

**ПОСТОЯННЫЕ И ПУЛЬСАЦИОННЫЕ НАГРУЗКИ НА ГРЕБНОМ  
ВИНТЕ В РАСЧЕТАХ ЦЕНТРОВКИ И КОЛЕБАНИЙ  
ВАЛОПРОВОДОВ**

Ю. А. Батрак, доц., канд.техн. наук<sup>1</sup>

В. П. Шестопал, доц., канд.техн. наук<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ЧП «Интеллектуальные морские технологии», г. Николаев

<sup>2</sup>Национальный университет кораблестроения, г. Николаев

**Аннотация.** Рассмотрены методы определения гидродинамических нагрузок на гребном винте в стационарном неоднородном потоке применительно к задачам расчета валопроводов морских транспортных судов. Проанализированы наиболее распространенные схемы определения нагрузок, реализованные авторами в рамках автоматизированной системы расчетов валопроводов *ShaftDesigner*. Предложены практические рекомендации по назначению величин гидродинамических нагрузок на винт в случае отсутствия исходной информации для выполнения расчетов.

**Ключевые слова:** гребной винт, гидродинамические нагрузки, расчеты валопровода.

**Анотація.** Розглянуті методи визначення гидродинамічних навантажень на гребному гвинті у стаціонарному неоднорідному потоці стосовно задач розрахунку валопроводів морських транспортних суден. Проаналізовані найбільш розповсюджені схеми визначення навантажень, що були реалізовані авторами під час розробки автоматизованої системи розрахунків валопроводів *ShaftDesigner*. Запропоновані практичні рекомендації щодо призначення величин гидродинамічних навантажень на гвинт у випадках, коли бракує достатньо інформації для виконання розрахунків.

**Ключові слова:** гребний гвинт, гідродинамічні навантаження, розрахунки валопроводів.

**Abstract.** Methods for estimation of propeller hydrodynamic loads through stationary non-uniform wake in relation to calculation of cargo ship propulsion shafting are discussed. Widely used approaches for propeller loads estimation that has been implemented by authors in *ShaftDesigner* software are analysed. Practical recommendations for setting of propeller hydrodynamic loads in the case of lack of information for calculation are proposed.

**Keywords:** propeller, hydrodynamic loads, propulsion shafting calculation.

**Постановка проблеми.** Многочисленные повреждения гребных валов, дейдвудных подшипников, подшипников главного двигателя и редукторов в свое время привели к выводу о необходимости учета гидродинамической нагрузки, действующей на гребной винт, в статических и динамических расчетах судовых валопроводов. В правила классификационных обществ даются прямые указания по этому поводу, а в отдельных случаях, например, в случае расчета крутильных колебаний, даже приводятся рекомендации по выбору расчетных величин. Однако в остальных случаях расчетчик остается один на один с проблемой назначения гидродинамических нагрузок на винте. В связи с этим при создании программного комплекса *ShaftDesigner* [8] ([www.shaftdesigner.com](http://www.shaftdesigner.com)) компанией «Интеллектуальные Морские Технологии» было принято решение о разработке и включении в состав комплекса модуля, позволяющего оценить гидродинамические нагрузки на винте в различных расчетных ситуациях, в зависимости от наличия или отсутствия необходимых исходных данных.

Расчет постоянных значений и пульсационных составляющих нагрузок на винте, работающем в неоднородном стационарном потоке, представляет сложную задачу, исчерпывающее решение которой не

получено до настоящего времени. Тем не менее, к середине 80-х годов было разработано несколько практических расчетных методов для оценки нагрузок, действующих на винт.

**Цель работы.** Целью настоящей работы является проведение сопоставительного анализа существующих методов определения нагрузок на винте при его работе в неоднородном стационарном потоке и составление практических рекомендаций по определению нагрузок на винт в расчетах валопроводов. Важным представляется также выяснение предельных значений нагрузок, позволяющих выполнять оценочные расчеты валопроводов в случае отсутствия исходных данных, необходимых для непосредственного вычисления гидродинамических нагрузок на винте.

**Анализ исследований и публикаций.** Известно [5, 9, 13], что вследствие неоднородности поля скоростей, упор, развиваемый гребным винтом, действует не по оси вращения винта и, более того, линия его действия не параллельна оси вращения, в связи с чем гидродинамические нагрузки, возникающие на его лопастях в общем случае приводятся к главному вектору  $P$  и главному моменту  $M$ :

$$P = \{P_x, P_y, P_z\}, \quad M = \{M_x, M_y, M_z\},$$

где:  $P_x$  – упор,  $P_y$  – вертикальная сила,  $P_z$  – горизонтальная сила,  $M_x$  – крутящий момент,  $M_y$  – горизонтальный изгибающий момент,  $M_z$  – вертикальный изгибающий момент – компоненты векторов  $P$  и  $M$  в системе координат  $Oxuz$ , связанной с судном (Рис. 1).

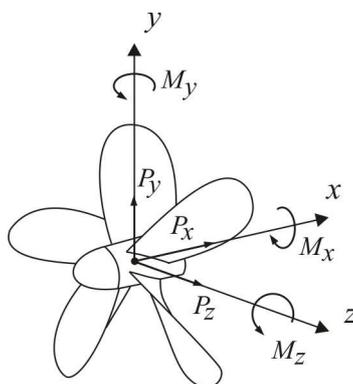


Рис. 1. Компоненты векторов гидродинамических нагрузок

Гидродинамическую нагрузку на винте принято представлять в виде суммы постоянной части (среднее значение) и периодически изменяющейся (пульсационной) составляющей. При этом частота пульсаций определяется по формуле:

$$f = m \cdot \omega \cdot Z,$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения винта,  $m$  – номер гармоники,  $Z$  – число лопастей винта.

