

УДК: 533.6+62–135+62–253.5

Влияние особенности конструкции лопаток входного направляющего аппарата вентилятора на его характеристики

Глушков Т.Д.*, Митрофович В.В.**

Центральный аэрогидродинамический институт

имени профессора Н.Е. Жуковского, ЦАГИ,

ул. Жуковского, 1, Жуковский, Московская область, 140180, Россия

**e-mail: dianno@bk.ru*

***e-mail: vvmitrof@yandex.ru*

Аннотация

В статье описан процесс определения и анализа характеристик двух вентиляторов – крупномасштабной модели прототипа и аналогичного опытного образца, предназначенного для эксплуатации в системе охлаждения вертолета, который был изготовлен в соответствии с техническими и технологическими требованиями к конструкции вентилятора. Анализ полученных результатов показал, что аэродинамические параметры системы охлаждения с опытным образцом вентилятора на рабочих режимах значительно ниже расчетных величин, полученных для крупномасштабной модели. При анализе кинематических параметров потока в межлопаточных каналах было установлено, что на изменение аэродинамических характеристик вентилятора в значительной степени влияет повышенная величина радиального зазора между торцами лопаток входного направляющего аппарата, втулкой и корпусом вентилятора, а также в наличии на периферии этих лопаток

сквозного паза, создающего возможность перетечек между корытцем и спинкой лопаток.

Ключевые слова: вентилятор, лопатки входного направляющего аппарата, перетекание потока, скос потока.

Введение

В данной статье рассматривается влияние конструктивных особенностей вентилятора системы охлаждения одного из современных вертолетов на его расходно–напорные характеристики. На высокорасходных режимах вентилятор, состоящий из корпуса, рабочего колеса и входного направляющего аппарата (ВНА), должен преодолевать сопротивление сети – ресивера, обеспечивающего распределение воздуха между теплообменниками, расположенных на стороне нагнетания. В процессе разработки были определены основные геометрические параметры лопаточной системы. Для подтверждения характеристик вентилятора, а также определения размеров и положения противосрывного устройства щелевого типа, была изготовлена его крупномасштабная модель, на которой были получены аэродинамические характеристики, из анализа которых было установлено, что лопаточная система обеспечивает расчётные параметры.

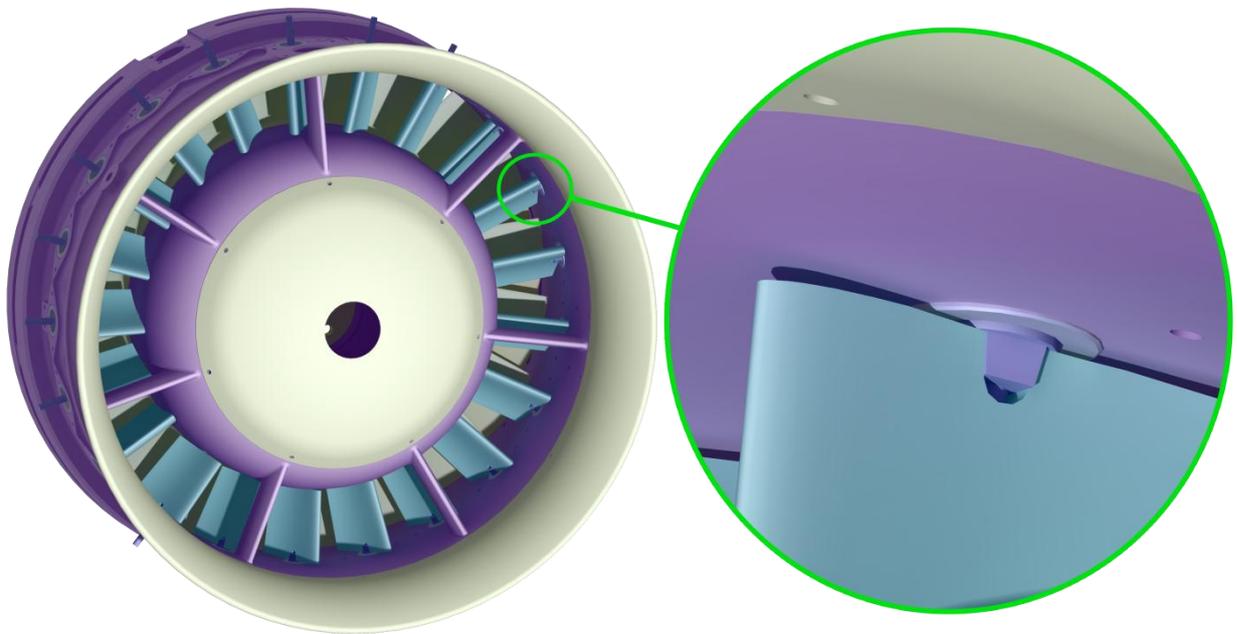


Рис. 1. Общий вид предсерийного образца вентилятора системы охлаждения.

Опытный образец нового вентилятора, предназначенный для непосредственной эксплуатации в системе охлаждения вертолета, изготовленный в соответствии с техническими и технологическими требованиями (Рис. 1), имел отклонения от расчетной геометрии проточной части входного направляющего аппарата.

Цель настоящей статьи показать, что незначительные отклонения от рекомендованной геометрии вентилятора системы охлаждения, обусловленные необходимостью его регулирования при эксплуатации в различных температурных режимах, могут значительно и, как правило, отрицательно влиять на предельные эксплуатационные режимы вертолета.

1 Расчетные кинематические параметры вентилятора

Из работы [1] известно, что теоретическое давление осевого вентилятора может быть выражено из уравнения Эйлера как:

$$p_{tv} = \rho u (c_{2u} - c_{1u}), \quad (1)$$

Где u – окружная скорость вентилятора, c_{1u} и c_{2u} – тангенциальная (окружная) скорость потока перед и за рабочим колесом вентилятора соответственно.

Если бы не было потерь в вентиляторе, то вся подведенная к нему мощность шла бы на увеличение полного давления потока при данном значении объемного расхода воздуха Q и в этом случае вентилятор развивал бы давление равное p_{tv} .

