

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. А. АЛЕКСАНИЯ

СПОСОБ УЧЕТА ИЗМЕНЕНИЙ, ВНОСИМЫХ
 НЕЦИРКУЛИРУЮЩИМИ МАССАМИ В РАСЧЕТ
 АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВСТРОЕННОГО
 ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Работа центробежного вентилятора, состоящего из колеса и спирального кожуха, характеризуется, как известно [1], наличием двух участков в колесе.

Первый из участков подает воздух в кожух и создает неизменный расход в нем. Второй — работает нециркулирующими массами, выбрасываемыми из колеса непосредственно в выходное окно вентилятора.

В силу этого на выходе вентилятора имеет место сумма двух расходов (определяющая производительность вентилятора), один из которых равен разности между неизменным расходом и приобеденными массами, а другой — величине нециркулирующих масс (рис. 1, а).

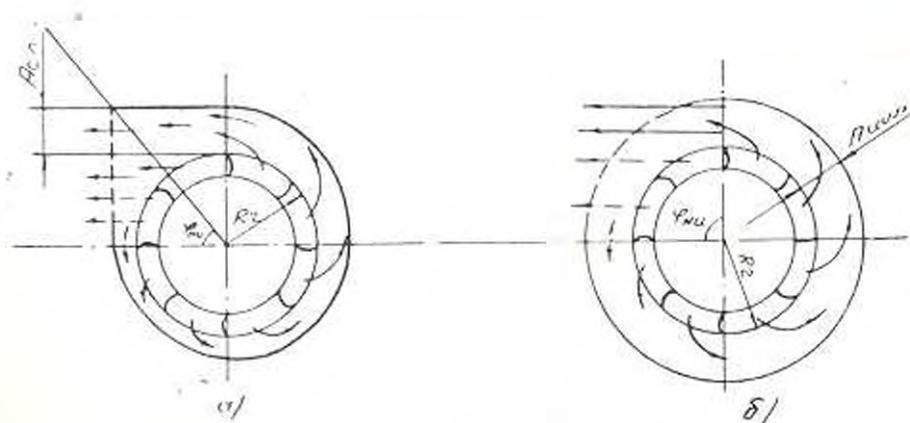


Рис. 1. Картина движения потоков

Методика [1] не учитывает влияния, оказываемого на аэродинамическую характеристику нециркулирующими массами. Это сужает область применения указанной методики и позволяет использовать ее с достоверной для практики точностью только при расчете вентиляторов

общепромышленного применения, представляющих собой лопаточные колеса, работающие в оптимальных спиральных кожухах, в которых влияние, оказываемое нециркулирующими массами, незначительно. Вместе с тем при расчете ряда других конструкций центробежных вентиляторов, выполненных по каким-либо причинам неоптимальными, получение практически приемлемых результатов становится возможным, как показывает опыт, лишь только при учете влияния, оказываемого на аэродинамическую характеристику нециркулирующими массами. К таким вентиляторам относится, например, встроенные центробежные вентиляторы электрических машин с вытяжной самовентиляцией, представляющие собой большей частью колеса, работающие в неоптимальных спиральных и цилиндрических кожухах с малым зазором между колесом и кожухом и с максимально увеличенным выходным сечением кожуха.

Следует отметить, что, несмотря на невысокие значения механического к.п.д. неоптимальных вентиляторов, они в наибольшей мере удовлетворяют требованию обеспечения максимально возможных аэродинамических показателей при ограниченных габаритах вентилятора.

В [2] было экспериментально показано, что оба вышеотмеченных кожуха аналогичны между собой по своему влиянию на выходные показатели лопаточного колеса. В связи с этим можно предположить, что картина движения потоков в цилиндрическом кожухе аналогична картине, имеющей место в спиральном кожухе (рис. 1,б), поскольку близким по количеству и качеству внешним выходным показателям [2] должна соответствовать близкая картина внутренних процессов.

