

энергообмен между потоком и лопастными колесами машины может быть выражен величиной полного напора, воспринимаемого или отдаваемого потоком: ¹⁾

- а) для насосов, вентиляторов и воздуходувок... $H = H_2 - H_1$;
 б) для двигателей $H = H_1 - H_2$.

Как известно из теории лопастных машин, этот энергообмен определяется угловой скоростью элемента лопасти (ω) и изменением циркуляции ($\Delta\Gamma$) по контурам рабочего колеса, причем в теоретическом случае (при отсутствии гидравлических сопротивлений в машине) он может быть выражен соотношением:

$$H_t = \frac{\omega}{g} \frac{\Delta\Gamma}{2\pi},$$

где $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение сил тяжести.

При допущении равенства векторов абсолютных (c) скоростей во всех точках циркуляционных контуров (струйная теория) для осевых машин это приводит к уравнению:

$$H_t = \frac{1}{g} u \Delta c_u,$$

в котором u — окружная скорость рассматриваемого элемента лопасти, а Δc_u — изменение окружной составляющей абсолютной скорости соответствующей струйки. Обозначая эти составляющие абсолютных скоростей при входе на рабочее колесо и при выходе с него соответственно как c_{u1} и c_{u2} , будем иметь:

- а) для насосов, вентиляторов и воздуходувок..... $\Delta c_u = c_{u2} - c_{u1}$;
 б) для двигателей $\Delta c_u = c_{u1} - c_{u2}$.

Эти общеизвестные соотношения, приведенные здесь в обобщенной (для насосов и для двигателей) форме, наглядно показывают, что передача энергии на рабочем колесе осевой машины любого типа возможна лишь при изменении окружных составляющих абсолютных скоростей входа и выхода, то есть при закручивании или раскручивании рабочим колесом осевого типа проходящего через него потока.

В одноступенчатых машинах это возможно:

1) либо за счет закручивания выходного потока, если входящий поток (как это в большинстве случаев и принимают) будет строго осевым, то есть когда $c_{u1} = 0$ и абсолютная скорость входа (c_1) совпадает с осевой (c_a) составляющей средней скорости потока $c_1 = c_a$, а $c_{u1} = 0$ и $\Delta c_u = c_{u2}$;

2) либо за счет принудительной закрутки входящего потока при строго осевом выходе, когда $c_2 = c_a$ и $\Delta c_u = c_{u1}$;

3) либо, наконец, в смешанном случае, когда $c_{u1} \neq 0$ и $c_{u2} \neq 0$.

В первом случае за счет c_{u2} возрастает энергия выходящего потока, что снижает коэффициент полезного действия (к. п. д.) как насоса и вентилятора, так и двигателя. Бесполезно теряемую энергию закрутки можно частично использовать, применяя за рабочим колесом спрямляющий (выправляющий) аппарат, но, как известно, потеря значительной части энергии при этом все же неизбежна.

Во втором случае необходима принудительная закрутка входящего на рабочее колесо потока, то есть применение направляющего аппарата и, следовательно, неизбежны связанные с этим потери.

¹⁾ Здесь и ниже (в целях унификации понятия „напор“ для газовых и для жидкостных машин) напором мы называем величину, измеряемую в метрах столба жидкости (газа) или в единицах удельной энергии (кг.м/кг), и именно эту величину обозначаем символом H . Обычно же называемую в теории вентиляторов напором величину $p_2 - p_1 + \rho/2 (c_2^2 - c_1^2)$ (кг.м^2) будем называть полным повышением давления и обозначать как Δp .

Третий случай, как очевидно, также связан с аналогичными по происхождению потерями.

Увеличение передаваемого на рабочем колесе напора во всех этих случаях требует увеличения закрутки потока и влечет за собой соответствующее увеличение указанных выше потерь.

В двухступенчатых машинах с осевым входом на первое рабочее колесо будем иметь для передаваемого на этом колесе напора:

$$H'_t = \frac{1}{g} u' c'_{u2}.$$

Если при этом поток, выходящий с первого рабочего колеса с абсолютной скоростью $c'_2 = \sqrt{c_a^2 + c'u^2_2}$, направить на второе колесо, вращающееся в ту же сторону, как и первое, передача энергии на втором колесе в одинаковом с первым направлении (от колеса к потоку в насосах и вентиляторах или от потока к колесу—в двигателях) будет возможна лишь при условиях:

а) когда поток, проходя через второе колесо, станет еще более закрученным в прежнем направлении;

б) когда между первым и вторым колесами будет поставлен промежуточный—спрямляющий направляющий аппарат, раскручивающий поток перед его входом на второе колесо.

Первое очевидно нецелесообразно, так как повлечет за собой увеличенные потери, связанные с закруткой выходящего с машины потока, а второе является обычной схемой двухступенчатых машин, в которых так же, как и в одноступенчатых, неизбежны потери хотя бы части энергии закрутки выходящего потока, потери тем большие, чем больше передаваемая на втором колесе энергия

$$H_t'' = \frac{1}{g} u'' c''_{u2}.$$

Кроме того, в таких двухступенчатых машинах неизбежны потери, связанные с гидравлическими сопротивлениями и в промежуточном направляющем аппарате.

