

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРЫ ВСТРЕЧНО ВРАЩАЮЩИХСЯ ОСЕВЫХ КОЛЕС

Ю. Н. СОКОЛОВ

(Представлена проф. докт. И. Н. Бутаковым)

До последнего времени в отечественной и иностранной литературе опубликовано лишь немного работ об осевых машинах со встречным вращением рабочих колес. В связи с этим в 1953 и 1954 годах автором были поставлены и проведены опыты на специально сконструированной экспериментальной модели с парой встречновращающихся осевых колес („ВДВ-Э“), предназначенной для работы в воздушном потоке. Некоторые первичные результаты этих опытов приводятся в ранее опубликованных работах автора [1] и [2].

Впоследствии автору стало известно о проводившихся в 1951 году в ЦАГИ и оставшихся не опубликованными исследованиях по встречному вращению рабочих колес осевых вентиляторов, а в конце 1953 года Р. Холбеч [4] опубликовал материал, относящийся к вентиляторам со встречным вращением осевых колес канадской фирмы „Вудс“, в котором содержатся и соответствующие экспериментальные данные. Наконец, в 1955 году опубликована работа А. П. Арцыкова [5], содержащая результаты проведенных им экспериментальных исследований на моделях осевых вентиляторов с односторонним и встречным вращением рабочих колес.

Ниже приводятся результаты опытов автора, которые сопоставляются с материалом других упомянутых выше исследований и даются некоторые обобщающие выводы о результатах применения встречного вращення осевых колес.

Задачи и постановка опытов

Задачей проведенных автором опытов ставилось как общее выяснение технической целесообразности применения встречного вращення осевых колес, так и исследование влияния на работу пары таких встречновращающихся колес, некоторых факторов, определяющих их расчетные нормативы. Кроме того, в задачи опытов входили экспериментальная проверка разработанных автором методов расчета осевых машин со встречным вращением рабочих колес [3] и установление экспериментальных характеристик вентиляторной части турбовентиляторного агрегата ВПД - 4, спроектированного в 1952 году при участии автора коллективом работников Томского политехнического института и Томского электромеханического завода.

Экспериментальная модель ВДВ-Э, предназначенная для поставленных в задачу исследований, состояла из двух осевых колес с поворотными лопастями (рис.1), размеры и форма которых при нормальных углах установки лопастей $\theta' = 20^\circ$ и $\theta'' = 23^\circ$ (на среднем диаметре) полностью соответствовали таковым упомянутого выше турбовентиляторного агрегата ВПД-4. Лопасти первого и второго колес были при этом спрофилированы так, что их обращенные друг к другу кромки располагались в диаметральных плоскостях, обеспечивая одинаковое по всей длине лопастей осевое расстояние между ними a_{1-2} (см. схему при диаграмме рис. 5).

Основные размеры рабочих колес модели ВДВ-Э, параметры профилей их лопастей и решеток приводятся в примере поверочного расчета, рассматриваемом в отмеченной выше статье автора [3].

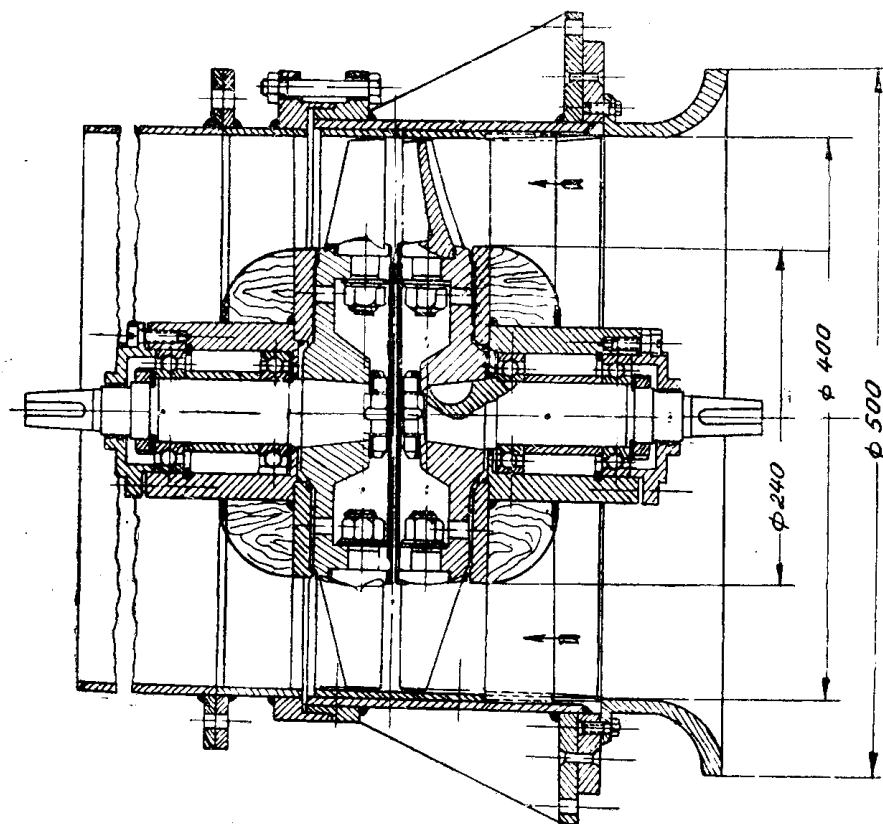


Рис. 1. Экспериментальная модель ВДВ-Э.

Каждое из рабочих колес экспериментальной модели имело независимый привод от электродвигателя постоянного тока с возможностью изменения числа оборотов до 5000 в минуту.

Экспериментальная установка состояла из камеры $\varnothing 1700$ мм с наддувом, обеспечивающей работу исследуемой пары встречно-вращающихся колес в воздушном потоке на всех возможных режимах, вплоть до отрицательных напоров (турбинный режим). Чтобы обеспечить равномерный и незакрученный поток перед и за экспериментальной моделью приводные валы (достаточно длинные) были одеты защитными кожухами, а балансирная машина первого колеса, помещенная внутри камеры, отделялась густой сеткой. Вставные кольца корпуса модели позволяли раздвигать исследуемые колеса, изменяя осевой размер a_{1-2} .

Основными измерениями являлись:

1) создаваемое исследуемой моделью статическое повышение давления — по разрежению в камере $H_{ст}$;

2) расход воздуха, проходящего через модель — по замерам напорной трубкой в протарированном сечении всасывающей трубы Q .

3) моменты M' и M'' , числа оборотов n' и n'' и мощности N' и N'' , передаваемые рабочими колесами по протарированным отклонениям статоров балансирных машин и тахометрам.

Вероятные погрешности этих измерений составляли: по повышению давления — 0,5 %, по расходу — 0,7 %, по моментам на валах, числам оборотов и мощностям — 1,5 %. Это соответствует максимальной вероятной погрешности в определении к. п. д. не свыше 2 %.

