

Анатолий Матвеев, г. Чкаловск

Осевые вентиляторы малых СВП и аэроглиссеров

Осевые вентиляторы (ОВ), используемые как нагнетатели воздуха в камеру воздушной подушки СВП (судов на воздушной подушке), могут применяться так же и в качестве движителей на малых СВП и аэроглиссерах.

До сих пор проектирование ОВ было доступно квалифицированным специалистам, но предлагаемый материал позволит любому желающему, владеющему инженерным калькулятором, самому рассчитать тяговый или подъемный ОВ под двигатель желаемой мощности.

ОВ в качестве движителей, имея сравнимые с воздушными винтами тяговые характеристики на скоростях 0–60 км/ч, шумят меньше винтов, что очень важно для СВП и аэроглиссеров, эксплуатирующихся в зоне обитания людей. Меньший шум ОВ объясняется меньшим диаметром рабочего колеса при одинаковой подводимой мощности (концы лопастей имеют меньшую окружную скорость). Кроме того лопасти, как источник шума, закрыты обечайкой вентилятора. Имея меньший диаметр, чем воздушный винт, осевой вентилятор лучше komponуется на малом СВП или аэроглиссере, так как уменьшается общая высота центра тяжести комплекса «двигатель – движитель», а также сокращается межосевое расстояние в механизме передачи.

Предлагаемая методика расчета характеристик осевых вентиляторов основывается на замечательной книге И. В. Брусиловского «Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ». В ней приве-

дена таблица характеристик исследованных вентиляторов (табл. 1), в которой эти характеристики даны при максимальном КПД.

Здесь в табл. 1 и далее n_y – быстротходность вентилятора:

$$n_y = Q^{0.5} / P^{0.75} \cdot n_g, \quad (1)$$

и D_y – габаритность вентилятора:

$$D_y = P^{0.25} / Q^{0.5} \cdot D, \quad (2)$$

P – давление за вентилятором; Q – расход воздуха через вентилятор; n_g – обороты вентилятора; D – диаметр рабочего колеса вентилятора; η – КПД вентилятора; $d = d_g / D$ – относительный диаметр втулки вентилятора; z_k – количество лопастей рабочего колеса; ν° – угол установки лопасти рабочего колеса; «ВНА» – входной направляющий аппарат, «К» – рабочее колесо вентилятора, «СА» – спрямляющий аппарат.

Пользуясь таблицей, можно опре-

делить характеристики ОВ для любой мощности привода. Для примера рассчитаем характеристики тягового вентилятора, приводимого во вращение двигателем длительной мощности $N = 25$ л.с. при $n_{об} = 4500$ об/мин (рис. 1).

Запишем формулу мощности:

$$N = Q \cdot P / 75 \cdot \eta \cdot \eta_m \quad (3),$$

где η_m – КПД механической передачи на вентилятор.

Для первой стадии расчета примем $\eta = 0.8$, $\eta_m = 0.95$. Подставляя известные величины, получим зависимость $QP = 75 \cdot 25 \cdot 0.8 \cdot 0.95 = 1425$.

Задаваясь рядом значений давления за вентилятором P , определим из вычисленного соотношения значения расхода Q и тяги T вентиляторного комплекса на стопе и при движении.

Тяга «на стопе» определится как:

$$T_c = \rho \cdot Q \cdot V_u$$

где ρ – массовая плотность воз-

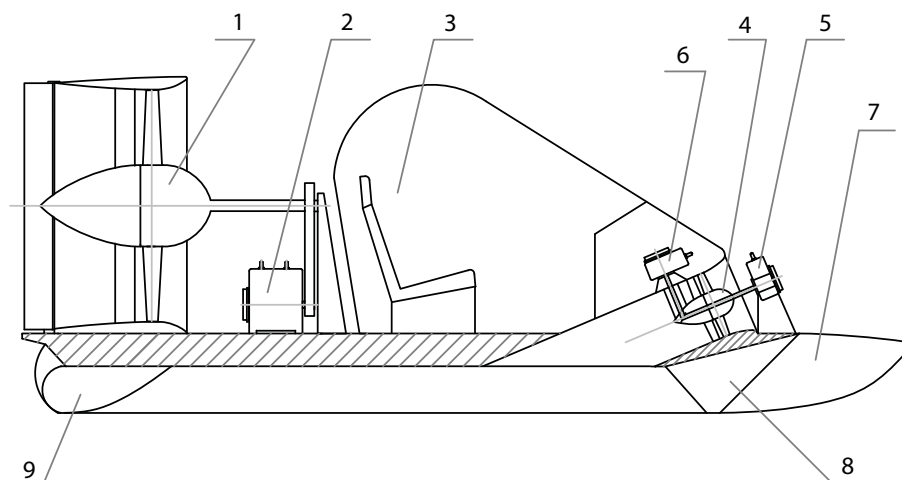


Рис. 1. Малое СВП раздельной схемы: 1 – тяговый вентилятор, 2 – маршевый двигатель, 3 – кабина двухместная, 4 – подъемный вентилятор, 5, 6 – двигатель ВП, 7 – баллон ВП, 8 – ограждение ВП носовое, 9 – ограждение ВП кормовое

Таблица 1. Типовые характеристики осевых вентиляторов при максимальном значении КПД

№	n_y	D_y	η	d	z_k	ν°	Схема	Тип вентилятора
1	147	0.84	0.84	0.6	12	35	ВНА+К+СА	ОВ-42
2	148	0.81	0.87	0.6	10	40	ВНА+К+СА	ОВ-76
3	148	0.89	0.87	0.6	14	30.8	К+СА	ОВ-76
4	150	0.845	0.86	0.6	16	35	ВНА+К+СА	ОВ-29
5	152	0.77	0.87	0.6	16	45	ВНА+К+СА	ОВ-29
6	155	0.80	0.85	0.6	8	40	ВНА+К+СА	ОВ-76
7	155	0.815	0.86	0.6	12	35	ВНА+К+СА	ОВ-29
8	161	0.824	0.87	0.6	12	35	К+СА	ОВ-111
9	165	0.725	0.85	0.6	12	45	ВНА+К+СА	ОВ-29
10	166	0.75	0.85	0.6	12	45	ВНА+К+СА	ОВ-29
11	167	0.805	0.85	0.6	12	35	ВНА+К+СА	ОВ-29
12	195	0.80	0.78	0.5	10	24	ВНА+К	ОВ-74
13	203	0.794	0.73	0.4	6	24	К	ОВ-109
14	212	0.678	0.86	0.4	6	35	К+СА	ОВ-109
15	212	0.735	0.81	0.6	12	35	К	ОВ-111
16	212	0.755	0.81	0.4	6	25	К+СА	ОВ-109
17	224	0.68	0.73	0.4	6	35	К	ОВ-109
18	224	0.82	0.75	0.4	4	20	К	ОВ-109
19	240	0.713	0.76	0.4	4	30	К	ОВ-109
20	252	0.645	0.9	0.35	10	35	К+СА	ОВ-23
21	260	0.78	0.76	0.4	3	20	К	ОВ-109
22	303	0.655	0.86	0.35	6	30	К+СА	ОВ-23М
23	309	0.62	0.80	0.35	10	30	К	ОВ-23
24	309	0.625	0.82	0.35	10	29	К	ОВ-23М
25	312	0.785	0.75	0.4	2	15	К	ОВ-109
26	314	0.66	0.80	0.35	8	25	К	ОВ-23
27	317	0.70	0.78	0.4	3	22	К	ОВ-143
28	317	0.74	0.75	0.4	2	20	К	ОВ-109
29	344	0.645	0.79	0.35	6	25	К	ОВ-23
30	358	0.68	0.82	0.35	6	20	К	ОВ-121
31	363	0.66	0.81	0.35	6	22	К	ОВ-120
32	366	0.73	0.80	0.35	6	15	К	ОВ-101
33	370	0.635	0.80	0.35	5	25	К	ОВ-23
34	400	0.71	0.80	0.35	6	15	К	ОВ-100
35	406	0.66	0.81	0.35	4	20	К	ОВ-23
36	434	0.61	0.82	0.35	4	25	К	ОВ-120
37	453	0.685	0.81	0.35	4	15	К	ОВ-101
38	465	0.62	0.84	0.35	4	20	К	ОВ-121
39	486	0.67	0.82	0.35	4	15.5	К	ОВ-100

духа, при стандартных условиях $\rho = 0.125 \text{ кг}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$; V_u – скорость истечения воздуха из выходного сопла вентилятора, $V_u = \sqrt{(2\cdot P / \rho)}$.

