

## РАСЧЕТ ОСЕВЫХ МАШИН СО ВСТРЕЧНЫМ ВРАЩЕНИЕМ РАБОЧИХ КОЛЕС

Ю. Н. СОКОЛОВ

(Представлено заслуженным деятелем науки и техники проф. И. Н. Бутаковым)

Применение встречного вращения рабочих колес при определенных условиях может быть целесообразным в осевых машинах различного типа: в вентиляторах, воздуходувках и компрессорах, в насосах и гидротурбинах. Для проектирования таких машин со встречным вращением необходимо иметь обоснованную методику, применение которой обеспечивало бы надежные результаты, подтверждаемые экспериментом.

В существующей литературе нет конкретных рекомендаций о такой методике ни в применении к какому-либо типу осевых машин, ни, тем более, для всех указанных выше их типов. Пополнить этот пробел и ставится задачей настоящей работы.

Методика расчета гидравлических и воздуходувных машин, если в последних рассматриваются отдельные ступени с небольшим перепадом давления при умеренных (дозвуковых) скоростях, базируется на идентичных представлениях об обтекании проточных каналов этих машин несжимаемой жидкостью и может поэтому быть совершенно однотипной. Тем не менее, при расчете осевых вентиляторов, осевых компрессоров, насосов и гидротурбин используются обычно различные практические приемы, связанные с применением тех или иных (различных в каждом отдельном случае) экспериментальных материалов или теоретических построений.

Рассматривая здесь расчет осевых машин всех вышеуказанных типов при встречном вращении их рабочих колес, мы считаем целесообразным применять к ним единую методику. За основу такой методики принимается метод подъемных сил Н. Е. Жуковского с использованием аэродинамических характеристик изолированных профилей и экспериментального материала, позволяющего переходить к характеристикам этих профилей в решетках определенных параметров, или же — результатов продувки плоских решеток профилей.

В применении к машинам со встречным вращением рабочих колес этот метод тем более целесообразен, что обтекание пары решеток профилей при их встречном движении связано со столь сложной картиной явлений, что исследование их методами гидродинамической теории решеток привело бы к практически неразрешимым уравнениям, либо потребовало бы таких упрощающих допущений, которые обесценивают результаты расчета.

Бесспорным преимуществом использования аэродинамических характеристик изолированных профилей во всех случаях является возможность располагать обширнейшим материалом по продувке профилей разнообразных параметров.

В дальнейшем и будет рассматриваться применение метода подъемных сил к расчету осевых машин со встречным вращением рабочих колес вне зависимости от типа машины, причем в пределах рассматриваемой пары колес жидкость будет считаться несжимаемой при среднем ее удельном весе (для газовых машин)  $\gamma = \frac{1}{2} (\gamma_1 + \gamma_2)$ .

Говоря в первую очередь о машинах, передающих энергию потоку (насосы, вентиляторы, компрессоры), под их полным полезным напором будем понимать во всех случаях величину

$$H = H_p + H_k = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g},$$

где  $p_2$  и  $p_1$  — конечное и начальное давления, а  $c_2$  и  $c_1$  — соответствующие абсолютные скорости. Для компрессорных машин при  $\gamma \approx \text{const}$  величина  $H_p$  отождествляется с работой повышения давления (с учетом всасывания и выталкивания)

$$L_p = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\gamma}.$$

### Расчетный режим

Наиболее целесообразной организацией рабочего процесса в паре встречно-вращающихся осевых колес, передающих энергию потоку, считаем такую [5], когда при одинаковых окружных скоростях

этих колес  $|u'| = |u''|$  обеспечивается осевой выход со второго колеса при осевом входе на первое. При одинаковом теоретическом напоре каждого из колес

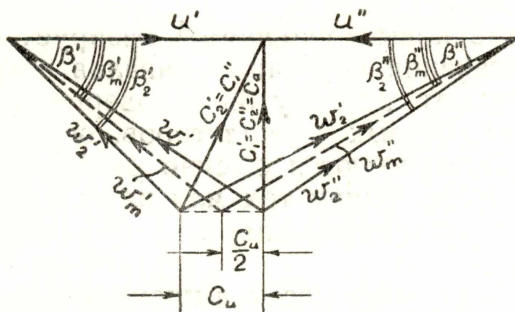


Рис. 1. Треугольники скоростей пары встречно-вращающихся осевых колес на расчетном режиме.

$$H'_t = H''_t = \frac{1}{g} u c_u \quad (1)$$

в этом случае одинаковыми должны быть и изменения окружных составляющих абсолютных скоростей

$$\Delta c'_u = \Delta c''_u = c_u,$$

а совмещенные треугольники скоростей для данного кольцевого элемента пары колес будут соответствовать схеме рис. 1, где, как и ниже,  $c$ ,  $w$  и  $u$  — абсолютные, относительные и окружные скорости, нижние индексы 1 или 2 отмечают вход или выход, верхние значки ' и '' — первое или второе колесо, а индекс  $t$  относится к векторам средней геометрической скорости. Этот режим и будем считать за расчетный.

Используемая для повышения давления часть полных полезных напоров первого и второго колес на таком расчетном режиме должна определяться как

$$H'_p = \frac{1}{g} c_u \left( u - \frac{c_u}{2} \right) \eta'_{lp}; \quad (2)$$

$$H''_p = \frac{1}{g} c_u \left( u + \frac{c_u}{2} \right) \eta''_{lp}. \quad (3)$$

Величина и направление средних геометрических скоростей при этом определяются из соотношений:

$$\omega'_m = \sqrt{c_a^2 + \left( u - \frac{c_u}{2} \right)^2}; \quad (4)$$

$$\omega''_m = \sqrt{c_a^2 + \left( u + \frac{c_u}{2} \right)^2}; \quad (5)$$

$$\operatorname{tg} \beta'_m = \frac{c_a}{u - \frac{c_u}{2}}; \quad (6)$$

$$\operatorname{tg} \beta''_m = \frac{c_a}{u + \frac{c_u}{2}}, \quad (7)$$

где  $c_a$  — осевая компонента абсолютной скорости, считающаяся в пределах данной ступени неизменной.

### Методика проектировочного расчета

На рассмотренном выше расчетном режиме полный полезный напор, создаваемый парой встречно-вращающихся осевых колес, определяется соответствующим повышением давления

$$H = H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}.$$

Считая, что эта величина в процессе расчета является заданной, для определения расчетного теоретического напора пары колес нужно оценить к. п. д. этой пары. Для предварительной оценки последнего можно принять  $\operatorname{tg} \beta'_m \approx \operatorname{tg} \beta''_m \approx \frac{c_a}{u}$ , что приводит к определению к. п. д. кольцевого элемента пары колес по приближенной формуле

$$\eta_{\text{вс}}^{\text{эл}} = \eta_{lp} = \frac{1 - \nu_p \frac{c_a}{u}}{1 + \nu_p \frac{u}{c_a}}, \quad (8)$$

вытекающей из равенства в этом случае к. п. д. решеток первого и второго колес и к. п. д. всей ступени. Такое допущение, обычно

принимаемое при расчете осевых машин обычного типа, здесь тем более допустимо, так как с увеличением  $\frac{c_u}{u}$  при встречном вращении к. п. д. решетки первого колеса возрастает, а второго — уменьшается, вследствие чего  $\gamma_{l_{66}}^{э.л.}$  изменяется мало. Подсчеты показывают, что ошибка в обычных условиях составляет 0,1 — 0,2 %.