Ввиду относительно небольших повышений давления, создаваемых экспериментальной моделью, плотность воздуха в каждом опыте принималась постоянной и одинаковой на всем протяжении исследуемого потока; она оценивалась по замерам барометрического давления, температуры и влажности воздуха в помещении.

Динамический напор, создаваемый парой колес, определялся по расходной скорости за вторым колесом в сечении, стесненном втулкой. Полный напор и полный к. п. д. пары колес, таким образом, оценивались без учета возможных потерь в диффузоре, что и принято для характеристики вентиляторов по методике ЦАГИ.

В некоторых опытах проводились также замер создаваемого установкой шума и определение среднего направления потока между первым и вторым колесами экспериментальной модели на среднем диаметре — миниатюрным цилиндрическим зондом (диаметр ствола 3,8 мм).

Всего было проведено шесть серий опытов:

- 1) с одновременным изменением чисел оборотов обоих колес — **серия n** ,
- 2) с изменением отношения чисел оборотов колес — **серия n''/n'** ,
- 3) с изменением углов установки лопастей рабочих колес — **серия Θ**
- 4) с изменением осевого расстояния между лопастями рабочих колес — **серия a_{1-2}** ,
- 5) с выключением привода одного из колес — **серия B** ,
- 6) с независимой работой каждого колеса — **серия H** .

Результаты опытов автора

Опыты серии n подтвердили применимость обычных законов подобия лопастных машин и к паре встречновращающихся осевых колес, работающих при одинаковых числах оборотов: обработанные в безразмерных параметрах $\bar{H} = \frac{\Delta p}{\rho u^2}$ и $\bar{Q} = \frac{Q}{F u}$ экспериментальные характеристики при числах оборотов обоих колес от 1600 до 4200 в минуту дали совпадающие в пределах точности измерений результаты.

На рис. 2 нанесена напорная характеристика исследуемой пары встречновращающихся колес, полученная в результате осреднения целого ряда*) опытов, проводившихся при $n' = n'' = 3700$ об/мин, и возле нее расположены экспериментальные точки одного из таких (при 3700 об/мин) опытов и одного из опытов при $n' = n'' = 2400$ об/мин. Расположение точек последнего в непосредственной близости основной

*) При $n' = n'' = 3700$ об/мин было проведено несколько основных опытов и по одному контрольному в каждой из последующих серий.

кривой подтверждает отмеченную выше применимость законов подобия.

Представленная на рис. 2 напорная характеристика относится к углам установки лопастей $\theta', \theta'' = 20^\circ, 23^\circ$ и осевому расстоянию между ними $a_{1-2} = 14$ мм. В дальнейшем она принята за основу для сопоставления с результатами опытов при иных значениях этих величин, при выключении одного из колес или при их независимой работе. Характерной особенностью этой напорной характеристики пары встречно-вращающихся осевых колес при умеренных углах установки

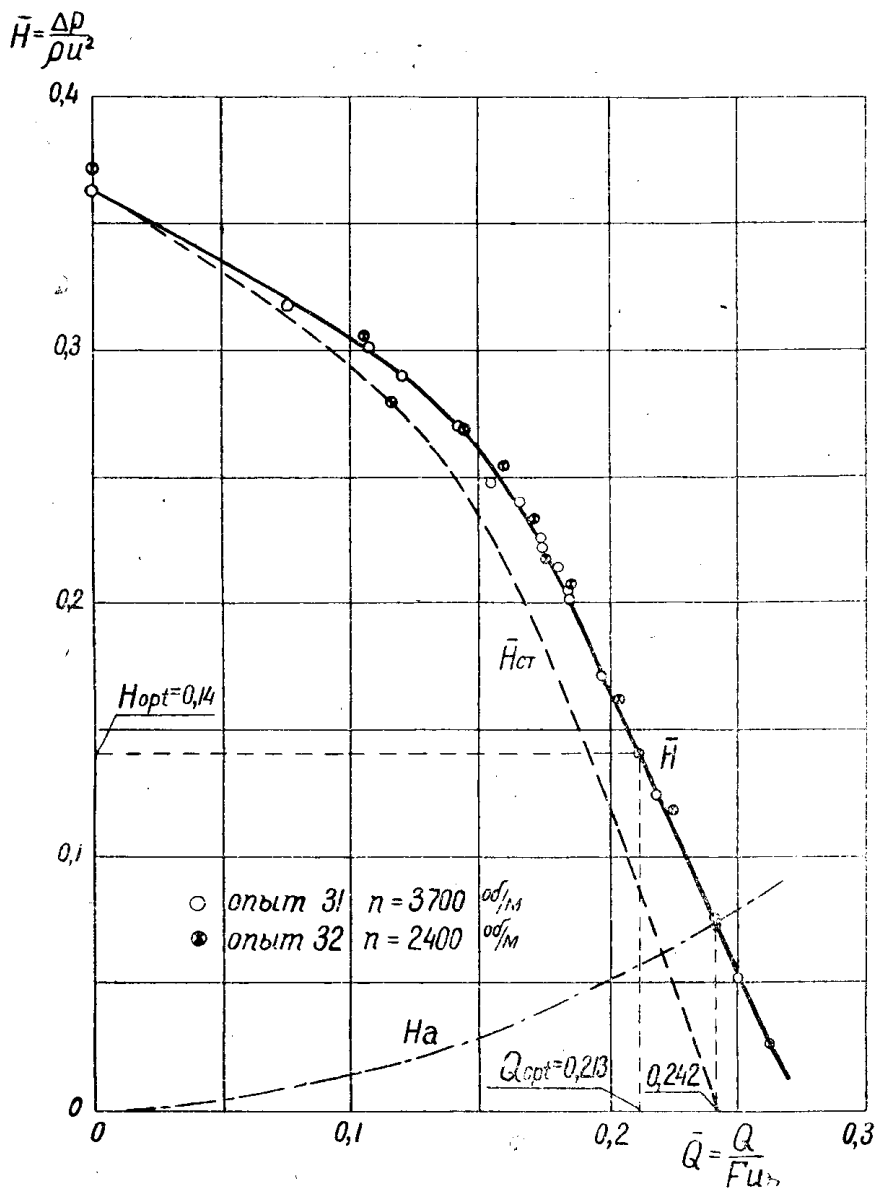


Рис. 2. Напорная характеристика экспериментальной модели ВДВ-Э.

их лопастей является ее плавная форма: без свойственных характеристикам газовых осевых машин обычного типа „седловин“ и „провалов“. Это обстоятельство, подтвержденное целым рядом опытов, является одним из существенных преимуществ встречного вращения, обеспечивающим широкие границы устойчивой работы машин этого типа.