В данной работе показан способ расчетного учета влияния, оказываемого нециркулирующими массами, на аэродинамическую характеристику указанных центробежных вентиляторов. Однако этот способ может быть использован и в вентиляторах иных конструкций.

Известные экспериментальные данные [1,2], так же как и приведенные ниже данные, полученные во ВНИИКЭ, показывают, что величина нециркулирующих масс и степень их влияния на характеристику давления зависят от величины выходного окна вентилятора и в наибольшей степени от его длины по боковой поверхности кожуха. Последняя определяет величину угла $\varphi_{\text{ин}}$, от которой зависит расход нециркулирующих масс [1].

Следует отметить, что в технической литературе нет указаний о том, как определять величину угла $\varphi_{\text{ин}}$, и поэтому в настоящей работе предлагается определить его как угол, вершина которого находится на оси колеса, а стороны проходят через противоположные стороны выходного окна по боковой поверхности кожуха (рис. 1,а и б).

Такому определению величины угла $\varphi_{\text{ин}}$ способствует анализ опытных данных [2], а также высокая степень совпадения приведенных далее расчетных данных, использующих угол $\varphi_{\text{ин}}$, с результатами эксперимента.

Роль нециркулирующих масс во встроенных вентиляторах может быть так велика, что характеристика давления колеса в цилиндрическом кожухе при значениях $A_{\text{цил}}/R_2=0,25$ и $\varphi_{\text{ци}}=180^\circ$ в области больших расходов оказывается предпочтительнее характеристики, получаемой при работе этого же колеса в равновеликом по габариту спиральном кожухе $A_{\text{сп}}/R_2=0,25$, у которого $\varphi_{\text{ци}}=40^\circ$ (рис. 2).

При равных значениях угла $\varphi_{\text{ци}}$, равного 40° , характеристика давления колеса в цилиндрическом кожухе, как и следовало ожидать, уступает характеристике в спиральном кожухе во всем диапазоне изменения подачи вентилятора (рис. 2). Характер изменения экспериментальной аэродинамической характеристики при изменении $\varphi_{\text{ци}}$ от 40° до 180° находится в полном соответствии с физической картиной, имеющей место на выходе вентилятора, и хорошо иллюстрирует, как увеличение угла $\varphi_{\text{ци}}$ способствует росту производительности вентилятора, увеличивая величину нециркулирующих масс.

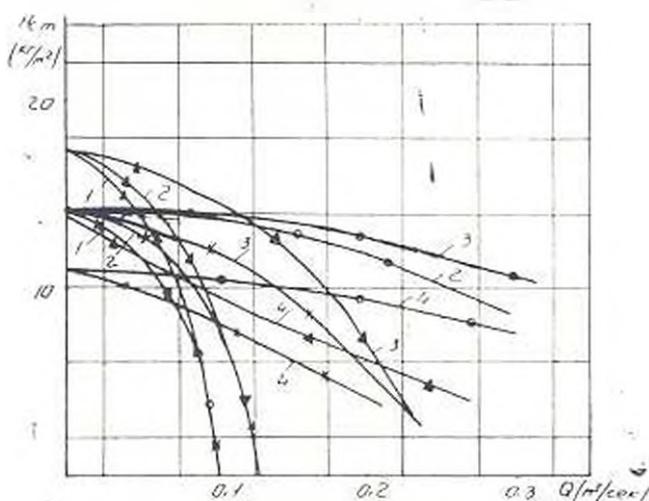


Рис. 2. Характеристики вентиляторов «0,806—28»:

- ▲ — при $A_{\text{сп}}/R_2=0,25$ и $\varphi_{\text{ци}}=40^\circ$;
- × — при $A_{\text{цил}}/R_2=0,25$ и $\varphi_{\text{ци}}=40^\circ$;
- — при $A_{\text{цил}}/R_2=0,25$ и $\varphi_{\text{ци}}=180^\circ$;
- 1 — частные характеристики от неизменного расхода и кожухе;
- 2 — частные характеристики от нециркулирующих масс;
- 3 — результирующие характеристики;
- 4 — экспериментальные характеристики.

