

Мамедов Б. Ш.

ЕДИНАЯ ТЕОРИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ НА НЕПРЕРЫВНЫХ ПОТОКАХ. КРАТКАЯ ТЕОРИЯ КОНТРВРАЩАЮЩИХСЯ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

Рассматриваются недостатки современной теории воздушно-реактивных двигателей, связанные с ошибочной теоремой о подъемной силе продуваемого профиля, выведенной профессором Н. Е. Жуковским в 1912 г. в его статье «Вихревая теория гребного винта». Разработанная краткая теория контрвращающихся гребных винтов является логической цепью серии статей.

Ключевые слова: кинематический анализ, контрвращающиеся гребные винты, тяга продуваемого профиля, подъемная сила.

1. Введение, постановка проблемы

Кинематический анализ, проведенный для однорядных гребных винтов, [1, С. 1–24, фиг. 1], показывает, что к основным недостаткам последних относятся:

1. Повышенная децибельная характеристика, которая регламентируется ударными волнами, генерируемыми в кинематической зоне жесткого (упругого) удара, [1, С. 21, фиг. 1, сечение В-В].

2. Наличие кинематической зоны жесткого (упругого) удара, которая генерирует ударные волны в колебательном режиме, [1, С. 21, фиг. 1, сечение В-В].

3. Низкая окружная скорость вращения однорядных гребных винтов (30–40 м/с), которую невозможно увеличить из-за наличия кинематической зоны жесткого (упругого) удара в сечении В-В, п. 2.

4. Закрутка водно-газового потока на выходе из лопастей однорядного гребного винта.

5. Отклонение вектора тяги R лопастей однорядного гребного винта от оси вращения на угол α .

6. Низкие экологические и технико-экономические показатели однорядных гребных винтов, которые регламентируются п. п. 1–5.

В современной технической литературе по теории и расчету однорядных гребных винтов, например, [2, С. 177–220], полностью отсутствует правильный вывод формул тяги, полетного (тягового) КПД, теоремы о подъемной силе продуваемой лопасти гребного винта, основанный на кинематическом анализе характера изменения статических давлений, осевых скоростей, первичных движущих сил от изменения статических давлений, ускорений (вторичных движущих динамических-инерционных сил) водно-газового потока в пределах контрольного контура $H-H_1$, теория относительности.

Известный вывод теоремы о подъемной силе продуваемого профиля, выведенной профессором Н. Е. Жуковским в его статье «Вихревая теория гребного винта», 1912 г., является ошибочной, подробная критика его теоремы приведена в [1, С. 3–4], [3, С. 146–153], [4, С. 3–17] и др. источниках.

Построение плана скоростей на входе и на выходе из лопастей однорядного гребного винта фиксирует закрутку водно-газового потока на выходе из лопастей

однорядного гребного винта, которую специалисты классифицировали, и совершенно справедливо, как недостаток однорядных гребных винтов, п. 4.

В основе конструкции контрвращающихся гребных винтов заложена идея раскрутки водно-газового потока после первого гребного винта вторым контрвращающимся гребным винтом до осевого направления с целью увеличения тяги контрвращающихся гребных винтов на 5–7 % по сравнению с однорядным гребным винтом.

Для судовых двигательных-двигательных комплексов усложнение и утяжеление редуктора для привода двух контрвращающихся гребных винтов не имеет особого значения, поэтому контрвращающиеся гребные винты получили распространение на больших судах типа ледоколов, подводных лодках и др., [1, С. 22].

Таким образом, из всех вышеперечисленных шести недостатков однорядных гребных винтов контрвращающиеся гребные винты предназначены только для устранения закрутки водно-газового потока после первого гребного винта, п. 4, увеличивая при этом общую тягу на 5–7 %.

В патенте [1] приводится разработка принципиально нового типа движителя на непрерывных потоках — супутовращающихся гребных винтов, которые полностью устраняют все шесть недостатков однорядных гребных винтов. Естественно, чтобы перейти к описанию супутовращающихся гребных винтов, необходимо иметь полное представление о преимуществах и недостатках как однорядных, так и контрвращающихся гребных винтов.

Поэтому перед уже созданной единой теорией движителей на непрерывных потоках стояла проблема:

На основании неизвестного в современной теории гребных винтов метода кинематического анализа характера изменения статических давлений первичных движущих сил от изменения статических давлений, осевых скоростей, ускорений (вторичных движущих динамических-инерционных сил) водно-газового потока вывести единые для всех движителей на непрерывных потоках формулы тяги, полетного (тягового) КПД, теоремы о подъемной силе (поперечной) силе продуваемого профиля лопасти гребного винта, раскрыв все преимущества и недостатки контрвращающихся гребных винтов.

2. Применение кинематического анализа для вывода формул тяги, полетного (тягового) КПД, теоремы о подъемной силе продуваемого профиля лопастей контрвращающихся гребных винтов. Постановка цели (задания)

Применение кинематического анализа характера изменения статических давлений, первичных движущих сил от изменения статических давлений, осевых скоростей, ускорений (вторичных динамических-инерционных сил) водно-газового потока в пределах контрольного контура $H-H_1$ для вывода формул тяги, полетного (тягового) КПД, теоремы о подъемной силе продуваемого профиля лопастей контрвращающихся гребных винтов, как движителей на непрерывных потоках, проводится впервые. Принятая терминология соответствует терминологии современной теории воздушно-реактивных двигателей.

2.1. Выбор контрольного контура. Продуваемые миделевые профили лопастей 1 и 2, рис. 1, вращаются в разных направлениях по миделевому радиусу относительно оси контрвращающихся гребных винтов с окружными скоростями U_1, U_2 соответственно, при этом $U_1 > U_2$. Применяя теорему о плоско-параллельном перемещении частиц водно-газовой смеси, строим планы скоростей на входных и выходных кромках профилей лопастей контрвращающихся гребных винтов, сечения $V_1-V_1, C_1-C_1, B_2-B_2, C_2-C_2$. При вращении лопастей контрвращающихся гребных винтов по их корытцам генерируется зона заторможенного потока 3, 4, рис. 1, в которой все частицы водно-газовой смеси перемещаются к выходным кромкам лопастей первого и второго по ходу потока контрвращающихся гребных винтов, при этом перед входной кромкой первого рабочего колеса, сечение V_1-V_1 , генерируется разрежение, которое инжектирует (всасывает) водно-газовый поток от сечения $H-H$, рис. 1. Под действием разрежения, которое генерируется в зоне $H-V_1$, из воды выделяются пузырьки растворенного газа, образуется водно-газовая смесь (водно-газовый поток), который полностью подчиняется всем законам механики истечения жидкостей и газов. Сечение $H-H$ называется зоной невозмущенного потока, с которой начинается контрольный контур, или сечение $H-H$ — это начало ускоренного движения частиц водно-газовой смеси. Таким образом, контрольный контур контрвращающихся гребных винтов ограничен слева сечением $H-H$, справа сечением H_1-H_1 — это сечение, которое характеризует конец ускоренного движения частиц водно-газовой смеси. Зоны заторможенного потока, рис. 1, поз. 3, 4, характеризуются зоной сжатия водно-газовой смеси V_1-K_1, B_2-K_2 , соответственно, в которых градиент статических давлений направлен против потока, и зонами ускоренного движения частиц водно-газового потока K_1-C_1, K_2-C_2 , в которых градиент статических давлений направлен по потоку, или, другими словами, зоны K_1-C_1, K_2-C_2 — это реактивные сопла, в которых генерируется тяга продуваемого профиля соответствующей лопасти контрвращающихся гребных винтов. При этом необходимо отметить, что внешний вид зоны заторможенного потока, рис. 1, поз. 3, 4, характер распределения статических давлений в этих зонах полностью соответствуют экспериментальным данным современной теории воздушно-реактивных двигателей по продуваемым профилям, [5, С. 68, рис. 3.3], где четко

