

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ РОТОРНО-ВИНТОВОЙ МАШИНЫ (РВМ) ПО ВОДЕ

Инж. А. В. СОГИН, д-р техн. наук, проф. В.А. ШАПКИН

*В статье приведена методика физического моделирования движения роторно-винтовой машины по воде, представлены результаты физического моделирования водоходных параметров роторно-винтового движителя. Приведено описание конструкции экспериментальной установки.*

*This article examines the technique of physical modeling of a screw-rotor machine motion on water. Results of physical modeling navigation parameters and the screw-rotor mover are also presented. Design of experimental installation is fully decrypted.*

Гидромеханические параметры движителя включают в себя геометрические, кинематические и динамические. Основным параметром ротора при движении по воде является упор. Зная величину упора, можно прямо или косвенно определить другие гидромеханические параметры роторно-винтовой машины.

**Определение силы тяги (упора) роторно-винтового движителя (РВД) на воде.** На данном этапе исследований примем, что корпус машины не смочен водой и водонезмещающий объем лопастей пренебрежительно мал по сравнению с объемом ротора.

Движущая сила РВД создается путем взаимодействия винтовой лопасти с окружающей средой, в нашем случае — водой. В результате возникают гидродинамические силы, главный вектор которых направлен в сторону движения машины. Наиболее характерным в этом взаимодействии является перемещение масс жидкости в направлении, обратном движению, с некоторой осевой скоростью.

Движущая сила может рассматриваться как реакция отбрасываемых масс жидкости (в самом первом приближении ее можно сравнить с взаимодействием движителя с твердым опорным основанием, где движущая сила определяется как реакция объема опорного основания).

По закону количества движения главный вектор сил реакции жидкости на движитель может быть представлен [1] так:

$$P = \rho \iint w_a (\dot{x} + w_a) \partial F, \quad (1)$$

где  $\rho$  — плотность жидкости;  $w_a$  — осевая вызванная скорость в струе движителя;  $\dot{x}$  — скорость движения машины;  $\partial F$  — поперечное сечение струи, создаваемой движителем на бесконечности за ним.

Применяя теорему о среднем для приведенного интеграла, последнюю формулу можно записать в виде

$$P \approx \rho F v_s w_a, \quad (2)$$

где  $v_s$  — средняя скорость воды, подходящей к движителю;  $w_a$  — осевая вызванная скорость;  $F$  — входное гидравлическое сечение движителя,  $F = 0,25\pi D^2$ ;  $D$  — диаметр ротора по лопастям,  $D = d + 2h_n$  ( $d$  — диаметр базового цилиндра ротора;  $h_n$  — высота лопасти ротора).

Границы потока жидкости, поступательно перемещающейся вместе с движителем, изображены схематично ниже на рис. 3.

Из теории идеального движителя известно, что осевая вызванная скорость  $w_a$  равна разности между скоростью жидкости в струе движителя на расстоянии бесконечности за ним и скоростью набегающего на движитель потока.

Используя понятие об относительном угловом скольжении жидкости, перемещающейся между витками РВД (применяемое В.Н. Cole, Ю.П. Адясовым [2])

$$s = \frac{w - w'}{w} = \frac{n - n'}{n}, \quad (3)$$

где  $w$  и  $n$  — угловая скорость и число оборотов РВД;  $w'$  и  $n'$  — средняя угловая скорость и число оборотов воды, увлекаемой движителем, можно получить выражение для осевой вызванной скорости в струе за РВД [1]

$$w_a = nH(1-s) - \dot{x} = nD \left[ \frac{H}{D}(1-s) - \lambda_b \right], \quad (4)$$

где  $H$  — шаг винтовой лопасти;  $\dot{x}$  — скорость воды на входе в движитель (скорость набегающего потока), принимаемая равной скорости движения РВД;  $D$  — диаметр ротора по лопастям,  $\lambda_b = \frac{\dot{x}}{Dn}$  — относительная поступь РВД.

Величина относительного углового скольжения  $s$  является сложной функцией, зависящей как от геометрических и кинематических параметров РВД, так и от физических свойств окружающей среды. Так, для швартового режима РВД значения относительного скольжения приведены в [2].

Для реального РВД, имеющего большую осевую протяженность и переменное сечение струи по длине движителя, средняя скорость воды, подходящей к движителю, можно, в первом приближении, представить в виде

$$v_s = \frac{F_p}{F_0} \left( \dot{x} + \frac{w_a}{2} \right), \quad (5)$$

где  $F_0$  — площадь, охватываемая лопастями ротора,

$$F_0 = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \pi h_n (d + h_n) \quad (6)$$

( $h_n$  — высота лопасти,  $F_p$  — выходное гидравлическое сечение струи движителя, рис. 1 и 2).

