

РАЗРАБОТКА ВОЗДУШНОГО ТРАКТА ДЛЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ВЕРТОЛЕТА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ FLOWVISION

Т.Д. Глушков^{1,2,a}, В.В. Митрофович^{2,b}, С.А. Сустин^{2,c}

¹ Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)», г. Москва, Россия

² Центральный аэрогидродинамический институт имени профессора Н.Е. Жуковского, г. Жуковский, Россия

Рассматривается процесс разработки воздушного тракта системы охлаждения. Производится оценка взаимодействия вентилятора и отводящего диффузора с использованием FlowVision. Полученные результаты сравниваются с экспериментальными данными.

Введение

Основная задача систем охлаждения вертолетов состоит в обеспечении расхода воздуха через теплообменники, которые соединены с маслосистемами двигателя и главного редуктора. Кроме теплообменников обычно охлаждаются генераторы и другие агрегаты, организуется вентиляция подкапотного пространства.

В большинстве случаев система охлаждения состоит из теплообменников, вентилятора и каналов, обеспечивающих подвод и отвод воздуха к агрегатам, а также выброс горячего воздуха за пределы подкапотного пространства вертолета.

В настоящее время при проектировании таких систем необходим переход к компактным воздушным трактам, которые обеспечивают заданные требования. Однако использование вентиляторов с такими каналами может привести к значительным потерям полного давления, что отрицательно скажется на потребляемой мощности и КПД установки в целом.

Вентилятор должен обеспечивать заданную величину расхода воздуха G [кг/с], которая непосредственно связана с величиной теплосъема. При этом вся система каналов и вентилятора должна иметь минимальные размеры и высокую эффективность при ограниченной частоте оборотов вентилятора n [об/мин].

На многих вертолетах, в качестве каналов обычно используются большие диффузоры с вентилятором, который состоит из рабочего колеса и спрямляющего аппарата. Такие диффузоры хорошо изучены при взаимодействии с простым незакрученным потоком. Однако закрученные течения, которые образуются за вентилятором без спрямляющего аппарата, могут сильно влиять на характеристики всей системы.

Кроме того, геометрия каналов должна быть увязана с компоновкой всей машины в целом. Последнее обстоятельство довольно часто является решающим при выборе конструкции схем подвода воздуха к потребителям и его отвода.

Известно, что по мере уменьшения расстояния до преграды потери в осерадиальном переходе между вентилятором и препятствием быстро увеличиваются и, соответственно, уменьшается энергетическая эффективность вентиляторной установки [Сустин, 2013]. Это обстоятельство заставляет разработчиков значительно увеличивать габариты вентиляторной установки для сохранения приемлемого уровня её экономичности, что приводит к значительным трудностям в компоновке воздухоперемещающей системы на летательном аппарате.

Постановка задачи

Анализируя подкапотное пространство вертолета, и учитывая габариты теплообменника, было выбрано оптимальное положение установки и ее максимальные размеры.

Были проанализированы варианты с размещением теплообменника и другими элементами тракта на выходе за вентилятором и на входе в него. Были рассмотрены радиальные вентиляторы и различные схемы осевых вентиляторов (рабочее колесо + спрямляющий аппарат (К+СА), К+СА + диффузор, рабочее колесо с плоским экраном за ним) [Брусиловский, 1984]. Наилучшим по совокупности параметров оказался вентилятор с диффузором, реализующий боковой выброс горячего воздуха, при этом теплообменник располагается перед вентилятором. Для соединения теплообменника с вентилятором используется переходный коллектор. Положение теплообменника и зависящего от него коллектора выбирается исходя из конструктивных соображений.

Вентиляторная установка с экраном

Для формирования воздушного тракта за вентилятором были использованы результаты исследований вентиляторной установки с близко расположенным экраном [Сустин, 2013]. Согласно этим результатам коэффициент статического давления ψ_s , развиваемый такой установкой может быть выше, чем у вентилятора со свободным выходом (рис. 1), при небольших коэффициентах расхода ϕ . Коэффициент статического давления определяется как $\psi_s = 2P_s / (\rho u^2)$, а коэффициент расхода $\phi = Q / (Fu)$, где P_s – разница статических давлений перед и за вентилятором, Q – объемный расход, F – площадь вентилятора, u – окружная скорость вращения лопаток рабочего колеса [Брусиловский и др. 1984].