Основная (первая лопастная) частота соответствует  $m = 1$ . В спектре гидродинамических нагрузок могут присутствовать также гармоники более высоких порядков, но на практике, как правило, учитывается только вторая, соответствующая  $m = 2$ .

В расчетах валопроводов компоненты главного вектора и главного момента гидродинамических сил обычно представляются в безразмерной форме:

$$\left. \begin{aligned} P'_x &= P'_{x0} + \sum_{m=1}^2 (P'^C_{xm} \cos mZ\theta + P'^S_{xm} \sin mZ\theta); \\ P'_y &= P'_{y0} + \sum_{m=1}^2 (P'^C_{ym} \cos mZ\theta + P'^S_{ym} \sin mZ\theta); \\ P'_z &= P'_{z0} + \sum_{m=1}^2 (P'^C_{zm} \cos mZ\theta + P'^S_{zm} \sin mZ\theta); \\ M'_x &= M'_{x0} + \sum_{m=1}^2 (M'^C_{xm} \cos mZ\theta + M'^S_{xm} \sin mZ\theta); \\ M'_y &= M'_{y0} + \sum_{m=1}^2 (M'^C_{ym} \cos mZ\theta + M'^S_{ym} \sin mZ\theta); \\ M'_z &= M'_{z0} + \sum_{m=1}^2 (M'^C_{zm} \cos mZ\theta + M'^S_{zm} \sin mZ\theta); \end{aligned} \right\}$$

Значения безразмерных компонент силы  $P'$  получаются делением величин сил на произведение  $\rho n^2 D^4$ , а безразмерных компонент момента  $M'$  – делением величин моментов на произведение  $\rho n^2 D^5$  ( $\rho$  – плотность воды,  $n$ ,  $D$  – число оборотов и диаметр винта).

В приведенных выше формулах  $\theta$  – угол поворота винта, а верхние индексы  $C$  и  $S$  обозначают амплитуды соответственно косинусной и синусной составляющих пульсационных нагрузок.

Две величины – среднее значения упора  $P'_{xo}$  и момента  $M'_{xo}$  полагаются известными из расчета ходкости, остальные 10 подлежат определению. Их значения используются в качестве исходных данных расчета изгиба и расчета колебаний валопровода.

Первая отечественная расчетная методика определения компонент сил и моментов, созданная на основе вихревой теории гребного винта, а также пример расчета с ее применением опубликованы в справочнике [1]. В справочнике [5] данная методика названа «Схемой Б». В основу методики положены следующие допущения.

1. При построении модели работы лопасти гребного винта предполагается допустимым использование гипотезы квазистационарности. Это означает, что величины сил и моментов, возникающих на элементе лопасти в некоторый момент времени будут такими же, как и при стационарном обтекании элементарного сегмента лопасти со скоростью и углом атаки, характерными для данного момента времени.

2. Взаимодействие между элементарными сегментами лопасти винта, а также распределение нагрузки по радиусу учитывается на основании экспериментальных данных (функции  $f$ ,  $c_1$  и  $c_2$ ).

3. Характеристики поля скоростей в диске гребного винта определяются по данным модельного эксперимента без учета возмущений, вызванных работой винта.

Для определения составляющих нагрузок на элементы лопасти необходимо знать характеристики поля скоростей, а также обобщенные геометрические, кинематические и динамические параметры пропульсивного комплекса. К ним относятся: скорость хода  $V_s$ , число оборотов винта  $n$ , количество лопастей  $Z$ , диаметр  $D$ , дисковое  $\theta$  и шаговое

$P/D$  отношения, коэффициенты упора  $K_T$  и момента винта  $K_Q$  на расчетном режиме. Такой набор исходных данных позволяет выполнять расчеты на ранних стадиях проектирования, а также при модернизации судов, в случае, когда отсутствует теоретический чертеж гребного винта.

В основе уточненной методики, названной в [5] «Схемой А», лежит более сложная вихревая модель работы элемента лопасти, позволяющая учесть нестационарность обтекания, а также гидродинамическое взаимодействие между лопастями. Такой подход требует более подробного описания геометрии лопасти и введения дополнительных параметров, учитывающих особенности распределения нагрузки по хорде и радиусу лопасти. В частности, дополнительными геометрическими параметрами являются: ширина хорды лопасти на данном радиусе  $C$ , максимальная стрелка прогиба средней линии  $H_{max}$ , максимальная толщина профиля  $T_{max}$ , отстояние максимальной стрелки прогиба от входящей кромки  $X_0$ , саблевидность лопасти  $C_s$ . Эти параметры определяются теоретическим чертежом винта, их смысл поясняет Рис 2. Задаются также значения переменного шага лопасти  $P/D$  по радиусу лопасти.