Передача энергии двумя осевыми колесами, последовательно проходимыми потоком жидкости или газа, без закрутки этого потока на выходе и без применения промежуточного направляющего аппарата становится возможной при вращении этих колес в противоположных направлениях. Передача энергии на первом колесе может быть в этом случае обеспечена за счет окружной составляющей выходной скорости $c_{u'2}$, а так как последняя направлена навстречу окружной скорости второго колеса, становится возможным получить и здесь передачу энергии в нужном направлении за счет наличия соответствующей разницы в окружных составляющих абсолютных скоростей входа и выхода даже и в том случае, когда выход со второго колеса будет осевым.

Принципиальным преимуществом осевых машин со встречным направлением вращения рабочих колес является, таким образом, возможность передачи энергии без потерь, связанных с закручиванием потока, неизбежных в одноступенчатых или в двухступенчатых обычного типа машинах.

Принципиальная схема осевой двухступенчатой машины со встречным вращением рабочих колес не является новой: возможность ее осуществления высказывалась за последнее десятилетие неоднократно. Так, например, Лайнемом и Хэйвсом [2] в 1946 г. опубликована статья о встречно-вращающихся осевых колесах вентиляторов, в которой приводятся схемы таких машин и даются сравнительные характеристики, подтверждающие целе-

сообразность их применения. Характеристики эти получены, к сожалению, лишь расчетным путем и не являются результатом испытаний выполненных в натуре вентиляторов данного типа. В иностранных журналах за последние годы встречаются однако предложения о поставке таких вентиляторов¹⁾).

Известно применение встречного вращения авиационных пропеллеров и лопаточных венцов турбокомпрессорных агрегатов при реактивных авиационных двигателях.

Рассматривая теоретически рабочий процесс в ступени осевого компрессора, М. Г. Дубинский [1] указывает на возможность применения пары решеток, движущихся в противоположных направлениях и признает целесообразность такой схемы в определенных условиях. М. А. Каспаров предлагает применять встречное вращение рабочих колес в пропеллерных гидротурбинах, называя такие машины соосными. В современной литературе имеются и другие указания о возможности и целесообразности применения встречного вращения рабочих колес осевых машин.

Нельзя однако сказать, что вопрос о встречном вращении рабочих колес в осевых машинах достаточно разработан, нет достаточной ясности даже в самой постановке вопроса о целесообразности применения таких машин и этим, видимо, объясняется то обстоятельство, что встречное вращение рабочих колес осевых машин не нашло еще широкого применения в современной технике. Широкое применение таких машин затрудняется также и некоторыми конструктивными трудностями, возникающими в связи с необходимостью соединения независимых валов каждого из встречно-вращающихся осевых колес с источниками или приемниками энергии.

Такие затруднения однако легко могут быть преодолены в некоторых специальных случаях. Так, например, не может составлять затруднений соединение с двигателем встречно-вращающихся осевых колес в вентиляторах, когда электромоторы могут быть встроены во втулках-обтекателях. Встречное вращение рабочих колес осевого вентилятора оказывается конструктивно удобным и в том специальном случае, когда источником энергии является газовая или паровая турбина, лопаточные венцы которой могут быть расположены на ободе, охватывающем лопасти осевых колес вентиляторной части агрегата. Такая же конструктивная компоновка в некоторых случаях может быть применена и к турбонасосным и турбовоздуходувным агрегатам и т. п.

Турбовентиляторный агрегат, скомпонованный по вышеуказанной схеме с двумя встречно-вращающимися осевыми колесами, был предложен и спроектирован в 1951 году группой работников Томского политехнического института и Томского электромеханического завода „Главуглемаш“ при непосредственном участии автора и под общим руководством профессора В. Т. Юринского. В настоящее время под руководством автора проводятся работы по исследованию элементов этого агрегата и по его производственному освоению в качестве шахтного вентилятора частичного проветривания с пневматическим турбинным приводом.

Применение осевых машин со встречным вращением рабочих колес является, таким образом, целесообразным не только с изложенных выше принципиальных позиций, но в ряде конкретных случаев—и по конструктивно-технологическим соображениям. Освоение этих машин требует разработки их теории, конкретизации методов расчета и установления наиболее удачных конструктивных типов.

Ниже приводятся некоторые первичные результаты работы автора в этих направлениях.

¹⁾ Английская фирма „Вудс“ (Колчестер) и др.

2. Возможные схемы передачи энергии

Исходя из конструктивно-технологических соображений, два встречно-вращающихся осевых колеса желательно было бы иметь симметричными по расположению и профилям их лопастей. Это требует равенства углов установки лопастей ($\theta' = \theta''$) первого и второго колес, а при одинаковых углах атаки будет, очевидно, необходимым и равенство углов (β) между относительными (w) и окружными (u) скоростями—углов соответствующих треугольников скоростей.

Такая симметричная схема построения треугольников скоростей входа и выхода для первого и для второго встречно-вращающихся осевых колес машины, передающей энергию потоку жидкости или газа, может быть осуществлена как это представлено на рис. 2, где, как и далее, все

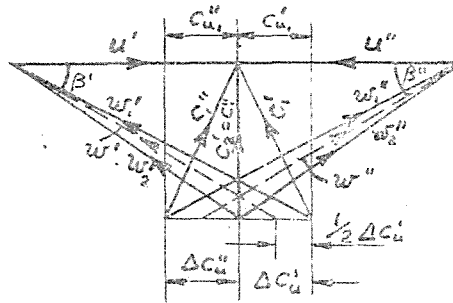


Рис. 2. Совмещенные треугольники скоростей пары встречно-вращающихся колес с направляющим и спрямляющим аппаратами (вариант I)

величины, относящиеся к первому колесу, отмечены одним верхним значком, а ко второму—двумя, нижние же индексы соответствуют входному (1) или выходному (2) треугольникам скоростей. Как очевидно, передача энергии парой встречно-вращающихся осевых колес по этой схеме возможна лишь при условиях:

- а) подвода к первому колесу уже закрученного на Δc_u^1 потока;
- б) выхода потока с первого колеса и входа его на второе без закрутки;
- в) выхода со второго колеса также с закруткой.

