

УДК 519.688+629.7.035.7

Влияние формы кока, относительного размера втулки диффузора на характеристики осевого вентилятора

Ю.А. Рыжов, С.А. Попов, М.Х. Ву

Аннотация

В работе приводятся результаты численных исследований влияния формы кока, относительного размера втулки и диффузора на характеристики осевых вентиляторов. Получены коэффициенты производительности, полного давления, полезного действия и мощности. Показано влияние формы кока, относительного размера втулки и диффузора на характеристики вентилятора.

Ключевые слова: осевой вентилятор; форма кока; относительный размер втулки; усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса; коэффициенты полного давления и производительности; КПД и коэффициент мощности вентилятора.

Влияние формы кока на интегральные характеристики вентилятора может иметь место как в связи с изменением поля скоростей, формируемого им и коллектором перед лопаточным венцом, так и в результате возникновения отрывного течения при неблагоприятной форме кока или при его отсутствии. Это влияние зависит от типа аэродинамической схемы вентилятора, от размера втулки, параметров решетки лопаток, режима работы и угла установки лопаток.

В настоящей работе для исследования влияния формы кока на интегральные характеристики проводилось моделирование течения около вентилятора с коком разных форм и с втулкой разных размеров. Изучался вентилятор Н-1 диаметром $D=0.7$ м вращающийся с частотой $n=800$ об/мин [1]. Кок имел форму полуэллипсоида, полусферы и укороченной полусферы. Полуэллипсоид имел большую ось $1.4 r_{вт}$ и меньшую ось $r_{вт}$. Полусфера имела диаметр равный диаметру втулки $d_{вт}$. Укороченная полусфера имела длину $l=0.3r_{вт}$. Для исследования влияния относительного размера втулки на интегральные характеристики в качестве объекта исследования был выбран вентилятор Н-2, диаметр которого был задан равным $D=0.7$ м [1]. Вентилятор Н-2 также вращался со скоростью

$n=800$ об/мин. Относительный размер втулки вентилятора задавался равным $d/D=0.35$; 0.45 ; 0.55 . Для исследования влияния диффузора на характеристики вентилятора использовалась геометрия диффузора аэродинамической трубы Т-1(МАИ) и вентилятор Н-1 диаметром $D=3.5$ м, вращающийся с частотой вращения $n=800$ об/мин. Геометрические параметры лопаток вентиляторов Н-1 и Н-2 заданы в таблицах 1 и 2, а их общие виды представлены на рис. 1 и 2.

Таблица 1. Геометрические параметры лопатки вентилятора Н-1.

Сечение	\bar{r}	\bar{b}	$\bar{\rho}$	\bar{c}
<i>I</i>	1	0.38	1.01	0.1
<i>II</i>	0.95	0.38	1.045	0.103
<i>III</i>	0.85	0.38	1.105	0.111
<i>IV</i>	0.75	0.38	1.11	0.119
<i>V</i>	0.65	0.38	1.04	0.126
<i>VI</i>	0.55	0.38	0.9	0.134
<i>VII</i>	0.45	0.38	0.732	0.142
<i>VIII</i>	0.35	0.38	0.533	0.15

Таблица 2. Геометрические параметры лопатки вентилятора Н-2.

Сечение	\bar{r}	\bar{b}	$\bar{\rho}$	\bar{c}
<i>I</i>	1	0.4	1.01	0.06
<i>II</i>	0.95	0.428	1.045	0.103
<i>III</i>	0.85	0.406	1.105	0.111
<i>IV</i>	0.75	0.386	1.11	0.119
<i>V</i>	0.65	0.367	1.04	0.126
<i>VI</i>	0.55	0.348	0.9	0.134
<i>VII</i>	0.45	0.331	0.732	0.142
<i>VIII</i>	0.35	0.314	0.533	0.15