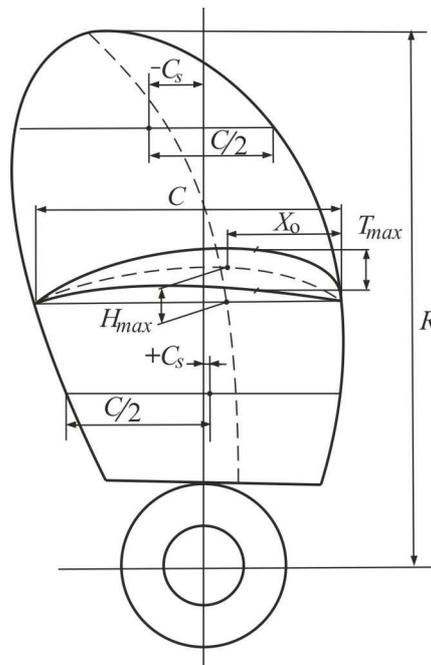


Рис.2. Геометрические параметры лопасти винта

Влияние конечности числа лопастей на распределение циркуляции вдоль лопасти учитывается известной в теории гребного винта поправкой Прандтля – Гольдштейна, приведенной в отраслевом стандарте [3]. В том же стандарте приведены примеры реализации алгоритма «Схемы А» для расчета на компьютере, а также применительно к ручным расчетам.

Следует отметить, что для реализации данной методики требуется значительно больший объем исходной информации, по сравнению с расчетом по «Схеме Б», необходимы также вспомогательные материалы, представленные графиками и таблицами. Кроме того, зачастую, требуемые данные оказываются просто недоступными, что, несмотря на более высокую точность методики, снижает ее практическую ценность при определении гидродинамических нагрузок на винт в задаче расчета валопровода.

Для определения некоторых компонентов нагрузки, а именно: изгибающих моментов, действующих в вертикальной и горизонтальной плоскости винтов одновальных судов, была разработана полуэмпирическая методика [4], основанная на результатах натурных измерений напряжений в валах. Методика рекомендуется к применению для транспортных судов, коэффициент общей полноты которых находится в диапазоне  $C_b = (0,6 \div 0,8)$ , а параметр формы кормы  $\tau = (0 \div 0,6)$ . Достаточно простые расчетные зависимости позволяют найти только постоянную и пульсационную составляющие вертикальной и горизонтальной компонент изгибающего момента и поперечных сил. Точность определения постоянных составляющих моментов авторы методики оценивают как достаточно высокую, а пульсационных – как удовлетворительную, достаточную для начальных этапов проектирования.

**Изложение основного материала.** По всем рассмотренным выше методикам: по «полуэмпирической» методике, по «Схеме А» и «Схеме Б», были разработаны расчетные модули, включенные в программный

комплекс *ShaftDesigner*. Кроме того, для случая отсутствия поля скоростей судна, разработан расчетный модуль, в котором используется информация из «атласа полей», составленного авторами на основании экспериментальных данных [6, 7].

На рис. 3 и 4 показаны диалоговые окна исходных данных и результатов расчета нагрузок на винт упомянутого выше программного комплекса.