Тяга комплекса при движении будет следующей:

$$T_{\text{дв}} = \rho \cdot Q \cdot (V_u - V_{\text{дв}})$$

где $V_{\text{дв}}$ – скорость движения аппарата.

Зададим $V_{\text{дв}} = 13.9 \text{ м/с}$ (50 км/ч) и 16.7 м/с (60 км/ч) и сведем результаты расчета в таблицу 2.

Проектант может выбрать любое сочетание параметров тяги комплекса в зависимости от целей, которые он

преследует. Допустим, мы проектируем движительный комплекс для двухместного СВП массой $G = 430 \text{ кг}$, у которого расчетное сопротивление $X = 42 \text{ кг}$ на скорости $V = 13.9 \text{ м/с}$. Желательно иметь тягу на стопе равную $T_c \geq 0.2 \cdot G$ для большей динамики разгона и преодоления усилия страгивания в зимнее время, а также некоторый запас тяги крейсерского движения. Тогда выбираем вторую строку из таблицы 2 и для $P = 50 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{с}$, $Q = 28.5 \text{ м}^3/\text{с}$ определяем тип и характеристики вентилятора. Вначале примем $n_{\text{в}} = n_{\text{дв}} = 4500 \text{ об/мин}$.

Быстроходность вентилятора определим по формуле (1) из табл. 1: $n_y = 28.5^{0.5} / 50^{0.75} \cdot 4500 = 1278$. Такого значения быстроходности в таблице нет, но есть $n_y = 434$ у вентилятора ОВ-120 схемы «К». Применим понижающую передачу с коэффициентом $i = 1278 / 434 = 2.945$. Обороты вентилятора составят $n_{\text{в}} = n_{\text{дв}} = 1528 \text{ об/мин}$. При этих оборотах быстроходность будет соответствовать табличной:

$$n_y = 28.5^{0.5} / 50^{0.75} \cdot 1528 = 434$$

Чтобы выдерживать режим работы осевого вентилятора в зоне максимального КПД, необходим контроль частоты оборотов двигателя.

Теперь по формуле (2) определим диаметр вентилятора: $D = 0.61 \cdot 28.5^{0.5} / 50^{0.25} = 1.225 \text{ м}$. Диаметр втулки вентилятора $d = 0.35 \cdot 1.225 = 0.429 \text{ м}$.

Окружная скорость конца лопасти:

$$U = \pi \cdot D \cdot n_{\text{в}} / 60$$

$U = \pi \cdot 1.225 \cdot 1528 / 60 = 98 \text{ м/с}$, что ниже допускаемой скорости по уровню шума $U \leq 160 \text{ м/с}$.

Воздушный винт на мощность такую же, как и в нашем примере $N = 25 \text{ л.с.}$, при диаметре 2 м и оборотах $n = 1500 \text{ об/м}$ имеет тягу на стопе $T_c = 110 \text{ кгс}$ («КиЯ» №78, стр. 51, рис. 2, 3, 4). Окружная скорость конца лопасти $U = \pi \cdot 2.0 \cdot 1500 / 60 = 157 \text{ м/с}$, т.е. больше окружной скорости рассчитанного вентилятора.