Подставляя выражения для  $v_s$  и  $w_a$  в (2), получим выражение для силы тяги на воде (упора)

$$P = 0,5 \rho_w \frac{F}{F_0} \left[ n^2 H^2 (1-s)^2 - \dot{x}^2 \right] F_p. \quad (7)$$

При подстановке значений  $F_0$ ,  $F$  и  $H = 2D \operatorname{tg} \varphi = 2(d + 2h_n) \operatorname{tg} \varphi$ , где  $\varphi$  — угол наклона винтовой лопасти, получаем

$$P = 0,5 \rho_w \frac{D^2}{D^2 - d^2} \left[ 4D^2 \operatorname{tg}^2 \varphi (1-s)^2 n^2 - \dot{x}^2 \right] F_p. \quad (8)$$

В последнем выражении величины  $\varphi$ ,  $D$ ,  $d$ ,  $h_n$ ,  $\dot{x}$ ,  $n$  определяются конструкцией и режимом движения РВД. Наибольший интерес представляют величина относительно-

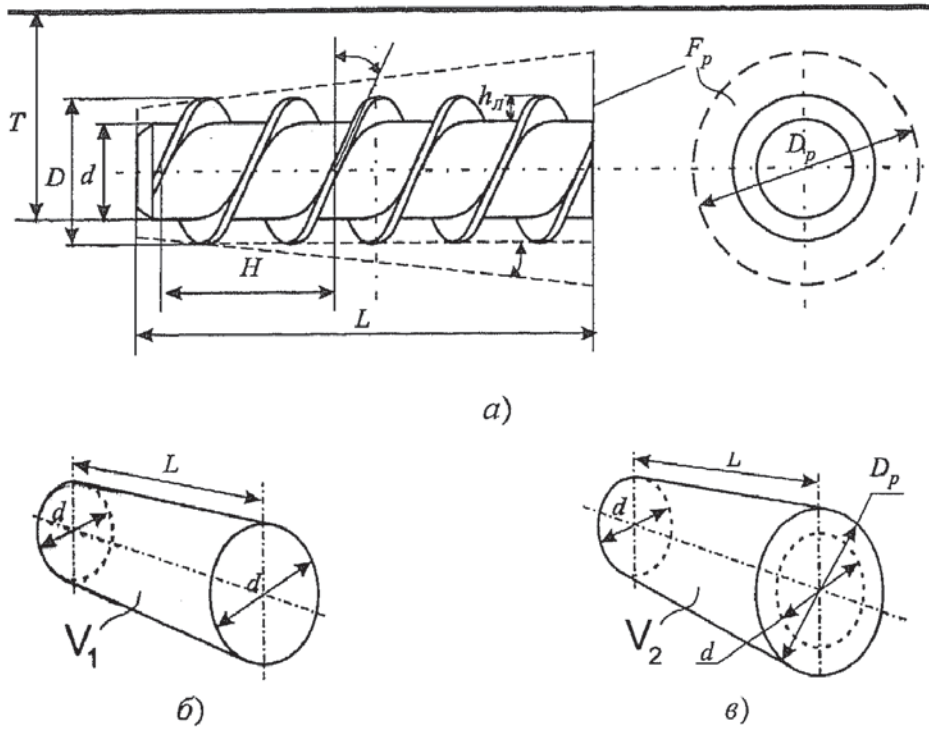


Рис. 1. Взаимодействие ротора с водой. Определение выходного гидравлического сечения в первом расчетном варианте