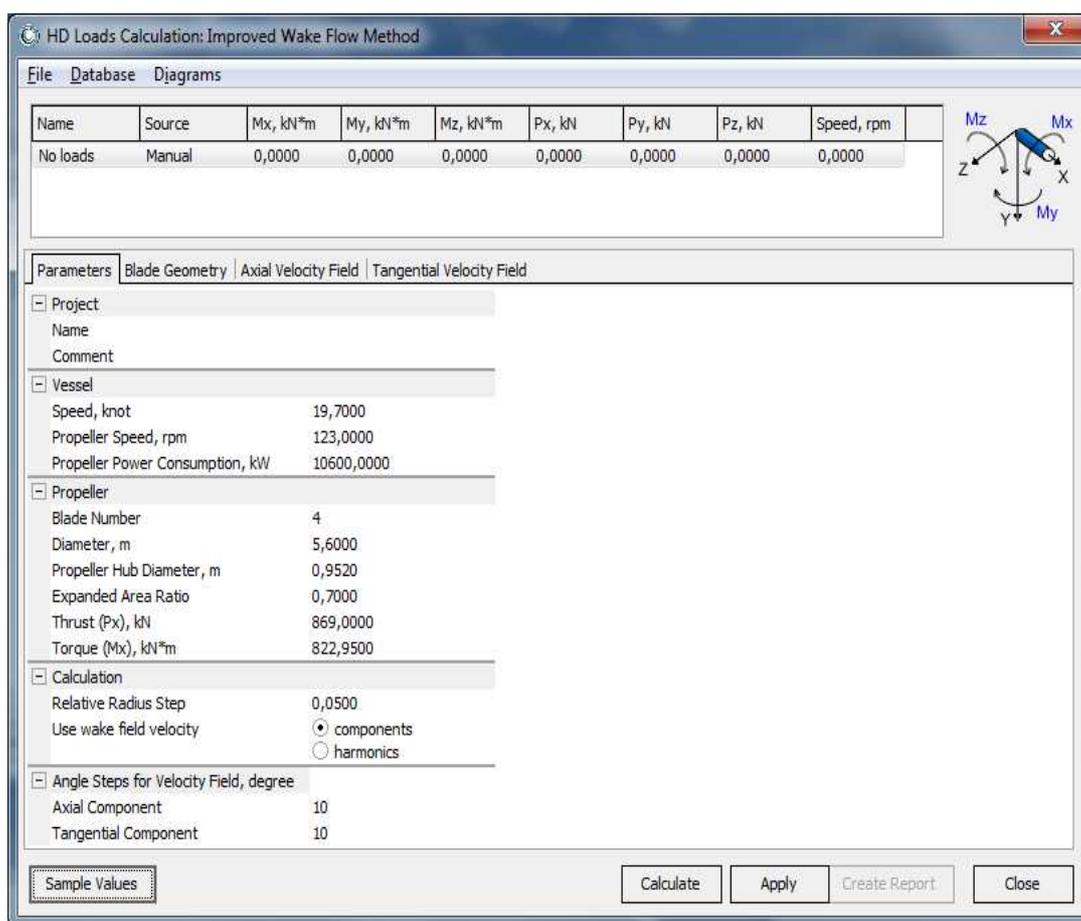


Рис.3. Исходные данные для расчета нагрузок на винте

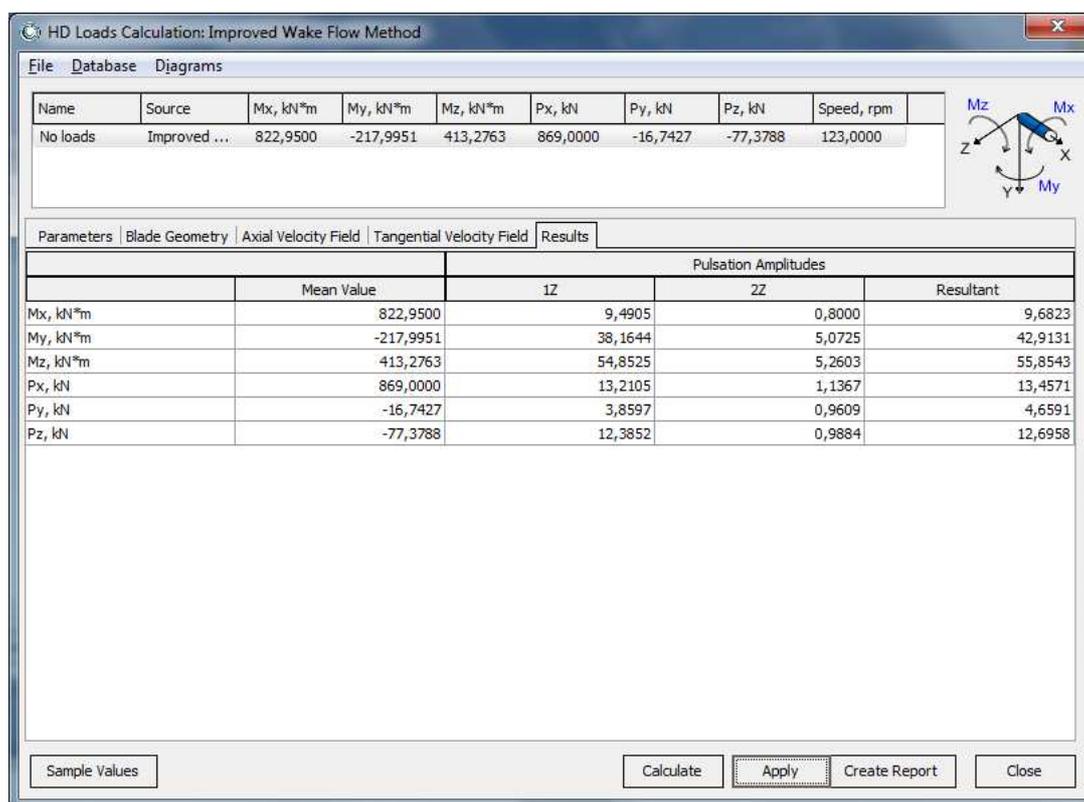


Рис.4. Результаты расчета нагрузок на винте

В Табл.1 приведены значения нагрузок (кН, кНм,) для крупнотоннажного танкера (длина  $L = 213$  м, водоизмещение  $\Delta = 84542$  т, диаметр винта  $D = 6,7$  м, число лопастей  $Z = 4$ ), рассчитанные по «Схеме А» и «Схеме Б», а также коэффициенты  $K_i$  – отношения этих нагрузок.

Таблица 1 Сравнение нагрузок, определенных по Схеме А и Схеме Б

	Пульсации $AP_x$	Пульсации $AM_x$	Верг. сила $P_y$	Пульсации $AP_y$	Попер. сила $P_z$	Пульсации $AP_z$	Гор.изг.мом $M_y$	Пульсации $AM_y$	Верг. изг.мом $M_z$	Пульсации $AM_z$
Схема А	55,10	41,90	22,80	7,20	-42,50	11,60	234,80	58,30	-280,90	116,60
Схема Б	76,40	48,30	52,50	5,81	-28,20	6,50	310,40	32,30	-226,30	100,70
$K_i = P_i^A / P_i^B$	0,72	0,87	0,43	1,24	1,51	1,78	0,76	1,80	1,24	1,16

На Рис. 5 показаны кривые эксцентриситета упора, рассчитанные для четырехлопастного винта.