и ясно показано, что максимальное давление продуваемого газового потока (водно-газовой смеси) по корытцу продуваемого профиля находится в зоне входной кромки продуваемого профиля, и это максимальное давление продуваемого потока постепенно уменьшается по мере перемещения потока к выходной кромке продуваемого профиля, что полностью соответствует всем законам механики истечения жидкостей и газов.

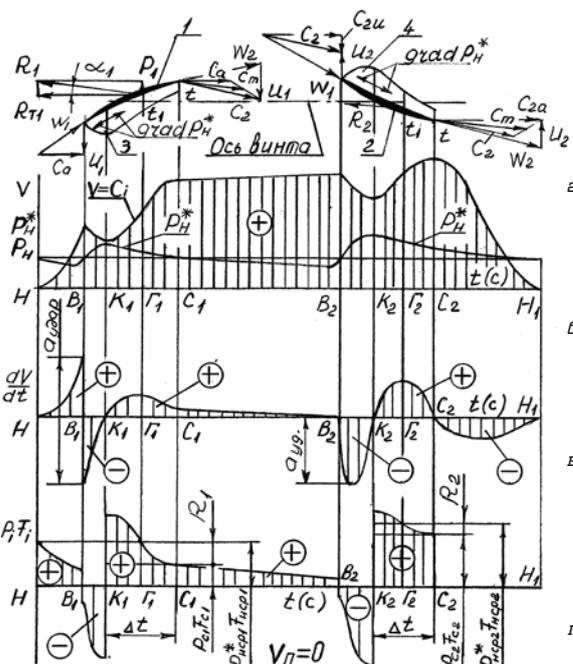


Рис. 1. Кинематический анализ характера изменения статических давлений, первичных движущих сил от изменения статических давлений, осевых скоростей, ускорений (вторичных движущих динамических-инерционных сил) водно-газового потока в пределах контрольного контура $H-H_1$ для вывода формул тяги, полетного (тягового) КПД, теоремы о подъемной силе продуваемого профиля лопастей контрвращающихся гребных винтов

На рис. 1 представлено: *a* — продуваемые профили лопастей контрвращающихся гребных винтов по миделю; *б* — кинематический анализ характера изменения статических давлений, осевых скоростей продуваемого потока в пределах контрольного контура $H-H_1$ контрвращающихся гребных винтов; *в* — кинематический анализ характера изменения осевых ускорений (вторичных динамических-инерционных сил) контрвращающихся гребных винтов в пределах контрольного контура $H-H_1$; *г* — кинематический анализ характера изменения первичных движущих сил от изменения статических давлений продуваемого водно-газового потока контрвращающихся гребных винтов в пределах контрольного контура $H-H_1$.

Положение зоны невозмущенного потока $H-H$ регламентируется режимом работы контрвращающихся гребных винтов, при увеличении оборотов контрвращающихся гребных винтов сечение $H-H$ удаляется от сечения V_1-V_1 , при уменьшении оборотов сечение $H-H$ приближается к сечению V_1-V_1 . При работе гребных контрвращающихся винтов по корытцу продуваемых лопастей всегда генерируются зоны заторможенного потока, рис. 1, поз. 3, 4, которые регламентируют следующие зоны и сечения контрольного контура $H-H_1$ при скорости перемещения (полета) $V_H \geq 0$.

Н-Н — сечение невозмущенного потока, регламентирующее равенство площадей работ первичных сил от изменения статических давлений в зонах Н-В₁ и В₁-К₁, рис. 1;

Н-В₁ — зона ускоряемого водно-газового потока, в которой градиент статических давлений, рис. 1,б, и градиент первичных движущих сил от изменения статических давлений, рис. 1,з, направлены по потоку;

В₁-К₁ — зона сжатия продуваемого водно-газового потока, в которой градиент статических давлений, рис. 1,б, и градиент первичных движущих сил от изменения статических давлений, рис. 1,з, направлены против потока.

К₁-С₁ — зона ускоряемого водно-газового потока, в которой градиент статических давлений, рис. 1,б, и градиент первичных движущих сил от изменения статических давлений, рис. 1,з, направлены по потоку, или зона К₁-С₁ — это реактивное сопло, в котором генерируется тяга (93–95 %) контрвращающихся гребных винтов;

С₁-В₂ — зона выходящей струи из первой лопасти или первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов, закрученной против вращения второго контрвращающегося гребного винта, которая одновременно является зоной входящей закрученной струи во второе контрвращающееся рабочее колесо, в которой градиент статических давлений и градиент первичных движущих сил от изменения статических давлений водно-газового потока направлены по потоку;

В₂-К₂ — зона сжатия продуваемого водно-газового потока на лопастях второго контрвращающегося гребного винта, в которой градиент статических давлений и градиент первичных движущих сил от изменения статических давлений водно-газового потока направлены против потока;

К₂-С₂ — зона ускоряемого водно-газового потока на лопастях второго контрвращающегося гребного винта, в которой градиент статических давлений и градиент первичных движущих сил от изменения статических давлений, рис. 1 б,з, направлены по потоку, или зона К₂-С₂ — это реактивное сопло, в котором генерируется дополнительная тяга (5–7 %) контрвращающихся гребных винтов;

С₂-Н₁ — зона выходящей струи из второго контрвращающегося гребного винта, в которой при $P_c > P_i$ градиент статических давлений направлен по потоку, при $P_c = P_n$ градиент статических давлений равен нулю, при $P_c < P_n$ градиент статических давлений водно-газового потока направлен против потока, где P_n — давление окружающей среды, зависит от глубины погружения контрвращающихся гребных винтов, при этом вне зависимости от величины P_c градиент первичных движущих сил от изменения статических давлений водно-газового потока всегда равен нулю, поскольку, согласно закона Бойля-Мариотта, $P_i F_i = \text{const}$, т. е. работа первичных движущих сил от изменения статических давлений водно-газового потока в выходящей струе всегда равняется нулю, водно-газовый поток в выходящей струе движется только под действием инерционных сил;

Н₁-Н₁ — сечение невозмущенного потока, в котором ускорение продуваемого водно-газового потока равно нулю, при этом на подходе к этому сечению все газовые пузырьки опять растворяются в воде.