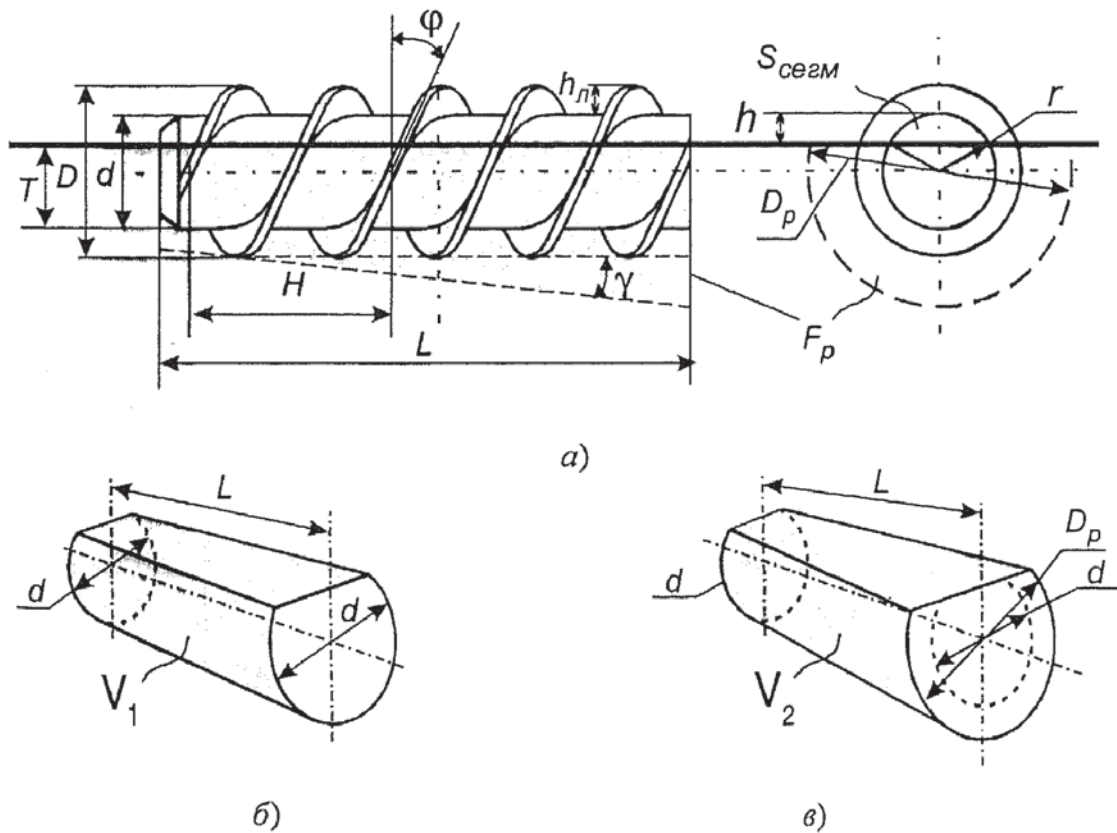


Рис. 2. Взаимодействие ротора с водой. Определение выходного гидравлического сечения во втором расчетном варианте



го углового скольжения жидкости, перемещающейся между витками РВД - с, и выходное гидравлическое сечение струи движителя  $F_p$ .

**Определение выходного гидравлического сечения струи движителя.** Выходное гидравлическое сечение струи движителя  $F_p$  представляет собой площадь основания «конусообразного» тела, образованного при закручивании ротором потока воды (рис. 1 и 2).

При исследовании движения ротора в воде было установлено [1—4], что ротор создает вокруг себя при вращении двухфазную среду — смесь воды и воздуха с плотностью

$$\rho_2 = k_p \rho_w, \quad (9)$$

где  $\rho_w$  — плотность воды;  $\rho_2$  — плотность двухфазной жидкости;  $k_p$  — коэффициент, характеризующий изменение плотности двухфазной среды вокруг ротора.

Этот факт подтверждается наблюдением за процессом вращения роторов в воде. На рис. 3 проиллюстрирован процесс засасывания воздуха вращающимся ротором, специально отделенным от поверхности воды дефлектором.

Однако значительного увеличения погружения машины в воду, которое должно сопровождаться уменьшением плотности жидкости в  $k_p$  раз, не происходит. Выяснение природы этого явления поможет найти значение  $F_p$ .

Физическую картину изучаемого явления можно представить следующим образом (рис. 1 и 2).

В общем случае, при неподвижных роторах на машину действует архимедова сила от объема сегментной призмы  $V_1$  (рис. 2), машину «держит» на воде объем  $V_1$  (архимедова сила от этого объема). В частном случае при  $T > d$  тело с объемом  $V_1$  становится цилиндром (рис. 1).

$$F_{V_1} = V_1 \rho_w. \quad (10)$$

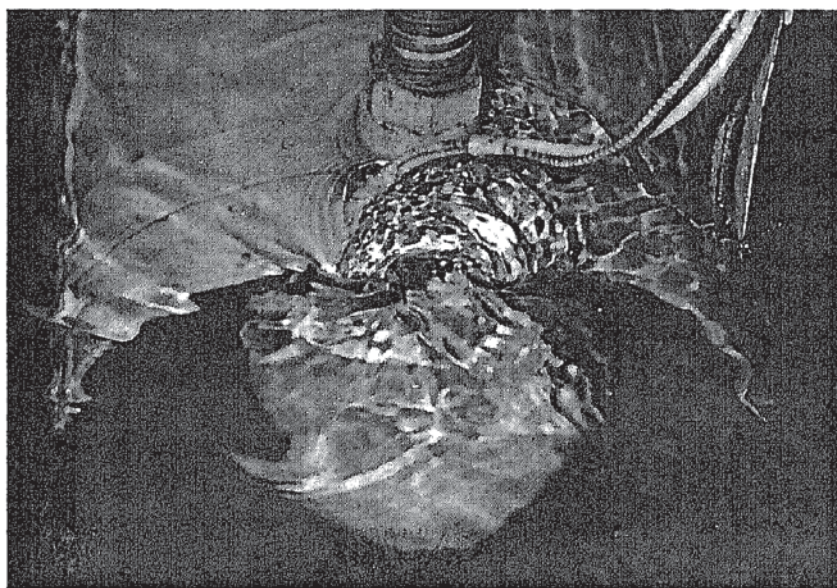


Рис. 3. Иллюстрация к процессу образования водо-воздушной эмульсии ротором

При вращении ротор «закручивает» воду (если ротор достаточно далеко от поверхности воды) или смесь воды и воздуха и создает объем  $V_2$ . Это явление отмечено всеми исследователями движения роторно-винтовой техники [1—4].