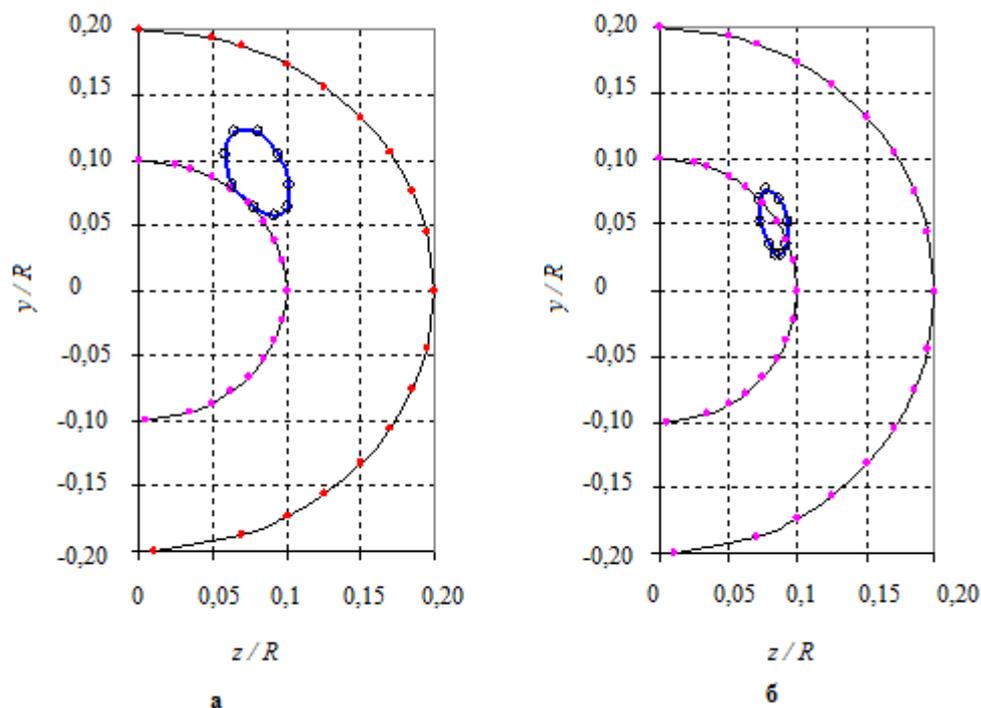


Рис.5. Кривые эксцентриситета упора: а – схема А; б – схема Б

Сравнительный анализ результатов расчета по «Схеме А» и «Схеме Б» для рассматриваемого судна показал их хорошее качественное, а по некоторым компонентам нагрузок удовлетворительное количественное согласование.

В связи с этим естественно представлялось получить статистическую оценку отличий результатов, получаемых на основе «Схемы Б», от результатов, получаемых с применением «Схемы А». Для этого были проведены вычисления для серии из 25-ти одновинтовых транспортных судов, по которым имелась надежная исходная информация о геометрии винта и параметрах формы корпуса.

Характеристики полей для указанных судов либо принимались по данным модельных испытаний, либо определялись по упомянутому выше «атласу полей». В данном исследовании приближенность задания поля скоростей не играла решающей роли, так как в обеих схемах

использовалось одно и то же поле, т.е. отличия в результатах вызывались только различием вычислительных моделей.

В результате статистической обработки результатов вычислений была получена таблица коэффициентов  $K_i$  для рассмотренной серии судов (Табл. 2).

**Таблица 2 Определение коэффициентов  $K_i$**

Компоненты нагрузки	Пульсации $AP_x$	Пульсации $AM_x$	Верг. сила $P_y$	Пульсации $AP_y$	Попер сила $P_z$	Пульсации $AP_z$	Гор.изг.мом $M_y$	Пульсации $AM_y$	Верг. изг.мом $M_z$	Пульсации $AM_z$
Среднее значение $K_i = P_i^A/P_i^B$	0,77	1,01	0,51	1,07	1,41	1,06	0,84	1,30	1,22	0,91
Среднеквадратичное отклонение	0,11	0,41	0,14	0,42	0,46	0,49	0,20	0,57	0,27	0,19

Как видно из таблицы, разброс коэффициентов относительного среднего значения весьма существенный, в связи с чем оказалось невозможным приблизить результаты расчета по «Схеме Б» к результатам по «Схеме А» простым введением поправочных коэффициентов.

На Рис. 6, 7 в качестве примера показаны результаты расчетов коэффициентов  $K_i$  для пульсационных компонент упора, где разброс значений относительно небольшой, и для поперечной силы, где отклонения от среднего значения достигают порядка 100%.

