
УДК 519.688+629.7.035.7

Физические аспекты применения лопастей обратной стреловидности на осевых вентиляторах

С.А. Попов, М.Х. Ву, Ю.А. Рыжов

Аннотация

В работе представлены результаты сравнительного анализа данных вычислительного эксперимента по определению характеристик перспективного высоконапорного вентилятора с лопастями обратной стреловидности Н-1 и вентилятора ЦАГИ ОВ-23. Исследовано влияние числа лопастей на расходно - напорные характеристики и коэффициент полезного действия (КПД) осевых вентиляторов Н-1 и ОВ-23. Показаны преимущества вентилятора с лопастями обратной стреловидности над вентилятором ЦАГИ, выраженные в повышении КПД и расширении области его устойчивой работы при равных габаритных размерах и углах установки лопасти. Представлено объяснение физики явления повышения устойчивости осевого вентилятора с лопастями обратной стреловидности к отрыву потока.

Ключевые слова: осевой вентилятор; лопасть обратной стреловидности; осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса; метод SIMPLEC; коэффициенты полного давления и производительности; КПД и коэффициент мощности вентилятора.

Введение

За прошедшее десятилетие значительно изменился облик осевых вентиляторов, используемых в бытовых кондиционерах, устройствах охлаждения компьютерных чипов и даже в компрессорах низкого давления авиационных ТРД. Видимые глазом изменения в первую очередь коснулись геометрии лопастей. Характерные примеры приведены на рис. 1-3. Если на рис. 2 заметно только использование обратной стреловидности у лопастей с криволинейной передней кромкой, то на рис. 1 имеет место использование вихреобразующих элементов в виде наплывов, выступающих навстречу потоку на внешнем радиусе лопасти вентилятора. Еще более необычные формы лопаток вентилятора используются в авиационной технике. На рис. 4 заметна не только переменная стреловидность кромок, но и сложная пространственная 3D конфигурация.

Ключевым моментом при разработке лопаток такого вентилятора являлось снижение уровня шума.



Рис.1. Вентилятор бытового кондиционера. Рис.2. Вентилятор охлаждения видеочипа.

Лопатки такого компрессора вращаются с высокими угловыми скоростями, что провоцирует ударно-волновой кризис и существенное повышение уровня шума. Использование стреловидности затягивает кризисные процессы и снижает уровень шума. Вентиляторы кулеров охлаждения центральных процессоров, см. рис. 4, вращаются несравнимо медленнее, однако специалисты сочли и здесь оправданным использование таких необычных 3D форм. По вентиляторам с лопастями обратной стреловидности, используемым для охлаждения различных элементов вычислительной техники, имеется значительное количество публикаций, например [1, 2, 3]. В приведенных статьях рассмотрены вопросы автоматизации проектирования осевых вентиляторов с использованием современных цифровых технологий математического и экспериментального моделирования течений, а также затронуты проблемы, связанные с обнаружением источника шума на лопастях вентилятора. Результаты проведенных исследований показывают, что основные источники шума располагаются вблизи передней и задней кромок лопасти, а самый высокий уровень звукового давления создается концевой частью ее передней кромки. В работе [4] на основе генетических алгоритмов теории нейронных сетей и осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса решена задача по оптимизации формы лопасти обратной стреловидности (стреловидность вперед). Целевая функция включала перепад давления, создаваемый вентилятором и величину его коэффициента полезного действия. Оптимизированный вентилятор отличался от исходного увеличенным углом обратной стреловидности концевой части

лопасти и большей кривизной ее передней кромки. Результаты числительных исследований были проверены экспериментально.



Рис.3. Вентилятор компрессора низкого давления.



Рис.4. Вентилятор кулера центрального процессора.

Оптимизированный вентилятор имел практически равные расходно-напорные характеристики и КПД, но отличался заметно меньшим уровнем звукового давления. Незначительный прирост КПД имел место при низких значениях удельного расхода, т.е. в области срывных режимов работы лопастей.

Использование искривленных и стреловидных по передней кромке лопаток вытекает из аналогий применения подобных конструктивных подходов для крыльев самолетов. С тех пор, как эти новшества были введены в область турбомашин, они сыграли значительную роль в повышении их эффективности, увеличении диапазона стабильной работы, а также в снижении аэродинамического шума турбомашин. Бейлер и Каролус [5] изучали аэродинамические характеристики низкоскоростных осевых вентиляторов с лопастями прямой и обратной стреловидности. Результаты исследований показали, что обратная стреловидность лопасти улучшает ее аэродинамические характеристики и имеет широкий потенциал для применения. В то же самое время применение лопастей прямой стреловидности было изучено недостаточно. В работе [6] представлены результаты физического и вычислительного экспериментов по моделированию течений в окрестности осевого вентилятора со стреловидными лопастями. Результаты показали, что производительность вентилятора с лопастями обратной стреловидности при более высоком давлении увеличивается на 13,1%. При этом на 5% увеличивается скорость потока и на 3% повышается эффективность вентилятора. Аэроакустические исследования практически во всей области частот показали снижение

шума от 2 до 4 дБ. В работе [7] изучались срывные режимы работы первой ступени осевого дозвукового компрессора. Было обнаружено, что применение лопаток с обратной стреловидностью по передней кромке увеличивает пределы регулирования расхода газа и позволяет снизить концевые потери. В работе [8] было доказано, что дозвуковые осевые вентиляторы с лопастями обратной стреловидности работают более эффективно, в частности, при низком расходе газа в области отсроченного срыва.

Таким образом, результаты приведенных работ показывают, что эта техника имеют некоторые преимущества в производительности больших дозвуковых компрессоров и вентиляторов, но также видно, что эти работы далеко не достаточные. В настоящей работе проведен глубокий сравнительный анализ на основе данных вычислительного эксперимента характеристик перспективного высоконапорного вентилятора с лопастями обратной стреловидности Н-1 и вентилятора ЦАГИ ОВ-23 [9].

Постановка задачи

Для моделирования течения использовались осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса и Realizable $k-\varepsilon$ модель турбулентности. Поскольку скорость потока в окрестности лопастей вентилятора была много меньше местной скорости звука, то использовалась модель несжимаемой среды. Испытуемые вентиляторы имели равные габаритные размеры ($D=0.7\text{м}$), одинаковый угол установки лопасти $\theta_K = 25^0$ и вращались с фиксированной частотой $n=1200$ об/мин.

Модели вентилятора ОВ-23 и перспективного вентилятора Н-1 с 4, 5, 6, 8 лопастями задавались по сечениям и строились на основе булевых операций в геометрическом препроцессоре газодинамического пакета программ ANSYS 14. Основные геометрические характеристики вентилятора с лопастями обратной стреловидности приведены в таблице 1.

Основные геометрические характеристики перспективного вентилятора

Табл. 1

Сечение	\bar{r}	\bar{b}	$\bar{\rho}$	\bar{c}
I	1	0.328	1.01	0.1
II	0.95	0.328	1.045	0.103
III	0.85	0.328	1.105	0.111
IV	0.75	0.328	1.11	0.119
V	0.65	0.328	1.04	0.126
VI	0.55	0.328	0.9	0.134
VII	0.45	0.328	0.732	0.142
VIII	0.35	0.328	0.533	0.15

Общий вид двух сравниваемых вентиляторов представлен на рис. 5 и 6. В работе исследовались зависимости коэффициентов ψ , η и λ от его производительности φ . Где

$\varphi = \frac{Q}{u \times F}$ - коэффициент производительности вентилятора, $\psi = \frac{p_V}{\rho \times u^2}$ - коэффициент

давления, $\eta = \frac{p_V Q}{N}$ - коэффициент полезного действия, $\lambda = \frac{N}{\rho \times u^3 \times F}$ - коэффициент

мощности. В определении этих величин используются следующие параметры: Q - расход

воздуха через вентилятор $\left[\frac{m^3}{сек} \right]$, $u = \frac{\pi D n}{60} \left[\frac{m}{сек} \right]$ - окружная скорость вентилятора, n -

частота вращения рабочего колеса вентилятора [об/мин], D - диаметр вентилятоа [м], F -

площадь поперечного сечения канала, где вентилятор располагается [m^2], p_V - разность

полных давлений непосредственно за и перед вентилятором [Па], см. [9, 10].

Общий вид вентиляторов

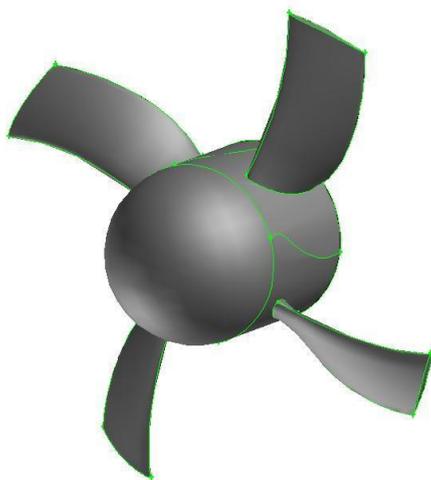


Рис.5. Вентилятор с вогнутыми лопатками

Н-1.

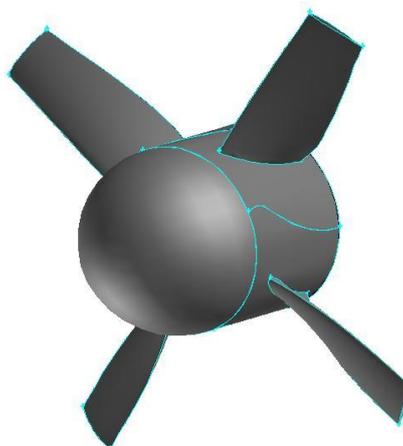


Рис.6. Вентилятор ЦАГИ ОВ-23.

Форма и размеры расчетной области, изображенной на рис. 7, задавались в соответствии с геометрией камеры с наддувом, применяемой в ЦАГИ для испытания вентиляторов [11].

Расчетная область

Расчетная сетка, фрагмент которой представлен на рис. 8, строилась в соответствии с рекомендациями [12] для величины безразмерного параметра y^+ , характеризующего размер пристеночных ячеек, на случай применения Realizable $k - \varepsilon$ модели. Линии сетки сгущались вблизи стенок и расширялись на удалении от них.