Справедливо предположить, что на машину в этом случае действует архимедова сила от объема фигуры  $V_2$ , образуемой делением усеченного конуса на плоскость поверхности воды — рис. 2 (частный случай объема  $V_2$   $T > 0,5 D_p$  — усеченный конус — рис. 1). Машину «держит» на воде объем двухфазной жидкости  $V_2$  с плотностью  $\rho_2$ .

Тогда из условия равновесия машины в воде

$$V_1 \rho_w = V_2 \rho_2. \quad (11)$$

Последнее выражение позволит найти объем  $V_2$ , а по нему диаметр  $D_p$ , площадь выходного гидравлического сечения движителя  $F_p$  и упор РВД.

Физическую картину процесса взаимодействия ротора с водой математически рационально описать в двух вариантах.

1. Первый вариант соответствует случаю, когда ротор погружен настолько, что его выходное гидравлическое сечение не доходит до поверхности воды.

2. Второй вариант соответствует случаю, когда ротор погружен настолько, что его выходное гидравлическое сечение пересекается поверхностью воды.

Первый вариант нельзя рассматривать как частный случай второго, поскольку методика расчета различна.

Первый расчетный вариант. Объемы  $V_1$  и  $V_2$  определяются как объем цилиндра и усеченного конуса (рис. 1).

$$\begin{aligned} V_1 &= \pi r^2 L, \\ V_2 &= \frac{1}{3} \pi r^2 L (R_p^2 + r^2 + R_p r). \end{aligned} \quad (12)$$

Тогда выражение (11) приводится к уравнению

$$R_p^2 + r R_p + r^2 \left( 1 - \frac{3\rho_w}{\rho_2} \right) = 0, \quad (13)$$

решение которого относительно  $R_p$  будет иметь вид

$$R_p = -0,5r + 0,5\sqrt{3}r \sqrt{\frac{(-\rho_2 + 4\rho_w)}{\rho_2}}. \quad (14)$$

После этого вычисляем выходное гидравлическое сечение движителя  $F_p = \pi R_p^2$  и силу тяги на воде (упор) по выражению (8)

Второй расчетный вариант. Объем  $V_1$  определяется как разница объема цилиндра и объема сегмента цилиндра (рис. 2)

$$V_1 = (\pi r^2 - S_s) L, \quad (15)$$

где  $S_s$  — площадь сегмента определяется как

$$S_s = 2 \arccos \left( \frac{r-h}{r} \right) r^2 - (r-h) \sqrt{2rh - h^2}, \quad (16)$$

здесь  $h$  — величина погружения ротора в воду (рис. 3).

Объем  $V_2$  определим так:

$$V_2 = V_k - V_s, \quad (17)$$



где  $V_k$  — объем усеченного конуса,

$$V_k = \frac{\pi L}{3} (R_p^2 + r^2 + R_p r), \quad (18)$$

$$r = 0,5d, \quad R = 0,5D_p,$$

$V_s$  — объем фигуры «сегмент усеченного конуса».

Поскольку площадь фигуры  $S_s$  для сегмента усеченного конуса меняется вдоль по длине ротора, для определения  $V_s$  возьмем интеграл по  $S_s$  в пределах от 0 до  $L$  (рис. 2)

$$V_s = \int_0^L S_s(x) dx, \quad (19)$$

где

$$S_s(x) = 2 \arccos \left( \frac{r(x) - h}{r(x)} \right) r^2(x) - (r(x) - h) \sqrt{2r(x)h - h^2}. \quad (20)$$

В этом выражении  $r(x)$  — это переменная, в отличие от выражения (17).

В последнем выражении запишем  $r$  как функцию от  $x$  (рис. 3)

$$r(x) = \left( \frac{R_p - r}{h} \right) x + r, \quad (21)$$

где  $r = 0,5d$ ,  $R_p = 0,5D_p$ .

Последующее выражение (и некоторые другие выражения приводится в форме записи, применяемой в пакете программ Mathcad. В этих выражениях переменные совпадают или близки по написанию. Такая форма записи выражений объясняется наличием в пакете программ Mathcad символьного процессора, позволяющего производить преобразование выражений в общем виде. При подстановке (21) в (20) получаем

$$\frac{1}{2} \left[ \frac{(R - r0)}{L} x + r0 \right]^2 \left[ 2a \cos \left[ \frac{\frac{(R - r0)}{L} x + r0 - h}{\frac{(R - r0)}{L} x + r0} \right] - \sin \left[ 2a \cos \left[ \frac{\frac{(R - r0)}{L} x + r0 - h}{\frac{(R - r0)}{L} x + r0} \right] \right] \right]. \quad (22)$$

Здесь применены обозначения  $r0 = r$ ,  $R = R_p$ .