Зона контрольного контура Н-Н₁ контрвращающихся гребных винтов полностью совпадает с зонами

контрольного контура турбореактивного двигателя, [6, С. 18, рис. 1], крыла птицы [7, С. 14, рис. 1] и других движителей на непрерывных потоках. Согласно единой теории движителей на непрерывных потоках процесс генерирования тяги всеми типами движителей одинаков. Поэтому методика вывода формул тяги, полетного (тягового) КПД лопастей контрвращающихся гребных винтов ничем не будет отличаться от аналогичной для турбореактивных двигателей, а методика вывода теоремы о подъемной силе продуваемого профиля лопастей контрвращающихся гребных винтов ничем не будет отличаться от аналогичной для крыла птицы и др. движителей, т. е. единая теория движителей разработала единые, общие для всех типов движителей на непрерывных потоках формулы тяги, полетного (тягового) КПД, теорему о подъемной силе продуваемого профиля.

2.2. Характеристика внешних сил, действующих на трубку тока в зоне контрольного контура Н-Н₁ лопастей контрвращающихся гребных винтов. При характеристике внешних сил, действующих на трубку тока в зоне контрольного контура Н-Н₁ контрвращающихся гребных винтов, необходимо учитывать, что всегда первична статика, а вторична динамика водно-газового потока.

К внешним силам, действующим на трубку тока в зоне Н-Н₁, относятся:

1. Первичные движущие силы от изменения статических давлений водно-газового потока, $P_i F_i$, где P_i — статическое давление продуваемого водно-газового потока в i -м сечении газодинамического тракта в пределах контрольного контура Н-Н₁; F_i — площадь i -го сечения газодинамического тракта в пределах контрольного контура Н-Н₁.

2. Вторичные движущие силы от изменения динамических-инерционных сил, $m_r a_i$, где m_r — массовый секундный расход водно-газового потока через лопасть гребного винта, a_i — ускорение водно-газового потока в i -м сечении водно-газодинамического тракта в пределах контрольного контура Н-Н₁.

3. Силы сопротивления — это силы, которые направлены против потока и к которым могут относиться как первичные движущие силы от изменения статических давлений, например, в зонах В₁-К₁, В₂-К₂, так и динамические-инерционные силы, когда сила инерции направлена против потока, а также сила сопротивления $P_c F_c$.

4. Сила тяги R лопастей гребных контрвращающихся винтов, которая, как и сила сопротивления $P_c F_c$, всегда направлена против потока при своем положительном значении. На отдельных участках контрольного контура Н-Н₁, например, зоны В₁-К₁, В₂-К₂, генерируются отрицательные внешние силы тяги, которые направлены по потоку, однако они всегда скомпенсированы положительными силами тяги, которые генерируются в зонах Н-В₁, С₁-В₂ соответственно.

5. Гравитационные силы продуваемого водно-газового потока, которые при горизонтальном перемещении не учитываются.

Силы трения водно-газового потока о поверхности лопастей контрвращающихся гребных винтов не учитываем.

Таким образом, в контрольном контуре Н-Н₁ рассматривается замкнутая система всех внешних сил, действующих на трубку тока в зоне Н-Н₁, т. е. векторная сумма всех внешних сил в пределах контрольного контура Н-Н₁ всегда равна нулю, замыкает векторный

силовой многоугольник, в нашем случае линия, всегда тяга лопастей первого и второго контрвращающегося гребного винта.

Замкнутая система внешних сил, отражая единый Закон сохранения энергии, предусматривает и равенство работ всех внешних сил, направленных по потоку и против потока. При наличии кинематического анализа работа любых внешних сил условно изображается площадью соответствующих геометрических фигур, например, работа вторичных динамических-инерционных сил, направленных против потока, условно изображается тремя геометрическими фигурами со знаком «плюс», направленных по потоку условно изображается тремя геометрическими фигурами со знаком «минус», рис. 1,в. Согласно Закона сохранения энергии сумма площадей геометрических фигур для вторичных динамических-инерционных сил со знаком «плюс» всегда равна сумме площадей геометрических фигур со знаком «минус», т. е. векторный силовой многоугольник, в нашем случае линия, всегда должен быть замкнутым для вторичных движущих динамических-инерционных сил. То же самое касается и для первичных движущих сил от изменения статических давлений водно-газового потока в пределах контрольного контура Н-Н₁, например, работа первичных движущих сил в зоне Н-В₁ со знаком «плюс», рис. 1,з, полностью компенсируется работой первичных движущих сил в зоне В₁-К₁ со знаком «минус», положительная работа первичных движущих сил в зоне К₁-С₁ полностью компенсируется отрицательной работой внешних сил — сил сопротивления $P_{c1}F_{c1}$ и R_1 , отрицательная работа этих сил сопротивлений в виде геометрических фигур со знаком «минус» на рис. 1,г условно не показана, то же самое касается и зоны К₂-С₂. Работа первичных движущих сил в зоне С₁-В₂ со знаком «плюс», рис. 1,з, полностью компенсируется работой первичных движущих сил в зоне В₂-К₂ со знаком «минус», положительная работа первичных движущих сил в зоне К₂-С₂ полностью компенсируется отрицательной работой внешних сил — сил сопротивления $P_{c2}F_{c2}$ и R_2 второго контрвращающегося гребного винта. Работа первичных движущих сил от изменения статических давлений водно-газового потока в зоне выходящей струи С₂-Н₁, рис. 1,з, всегда равна нулю, поскольку работа силы $P_{c2}F_{c2}$ на участке С₂-Н₁ всегда компенсируется равной и противоположно направленной работой силы $P_{c1}F_{c1}$ на этом же участке, поскольку, согласно закона Бойля-Мариотта, в выходящей струе $P_{c2}F_{c2} = P_{c1}F_{c1} = P_i F_i = \text{const}$. Водно-газовый поток в зоне выходящей струи С₂-Н₁ движется только под действием силы инерции.

Таким образом, согласно Закона сохранения энергии сумма площадей геометрических фигур, изображающих работу первичных движущих сил от изменения статических давлений и вторичных движущих динамических-инерционных сил, со знаком «плюс» всегда равна сумме площадей геометрических фигур со знаком «минус», т. е. векторный силовой многоугольник, в нашем случае линия, всегда должен быть замкнутым, а для первичных движущих сил от изменения статических давлений водно-газового потока таким замыкающим вектором является тяга R_1 и R_2 лопастей первого и второго контрвращающихся гребных винтов.

На основании вышеизложенного, уже созданная единая теория движителей на непрерывных потоках ставила своей целью (заданием) создать новую теорию гребных

контрвращающихся винтов на основе вывода принципиально новых фундаментальных формул тяги, полетного (тягового) КПД и теоремы о подъемной силе продуваемой лопасти гребных контрвращающихся винтов.