Величина передаваемой на каждом из колес по этой схеме энергии будет не велика; она определяется только закруткой потока, подводимого к первому колесу и закруткой потока, выходящего со второго.

Зеркально-симметричную схему треугольников скоростей и соответствующих им решеток профилей для пары встречно-вращающихся осевых колес можно однако осуществить и используя закрутку потока на выходе с первого колеса для дополнительной передачи энергии как на первом, так и на втором колесах. Совмещенные треугольники скоростей для этого случая представлены на рис. 3, а схема передачи энергии—на рис. 4.

Как в первом, так и во втором рассмотренных случаях симметричность профилей лопастей первого и второго колес осевой машины покупается ценой необходимости закрутить подводимый к ней поток и раскрутить покидающий второе колесо поток (чтобы использовать созданную им энергию закрутки), то есть—ценой необходимости применять направляющие и спрямляющие аппараты. Этим теряется (см. выше) основное преимущество встречного вращения рабочих колес осевой машины. Так как иные условия передачи энергии парой встречно-вращающихся осевых колес при наличии симметрии в профилях их лопастей и равенства окружных ско-

ростей представить не удастся, приходится отказаться от выполнения условия симметричности.

При несимметричной схеме передачу энергии парой встречно-вращающихся с одинаковыми скоростями осевых колёс становится

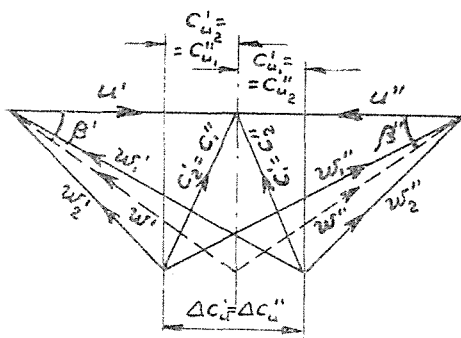


Рис. 3. Совмещенные треугольники скоростей пары встречно-вращающихся колёс направляющим и спрямляющим аппаратами (вариант II)

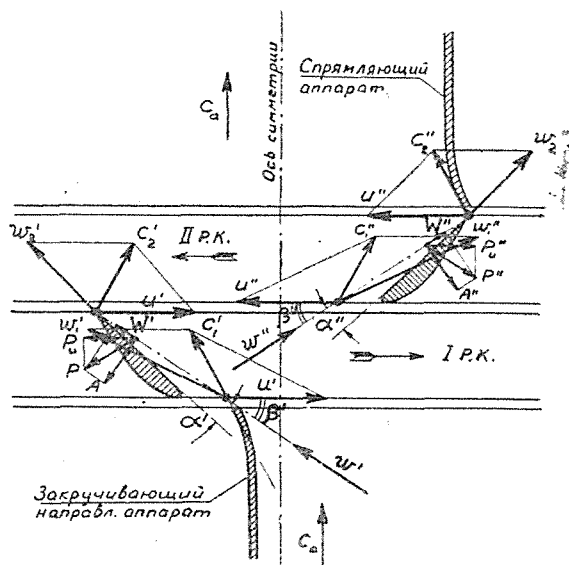


Рис. 4. Зеркально-симметричная схема передачи энергии парой встречно-вращающихся осевых колёс

возможным осуществить без направляющих или спрямляющих аппаратов и при осевом входе на первое колесо, совмещаемом с осевым же выходом со второго. Схема передачи энергии в этом случае с нанесением планов скоростей и усилий на лопастях двух встречно-движущихся решеток профилей (также для случая передачи энергии к потоку) дается на рис. 5, а совмещенные треугольники скоростей—на рис. 6. Первое колесо в этом

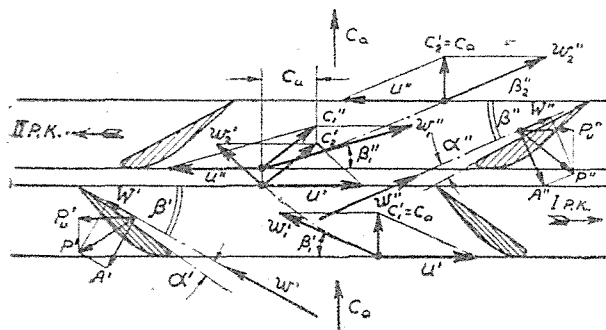


Рис. 5. Схема передачи энергии парой встречно-вращающихся осевых колёс при осевом входе и осевом выходе.