На рис. 3 нанесены кривые изменения полного η и статического $\eta_{ст}$ к. п. д. пары встречновращающихся осевых колес в зависимости от отвлеченного расхода, полученные опять-таки в результате осреднения целого ряда опытов при $n' = n'' = 3700 \text{ об/мин}$ и при тех же значениях Θ' и Θ'' , к которым относится напорная характеристика рис. 2. Для оценки „разбега“ опытных точек возле кривой полного к. п. д. нанесены эти точки, относящиеся к двум независимым опытам, проводившимся в данных условиях. Достигнутый в соответствии с рис. 3 максимальный к. п. д. весьма высок — 88 %, чего не удается получить в соответствующих машинах (двуступенчатых осевых вентиляторах) одностороннего вращения.

Результаты опытов серии n''/n' приведены на рис. 4. Вследствие неодинаковых чисел оборотов каждого из рабочих колес в этой серии опытов, обработка их результатов в безразмерных параметрах

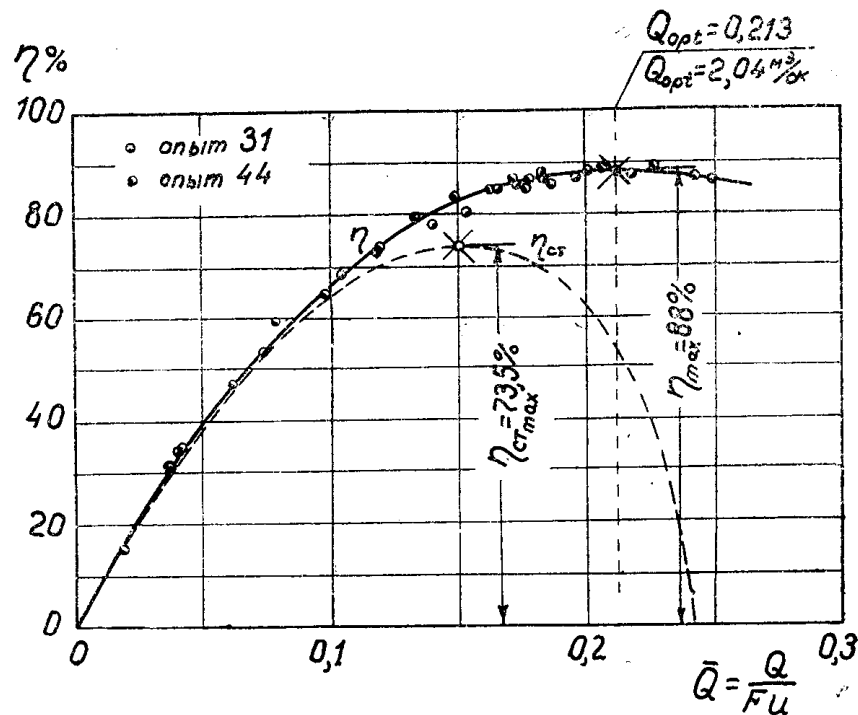


Рис. 3. К. п. д. экспериментальной модели ВДВ-Э.

не была бы показательной. Поэтому на рис. 4 приводятся соответствующие кривые по абсолютным значениям измеряемых величин.

Число оборотов первого колеса во всех опытах этой серии поддерживалось постоянным ($n' = 3700 = \text{const.}$), а число оборотов второго изменялось в пределах отношений n''/n' от 0,7 до 1,15. Как показывают соответствующие кривые, увеличение числа оборотов второго колеса значительно повышает общий напор, создаваемый парой колес, и приводит к резкому перераспределению потребляемых каждым из колес мощностей (N' и N'').

Наибольшие значения к. п. д. пары колес обеспечиваются при нормальных условиях их работы, то есть при $n'' = n'$. Оптимальный режим в этом случае (точка c на напорной характеристике) практически соответствует равенству потребляемых каждым из колес мощностей (точка K). При увеличении n''/n' оптимальный режим смещается в сторону больших расходов (точки d и d'), но максимальные к. п. д. пары колес уменьшаются при отступлении от $n''/n' = 1$

как в ту, так и в другую стороны. Все это находится в соответствии с тем, что исследуемая пара встречно-вращающихся осевых колес экспериментальной модели была спроектирована, исходя из условий ее нормальной работы при одинаковых числах оборотов этих колес и одинаковом их полном теоретическом напоре.

При всех последующих опытах (серии Θ , $a_{1,2}$, B и H) числа оборотов обоих колес поддерживались одинаковыми и равными 3700 об/мин.

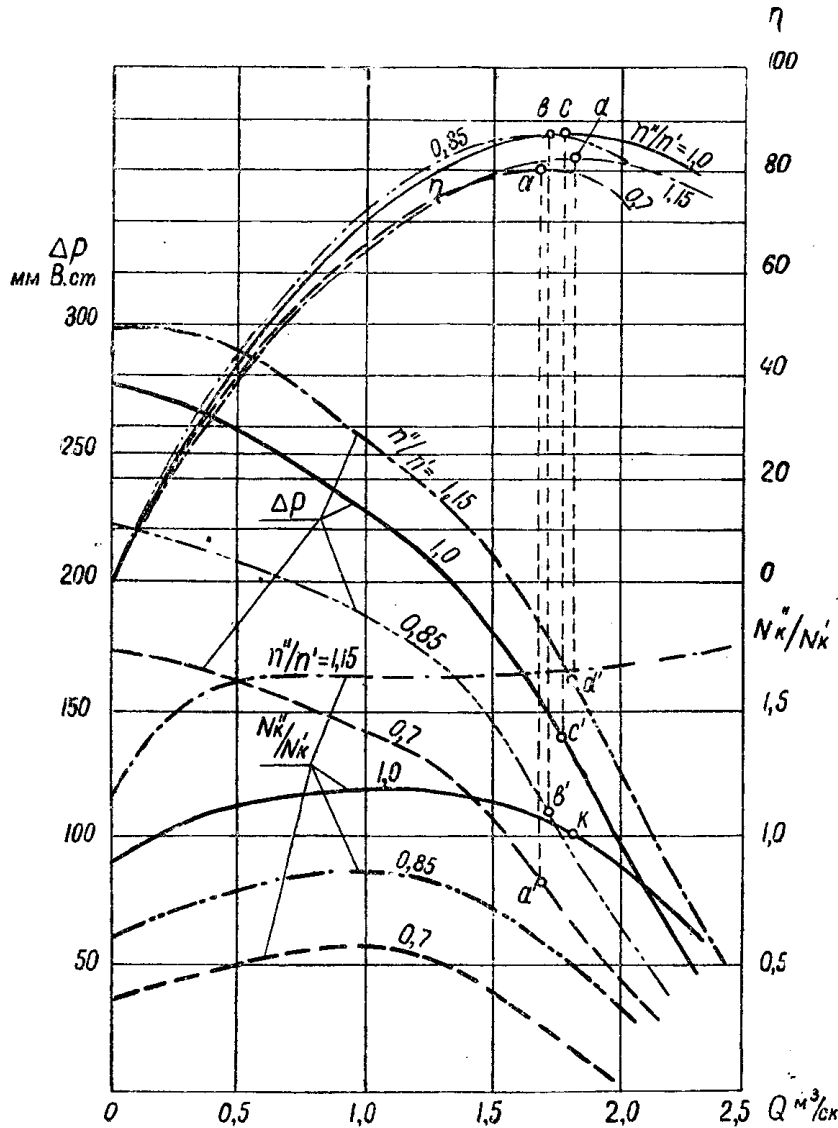


Рис. 4. Влияние отношения чисел оборотов первого и второго встречно-вращающихся колес на их характеристики.