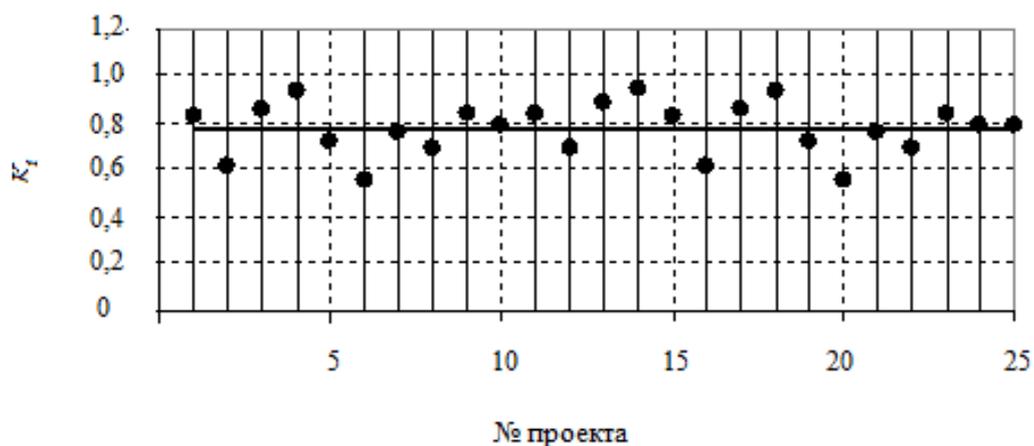


Рис.6 Пульсации упора

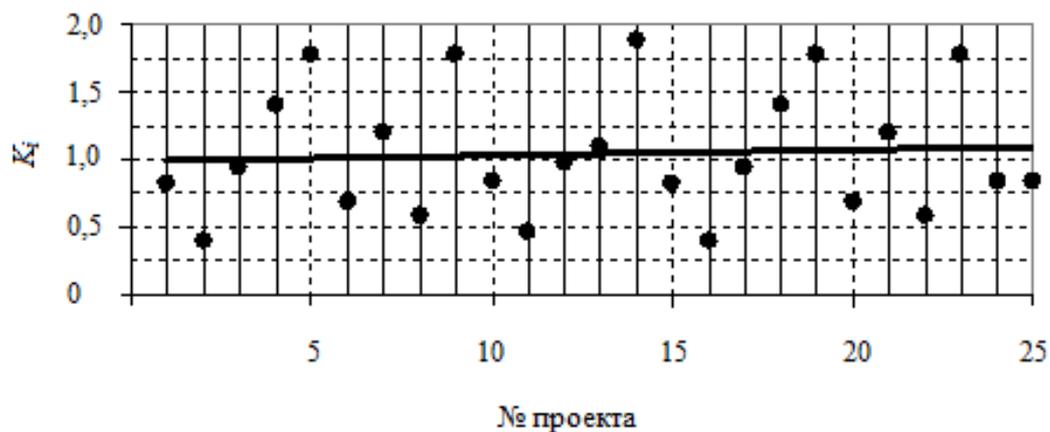


Рис. 7 Пульсации поперечной силы

Таким образом, на начальных стадия проектирования при отсутствии подробных данных о геометрии винта, следует применять «Схему Б», рассматривая её как средство приближенной оценки нагрузок. На последующих стадиях расчетов нагрузки могут быть уточнены с применением «Схемы А».

С использованием программного комплекса ShaftDesigner по известным компонентам полей скоростей морских транспортных судов была проведена серия расчетов нагрузок для 4-х, 5-ти и 6-ти лопастных винтов, интегральные геометрические характеристики которых

принимались одинаковыми. Ввиду отсутствия теоретических чертежей винтов расчеты выполнялись по «Схеме Б».

В Табл. 3 – 5 проводится сравнение результатов указанных расчетов с данными, полученными в разное время расчетами, модельными и натурными испытаниями [9, 13]. Для всех компонент нагрузок значения сил приведены в процентах от величины упора, а значения моментов – от величины крутящего момента на гребном винте.

**Таблица 3 Сводная таблица нагрузок на винте (в % к упору  $P_{x0}$  и моменту  $M_{x0}$ )**

Z = 4	Carlton		Wereldsma		ShaftDesigner	
	Среднее значение	Диапазон (±)	Среднее значение	Диапазон (±)	Среднее значение	Диапазон (±)
Средние значения нагрузок						
Верг. сила, $P_y$	нет данных		1,37	2,00	4,74	3,10
Попер. сила, $P_z$			-2,69	2,00	-5,02	1,80
Гор.изг. мом, $M_y$			3,29	2,00	28,35	7,80
Верг. изг. мом, $M_z$			-14,93	2,00	-33,57	6,80
Амплитуды 1- й и 2 – й гармоник пульсаций						
$AP_{x1}$	8,40	3,10	10,00	2,00	3,37	1,90
$AP_{x2}$	2,20	0,40			0,42	0,30
$AP_{y1}$	0,80	0,40	1,63	2,00	0,71	0,30
$AP_{y2}$	0,80	0,40			0,09	0,00
$AP_{z1}$	1,20	1,10	1,62	2,00	1,34	0,60
$AP_{z2}$	0,10	0,10			0,13	0,10
$AM_{x1}$	6,20	2,50	7,00	2,00	2,67	1,60
$AM_{x2}$	1,60	1,30			0,36	0,30
$AM_{y1}$	13,80	9,00	3,81	2,00	6,06	2,40
$AM_{y2}$	4,00	3,60			0,73	0,40
$AM_{z1}$	7,50	5,00	5,72	2,00	8,83	2,90
$AM_{z2}$	1,90	1,30			0,95	0,40

**Таблица 4 Сводная таблица нагрузок на винте (в % к упору  $P_{x0}$  и моменту  $M_{x0}$ )**

Z = 5	Carlton		Wereldsma		ShaftDesigner	
	Среднее значение	Диапазон (±)	Среднее значение	Диапазон (±)	Среднее значение	Диапазон (±)
Средние значения нагрузок						
Верг. сила, $P_y$	нет данных		1,37	2,00	4,74	3,10
Попер. сила, $P_z$			-2,69	2,00	-5,02	1,80
Гор.изг. мом, $M_y$			3,29	2,00	28,35	7,80
Верг. изг. мом, $M_z$			-14,93	2,00	-33,57	6,80

Амплитуды 1-й и 2-й гармоник пульсаций						
$AP_{x1}$	2,00	0,60	3,50	2,00	2,46	1,50
$AP_{x2}$	1,70	0,30			0,48	0,60
$AP_{y1}$	1,10	0,90	2,78	2,00	0,26	0,20
$AP_{y2}$	0,20	0,20			0,08	0,10
$AP_{z1}$	2,10	1,60	3,29	2,00	1,00	0,60
$AP_{z2}$	0,60	0,30			0,31	0,20
$AM_{x1}$	0,10	0,02	2,50	2,00	1,87	1,00
$AM_{x2}$	0,14	0,80			0,35	0,40
$AM_{y1}$	13,80	9,00	9,07	2,00	2,24	1,60
$AM_{y2}$	4,00	3,60			0,59	0,70
$AM_{z1}$	12,50	8,50	5,30	2,00	7,04	3,90
$AM_{z2}$	8,00	4,00			1,98	1,90