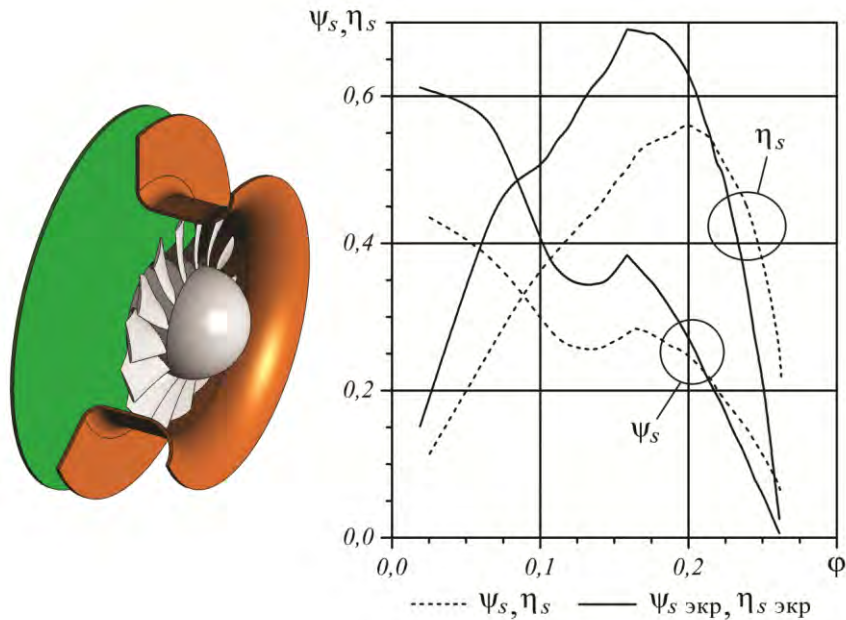


Рис. 1 – Характеристики вентиляторных установок: с экраном (экр) и со свободным выходом.

Потери давления $\zeta = 2\Delta P / (\rho u^2)$ зависят от интенсивности закрутки за вентилятором, и относительного осевого расстояния до экрана, которое определяется как $\bar{L} = L / D_s$. Интенсивность закрутки обычно характеризуется числом Россби, определяемым как отношение потока момента количества движения к произведению потока импульса в осевом направлении на радиус струи [Гупта и др., 1987]. Здесь используется параметр $S_l = 1 / Ro$, обратный критерию Россби. Для вентилятора параметр S_l может быть выражен непосредственно через расчетные параметры вентилятора как $S_l = \phi / \psi_T$, где $\psi_T = \psi_s / \eta_s$ – коэффициент теоретического давления. На основе этих данных, а также требованиям к расходу вентилятора выбирается оптимальное расстояние до экрана \bar{L} .

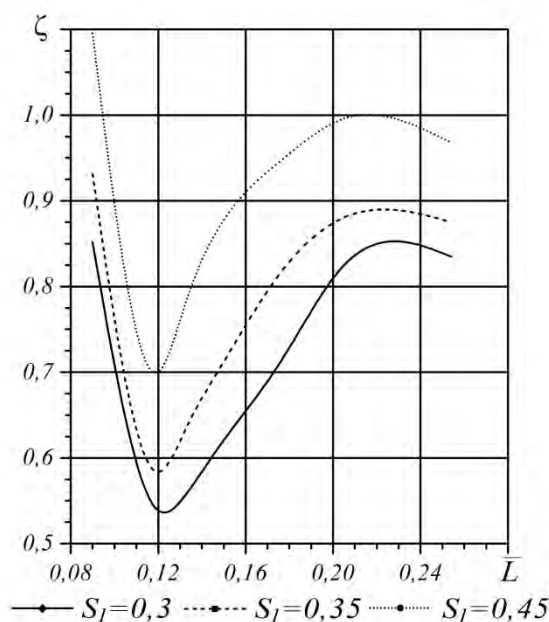


Рис. 2 – Зависимость потерь давления ζ от закрутки S_l и расстояния до экрана \bar{L} .

