

DOI: 10.18287/2409-4579-2018-4-1-27-35

РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИИ НАДРОТОРНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ БИРОТАТИВНОГО ЗАКАПОТИРОВАННОГО ВЕНТИЛЯТОРА С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЕГО АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК**Я.С. Почкин,
Ю.Д. Халецкий,
В.И. Милешин**ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова,
ул. Авиамоторная, 2, г. Москва,
Российская Федерация, 111116
yurikhalet@ciam.ru*Изложены результаты экспериментального исследования влияния нескольких конфигураций надроторных устройств (НРУ) щелевого типа на шум модели биротативного закапотированного вентилятора при варьировании конструктивных параметров НРУ – количества щелевых отверстий решетки и высоты полости. Показано, что наиболее значимым конструктивным параметром является коэффициент заполнения решетки. Наибольшее снижение суммарного уровня звуковой мощности вентилятора достигалось при установке НРУ только над вторым рабочим колесом при наибольшем значении коэффициента заполнения решетки.***Ключевые слова:** Рабочее колесо; вентилятор; шум; надроторное устройство; щелевое отверстие**1 Введение**

Надроторные устройства различных конструкций нашли широкое применение в качестве средства повышения газодинамической устойчивости компрессоров. Одна из наиболее успешных разработок НРУ представляет собой щелевую проставку над рабочим колесом [1]. Экспериментальные исследования показали высокие антисрывные и антипомпажные качества щелевых проставок [2].

На оптимальных режимах течения в рабочем колесе и при повышенных расходах воздуха давление в передней части межлопаточного канала не превышает давления на периферии проточной части перед рабочим колесом и истечение воздуха из рабочего колеса в надроторное устройство не происходит. При не оптимальных режимах течения, может происходить подсосывание воздуха через решетку и кольцевую полость в проточную часть рабочего колеса. При локальном уменьшении скорости потока на периферии перед рабочим колесом возрастают углы атаки на его лопатках, давление в передней части межлопаточного канала возрастает и становится выше давления на периферии проточной части компрессора перед колесом. Под действием возникшего перепада давлений начинается истечение воздуха через щели надроторного устройства над рабочим колесом в кольцевую полость, а из нее в проточную часть перед колесом. В

результате этого процесса на периферии проточной части формируется циркуляционное течение, причем расход циркулирующего воздуха увеличивается по мере увеличения противодавления за рабочим колесом, в результате чего углы атаки на лопатках мало меняются. Интенсификации циркуляционного течения способствует использование решетки с наклоном щелей в поперечном сечении в направлении вращения и над рабочим колесом и перед ним. Это происходит благодаря тому, что при истечении воздуха из кольцевой полости через щели в проточную часть перед рабочим колесом он приобретает закрутку в направлении, противоположном направлению вращения колеса, что увеличивает подсосывающую способность периферийного участка рабочего колеса и повышает его напор. Таким образом, кольцевая полость служит обводным каналом, по которому транспортируется обратный поток воздуха из рабочего колеса при повышении давления за ним выше некоторого максимального значения, не допуская выброса его непосредственно из колеса в проточную часть перед ним. Кроме того, кольцевая полость способствует выравниванию окружной неравномерности давления и препятствует формированию дискретных срывных зон, а также уменьшает пульсации потока, вызываемые пересечением щелей вращающимися лопатками.

В работе [1] была изложена методология проектирования НРУ, на основе которого

разработанное надроторное устройство на опытном осевом компрессоре низкого давления обеспечило значительное повышение его газодинамической устойчивости.

Под руководством проф. Шипова Р.А. в ЦИАМ (Россия) в 2001-2006 г.г. были выполнены исследования влияния НРУ на шум вентилятора [4]. Результаты экспериментов на модели вентилятора подтвердили, что при пониженных окружных скоростях надроторное устройство типа щелевой проставки эффективно снижает шум в широком диапазоне частот 1 – 8 кГц, причем в отдельных третьоктавных полосах частот снижение уровня шума достигает 5-6 дБ.