По общепринятым нормативам для машин данного типа оценивается и отношение  $\frac{c_a}{u}$  на внешнем радиусе. На других кольцевых элементах это отношение будет определяться принятым за основу расчета законом изменения по радиусу осевых скоростей (или их постоянством).

Задавшись предполагаемой величиной обратного качества профилей в решетке  $\mu_p$ , можно, таким образом, подсчитать  $\gamma_{l_{66}}^{э.л.}$  и определить расчетный напор пары колес на данном их кольцевом элементе

$$H_t = H_{tp} = H_p : \gamma_{l_{66}}^{э.л.} \quad (9)$$

Пользуясь уравнением (1), по величине  $H_t' = H_t'' = \frac{H_t}{2}$  для каждого кольцевого элемента можно установить необходимые значения величин  $u$  и  $c_u$ , не выходя при этом за допустимые пределы  $u_R$  на внешнем радиусе, и нормальные для машин данного типа значения отношений  $\frac{c_u}{u}$ . Так как при нормальном режиме работы встречно-вращающихся колес  $c_u = c_{u_2}' = c_{u_1}''$ , а  $c_{u_1}' = 0$  и  $c_{u_2}'' = 0$ ,  $u$  и  $c_u$  при известной  $c_a$  полностью определяют расчетные треугольники скоростей на каждом кольцевом элементе.

Последующие связанные с профилированием лопастей расчеты для первого из встречно-вращающихся осевых колес, вход на которое осевой, а выход с закруткой  $c_u$ , проводятся по обычным соотношениям, применяемым при расчете рабочего колеса осевой машины нормального типа. При профилировании же лопастей второго колеса величина и направление средней геометрической скорости должны определяться по уравнениям (5) и (7).

Определив по обычным соотношениям необходимые величины  $C_{yp} \cdot \frac{b}{t}$  для каждого из встречно-вращающихся осевых колес на каждом его кольцевом элементе, можно подобрать соответствующие им решетки профилей, базируясь на экспериментальных материалах. Из соображений о нежелательности одновременного попадания всех лопаток второго колеса в аэродинамические следы от лопаток первого, что приводило бы к неравномерности передаваемого на втором колесе момента, числа лопаток первого и второго колес следует при этом принимать не равными и не кратными друг другу.

#### Работа пары встречно-вращающихся осевых колес на нерасчетных режимах

При поверочном расчете пары встречно-вращающихся осевых колес приходится учитывать возможность их работы и на таких (нерасчетных) режимах, когда осевой вход на первое колесо, естественный

при обычных условиях на любом режиме, не обеспечивает уже осевого выхода со второго колеса. Равенство  $\Delta c'_u$  и  $\Delta c''_u$ , а следовательно, и передаваемой на каждом из колес энергии при этом нарушается.

Повышение давления, создаваемое в потоке при обтекании им вращающейся кольцевой решетки профилей, должно определяться, с одной стороны, уравнением Л. Эйлера, связывающим эту величину с  $u$  и  $\Delta c_u$ , а с другой стороны, — уравнением Н. Е. Жуковского, определяющим ту же величину через осевые составляющие ( $P_u$ ) действующих на обтекаемые профили усилий. Для элементарного кольцевого сечения первого из встречно-вращающихся осевых колес, вход на которое при любых режимах остается осевым, соответствующими уравнениями будут:

$$\Delta p' = \rho \Delta c'_u \left( u - \frac{\Delta c'_u}{2} \right) \eta'_p$$

$$\Delta p' = \rho \frac{b'}{t'} \omega_m'^2 K'_{ap} = \rho \frac{b'}{t'} \left( \frac{u - \frac{\Delta c_u}{2}}{\cos \beta'_m} \right)^2 K'_{ap},$$

где, помимо употреблявшихся выше обозначений,

$\frac{b'}{t'}$  — густота рассматриваемой решетки профилей,

$$K'_{ap} = \frac{d P_a}{\rho \cdot ds \cdot \omega_m'^2} = C_{yp} \cos \beta'_m - C_{xp} \sin \beta'_m \text{ — „коэффициент напора“}$$

решетки, определяющий осевую проекцию действующих на элементарную площадь лопасти ( $ds = b \cdot dl$ ) усилий аналогично тому, как коэффициенты  $C_{yp}$  и  $C_{xp}$  определяют соответственно подъемную силу и лобовое сопротивление.

Приравняв правые части этих уравнений, получим условие, определяющее направление средней геометрической скорости обтекания решетки профилей первого из встречно-вращающихся осевых колес, то есть — связь между величиной угла  $\beta'_m$  и относительным закручиванием потока  $\frac{\Delta c'_u}{u}$ :

$$\frac{\Delta c'_u}{u} \eta'_p = \frac{b'}{t'} \cdot \frac{1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta c'_u}{u}}{\cos^2 \beta'_m} \cdot K'_{ap}. \quad (10)$$

При этом следует учитывать, что  $\eta'_p$  и  $K'_{ap}$  в свою очередь зависят от угла  $\beta'_m$ , определяющего угол атаки и числовые значения коэффициентов  $C_{yp}$  и  $C_{xp}$ .

Угол  $\beta'_m$  определяет и относительную осевую скорость  $\left( \frac{c_a}{u} \right)$ , что при осевом входе соответствует равенству

$$\frac{c_a}{u} = \left( 1 - \frac{1}{2} \frac{\Delta c'_u}{u} \right) \operatorname{tg} \beta'_m.$$

Таким образом, уравнением (10) устанавливается в конечном счете зависимость между осевой скоростью ( $c_a$ ) и закруткой потока ( $\Delta c'_u$ ) на кольцевом элементе первого колеса.