Последнее выражение в общем виде (аналитически) относительно переменной  $R = R_p$  не решается, поэтому получить значение  $R_p$  и, следовательно, найти выходное гидравлическое сечение движителя  $F_p$  в аналитическом виде невозможно. Подставляя (4) в (19), находим  $V_s$ , численно интегрируя выражение

$$V_s = \int_0^L \frac{1}{2} \left[ \frac{(R - r0)}{L} x + r0 \right]^2 \left[ 2a \cos \left[ \frac{\frac{(R - r0)}{L} x + r0 - h}{\frac{(R - r0)}{L} x + r0} \right] - \sin \left[ 2a \cos \left[ \frac{\frac{(R - r0)}{L} x + r0 - h}{\frac{(R - r0)}{L} x + r0} \right] \right] \right] dx. \quad (23)$$

Для отыскания значения  $R = R_p$  воспользуемся методом последовательных приближений.

После определения площади выходного гидравлического сечения струи движителя  $F_p$  по формуле (8) находим величину упора ротора.

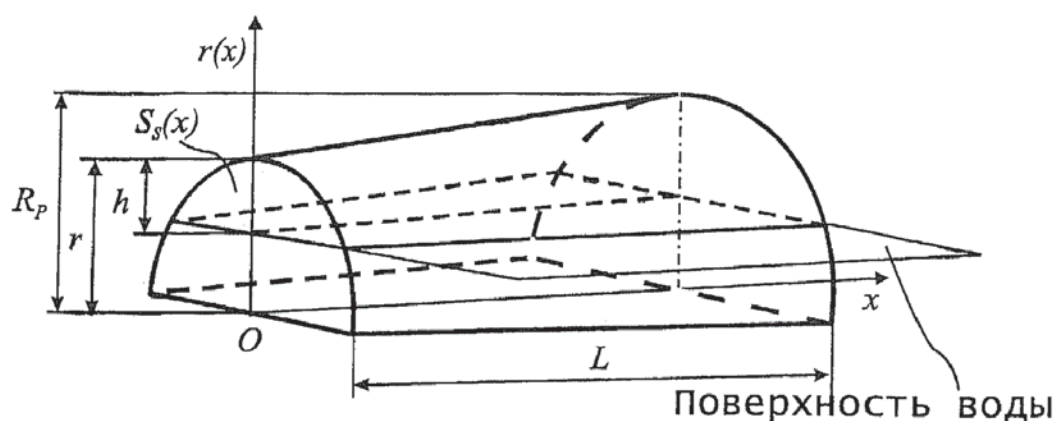


Рис. 4. Графическое пояснение к определению выходного гидравлического сечения движителя

Разработанный алгоритм методики нахождения силы тяги на воде (упора) представлен на рис. 5.

Изложенная методика применялась для определения упора ротора на воде во всех случаях, когда расстояние от поверхности воды до оси вращения ротора меньше радиуса выходного гидравлического сечения движителя  $R_p$  или равно ему, в противном случае применялась методика первого варианта.

Поскольку до начала расчетов неизвестна величина радиуса выходного гидравлического сечения движителя, то при полностью погруженных роторах расчет всегда производился по второму варианту и затем, после определения радиуса выходного гидравлического сечения, делался вывод о том, по какому варианту производить расчет упора ротора.

**Определение сопротивления движению роторно-винтовой машины на воде.** Суммарное сопротивление движению роторно-винтовой машины в воде состоит из сопротивления трения компонентов машины о воду, сопротивления формы агрегатов РВМ, волнового сопротивления и определяется по формуле

$$R_{\Sigma} = R_{\tau} + R_{\phi} + R_b, \quad (24)$$

где  $R_{\tau}$  — сопротивление трения, обусловлено вязкостью воды и представляет собой сумму проекций на ось направления движения всех касательных сил, действующих на подводную часть машины;  $R_{\phi}$  — сопротивление формы, является следствием разных гидродинамических давлений, создающихся на подводной части поверхности машины,  $R_b$  — волновое сопротивление, обусловлено действием сил тяжести на частицы воды и является следствием перераспределения гидродинамических давлений по подводной поверхности корпуса и роторов, в результате чего образуется система волн на границе двух сред движения — воды и воздуха.

Определение составляющих сопротивления движению роторно-винтовой машины является сложной задачей, выходящей за рамки работы и требующей постановки самостоятельных исследований для различных типов и форм роторов, корпуса и глубины водоема. Поэтому на данном этапе исследований воспользуемся зависимостями и числовыми данными для составляющих сопротивлений движению гусеничных машин, приведенных А. П. Степановым и Н. А. Забавниковым [3].

