи, рассчитанные по данным рис. 5 для случаев определения  $w$  по теории эквивалентной пластины, а также по измерениям скоростей вблизи водозаборника по гребенке 1, расположенной вблизи ДП, и по двум гребенкам. Наличие попутного потока оказывает влияние на индуктивный КПД движителя, который определяется по формуле [7]

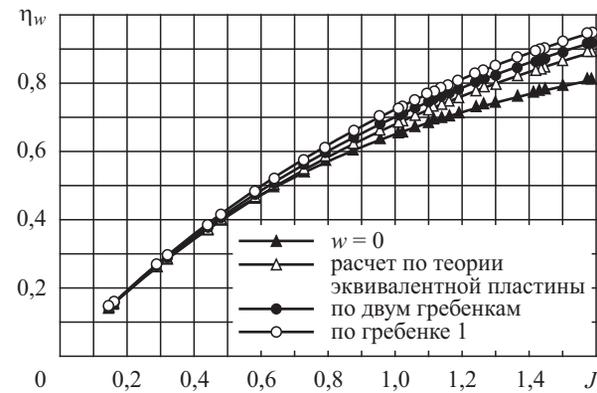
$$\eta_w = \frac{2[\bar{V}_i - (1-w)]}{\bar{V}_i^2 - (1-w)^2}$$

Расчеты индуктивного КПД по этой формуле, выполненные для величин коэффициента попутного потока на рис. 11 и для случая отсутствия попутного потока, представлены на рис. 12 [6].

Как видно, наличие попутного потока приводит к существенному увеличению индуктивного КПД (например, при относительной поступи  $J=1,4$  в случае  $w=0$   $\eta_w=0,75$ , для расчета по теории эквивалентной пластины  $\eta_w=0,835$ , для случая осредненных скоростей  $\eta_w=0,855$ , а для гребенки, расположенной вблизи ДП,  $\eta_w=0,885$ ) и, соответственно, пропульсивного коэффициента [7]. Полученные результаты позволяют утверждать, что компоновка движителя с приемом воды с поверхности корпуса судна является целесообразной.

На рис. 13 приведен график зависимости относительной толщины потока, втекающего в движитель перед водозаборником, от относительной поступи (при поступи  $1,4\bar{h}$  составляет  $0,5D$ ).

Для определения влияния ширины захвата потока на поверхности корпуса на коэффициент



**Рис. 12.** Зависимость индуктивного КПД от относительной поступи  
**Fig. 12.** Inductive efficiency vs advance ratio

попутного потока и индуктивный КПД по данным модельных испытаний были проведены расчеты этих величин. Согласно результатам, представленным на рис. 14 и 15, ширина захвата потока существенно влияет на величину коэффициента попутного потока (рис. 14). При этом, как видно из рис. 15, увеличение ширины захвата потока в 1,5–2 раза позволяет увеличить индуктивный КПД на 4–6 %. Дальнейшие работы по совершенствованию водометных движителей целесообразно выполнять в том числе и в направлении разработки водозаборных устройств с более широким захватом воды и определения оптимального положения МГВД на поверхности корпуса в районе наибольшей толщины пограничного слоя [8].

### Пересчет гидродинамических характеристик модели на натуральный масштаб

Extrapolation of model hydrodynamic parameters to the full scale

На натурном судне относительная толщина пограничного слоя практически вдвое меньше относительной толщины пограничного слоя на модели. Поэтому попутный поток на натурном судне будет отличаться от попутного потока на модели, что приведет к изменению тяговых и мощностных характеристик водометного движителя. Гидродинамические характеристики водометного движителя определяются относительной поступью, рассчитанной с учетом попутного потока. Поэтому натурные характеристики будут соответствовать модельным