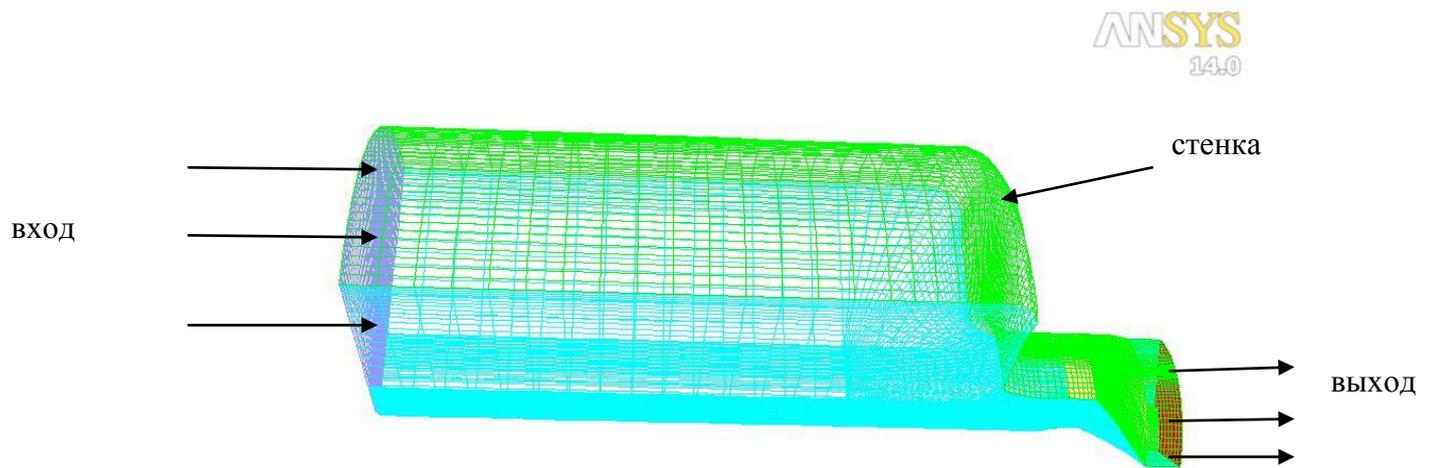


Рис.7. Геометрия расчетной области.

При решении подобных задач были исследованы вопросы сеточной сходимости [10], на основе чего было принято решение ограничиться общим числом расчетных ячеек от 2 до 4 млн.

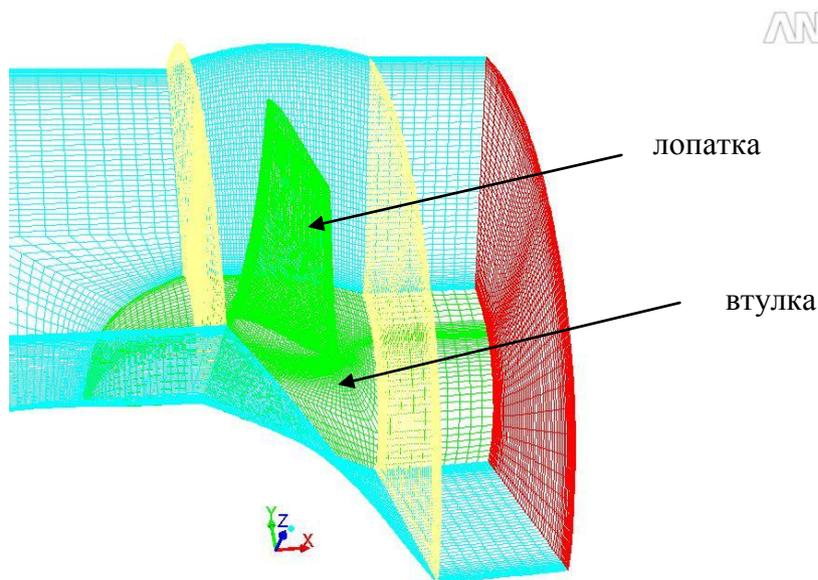


Рис.8. Фрагменты расчетной сетки в окрестности вентилятора.

Для моделирования течения в расчетной области использовался современный программный комплекс по вычислительной гидродинамике (CFD) ANSYS Fluent 14.

Основные уравнения

В расчетах использовалась подвижная вращающаяся система координат, приведенная на рис. 9. В общем случае такая система может перемещаться в пространстве с линейной скоростью \vec{v}_l и вращаться относительно неподвижной системы с угловой скоростью $\vec{\omega}$. Начало подвижной системы находится на радиус-векторе \vec{r}_0 .

Ось вращения определяется единичным вектором направления \vec{a} так, что вектор угловой скорости вращения равен

$$\vec{\omega} = \omega \cdot \vec{a}.$$

Расчетная область определяется по отношению к подвижной системе координат и точки этой области задаются радиус-вектором \vec{r} . При этом скорость движения жидких частиц по отношению к подвижной системе координат определяется как

$$\vec{v}_r = \vec{v} - \vec{u}_r,$$

где $\vec{u}_r = \vec{v}_t + \vec{\omega} \times \vec{r}$ - скорость движущейся системы относительно неподвижной инерциальной системы отсчета, \vec{v} - абсолютная скорость жидкой частицы. В общем случае вектора $\vec{\omega}$ и \vec{v}_t могут быть функциями времени.

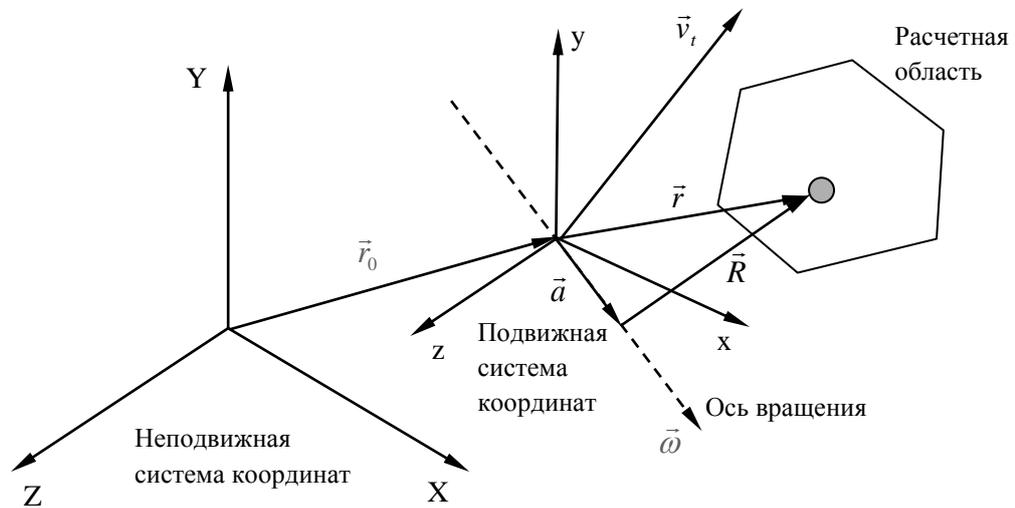


Рис.9. Используемые системы координат.

В рассматриваемых задачах подвижная система координат и расчетная область вводятся только в непосредственной близости от вращающегося рабочего колеса. Неподвижная часть расчетной области приходится на камеру, входной коллектор и спрямляющий аппарат, если он есть. При этом размеры рабочей камеры намного превосходят габариты подвижной части расчетной области. В этом случае для моделирования движения жидкости могут быть использованы уравнения Рейнольдса записанные как в относительной, так и в абсолютной системе координат. Во втором случае эти уравнения выглядят следующим образом:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{v}_r = 0 \text{ - уравнение неразрывности;}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}) + \rho[\vec{\omega} \times (\vec{v} - \vec{v}_t)] = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \vec{\tau} + \vec{F} \text{ - уравнение переноса количества движения;}$$

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}_r H + p \vec{u}_r) = \vec{\nabla} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T + \bar{\tau} \cdot \vec{v})$ - уравнение переноса энергии,

где $\bar{\tau} = \mu \left[(\vec{\nabla} \otimes \vec{v} + \vec{\nabla} \otimes \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \vec{\nabla} \cdot \vec{v} I \right]$ - тензор напряжений, λ - коэффициент

теплопроводности; $E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}$, $H = E + \frac{p}{\rho}$ - полные энергия и энтальпия единицы массы жидкости. В этой формулировке сила Кориолиса и центростремительное ускорение могут быть представлены одним слагаемым $\vec{\omega} \times (\vec{v} - \vec{v}_t)$.

Используемые модели турбулентности

В расчетах в результате проведенного сравнительного анализа по выбору модели [10] использовалась Realizable $k - \varepsilon$ модель турбулентности [13]. Уравнения переноса кинетической энергии k турбулентности и диссипации для Realizable $k - \varepsilon$ модели в неподвижной системе координат выглядят следующим образом:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \vec{\nabla} \cdot (\rho k \vec{v}) = \vec{\nabla} \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \vec{\nabla} \cdot k \right] + G_k - \rho \varepsilon,$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \varepsilon \vec{v}) = \vec{\nabla} \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \vec{\nabla} \cdot \varepsilon \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}},$$

где

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}.$$

В этих уравнениях слагаемое $G_k = \mu_t S^2$ отвечает за генерацию турбулентной кинетической энергии за счет градиента осредненной скорости потока, C_1 и C_2 - постоянные модели, σ_k и σ_ε - турбулентные числа Прандтля для k и ε , соответственно.

Как и в других моделях, коэффициент турбулентной вязкости вычисляется из

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Различие между Realizable $k - \varepsilon$ моделью и стандартной моделью, а также моделью RNG заключается в том, что коэффициент C_μ более не является постоянным, а вычисляется с помощью следующих соотношений:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{k U^*}{\varepsilon}}, \quad \text{где } U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}} \text{ и}$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2 \varepsilon_{ijk} \omega_k;$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk} \omega_k,$$

где $\bar{\Omega}_{ij}$ - тензор осредненной скорости вращения в движущейся системе отсчета с угловой скоростью ω_k . Недостающие константы модели A_0 , A_5 и др. см. [13].

Видно, что коэффициент C_μ является функцией компонент тензора напряжений и осредненной скорости вращения, угловой скорости вращения системы координат, а также параметров турбулентности потока k и ε .