Таблица 5 Сводная таблица нагрузок на винте (в % к упору  $P_{x0}$  и моменту  $M_{x0}$ )

Z = 6	Carlton		Wereldsma		ShaftDesigner	
	Среднее значение	Диапазон ( $\pm$ )	Среднее значение	Диапазон ( $\pm$ )	Среднее значение	Диапазон ( $\pm$ )
Средние значения нагрузок						
Верт. сила, $P_y$	нет данных		нет данных		4,74	3,10
Попер. сила, $P_z$					-5,04	1,80
Гор.изг. мом, $M_y$					28,35	7,80
Верт. изг. мом, $M_z$					-33,57	6,80
Амплитуды 1-й и 2-й гармоник пульсаций						
$AP_{x1}$	3,60	0,24	нет данных		2,16	1,10
$AP_{x2}$	1,50	0,20			0,70	0,50
$AP_{y1}$	0,30	0,20			0,35	0,20
$AP_{y2}$	0,10	0,10			0,08	0,10
$AP_{z1}$	0,90	0,40			0,59	0,30
$AP_{z2}$	0,30	0,10			0,19	0,10
$AM_{x1}$	3,00	2,00			1,68	0,70
$AM_{x2}$	0,10	0,20			0,55	0,40
$AM_{y1}$	7,30	6,20			1,91	1,30
$AM_{y2}$	1,50	0,20			0,30	0,50
$AM_{z1}$	4,00	1,50	4,21	2,30		
$AM_{z2}$	0,70	0,20	1,42	0,70		

Большинство выполненных ранее исследований было посвящено расчетам, модельным и натурным измерениям постоянных значений вертикального и горизонтального изгибающих моментов, как величин, существенно влияющих на технологические параметры центровки валопроводов. В Табл. 6 приведено сравнение постоянных значений изгибающих моментов, определенных на основании различных методик и рекомендаций [3,4,11].

Таблица 6 Изгибающие моменты на винте (в % от  $M_{x0}$ )

Число лопастей	ОСТ 5	П/эмп. мет.	DNV	Shaft Designer
Вертикальный изгибающий момент, $M_z$				
$Z = 4$	-35,00	-33,10	-40,00	-42,66
$Z = 5$	-35,00	-25,60	-40,00	-39,21
$Z = 6$	-35,00	–	-40,00	-39,23
Горизонтальный изгибающий момент, $M_y$				
$Z = 4$	–	30,10	–	23,51
$Z = 5$	–	31,10	–	22,93
$Z = 6$	–	–	–	23,12

**Основные результаты** полученные на основании анализа приведенных данных сводятся к следующему.

1. Постоянные значения изгибающих моментов на винте, полученные с применением программы *ShaftDesigner* лучше соответствуют результатам натуральных испытаний (полуэмпирическая методика, 1973 г.), чем результаты, полученные Wereldsma в модельных испытаниях (1964г.). По пульсационным компонентам отличия в значениях существенно меньше.

2. Рекомендации по определению пульсационной компоненты упора  $P_x$  и крутящего момента  $M_x$  для 4-х лопастных винтов у Carlton и Wereldsma практически совпадают. *ShaftDesigner* дает результат примерно в 2 раза ниже. Для 5-ти и 6-ти лопастных винтов результаты у всех авторов одного порядка.

3. Характеристики пульсаций вертикальной  $P_y$  и поперечной  $P_z$  сил достаточно близки по всем методикам и для всех винтов.

4. К настоящему времени не существует методики, которой можно было бы отдать предпочтение, а простое арифметическое осреднение результатов, получаемых по разным методикам, не сможет обеспечить объективности оценок.

С учетом всех изложенных выше соображений, а также в связи с отсутствием систематизированных данных о возможных значениях нагрузок, авторами, на основании собственных исследований и анализа результатов, полученных другими авторами, выработаны практические рекомендации (Табл. 7), позволяющие назначать расчетные нагрузки, не прибегая к каким-либо расчетам.

**Таблица 7 Рекомендации по расчетным нагрузкам на валопроводы одновинтовых морских транспортных судов (в % к упору  $P_{x0}$  и моменту  $M_{x0}$ )**