На основе всего вышеизложенного была сформирована приближенная геометрия сложного отводящего устройства (рис. 4, з). Характеристики такого канала определить аналитически или используя уже имеющиеся данные по диффузорам [Идельчик, 1992] очень трудно, а в большинстве случаев невозможно. Даже если учесть, что в основе этого воздушного тракта лежит изученная вентиляционная установка с экраном, необходима оценка влияния боковых стенок и нарушения осевой симметрии.

Для определения характеристик этой компоновки применяется программный комплекс FlowVision. Предварительно была отработана методика численного моделирования закрученных течений в вентиляционной установке с плоским экраном.

Методика численного моделирования

Для упрощения математической модели вентилятор заменялся граничным условием «входа» где задавалось распределение скоростей за рабочим колесом (рис. 3, а).

Эти скорости были получены экспериментально и могут использоваться для расчета моделей различных каналов за вентилятором, поскольку распределение скоростей практически не изменяется в зависимости от наличия препятствий за вентилятором [Сустин, 2013].

Были рассмотрены несколько вариантов комбинаций пристеночных и объемных адаптаций. Наилучшей оказалась сетка, в которой основная объемная адаптация находится в области между вентилятором и экраном, имеет 4й уровень, а пристеночная 5й. Для определения минимального количества ячеек расчетной сетки были построены 4 модели, имеющих $0,3 \times 10^6$, $0,6 \times 10^6$, $0,9 \times 10^6$ и $1,2 \times 10^6$ ячеек. Количество ячеек управлялось размерами базовой сетки. Было определено, что в такой постановке минимальное количество ячеек составляет $0,6 \times 10^6$, в дальнейших расчетах использовалась именно такая сетка (рис. 3, б). Во всех расчетах применялась модель турбулентности SST.

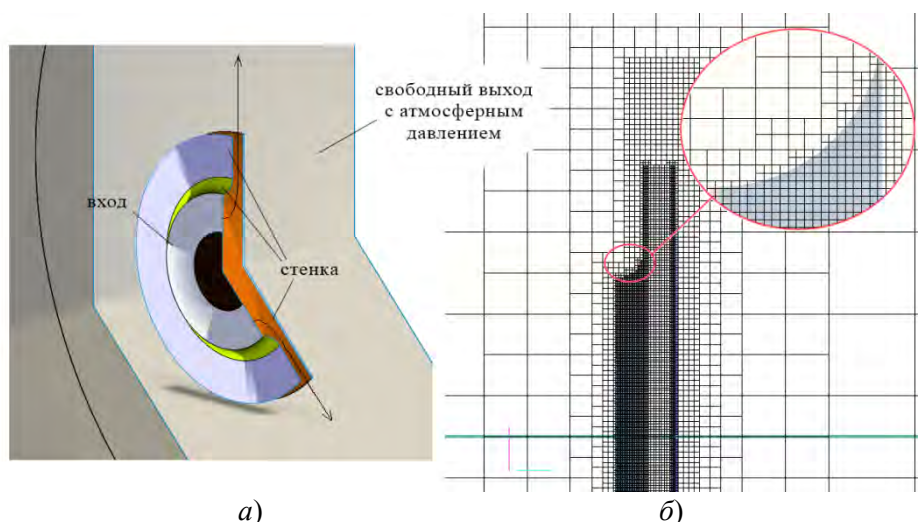


Рис. 3 – Схема граничных условий (а) и расчетная сетка (б)

Таблица 1. Сравнение результатов расчета и эксперимента

\bar{L}	Потери давления ζ					
	$S_j=0,3$		$S_j=0,35$		$S_j=0,45$	
	расчет	эксп.	расчет	эксп.	расчет	эксп.
0,09	0,8136	0,85199	0,9213	0,93134	1,1	1,09546
0,11857	0,5267	0,54205	0,56535	0,58419	0,7215	0,69904
0,13286	0,56091	0,55798	--	0,63529	--	0,78334
0,14714	0,6156	0,61056	--	0,70029	0,888	0,86624
0,17571	0,7023	0,7111	--	0,81519	--	0,94599
0,20429	0,73	0,82279	--	0,8797	--	0,99532
0,25429	0,7424	0,83458	0,7985	0,87486	0,8577	0,96753

Можно отметить хорошее количественное совпадение результатов в диапазоне изменения параметра $\bar{L} = 0,09-0,18$ (табл. 1). Для осевых расстояний $\bar{L} \geq 0,18$ расхождение количественного совпадения с экспериментом, можно объяснить отрывным течением, возникающим в осердиальном канале.