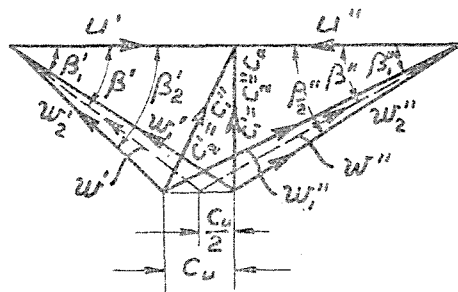


Рис. 6. Совмещенные треугольники скоростей пары встречно-вращающихся колёс при осевом входе и осевом выходе

случае передает энергию за счет закрутки потока на выходе. Величина создаваемого им теоретического напора будет определяться его окружной скоростью и окружной составляющей абсолютной скорости на выходе:

$$H'_t = \frac{1}{g} u' c_{u'2}. \quad (1)$$

Так как второе колесо вращается навстречу закрутке, создаваемой первым, то, принимая направление последней за положительное, окружную скорость во второй ступени (второе колесо) следует учитывать с обратным знаком. Поэтому развиваемый вторым колесом теоретический напор должен быть в данном случае выражен как

$$H''_t = -\frac{1}{g} u'' (0 - c_{u''1}) = \frac{1}{g} u'' c_{u''1} \quad (2)$$

и, следовательно, передача энергии на втором колесе обеспечивается в том же направлении, что и на первом, но за счет закрутки **входящего** на это второе колесо (выходящего с первого) потока.

При одинаковых изменениях окружных составляющих абсолютных скоростей в первом и во втором колесах

$$\Delta c'_{u'} = c_{u'2} - 0 = \Delta c''_{u''} = 0 - c_{u''1} = -c_{u''1}$$

и одинаковых по величине, но обратных по знаку окружных скоростях этих колес передача энергии единице массы, протекающей через кольцевой элемент ометаемого лопастями сечения, будет также одинаковой: $H'_t = H''_t$. Для такого именно случая, являющегося, очевидно, наиболее естественным и целесообразным, и построены схемы, представленные на рис. 5 и 6.

Для пары встречно-вращающихся осевых колес машины-двигателя должны быть изменены направления вращения и передачи энергии (теперь от потока к лопастям); принципиальные же схемы передачи энергии и треугольников скоростей по существу остаются теми же, что были рассмотрены выше.

Схема передачи энергии и построения треугольников скоростей по рис. 5 и 6, как позволяющая полностью использовать отмеченные выше преимущества осевых машин со встречным вращением рабочих колес, должна быть признана наиболее целесообразной и положена в основу расчета и проектирования таких машин.

Следует при этом отметить, что углы треугольников скоростей первой и второй ступеней здесь не могут быть одинаковыми. Это приводит и к неодинаковым углам установки лопастей первого и второго рабочих колес. Так, по нашим схемам

$$\beta'' < \beta' \text{ и } \theta'' < \theta'.$$

Это не позволяет унифицировать технологию изготовления каждого из пары встречно-вращающихся колес какой-либо конкретной машины (пользоваться для изготовления их лопастей одинаковыми моделями или одинаковыми штампами). Производственная значимость этого обстоятельства, однако, не так существенна ввиду определяемой иными условиями целесообразности иметь неодинаковое число лопастей этих колес, а следовательно, — и неодинаковые их профили.

3. Особенности расчета

Общепринятый метод расчета осевых лопастных машин и подбора профилей сечений их лопастей, базирующийся на уравнениях Эйлера и Жу-

ковского¹⁾, может быть применен и к расчету пары встречно-вращающихся осевых колес, работающих по предлагаемой (согласно рис. 5 и 6) схеме. Расчет первого колеса, вход на которое, как это принимают и для машин обычного типа, остается осевым, ничем не должен отличаться от общепринятого; при расчете же второго колеса необходимо учитывать специфику, определяемую тем обстоятельством, что в случае передачи энергии потоку напор здесь создается за счет окружной составляющей абсолютной скорости не на выходе, как это обычно бывает, а при входе.

Теоретический напор второго колеса, как это было показано выше, определяется уравнением (2). Из рассмотрения треугольников скоростей этого второго колеса (рис. 6) следует, что величина средней скорости относительного обтекания его лопастей (w'') и угол (β''), под которым она направлена, определяются выражениями:

$$w'' = \sqrt{c_a^2 + \left(u'' + \frac{\Delta c''_u}{2}\right)^2}; \quad (3)$$

$$\operatorname{tg} \beta'' = \frac{c_a}{u'' + \frac{\Delta c''_u}{2}}, \quad (4)$$

то есть вместо обычной разницы $u - \frac{\Delta c_u}{2}$ теперь приходится пользоваться суммой тех же величин.

Величины теоретических напоров первого и второго встречно-вращающихся осевых колес, определяемые по выражениям (1) и (2), должны, очевидно, включать энергию, передаваемую потоку на этих колесах,

$$H' = \left(\frac{p'_2}{\gamma} + \frac{c_a^2}{2g} + \frac{c'^2_{u2}}{2g}\right) - \left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_a^2}{2g}\right) = \frac{p'_2 - p_1}{\gamma} + \frac{c'^2_{u2}}{2g}; \quad (5)$$

$$H'' = \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_a^2}{2g}\right) - \left(\frac{p''_1}{\gamma} + \frac{c_a^2}{2g} + \frac{c''^2_{u1}}{2g}\right) = \frac{p_2 - p''_1}{\gamma} - \frac{c''^2_{u1}}{2g} \quad (6)$$

и возникающие в них профильные потери $H'_{\text{прф}}$ и $H''_{\text{прф}}$.