**Определение сопротивления трения.** Величина сопротивления трения  $R_{\tau}$  определяется по зависимости

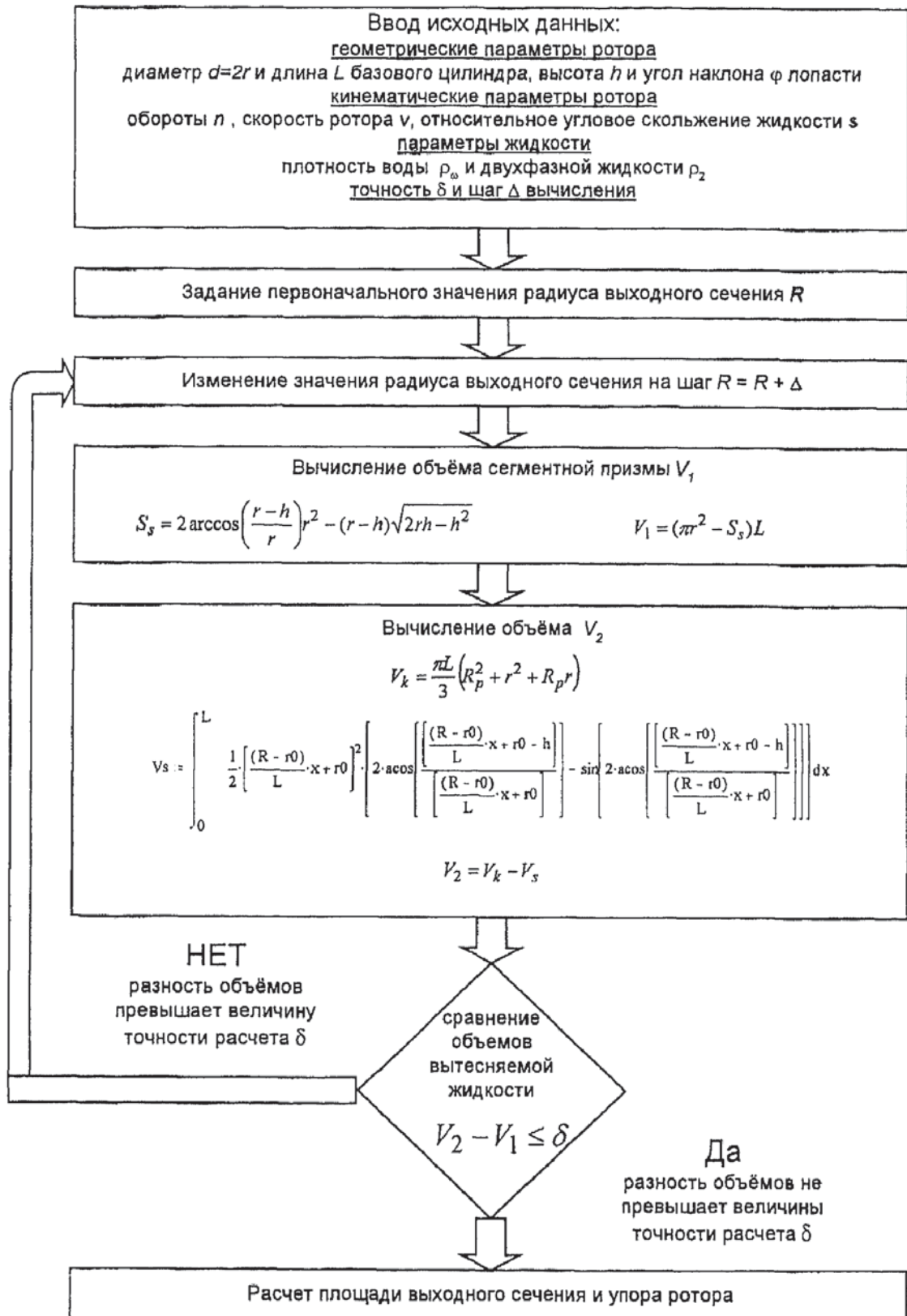


Рис. 5. Методика определения упора ротора (силы тяги на воде)



$$R_T = 0,5(\zeta_T + \Delta\zeta_T)\Omega\dot{x}^2, \quad (25)$$

где  $\zeta_T$  — коэффициент сопротивления трения зависящий от числа Рейнольдса. Он определяется по эмпирической формуле [4]

$$\zeta_T = 0,075(\log R_e - 2)^2, \quad R_e = \dot{x}^2 L \nu^{-1},$$

где  $\nu$  — кинематическая вязкость,  $L$  — длина машины;  $\Delta\zeta_T$  — коэффициент, учитывающий увеличение шероховатости от выступов, сварных швов и стыков, условно принимают независимым от числа Рейнольдса,  $\Delta\zeta_T = (0,3...0,7) \times 10^{-3}$ ;  $\Omega$  — площадь смоченной поверхности погруженных частей корпуса и движителя;  $\dot{x}$  — скорость движения машины.