Задача определения условий работы второго из встречно-вращающихся осевых колес на нерасчетных режимах усложняется тем, что направление выхода здесь может быть в общем случае произвольным, а направление входа определяется выходом с первого колеса. В зависимости от режима работы треугольники скоростей, определяю-

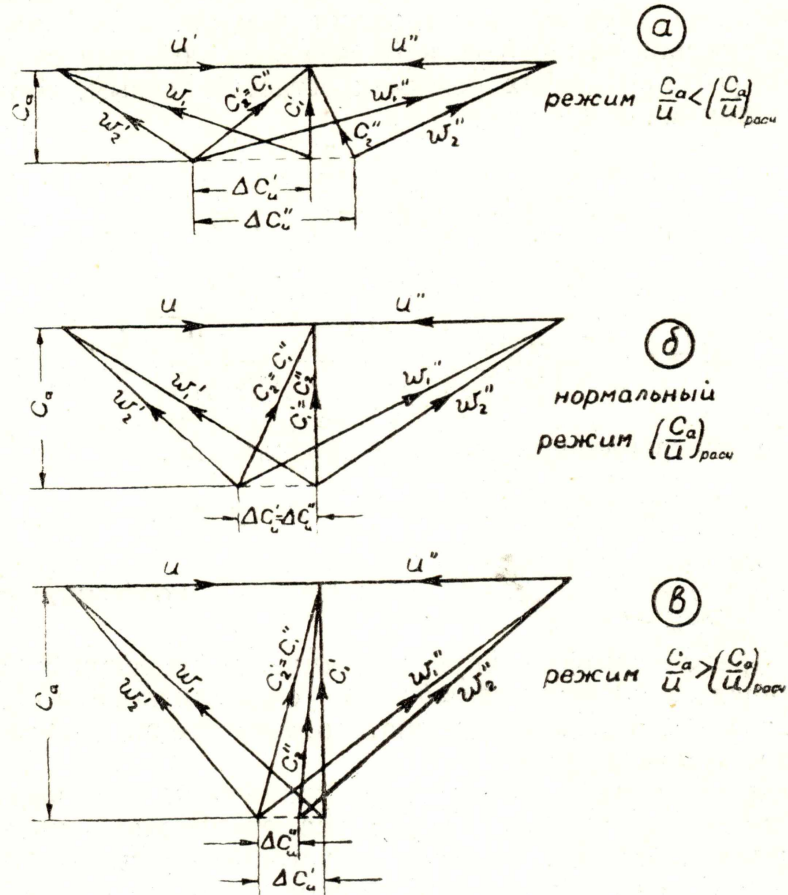


Рис. 2. Треугольники скоростей пары встречно-вращающихся осевых колес на различных режимах.

щие обтекание решеток первого и второго колес при изменении осевой скорости ( $c_a$ ), могут принимать формы  $a$ ,  $b$  и  $в$  (рис. 2). Во всех этих случаях будут, однако, справедливы равенства:

$$\operatorname{tg} \beta_m'' = \frac{c_a}{u + \Delta c'_u - \frac{\Delta c''_u}{2}} ;$$

$$w_m'' = \frac{u + \Delta c'_u - \frac{\Delta c''_u}{2}}{\cos \beta_m''} .$$

В соответствии с этим повышение давления на кольцевом элементе второго из встречно-вращающихся осевых колес при любом режиме должно определяться уравнениями:

$$\Delta p'' = \rho \Delta c_u'' \left( u + \Delta c_u' - \frac{\Delta c_u''}{2} \right) \eta',$$

$$\Delta p'' = \rho \frac{b''}{t''} \left( \frac{u + \Delta c_u' - \frac{\Delta c_u''}{2}}{\cos \beta_m''} \right)^2 \cdot K_{ap}''.$$

Общим условием, определяющим направление средней геометрической скорости при обтекании решетки профилей второго из встречно-вращающихся осевых колес, таким образом, будет:

$$\frac{\Delta c_u''}{u} \cdot \eta_p'' = \frac{b''}{t''} \cdot \frac{1 + \frac{\Delta c_u'}{u} - \frac{\Delta c_u''}{2u}}{\cos^2 \beta_m''} \cdot K_{ap}'' \quad (11)$$

Анализ этого уравнения показывает, что для каждой конкретной пары решеток профилей с уменьшением  $\frac{c_a}{u}$  отношение  $\frac{\Delta c_u''}{u}$  возрастает быстрее, чем  $\frac{\Delta c_u'}{u}$ . Поэтому

в пределах безотрывного обтекания такой пары решеток при больших осевых скоростях  $\Delta c_u'' < \Delta c_u'$ , а при малых  $\Delta c_u'' > \Delta c_u'$ . В определен-

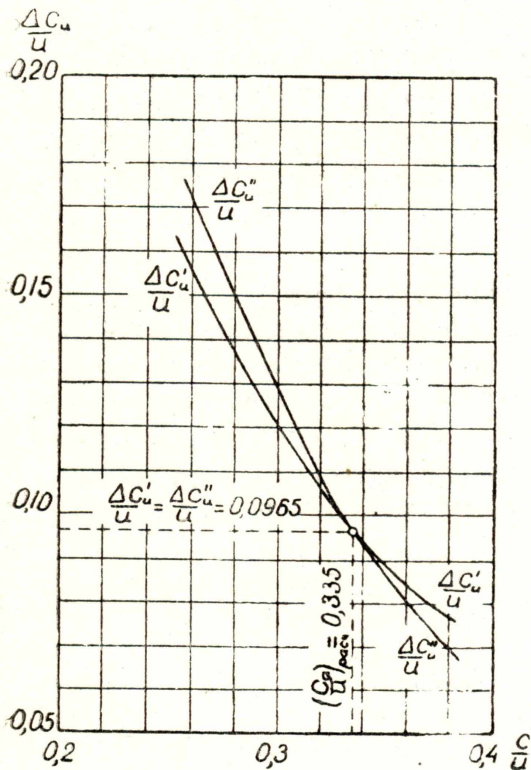


Рис. 3. Пример расчетных зависимостей  $\frac{\Delta c_u''}{u} \left( \frac{c_a}{u} \right)$  и  $\frac{\Delta c_u'}{u} \left( \frac{c_a}{u} \right)$  для кольцевого элемента пары встречно-вращающихся осевых колес.

ных же условиях  $\Delta c_u'' = \Delta c_u'$ , что и соответствует принятому нами за нормальный (расчетный) режиму работы пары колес.

На рис. 3 дается пример изменения отношений  $\frac{\Delta c_u'}{u}$  и  $\frac{\Delta c_u''}{u}$  в зависимости от  $\frac{c_a}{u}$  (или от пропорционального этой величине расхода  $Q$ ) по результатам расчета, а на рис. 4 приводятся кривые изменения мощ-

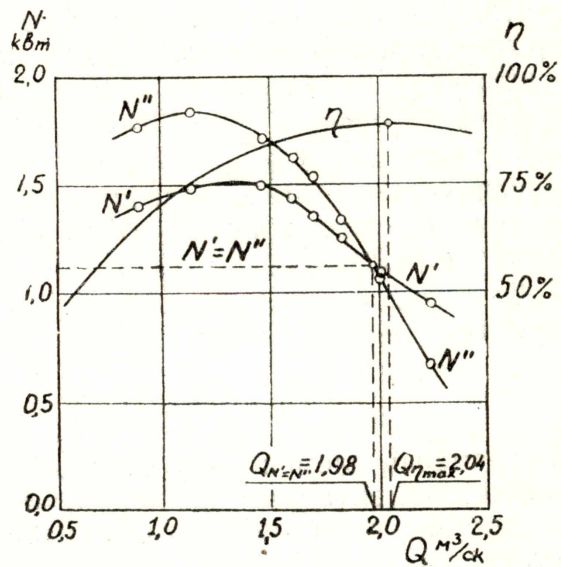


Рис. 4. Мощности I и II встречно-вращающихся осевых колес на различных режимах по опытным данным.