Так как потерь, связанных с закруткой потока, в рассматриваемом случае не существует, гидравлические к. п. д. каждого из встречно-вращающихся осевых колес практически становятся профильными:

$$\eta'_{\text{к}} = \frac{H'}{H'_t} = \frac{H'_t - H'_{\text{прф}}}{H'_t} = \eta'_{\text{прф}}; \quad (7)$$

$$\eta''_{\text{к}} = \frac{H''}{H''_t} = \frac{H''_t - H''_{\text{прф}}}{H''_t} = \eta''_{\text{прф}}. \quad (8)$$

Для всей машины с парой встречно-вращающихся осевых колес переданная потоку энергия определяется как

$$H = H' + H'' = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{c'^2_{u2} - c''^2_{u1}}{2g}. \quad (9)$$

¹⁾ Автор полагает, что так называемая струйная теория лопастных машин, базирующаяся на уравнении Л. Эйлера, и вихревая, созданная Н. Е. Жуковским, не исключают, а дополняют одна другую.

В рассматриваемом частном случае, когда $c'_{u2} = c''_{u1} = c_u$,

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}; \quad (10)$$

теоретический же напор всей машины больше полезного только на профильные потери обоих колес $H_{np\phi} = H'_{np\phi} + H''_{np\phi}$, то есть:

$$H_t = H + H_{np\phi}. \quad (11)$$

Таким образом, и для всей машины с парой встречно-вращающихся осевых колес гидравлический к.п.д. оказывается равным профильному

$$\eta_e = \frac{H_t - H_{np\phi}}{H_t} = \eta_{np\phi}, \quad (12)$$

а коэффициент закручивания, понимаемый обычно как

$$\eta_{kp} = \frac{\eta_e}{\eta_{np\phi}} = \frac{H - \frac{c_u^2}{2g}}{H},$$

обращается в единицу.

При этом необходимо учитывать, что при равенстве теоретических напоров (то есть при одинаковой затрате на вращение каждого из пары встречно-вращающихся осевых колес энергии) повышения давления, создаваемые первым и вторым колесами, будут уже отличаться одно от другого на удвоенную величину „давления закрутки“

$\left(\frac{c_u^2}{2g} \gamma \right)$, создаваемого первым колесом. В самом деле, при $H' = H'' = \frac{H}{2}$ из уравнений (5) и (6) следует, что в то время как

$$\Delta p' = p'_2 - p_1 = \frac{H\gamma}{2} - \frac{c_u^2}{2g}\gamma, \quad (13)$$

$$\Delta p'' = p_2 - p_1'' = \frac{H\gamma}{2} + \frac{c_u^2}{2g}\gamma = \Delta p' + 2 \left(\frac{c_u^2}{2g} \gamma \right). \quad (14)$$

При пользовании разработанной ЦАГИ методикой поверочного расчета осевых вентиляторов для второго из пары встречно-вращающихся осевых колес, работающих по схеме рис. 5, должен быть также изменен знак в выражении для создаваемого здесь повышения давления через n и c_u . Полное повышение давления, создаваемое вторым колесом без учета профильных потерь, выражается разницей:

$$\Delta p''_{t \text{ полн}} = \left(p_{2t} + \rho'' \frac{c_a^2}{2} \right) - \left(p_1'' + \rho'' \frac{c_a^2}{2} + \rho'' \frac{c''_{u1}{}^2}{2} \right), \quad (a)$$

где

$p''_{2t} = p_{2t}$ — давление за вторым колесом (и за машиной в целом) в теоретическом случае;

p_1'' — давление перед ним;

ρ'' — средняя на втором колесе плотность;

c_a — осевая скорость;

c''_{u1} — окружная составляющая скорости входа на второе колесо.

В то же время согласно (1)

$$\Delta p''_{t\text{полн}} = H_t'' \gamma'' = \rho'' u c''_{u1}. \quad (6)$$

Из двух последних уравнений (а) и (б) следует, что создаваемая вторым колесом „теоретическая разница статических давлений“ должна быть выражена как

$$\Delta p_t'' = p_{2t}'' - p_1'' = \rho'' c''_{u1} \left(u + \frac{c''_{u1}}{2} \right). \quad (15)$$

Действительное повышение статического давления будет при этом

$$\Delta p'' = p_2 - p_1'' = \gamma''_{\text{проф}} \rho'' c''_{u1} \left(u + \frac{c''_{u1}}{2} \right), \quad (16)$$

где $\gamma''_{\text{проф}}$ — профильный к.п.д. решетки второго колеса. Численное значение последнего в зависимости от углов β'' и α'' может устанавливаться по экспериментальным данным (например, по соответствующим графикам ЦАГИ).

То обстоятельство, что, наряду с уравнениями (15) и (16), для повышения статического давления на первом колесе следует пользоваться выражением обычного вида

$$\Delta p' = p'_2 - p_1 = \gamma'_{\text{проф}} \rho' c'_{u2} \left(u - \frac{c'_{u2}}{2} \right), \quad (17)$$

соответствует вышеприведенному выводу о неравенстве повышений давления, создаваемых работающими по рассматриваемой схеме колесами, наряду с тем, что каждое из них потребляет одинаковую энергию.

Приведенными выше особенностями в основных расчетных соотношениях определяется специфика расчета и подбора профилей осевой машины со встречно-вращающимися рабочими колесами, когда энергия в ней передается к потоку. Для машин-двигателей должно быть учтено обратное направление передачи энергии.