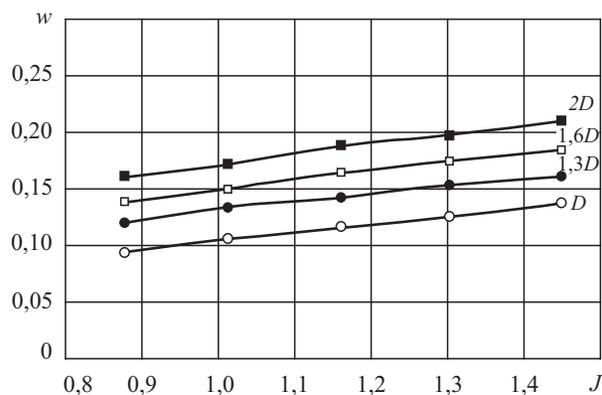


Рис. 14. Влияние ширины захвата потока на коэффициент попутного потока

Fig. 14. Effect of flow coverage width upon wake fraction

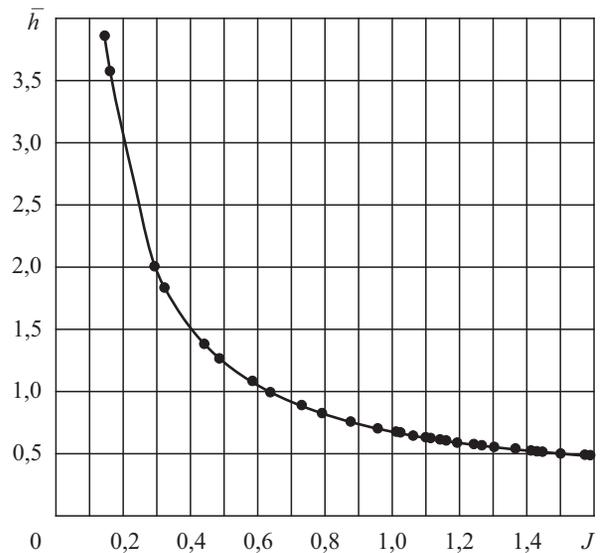


Рис. 13. Зависимость относительной толщины потока, втекающего в движитель перед водозаборником, от относительной поступи

Fig. 13. Relative thickness of the flow at the water inlet entry vs advance ratio

при одинаковой поступи с учетом попутного потока, т.е. при

$$J_H(1 - w_H) = J_M(1 - w_M).$$

Безразмерные характеристики движителя при определенной  $J_M$  будут такими же в натуральных условиях при

$$J_H = \frac{J_M(1 - w_M)}{1 - w_H}. \quad (2)$$

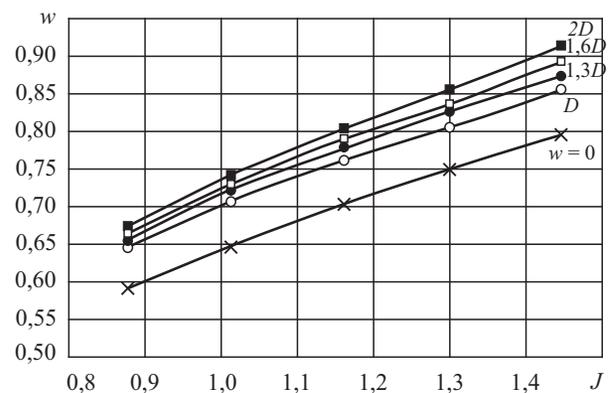
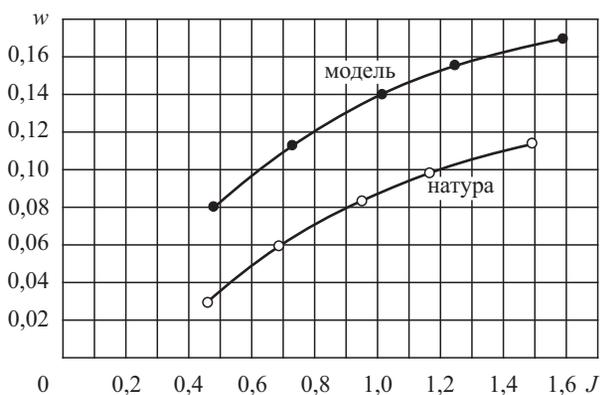


Рис. 15. Влияние ширины захвата потока на индуктивный КПД

Fig. 15. Effect of flow coverage width upon inductive efficiency



**Рис. 16.** Сопоставление коэффициентов попутного потока на модели и на натурном судне

**Fig. 16.** Model vs full-scale wake fractions

По известному относительному расходу на заданной поступи по графику рис. 6 определяется коэффициент попутного потока натурального судна. На рис. 16 приведены значения коэффициентов попутного потока на модели и на натурном судне. С использованием этих данных и зависимости (2) был выполнен пересчет гидродинамических характеристик водометного движителя, полученных в результате самоходных испытаний, на натурные условия.

При учете изменения попутного потока уменьшаются тяговые, мощностные характеристики и КПД движителя (при относительной поступи 1,4 КПД движителя в натуральных условиях составляет ~0,66 против КПД ~0,68 на модели). Следует отметить, что такая корректировка кривых действия приводит к погрешности в безопасную сторону, поскольку в расчетах не учитывалось снижение коэффициента гидравлических потерь в водозаборнике при переходе на натурные условия. Значимость этих цифр усиливается тем, что все сопротивления выступающих частей движителя были учтены при определении полезной тяги МГВД.

## Заключение

### Conclusion

В результате проведенной работы:

- получена зависимость коэффициента попутного потока от относительной поступи;
- разработана методика корректировки кривых действия движителя с учетом влияния пограничного слоя на днище корпуса, полученных

при самоходных испытаниях, применительно к натурному судну;

- сделаны некоторые выводы, которые могут быть использованы проектантами при разработке МГВД:
  - компоновка движителя с приемом воды с поверхности корпуса судна является целесообразной;
  - совершенствование МГВД следует выполнять в том числе и в направлении разработки водозаборных устройств с более широким захватом воды и определения оптимального положения МГВД на поверхности корпуса в районе наибольшей толщины пограничного слоя, поскольку величина попутного потока зависит от того, какая часть пограничного слоя проходит через гидравлическое сечение движителя;
  - изменения коэффициентов расхода и эффективного поджатия в районе расчетных относительных поступей движителя не приводят к существенному изменению коэффициента попутного потока.