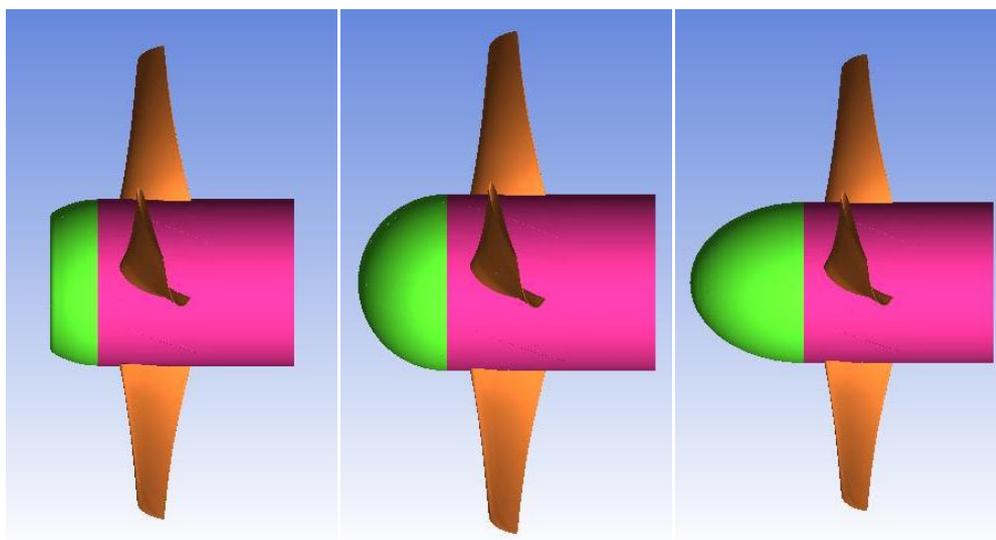


Рис. 1. Различные формы кока вентилятора Н-1.

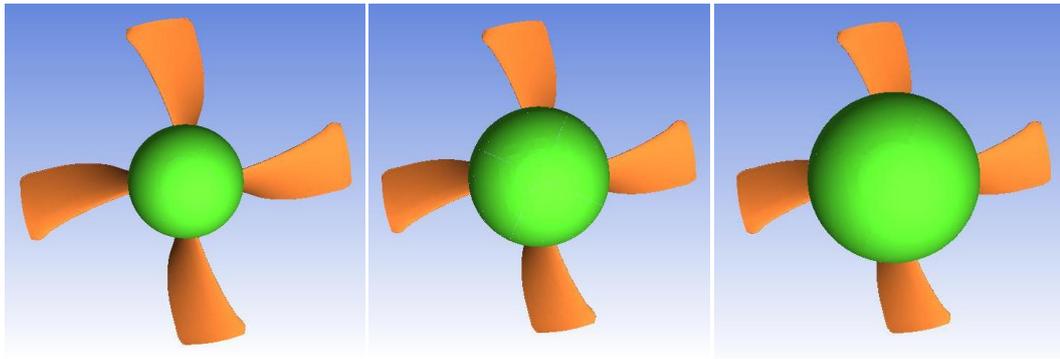


Рис. 2. Вентилятор Н-2 с втулкой разных размеров.

Для решения поставленных задач использовались осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса, записанные для пространственного течения и замкнутые Realizable $k - \varepsilon$ моделью турбулентности [2]. На непроницаемых стенках вентилятора и проточного канала ставилось условие прилипания. На выходе из расчетной области задавалось атмосферное давление, а на входе в расчетную область давление варьировалось таким образом, чтобы моделировать разные режимы работы вентилятора. Задача решалась численно с помощью метода контрольного объема [3]. Расчетная сетка имела блочную структуру. Структура расчетной области выбиралась из условия минимизации количества ячеек, форма которых не ухудшала бы сходимость и аппроксимацию. Для достоверного определения газодинамических параметров расчетная сетка была адаптирована к особенностям течения и имела сгущение вблизи твердой поверхности.