ностей, потребляемых первым и вторым встречно-вращающимися колесами, по опытным данным. Аналогичный характер этих кривых в области безотрывного обтекания и близкое совпадение режимов  $N'' = N'$  и  $\eta_{\max}$  по опытным данным свидетельствует об экспериментальном подтверждении изложенных выше положений.

### Методика поверочного расчета

Уравнения (10) и (11), справедливые на любом режиме работы пары встречно-вращающихся осевых колес (с одинаковыми по величине окружными скоростями), могут быть использованы при их поверочном расчете. Самый расчет приходится проводить методом подбора для отдельных кольцевых элементов рассматриваемой пары колес, геометрия решеток профилей и окружная скорость которых являются заданными.

Расчет по кольцевому элементу первого из колес, вход на которое во всех случаях предполагается осевым, может быть при этом проведен аналогично тому, как это рекомендуется по методике ЦАГИ [2] для поверочного расчета осевых вентиляторов. Задаваясь рядом значений  $\Delta c'_a$ , подбирают для каждого из них такой угол атаки, которому соответствовали бы  $\eta'_p$  и  $K'_{ap} = C'_{yp} \cos \beta'_m - C'_{xp} \sin \beta'_m$ , удовлетворяющие уравнению (10). Этим определяются повышение давления  $\Delta p'$  и соответствующая ему осевая скорость на данном кольцевом

$$\text{элементе } c_a = \left( u - \frac{1}{2} \Delta c'_a \right) \operatorname{tg} \beta'_m.$$

При расчете соответствующего кольцевого элемента второго из встречно-вращающихся колес для каждого из рассматриваемых при расчете первого колеса режимов приходится подбирать такую величину  $\Delta c''_a$ , которая обеспечивала бы значения  $\beta''_m$  (и соответствующего угла атаки),  $\eta''_p$  и  $K''_{ap} = C''_{yp} \cos \beta''_m - C''_{xp} \sin \beta''_m$ , удовлетворяющие уравнению (11). Этим определяется повышение давления на кольцевом элементе второго колеса ( $\Delta p''$ ) при каждом значении известной уже осевой скорости  $c''_a = c'_a = c_a$ .

Для каждого из рассмотренных в процессе расчета кольцевых элементов удастся, таким образом, установить зависимость

$$\Delta p = \Delta p' + \Delta p'' = f(c_a),$$

а по размерам элемента для каждой  $c_a$  можно подсчитать и соответствующий элементарный расход  $\delta Q = c_a \cdot \delta F$ .

Полагая, что в ометаемых лопастями сечениях соблюдается закон постоянства (по радиусу) циркуляции центрального вихря, можно считать, что повышение давления, создаваемое рассчитываемыми осевыми колесами в целом, определяется таковым на крайних элементах их лопастей. Поэтому для определения соответствующего каждому расчетному режиму повышения давления  $\Delta p = \Delta p' + \Delta p''$  достаточно ограничиться проведением описанного выше поверочного расчета лишь для крайних кольцевых элементов пары встречно-вращающихся осевых колес с введением соответствующих поправок на конечную длину лопастей и влияние радиального зазора.

Что же касается определения соответствующих каждому расчетному режиму (и расчетному значению  $\Delta p$ ) расходов, то для этого необходимо знать осевую скорость в каждом из расчетных кольцевых сечений  $\delta F$ . В связи с этим приходится провести для каждого из рас-



смотренных режимов расчеты и для других (кроме крайнего) кольцевых элементов, но эти расчеты можно ограничить лишь первым рабочим колесом.

### Пример поверочного расчета и сопоставление его результатов с данными опыта

В качестве примера проводим поверочный расчет пары осевых колес экспериментальной модели „ВДВ-Э“, результаты которого могут быть сопоставлены с характеристиками этой модели, полученными в результате проведенных с ней опытов.

#### 1. Основные размеры и параметры профилей и решеток

Внутренний диаметр расточки корпуса . . . . .	$D_k = 400$ мм.
Наружный диаметр каждого из рабочих колес . . . . .	$D = 398$ мм.
Диаметр втулок . . . . .	$d = 240$ мм.
Ометаемое сечение . . . . .	$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 0,0792$ м <sup>2</sup> .
Радиальная длина лопастей . . . . .	$l = \frac{1}{2} (D - d) = 79$ мм.
Радиальный зазор . . . . .	$s = \frac{1}{2} (D_k - D) = 1$ мм,
	$\bar{s} = \frac{s}{l} 100 = 1,27$ %.
Рабочее число оборотов каждого из колес . . . . .	$n' = n'' = 3700$ об/мин.
Окружная скорость на крайних элементах . . . . .	$u_R = \frac{\pi D n}{60} = 77,1$ м/сек.

Во всех сечениях лопастей принят английский винтовой профиль с относительной толщиной  $\bar{\delta} = \frac{\delta}{b} = 0,12$ . Число лопастей на первом колесе  $z_1 = 8$ , а на втором  $z_2 = 5$ . Лопасти закрученные. Их геометрия определяется следующим:

Диаметр сечения (мм) . . . . .	240	330	398
	(у втулки)	(средний)	(крайний)
Ширина лопасти I Р. К. $b'$ (мм) . . . . .	68,5	57,5	51,8
Угол установки $\theta'$ (град., мин) . . . . .	33°00'	23°00'	18°20'
Ширина лопасти II Р. К. $b''$ (мм) . . . . .	85,8	79,4	75,6
Угол установки $\theta''$ (град., мин) . . . . .	26°00'	20°00'	16°40'

#### 2. Аэродинамические характеристики профилей и решеток

Для оценки коэффициентов напора одиночных профилей

$$K_a = C_y \cos \beta_m - C_x \sin \beta_m$$

и профильных к. п. д. используем соответствующие кривые  $K_{ap}(\alpha, \beta)$  и  $\eta_{прф}(\alpha, \beta)$ , приводимые в работе К. А. Ушакова [2].