Согласно рекомендациям, изложенным в работах Н. А. Забавникова и А. П. Степанова [3], допустимо принять  $f = 0,17$ ,  $\xi = 0,05$ .

Величина площади смоченной поверхности погруженных частей корпуса и движителя  $\Omega$  равна

$$\Omega = 2\Omega_p + \Omega_k,$$

где  $\Omega_p$  — площадь смоченной поверхности одного ротора;  $\Omega_k$  — площадь смоченной поверхности корпуса.

Последующее нахождение геометрических параметров основано на плоской и пространственной тригонометрии. Площадь смоченной поверхности одного ротора  $\Omega_p$  находим (рис. 6) так:

$$\Omega_p = l_{S_d} + \frac{2n(S_D - S_d)}{\cos(0,5\beta)} + 2S_d, \quad (26)$$

где  $l_{S_d}$  — длина дуги погруженной части базового цилиндра,  $n$  — число лопастей на базовом цилиндре ротора,  $S_D$  — площадь погруженной части поперечного сечения ротора с лопастями,  $S_d$  — площадь погруженной части поперечного сечения базового цилиндра ротора,  $\beta$  — угол при вершине винтовой лопасти.

Длина дуги погруженной части базового цилиндра  $l_{S_d}$  определяется по формуле

$$l_{S_d} = r(2\pi - \alpha) = 2r \left[ \pi - \arccos\left(\frac{r-h}{r}\right) \right], \quad (27)$$

где  $r = 0,5d$  — радиус базового цилиндра ротора.

Величина площади погруженной части поперечного сечения базового цилиндра ротора  $S_d$  определяется по формуле

$$S_d = S_{O_d} - S_{S_d} = \pi r^2 - S_{S_d}, \quad (28)$$

где  $S_{S_d}$  определяется так же, как и в формуле (20), только в этом случае  $r$  не зависит от  $x$

$$S_{S_d} = 2 \arccos\left(\frac{r-h}{r}\right) r^2 - (r-h)\sqrt{2rh - h^2}. \quad (29)$$

Аналогично определяется величина площади погруженной части поперечного сечения ротора с лопастями  $S_D$