Указанное изменение по своему характеру сходно с тем изменением, которое претерпела бы результирующая характеристика давления в случае подключения к вентилятору с $\varphi_{\text{ци}}=40^\circ$ параллельно работающего с ним вентилятора, имеющего то же давление при нулевой подаче (холостом ходе) вентилятора.

С учетом изложенного предлагается рассматривать аэродинамиче-

скую характеристику колеса, работающего в спиральном или цилиндрическом кожухах при $0 < \varphi_{\text{ин}} \leq 180^\circ$, как результирующую характеристику двух параллельно работающих вентиляторов, имеющих одинаковое давление холостого хода. Ограничение по углу $\varphi_{\text{ин}}$ обусловлено тем, что при $\varphi_{\text{ин}} > 180^\circ$ показатели вентилятора начинают приближаться к показателям колеса, работающего без кожуха, у которого характеристика давления обусловлена одними только нециркулирующими массами. Такому предположению помимо отмеченного характера влияния нециркулирующих масс соответствует также и наличие в колесе двух вышеописанных различных участков. Эти участки создают собственные характеристики давления, расчет каждой из которых представляет собой самостоятельную задачу.

Предлагаемое представление аэродинамической характеристики вентилятора в виде результирующей двух частных характеристик позволяет простым и наглядным способом учесть всю полноту физической картины по движению потоков на выходе вентилятора и тем самым расширяет область применения расчетного метода, вытекающего из этого представления.

Методика [1] позволяет рассчитывать выходные аэродинамические показатели только одного из этих двух участков, а именно участка, создающего неизменный расход воздуха в кожухе, и потому эта методика справедлива для случаев, когда наличие второй частной характеристики, обусловленной нециркулирующими массами, несущественно изменяет результирующую характеристику вентилятора. Ниже приводится способ расчета указанной второй частной характеристики. Способ расчета характеристики давления, создаваемого другим участком колеса, приведен в [3]. В принципе для расчета последней характеристики можно использовать методику [1], однако по ней можно рассчитать очень короткий участок аэродинамической характеристики или же точку режима.

На практике же, особенно в случаях несамостоятельной работы вентиляторов, например, вентилятор, встроенный внутри электрической машины, недостаточно рассчитывать только участок характеристики, а необходимо определять всю характеристику давления.

С учетом этого обстоятельства здесь, как и в [3], приводится расчет частных характеристик давления при всех режимах подачи вентилятора.

Реализации поставленной задачи в обоих случаях способствует учет всей полноты физической картины, имеющей место внутри вентилятора, и ценный опыт разработки методики ЦАГИ [1]. Сложение частных характеристик давления для получения результирующей характеристики производится общеизвестным способом, применяемым при сложении характеристик давления двух параллельно работающих вентиляторов.

Характеристика давления от нециркулирующих масс с достаточной

для практики точно соответствует известной параболической кривой и определяется по выражению

$$\frac{H_{см}}{H_{см,0}} = 1 - \left(\frac{Q}{Q_{\max,ли}} \right)^2, \quad (1)$$

где $H_{см,0}$ и $Q_{\max,ли}$ — соответственно давление холостого хода и максимальный расход нециркулирующих масс; $H_{см}$ и Q — текущие координаты кривой давления.

Величина $H_{см,0}$ зависит от формы кожуха и определяется по выражению [1]

$$H_{см,0} = \varphi \frac{U_1^2 - W^2}{2} + \psi \frac{C_2^2}{2} - \Delta H_{кол} - \Delta H_{кож}, \quad (2)$$

где первые два члена представляют собой теоретическое давление вентилятора, а третий и четвертый члены — гидравлические потери соответственно в колесе и в кожухе.