2.3. Применение кинематического анализа характера изменения статических давлений, осевых скоростей, первичных движущих сил от изменения статических давлений, ускорений (вторичных движущих динамических-инерционных сил) продуваемого водно-газового потока для вывода формул тяги, полетного (тягового) КПД, теоремы о подъемной силе продуваемой лопасти гребных контрвращающихся винтов. Кинематический анализ, приведенный на рис. 1, показывает, что при вращении лопастей первого, 1, и второго, 2, контрвращающихся гребных винтов перед их входными кромками, сечения В₁-В₁ и В₂-В₂, генерируется разрежение и частицы водно-газового потока с некоторого сечения Н-Н, которое называется зоной невозмущенного потока, начинают перемещаться к сечению В₁-В₁ с нарастающим ускорением, рис. 1,в, зона Н-В₁. При достижении входной кромки лопастей первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов водно-газовый поток сжимается в зоне В₁-К₁, его осевая скорость уменьшается, а статическое давление, наоборот, увеличивается, рис. 1,б, зоны Н-В₁, В₁-К₁. Процесс сжатия водно-газовой смеси осуществляется до сечения К₁-К₁, после которого водно-газовый поток в зоне К₁-С₁ ускоряется, процесс ускорения водно-газового потока в этой зоне всегда сопровождается уменьшением статического давления до P_n в сечении С₁-С₁, зона К₁-С₁ при этом является реактивным соплом, в котором генерируется тяга R_1 лопастей первого рабочего колеса, поскольку работа первичных движущих сил в зоне Н-В₁ полностью компенсируется работой аналогичных сил в зоне В₁-К₁, рис. 1,з. Положительная работа первичных движущих сил от изменения статических давлений в зоне реактивного сопла К₁-С₁ полностью компенсируется работой сил сопротивлений $P_{c1}F_{c1}$ и R_1 . Дополнительные графики работ сил сопротивлений $P_{c1}F_{c1}$ и R_1 для зоны К₁-С₁, $P_{c2}F_{c2}$ и R_2 для зоны К₂-С₂ на рис. 1 условно не показаны, но их всегда необходимо иметь в виду.

При этом необходимо отметить, что вектор тяги R_1 , который генерируется лопастями первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов, всегда противоположен среднему вектору C_m , рис. 1,а, и составляет определенный угол α_1 с осью вращения контрвращающихся гребных винтов, разложение вектора тяги R_1 на две составляющие, R_{T1} , P_1 , где R_{T1} — осевая составляющая, P_1 — подъемная (поперечная) сила, генерируемая лопастями первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов, которая дает возможность сформулировать теорему о подъемной силе продуваемых лопастей первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов. Все то же самое касается и продуваемых лопастей второго рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов.

Кинематический анализ, рис. 1, показывает, что касательная к любой точке кривой, характеризующей изменение осевых скоростей водно-газового потока в зоне Н-В₁, имеет определенный угол наклона α к горизонту, при этом $\text{tg}\alpha$, условно характеризующий ускорение водно-газового потока, с увеличением осевой скорости последнего растет и имеет положительное значение. В сечении В₁-В₁ $\text{tg}\alpha$ мгновенно меняет свое значение

на отрицательное, что является свидетельством наличия в сечении V_1-V_1 так называемой кинематической зоны жесткого (упругого) удара, сила которого прямо пропорциональна произведению секундной массы продуваемого водно-газового потока на ускорение удара, рис. 1,в, генерируя в окружающее пространство мощные ударные волны в колебательном режиме, регламентируя высокую децибелную характеристику, что является основным недостатком как однорядных, так и контрвращающихся гребных винтов, ограничивая окружную скорость на лопастях гребных винтов не более 40 м/с.

Согласно плану скоростей водно-газового потока на входной и выходной кромках лопастей первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов, рис. 1,а, следует, что водно-газовый поток претерпевает максимальную закрутку на выходной кромке, при этом под действием центробежных сил генерируется дополнительный градиент статических давлений водно-газового потока, $\text{grad } P_d$, направленный к центру сечения C_1-C_1 , который одновременно тормозит и стягивает водно-газовый поток в жгут в зоне C_1-V_2 .

Процесс торможения водно-газового потока в зоне C_1-V_2 под действием дополнительного градиента статических давлений, $\text{grad } P_d$, положительно сказывается на кинематике потока, поскольку последний достигает входной кромки лопастей второго рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов при нулевом ускорении и сила удара в сечении V_2-V_2 будет регламентироваться только наклоном характеристики изменения осевых скоростей водно-газового потока в зоне V_2-K_2 . Сила удара во второй кинематической зоне неупругого удара, сечение V_2-V_2 , почти наполовину меньше аналогичной в сечении V_1-V_1 . Однако обороты второго рабочего колеса существенно ниже оборотов первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов. Это объясняется тем, что при наличии на входе встречной закрутки водно-газового потока по корытцам лопастей второго рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов степень сжатия заторможенного водно-газового потока $\Pi_{K_2}^*$ в зоне V_2-K_2 существенно превосходит аналогичную $\Pi_{K_1}^*$ в зоне V_1-K_1 первого рабочего колеса, регламентируя, таким образом, расчетную гидродинамическую нагрузку на лопасти второго рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов. Поэтому любое увеличение оборотов второго рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов приведет к увеличению гидродинамической нагрузки на лопасти второго рабочего колеса, что неизбежно приведет к поломке последних.

Наличие на входе в лопасти второго рабочего колеса встречной закрутки водно-газового потока способствует удлинению зоны сжатия потока V_2-K_2 по сравнению с аналогичной зоной V_1-K_1 на лопастях первого рабочего колеса. Удлинение зоны сжатия V_2-K_2 при высоком $\Pi_{K_2}^*$ способствует тому, что сжатый в зоне V_2-K_2 водно-газовый поток в зоне K_2-C_2 , в зоне реактивного сопла, не успевает расшириться до P_n в сечении C_2-C_2 и покидает это сечение со статическим давлением $P_{C_2}^* > P_n$, что существенно снижает тягу лопастей, полетный (тяговый) КПД, [8, С. 161, рис. 6.3, при $\Pi_{c.p.} > \Pi_{c.p. \text{ расч.}}$], [9, С. 67–71], [10, С. 3–15].

Кинематический анализ показывает, что вторичные движущие динамические-инерционные силы в пределах контрольного контура $H-H_1$ дают общую сумму, рав-

ную нулю, или, другими словами, суммарная работа вторичных динамических-инерционных сил в пределах контрольного контура $H-H_1$ всегда равна нулю, рис. 1,в. Графически это выражается в том, рис. 1,в, что площадь геометрических фигур, условно отражающих работу вторичных динамических-инерционных сил со знаком «плюс» всегда равны площади геометрических фигур со знаком «минус».