Скорость закручивания потока c_{1u} перед рабочим колесом рассматриваемого вентилятора создается входным направляющим аппаратом, закручивающим поток в направлении, противоположном направлению вращения колеса. При этом геометрические и кинематические параметры вентилятора были выбраны таким образом, чтобы скорость закручивания за колесом на расчетном режиме c_{2u} равнялась нулю. При этом, как видно из уравнения (1), $p_{tv} = \rho u c_{1u}$, т. е. рабочее колесо закручивает поток на столько же, на сколько он закручен во входном направляющем аппарате, но в противоположную сторону, так как поток выходит из колеса в осевом направлении.

Из-за вязкости среды на лопатках образуется пограничный слой [2], который приводит к уменьшению скорости закручивания за лопаточными венцами вентиляторами, по сравнению со случаем обтекания лопаток идеальной средой,

лишенной вязкости. Геометрические параметры решетки лопаток колеса и, в частности, густота решетки также влияют на величину скорости закручивания.

Уравнение для теоретического давления вентилятора может быть записано в виде уравнения энергии как:

$$p_{\text{тв}} = p_2 - p_1 + \frac{\rho c_2^2}{2} - \frac{\rho c_1^2}{2} + \Delta p_0 \quad (2)$$

В уравнении (2) энергия $p_{\text{тв}}$ подведенная в абсолютном движении к единице объема воздуха проходящего через вентилятор, величины p_1 и p_2 характеризуют подведенную потенциальную энергию, $\rho c_1^2/2$, $\rho c_2^2/2$ – кинетическую энергию, а Δp_0 – потери механической энергии на трение.

Потери полного давления вентилятора в общем случае складываются из профильных потерь, вторичных, потерь на перетекание потока через зазор между лопатками рабочего колеса и корпуса. В процессе проектирования на основе обобщенных экспериментальных данных вводятся поправочные коэффициенты в виде аэродинамического качества решетки профилей на среднем радиусе, которое учитывает все потери в том или ином венце. Кроме того на выбор геометрических и кинематических параметров вентилятора накладываются ограничения, позволяющие обеспечить отсутствие отрыва в привтулочных и периферийных сечениях межлопаточных каналов, или, по крайней мере, его минимизацию.

Из уравнений (1) и (2) следует, что при известных кинематических параметрах потока в решетках профилей вентилятора, может быть определен его КПД и коэффициент статического давления вентилятора, точность таких расчетов зависит от правильного определения потерь полного давления. Наиболее важными

факторами, влияющими на потери механической энергии в межлопаточных каналах вентиляторов, являются: величина густоты решеток профилей τ , наличие радиальных зазоров между лопатками рабочего колеса и корпуса, величины углов атаки решеток профилей α , толщина решеток профилей [3]. На изменение направления потока в межлопаточных венцах влияет вязкость воздуха, которую необходимо учитывать при выборе расчетных параметров вентилятора и определении кинематических параметров потока [4].

На основе требований, предъявляемых к вентилятору системы охлаждения, с учетом ограничений, накладываемых условиями безотрывного течения в проточной части вентилятора [5], были определены его расчетные параметры – коэффициент теоретического давления ψ_t , коэффициент осевой скорости φ_a , параметры закрутки перед и за рабочим колесом n_1 и n_2 , относительный диаметр втулки v .

Для выбранных расчетных параметров вентилятора были определены кинематические характеристики потока в межлопаточных каналах. На основе результатов экспериментальных и аналитических [6], [7] исследований кольцевых неподвижных и вращающихся решеток профилей были выбраны оптимальные распределения по радиусу густоты τ [8] и угла атаки α [9] решеток профилей, которые в совокупности с расчетными параметрами полностью определяют геометрию лопаточной системы, и кинематические параметры потока в проточной части вентилятора.

На среднем радиусе ($\bar{r}=0,85$) расчетная величина угла установки ВНА составляла $\theta_{\text{внag}}=115^\circ$. Такое положение лопаток позволяет закручивать поток на

входе в рабочее колесо, так что, угол входа потока в решетку профилей рабочего колеса β_1 в относительном движении составляет $\beta_1=20,5^\circ$ ($\delta_2=136^\circ$ в абсолютном движении). Выбранное сочетание геометрических и кинематических параметров решеток профилей должно обеспечивать расчетные величины коэффициента осевой скорости φ_a и коэффициента работы ψ_T .

Для предварительной оценки работоспособности спроектированной лопаточной системы было выполнено численное моделирование течения в межлопаточных каналах вентилятора в программе ANSYS CFX (лицензия ЦАГИ №501024). Количество ячеек расчетной сетки, построенной в модуле TurboGrid, составляло 2×10^6 для одного межлопаточного канала ВНА и 4×10^6 для межлопаточного канала рабочего колеса (Рис. 2).