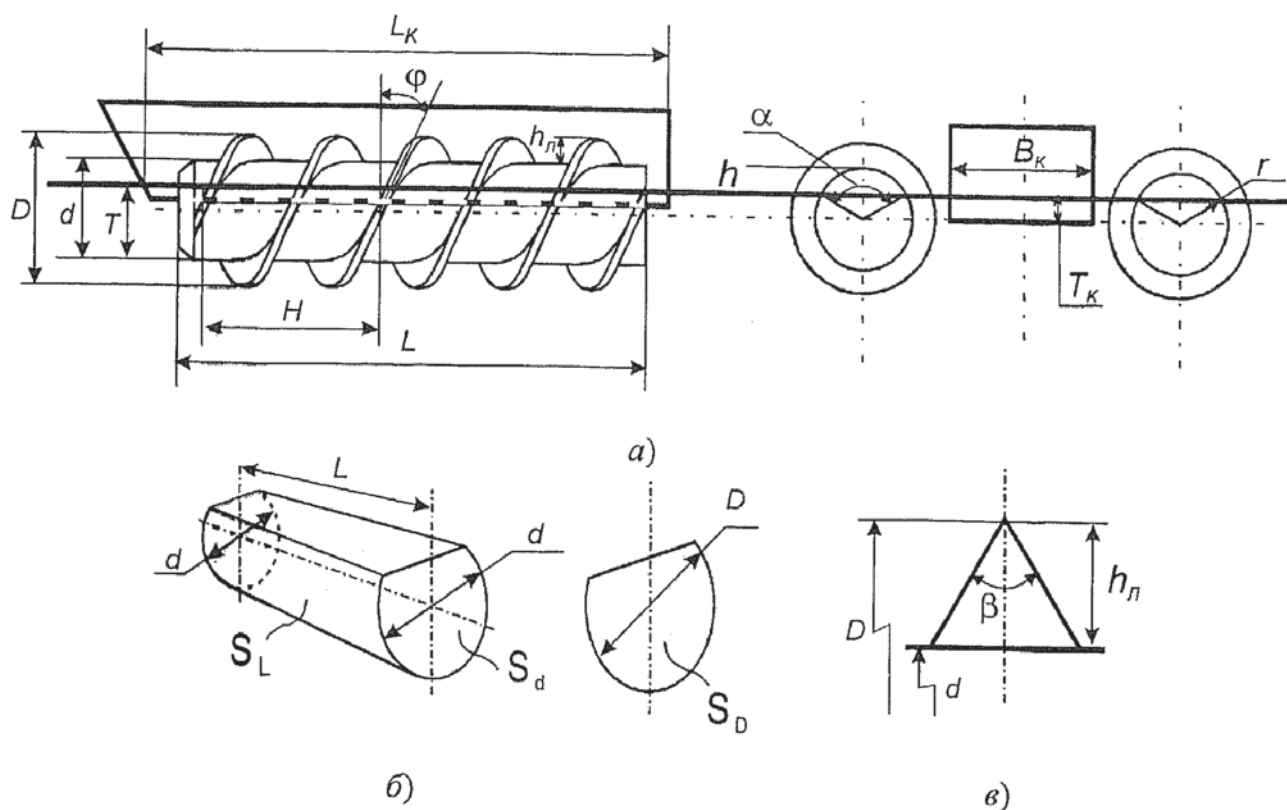


Рис. 6. Графическое пояснение к определению сопротивления трения ротора об воду

$$S_D = S_{O_D} - S_{S_D} = \pi r^2 - S_{S_D}, \quad (30)$$

где  $S_{S_D}$  находим из

$$S_{S_D} = 2 \arccos\left(\frac{r-h}{R}\right) R^2 - (r-h)\sqrt{R^2 - (r-h)^2}.$$

Величина площади смоченной поверхности корпуса  $\Omega_k$  определяется по формуле

$$\Omega_k = 2S_{\text{борта}} + S_{\text{кормы}} + S_{\text{носа}} + S_{\text{днища}} = 2T_k L_k + T_k B_k + T_k B_k \frac{1}{\cos\psi} + B_k L_k, \quad (31)$$

где  $\psi$  — угол наклона носовой поверхности, обозначения площадей понятны по написанию, а применение судовой терминологии (корма, нос, борт) подчеркивает способность машин с РВД двигаться по воде.

**Определение сопротивления формы.** Величина сопротивления формы  $R_\phi$  определяется (согласно [3]) по формуле

$$R_\phi = 0,5 \zeta_\phi F_{\text{мид}} \dot{x}^2, \quad (32)$$

где  $\zeta_\phi$  — коэффициент сопротивления формы,  $F_{\text{мид}}$  — площадь миделевого сечения погруженных частей машины (сечение корпуса и роторов плоскостью поверхности воды),  $\dot{x}$  — скорость движения машины. Согласно рекомендациям, изложенным в работе А. П. Степанова [3]  $\zeta_\phi = 0,025 \dots 0,035$ .

Величина  $F_{\text{мид}}$  определяется по формуле

$$F_{\text{мид}} = 2F_{\text{мид}}^p + F_{\text{мид}}^k, \quad (33)$$

где  $F_{\text{мид}}^p$  — площадь миделевого сечения погруженной части одного ротора и  $F_{\text{мид}}^k$  — площадь миделевого сечения погруженной части корпуса

$$F_{\text{мид}}^p = 2L_k \sqrt{2rh - h^2}, \quad (34)$$

$$F_{\text{мид}}^k = L_k B_k. \quad (35)$$

**Определение волнового сопротивления.** Величина волнового сопротивления  $R_b$  определяется по формуле [3]

$$R_b = 0,5 \zeta_b \Omega \dot{x}^2 \quad (36)$$

где  $\zeta_b$  — коэффициент волнового сопротивления, зависящий от числа Фруда;  $F_r = v / \sqrt{gL}$ ,  $v$  — кинематическая вязкость. Коэффициент волнового сопротивления определяется по экспериментальным данным работы [3, стр. 78].

Таким образом, наряду с известными рекомендациями по выбору конструктивных параметров, полученные аналитические выражения дают возможность комплексного подхода к решению вопроса выбора параметров для наиболее типичных условий эксплуатации роторно-винтовых машин.

### Выводы

1. Получены аналитические зависимости для упора (силы тяги) роторно-винтового движителя на воде, сил сопротивления движению роторно-винтовой машины на воде.

2. Выявлены закономерности, связывающие геометрические (длину, диаметр базового цилиндра, угол наклона винтовой лопасти) и гидромеханические (плотность двухфазной жидкости, угловое скольжение ротора, погружение ротора, скорость движения и обороты ротора) параметры роторно-винтового движителя с его водоходными качествами.

3. Разработана методика расчета параметров движения роторно-винтовой машины по чистой воде (расчет сил упора и сопротивления).

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прандтль Л. Гидроаэромеханика. — М.: ИЛ, 1951. — 575 с.
2. Cole B. N. Inquiry into amphibious screw traction // Proceedings of the Institute of Mechanicle Engineers. 1961. — Vol. 75. — № 19.
3. Степанов А. П. Конструирование и расчет плавающих машин. — М.: Машиностроение, 1983. — 197 с.
4. Oshima M., Komoto M., Nakamura M. Development of archimedean screw tractor. MES, Offshore technology conference. — Houston. — May 3—6. — 1982.