Опыты серии Θ проводились лишь при расчетных углах установки лопастей и при увеличении их на $+3^\circ$ ^{*}. На рис. 5 приведены соответствующие безразмерные характеристики. Как уже указывалось выше, в соответствии с условиями проектирования экспериментальной модели ВДВ-Э расчетные углы установки лопастей были небольшими: $\theta' = 23^\circ$ и $\theta'' = 20^\circ$ на среднем диаметре. Оптимальному режиму при этом соответствуют и небольшие значения отвлеченного напора ($\bar{H} =$

^{*}) В широком диапазоне изменения углов установки лопастей опыты с парой встречно-вращающихся колес проводились в свое время в ЦАГИ.

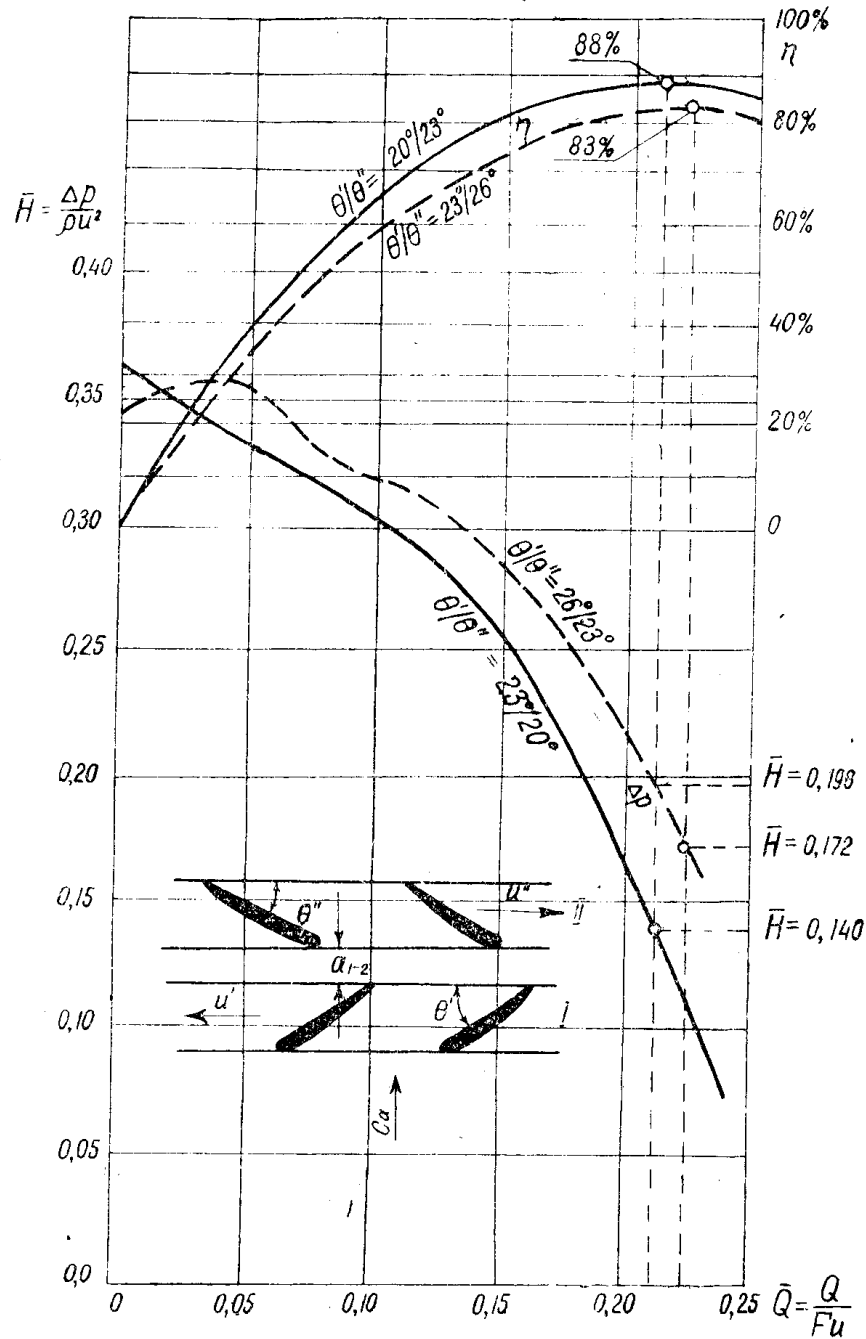


Рис. 5. Влияние изменения углов лопастей пары встречно вращающихся колес на их характеристики.

$$= \frac{\Delta p}{\rho u^2} = 0,140) \text{ и отвлеченного расхода } \left(\bar{Q} = \frac{Q}{Fu} = 0,213 \right).$$

Напорная характеристика пары колес при повышенных углах установки лопастей ($\Theta'/\Theta'' = 26/23^\circ$) проходит, как и следовало ожидать, значительно выше. Оптимальные значения \bar{H} и \bar{Q} здесь соответственно 0,172 и 0,225, но при этом в левой части характеристики появляются уже признаки неустойчивой работы. К. п. д. при этих нерасчетных для данной пары колес условиях заметно снижается, но все же остается еще достаточно высоким.

Опыты серии a_{1-2} были поставлены с целью установления оптимальной величины осевого размера (a_{1-2}) между лопастями встречно-вращающихся осевых колес. Увеличение этого размера до известного предела могло улучшать условия работы второго колеса, обеспечивая выравнивание потока, равномерность которого нарушается прохождением через решетку лопастей первого колеса. Однако трение о стенки в зазоре между колесами должно раскручивать поток, выходящий с первого колеса, что влечет за собой потерю части энергии закрутки.

На рис. 6 представлены результаты соответствующих опытов при осевом размере a_{1-2} в 14, 50, 70 и 113 мм. При раздвижке колес зазор между ними сохранялся „закрытым“: он заполнялся вращающимся вместе с первым колесом приставным кольцом K (см. схему при рис. 6). Рассмотрение соответствующих кривых показывает, что напорная характеристика пары встречновращающихся осевых колес в исследованных пределах размера a_{1-2} изменяется незначительно; в рабочей ее части кривые, соответствующие различным значениям a_{1-2} , практически совпадают, а их искривления в области малых расходов не являются закономерными и носят, видимо, случайный характер.