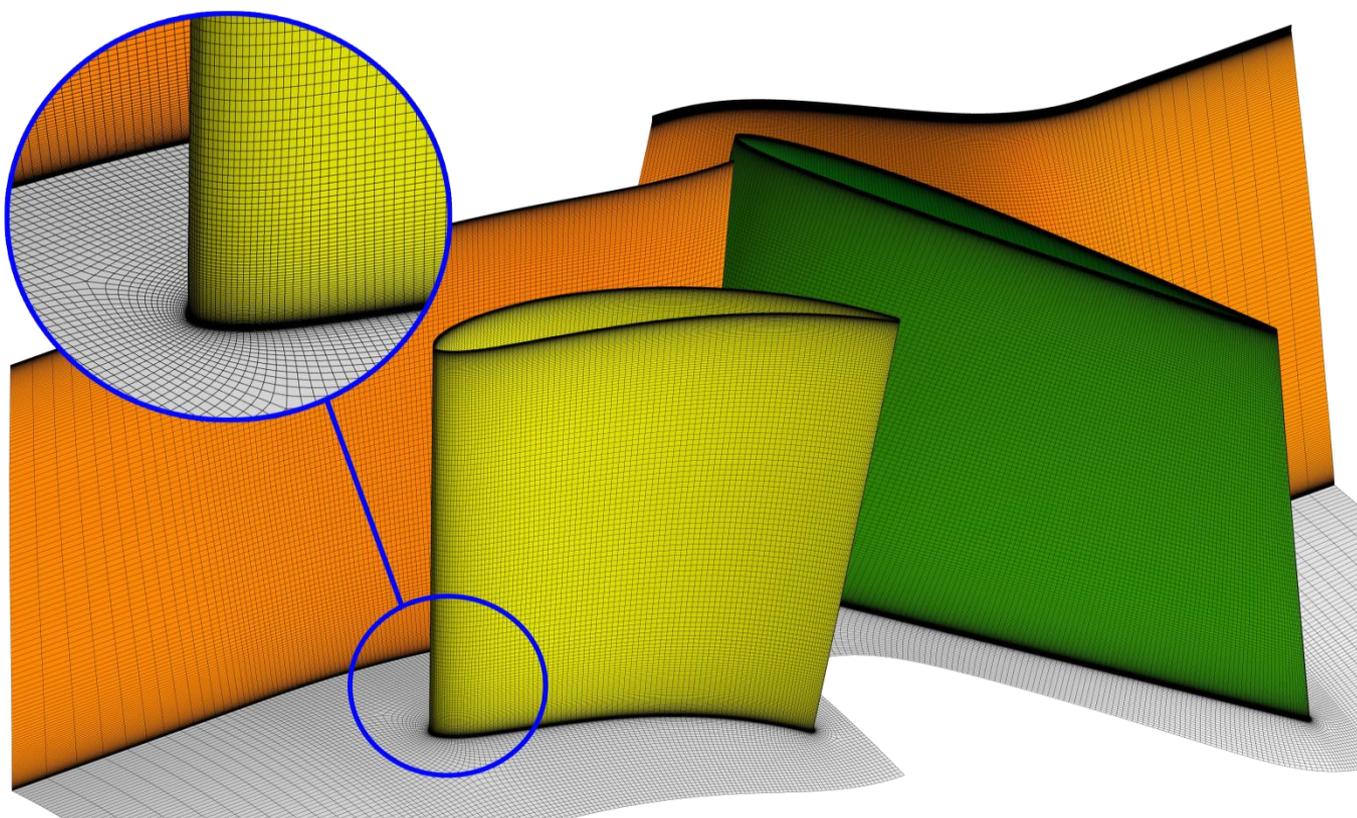


Рис. 2. Поверхностная сетка межлопаточных каналов и расчетная область.

Поскольку сеть за вентилятором (ресивер с теплообменниками) находится на стороне нагнетания, на входе в вентилятор задавалось полное давление соответствующее 101325 Па и температура (20°C), а на выходе был установлен массовый расход, соответствующий расчетному режиму вентилятора. На боковых поверхностях, представляющих собой срединные меридиональные сечения межлопаточных каналов применялись периодические граничные условия. Расчет проводился для нестационарного течения, с использованием модели турбулентности SST. Для анализа расходно–напорных и кинематических характеристик соответствующие параметры осреднялись по времени, за последние 3 секунды расчетного времени. Помимо осреднения по времени, поля скоростей за лопаточными венцами осреднялись по длине дуги окружности, т. е. компоненты вектора скорости \vec{C} в точке P_i , осреднялись по длине дуги L_i (рис. 3, 5).

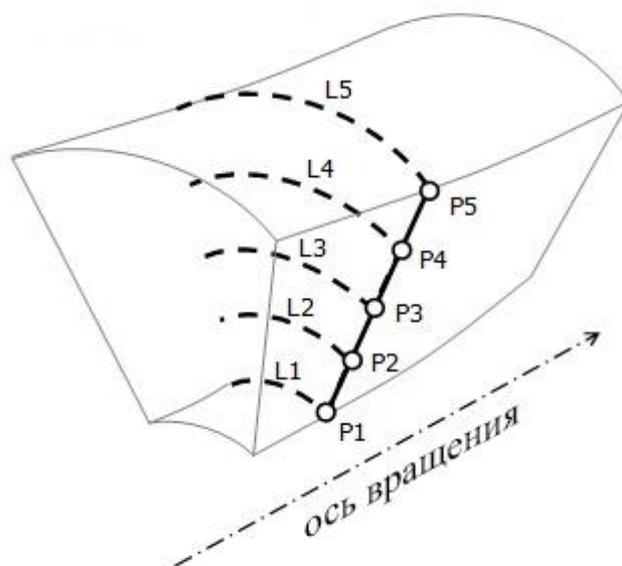


Рис. 3. Схема осреднения параметров потока по длине дуги окружности.

Результаты численного моделирования течения в межлопаточных каналах рабочего колеса показали, что интегральные аэродинамические параметры вентилятора, а именно коэффициент теоретического давления ψ_T , статический КПД η_s , и как следствие коэффициент статического давления ψ_s отличаются от расчетных.

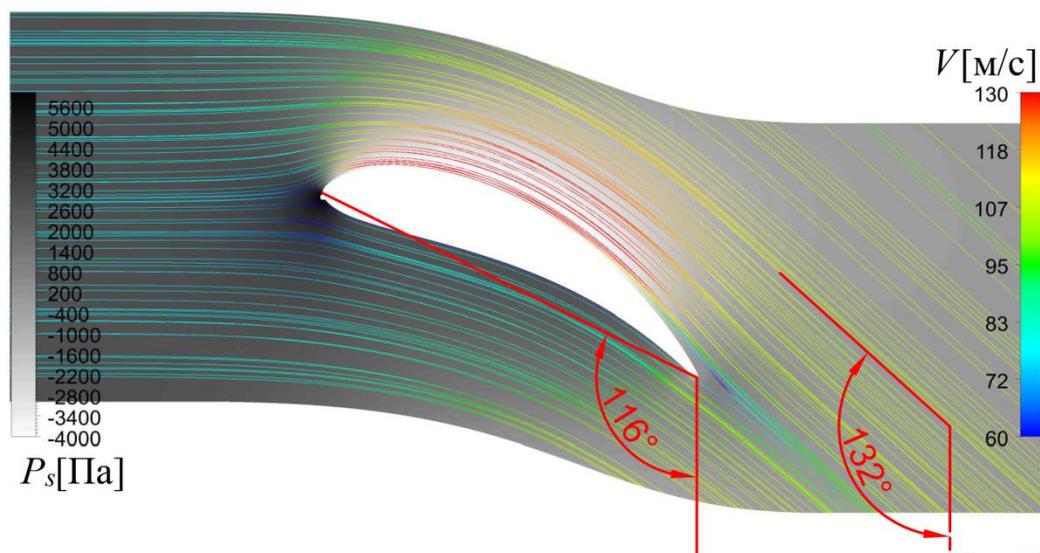


Рис. 4. Общая картина течения потока в цилиндрическом сечении межлопаточного канала ВНА при $\bar{r}=0,85$