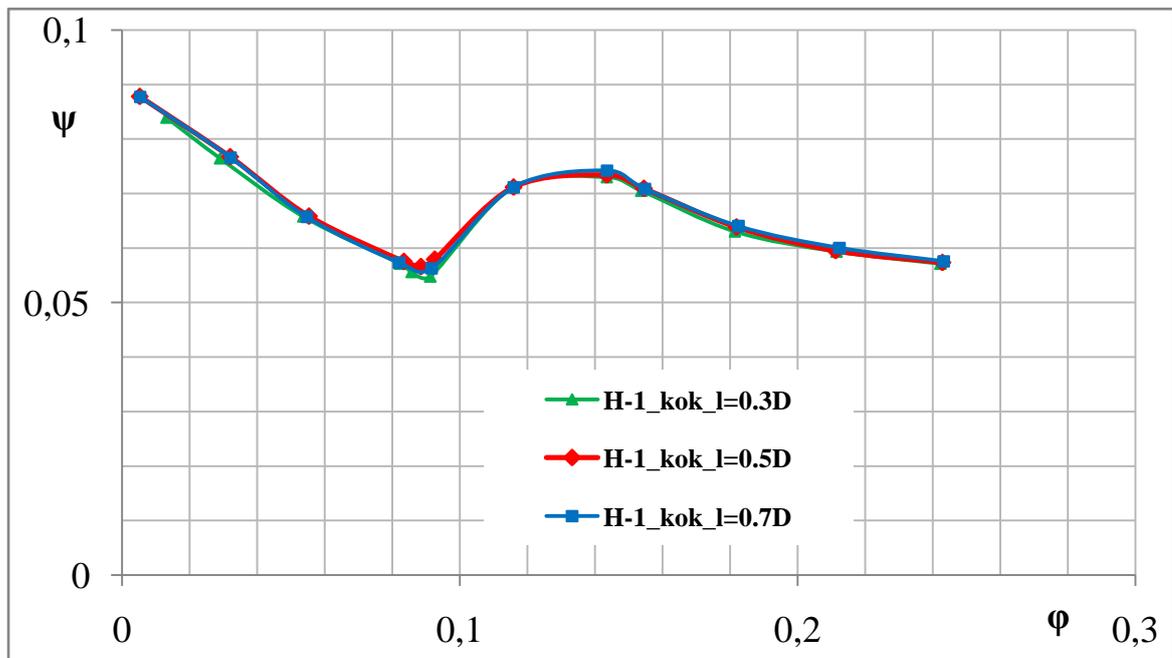


Рис. 3. Зависимость коэффициента полного давления от коэффициента производительности вентилятора.

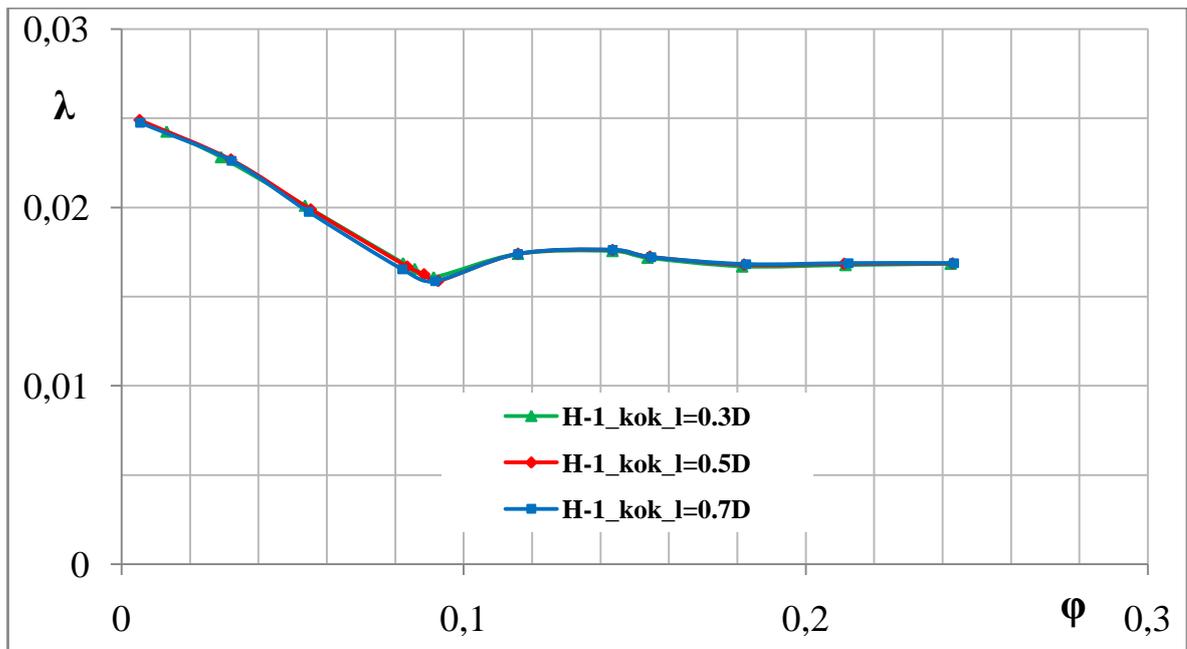


Рис. 4. Зависимость коэффициента мощности от коэффициента производительности вентилятора.