Воздушный движитель создает продольный дифференцирующий момент на нос тем больший, чем больше его возвышение над опорной поверхностью; то же и с кренящим моментом при поворотах. Понятно, что плечо дифференцирующего и кренящего моментов у движителя диаметром 2 м больше, чем у движителя диаметром 1.22 м. Установка на СВП длиной около 4 м и шириной около 2 м воздушного винта диаметром 2 м вряд ли приемлемо из-за проблем с продольной и поперечной устойчивостью, которые обязательно возникнут. Винт с диаметром, равным диаметру рассчитанного вентилятора, имеет тягу на стопе менее 80 кгс, на скорости 50 км/ч – около 60 кгс («КиЯ» №78, там же). Очевидно, движительный вентиляторный комплекс имеет право на сопоставление с воз-

Рис. 2. Аэроглизсер: 1 – тяговый вентилятор, 2 – маршевый двигатель, 3 – кабина двухместная, 4 – корпус

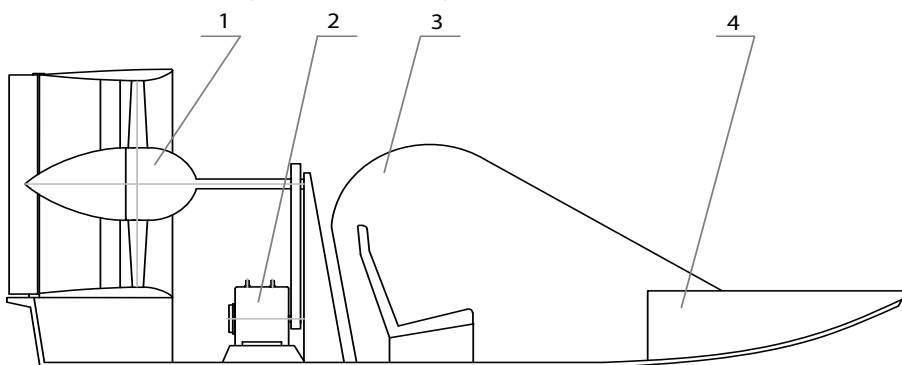


Таблица 2. Расчет тяги комплекса при двух значениях скорости и пяти вариантах соотношения давления и расхода

№	P, кг/м ²	Q, м ³ /с	V _у , м/с	V _у - V _{дог}		T _с , кг	T _{дог}		T _с /N
				13.9	16.7		13.9	16.7	
1	40	35.6	25.3	11.4	8.6	112.6	50.7	38.3	4.5
2	50	28.5	28.3	14.4	11.6	100.8	51.3	41.3	4.0
3	60	23.8	31.0	17.1	14.3	92.0	50.8	42.4	3.7
4	70	20.4	33.5	19.6	16.8	85.2	49.9	42.8	3.4
5	80	17.8	35.8	21.9	19.1	79.6	48.8	42.5	3.2

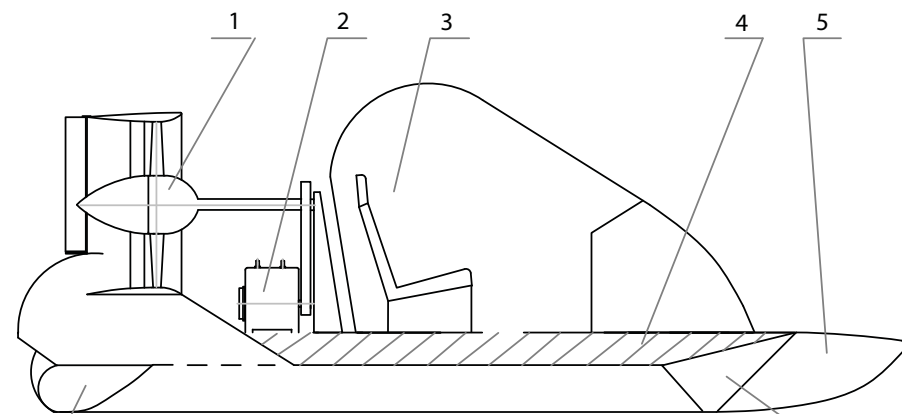


Рис. 3. Малое СВП совмещенной схемы: 1 – тяговый вентилятор, 2 – маршевый двигатель, 3 – кабина двухместная, 4 – корпус, 5 – баллон ВП, 6 – ограждение ВП носовое, 7 – ограждение ВП кормовое

душным винтом при рассмотрении вариантов обеспечения тяги СВП.