В дальнейшей работе в ЦИАМ было исследовано влияние надроторного устройства на шум двухконтурной модели биротативного закапотированного вентилятора диаметром 22” [5]. Испытывался вариант конструкции НРУ с числом щелей, равным 85. Были испытаны три конфигурации установки НРУ в корпусе модели вентилятора – над первым РК; над вторым РК; и над обоими РК одновременно. Положительное влияние надроторного устройства на уровни шума модели биротативного вентилятора проявилось при его установке над вторым РК и над обоими РК, при этом максимум снижения уровней шума составляет 4-6 дБ на частоте 2 кГц. Установка НРУ над первым колесом была не эффективной. Но совместное действие «НРУ над РК1 и РК2» привело к снижению шума на 2-7 дБ в более широком частотном диапазоне, чем при установке НРУ только над вторым РК.

Дальнейшее развитие конструкции решётчатых НРУ заключалось в увеличении рядности щелевых отверстий. Были изготовлены и испытаны три конфигурации двухрядных НРУ, устанавливаемых только над вторым ротором. Суммарная по трём режимам работы вентилятора, соответствующих взлёту, набору высоты и посадке, величина снижения звуковой мощности модели вентилятора с двухрядными НРУ составила от 3,2 до 3,5 дБ.

В представленной работе изложены результаты исследования влияния нескольких

конфигураций НРУ на шум модели биротативного закапотированного вентилятора при варьировании в доступных пределах конструктивных параметров НРУ – коэффициента заполнения решетки НРУ и высоты полости.

2 Экспериментальный объект

Эксперименты были выполнены на стенде, включающем большую заглушенную камеру [6-7]. Модель исследуемого вентилятора расположена внутри заглушенной камеры. Конструкция стенда и расположение испытываемого объекта позволяет одновременно определять его акустические характеристики в передней и задней полусферах.

Воздух, засасываемый испытываемым вентилятором, поступает в заглушенную камеру через проем в полу у дальней стены камеры. Проем занимает всю ширину камеры и служит для размещения всасывающего устройства и воздушного фильтра. Для того, чтобы при работающей модели вентилятора избежать возникновения в камере мощных вихревых течений, искажающих аэродинамические и акустические характеристики испытываемого объекта, с помощью технологических эксгаустеров осуществляется отсос большей части выхлопной струи через воздухозаборный конус выхлопной системы. При отсосе воздуха из камеры, в полтора-два раза превышающем расход воздуха через вентилятор, интенсивность вихрей в камере оказывается незначительной, скорость потока в них не превышает 3÷5 м/с и вихри на выходе не попадают на вход в вентилятор. При увеличении суммарного расхода воздуха число вихрей увеличивается, скорости в них возрастали с одновременным увеличением интенсивности вихрей, что приводит к росту уровня турбулентности потока и потерь энергии в камере. При уменьшении суммарного расхода воздуха до значений, приближающихся к величине расхода через вентилятор, вихри достигают входа в вентилятор и их размеры в задней полусфере также увеличиваются. В результате была установлена необходимость некоторой ограниченной «венти-

ляции» заглушенной камеры в процессе испытаний модельных вентиляторов.

Однако измерения показали, что созданная система отсоса воздуха из заглушенной камеры сама является мощным источником шума. С целью снижения шума помех от работающего эксгаустера стенки конуса были облицованы звукопоглощающим материалом, сечение на входе конуса было изменено, чтобы избежать отрыва потока, генерирующего дополнительный аэродинамический шум. Кроме того, в улитке было увеличено сечение трубы для снижения скорости потока. После выполненных мероприятий по снижению шума помех от аэродинамического шума эксгаустеров существенно изменилось соотношение «полезный сигнал/помехи». В передней полусфере полезный сигнал маскируется шумом помех от эксгаустерных машин в низкочастотной области до 400 Гц. В диапазоне частот 400–2000 Гц уровни шума вентилятора требуют корректировки, учитывающей соотношение уровней полезного сигнала к шуму помех, а в диапазоне частот выше 2 кГц влиянием шума эксгаустеров на общий уровень шума можно пренебречь. В задней полусфере превышение полезного сигнала над шумом помех становится видимым на ещё более низких частотах. Заглушенная камера пригодна для технических измерений шума моделей вентиляторов в рабочем диапазоне частот 400–40 кГц.