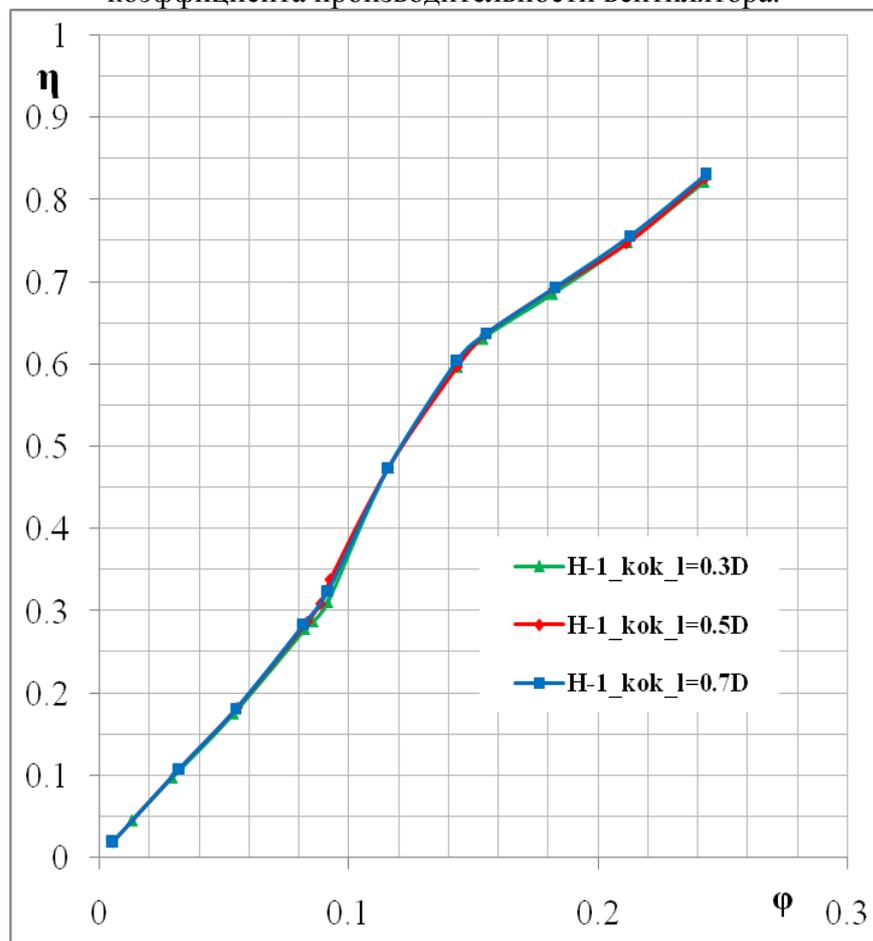


Рис. 5. Зависимость коэффициента полезного действия от коэффициента производительности вентилятора.

Результаты моделирования первой задачи представлены на рис. 3- 5. Из них видно, что использование кока в формах: полуэллипсоида, полусферы и сферы дает одинаковые результаты. Использование кока во всех трех исследуемых формах обеспечивает плавное

обтекание втулки вентилятора, так что разница в интегральных характеристиках совсем незначительна. Эти результаты вполне соответствуют данным работы [4], в которой было показано, что отсутствие кока приводит к уменьшению максимального КПД и КПД во всей области рабочих режимов. Наибольшее падение максимального КПД достигает 16%. Это объясняется тем, что отсутствие кока вызывает срыв потока по всему периметру втулки осевого вентилятора на входе и даже распространяется за колесом. Во всех случаях при отсутствии кока наблюдается сдвиг срывных режимов обтекания в зону меньших значений коэффициента производительности вентилятора.