Граничные условия и метод решения

На стенках камеры с наддувом и поверхности вентилятора задавалось условие прилипания потока: $\bar{V}_w = 0$, где индекс w означает поверхность стенки. В области входа ($вх$) изменялось давление $P_{вх} = var$, на выходной из области границе ($вых$) задавалось атмосферное давление $P_{вых} = P_{атм}$.

Для численного решения системы осредненных по Рейнольдсу уравнений движения несжимаемой вязкой среды использовался хорошо зарекомендовавший себя так называемый полу-неявный метод для связанных через давление уравнений SIMPLEC [10, 14].

Результаты моделирования

На рис. 10 – 12 представлены суммарные характеристики перспективного вентилятора с лопастями обратной стреловидности. Из них видно, что с увеличением количества лопастей без изменения их размера, т.е. с ростом дискового отношения, существенно возрастают коэффициенты полного давления и мощности при одной и той же производительности вентилятора. Так, например, при двукратном изменении числа лопастей от четырех до восьми коэффициенты ψ и λ также возрастают примерно в два раза. Это связано с тем, что с ростом общей площади лопастей растет и импульс силы, вносимый вентилятором в поток. С ростом осевой скорости вращения вентилятор приближается к срывным режимам работы. На рис. 10 это соответствует значениям $\varphi < 0.17$, производительность вентилятора при этом резко снижается. Выполненные исследования показывают, что чем больше количество лопастей у вентилятора, тем при больших значениях коэффициента производительности происходит срыв потока, а область устойчивой работы становится уже. Однако, в силу относительности коэффициентов ψ и φ , мы можем при применении вентилятора с восьмью лопастями значительно снизив частоту его вращения по сравнению с вентилятором с 4-мя лопастями при неизменном расходе обеспечить те же самые значения коэффициента давления, т.е. возможность преодоления потоком равного сопротивления канала.

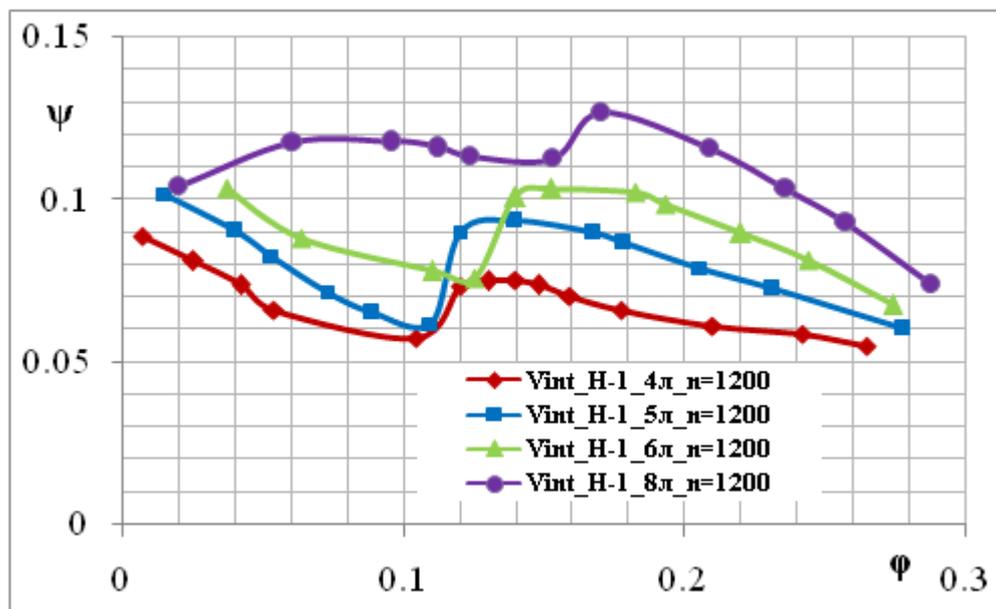


Рис.10. Зависимость коэффициента давления от коэффициента производительности.

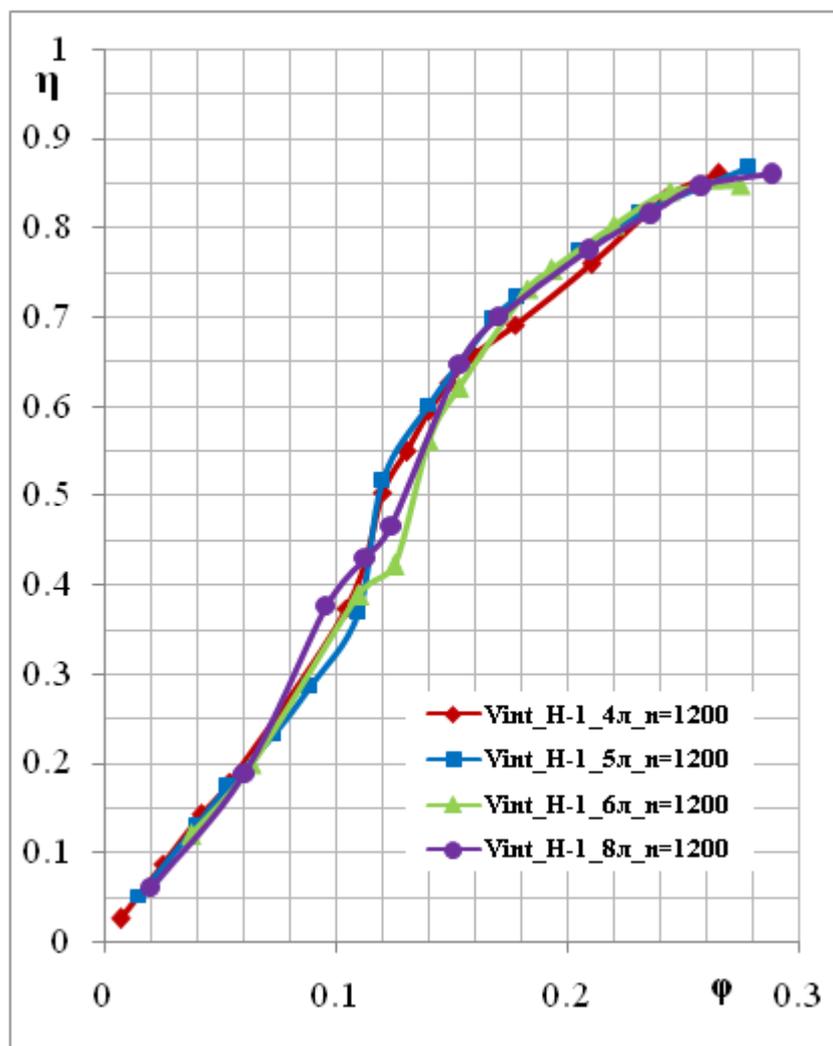


Рис.11. Зависимость коэффициента полезного действия от коэффициента производительности.

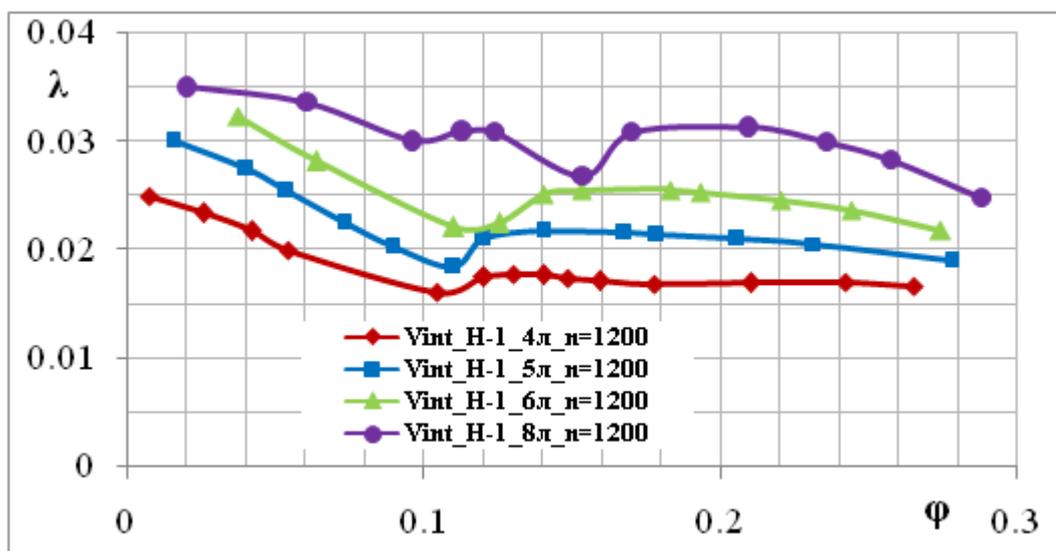


Рис.12. Зависимость коэффициента мощности от коэффициента производительности. Причину сужения зоны устойчивой работы вентилятора с ростом количества лопастей, вероятно, следует искать в изменении геометрии межлопаточных каналов и параметров эквивалентных диффузоров. Известно, что прямые диффузоры, поперечные сечения которых не являются кругами, но у которых отношение максимального размера сечения к минимальному лежит в пределах от 1 до 2, обладают всеми свойствами близких к ним эквивалентных круглых диффузоров [15]. На рис. 11 видно прогнозируемое увеличение КПД у вентиляторов с меньшим числом лопастей в области срывных режимов работы $0.12 < \varphi < 0.18$.

Поле осевой скорости в двух сечениях за вентилятором

Распределение осевой компоненты скорости вдоль радиуса, перпендикулярного оси симметрии вентилятора в двух сечениях, расположенных за рабочим колесом на расстояниях $x=0.15$ м и $x=0.2$ м представлены на рис. 13 и 14.