Конкретный способ определения величины $H_{см,0}$ для случая работы колеса в спиральном и цилиндрическом кожухах приведен в [3]. Величина $Q_{\max,ли}$ принимается, вне зависимости от формы кожуха, пропорциональной величине $\varphi_{ли}$ и определяется по выражению, действительному при всех типах лопаток.

$$Q_{\max,ли} = \frac{\varphi_{ли}}{360} 0,5 U_2 b_{пот} (\pi D_1 - Z), \quad (3)$$

где U_2 , D_1 , $b_{пот}$, φ , Z — соответственно, окружная скорость на внешнем диаметре лопаток, внутренний диаметр по лопаткам, ширина потока в междулопаточных каналах, толщина и число лопаток.

Расчетный учет влияния, оказываемого на аэродинамическую характеристику нециркулирующими массами, вышеизложенным способом вкупе с использованием представления об аэродинамической характеристике как результирующей двух частных позволяет с достаточной для практики точностью рассчитывать характеристики давления центробежных вентиляторов не только при различных значениях D_2 , D_1 , φ_1 , φ_2 , b , B , но и при значительных изменениях радиального зазора между колесом и внутренней образующей кожуха (A) и выходного окна вентилятора ($\varphi_{ли}$). (Здесь D_2 , D_1 , φ_1 , φ_2 , b , B — соответственно наружный и внутренний диаметры на лопатках, входной и выходной углы, ширина лопатки и ширина кожуха.)

На рис. 2 приведены не предсказуемые с аналогичной точностью методикой [1] расчетные характеристики вентиляторов, экспериментальные характеристики которых представлены на этом же рисунке.

Сопоставление указанных кривых показывает вполне приемлемую для практики точность расчетов. Причиной достаточно широкой универсальности предложенного расчета является «чуткое» реагирование

частных характеристик на изменение вышеотмеченных размеров вентилятора. Это позволяет достаточно точно рассчитывать с единых позиций аэродинамические характеристики как типичного промышленного вентилятора (Ц-13-50 №3— „0,806—28°“, $A_{\text{вкл}}/R_2=1,0$, $\varphi_{\text{вкл}}=60^\circ$), в котором влияние нециркулирующих масс невелико, так и типичного встроенного вентилятора (например, вентилятор генератора ОС-72—4— „0,56—90°“, $A_{\text{вкл}}/R_2=0,07$, $\varphi_{\text{вкл}}=135^\circ$), характеристика давления которого обусловлена, в основном, наличием нециркулирующих масс (рис. 3).

Другие примеры расчета, подтверждающие гибкость, точность и универсальность предложенного метода расчета, приведены в [3].

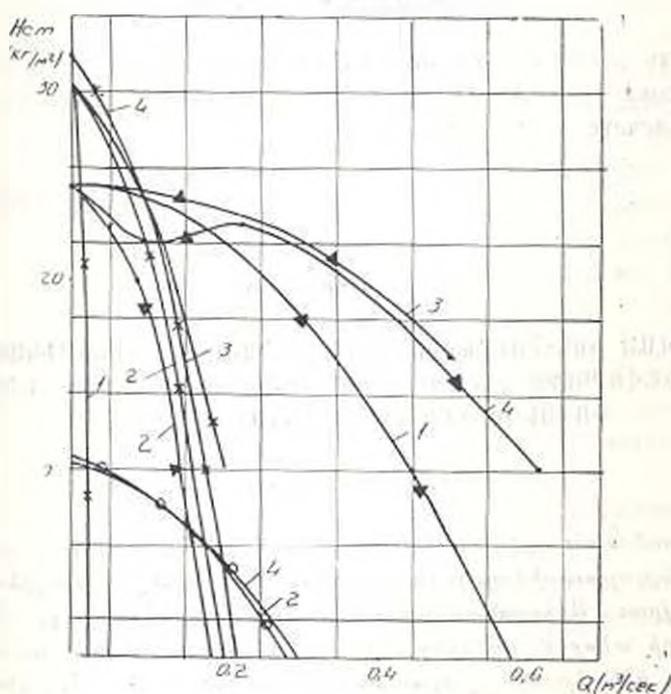


Рис. 3. Характеристики вентиляторов:

- ▲ — „0,806—28°“ при $A_{\text{вкл}}/R_2=1,0$ и $\varphi_{\text{вкл}}=60^\circ$;
- × — „0,56—90°“ при $A_{\text{вкл}}/R_2=0,07$ и $\varphi_{\text{вкл}}=135^\circ$;
- — „0,806—28°“ без кожуха;

- 1—частные характеристики от неизменного расхода в кожухе;
- 2—частные характеристики от нециркулирующих масс;
- 3—результатирующие характеристики;
- 4—экспериментальные характеристики.