Пользуясь экспериментальным материалом В. И. Богдановского [3] и экстраполируя полученные им кривые, где это необходимо, оцениваем параметры  $\kappa = \frac{dC_{yp}}{d\alpha} : \frac{dC_y}{d\alpha}$  и  $\Delta\alpha_0 = \alpha_{op} - \alpha_0$  для рассматри-

ваемых в дальнейшем решеток профилей. Так, например, было получено.

Для крайних элементов лопастей ( $D = 398$  мм):

- 1) первое раб. колесо . . .  $x = 1,19$ ;  $\Delta \alpha_0 = 0^\circ 35'$ ;
- 2) второе " " . . .  $x = 1,18$ ;  $\Delta \alpha_0 = 0^\circ 42'$ .

Для сечений первого рабочего колеса:

- 3) на диаметре 366,5 мм . . .  $x = 1,20$ ;  $\Delta \alpha_0 = 0^\circ 30'$ ;
- 4) " " 288,5 мм . . .  $x = 1,22$ ;  $\Delta \alpha_0 = 0^\circ 26'$ .

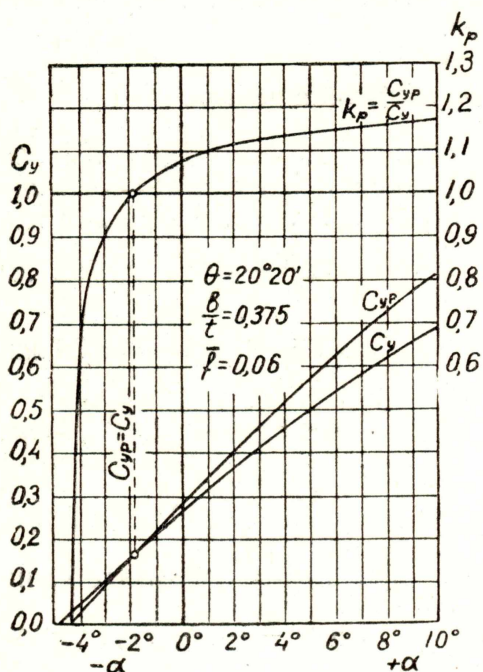


Рис. 5. Пример аэродинамических характеристик одиночного профиля и решетки профилей.

Для каждого случая проводим расчет, подбирая сначала такую величину  $\alpha'$ , при которой выполняется уравнение (10), а затем такое  $\Delta c''_u$ , при котором соблюдается условие (11)<sup>1)</sup>. Ввиду незначительных изменений давления плотность воздуха во всех случаях принята при этом постоянной и равной  $\rho = 0,122 \frac{\text{кг сек}^2}{\text{м}^4}$ . Результаты расчета сводим в таблицу.

#### 4. Подсчет расхода и поправки к расчетной величине повышения давления

Для установления вероятного закона изменения осевой составляющей абсолютной скорости по радиусу проводим поверочный расчет, аналогичный таковому на крайних элементах лопастей, и для других сечений, но для тех же расчетных режимов. Как было указано, это достаточно сделать только для первого колеса.

Опуская подробности такого расчета, приводим лишь его конечный результат в виде кривых  $c_a(r)$  для каждого расчетного режима, представленных на рис. 6.

<sup>1)</sup> При некотором навыке такой подбор проводится достаточно быстро — после двух-трех попыток.

Имея зависимость  $C_y(\alpha)$  для одиночного профиля и зная  $x$  и  $\Delta \alpha_0$ , для каждой из рассматриваемых решеток строим кривые  $C_{yr}(\alpha)$  и  $k_p(\alpha)$  подобно тому, как это показано на рис. 5. Для каждой из рассматриваемых в процессе расчета решеток профилей имеется теперь возможность по углу атаки  $\alpha = \theta - \beta_m$  определять  $\eta_{прф}$  и  $K_a$ , а также  $k_p = \frac{C_{yr}}{C_y} \approx \frac{K_{ар}}{K_a}$  и  $K_{ар} = K_a \cdot k_p$ , что и используется в дальнейшем.

#### 3. Поверочный расчет I и II колес на крайних элементах лопастей

Для семи расчетных режимов задаемся изменениями окружных составляющих абсолютной скорости на крайних элементах лопастей первого рабочего колеса  $\Delta c'_{uR} = 5$ ,

6, 7, 8, 9 и 10 м/сек и для каж-

Т а б л и ц а

Режим	I	II	III	IV	V	VI	VII
$\Delta c'_u = \Delta c'_{uR}$ (м/сек)	4	5	6	7	8	9	10
$\alpha'$ — принято (град)	-2°10'	-1°30'	-0°50'	-0°20'	+0°20'	+1°10'	+2°00'
$\beta'_m = \theta' - \beta'_m$ ( " )	20°30'	19°50'	19°10'	18°40'	18°00'	17°10'	16°20'
$\gamma'_{\text{нрф}}$	0,84	0,85	0,87	0,885	0,90	0,915	0,93
$K'_a$	0,137	0,170	0,205	0,228	0,260	0,304	0,345
$\kappa_p$	0,854	0,924	0,951	0,996	1,02	1,03	1,05
$K'_{ap} = K'_a \cdot \kappa_p$	0,117	0,157	0,195	0,225	0,265	0,314	0,363
$\Delta p'_{c_u} = \rho \Delta c'_u \left( u - \frac{\Delta c'_u}{2} \right) \gamma'_{\text{нрф}}$	30,7	39,1	47,3	55,7	64,2	73,2	81,8
$\Delta p'_{\kappa_a} = \rho \frac{b'}{t'} \left( \frac{u - \frac{\Delta c'_u}{2}}{\cos \beta'_m} \right)^2 K'_{ap}$	30,4	39,9	48,5	54,9	63,2	73,4	82,8
$\Delta p' = \frac{1}{2} (\Delta p'_{c_u} + \Delta p'_{\kappa_a})$	30,6	39,5	47,9	55,3	63,7	73,3	82,3
$c_a = \left( u - \frac{\Delta c'_u}{2} \right) \text{tg } \beta'_m$	28,1	26,9	25,8	24,9	23,7	22,4	21,1
$\Delta c''_u$ — принято (м/сек)	3,1	4,6	6,0	7,3	8,5	9,8	11,3
$\beta''_m = \text{arctg } \frac{c_a}{u + \Delta c'_u - \frac{\Delta c''_u}{2}}$	19°27'	18°37'	17°52'	17°10'	16°20'	15°25'	14°30'
$\alpha'' = \theta'' - \beta''_m$	-2°47'	-1°57'	-1°12'	-0°30'	+0°20'	+1°15'	+2°10'
$\gamma''_{\text{нрф}}$	0,810	0,836	0,855	0,870	0,890	0,910	0,925
$K''_a$	0,110	0,152	0,190	0,225	0,265	0,312	0,35
$\kappa_p$	0,864	0,954	1,00	1,04	1,075	1,09	1,10
$K''_{ap} = K''_a \cdot \kappa_p$	0,095	0,145	0,190	0,234	0,285	0,340	0,395
$\Delta p''_{c_u} =$							
$= \rho \Delta c''_u \left( u + \Delta c'_u - \frac{\Delta c''_u}{2} \right) \gamma''_{\text{нрф}}$	24,4	37,5	50,2	62,4	74,7	88,3	104,0
$\Delta p''_{\kappa_a} = \rho \frac{b''}{t''} \left( \frac{u + \Delta c'_u - \frac{\Delta c''_u}{2}}{\cos \beta''_m} \right)^2 K''_{ap}$	24,9	38,0	49,7	61,3	74,7	89,0	103,0
$\Delta p'' = \frac{1}{2} (\Delta p''_{c_u} + \Delta p''_{\kappa_a})$	24,6	37,8	50,0	61,8	74,7	88,6	103,5
$\Delta p = \Delta p' + \Delta p''$ (кг/м²)	55,2	77,3	97,9	117,1	138,4	162,3	185,8