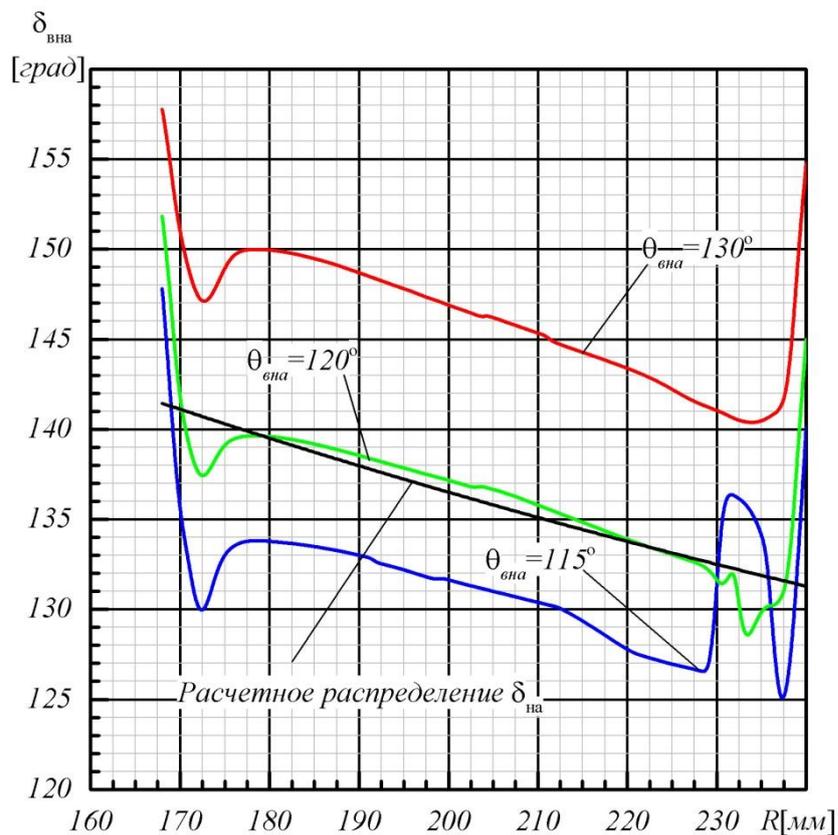


Рис. 5. Распределение углов выхода потока за лопатками входного направляющего аппарата при различных углах установки $\theta_{\text{вна}}$, полученное в результате численного моделирования

Был произведен анализ кинематических параметров потока в межлопаточных каналах, который показал, что распределение угла выхода потока за ВНА $\delta_{\text{на}}$ отличается от расчетных значений (Рис. 4, 5), а скорости закручивания потока за ВНА c_{Iu} , не обеспечивают необходимую величину расчетного коэффициента теоретического давления ψ_{T} . Как следствие обтекание решеток профилей рабочего колеса происходит при отрицательных углах атаки α , что приводит к недостаточной передаче энергии потоку, и снижению аэродинамических характеристик вентилятора.

Для получения требуемых расходно–напорных характеристик вентилятора угол установки лопаток ВНА был увеличен на 5° градусов, что обеспечило

необходимое распределение углов выхода потока из направляющего аппарата (Рис. 5). Причиной недостаточного угла поворота потока в межлопаточных каналах ВНА является большая толщина профилей, из-за которой влияние вязкости оказалось более существенным, по сравнению с имеющимися результатами по решеткам профилей [3], толщину которых не рекомендуется выбирать более чем 12%. Исходя из технологических требований к лопаткам ВНА их толщина была выбрана от 18% у втулки до 14,5% в периферийных сечениях.

2 Экспериментальное определение аэродинамических характеристик крупномасштабной модели вентилятора

По результатам проектирования была изготовлена крупномасштабная модель вентилятора, испытания которой показали, что необходимые величины коэффициента давления ψ достигаются при угле установки лопаток ВНА $\theta_{\text{вна}}=120^\circ$ (Рис. 6). Полученный результат хорошо согласуется с данными, полученными в результате численного моделирования течения в межлопаточных каналах ВНА.

Для обеспечения устойчивой работы вентилятора при низких расходах воздуха, были определены геометрические параметры потивосрывного устройства (ПСУ) щелевого типа (Рис. 7). Способы управления отрывом потока в межлопаточных каналах рабочего колеса с аналогичным принципом работы описаны в работах [10], [11], [12], [13] и [14]. Существуют и другие способы подавления срыва потока, к примеру в работах [15], [16] и [17] используются инжекторы через которые производится нестационарная подача воздуха на входе в рабочее колесо вентилятора.