Моделирование течения в воздушном тракте системы охлаждения

Аналогичный подход использовался для системы охлаждения. Для оптимизации устройства были построены различные варианты (рис. 4): вариант канала с плавной стенкой (а), модели с уменьшенным (б) и увеличенным выходным сечением (в), модель с уменьшенной боковой стенкой (г), а также базовый канал (д).

В процессе создания расчетной сетки расстановка адаптаций и базовая сетка во всех моделях были одинаковыми. Количество расчетных ячеек составляло более 10^6 , это число зависело только от геометрии. При этом количество узлов между торцевым диском и верхней стенкой канала оставалось таким же, как и в моделях вентиляторной установки с экраном (рис. 3).

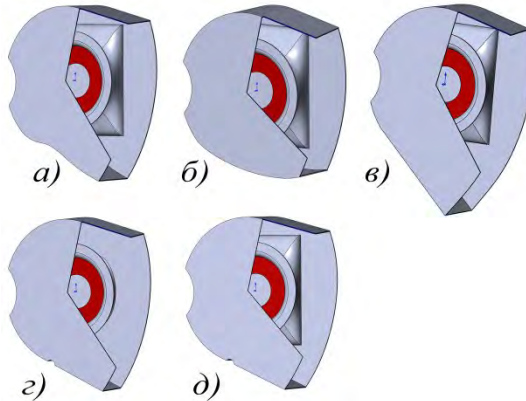


Рис. 4 – модели каналов за вентилятором: а) – с плавной боковой стенкой, б) – с уменьшенным выходом, в) – с увеличенным выходом, г) – с уменьшенной боковой стенкой, д) – базовый вариант

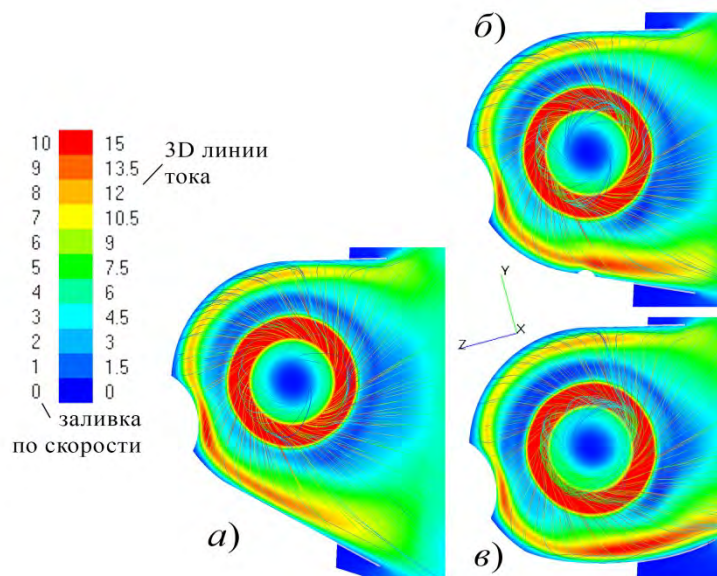


Рис. 5 – Картина течения в каналах

На рис. 5 приведен анализ течения который показал следующее: в модели с плавной стенкой возникает небольшое поджатие потока, возникает небольшой рост потерь, по сравнению с базовой моделью. В моделях с уменьшенным выходным сечением (в) и уменьшенной боковой стенкой также происходит поджатие, вследствие чего растут потери давления. Модель с увеличенным выходным сечением (а) является демонстрационной. Она показывает, что с увеличением области, в которой наблюдаются наибольшие значения скорости, происходит снижение потерь давления. Однако такая компоновка не может быть использована, поскольку она не удовлетворяет геометрическим ограничениям.