-Первое сечение

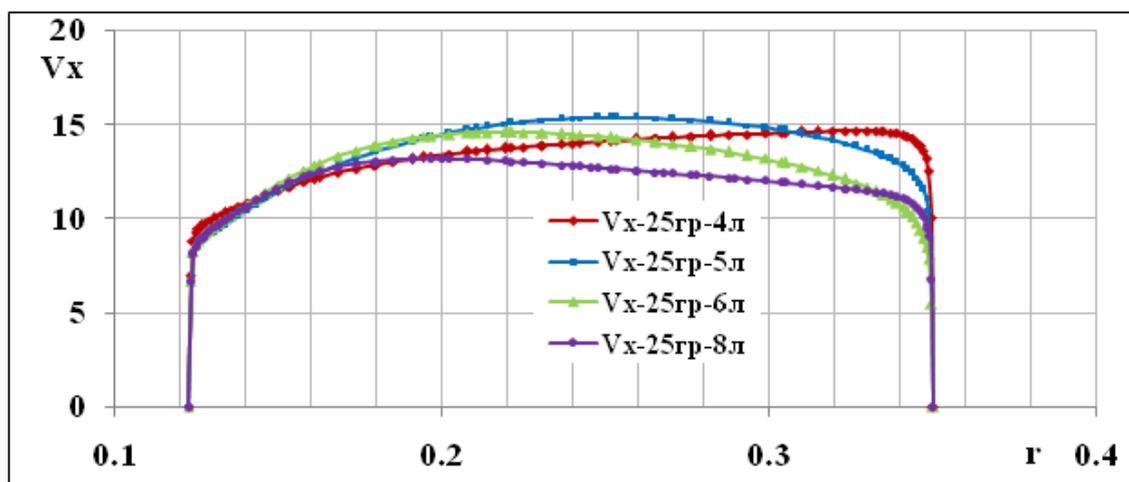


Рис.13. Распределение осевой скорости в сечении $X = 0.15$, $\varphi = 0.24$.

- Второе сечение

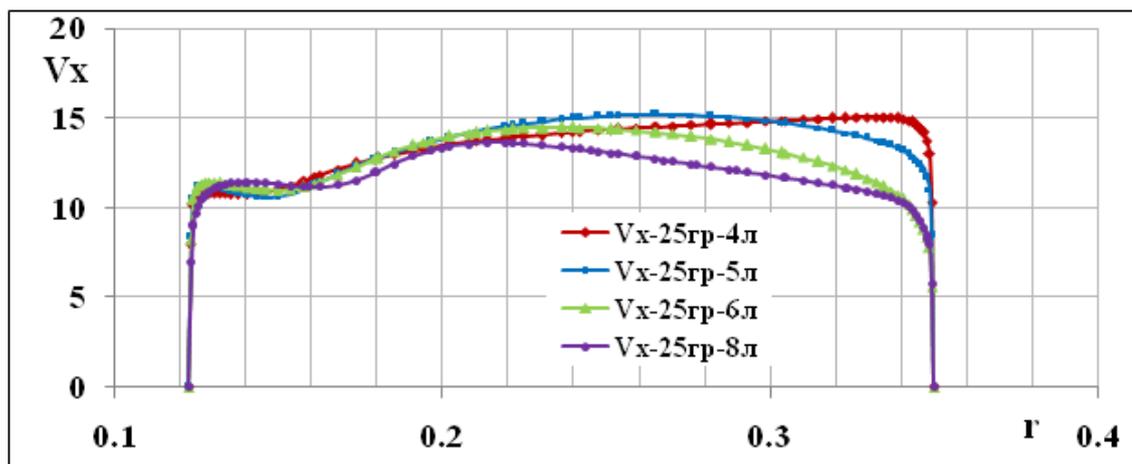


Рис.14. Распределение осевой скорости в сечении $X = 0.2$, $\varphi = 0.24$.

Из представленных рисунков видно, что пяти- и шестилопастные вентиляторы дают более равномерный поток в двух сечениях, чем четырех- и восьмиллопастные вентиляторы.

На следующих рисунках приведено сравнение расчетных и экспериментальных характеристик вентилятора ЦАГИ ОВ-23 с расчетными характеристиками перспективного вентилятора Н-1. Сравнение выполнено для вентиляторов с 4-мя, 5-ти, 6-ти и 8-ми лопастями.

Сравнение характеристик вентиляторов

- Четырехлопастные вентиляторы

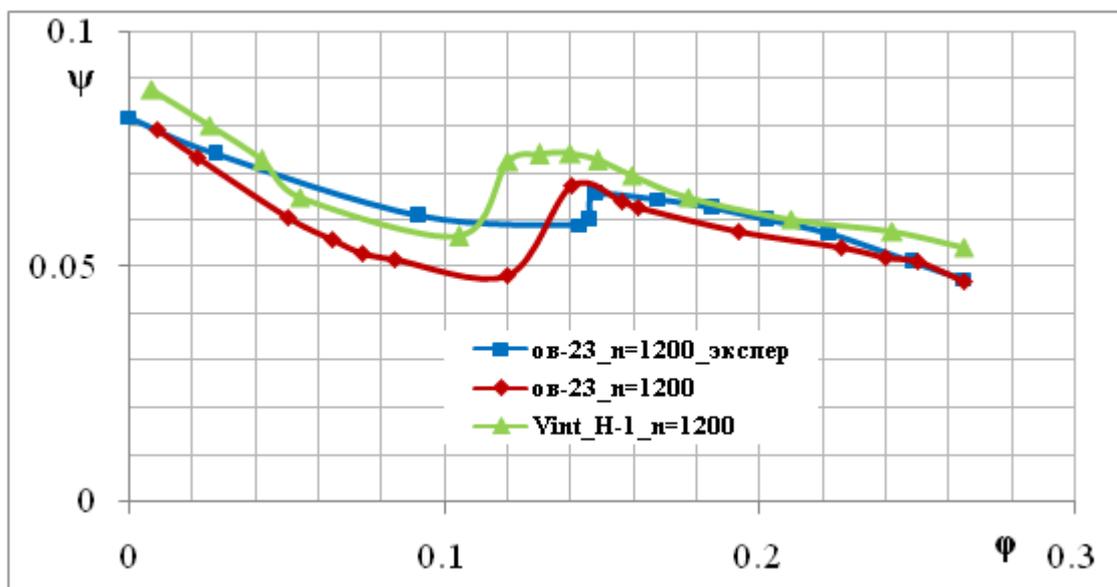


Рис.15. Зависимость коэффициента давления от коэффициента производительности.

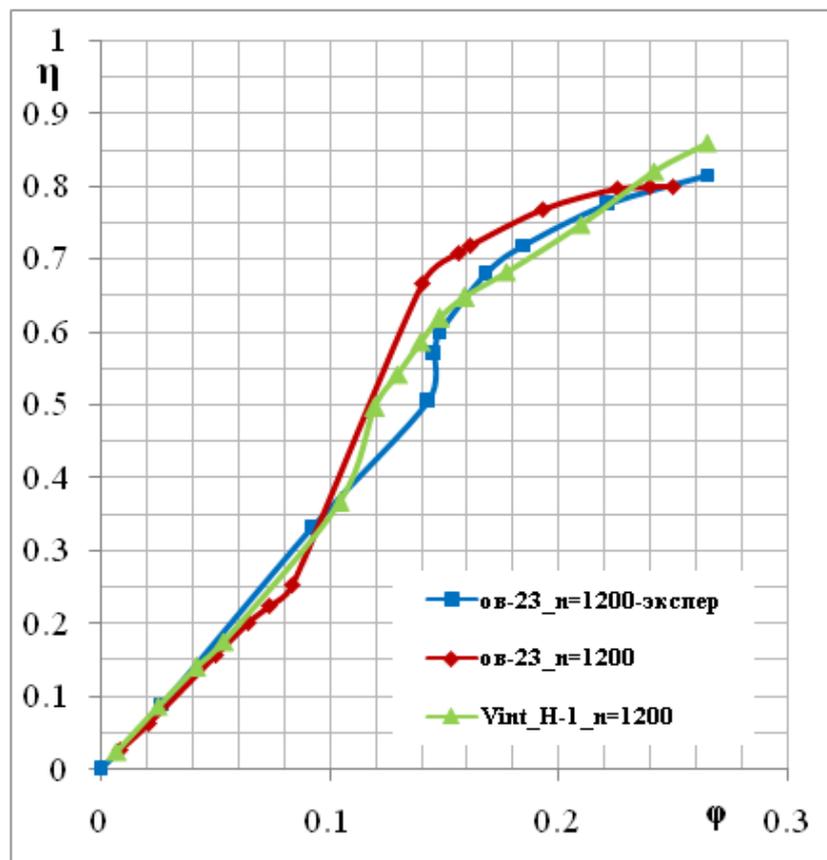


Рис.16. Зависимость коэффициента полезного действия от коэффициента производительности

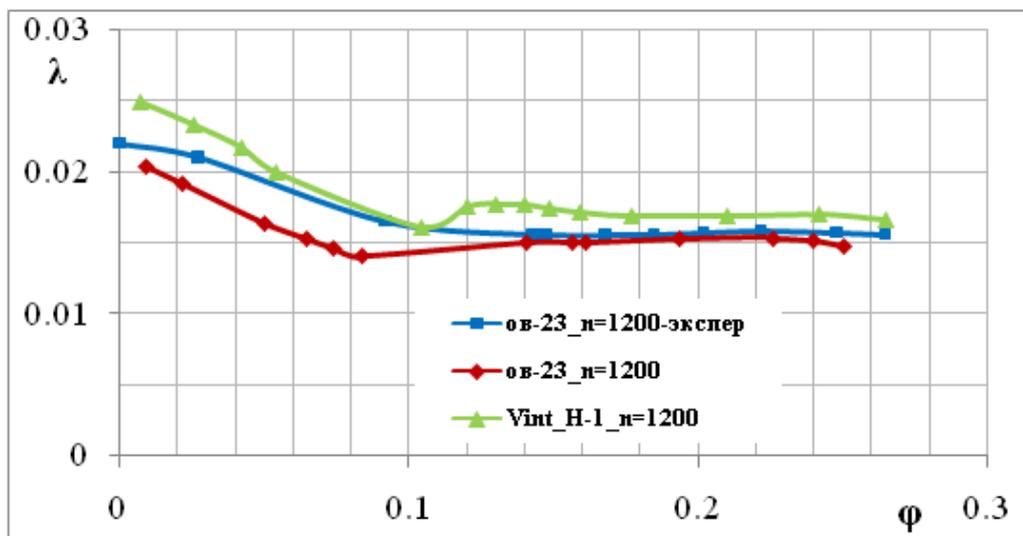


Рис.17. Зависимость коэффициента мощности от коэффициента производительности.