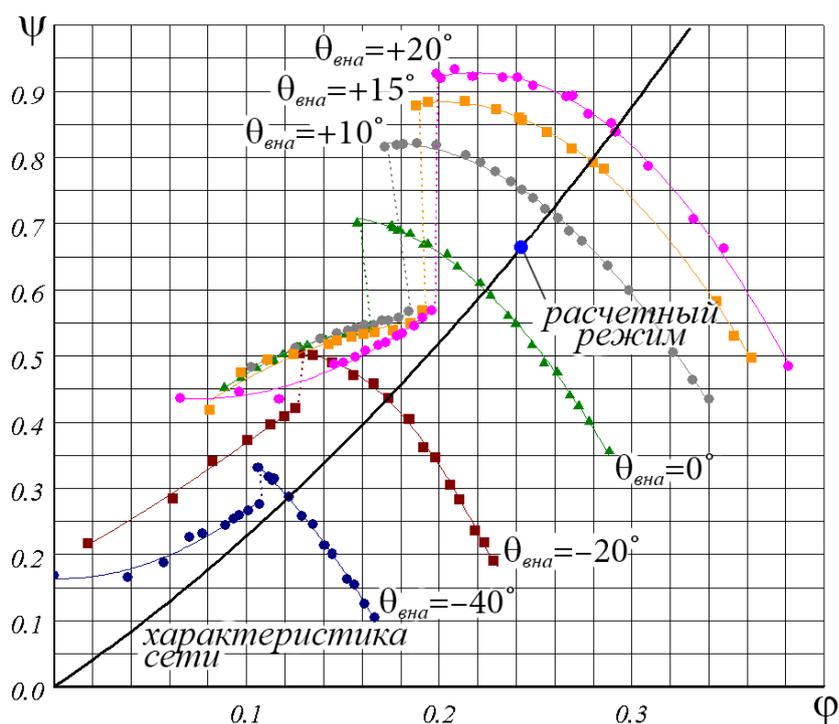


Рис. 6. Аэродинамические характеристики крупномасштабной модели вентилятора системы охлаждения.

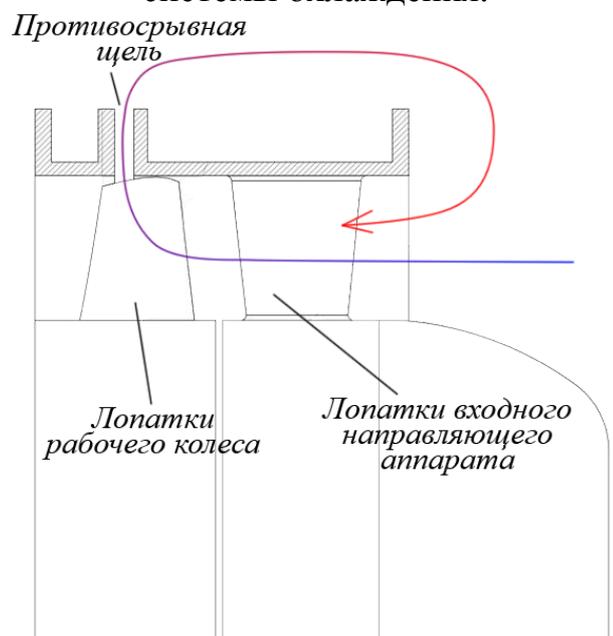


Рис. 7. Противосрывное устройство вентилятора системы охлаждения.

Положение ПСУ выбиралось таким образом, чтобы на расчетном режиме в области размещения щели перепад давления между поверхностью корпуса и зоной

всасывания был минимальным, а на предсрывных режимах существенно увеличивался [18]. Это обеспечило сброс воздуха в зону всасывания и подавление срыва.

С использованием противосрывного устройства зона рабочих режимов значительно расширилась, при этом возросла величина максимального давления развиваемого вентилятором. Однако на режимах больших расходов, в том числе на расчетном режиме, наблюдается ухудшение характеристики (Рис. 8). Несмотря на отрицательное влияние ПСУ на высокорасходных режимах, простота его изготовления, по сравнению с другими средствами подавления срыва являлась определяющим фактором, повлиявшим на выбор его схемы.

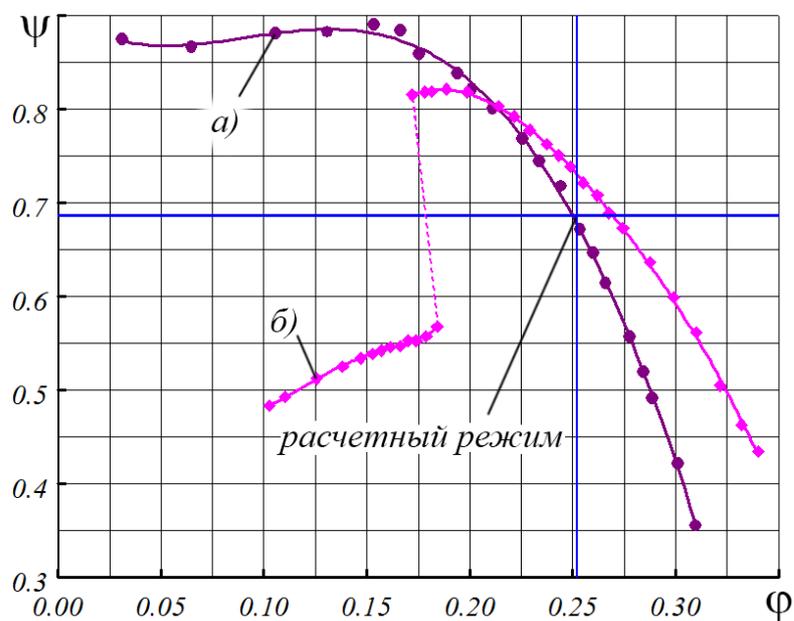


Рис. 8. Аэродинамические характеристики крупномасштабной модели вентилятора системы охлаждения *а)* – с противосрывным устройством, *б)* – без противосрывного устройства при угле установки лопаток ВНА $\theta_{\text{вна}}=125^\circ$.

Для обеспечения необходимой величины расхода воздуха на рабочем режиме был выбран угол установки лопаток ВНА $\theta_{\text{вна}}=125^\circ$ (Рис. 9). Этот угол установки и был рекомендован для предсерийного образца вентилятора, оснащенного ПСУ.

3 Аэродинамические характеристики предсерийного образца вентилятора системы охлаждения

Опытный образец, изготовленный заказчиком, имел отклонения от рекомендованной геометрии ВНА, заключавшиеся в повышенной величине радиального зазора между торцами лопаток и втулкой и корпусом вентилятора, а также в наличии на периферии лопаток ВНА сквозного паза, создающего возможность перетечек между корытцем и спинкой лопаток (Рис. 10).