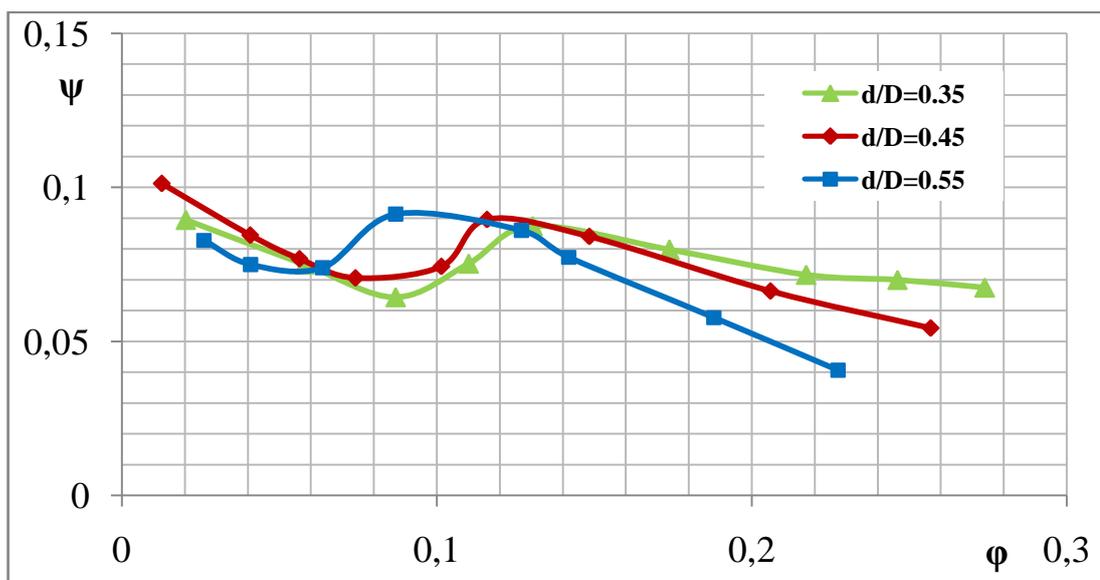


Рис. 6. Зависимость коэффициента полного давления от коэффициента производительности вентилятора.

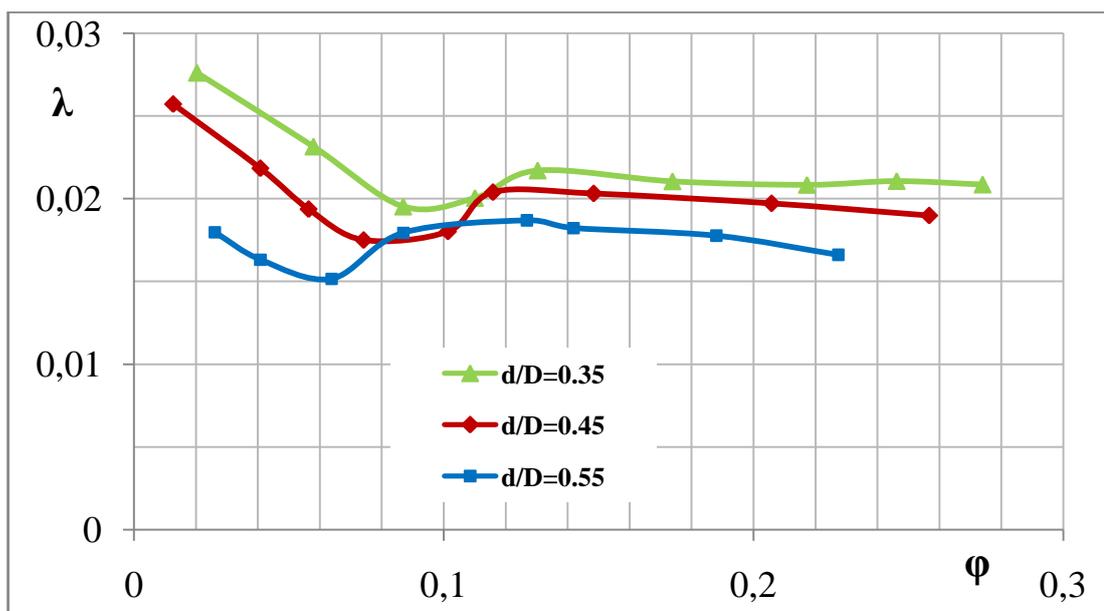


Рис. 7. Зависимость коэффициента мощности от коэффициента производительности вентилятора.