Из рис. 15 и 17 видно, что не только коэффициенты полного давления и мощности у четырехлопастного вентилятора Н-1 больше, чем у вентилятора ОВ-23, но и зона его устойчивой работы шире. На рис. 16 заметно, что коэффициент полезного действия у вентилятора Н-1 в целом соизмерим с характеристикой вентилятора ОВ-23, хотя и незначительно выше в крайне правой части графика, но несколько меньше в его центральной части.

- Пятилопастные вентиляторы

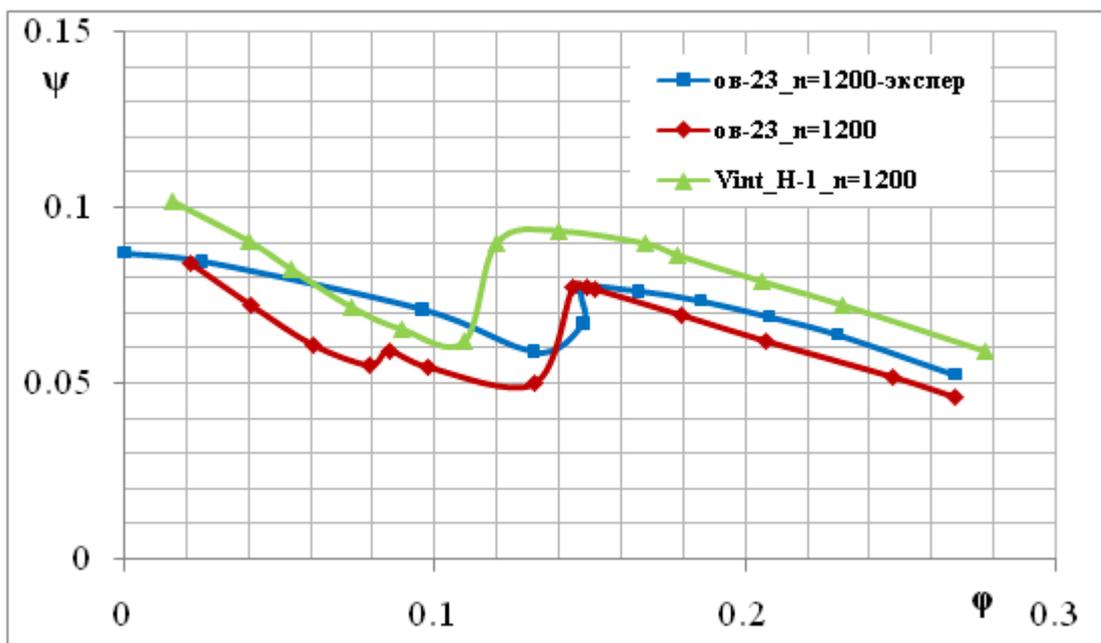


Рис.18. Зависимость коэффициента давления от коэффициента производительности.

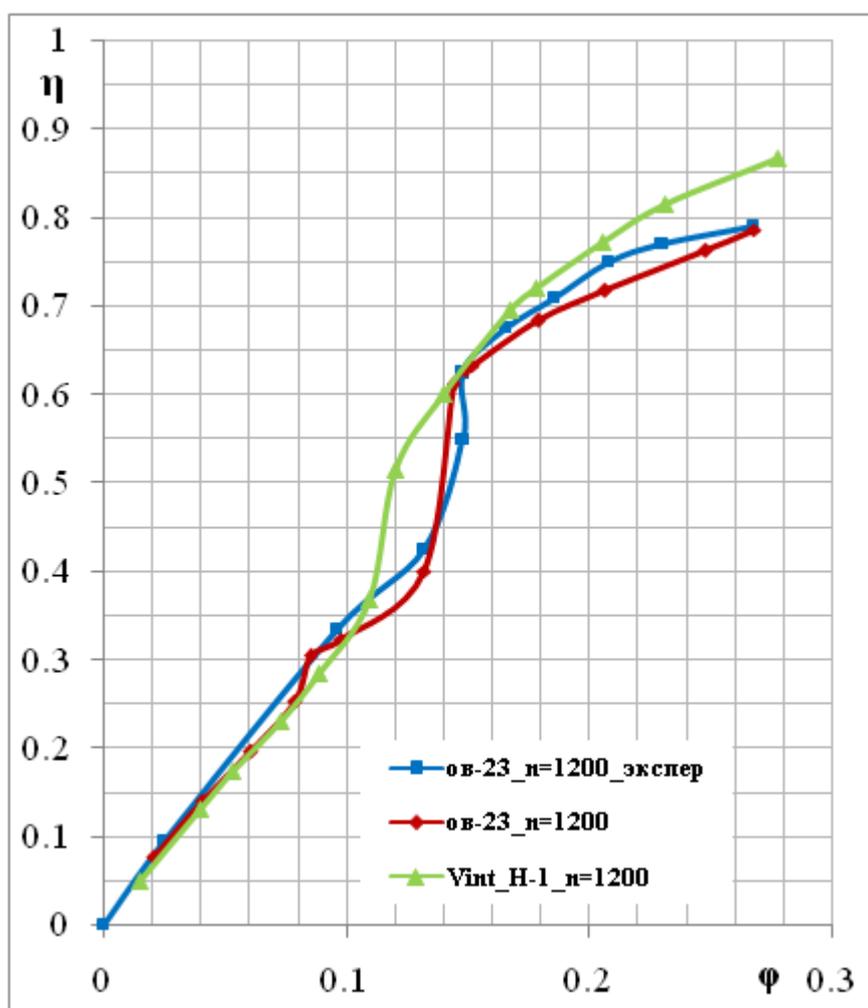


Рис.19. Зависимость коэффициента полезного действия от коэффициента производительности.

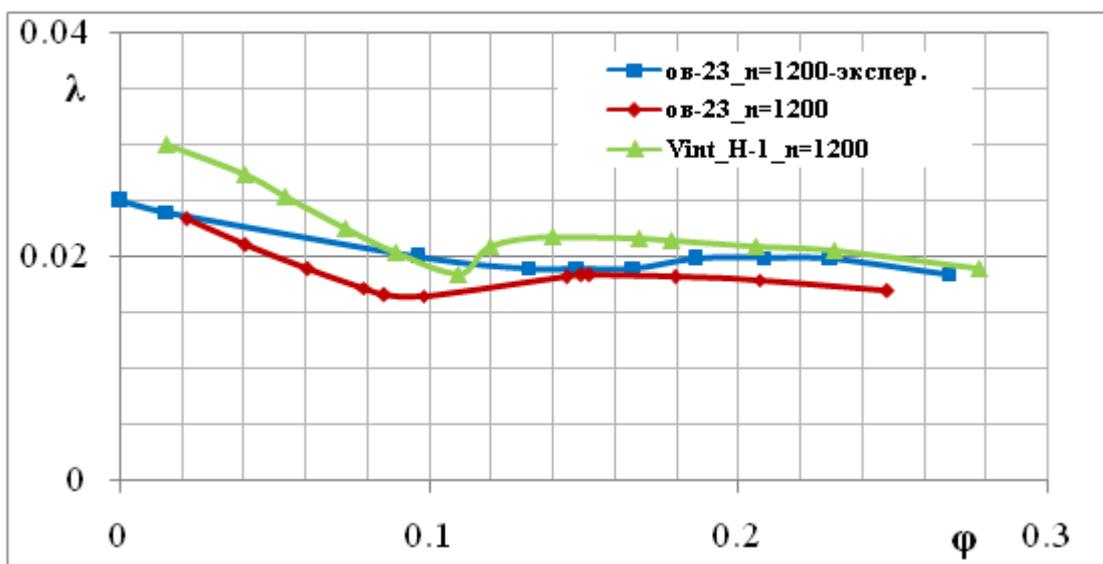


Рис.20. Зависимость коэффициента мощности от коэффициента производительности.

На рис. 18 и рис. 20 мы видим ту же картину, что и на рис. 15 и рис. 17. Однако на рис. 19 видно, что коэффициент полезного действия у перспективного пятилопастного вентилятора Н-1 больше, чем у вентилятора ОВ-23 во всем диапазоне рабочих режимов. Замечен существенный прирост давления в той части зависимости, где на лопастях вентилятора ОВ-23 имеет место срыв потока и в крайне правой части графика, где вентиляторы работают на низких оборотах вращения. В связи с последним, для обеспечения заданного расхода при фиксированном сопротивлении канала, частоту вращения вентилятора Н-1 придется понизить примерно на 20% по сравнению с вентилятором ОВ-23. Снижение частоты вращения вентилятора естественным образом снизит уровень шума, производимый им.

Особенно интересным моментом является повышенная устойчивость вентилятора обратной стреловидности Н-1 к отрыву потока. На рис. 21 – 23 представлено распределение давления вдоль хорды лопасти вентиляторов при $\varphi = 0.18$ и для различных значений радиуса. Сечения взяты около втулки, в центре лопасти и на самом ее конце. Скоростной напор посчитан по окружной скорости u вентилятора. Видно общее отличие в распределении давления на лопасти вентилятора от обычных крыльев. Так, например, у вентиляторов пики максимального и минимального давлений расположены практически вдоль передней кромки профиля. У вентилятора ОВ-23 лопасти практически не имеют стреловидности и тем не менее разрежение вдоль верхней поверхности лопасти непрерывно растет от корневого сечения к концевому, что прямо противоположно поведению давления на нестреловидных крыльях, но схоже с распределением давления на крыльях прямой стреловидности [16]. Помимо этого у вентилятора ОВ-23 к концевому сечению $r = 0.35$ м растет обратный градиент давления, как и на крыле прямой

стреловидности, что особенно заметно на рис. 23. Этот возрастающий градиент давления и вызывает преждевременный срыв потока в отличие от вентилятора Н-1, у которого и максимум разрежения в концевом сечении намного меньше. Имеющие место различия в поведении распределения давления у вентиляторов и крыльев вызвано в первую очередь вращением лопастей вентилятора, а также наличием кориолисовой силы, изменяющей картину линий тока у его поверхности.