Разбив все ометаемое лопастями сечение на четыре кольца примерно одинаковых площадей со средними диаметрами 382, 348, 309 и 265 мм, для каждого из них на каждом из расчетных режимов с помощью кривых рис. 6 находим  $c_{ai}$  и подсчитываем  $\delta Q_i = c_{ai} \cdot \delta F_i$ , где  $\delta F_i$  — сечение данного кольца. Для каждого из расчетных режимов, таким образом, определяется расход  $Q = \sum \delta Q_i$  машины в целом.

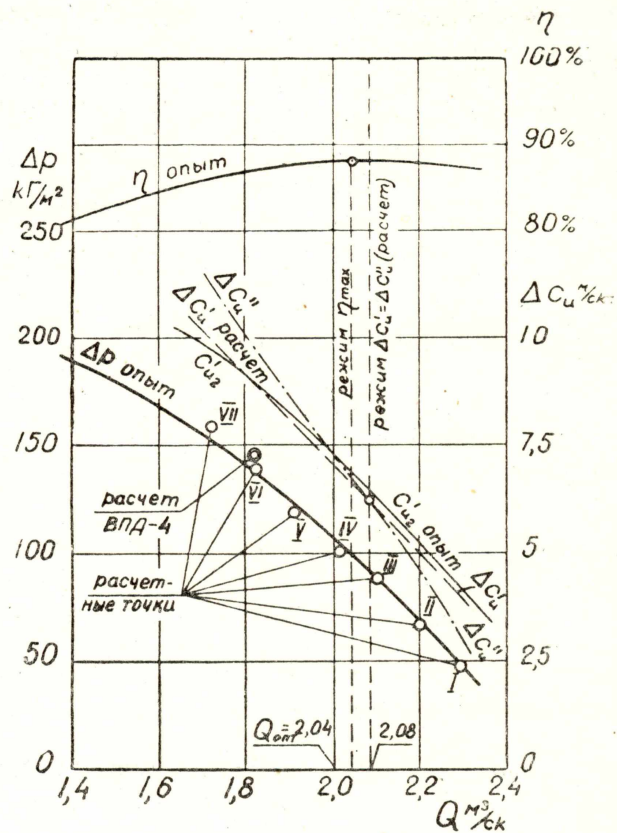
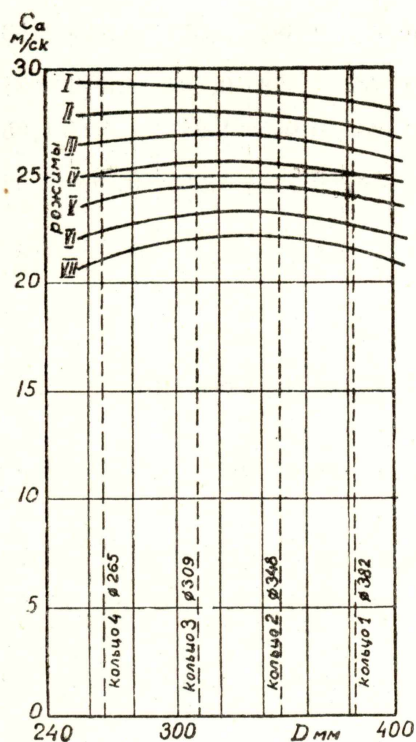


Рис. 6. Изменение осевой скорости по радиусу I Р. К. для расчетных режимов (к примеру поверочного расчета).

Рис. 7. Сопоставление результатов поверочного расчета с экспериментальными данными для пары встречно-вращающихся осевых колес (модель ВДВ-Э).

К подсчитанным для тех же режимов повышениям давления  $\Delta p_{s=0}$  вводим поправки на конечную длину лопастей ( $\kappa_l$ ) и на влияние радиального зазора ( $\kappa_s$ ). Используя соответствующие эмпирические формулы и экспериментальный материал, для рассматриваемого случая ( $l=79$  мм,  $\bar{s}=1,27\%$ ) будем иметь:

$$\Delta p = \Delta p_{s=0} \cdot \kappa_l \cdot \kappa_s = 0,859 \Delta p_{s=0}.$$

В результате таких подсчетов и внесения поправок получаем окончательно:

Режим	I	II	III	IV	V	VI	VII
$Q$ м <sup>3</sup> /сек	2,29	2,20	2,10	2,01	1,91	1,82	1,72
$\Delta p$ кг/м <sup>2</sup>	47,5	66,5	84,0	100,5	119,0	139,5	159,5

Этим определяется расчетная характеристика рассматриваемой пары встречно-вращающихся осевых колес (в пределах, охваченных расчетными режимами) при данном числе оборотов ( $n' = n'' = 3700$  об/мин).

На рис. 7 результаты проведенного расчета сопоставляются с материалом, полученным автором при испытаниях подвергнутой пове-

рочному расчету пары колес. Расчетные точки I—VI хорошо укладываются возле главной экспериментальной характеристики в рабочей ее части. Расчетная зависимость  $\Delta c'_{u2}(Q)$  достаточно близко совпадает с кривой  $c'_{u2}(Q)$ , полученной на основе замеров направления потока за первым рабочим колесом (при соответствующей обработке опытных данных в предположении постоянства расходной осевой скорости по радиусу).

Некоторое отклонение вверх от экспериментальных кривых последних (при больших  $\Delta c_u$ ) расчетных точек объясняется, видимо, неполным соответствием используемых в процессе расчета экспериментальных зависимостей В. И. Богдановского применявшимся решеткам профилей (экспериментальный материал В. И. Богдановского приходилось экстраполировать), а также и тем обстоятельством, что принятый при обработке опытных данных по направлению скоростей закон  $c_a = \text{const}$  не выполняется в действительности, особенно заметно именно при режимах больших  $\Delta c_u$  (как это видно по рис 6).