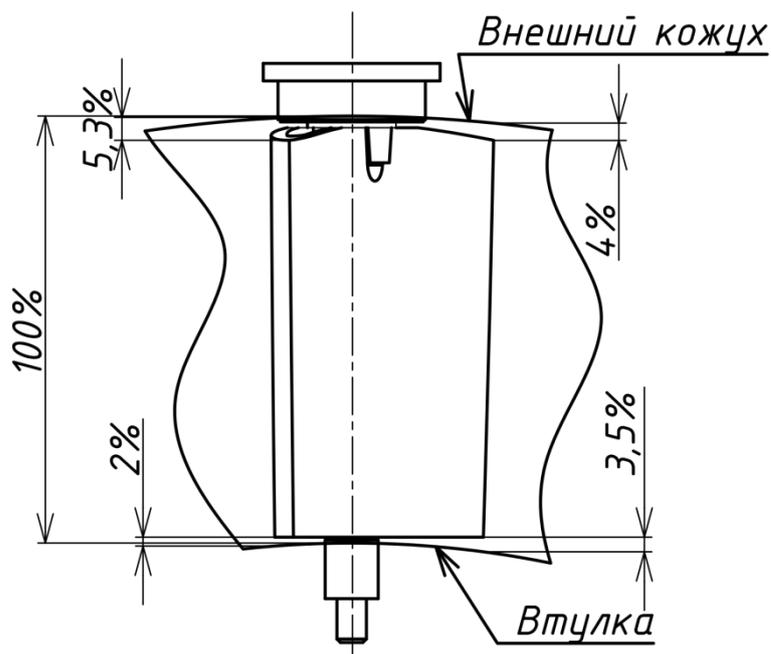


Рис. 9. Радиальные зазоры между торцами лопатки ВНА, втулкой и корпусом вентилятора.

Это привело к существенному уменьшению суммарного угла поворота потока в ВНА и падению коэффициентов полного давления ψ и мощности λ . Испытания

опытного образца с устраненными радиальными зазорами между лопатками ВНА, втулкой и корпусом, показали, что устранение радиальных зазоров существенно уменьшает отрицательное влияние конструктивного исполнения лопаток (Рис. 10).

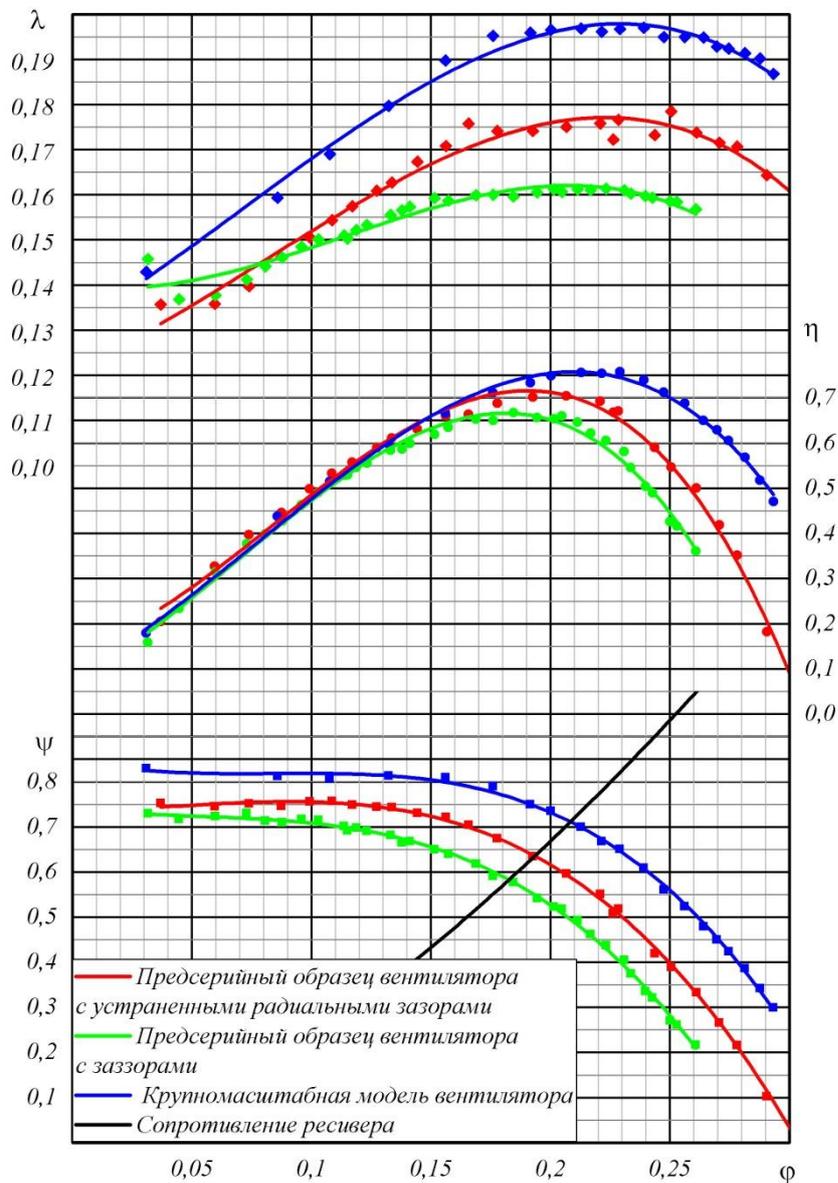


Рис. 10. Сравнение аэродинамических характеристик предсерийного образца вентилятора системы охлаждения с радиальными зазорами ВНА и без них при угле установки $\theta_{\text{вна}}=120^\circ$.

Для проведения дополнительного анализа влияния конструктивных особенностей выполнения лопаток ВНА предсерийного образца вентилятора

системы охлаждения, по характеристикам изолированных вентиляторов и сопротивлению сети за вентилятором (Рис. 6, 8, 10), были рассчитаны коэффициенты расхода φ и мощности λ крупномасштабной модели вентилятора и опытного образца на рабочих режимах (при совместной работе вентилятора и ресивера с теплообменниками).