Таким образом, учет влияния, оказываемого на аэродинамическую характеристику вентилятора нециркулирующими массами, позволяет производить с определенной точностью расчеты как оптимальных, так и неоптимальных центробежных вентиляторов. И если при расчете первых этот учет сказывается незначительно, то при расчете вторых он имеет определяющий характер.

В заключение отметим, что при работе колеса без кожуха, когда аэродинамическая характеристика обуславливается одними лишь нециркулирующими массами, ее построение также можно производить по выражению (1), но со следующими изменениями при определении величин $H_{с.т.0}$ и $Q_{макс}$. Давление $H_{с.т.0}$ определяется по выражению [1]:

$$H_{с.т.0} = \rho \frac{U_2^2 - W_2^2}{2} - \Delta H_{кол}. \quad (4)$$

Конкретный способ определения $H_{с.т.0}$ для этого случая приведен в [3].

Максимальный расход $Q_{макс}$ определяется из преобразованного выражения (3):

$$Q_{макс} = 0,5 U_2 b_{пол} (\pi D_1 - \delta Z). \quad (5)$$

Точность расчета аэродинамической характеристики в этом случае весьма высока (рис. 3) и превосходит точность, полученную при аналогичном расчете по методике [1].

ВШНИКЭ

Поступило 27.IV.1976.

Ա. Ա. ԱԼԵՔՍԱՆՅԱՆ,

ՆԵՐԿԱՌՈՒՅՎԱԾ ԿԵՆՏՐՈՆԱԼՈՒԹՅԱՆ ՕԳԱՓՈԽԻՉԻ ԱՆՐՈԳԻՆԱՄԻԿԱԿԱՆ ԲՆՈՒ-
ԹԱԳՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿՈՒԹՅԱՆ ԶԵՐՋՊՏՏՎՈՂ ՄԱՍՍԱՆԵՐԻ ԾՆՈՐԴԻՎ ԱՌԱՋԱՑՈՂ
ՓՈՓՈԽՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՌՔԻ ԵՂԱՆԱԿ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հողվածում առաջարկվում է հաշվի առնել շրջապատվող մասսաների ազդեցությունը ոչ օպտիմալ կենտրոնախույս օգափոխիչի անրոգինամիկական բնութագրի վրա: Անրոգինամիկական բնութագրերը ներկայացվում է երկու բաղադրիչների տեսքով, որոնցից մեկը ապահովվում է պատյանում անփոփոխ ելքով, իսկ մյուսը՝ շրջապատվող մասսաներով: Այդ բնութագրերը դումարվում են որպես գերույական մատուցման ժամանակ հավասար ճնշում ունեցող երկու զուգահեռ աշխատող օգափոխիչների բնութագրեր:

Առաջարկվող եղանակը հնարավորություն է բնձնում գործնական տեսակետից բավարար ճշտությամբ հաշվարկել ինչպես օպտիմալ, այնպես էլ ոչ օպտիմալ օգափոխիչների անրոգինամիկական բնութագրերը:

ЛИТЕРАТУРА

1. Невельсон М. И. Центробежные вентиляторы, Госэнергониздат, 1954.
2. Алексанян А. А. Исследование работы центробежных лопаточных колес в цилиндрических кожухах с окнами. Труды ВШНИКЭ, т. 7, Ереван, 1975.
3. Алексанян А. А., Арутюнян В. С. Исследование и расчет вентиляторов явнопольных синхронных машин с аксальной схемой вентиляции. Труды ВШНИКЭ, т. 8, Ереван, 1976.