Правильность положенных в основу расчетов предположений о сущности процесса обтекания пары встречно-вращающихся осевых колес на нерасчетных режимах подтверждается и достаточно близким совпадением (по расходу) расчетного режима  $\Delta c''_u = \Delta c'_u$ , обеспечивающего выход без потерь закручивания, с экспериментально установленным режимом максимального к. п. д.

Вполне удовлетворительное в целом совпадение результатов порочного расчета с опытными данными убеждает в применимости и изложенной выше методики основного (проектировочного) расчета встречно-вращающихся осевых колес, так как последняя базируется на тех же теоретических основах, расчетных соотношениях и используемом экспериментальном материале.

В применимости предложенной методики проектировочного расчета и профилирования лопастей встречно-вращающихся осевых колес убеждают и следующие обстоятельства. Рабочие колеса экспериментальной модели ВДВ-Э полностью соответствуют таковым по проекту турбовентиляторного агрегата ВПД-4, аэродинамический расчет вентиляторной части которого был в свое время проведен автором в основном по той же методике проектировочного расчета, которая описана выше. Расчетными параметрами вентилятора ВПД-4 были:  $Q = 140 \text{ м}^3/\text{мин} = 2,33 \text{ м}^3/\text{сек}$  и  $\Delta p = 240 \text{ кг/м}^2$  при числе оборотов каждого из встречно-вращающихся колес  $n = 4750 \text{ об/мин}$ . При рабочем числе оборотов модели ВДВ-Э  $n = 3750 \text{ об/мин}$  по законам подобия этому соответствуют  $Q = 1,815 \text{ м}^3/\text{сек}$  и  $\Delta p = 146 \text{ кг/м}^2$  (см. соответствующую точку на рис. 7), по экспериментальной же характеристике при  $Q = 1,815 \text{ м}^3/\text{сек}$  было получено  $\Delta p = 140 \text{ кг/м}^2$ . Некоторое расхождение здесь объясняется недостаточно точным учетом взаимного влияния лопастей при первоначальном расчете вентиляторной части агрегата ВПД-4.

### Особенности расчета гидравлических машин

Рекомендуемый здесь метод расчета с использованием результатов продувки профилей в виде зависимостей  $C_y(\alpha)$  и  $C_x(\alpha)$  не позволяет установить распределение давления по поверхности лопасти. При расчете же гидравлических машин последнее важно для установления их кавитационных свойств. Поэтому для гидравлических машин необходимо проводить дополнительную проверку спрофилированных по вышеизложенной методике лопастей рабочих колес на кавитацию.

Из двух встречно-вращающихся осевых колес насоса в опасных (в отношении кавитации) условиях будет находиться, очевидно, первое, так как давление в потоке, вступающем на второе колесо, будет уже повышенным. Поэтому и проверке на кавитацию подлежит только первое колесо осевого насоса встречного вращения, условия работы которого по принятой нами схеме (осевой вход) ничем не отличаются от таковых для рабочего колеса осевого насоса обычного типа.

Здесь может быть использован метод, предложенный В. С. Квятковским для расчета на кавитацию лопастей пропеллерной гидротурбины при их профилировании по методу подъемных сил, уточненному внесением поправок на взаимное влияние [4]. Метод этот базируется на использовании соотношения

$$\frac{P_{\min} - P_{\text{кип}}}{\gamma} = H(\sigma_y - \sigma_p), \quad (16)$$

в котором

$$\sigma_y = \frac{H_a - H_{\text{кип}} - H_s}{H} \text{ — кавитационный коэффициент установки, а}$$

$\sigma_p$  — кавитационный коэффициент решетки профилей, определяемый через параметры решетки, и коэффициент минимального давления профиля в решетке  $\alpha_{p\min}$ ;

$P_{\min}$  — минимальное давление на поверхности лопасти в решетке

$P_{\text{кип}}$  и  $H_{\text{кип}} = \frac{P_{\text{кип}}}{\gamma}$  — давление кипения и напор, ему соответствующий;

$P_a$  и  $H_a = \frac{P_a}{\gamma}$  — давление и напор атмосферного воздуха;

$H$  — полный напор установки;

$H_s$  — высота всасывания.

Эти соотношения, введенные В. С. Квятковским для гидротурбинной установки, целиком будут применимы и к установке насосной если под  $H$  разуместь полный полезный напор насоса.

Условием бескавитационного обтекания лопастей будет, очевидно

$$P_{\min} > P_{\text{кип}}$$

или, согласно (16),

$$\sigma_p < \sigma_y.$$

Для кавитационного коэффициента решетки профилей вертикальной осевой гидротурбины В. С. Квятковский выводит формулу

$$\sigma_p = \alpha_{p\min} \frac{\omega_2^2}{2gH} + \eta_{\text{отв}} \frac{c_2^2}{2gH},$$

где  $\omega_2$  и  $c_2$  — относительная и абсолютная скорости на выходе с решетки рабочего колеса,  $\eta_{\text{отв}}$  — коэффициент отвода, учитывающий все потери энергии при проходе воды от рабочего колеса турбины в нижний бьеф.

Нетрудно показать, что для осевого насоса с горизонтальным валом (рис. 8) кавитационный коэффициент решетки при нулевой скорости подвода ( $c_a^0 = 0$ ) должен быть выражен как

$$\sigma_p = x_{p\min} \cdot \frac{w_1^2}{2gH} + (1 + \xi_{\text{вс}}) \frac{c_1^2}{2gH} + \frac{r}{H}, \quad (17)$$

где  $w_1$  и  $c_1$  — соответствующие скорости при входе на решетку профилей;

$\xi_{\text{вс}}$  — коэффициент сопротивления всасывающей системы;

$r$  — радиус кольцевого сечения лопастей, определяющего рассматриваемую решетку.