Исходя из этого кинематический анализ делает следующий вывод:

Изменение скорости продуваемого водно-газового потока, обтекающего продуваемые лопасти первого или второго рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов в пределах контрольного контура $H-H_1$ генерирует динамические-инерционные силы, сумма которых в пределах контрольного контура $H-H_1$ всегда равна нулю, это означает, что скорость продуваемого потока никогда не создает тягу движителя. Тяга любого движителя на непрерывных потоках создается только положительной работой первичных движущих сил от изменения статических давлений продуваемого водно-газового потока в зоне K_1-C_1, K_2-C_2 лопастей контрвращающихся гребных винтов, поскольку положительная работа первичных сил в зонах K_1-C_1, K_2-C_2 , рис. 1,з, полностью компенсируется отрицательной работой сил сопротивления $P_{C_1}F_{C_1}, P_{C_2}F_{C_2}$ и отрицательной работой сил тяги R_1 и R_2 , которые генерируются на лопастях первого и второго рабочих колес контрвращающихся гребных винтов.

Кинематический анализ показывает, что основным преимуществом контрвращающихся гребных винтов является кинематика водно-газового потока на входе в лопасти второго рабочего колеса, обеспечивающая нулевое ускорение потока, что существенно снижает мощность ударных волн, генерируемых в кинематической зоне неупругого удара, сечение V_2-V_2 .

Кинематический анализ показывает также, что к основным недостаткам контрвращающихся гребных винтов относятся:

1. Повышенная децибелная характеристика, которая регламентируется мощными ударными волнами, генерируемыми в кинематической зоне жесткого (упругого) удара, рис. 1,в, сечение V_1-V_1 первого рабочего колеса, и неупругими ударными волнами существенно меньшей мощности, которые генерируются на входе в лопасти второго контрвращающегося рабочего колеса, рис. 1,в, сечение V_2-V_2 .

2. Наличие кинематической зоны жесткого (упругого) удара на входе в лопасти первого рабочего колеса, наличие кинематической зоны неупругого удара на входе во второе рабочее колесо контрвращающихся гребных винтов, рис. 1,в, сечения V_1-V_1, V_2-V_2 .

3. Низкая окружная скорость вращения, как первого, так и второго контрвращающегося гребного винта, что регламентируется п. 2.

4. Наличие двух колен закрутки и раскрутки газового потока после сечения V_1-V_1 (закрутка) и в зоне V_2-C_2 (раскрутка).

5. Отклонение векторов тяги R_1, R_2 , генерируемых соответственно лопастями первого и второго рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов, от оси вращения на угол α_1, α_2 , что снижает полетный (тяговый) КПД винтов.

6. Очень низкий полетный (тяговый) КПД лопастей второго рабочего колеса контрвращающихся гребных

винтов, составляющий (5–7) % от подведенной ко второму контрвращающемуся рабочему колесу энергии, по сравнению с полетным (тяговым) КПД лопастей первого рабочего колеса, составляющим 30 % от подведенной к первому рабочему колесу энергии, при этом энергия, подведенная к первому и второму рабочему колесу, одинакова. Низкий полетный (тяговый) КПД второго рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов объясняется низкими оборотами, которые не позволяют заторможенному водно-газовому потоку в зоне K_2-C_2 расширяться до P_n в сечении C_2-C_2 , в реальных $P_{c2}^* > P_n$, что приводит к снижению тяги и КПД.

7. Невозможность увеличения оборотов второго рабочего колеса из-за увеличения гидродинамической нагруженности, которая может привести к поломке лопастей второго контрвращающегося гребного ванта. Увеличение гидродинамической нагруженности по корыткам лопастей второго контрвращающегося гребного ванта объясняется только наличием предварительной закрутки водно-газового потока против вращения лопастей второго контрвращающегося гребного ванта.

8. Все перечисленные недостатки контрвращающихся гребных винтов по п. п. 1–7 регламентируют их низкие экологические и технико-экономические показатели, включая тягу, расход топлива, децибелную характеристику и др.

Кинематический анализ показывает также, что отрицательная работа первичных движущих сил от изменения статических давлений продуваемого водно-газового потока в зоне V_1-K_1 полностью компенсируется положительной работой первичных движущих сил от изменения статических давлений продуваемого водно-газового потока в зоне $H-V_1$.

Кинематический анализ показывает также, что работа первичных движущих сил от изменения статических давлений в зоне выходящей струи C_2-H_1 для любых типов движителей на непрерывных потоках, включая контрвращающиеся гребные винты, всегда равна нулю. Это объясняется тем, что в выходящей струе, зона C_2-H_1 , рис. 1,з, согласно закона Бойля-Мариотта, $P_i F_i = \text{const}$, т. е. работа первичных движущих сил от изменения статических давлений продуваемого водно-газового потока ($P_{c2} \cdot F_{c2} \cdot C_2 H_1$, кГм), всегда скомпенсирована равной и противоположно направленной работой сил сопротивления ($P_{c1} \cdot F_{c1} \cdot C_2 H_1$, кГм), поскольку в выходящей струе

$$P_{c2} \cdot F_{c2} = P_i \cdot F_i = P_{c1} \cdot F_{c1} = \text{const}. \quad (1)$$

На рис. 1 отрицательная работа сил сопротивлений в зонах K_1-C_1 , K_2-C_2 , C_2-H_1 не показана, но ее всегда необходимо иметь в виду.

Такое понятие, как работа силы тяги, при положительной силе тяги, направленной по полету, всегда относится к разряду работ сил сопротивлений, направленных против потока. Отрицательная работа силы тяги учитывается только в той зоне, где она генерируется, например, зоны K_1-C_1 , K_2-C_2 лопастей контрвращающихся гребных винтов.

Таким образом, кинематический анализ показывает, что нескомпенсированной зоной работы первичных движущих сил от изменения статических давлений продуваемого водно-газового потока, в которой генерируется тяга продуваемых лопастей, например, первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов, является

зона K_1-C_1 . Работа, подведенная к продуваемому водно-газовому потоку в зоне K_1-C_1 численно равна площади геометрической фигуры, ограниченной параболической кривой и осью абсцисс, заштрихованная зона со знаком «плюс». Площадь этой геометрической фигуры равна площади прямоугольника со сторонами $P_{ncp1}^* F_{ncp1}$, $K_1 C_1$. Поэтому, с учетом соответствующих масштабов, можно записать, что подведенная движителем к водно-газовому потоку работа в зоне K_1-C_1 равна

$$A_{n1} = P_{ncp1}^* F_{ncp1} \cdot K_1 C_1, \quad (\text{кГ} \cdot \text{м}), \quad (2)$$

где $K_1 C_1$ равно перемещению потока за время Δt_1 , рис. 1,з.