Что же касается к. п. д., то соответствующие кривые также сходятся достаточно близко. Все же может быть отмечена некоторая тенденция повышения максимального к. п. д. при увеличении a_{1-2} до 50—70 мм (что в данном случае соответствует примерно однократной длине хорды профиля лопастей первого колеса на среднем диаметре) и понижения его при дальнейшем увеличении размера a_{1-2} .

Размер a_{1-2} в значительной мере определяет собой шумовую характеристику пары встречно-вращающихся осевых колес при работе их в воздушном потоке. При $a_{1-2} = 14$ мм и числе оборотов $n' = n'' = 3700$ об/мин, что соответствует окружной скорости на крайних элементах лопастей $u_R = 77,1$ м/сек, интенсивность шума, создаваемого моделью ВДВ-Э при ее установке в стальной камере (играющей роль резонатора), достигала 105—106 дБ, причем шум этот имел высокую тональность и носил свистящий характер, весьма неприятно воздействуя на органы слуха. Звуковое давление несколько снижалось с увеличением размера a_{1-2} свыше 50 мм, падая до 102—103 дБ при $a_{1-2} = 70$ —113 мм. Весьма существенным является, однако, то обстоятельство, что при увеличении a_{1-2} заметно понижаются частотные характеристики шума: пара встречновращающихся осевых колес при $a_{1-2} = 50$ мм создает уже шум низкого тона, физиологическое воздействие которого менее ощутимо.

На рис. 7 представлена шумовая характеристика исследуемой пары встречновращающихся осевых колес при их работе в воздушном потоке с осевым размером $a_{1-2} = 70$ мм. Здесь же отдельной точкой отмечено звуковое давление при $a_{1-2} = 14$ мм и $n' = n'' = 3700$ об/мин.

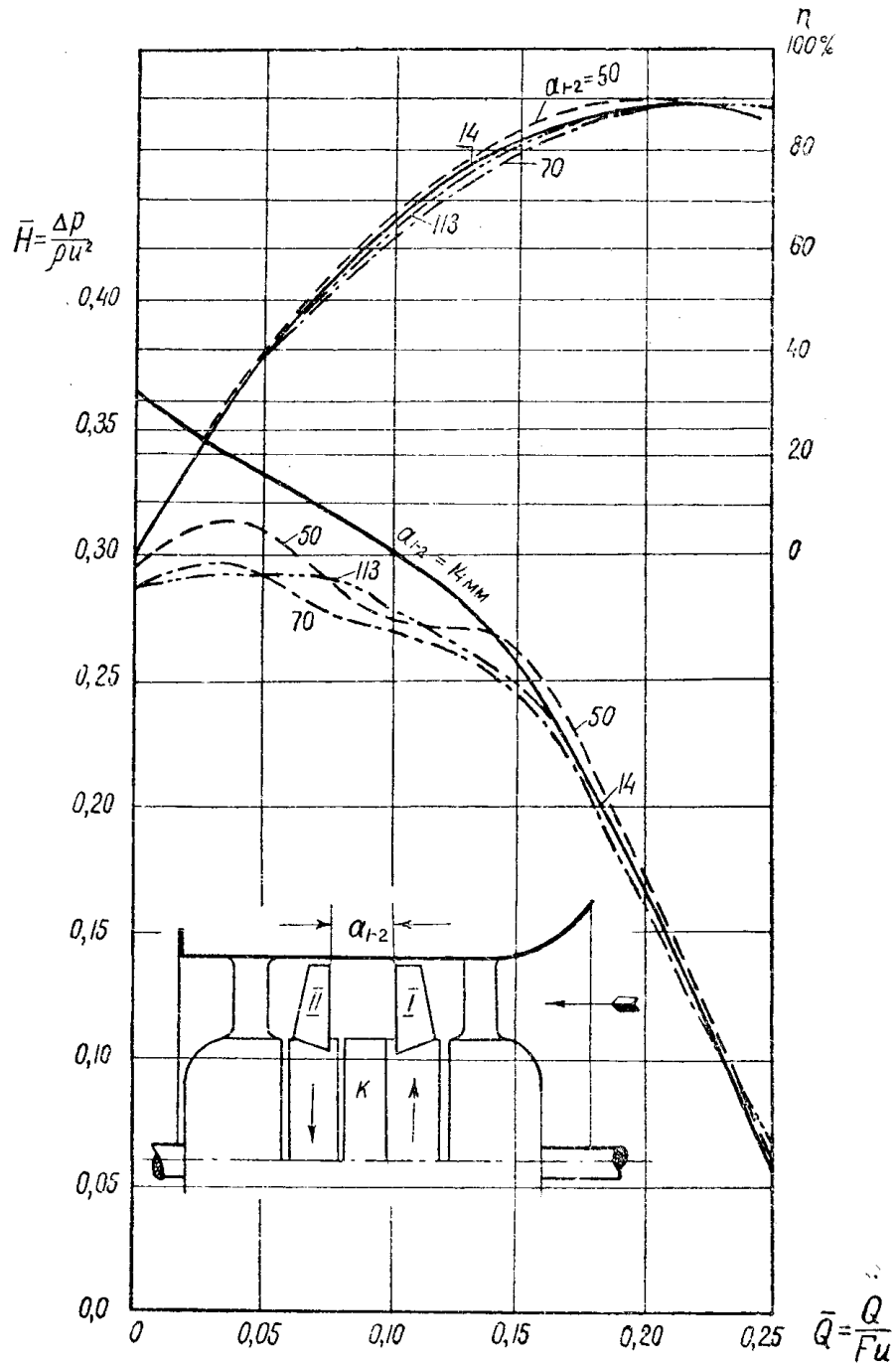


Рис. 6. Влияние осевого расстояния между парой встречнорвращающихся осевых колес на их характеристики.

Микрофон шумомера устанавливался на расстоянии 1300 мм от центра встречно-вращающихся колес (см. схему при рис. 7).

На основе опытов с изменением зазора между встречно-вращающимися в воздушном потоке осевыми колесами можно, таким образом, рекомендовать устанавливать этот зазор не меньшим длины хорды профилей на среднем диаметре, что обеспечивает наилучшие к. п. д. и более благоприятные шумовые характеристики.