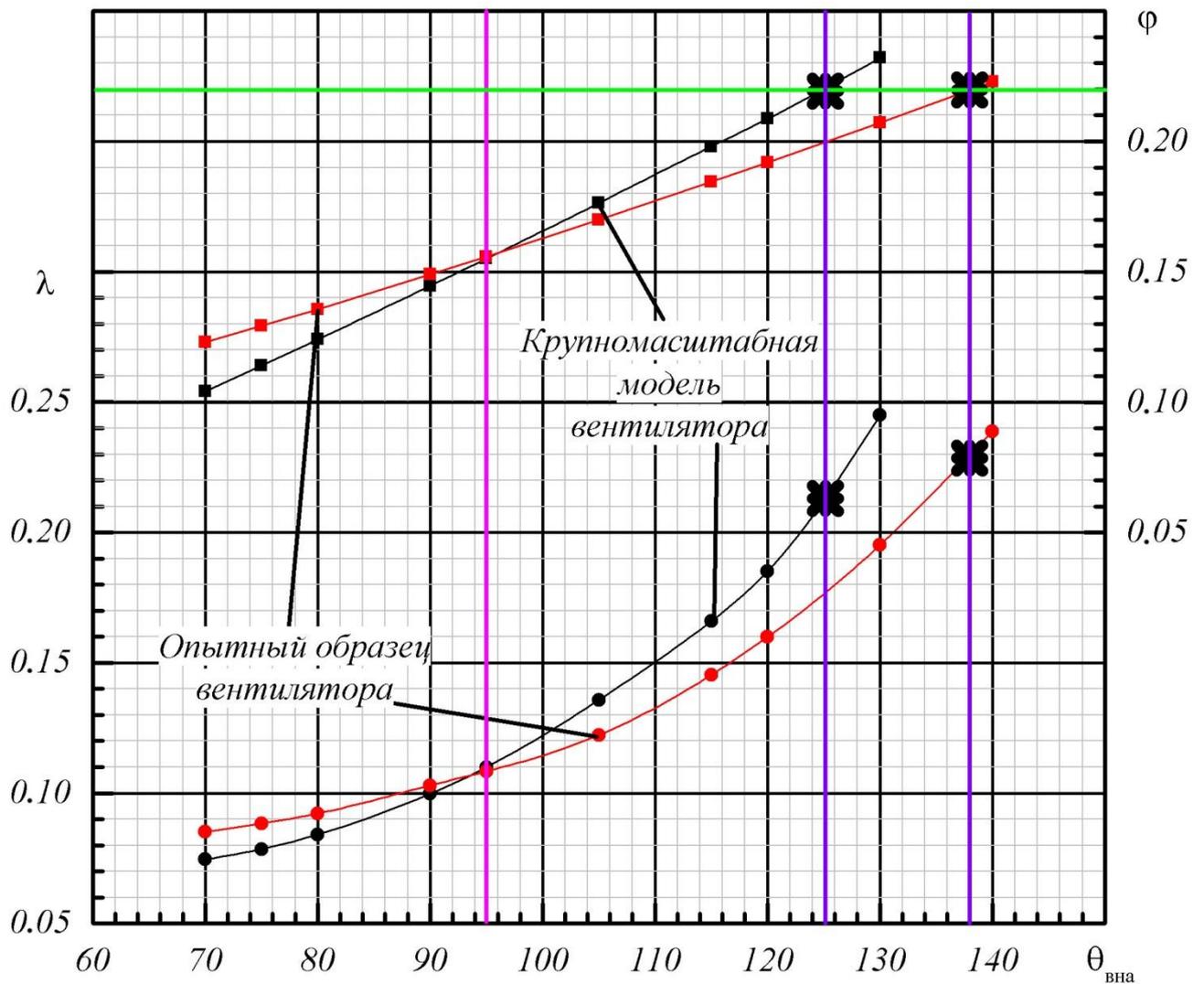


Рис. 11. Зависимости массовых расходов G и потребляемой мощности N предсерийного образца вентилятора его крупномасштабной модели на рабочих режимах вентиляторных установок при различных углах установки лопаток ВНА $\theta_{\text{вна}}$ и температуре воздуха на входе в теплообменники $T=+60^{\circ}\text{C}$.

На рис. 11 эти точки приведены для различных углов установки лопаток ВНА. Из рис. 11 видно, что расходы на рабочих режимах обоих вентиляторов

совпадают при угле установки лопаток ВНА $\theta_{\text{вна}}=95^\circ$. При углах установки лопаток ВНА $\theta_{\text{вна}}<95^\circ$ расходы и потребляемая мощность предсерийного образца вентилятора больше чем у его крупномасштабной модели при одинаковых углах установки лопаток ВНА, а при $\theta_{\text{вна}}>95^\circ$ меньше.

Из рис. 11 видно, что необходимая величина расхода воздуха через вентиляторную установку с опытным образцом вентилятора достигается при угле установки лопаток ВНА $\theta_{\text{вна}}=137^\circ$, такую же величину коэффициента расхода крупномасштабная модель вентилятора обеспечивает при $\theta_{\text{вна}}=125^\circ$. Однако мощность потребляемая вентиляторными установками при коэффициентах расхода $\varphi=0.22$ отличается на 25%. Из вышесказанного следует, что достижение заданной величины расхода и обеспечение необходимой передачи теплопередачи в теплообменниках, без внесения существенных изменений в разработанную конструкцию, возможно лишь путем увеличения угла установки лопаток ВНА до $\theta_{\text{вна}}=137^\circ$, что приведет к существенному увеличению потребляемой мощности.