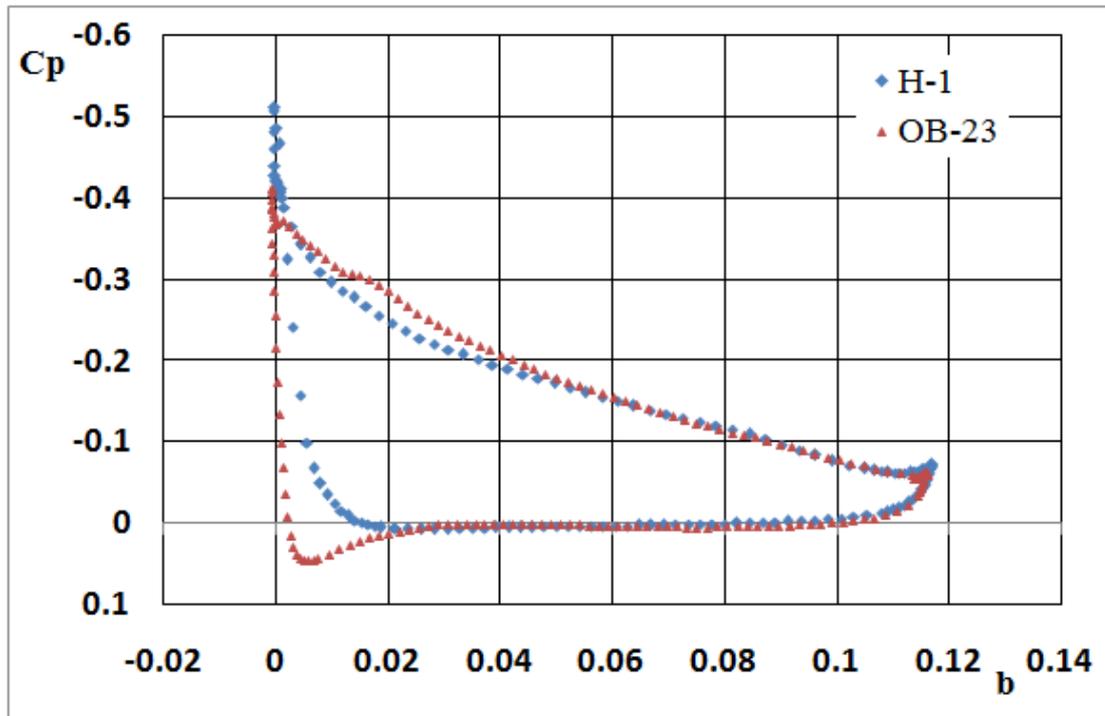


Рис.21. Распределение коэффициента давления вдоль лопасти в сечении $r = 0.1225$ м.

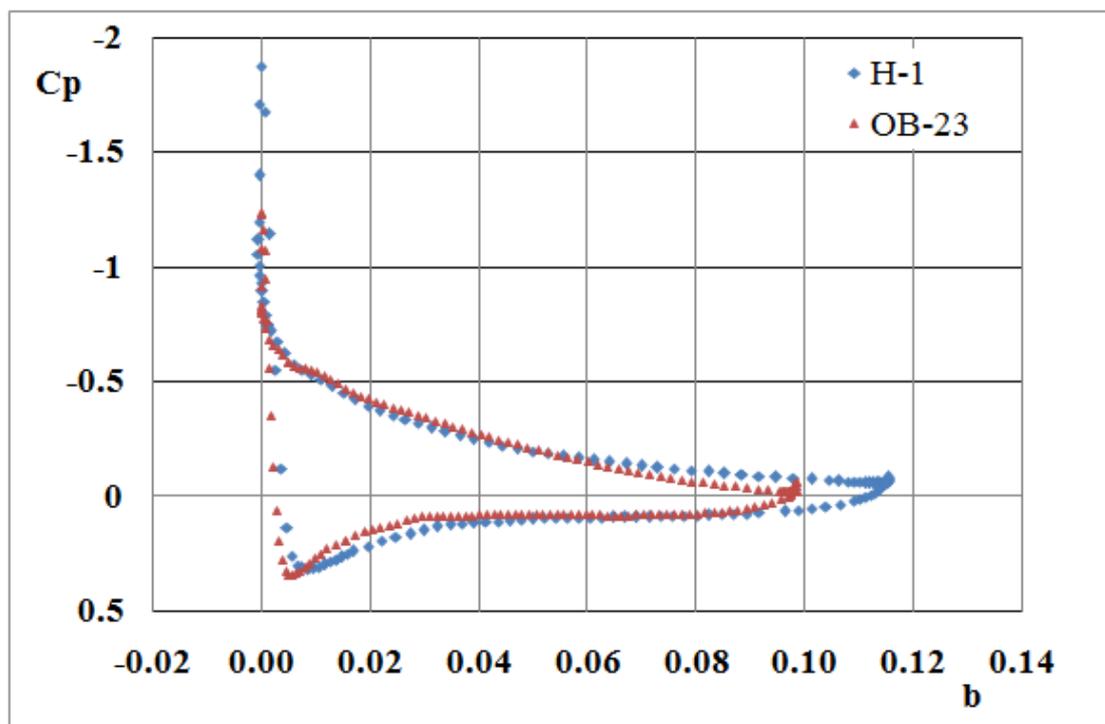


Рис.22. Распределение коэффициента давления вдоль лопасти в сечении $r = 0.2275$ м.

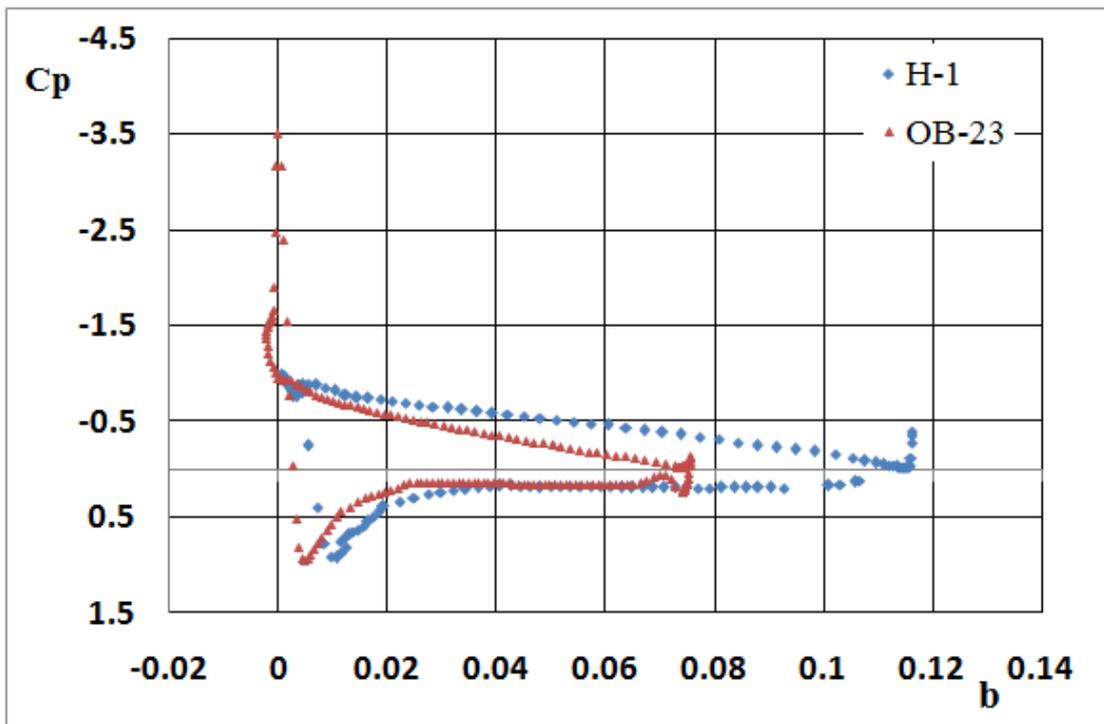


Рис.23. Распределение коэффициента давления вдоль лопасти в сечении $r = 0.35$ м.

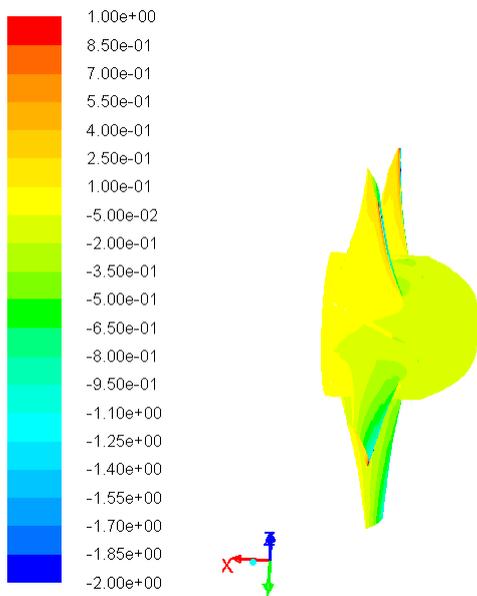


Рис.24. Распределение коэффициента давления, вентилятор OB-23.

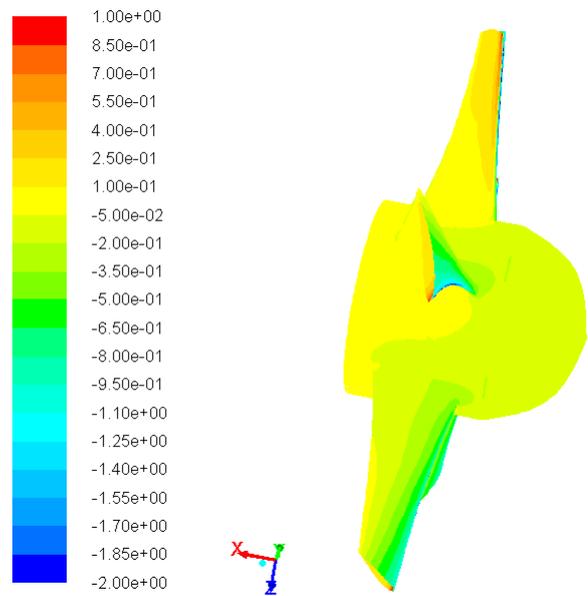


Рис.25. Распределение коэффициента давления, вентилятор H-1.

Описанная особенность в распределении давления на перспективном вентиляторе H-1 заметна и на рис. 25.