## Библиографический список

### References

1. Мавлюдов М.А., Пустошный А.В., Яковлева О.В., Данилов Е.В. и др. Малогабаритный водометный движитель // Конференция «Нева-2003». 2003. [Mavlyudov M.A., Pustoshny A.V., Yakovleva O.V., Danilov Ye.V. et al. Small-size waterjet propulsor // NEVA-2003 conference (in Russian)].
2. Мавлюдов М.А., Яковлева О.В. Малогабаритный водометный движитель со щелевидным соплом // Катера и яхты. 2003. № 2(184). С. 52–55. [Mavlyudov M.A., Yakovleva O.V. Small-size waterjet with slotted nozzle // Katera i yakhty (Power & Sail Boats). 2003. No. 2(184). P. 52–55. (in Russian)].
3. Мавлюдов М.А., Яковлева О.В. Современное состояние и перспективы разработки и производства водометных движителей для надводных кораблей ВМФ России // Конференция ВОКОР-2004. 2004. [Mavlyudov M.A., Yakovleva O.V. State of the art and prospects in development and production of waterjets for surface ships // VOKOR-2004 conference. 2004. (in Russian)].
4. Мавлюдов М.А., Русецкий А.А., Яковлева О.В. и др. Методы исследования и отработки водометных движителей и создание новых конструкций движителей // Конференция «FAST-2005». 2005. [Mavlyudov M.A., Rusetsky A.A., Yakovleva O.V. et al. Research and

- improvement methods for waterjets and development of new propulsor designs // FAST-2005 conference. 2005. (in Russian)].
5. Мавлюдов М.А., Пустошный А.В., Русецкий А.А., Яковлева О.В. Сопоставление результатов ходовых испытаний судна с малогабаритным водометным движителем [МГВД] с данными модельных испытаний и расчетов // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. 2007. Вып. 31(315) «Основные направления развития движителей». С. 82–92. [Mavlyudov M.A., Pustoshny A.V., Rusetsky A.A., Yakovleva O.V. Comparing sea trials data for the vessel with small-size waterjet propulsor against the results of model tests and calculations // Transactions of Krylov State Research Institute. 2007. Issue 31(315). Main fields of propulsor developments. P. 82–92. (in Russian)].
  6. Мавлюдов М.А., Яковлева О.В., Кортунова Е.Л., Салазкин И.В. Технические основы разработки малогабаритного водометного движителя // Труды Крыловского государственного научного центра. 2013. Вып. 73(357). С. 77–88. [Mavlyudov M.A., Yakovleva O.V., Kortunova E.L., Salazkin I.V. Engineering principles for development of small-size waterjet // Transactions of Krylov State Research Centre. 2013. Issue 73(357). P. 77–88. (in Russian)].
  7. Мавлюдов М.А., Русецкий А.А., Садовников Ю.М., Фишер Э.А. Движители быстроходных судов. Л.: Судостроение, 1982. [Mavlyudov M.A., Rusetsky A.A., Sadovnikov Yu.M., Fisher E.A. Propulsors for fast craft. L.: Sudostroyeniye, 1982. (in Russian)].
  8. Салазкин И.В., Яковлева О.В. Оценка эффективности водозаборника малогабаритного водометного

двигателя для судов на мелководье // Труды Крыловского государственного научного центра. 2016. Вып. 91(375). С. 83–90. [Salazkin I.V., Yakovleva O.V. Performance evaluation of small-size waterjet inlet for ships in shallow waters // Transactions of Krylov State Research Centre. 2016. Issue 91(375). P. 83–90. (in Russian)].

### Сведения об авторах

Кортунова Елена Леонидовна, инженер 2 категории ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-48-07. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Яковлева Ольга Васильевна, к.т.н., старший научный сотрудник, ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-48-07. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

### About the authors

Kortunova, Yelena L., 2<sup>nd</sup> Category Engineer, Krylov State Research Centre. Address: 196158, Moskovskoe shosse 44, St. Petersburg, 196158, Russia. Tel.: 8 (812) 415-48-07. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Yakovleva, Olga V., Cand. Sc., Senior Researcher, Krylov State Research Centre. Address: 196158, Moskovskoe shosse 44, St. Petersburg, 196158, Russia. Tel.: 8 (812) 415-48-07. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Поступила / Received: 17.05.18  
Принята в печать / Accepted: 08.08.2018  
© Кортунова Е.Л., Яковлева О.В., 2018