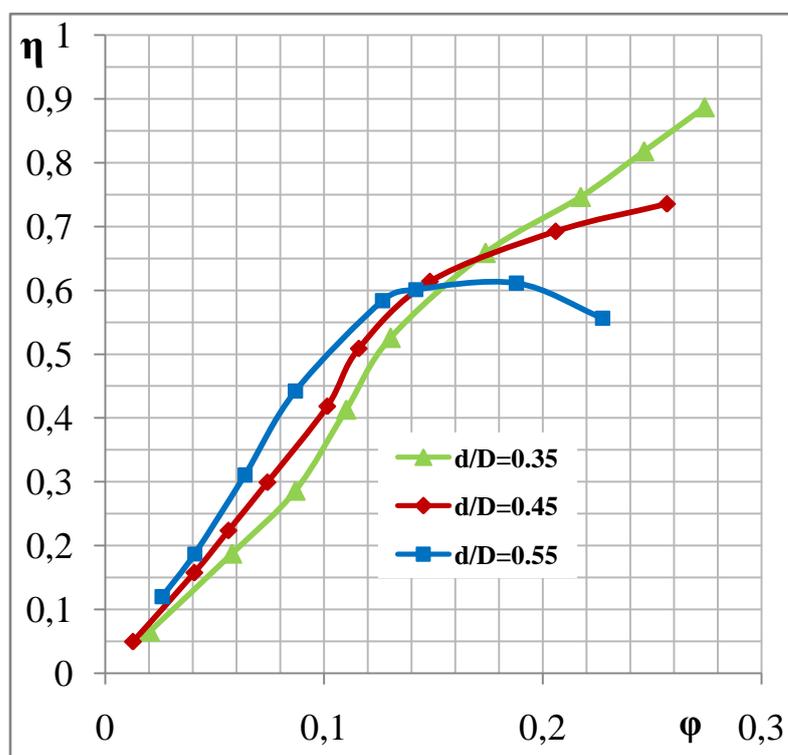


Рис. 8. Зависимость коэффициента полезного действия от коэффициента производительности вентилятора.

На рис. 6-8 представлены результаты решения второй задачи. По ним видно, что момент наступления срывных режимов обтекания сдвигается в зону меньших значений коэффициента производительности вентилятора. При этом расширяется область его устойчивой работы, но падают коэффициенты полного давления и мощности. Это объясняется: во-первых - уменьшением отметаемой площади, а во-вторых, тем, что при увеличении относительного размера втулки вентилятора его лопатки становятся короче. В результате этого получается некоторый новый вентилятор, угол установки лопаток которого меньше угла установки лопаток исходного вентилятора. Поэтому срыв потока у вентилятора с меньшим углом установки лопастей происходит уже при меньших значениях коэффициента производительности. Коэффициент мощности имеет такое же свойство, что и коэффициент давления вентилятора. На рис 8 видно, что максимальное КПД уменьшается на 17% от первого варианта ко второму и на-20% от второго варианта к третьему. Уменьшение максимального КПД может быть объяснено тем, что при увеличении размера втулки увеличиваются и потери энергии из-за трения.

Результаты решения третьей задачи представлены на рисунках 10-12. На них видно, что коэффициенты полного давления, полезного действия и мощности вентилятора Н-1 при наличии диффузора уменьшаются по сравнению со случаем без него соответственно на 10, 4.7 и 6%. Снижение этих коэффициентов связано с потерей давления при расширении потока в диффузоре. Кроме этого, максимальное полное

давление и зона устойчивой работы вентилятора сдвигаются в область меньших значений коэффициента производительности. Это может быть объяснено следующим образом: при использовании диффузора перед вентилятором падает скорость набегающего на лопатки потока и растет статическое давление. Снижение скорости потока приводит к тому, что достижение критических значений углов атаки на лопатках вентилятора происходит уже при больших частотах его вращения. Это соответствует более низким значениям коэффициента производительности вентилятора на кривых рисунков 10 и 11. А большие потери полного давления в диффузоре по сравнению с цилиндрическим каналом приводят к снижению коэффициентов давления и мощности вентилятора. Соответствующим образом изменяется и КПД вентилятора. У вентилятора, расположенного за диффузором, КПД больше в области срывных режимов работы вентилятора без диффузора и меньше в правой части кривых рис. 12.