	Z = 4		Z = 5		Z = 6	
	Среднее значение	Диап. ( $\pm$ )	Среднее значение	Диап. ( $\pm$ )	Среднее значение	Диап. ( $\pm$ )
Средние значения нагрузок						
Верт. сила, $P_y$	2,00	1,50	2,00	1,50	2,00	1,50
Попер. сила, $P_z$	-5,00	2,00	-5,00	2,00	-5,00	2,00
Гор.из. мом, $M_y$	23,00	4,50	23,00	4,50	23,00	4,50
Верт. из.мом, $M_z$	-35,00	10,00	-35,00	10,00	-35,00	10,00
Амплитуды 1- й и 2 – й гармоник пульсаций						
$AP_{x1}$	8,00	2,00	2,50	1,50	2,50	1,00
$AP_{x2}$	1,00	0,30	1,00	0,50	1,00	0,30
$AP_{y1}$	1,00	0,30	1,00	0,30	0,35	0,20
$AP_{y2}$	0,20	0,10	0,20	0,10	0,10	0,10
$AP_{z1}$	1,30	1,00	1,50	1,00	0,70	0,30
$AP_{z2}$	0,10	0,10	0,30	0,20	0,20	0,10
$AM_{x1}$	4,00	2,00	2,00	1,00	2,00	1,00
$AM_{x2}$	1,00	0,50	0,30	0,50	0,50	0,40
$AM_{y1}$	8,00	2,50	8,00	2,50	5,00	2,00
$AM_{y2}$	2,00	0,50	2,00	0,50	1,00	0,50
$AM_{z1}$	8,00	3,00	8,00	3,00	4,50	2,00
$AM_{z2}$	1,00	0,50	2,00	2,00	1,50	0,50

Данная таблица может использоваться как на начальных этапах проектирования валопровода, так и для расчета валопроводов существующих судов в случае отсутствия данных, необходимых для вычисления гидродинамических нагрузок.

**Направления дальнейших исследований.** Предлагаемые рекомендации, будучи составленными при использовании разнородных источников, открыты для критики и дальнейших уточнений.

Определенные надежды в отношении уточнений возлагаются на методы вычислительной гидромехники, (Computational Fluid Dynamics) [2,12] и на современные средства проведения модельных и натурных испытаний.

Важными среди прочего, остаются вопросы учета реальной структуры поля скоростей в диске гребного винта, учета влияния качки и движения судна по криволинейной траектории, учета особенностей гидродинамики двухвинтовых судов, судов с нетрадиционными формами обводов корпуса и новыми типами движителей. Особому рассмотрению подлежат также режимы работы при торможении и реверсе.

### **Выводы.**

1. На начальных стадиях проектирования, а также в процессе модернизации судов, когда отсутствует необходимая информация по корпусу и винту, при назначении расчетных нагрузок на валопровод следует использовать рекомендации, приведенные в Табл. 7.

2. Выполненный численный анализ показал, что геометрия лопасти винта и форма обводов кормы существенно влияет на величины всех компонент главного вектора и главного момента гидродинамических нагрузок. Поэтому, при наличии всей необходимой информации по винту и корпусу, необходимо применять «Схему А», а при отсутствии теоретического чертежа винта – «Схему Б».

3. Полученные результаты открыты для критики и дальнейших уточнений на основании экспериментальных исследований и анализа с применением современных численных методов. В первую очередь это касается влияния работы гребного винта на поле скоростей набегающего потока.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. **Войткунский, Я. И.** Справочник по теории корабля [текст] / Я. И. Войткунский [и др.] Ленинград : Судпромгиз, 1973. – 511 с.

2. **Егоров, Г. В.** Опыт использования CFD–моделирования при проектировании пропульсивного комплекса судна [текст] / Г. В. Егоров, Б. Н. Станков, А.В. Печенюк // Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування. – 2008. – №2 (413). – с. 3–11.

3. ОСТ 5. 4268–78. Винты гребные. Методика расчета гидродинамических усилий на гребных винтах, работающих в неравномерном потоке за корпусом судна [текст]. – Действующий с 01.07.1979. – Издание официальное 8103325, 21.12.78. – 159 с.

4. Разработка полуэмпирической методики определения гидродинамических изгибающих моментов, действующих на валопроводы одновальных судов с традиционной формой кормовой оконечности технический отчет [текст] : ЦНИИ им.акад А.Н. Крылова. – 1973. – вып. 16077.– 126 с.

5. Справочник по теории корабля. В трех томах. Том 1. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители. [текст] / Под ред. Я.И.Войткунского – Л.: Судостроение, 1985.– 768 с.

6. **Турбал, В. К.** Проектирование обводов и движителей морских транспортных судов [текст] / В. К. Турбал [и др.] Ленинград: Судостроение. – 1983. – 302 с.

7. **Шпаков, В. С.** Физические особенности и закономерности, определяющие кинематические характеристики потока в диске гребного винта [текст] / В. С. Шпаков // Проблемы прикладной гидродинамики судна: сборник под ред. И.А. Титова. – Л., Судостроение. 1975. – с. 248–273.

8. **Batrak, Y.** New CAE Package For Propulsion Train Calculation RINA [text] / Y. Batrak // Papers of International Conference on Computer Application in Shipbuilding : Shanghai, 2009. – No. II. – pp.187–192.

9. **Carlton, J. S.** Marine Propellers and Propulsion [text] / J.S. Carlton. – 2nd edition, Butterworth – Heinemanns, Jordan Hill. – Oxford OX2 8DP, USA: 2007. – 525 p.

10. CFD prediction of unsteady forces on marine propellers [text] / Ocean Engineering. – 2011. – 38.

11. Det Norske Veritas Rules for Ships / High Speed, Light Crafts and Naval Surface Craft, Pt. 4 Ch 4 Sec. 1 January 2011. – p 33.

12. **Koronowicz, T.** Computer System for the Complete Design of Ship Propeller [text] / T. Koronowicz, J.Szantur, P.A.Chaja // Polish Maritime Research. –2007. – Vol.14. – No.1.

13. **Wereldsma, R.** Propeller Excited Shaft and Hull Vibrations of Single Screw Ships / R. Wereldsma // Internanional Shipbuilding Progress. – 1964. – 11( 124). – pp. 547– 553.