Двигательный комплекс с рассчитанными выше характеристиками (ОВ-120, n_г = 1528 об/м, D = 1.225 м) может быть применен и для аэроглизсера массой около 400–420 кг (рис. 2).

Теперь определим характеристики вентилятора подъемной системы СВП массой G = 430 кг (рис. 1). Площадь ВП у него составит около S_п = 6.7 м², давление в ВП: P_п = G/S_п = 430/6.7 = 64.2 кгс/м², коэффициент перепада давления от вентилятора к ВП k_п = 1.5. Тогда давление на срезе вентилятора: P = k_п P_п = 1.5·64.2 = 96.3 кгс/м².

Расход воздуха в ВП определим по приближенной формуле:

$$Q_n = 0.8 \cdot S_n \cdot \sqrt{h_{zo}}$$

Высоту гибкого ограждения примем h_{zo} = 0.25 м. Тогда расход, который должен обеспечить подъемный вентилятор: Q = Q_n = 0.8·6.7·√0.25 = 2.7 м³/с.

Принимаем n_г = n_{дог} = 4000 об/мин. Определяем по формуле (1) быстроходность: n_у = 2.7^{0.5} / 96.3^{0.75} · 4000 = 213.8. В таблице 1 находим близкую быстроходность, подбираем высокоэкономичный вентилятор. Это ОВ-109 с плоскими лопатками: n_у = 212, D_у = 0.678, η = 0.86, z = 6, d = 0.4 схемы «K+CA».

Определяем обороты, при которых быстроходность будет табличной: n_г = 212·4000 / 213.8 = 3966 об/мин. По (2) определяем диаметр вентиля-

тора: D = 0.678·2.7^{0.5} / 96.3^{0.25} = 0.356 м. Окружная скорость конца лопасти: U = π·0.356·3966 / 60 = 74 м/с. Диаметр втулки вентилятора d = 0.4·0.356 = 0.142

Поскольку обороты вентилятора подъемной системы при экономичном режиме (η = 0.86) должны составлять n_г = 3966 об/мин, а это совпадает с числом оборотов известных маломощных двигателей, вал вентилятора и выходной вал двигателя можно соединить напрямую, т.е. без потерь на передачу.

Мощность привода подъемного вентилятора (3): N = 2.7·96.3 / (75·0.86) = 4.0 л.с. Номинальная мощность для лодочных моторов составляет N_н = N / (0.8...0.85). В нашем случае это будет 5.0...4.7 л.с.

Можно использовать угловую передачу от лодочного подвесного мотора. В этом случае при определении n_г следует учесть передаточное отношение редуктора i и определить параметры вентилятора подъемной системы заново.

При раздельной схеме вентиляторов (отдельно на тягу и на ВП) целесообразно тяговый комплекс разместить в корме судна, а подъемный – в носу, причем для использования скоростного напора последний трубой вентилятора горизонтально или с небольшим углом к горизонтали.

И, наконец, по предлагаемой методике можно определить характеристики вентилятора «совмещенной схемы», когда часть нагнетаемого воздуха направляется в воздушную подушку, а остальная – на тягу (рис. 3). В рассмотренном выше примере на тягу затрачивалось N_т = 25 л.с., на подушку – N_п = 4 л.с., всего N = 29 л.с.

Для малого СВП G = 430 кг, S_п = 6.7 м², P_п = 64.2 кгс/м², Q_п = 2.7 м³/с, с давлением на срезе вентилятора P = k_п × P_п = 1.5·64.2 = 96.3 кгс/м² и подводимой мощности N = 29 л.с. произведение Q·P составит = 1653.

Зададим V_{дог} = 13.9 м/с (50 км/ч) и 16.7 м/с (60 км/ч) и сведем результаты расчета в таблицу 3. Сначала примем, что n_г = n_{дог} = 4500 об/мин. Определим по (1) быстроходность: n_у = 17.16^{0.5} / 96.3^{0.75} · 4500 = 606.4.

Необходимо понизить обороты вентилятора, чтобы получить быстро-