Подведенная к продуваемому водно-газовому потоку в зоне K_1-C_1 работа A_{n1} затрачивается на преодоление работы силы сопротивления

$$A_{cc1} = P_{c1} F_{c1} \cdot K_1 C_1, \quad (\text{кГ} \cdot \text{м}), \quad (3)$$

и на преодоление работы силы тяги

$$A_{R1} = R_1 \cdot K_1 C_1, \quad (\text{кГ} \cdot \text{м}). \quad (4)$$

Таким образом, можно записать:

$$A_{n1} = A_{cc1} + A_{R1}, \quad (5)$$

$$\text{или } P_{ncp1}^* F_{ncp1} \cdot K_1 C_1 = P_{c1} F_{c1} \cdot K_1 C_1 + R_1 \cdot K_1 C_1, \quad (6)$$

откуда:

$$R_1 = P_{ncp1}^* F_{ncp1} - P_{c1} F_{c1}, \quad \text{при } V_n = 0, \quad (7)$$

$$R_1' = P_{ncp1}' F_{ncp1}' - P_{c1}' F_{c1}', \quad \text{при } V_n > 0, \quad (8)$$

где

$$P_{ncp1}' = P_{ncp1}^* \pm \Delta P_{ncp1}^*, \quad (9)$$

где $\pm \Delta P_{ncp1}^*$ — приращение или уменьшение среднего статического давления заторможенного водно-газового потока в среднем сечении $\Gamma_1-\Gamma_1$ водно-газодинамического тракта, рис. 1, при $V_n > 0$.

Любое изменение скорости полета влечет за собой изменение всех пяти параметров, входящих в формулы тяги (7), (8) продуваемой лопасти первого рабочего колеса. Естественно, полную тягу лопастей первого рабочего колеса необходимо рассматривать с учетом количества лопастей.

Таким образом, векторный силовой многоугольник, в нашем случае линия, согласно уравнений (7), (8), всегда замыкается вектором тяги R_1 , R_1' продуваемой лопасти первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов. Вывод формулы тяги (8) при $V_n \geq 0$ для лопастей второго рабочего колеса аналогичен вышеприведенным, при этом необходимо иметь в виду, что положительная работа первичных движущих сил от изменения статических давлений продуваемого водно-газового потока в зоне C_1-V_2 , полностью компенсируется отрицательной работой аналогичных сил в зоне V_2-K_2 .

Полетный (тяговый) КПД продуваемой лопасти первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов определяется из уравнения

$$\eta_{n1} = \frac{A_{R1}}{A_{n1}}, \quad (10)$$

$$\text{откуда } \eta_{\pi 1} = \left(1 - \frac{P_{c1} F_{c1}}{P_{\text{нсп1}}^* F_{\text{нсп1}}} \right) \cdot 100 \%, \text{ при } V_{\pi} = 0, \quad (11)$$

$$\eta_{\pi 1} = \left(1 - \frac{P'_{c1} F'_{c1}}{P_{\text{нсп1}}^{*'} F_{\text{нсп1}}} \right) \cdot 100 \%, \text{ при } V_{\pi} > 0. \quad (12)$$

Необходимо отметить, что направление векторов тяги R_1, R_2 лопастей первого и второго рабочих колес контрвращающихся гребных винтов всегда противоположно средним векторам скоростей продуваемого водно-газового потока в зонах B_1-C_1, B_2-C_2 , рис. 1,а, и всегда составляют определенный угол α_1, α_2 с осью вращения, поэтому теорема о подъемной силе продуваемой лопасти, например, первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов описывается уравнением:

$$P_1 = R_1 \cdot \sin \alpha_1, \quad (13)$$

$$\text{откуда } P_1 = (P_{\text{нсп1}}^* F_{\text{нсп1}} - P_{c1} F_{c1}) \cdot \sin \alpha_1, \text{ при } V_{\pi} = 0, \quad (14)$$

$$P'_1 = (P_{\text{нсп1}}^{*'} F_{\text{нсп1}} - P'_{c1} F'_{c1}) \cdot \sin \alpha'_1, \text{ при } V_{\pi} > 0. \quad (15)$$

Поэтому теорему о подъемной силе продуваемого профиля лопасти первого рабочего колеса можно сформулировать следующим образом:

Подъемная сила продуваемого профиля лопасти гребного винта всегда является функцией от тяги, генерируемой продуваемым профилем лопасти и рассчитывается по формулам (13), (14), (15).

Отклонение вектора тяги R_1, R'_1 , генерируемой продуваемой лопастью гребного винта, от оси гребного винта на угол α_1 влияет на конечное значение полетного (тягового) КПД

$$\eta_{\pi 1} = \left(1 - \frac{P_{c1} F_{c1}}{P_{\text{нсп1}}^* F_{\text{нсп1}}} \right) \cdot 100 \% \cdot \sin \alpha_1, \text{ при } V_{\pi} = 0, \quad (16)$$

$$\eta_{\pi 1} = \left(1 - \frac{P'_{c1} F'_{c1}}{P_{\text{нсп1}}^{*'} F_{\text{нсп1}}} \right) \cdot 100 \% \cdot \sin \alpha'_1, \text{ при } V_{\pi} > 0. \quad (17)$$

В формулах (2–17) для лопастей первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов приняты следующие обозначения:

R_1 — тяга продуваемой лопасти гребного винта при $V_{\pi} = 0$;

$P_{\text{нсп1}}^* = P_1^*$ — статическое давление продуваемого водно-газового потока в среднем сечении $\Gamma_1-\Gamma_1$ водно-газодинамического тракта зоны K_1-C_1 , приведенное к зоне невозмущенного потока Н, при $V_{\pi} = 0$, зависит также от осевой скорости водно-газового потока в среднем сечении $\Gamma_1-\Gamma_1$;

$F_{\text{нсп1}}$ — площадь газодинамического тракта в среднем сечении $\Gamma_1-\Gamma_1$ зоны K_1-C_1 , равная $t_1 \cdot l$ при $V_{\pi} = 0$, где t_1 — толщина водно-газодинамического тракта в среднем сечении $\Gamma_1-\Gamma_1$, l — длина лопасти гребного винта;

P_{c1} — статическое давление продуваемого водно-газового потока в выходном сечении C_1-C_1 реактивного сопла зоны K_1-C_1 при $V_{\pi} = 0$;

F_{c1} — площадь газодинамического тракта в выходном сечении C_1-C_1 реактивного сопла зоны K_1-C_1 , равная $t \cdot l$, где t — толщина газодинамического тракта в выходном сечении C_1-C_1 реактивного сопла зоны K_1-C_1 , при $V_{\pi} = 0$;

α_1 — угол между направлением вектора тяги R_1 и осью гребного винта при $V_{\pi} = 0$;

$\eta_{\pi 1}$ — тяговый КПД продуваемой лопасти гребного винта при $V_{\pi} = 0$;

P_1 — подъемная сила продуваемой лопасти гребного винта при $V_{\pi} = 0$;

R'_1 — тяга продуваемой лопасти гребного винта при $V_{\pi} > 0$;

$P_{\text{нсп1}}^{*'} = P_{\pi 1}^{*'}$ — статическое давление продуваемого водно-газового потока в среднем сечении $\Gamma_1-\Gamma_1$ водно-газодинамического тракта зоны K_1-C_1 , приведенное к зоне невозмущенного потока Н при $V_{\pi} > 0$, зависит также от осевой скорости водно-газового потока в среднем сечении $\Gamma_1-\Gamma_1$;

$F_{\text{нсп1}}^{*'}$ — площадь газодинамического тракта в среднем сечении $\Gamma_1-\Gamma_1$ зоны K_1-C_1 при $V_{\pi} > 0$, равная $t'_1 \cdot l$, где t'_1 — толщина водно-газодинамического тракта в среднем сечении $\Gamma_1-\Gamma_1$ при $V_{\pi} > 0$;

P'_{c1} — статическое давление продуваемого водно-газового потока в выходном сечении C_1-C_1 реактивного сопла зоны K_1-C_1 при $V_{\pi} > 0$;

α'_1 — угол между направлением вектора тяги R'_1 и осью гребного винта при $V_{\pi} > 0$;

$\eta_{\pi 1}$ — полетный (тяговый) КПД продуваемой лопасти гребного винта при $V_{\pi} > 0$;

P'_1 — подъемная сила продуваемой лопасти гребного винта при $V_{\pi} > 0$.