Опыты серии В проводились с целью выяснения возможностей регулирования производительности машины путем выключения привода одного из встречно-вращающихся колес. Колесо с выключен-

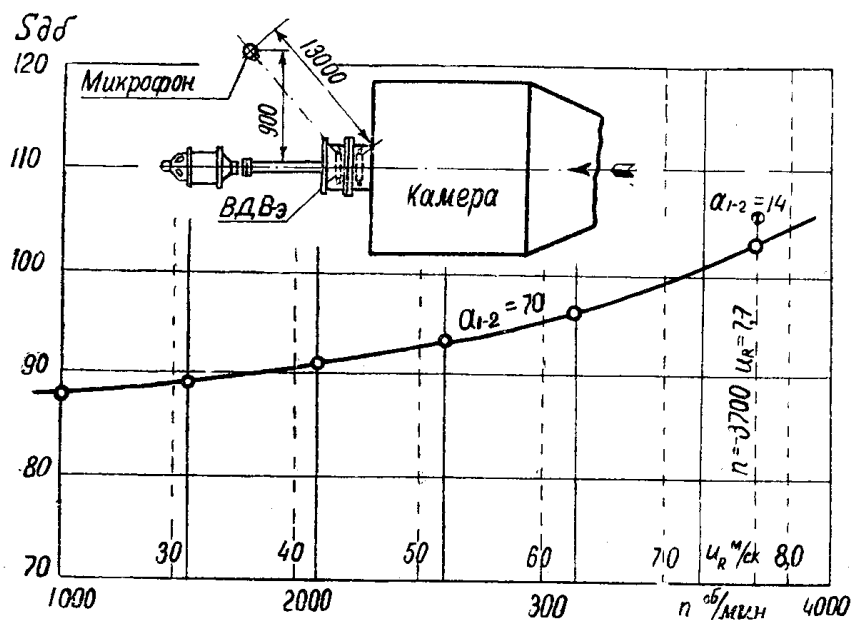


Рис. 7. Шумовая характеристика экспериментальной модели ВДВ-Э.

ным приводом при этом свободно вращалось в потоке, создаваемом другим колесом.

На рис. 8 приводятся результаты таких опытов. Выключение привода второго колеса дает меньшее снижение напорной характеристики и к. п. д., чем выключение привода первого колеса. Это объясняется тем, что при свободном вращении второго колеса вход на первое остается для него нормальным (осевым), что обеспечивает создание им достаточно высоких напоров и работу его при относительно высоком к. п. д. в условиях близких к расчетным. Выключение же привода первого колеса, которое может при этом свободно вращаться, существенно изменяет против расчетных условия входа на второе колесо, и это значительно снижает создаваемый им напор и к. п. д. системы.

Получение трех существенно отличающихся одна от другой характеристик, представленных на рис. 8, является, таким образом, не случайным и может быть использовано с целью регулирования производительности машины с парой встречно-вращающихся осевых колес. При работе такой пары на какую-либо сеть возможно обеспечить три режима: при нормальной работе обоих колес, при выключении привода второго и при выключении привода первого. Если характеристику сети считать квадратичной и проходящей через точку оптимального режима работы пары колес, выключение привода второго колеса, как это видно по характеристикам рис. 8, обеспечивает снижение произ-

водительности до 75% нормальной, а выключение привода первого — до 61%.

Насколько такой способ регулирования оказывается более экономичным, чем обычное дросселирование, становится очевидным, если сопоставить соответствующие расходы энергии, определяемые в каждом случае величинами Q , H и η . Выключение привода второго колеса обеспечивает возможность работы с производительностью в 75%,

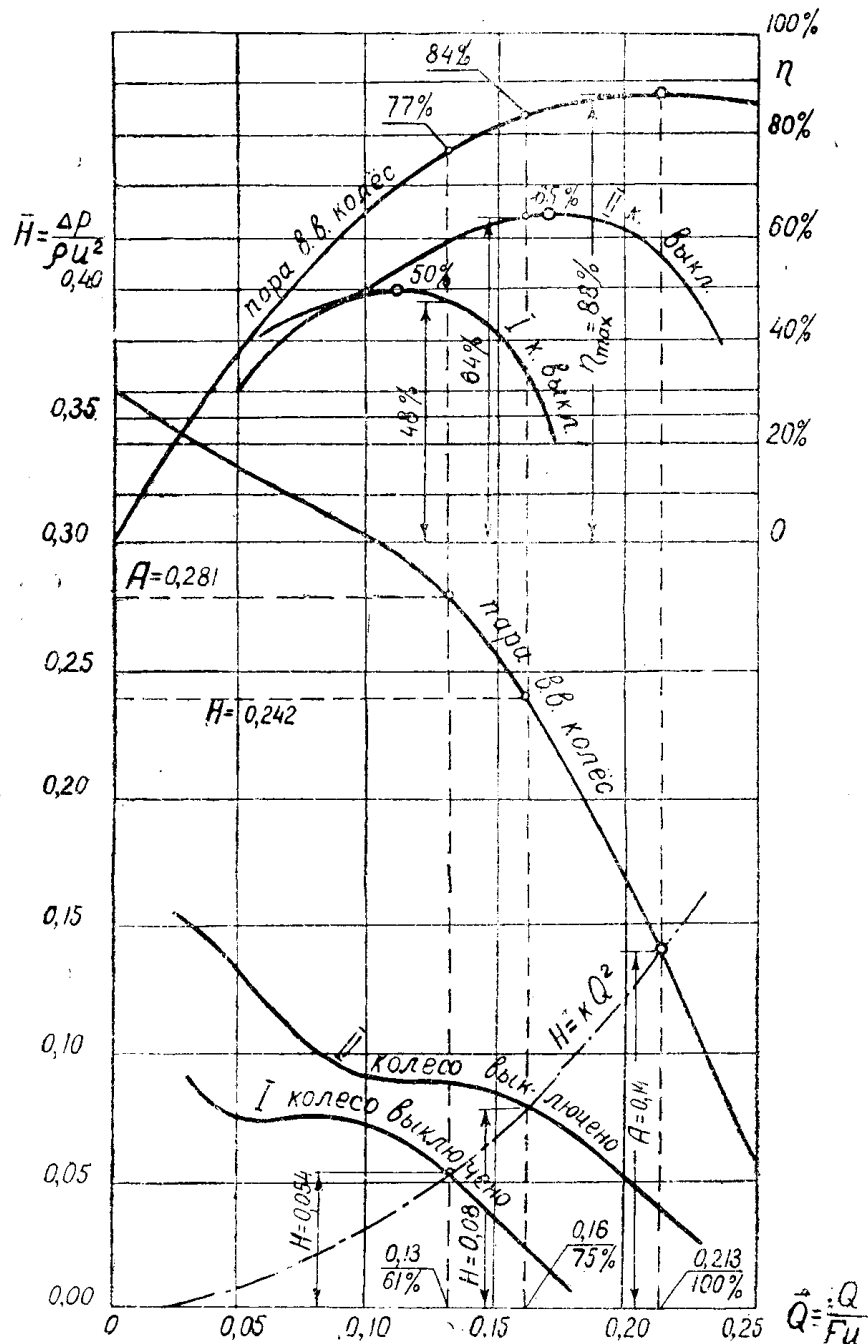


Рис. 8. Выключение приводов первого и второго встречновращающихся осевых колес.

уменьшая в 2,3 раза расход энергии по сравнению с таковым при соответствующем дросселировании, а выключение привода первого колеса (при производительности около 60%) — в 3,2 раза.

При необходимости плавного регулирования производительности может быть рекомендован комбинированный способ — с дросселированием в интервалах между тремя рассмотренными выше режимами.