- Шестилопастные вентиляторы

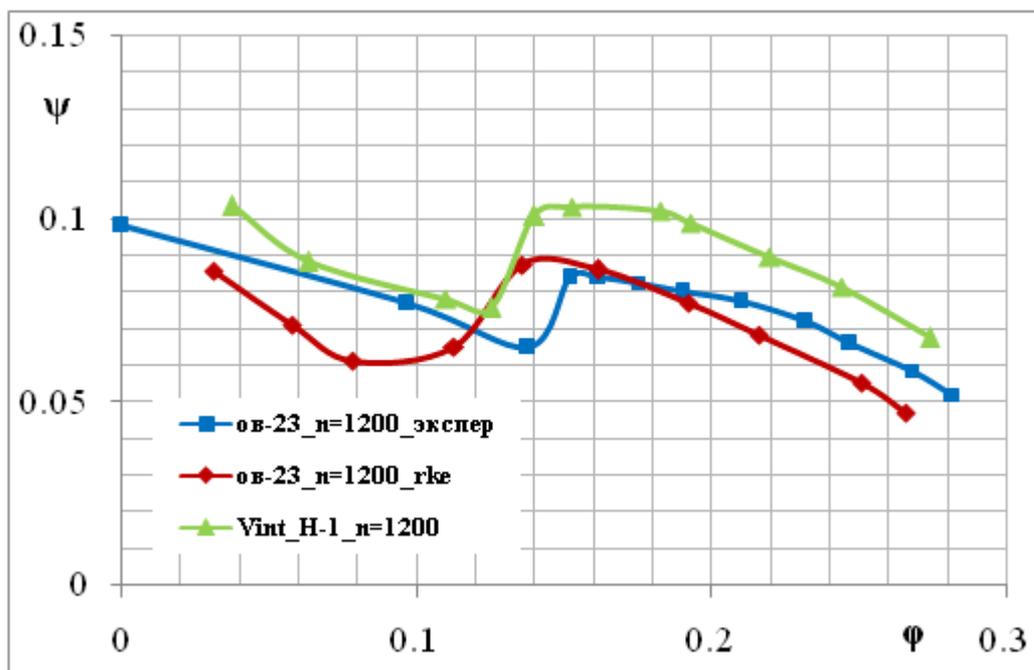


Рис.26. Зависимость коэффициента давления от коэффициента производительности.

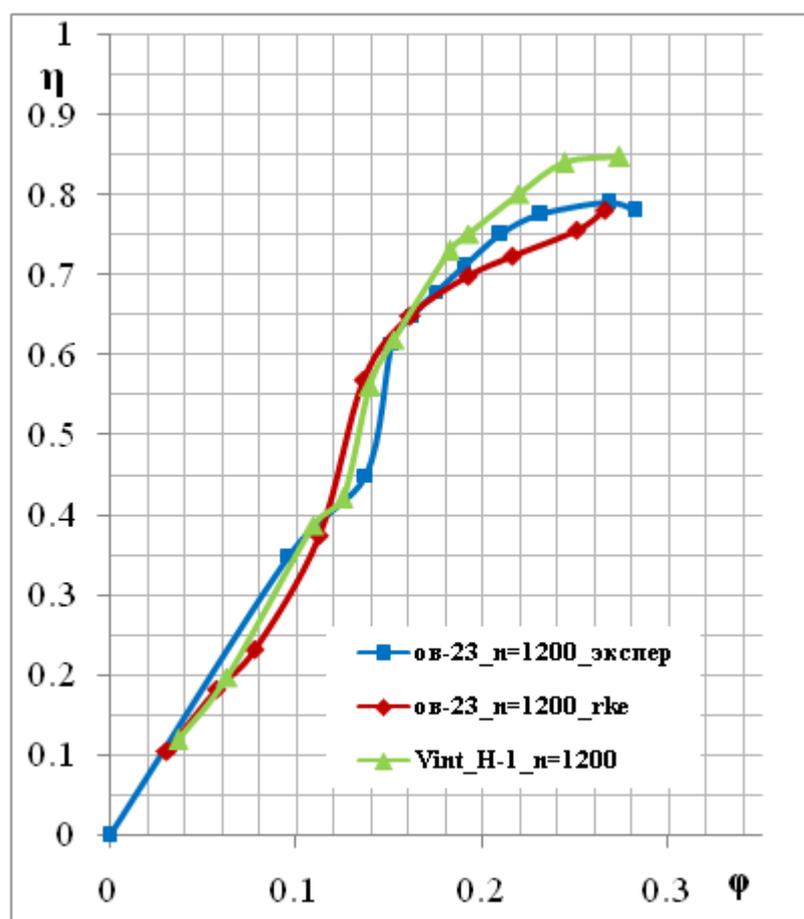


Рис.27. Зависимость коэффициента полезного действия от коэффициента производительности.

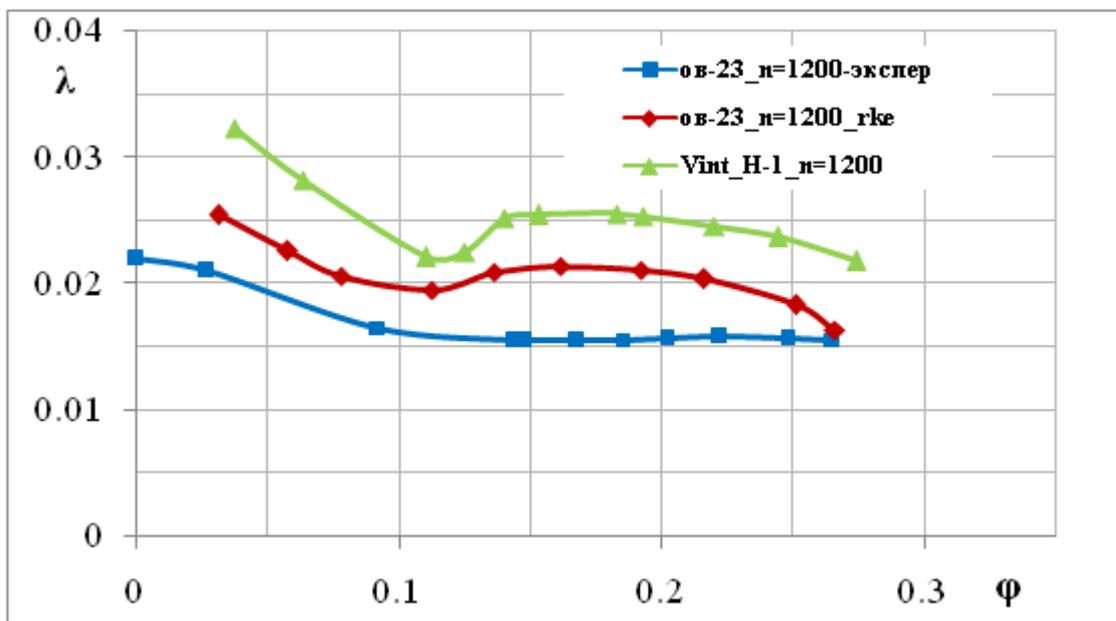


Рис.28. Зависимость коэффициента мощности от коэффициента производительности.

- Восьмилопастные вентиляторы

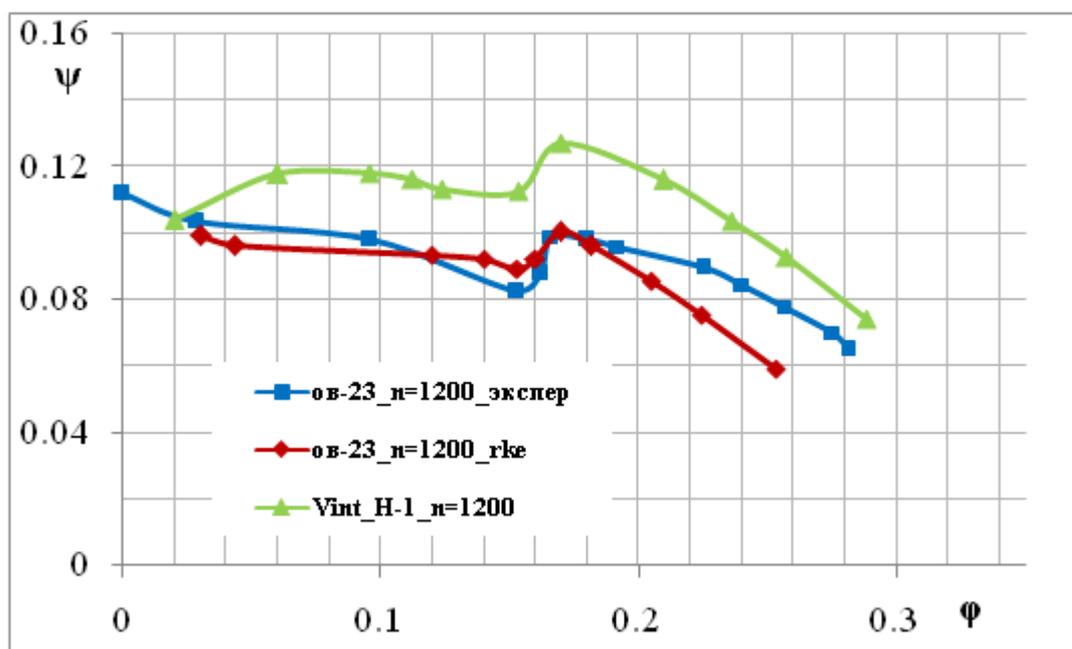


Рис.29. Зависимость коэффициента давления от коэффициента производительности.