2.4. Применение уравнения Эйлера, как контрольного варианта, для вывода формулы тяги продуваемой лопасти гребного винта. Постановка дополнительной цели (задания). Для решения поставленной задачи рассмотрим применение уравнения Эйлера только для трубки тока в зоне K_1-C_1 , поскольку применение уравнения Эйлера с той же целью для трубки тока K_2-C_2 , рис 1,з, будет носить аналогичный характер.

Для вывода формулы тяги продуваемой лопасти первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов с помощью уравнения Эйлера необходимо обе части этого уравнения разделить на Δt с целью перехода на размерность $k\Gamma$ или Н, после чего уравнение Эйлера преобразуется во второй закон И. Ньютона:

$$m_{\Gamma} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t} = m_{\Gamma} \cdot a = \sum P_i, \quad (18)$$

где m_{Γ} — секундный массовый расход водно-газового потока через продуваемую лопасть гребного винта; ΔV — разница осевых скоростей на выходе, V_2 , из трубки тока в зоне K_1-C_1 , сечение C_1-C_1 , и на входе, V_1 , в эту же трубку тока, сечение K_1-K_1 ; Δt — время импульса внешних сил, действующих на трубку тока в зоне K_1-C_1 , или время перемещения потока от сечения K_1-K_1 до сечения C_1-C_1 ; $\frac{\Delta V}{\Delta t} = a$ — изменение ускорения продуваемого водно-газового потока в зоне K_1-C_1 ; $m_{\Gamma} \cdot a$ — изменение силы инерции продуваемого водно-газового потока в зоне K_1-C_1 ; $\sum P_i$ — сумма всех остальных внешних сил, действующих на трубку тока в зоне K_1-C_1 , включая силу тяги R_1 продуваемой лопасти первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов, реакции отсоединенных потоков со стороны первичных движущих сил от изменения статического давления, вторичных движущих динамических-инерционных сил продуваемого водно-газового потока, действующих слева

на сечение K_1-K_1 от зоны $H-K_1$ и справа на сечение C_1-C_1 от зоны C_1-H_1 , рис. 1,з.

В этом случае уравнение Эйлера (18) читается только так:

Изменение силы инерции продуваемого водно-газового потока $m_r \cdot a$, которая является одной из внешних сил, действующих на трубку тока в зоне K_1-C_1 , всегда равняется сумме всех остальных внешних сил, включая силу тяги R_1 продуваемой лопасти гребного винта, а также реакции отсоединенных потоков от первичных движущих сил от изменения статических давлений, вторичных динамических-инерционных сил продуваемого водно-газового потока, действующих на сечение K_1-K_1 слева от зоны $H-K_1$ и на сечение C_1-C_1 справа, от зоны C_1-H_1 .

Запишем уравнение Эйлера (18) в векторной форме:

$$\overline{m_r a} = \overline{P_{ин1}} + \overline{P_{ин2}} + \overline{P_{нрп1}^* F_{нрп1}} + \overline{P_{c1} F_{c1}} + \overline{R_1}, \quad (19)$$

где $P_{ин1}$ — реакция отсоединенного потока зоны $H-K_1$ от динамических-инерционных сил, которая действует на сечение K_1-K_1 слева; $P_{ин2}$ — реакция отсоединенного потока зоны C_1-H_1 от динамических-инерционных сил, которая действует на сечение C_1-C_1 справа; R_1 — тяга продуваемой лопасти первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов.

Реакции отсоединенных потоков в зоне $H-K_1$ и C_1-H_1 , которые действуют на сечения K_1-K_1 , C_1-C_1 со стороны первичных движущих сил от изменения статических давлений продуваемого водно-газового потока, всегда равняются нулю, поэтому уравнение Эйлера (19) можно записать так:

$$\overline{P_{ин1}} + \overline{m_r a} + \overline{P_{ин2}} = \overline{R_1} + \overline{P_{нрп1}^* F_{нрп1}} + \overline{P_{c1} F_{c1}}. \quad (20)$$

Левая часть этого уравнения является суммой вторичных динамических-инерционных сил в пределах контрольного контура $H-H_1$, которая для любых движителей на непрерывных потоках, включая рассматриваемые контрвращающиеся гребные винты, всегда равна нулю, рис. 1,в, тогда в модульной форме:

$$0 = -R_1 + P_{нрп1}^* F_{нрп1} - P_{c1} F_{c1}, \quad (21)$$

откуда

$$R_1 = P_{нрп1}^* F_{нрп1} - P_{c1} F_{c1}. \quad (7)$$

Таким образом, продуваемая лопасть первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов генерирует тягу, полетный (тяговый) КПД, теореме о подъемной силе продуваемого профиля, которые рассчитываются по единым формулам тяги, полетного (тягового) КПД, теореме о подъемной силе продуваемого профиля для всех типов движителей на непрерывных потоках, формулы (7), (8), (11), (12), (14), (15), согласно уже разработанной единой теории движителей на непрерывных потоках.

Согласно выведенной теореме о подъемной силе продуваемого профиля лопасти первого рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов, формулы (14), (15), установлено, что подъемную (поперечную — морская терминология) силу любого продуваемого профиля (гроз парус яхты, крыло птицы, самолета, планера, любой лопаточный профиль, включая продуваемую лопасть

первого и второго рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов и др.) всегда нужно рассчитывать как функцию от тяги, генерируемой продуваемым профилем, установлено, что полетный (тяговый) КПД любого продуваемого профиля, включая любую лопасть гребных контрвращающихся винтов, дополнительно зависит от угла α_1 , который образуется между вектором тяги R_1 и осью гребного винта, формулы (16), (17), установлено, что все продуваемые лопасти любых гребных винтов, как и турбореактивные двигатели, относятся к движителям прямой реакции, тяга которых должна измеряться только в кГ или Н.

Исходя из вышеизложенного, единая теория движителей на непрерывных потоках ставит дополнительную цель (задание) перед организациями и фирмами, владеющими гидродинамической трубой, выдать все табличные данные согласно формул (7), (8), (11), (12), (14), (15) с целью существенного упрощения расчета любых лопастей гребных винтов, поскольку разработанная краткая теория контрвращающихся гребных винтов, согласно единой теории движителей на непрерывных потоках, утверждает, что конструктор не должен рассчитывать лопасть гребного винта, он должен выбрать ее из табличных данных, оформленных согласно формул (7), (8), (11), (12), (14), (15).