4. Опыт применения в осевом вентиляторе

Рассмотренная выше принципиальная схема наиболее выгодных условий работы пары встречно-вращающихся осевых колес (по рис. 5) и вытекающие из нее особенности в основных расчетных соотношениях автором были использованы при аэродинамическом расчете и профилировании лопастей вентиляторной части спроектированного в содружестве с Томским электромеханическим заводом (ТЭМЗ) турбовентиляторного агрегата (см. выше). Опытный образец этого турбовентиляторного агрегата в 1952 г. был изготовлен и испытывался на заводском стенде ТЭМЗ под руководством автора. Ненормальная работа турбинной части этого агрегата не обеспечила положенного в основу проектирования вентиляторной части равенства чисел оборотов рабочих колес, вследствие чего при упомянутых испытаниях не удалось достигнуть проектных показателей работы и агрегата в целом.

В настоящее время проводится дальнейшая работа по усовершенствованию и производственному освоению этого шахтного вентилятора частичного проветривания с пневматическим турбинным приводом и встречным вращением рабочих колес.

Наряду с этим, автором была поставлена задача исследовать условия работы осевого вентилятора со встречным вращением рабочих колес вне зависимости от их привода. С этой целью был спроектирован и изготовлен специальный экспериментальный образец такого вентилятора с пово-

ротными лопастями „ВДВ-Э“, каждое из рабочих колес которого приводилось от независимых электродвигателей постоянного тока с широкой возможностью регулирования чисел оборотов (до 5000 об/мин.).

Продольный разрез этого экспериментального образца осевого вентилятора со встречным вращением рабочих колес представлен на рис. 7. Ос-

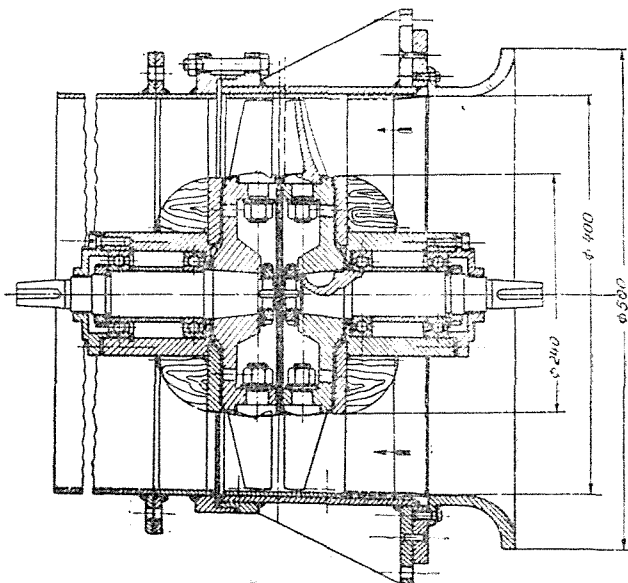


Рис. 7. Экспериментальная модель вентилятора с парой встречно-вращающихся осевых колес ВДВ-Э.

новые размеры его рабочих колес, число и профили лопастей полностью соответствуют вентиляторной части упомянутого выше турбовентиляторного агрегата с пневматическим приводом и выполнены, следовательно, в соответствии с проведенным автором расчетом по предлагаемой в настоящей работе схеме.

Этот экспериментальный образец подвергается детальным исследованиям на специально оборудованном для этой цели в лаборатории Гидравлических и воздуходушных машин ТПИ стенде, представляющем собой камеру с наддувом для испытаний вентиляторов типа ЦАГИ с двумя балансирными машинами постоянного тока, одна из которых расположена за сеткой внутри камеры и соединена с первым колесом исследуемого вентилятора длинным валом, одетым кожухом.

Результаты одной из серий опытов, проведенных автором в этих условиях, при расчетных углах установки лопастей и при числах оборотов встречно-вращающихся рабочих колес экспериментального образца вентилятора $n' = n'' = 3700$ об/мин представлены на рис. 8 в отвлеченных $\left(\bar{H} = \frac{\Delta p}{\rho u^2} ; \bar{Q} = \frac{Q_{сч}}{F u} \right)$ и в абсолютных (Δp мм в ст.; Q м³/мин) величинах напора (общего повышения давления) и расхода. Рассматривая эти результаты, не являющиеся еще предельными по максимально достижимому к. п. д. вентилятора с парой встречно-вращающихся осевых колес ¹⁾,

¹⁾ Опытами установлено, что повышение числа оборотов каждого из исследуемой пары встречно-вращающихся рабочих колес при сохранении их равенства для данных (выбранных по расчету для чисел оборотов каждого из колес 4750) углов установки лопастей увеличивает максимальный к. п. д.; числа же оборотов рабочих колес 3700, к которым относятся характеристики, представленные на рис. 8, здесь были выбраны вне зависимости от стремления обеспечить максимальный к. п. д.