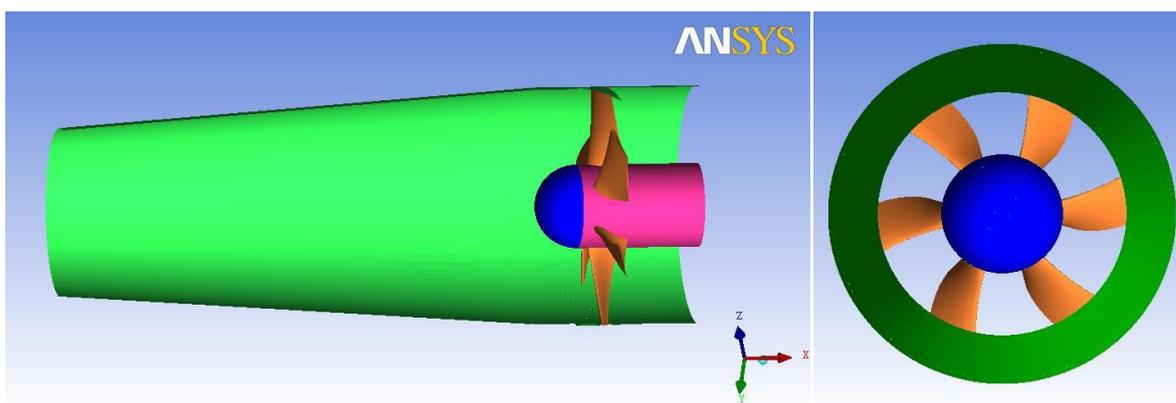
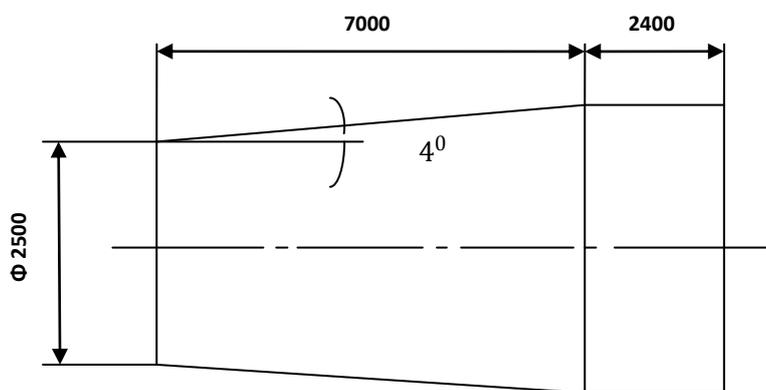


Рис. 9. Вентилятор Н-1, установленный за диффузором АДТ.

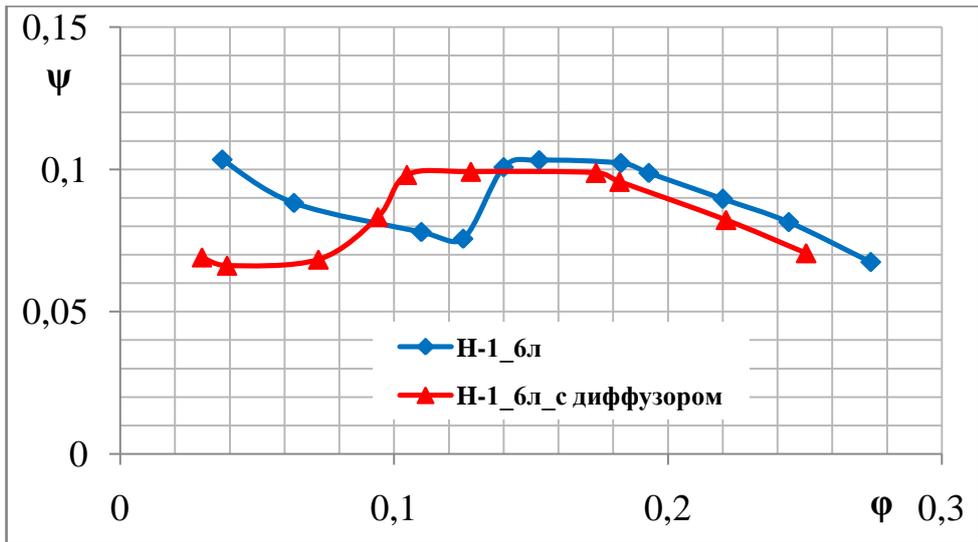


Рис. 10. Зависимость коэффициента полного давления от коэффициента производительности вентилятора.