Опыты серии H проводились при независимой работе каждого из встречно вращающихся колес, когда второе удалялось из потока. Результаты этих опытов, позволяют не только сопоставить зависи-

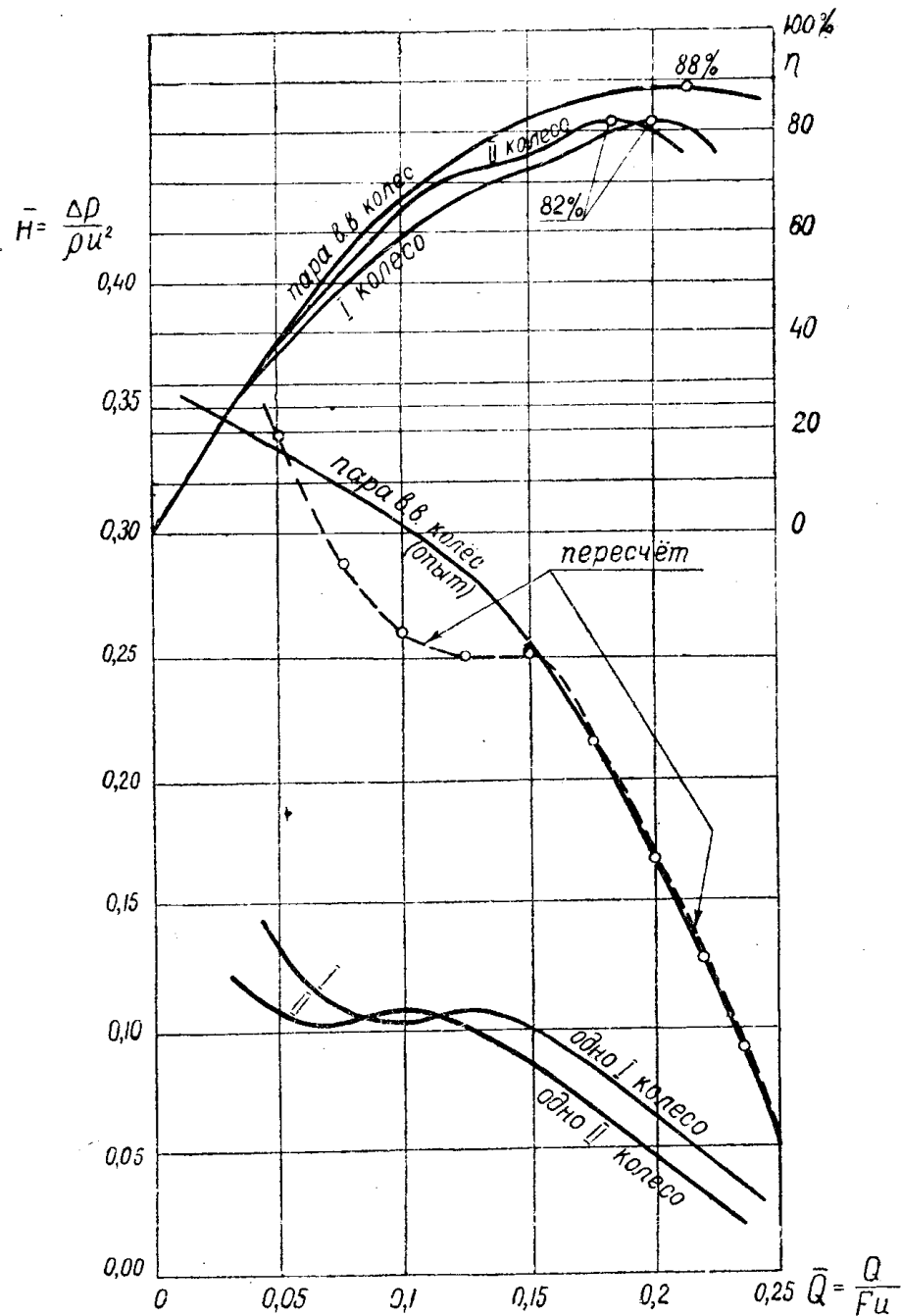


Рис. 9. Независимая и совместная работа пары встречно вращающихся осевых колес по опытным данным и по расчету.

мые характеристики каждого из колес с характеристикой их пары (рис. 9), но и проверить возможность получения последней пересчетом по первым.

Сущность разработанной автором методики такого пересчета состоит в следующем. Условия работы первого колеса и создаваемое им повышение давления при данной производительности Q (и соответствующей осевой скорости c_a) принимаются одинаковыми как при его независимой работе, так и в паре со вторым колесом (осевой вход). Для оценки повышения давления, создаваемого вторым колесом, рассматриваются сходственные (при одинаковых β_1'') режимы:

а) при его независимой работе с осевым входом ($Q_0, c_a^0, \Delta p_0'', \Delta c_u^0$) и

б) в паре с первым колесом ($Q, c_a, \Delta p''$ и Δc_u).

Из соответствующих треугольников скоростей (рис. 10) получаем:

$$x = \frac{Q_0}{Q} = \frac{c_a^0}{c_a} = \frac{u}{u + \Delta c_u} = \frac{\Delta c_u^0}{\Delta c_u}.$$

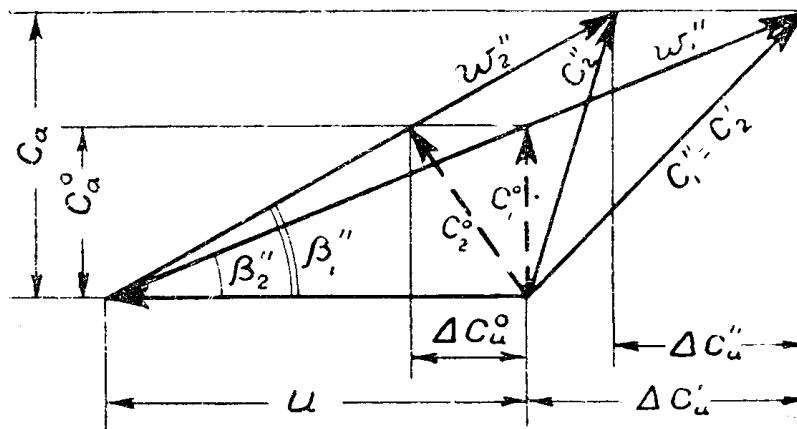


Рис. 10. Треугольники скоростей второго из встречно вращающихся осевых колес при независимой и присовместной с первым колесом работе.

Повышение давления, создаваемое вторым колесом, будет при этом:

на режиме а) $\Delta p_0'' = \rho u \Delta c_u^0 \eta_{r_0}''$;

на режиме б) $\Delta p'' = \rho u \Delta c_u \eta_r$.