можно констатировать, что к. п. д. в данном случае весьма высок и доходит до наивысших значений, достигнутых при модельных испытаниях наиболее совершенных образцов двухступенчатых осевых вентиляторов вообще. Сравнение же характеристик исследуемого вентилятора со встреч-

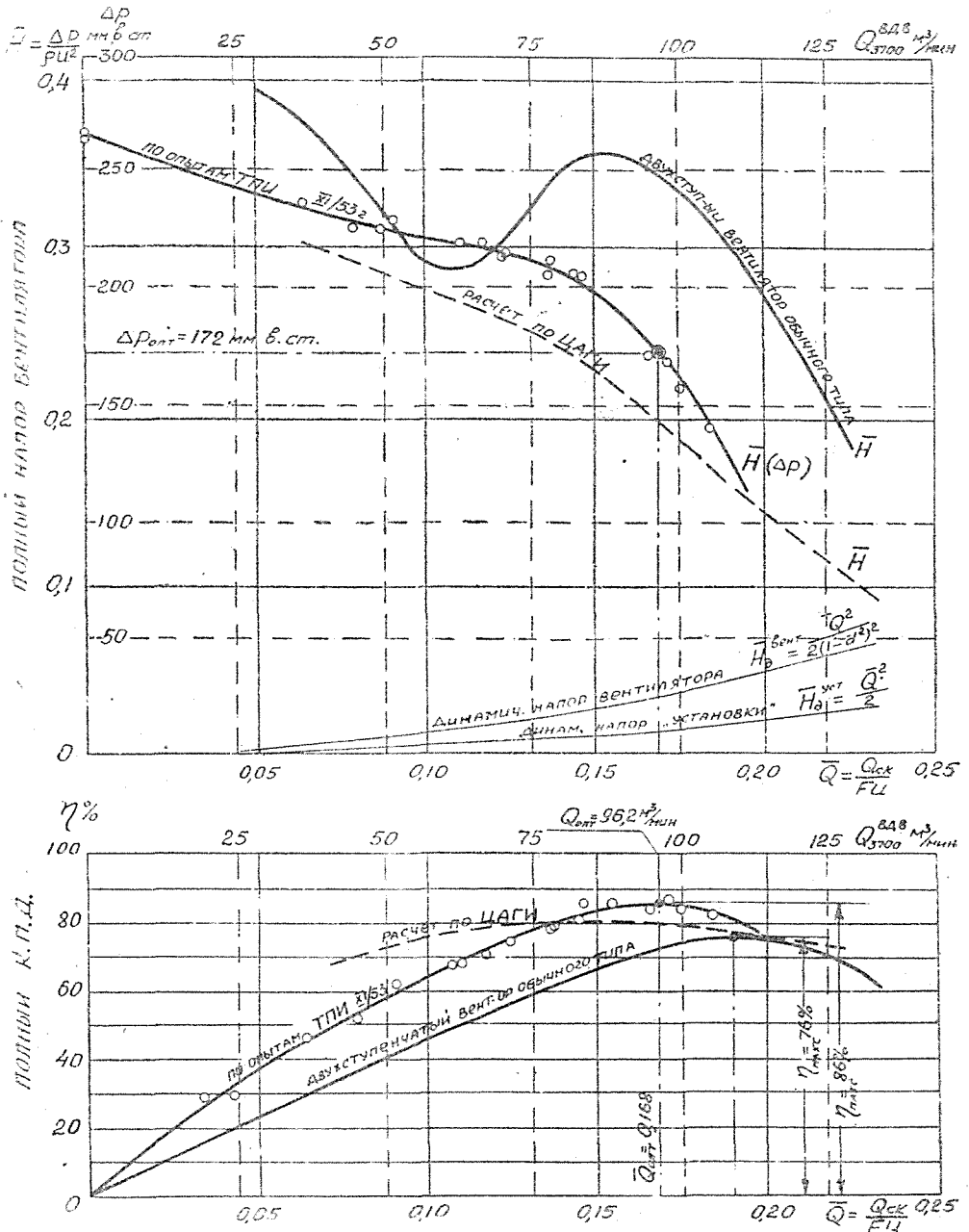


Рис. 8. Экспериментальные характеристики вентилятора со встречным вращением рабочих колес при $u' = u'' = 71,1 \text{ м/сек.}$

но-вращающимися осевыми колесами с такими для двухступенчатого вентилятора обычного типа (рис. 8) при одинаковых окружных скоростях на крайнем элементе лопасти и примерно одинаковых качестве выполне-

ния и радиальных зазорах свидетельствует о значительном повышении общего к. п. д. осевой машины за счет применения встречного вращения рабочих колес. В рассматриваемом случае повышение максимальных значений полного к. п. д. достигает $-\frac{86}{76} - 100 = 113\%$.

Весьма существенным преимуществом осевого вентилятора со встречным вращением рабочих колес является также и то обстоятельство, что его напорная характеристика при достаточно больших углах установки лопастей не имеет характерного для большинства низконапорных вентиляторов провала (рис. 8), весьма нежелательного по условиям эксплуатации. Выправление такого провала возможно и в осевых вентиляторах обычного типа, но оно достигается ценой их некоторого усложнения и снижения к. п. д.

Неприятной особенностью пары встречно-вращающихся в воздушном потоке колес является создание ими характерного свистящего шума. При испытаниях экспериментального образца ВДВ-Э установлено, что интенсивность этого шума сильно возрастает с повышением числа оборотов встречно-вращающихся осевых колес и при окружных скоростях на крайних элементах лопастей порядка 70 м/сек и осевом расстоянии между радиальными кромками лопастей $A = 13-14 \text{ мм}$ достигает $105-106 \text{ дб}$, весьма ощутимо воздействуя на органы слуха.

Борьба с этим шумом возможна, очевидно, за счет увеличения размера A , влияние чего на интенсивность шума и на к. п. д. пары встречно-вращающихся осевых колес подлежит специальным исследованиям, намеченным автором к проведению.