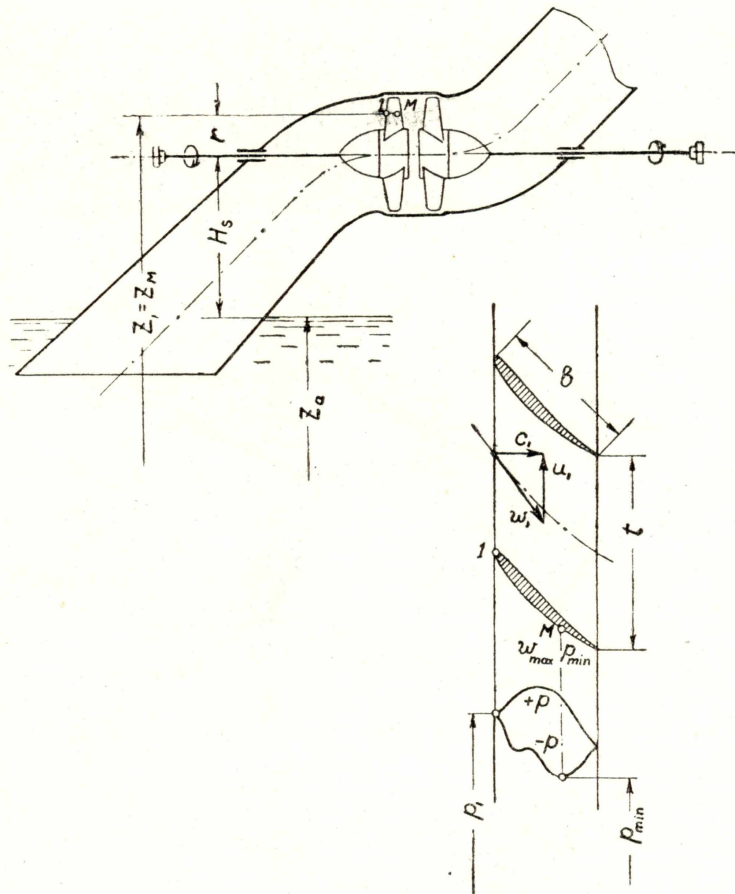


Рис. 8. К определению кавитационного коэффициента насосной установки.

Коэффициент минимального давления профилей в решетке В. С. Квятковский рекомендует определять по коэффициенту минимального давления одиночного профиля

$$x_{\min} = \frac{w_{\max}^2 - w^2}{w^2}$$

( $w_{\max}$  — максимальная скорость на поверхности профиля, а  $w$  — скорость набегающего потока в значительном удалении) и по отношению этих коэффициентов  $\frac{x_{p\min}}{x_{\min}}$ . Последнее устанавливается с помощью спе-

специальных графиков, построенных на основе экспериментальных исследований гидротурбинных решеток.

Числовые значения коэффициентов минимального давления одиночных профилей могут быть установлены на основе проведенных в ВИГМ специальных исследований. Для оценки же отношения  $\frac{x_{p_{min}}}{x_{min}}$

для диффузорных решеток насосов необходимо располагать соответствующим экспериментальным материалом, который, видимо, и будет получен в ближайшее время в научных учреждениях СССР.

### О расчете встречно-вращающихся осевых колес машин-двигателей

Для пары встречно-вращающихся осевых колес машины-двигателя принципиально могут быть применены те же методы и приемы расчета, которые были рассмотрены выше для машин, передающих энергию потоку. При этом следует, однако, учитывать некоторые изменения в условиях работы рассматриваемой пары колес и в применимых к ней расчетных соотношениях, вытекающие из специфики рассматриваемого случая.

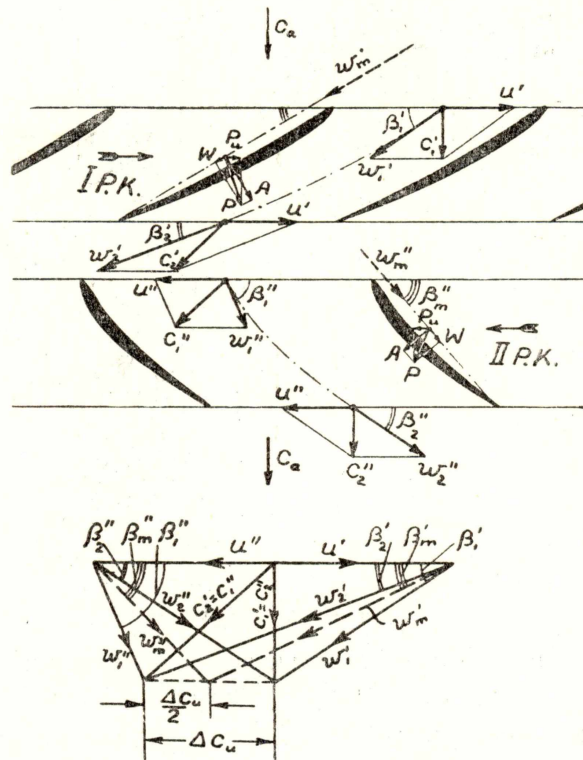


Рис. 9. Схема обтекания и треугольники скоростей пары встречно-вращающихся осевых колес машины-двигателя при осевом входе и осевом выходе.

Не повторяя подробностей и деталей расчета, остановимся лишь на этих специфических особенностях. Будем при этом считать, что пара колес машины-двигателя на расчетном режиме имеет также осевой подвод к первому колесу и осевой выход со второго (рис. 9). Работа по такой схеме при одинаковых числах оборотов каждого из колес приводит к равенству используемых на этих колесах напоров.



Так как в данном случае  $\beta'_m < \beta''_m$ , к. п. д. решетки первого колеса будет меньше, чем второго ( $\eta'_p < \eta''_p$ ), а гидравлический ( $\eta_{Г'}^{\partial \lambda}$ ) к. п. д. соответствующего кольцевого элемента пары колес должен быть больше, чем  $\eta'_p$  и меньше, чем  $\eta''_p$ .

Принимая в процессе расчета упрощающую замену  $\operatorname{tg} \beta_m \approx \frac{c_a}{u}$ ,

и в этом случае можно считать, что  $\eta'_p \approx \eta''_p \approx \eta_{Г'}^{\partial \lambda}$ .

Тогда, оценив  $\eta_{Г'}^{\partial \lambda}$  пары соответствующих элементарных решеток, по общему располагаемому напору, находим расчетный напор каждой из этих решеток

$$H'_{расч} = H''_{расч} = \frac{1}{2} H \eta_{Г'}^{\partial \lambda}. \quad (18)$$

Разбив весь протекающий через турбину поток на отдельные элементарные турбинки с кольцевым сечением, устанавливаем средний радиус каждого из этих сечений и соответствующую ему окружную скорость. Из уравнения  $gH'_{расч} = u \cdot c_u$  находим  $c_u$ , что позволяет построить треугольники скоростей для решеток первого и второго встречно-вращающихся колес данной элементарной турбинки согласно схеме рис. 9.

Рассмотренные здесь положения обеспечивают возможность проведения как проектировочных, так и поверочных расчетов встречно-вращающихся осевых колес машин всех интересующих нас типов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ушаков К. А. Аэродинамический расчет осевого вентилятора. Труды ЦАГИ, вып. № 277, 1936.
2. Ушаков К. А., Поликовский В. И., Невельсон М. И., Татаринцов М. П. Рудничные вентиляторные установки. ГОНТИ, 1938.
3. Богдановский В. И. Опытное исследование влияния гидродинамической решетки в колесе осевого насоса. Отчет по теме ВИГМ (рукопись), 1951.
4. Квятковский В. С. Рабочий процесс осевой гидротурбины. Труды ВИГМ, вып. XIV, 1951.
5. Соколов Ю. Н. Об осевых машинах со встречным вращением рабочих колес. Известия Томского политехнического института, том 80, 1955.