3. Общие выводы. Перспективы дальнейших работ

Разработанная краткая теория контрвращающихся гребных винтов является логической цепью серии статей, касающихся создания краткой теории однорядных гребных винтов, краткой теории контрвращающихся гребных винтов, краткой теории спутновращающихся гребных винтов, сравнительного анализа однорядных контрвращающихся и спутновращающихся гребных винтов с целью выбора наиболее эффективного варианта.

Контрвращающиеся гребные винты критикуются с любых позиций и относятся к категории движителей на непрерывных потоках с большими энергетическими затратами и очень низким полетным (тяговым) КПД, поскольку подведенная работа (мощность) к двум гребным контрвращающимся винтам одинакова, но на первом рабочем колесе $\eta_{г1}$, $\eta_{п1}$ равны 30–35 %, а на втором рабочем колесе контрвращающихся гребных винтов $\eta_{г2}$, $\eta_{п2}$ равны 5–7 %, что объясняется очень низкими оборотами второго рабочего колеса по сравнению с первым, при которых заторможенный по корытцам лопастей продуваемый водно-газовый поток на выходе из реактивного сопла, сечение C_2-C_2 , имеет статическое давление, существенно превышающее P_n , т. е. $P_{c2}^* > P_n$, что, естественно, снижает тягу и КПД второго рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов. Увеличить обороты второго рабочего колеса невозможно, поскольку увеличение оборотов приведет к увеличению гидродинамической нагруженности на корытце продуваемой лопасти выше расчетной, что может привести к поломке последних. Повышенная гидродинамическая нагруженность на корытце продуваемых лопастей второго рабочего колеса контрвращающихся гребных винтов объясняется только встречной закруткой водно-газового потока на входных кромках последних.

Содержание данной статьи открывает широкие перспективы, прежде всего ее практического применения,

например, отклонение вектора тяги R_1 лопасти гребного винта на угол α_1 от оси гребного винта, рис. 1,а, ставит перед конструкторами решаемую задачу: какие гребные винты необходимо применить, чтобы обеспечить их максимальный КПД путем обеспечения угла α_1 , равного нулю.

Для получения исходных данных для такого расчета ведущим организациям, фирмам, владеющим гидродинамической трубой, необходимо провести целенаправленную продувку различных профилей лопастей гребных винтов с целью точной фиксации геометрических и газодинамических параметров зоны заторможенного потока V_1-C_1 или V_2-C_2 , рис. 1,а.

Исходя из вышеизложенного, конечной целью серии статей будет являться: показать и доказать, что тягу спутновращающихся гребных винтов можно увеличить на 200–300 % по сравнению с однорядным гребным винтом, если устранить кинематическую зону жесткого (упругого) удара и закрутку водно-газового потока на входных кромках лопастей второго рабочего колеса спутновращающихся гребных винтов. Поэтому очередная статья будет касаться создания краткой теории спутновращающихся гребных винтов, в которой будет приведен их полный анализ.

Литература

1. Патент 35561, Украина, МПК В63Н 1/14, В63Н 1/28, В63Н 5/00. Судновый двигуно-рушійний комплекс [Текст] / Б. Ш. Мамедов. — № U200805116, заявл. 21.04.2008, опубл. 25.09.2008, Бюл. № 18, 2008.
2. Справочник по малотоннажному судостроению [Текст] / Составитель Б. Г. Мордвинов. — Ленинград: Судостроение, 1988. — 576 с.
3. Мамедов, Б. Ш. Глава 2. Основы единой теории двигателей на непрерывных потоках. Вывод формулы тяги, полетного (тягового) КПД, теоремы о подъемной силе продуваемого профиля, как двигателя [Текст] / Б. Ш. Мамедов // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. — 2011. — № 33. — С. 146–153.
4. Мамедов, Б. Ш. Глава 9. Основы единой теории двигателей на непрерывных потоках. Вывод формулы тяги, полетного (тягового) КПД, теоремы о подъемной силе продуваемого профиля единичного размаха. как двигателя на непрерывных потоках (краткая теория крыла самолета) [Текст] / Б. Ш. Мамедов // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. — 2012. — № 50(956). — С. 3–17.
5. Казанджан, П. К. Теория авиационных двигателей [Текст] / П. К. Казанджан, Н. Д. Тихонов, А. К. Янко. — М.: Машиностроение, 1983. — 223 с.
6. Мамедов, Б. Ш. Глава 1. Основы единой теории двигателей на непрерывных потоках. Вывод формулы тяги, полетного (тягового) КПД турбореактивных двигателей [Текст] / Б. Ш. Мамедов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. — 2011. — Т. 4, N 7(52). — С. 15–20.
7. Мамедов, Б. Ш. Глава 7. Основы единой теории двигателей на непрерывных потоках. Вывод формулы тяги, полетного (тягового) КПД, теоремы о подъемной силе продуваемого профиля крыла птицы, как двигателя [Текст] / Б. Ш. Мамедов // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. — 2012. — № 44. — С. 11–20.
8. Шляхтянко, С. М. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей, [Текст] / С. М. Шляхтянко. — М.: Машиностроение, 1987.— 568 с.
9. Мамедов, Б. Ш. Единая теория двигателей. Вывод формул тяги, полетного (тягового) КПД ракетных двигателей [Текст] / Б. Ш. Мамедов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. — 2013. — Т. 1, N 7(61). — С. 67–71.
10. Мамедов, Б. Ш. Применение уравнения Эйлера для вывода формул тяги, полетного (тягового) КПД воздушно-реактивных двигателей по внешним параметрам газового потока при $V_i \geq 0$ [Текст] / Б. Ш. Мамедов // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. — 2013. — № 4(978). — с. 3–15.

ЄДИНА ТЕОРІЯ РУШІВ НЕ НЕПЕРЕРВНИХ ПОТОКАХ. СТИСЛА ТЕОРІЯ КОНТРОБЕРТАЮЧИХСЯ ГРЕБНИХ ГВИНТІВ

Розглядаються недоліки сучасної теорії повітряно-реактивних двигунів, пов'язані з помилковою теоремою о підйомній силі продуваного профілю, розрахованою професором М. Є. Жуковським у 1912 році у його статті «Вихревая теория гребного винта». Розроблена коротка теорія контробертових гребних гвинтів є логічним ланцюгом серії статей.

Ключові слова: кінематичний аналіз, контробертаючі гребні гвинти, тяга продуваного профілю, підйомна сила.

Мамедов Борис Шамшадович, доцент, кандидат технічних наук, Запорізький національний технічний університет.

Мамедов Борис Шамшадович, доцент, кандидат технічних наук, Запорізький національний технічний університет.

Mamedov Borys, Zaporizhzhya State Engineering Academy