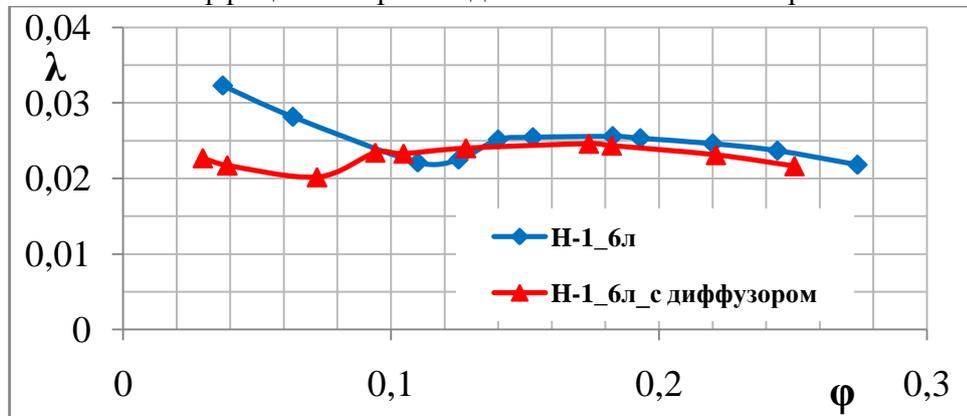


Рис. 11. Зависимость коэффициента мощности от коэффициента производительности вентилятора.

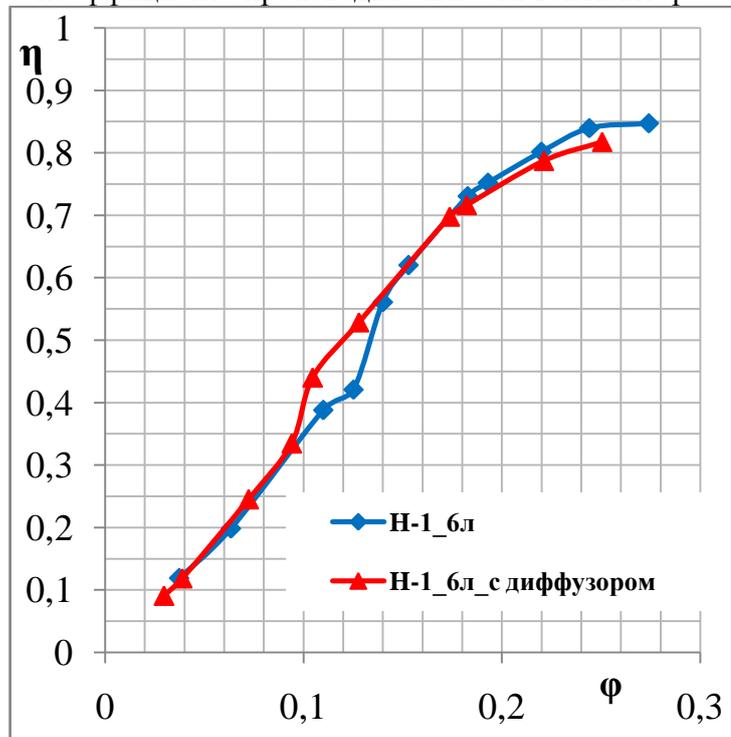


Рис. 12. Зависимость коэффициента полезного действия от коэффициента производительности вентилятора.

Выводы

- Использование кока в формах: полуэллипсоида, полусферы и сферы дает одинаковые результаты.

- Увеличение относительного размера втулки приводит к значительному уменьшению КПД вентилятора (на 17-20%).

- Наличие диффузора приводит к уменьшению коэффициентов полного давления, полезного действия и мощности вентилятора Н-1 по сравнению со случаем без него соответственно на 10, 4.7 и 6%.

Библиографический список

1. *Ву М.Х., Попов С.А., Рыжов Ю.А.* Проблемы моделирования течения в осевых вентиляторах аэродинамических труб. – Электронный журнал «Труды МАИ». Выпуск № 53, 2012.
2. *Белов И.А., Исаев С.А.* Моделирование турбулентных течений. СПб.: Балт. гос. тех. унив., 2001, 109с.
3. *Юн А.А.* Теория и практика моделирования турбулентных течений. –М.: Книжный дом “ЛИБРОКОМ”, 2009, 273с.
4. *Брусиловский И.В.* Аэродинамика осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1984, 240с.

Сведения об авторах

Рыжов Юрий Алексеевич, профессор Московского авиационного института (национального исследовательского университета), заведующий кафедрой, академик РАН, д.т.н.

МАИ, Волоколамское ш., Москва, А-80, ГСП-3, 125993; тел.: 8 495 760 60 27

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

МАИ, Волоколамское ш., Москва, А-80, ГСП-3, 125993; тел.: 8 499-728 10 23,
e-mail: flowmech@mail.ru

Ву Мань Хиеу, аспирант Московского авиационного института (национального исследовательского университета).

125480, г. Москва, ул. В. Ладиса, д.18, корп.1, тел.: +7 963-684-44-13,

e-mail: manhhieu1611@mail.ru