Учитывая отмеченное, для каждой рассматриваемой производительности:

1) по характеристике независимой работы первого колеса находим $\Delta p'$ и η_r' ;

2) приняв с приближением, что $\eta_{r_0}'' \approx \eta_r'$, подсчитываем

$$\Delta c_u' = \frac{\Delta p'}{\rho u \eta_r'};$$

3) подсчитываем отношение $x = \frac{u}{u + \Delta c_u'}$ и находим $Q_0 = xQ$;

4) при Q_0 по характеристике независимой работы второго колеса находим $\Delta p_0''$ и η_{r_0}'' ;

5) приняв, что для сходственных режимов $\eta_{r_0}'' = \eta_r''$, находим

$$\Delta p'' = \frac{\Delta p_0''}{x}$$

и определяем общее повышение давления

$$\Delta p = \Delta p' + \Delta p'',$$

создаваемое парой встречно вращающихся колес при данной производительности Q .

Результаты такого пересчета, нанесенные в виде точек, на рис. 9 сопоставляются с экспериментальной характеристикой пары встречно вращающихся колес. В рабочей части этой характеристики обеспечивается, как видно, хорошая сходимости.

В левой части характеристик (при прежних углах установки лопастей: $\theta' = 23^\circ$ и $\theta'' = 20^\circ$) характерным является наличие седловин при независимой работе колес и плавное протекание кривой $\overline{H}(\overline{Q})$ при их встречном вращении. Этим здесь объясняется и заметное расхождение между опытной характеристикой пары колес и результатами рассмотренного выше пересчета, который, таким образом, применим лишь для рабочей части характеристик.

Сопоставление экспериментальных материалов автора с другими исследованиями

Сопоставляя описанные здесь результаты опытов автора с материалом других экспериментальных исследований на паре встречновращающихся осевых колес вентиляторов, следует считать, что они взаимодополняют и подтверждают друг друга.

Оставшийся неопубликованным обширный экспериментальный материал вентиляторной лаборатории ЦАГИ (1951 год) относится к опытам со встречным вращением типовых колес осевых вентиляторов при строго одинаковых числах их оборотов и с одинаковыми числами лопастей на каждом колесе. Применением именно типовых (а не специально спроектированных в расчете на встречное вращение) колес объясняется, видимо, получение здесь несколько меньших к. п. д., чем в опытах автора, и сохранение области неустойчивой работы на напорной характеристике до меньших, чем в опытах автора, углов установки лопастей. Сокращение этой области неустойчивой работы за счет применения встречного вращении, получение при встречном вращении более высоких, чем в одноступенчатых вентиляторах, и практически одинаковых с двухступенчатыми полных к. п. д. (но заметно больших статических к. п. д. при встречном вращении), уменьшение шума при раздвижке встречно-вращающихся колес и, наконец, возможность ступенчатого регулирования производительности пары встречновращающихся колес устанавливаются и опытами ЦАГИ.

Опубликованный в 1955 году А. П. Арцыковым [5] экспериментальный материал относится также лишь к опытам со строго одинаковыми числами оборотов встречно-вращающихся колес осевых вентиляторов при механическом приводе этих колес от общего вала. Здесь особенно интересно сопоставление характеристик и к. п. д. экспериментальных моделей со встречным вращением и построенных по обычной схеме (две ступени одностороннего вращения со спрямляющими аппаратами), рассчитанных на практически одинаковые условия работы. Напорная характеристика при встречном вращении в рабочей ее части получается более крутопадающей, чем при одностороннем (то же с объяснением причин отмечается и в опытах ЦАГИ). Максимальный к. п. д. при встречном вращении по опытам А. П. Арцыкова на 5—7% больше, чем при одностороннем, и достигает примерно тех же величин, что и в опытах автора (86—88%). Наличие явно выраженных седловин на напорной характеристике пары встречно-вращающихся колес осевого вентилятора в опытах А. П. Арцыкова объясняется применением здесь больших углов установки лопастей. Увеличение осевого расстояния между лопастями пары колес от 45 до 310 мм по опытам А. П. Арцыкова приводит к некоторому снижению напора и уменьшению максимального к. п. д. Это также соответству-

ет опытам автора, согласно которым максимум к. п. д. получается при осевом расстоянии около 50 мм, причем были охвачены и значительно меньшие этой величины размеры. Анализируя шумовые характеристики осевых вентиляторов различных типов, А. П. Арцыков приходит к выводу, что при одинаковом эффекте по напору встречное вращение обеспечивает более благоприятные шумовые качества.

Выводы

Подводя итоги всем рассмотренным выше экспериментальным материалам, можно прийти к выводу, что при встречном вращении осевых колес:

а) имеется возможность создавать более высокие коэффициенты

напора $\bar{H} = \frac{\Delta p}{\rho u^2}$;

б) напорная характеристика получается более крутопадающей;

в) обеспечивается возможность сузить границы неустойчивой работы, создающей провалы на напорной характеристике, а при умеренных углах — получать и плавнопротекающие характеристики, совсем не имеющие провалов;

г) достигаются более высокие к. п. д., чем в одноступенчатых машинах и несколько большие к. п. д., чем в двухступенчатых машинах со спрямляющими аппаратами;

д) при независимом приводе каждого из колес за счет исключения привода одного из них создается возможность ступенчатого регулирования производительности — трехступенчатого при паре колес, с расходами в 100, 75 и приблизительно 60 процентов от максимального; это ступенчатое регулирование при работе на пониженных расходах является значительно более экономичным, чем дросселирование;

е) осевое расстояние между лопастями рабочих колес рекомендуется устанавливать примерно равным длине хорды профиля первого колеса на среднем диаметре; для вентиляторов средних размеров хорошие результаты обеспечиваются при этом расстоянии около 50 мм;

ж) частотная характеристика шума, создаваемого парой осевых колес в воздушном потоке, понижается при осевой их раздвижке; возможность применения (при встречном вращении) меньших окружных скоростей позволяет понизить и общую интенсивность шума по сравнению с вентиляторами обычного типа.

Все это приводит к заключению, что применение встречного вращения осевых колес при определенных условиях может быть целесообразным как в вентиляторах, так и в осевых машинах других типов (воздуходувки и эксгаустеры, осевые компрессоры, насосы, некоторые типы гидротурбин). Приводимый здесь экспериментальный материал с использованием методов подобия может быть применен при расчетах и проектировании всех этих осевых машин со встречным вращением рабочих колес.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ю. Н. Соколов. Об осевых машинах со встречным вращением рабочих колес. Известия Томского политехнического института, т. 80, 1955.
2. Ю. Н. Соколов. О применении встречного вращения рабочих колес в осевых компрессорных машинах. Труды конференции по авиационным лопаточным машинам, Оборонгиз, 1958.
3. Ю. Н. Соколов. Расчет осевых машин со встречным вращением рабочих колес. Известия Томского политехнического института, т. 109, 1960.
4. R. R. Holbeche. A New Approach to Axial Flow Fan Production. Modern Power and Engineering, Vol 47, No 10 – 11, October – November 1953.
5. А. П. Арцыков. Работа двухступенчатого осевого вентилятора со встречным движением колес. Труды Ленинградского кораблестроительного института, вып. XVII, 1955.