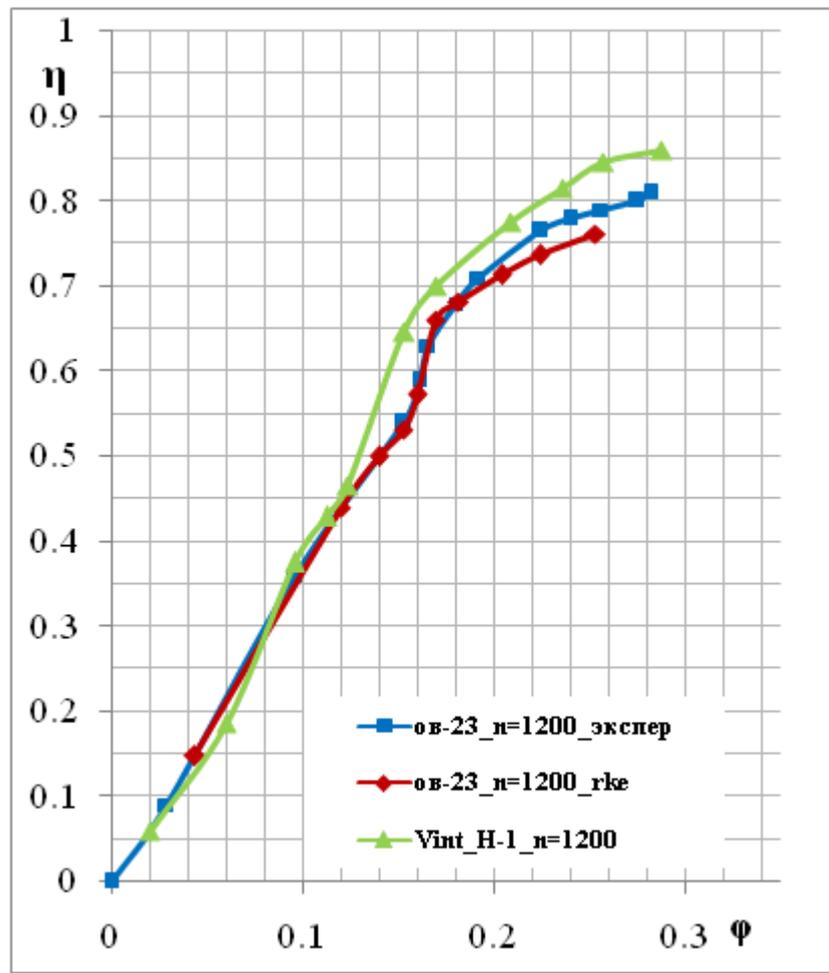


Рис.30. Зависимость коэффициента полезного действия от коэффициента производительности.

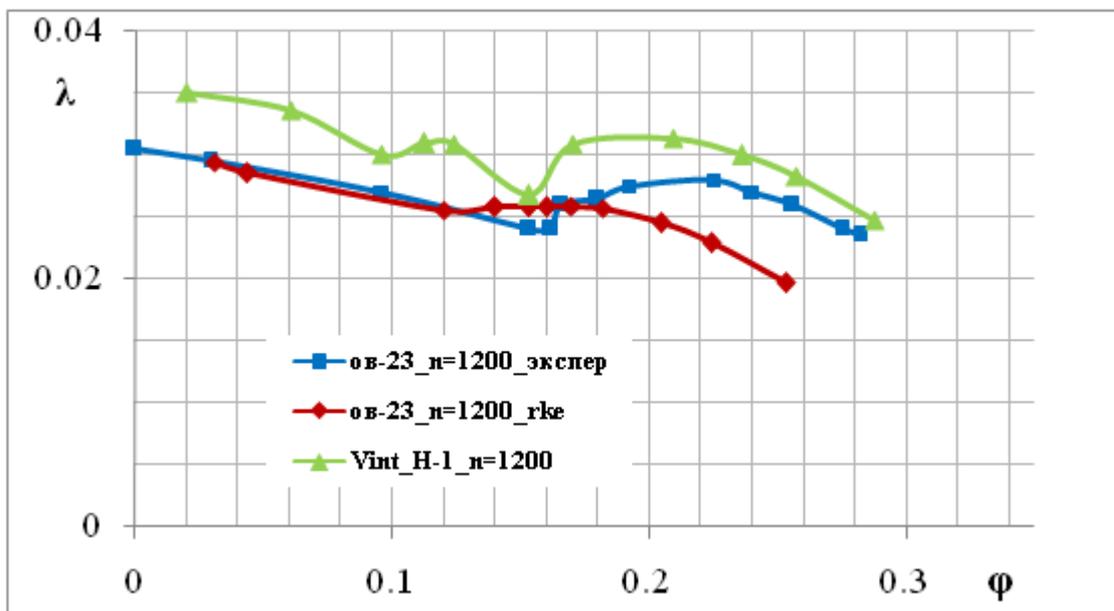


Рис.31. Зависимость коэффициента мощности от коэффициента производительности.

На рис. 26 - 28, 29 - 31 мы видим то же самое, что и на рис. 18 - 20. Некоторое различие заключается в том, что коэффициент полезного действия у восьмилопастного вентилятора

ведет себя наиболее предпочтительно по отношению ко всем другим исследуемым вариантам.

Заключение

В этой статье мы привели лишь некоторые результаты небольшой серии численных исследований, направленных на решение задачи о снижении числа оборотов вентилятора при неизменной величине создаваемого им динамического напора и заданного полного давления вентилятора. Эта задача решалась за счет модификации формы лопасти, искривления ее передней кромки и использования лопасти обратной стреловидности.

Результаты проведенных исследований показали, что:

- Вентилятор с вогнутыми лопатками Н-1 обеспечивает повышение коэффициента полезного действия на 7-10% и расширение зоны устойчивой работы по сравнению с вентилятором ЦАГИ ОВ-23 при равных габаритных размерах и углах установки лопасти.
- Вентиляторы с большим числом лопастей дают значительный прирост коэффициентов давления и мощности, но зона их устойчивой работы уже, чем у вентилятора с меньшим числом лопастей. Однако при двукратном увеличении количества лопастей возможно существенное снижение угловой скорости вращения вентилятора, обеспечивающего заданный расход при фиксированном сопротивлении канала.
- Пяти- и шестилопастной вентиляторы дают более равномерное поле осевой скорости за ними и большие значения для коэффициента полезного действия, чем у четырех- и восьмиллопастных вентиляторов.

Эти результаты неплохо согласуются с выводами работ [5 - 8], рассмотренными нами во введении. Однако, не все так однозначно, в частности есть современные работы [17] по лопаточным машинам, в которых предпочтения отдаются осевым компрессорам с лопатками прямой стреловидности по передней кромке. Во многих работах констатируются факты, представлены результаты сравнительного анализа, мы же попытались объяснить физические причины некоторых явлений.

Библиографический список

1. *Myungil Kim, Seungmin Lee, Jaesung Kim, and Sangmin Lee.* Web-based Axial Fan Simulator using Supercomputer. - Proceedings of the World Congress on Engineering 2009, Vol I WCE 2009, July 1 - 3, 2009, London, U.K.
2. *Nashimoto A., Fujisawa N. and Sasaki H.* Visualization of Noise Sources and Surface Flows over a Rotating Fan Blade. - Journal of Visualization, Vol. 9, No. 3, 2006, P. 245-246.
3. *Nashimoto A., Fujisawa N., Nakano T. and Yoda T.* Visualization of Aerodynamic Noise Source around a Rotating Fan Blade. - Journal of Visualization, Vol. 11, No. 4, 2008, P. 365-373.
4. *Li Yang, Ouyang Hua, and Du Zhao-Hui.* Optimization Design and Experimental Study of Low-Pressure Axial Fan with Forward-Skewed Blades. - Hindawi Publishing Corporation International Journal of Rotating Machinery, Volume 2007, Article ID 85275, 10 pages, doi:10.1155/2007/85275.
5. *Beiler M. G., Carolus T. H.* Computation and measurement of the flow in axial flow fans with skewed blades. - Journal of Turbomachinery, vol. 121, no. 1, pp. 59–66, 1999.
6. *Cai N., Xu J., Benaissa A.* Aerodynamic and aeroacoustic performance of a skewed rotor. - Proceedings of ASME Turbo Expo, International Gas Turbine Institute Conference (IGTI '03), vol. 6A, pp. 497–504, Atlanta, Ga, USA, June 2003.
7. *Outa E.* Rotating stall and stall-controlled performance of a single stage subsonic axial compressor. - Journal of Thermal Science, vol. 15, no. 1, pp. 1–13, 2006.
8. *Corsini A., Rispoli F.* The role of forward sweep in subsonic axial fan rotor aerodynamics at design and off-design operating conditions. - Proceedings of ASME Turbo Expo, International Gas Turbine Institute Conference (IGTI '03), vol. 6A, pp. 543–553, Atlanta, Ga, USA, June 2003.
9. *Брусиловский И.В.* Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов, ЦАГИ. - М.: Недра, 1978, 195с.
10. *Ву М.Х., Попов С.А., Рыжов Ю.А.* Проблемы моделирования течения в осевых вентиляторах аэродинамических труб. – Электронный журнал «Труды МАИ». Выпуск № 53, 2012, 23с.
11. *Брусиловский И.В.* Аэродинамика осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1984, 240с.
12. *Белов И.А., Исаев С.А.* Моделирование турбулентных течений. СПб.: Балт. гос. тех. унив., 2001, 109с.

13. *T.-H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, and J. Zhu.* A New $k - \varepsilon$ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation. - *Computers Fluids*. 24(3). 227–238. 1995.
14. *J.P. Vandoormaal and G.D. Raithby.* Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows. - *Numer.Heat Transfer*, 7, 147–163, 1984.
15. *Ушаков К.А., Бушель А.Р.* Исследование влияния числа лопаток на характеристику осевого вентилятора. В сб.Промышленная аэродинамика. - М.: Оборонгиз, 1958, № 10, с.36-42.
16. Аэродинамика летательных аппаратов: Учебник для вузов/Колесников Г.А., Марков В.К., Михайлюк А.А. и др.;Ред. Колесников Г.А.-М.:Машиностроение,1993.-542 с.
17. *Ali R. A. Kwedikha.* Aerodynamic effects of blade sweep and skew applied to rotors of axial flow turbomachinery. - The Booklet of the Thesis Submitted for the Degree of Doctor of Philosophy, Budapest University of Technology and Economics Faculty of Mechanical Engineering Department of Fluid Mechanics, 2009, 19p.

Сведения об авторах

Попов Сергей Александрович, доцент Московского авиационного института (национального исследовательского университета), к.ф.-м.н.

МАИ, Волоколамское ш., 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993; тел.: 499-728 10 23,
e-mail: flowmech@mail.ru

Ву Мань Хиеу, аспирант Московского авиационного института (национального исследовательского университета), 125480, г. Москва, ул. В. Лациса, д.18;
тел.: +7 967-068 20 66, e-mail: manhhieu1611@mail.ru

Рыжов Юрий Алексеевич, профессор, заведующий кафедрой Московского авиационного института (национального исследовательского университета), академик РАН, д.т.н.
МАИ, Волоколамское ш., 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993; тел.: +7 495-760 60 27