Базовая модель (б) является оптимальной по геометрическим параметрам, к тому же она обладает лучшими характеристиками. Незначительное поджатие вблизи выступающего участка не значительно влияет на работу всей системы в целом.

Потери давления в рассматриваемом воздушном тракте за вентилятором близки к значению потерь вентиляторной установки с экраном. На основе этих данных определялись статический КПД η_s и коэффициент статического давления ψ_s . Полученные значения сравнивались с результатами дальнейших экспериментальных исследований (рис. 6).

Экспериментальные исследования

Для экспериментального исследования вентиляторной установки была изготовлена крупномасштабная модель воздушного тракта, с вентилятором, рассчитанным для рассматриваемой системы охлаждения, диаметр которого составлял 700 мм. Частота оборотов n равнялась 10^3 об/мин. При таких параметрах окружная скорость u т.е. скорость движения концевых сечений лопаток составляла 36,65 м/с.

В ходе испытаний определялись аэродинамические характеристики вентиляторной установки, согласно ГОСТ 10921. Были получены зависимости статического КПД η_s и коэффициента статического давления ψ_s от коэффициента производительности ϕ (рис. 6). Можно видеть, что разработанная установка удовлетворяет поставленным требованиям, и имеет значительный запас до срыва, а также позволяет преодолеть сопротивление теплообменника даже при пониженном расходе воздуха.

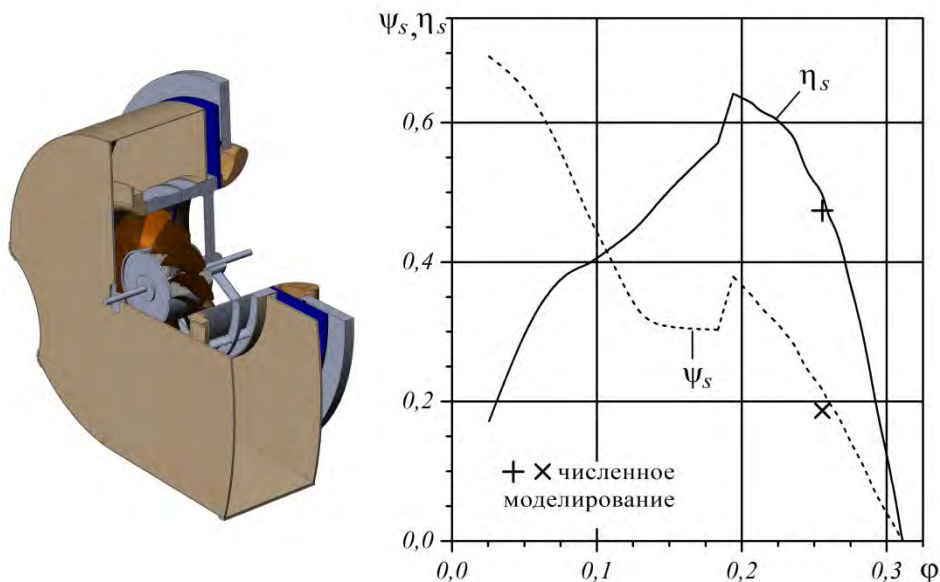


Рис. 6 – Экспериментальные характеристики системы

Результаты расчета в программном комплексе FlowVision хорошо согласуются с результатами эксперимента. Получен инструмент позволяющий провести оценку величины ожидаемых потерь полного давления в осерadiальных диффузорах простой и сложной конфигурации. Из этого следует, что численное моделирование применимо для решения задач с габаритными ограничениями.

Список литературы

Брусилосвский И.В. Аэродинамика осевых вентиляторов – М., 1984.

Гупта А., Лилли Д., Сайред Н. Закрученные потоки., пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – С. 19–24.

Идельчик Справочник по гидравлическим сопротивлениям – М., 1992.

Сустин С.А. Повышение эффективности осевых ступеней, работающих в стесненных условиях // Компрессорная техника №9, – 2013. – с. 112–117