На рис. 8 приведены также расчетные характеристики исследуемой пары встречно-вращающихся осевых колес вентилятора, полученные методом поверочного расчета (см. выше) с использованием опубликованных экспериментальных материалов ЦАГИ на основе указанных выше изменений в расчетных соотношениях для второго колеса. По к. п. д. и по полному напору расчетные показатели оказываются заметно ниже полученных непосредственным экспериментом. Расхождение следует, видимо, отнести за счет несоответствия используемых при расчете экспериментальных данных действительным условиям работы исследуемых решеток, а не за счет неправильности исходных положений и применяемых расчетных соотношений. Вопрос этот подлежит, однако, дальнейшим исследованиям.

Что касается потребляемой каждым из исследуемых встречно-вращающихся осевых колес мощности, то по результатам проведенных на модели ВДВ-Э опытов, следует, что при одинаковых числах оборотов этих колес, выполненных в соответствии с рассматриваемой здесь схемой, каждое из них требует примерно одинаковой мощности, причем она мало изменяется на протяжении рабочей части характеристики вентилятора. Расхождение между мощностями каждого из колес в отдельных опытах доходит до 10% от их суммы.

Изменение числа оборотов любого из пары встречно-вращающихся осевых колес приводит, наоборот, к резкому перераспределению потребляемой каждым из них мощности.

Мощностные характеристики пары встречно-вращающихся осевых колес в целом, таким образом, также подтверждают правильность изложенных выше положений об условиях работы такой пары.

Экспериментальное исследование условий работы пары встречно-вращающихся осевых колес на опытном образце вентилятора ВДВ-Э должно еще быть расширено и будет продолжено автором в направлении изучения влияния углов установки лопастей и чисел оборотов каждого из колес на аэродинамику проходящего через них потока и на конечные ре-

зультаты совершающегося при этом энергообмена. Тем не менее, уже на основе результатов проведенных исследований и представленных на рис. 8 данных, в частности, опыт применения встречного вращения осевых колес в вентиляторах можно с уверенностью признать положительным и раскрывающим широкие перспективы повышения экономичности и эксплуатационных качеств осевых машин разнообразных типов.

Заключение

Приводимые в данной работе:

принципиальные обоснования особенностей и преимуществ осевых машин со встречным вращением рабочих колес;

анализ возможных схем и условий работы пары встречно-вращающихся осевых колес и установление наивыгоднейших;

базирующиеся на такой наивыгоднейшей схеме начальные обоснования теории и методов расчета рассматриваемой пары и, наконец,

результаты первичной экспериментальной проверки этих обоснований теории и методов расчета, —

свидетельствуют об очевидной целесообразности применения машин данного типа во всех тех случаях, когда это не вызывает затруднений, связанных с общей конструктивной компоновкой машины или с условиями ее эксплуатации.

Применение встречного вращения рабочих колес в осевых машинах будет, в частности, целесообразным в ряде типов осевых вентиляторов с приводом от электродвигателей, встроенных во втулках-обтекателях. Замена парой встречно-вращающихся осевых колес двухступенчатого осевого вентилятора в этом случае потребует, разумеется, двух электродвигателей вместо одного, но, поскольку начальная стоимость серийных электродвигателей невелика, а снижение их к. п. д. (с уменьшением мощности каждого) перекрывается с избытком повышением к. п. д. вентиляторной части, экономическая целесообразность такой замены не вызывает сомнений.

Применение двухступенчатых машин со встречным вращением осевых колес в качестве шахтных вентиляторов частичного проветривания тем более целесообразно, что в первоначальный период эксплуатации, когда проветриваемая выработка по глубине еще не велика, можно за счет соответствующего конструктивного оформления вентиляторного агрегата с парой встречно-вращающихся осевых колес обеспечить его временную работу только с одним из колес при соответствующем снижении включенной мощности. Не исключается целесообразность применения встречного вращения осевых колес и в шахтных вентиляторах главного проветривания, но в этом направлении необходимы соответствующие проектно-конструкторские разработки и разрешение, в частности, вопроса о реверсировании потока, создаваемого парой встречно-вращающихся осевых колес.

Осевые вентиляторы со встречным вращением рабочих колес могут найти достаточно широкое применение и в промышленной вентиляции, и в тяго-дутьевых устройствах котельных установок. В применении к дымососным установкам должна, однако, быть также проведена соответствующая конструкторская работа, связанная с необходимостью защиты от запыленных и горячих дымовых газов приводных валов, электродвигателей и подшипниковых узлов, что при необходимости иметь два встречно-вращающиеся колеса создаст определенные осложнения.

Встречное вращение осевых колес уже находит применение в воздуходушных и компрессорных установках специального типа; оно может найти, наконец, определенное применение и в гидравлических машинах — в специальных типах осевых насосов и гидротурбин. Особенно заманчивой

здесь является разработка вопроса об обратимых осевых машинах с парой встречно-вращающихся колес для гидроаккумуляторных установок.

Намеченные здесь пути применения машин со встречно-вращающимися осевыми колесами раскрывают возможности повышения экономичности лопастных машин как передающих энергию от рабочего колеса к потоку, так и двигателей, но продвижение по этим путям требует дальнейших углубленных исследований и конструкторской деятельности. Настоящая работа является лишь первоначальным вкладом автора в это дело.

ЛИТЕРАТУРА

1. Д у б и н с к и й М. Г. Теоретическое исследование осевых компрессоров. Москва, 1947.
2. L i n a m F. G. and H a w e s S. P. Contra-Rotation Flow Fans. „The Engineer“. July 5, 1946.