Такой эффект объясняется тем, что конструктивные особенности изготовления лопаток ВНА опытного образца вентилятора, а именно большие радиальные зазоры, через которые происходит перетекание потока в различных направлениях, в зависимости от угла установки лопаток ВНА $\theta_{\text{вна}}$ (Рис. 13), в значительной степени влияют на угол выхода потока за ВНА $\delta_{\text{вна}}$. При $\theta_{\text{вна}}<95^\circ$ направление скоса потока за лопатками ВНА опытного образца вентилятора противоположно направлению вращения рабочего колеса, в результате которого угол входа потока в решетку профилей рабочего колеса в относительном движении

уменьшается, увеличивается угол атаки, повышается мощность передаваемая потоку. При угле установки $\theta_{вна} \sim 95^\circ$ направление выхода потока за ВНА совпадает с осевым, а картины течения двух вентиляторов совпадают. При $\theta_{вна} > 95^\circ$ направление скоса потока совпадает с направлением вращения рабочего колеса, поэтому окружная скорость потока на входе в решетки профилей рабочего колеса опытного образца вентилятора в относительном движении уменьшается, по сравнению с крупномасштабной моделью, что приводит к уменьшению углов атаки, пониженной потребляемой и передаваемой мощности, в результате чего сопротивление сети преодолевается при пониженных величинах расхода воздуха G .

Более подробные исследования течений в радиальных зазорах между лопатками ВНА, втулкой и корпусом вентилятора описаны в работе [19], а авторы работы [20], вводят безразмерный параметр – коэффициент перетекания, характеризующий влияние течения в радиальных зазорах на потери полного давления.

Заключение

В результате анализа аэродинамических характеристик вентилятора системы охлаждения вертолета показано, что аэродинамические характеристики опытного образца вентилятора значительно ниже характеристик его крупномасштабной модели. Такой эффект связан с необходимостью удовлетворения технологическим требованиям к механизму поворота лопаток ВНА – сопряжения оси поворота с пером лопатки ВНА, и больших радиальных зазоров в привтулочных и периферийных сечениях лопаток ВНА. Эти особенности лопаток приводят к скосу

потока за ВНА, направление которого меняется в зависимости от угла установки лопаток. Достичь необходимую величину расхода возможно за счет значительного увеличения угла установки лопаток ВНА, при этом возрастет и потребляемая мощность.

Библиографический список

1. Брусиловский И.В. Аэродинамика осевых вентиляторов. - М.: Машиностроение, 1984. - 240 с.
2. Ушаков К.А., Брусиловский И.В., Бушель А.Р. Аэродинамика осевых вентиляторов и элементы их конструкций. - М.: Государственное научно-техническое издательство литературы по горному делу, 1960. - 422 с.
3. Брусиловский И.В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. - М.: Машиностроение, 1986. - 284 с.
4. Довжик С.А. Исследования по аэродинамике осевого дозвукового компрессора. - М.: Издательский отдел ЦАГИ, 1968. - 280 с.
5. Брусиловский И.В. Определение предельных расчетных параметров осевых вентиляторов // Промышленная аэродинамика. 1975. № 32. С. 123 - 146.
6. Чаплыгин С.А., Чаплыгин Ю.С. Новые теоретические профили крыльев и винтов // Техника воздушного флота. 1942. № 10. С. 3 - 5.
7. Гиневский А.С. Исследование аэродинамических характеристик решеток профилей направляющего аппарата и рабочего колеса осевого компрессора: Автореферат дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук. - М.: ЦАГИ, 1956. - 17 с.

8. Брусиловский И.В. Выбор густоты решетки профилей и угла атаки в осевых вентиляторах // Промышленная аэродинамика. 1975. № 32. С. 93 - 117.
9. Гегин А.Д. Расчет оптимального угла атаки жиффухорной решетки профилей // Промышленная аэродинамика. 1975. № 32. С. 117 - 122.
10. Azimian A.R., Elder R.L., McKenzie A.B. Application of Recess Vaned Casing Treatment to Axial Flow Fans // Journal of Turbomachinery, 1990, vol. 112, no. 1, pp. 145 - 150.
11. Crook A.J. et al. Numerical Simulation of Compressor Endwall and Casing Treatment Flow Phenomena // Journal of Turbomachinery, 1993, vol. 115, no. 3, pp. 501 - 512.
12. Greitzer E.M. et al. A Fundamental Criterion for the Application of Rotor Casing Treatment // Journal of Fluids Engineering, 1979, vol. 101, no. 2, pp. 237 - 243.
13. Johnson M.C., Greitzer E.M. Effects of Slotted Hub and Casing Treatments on Compressor Endwall Flow Fields // Journal of Turbomachinery, 1987, vol. 109, no. 3, pp. 380 - 387.
14. Lee N.K.W., Greitzer E.M. Effects of Endwall Suction and Blowing on Compressor Stability Enhancement // Journal of Turbomachinery, 1990, vol. 112, no. 1, pp. 133 - 144.
15. Day I.J. Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors // Journal of Turbomachinery, 1993, vol. 115, no. 1, pp. 40 - 47.
16. D'Andrea R., Behnken R.L., Murray R.M. Rotating Stall Control of an Axial Flow Compressor Using Pulsed Air Injection // Journal of Turbomachinery, 1997, vol. 119, no. 4, pp. 742 - 752.

17. Weigl H.J. et al. Active Stabilization of Rotating Stall and Surge in a Transonic Single-Stage Axial Compressor // Journal of Turbomachinery, 1998, vol. 120, no. 4, pp. 625 - 636.
18. Глушков Т.Д. и др. Расчетные и экспериментальные исследования аэродинамики многопоточных систем охлаждения силовой установки вертолетов // XXVIII научно-техническая конференция по аэродинамике. Тезисы докладов, 20-21 апреля 2017, п. Володарского, Московская обл., pp. 45 - 46.
19. Camussi R., Grilliat J., Caputi-Gennaro G. Experimental study of a tip leakage flow: wavellet analysis of pressure fluctuations // Journal of Fluid Mechanics, 2010, vol. 660, pp. 87-113.
20. Chitrakar S., Thapa B.S., Dahlhaug O.G. Numerical and experimental study of the leakage flow in guide vanes with different hydrofoils // Journal of Computational Design and Engineering, 2017, vol. 4, no.3. С. 218 - 230.
21. Ву М.Х., Попов С.А., Рыжов Ю.А. Проблемы моделирования течения в осевых вентиляторах аэродинамических труб // Труды МАИ. 2012. № 53. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=29361>