Для выравнивания входного потока было разработано противотурбулентное входное устройство (ПВУ). Установлено, что разработанное противотурбулентное входное устройство (ПВУ) эффективно снизило уровень неоднородности входного потока, что сопровождалось снижением уровня тональных составляющих шума вентилятора на величину порядка 8–10 дБ. Калибровка противотурбулентного входного устройства (ПВУ) показала, что в рабочем частотном диапазоне вносимые им погрешности акустических измерений в основном не превосходят ± 0.5 дБ.

Эксперименты были выполнены с помощью модели биротативного закапотирован-

ного вентилятора диаметром 22 дюйма, корпус которого был оборудован для установки надроторных устройств (рисунок 1).

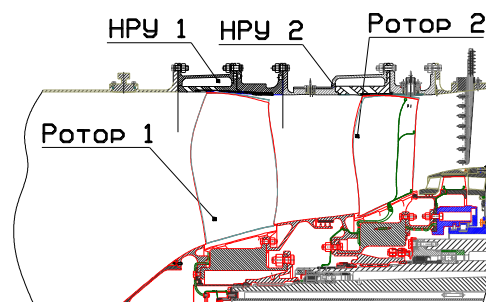


Рисунок 1. Продольный разрез модели вентилятора CRTF2a с корпусами

Выбор конструктивных параметров надроторных устройств основан на результатах аэродинамических расчетов и с учетом конструктивных и технологических особенностей турбокомпрессоров. Все указанные ниже соотношения геометрических параметров связаны между собой и с аэродинамическими характеристиками ступеней, в частности с числом M в относительном движении. В соответствии с эмпирической методологией [1] проектирования НРУ, основанной на большом объеме экспериментальных данных, были выбраны конструктивные параметры НРУ.



Рисунок 2. Надроторное устройство с щелевой проставкой

НРУ базовой конфигурации «В» была спроектирована по эмпирической методологии (Таблица 1). Параметры НРУ остальных конфигураций были выбраны на основе результатов оптимизационных 3D стационарных расчетов характеристик биротативных вентиляторов с НРУ [3].

Экспериментальная программа содержала шесть конфигураций НРУ, устанавливаемых только над вторым РК, и четыре конфигура-

ций НРУ, устанавливаемых одновременно над двумя рабочими колесами (Таблица 1).

Таблица 1. Конструктивные параметры однорядных НРУ (Z – число щелевых отверстий)

Ко нф. НРУ	Р К I	Р К II	Z	H , мм	\bar{H}	D
A	-	+	42	1 5	0. 71	0. 25
B	-	+	85	1 5	0. 71	0. 50
C	-	+	85	7	0. 53	0. 50
D	-	+	85	3	0. 33	0. 50
H	-	+	11 5	1 5	0. 71	0. 68
J	-	+	11 5	1 0,2	0. 62	0. 68
E	+	+	133 85	3 1 5	0.6 0.7 1	0. 0. 5
F	+	+	13 85	3 6 7	0.6 0.7 1	0. 0. 5
G	+	+	66 85	3 1 5	0.6 0.7 1	0. 0. 5
M	+	+	13 11 5	3 1 5	0.6 0.7 1	0. 0. 68

В цикле экспериментов варьировались два безразмерных конструктивных параметра НРУ – коэффициент заполнения решетки (D) и безразмерная высота полости (\bar{H}).

Коэффициент заполнения решетки определяется как отношение ширины щели δ к шагу решетки t . Коэффициент заполнения варьировался от 0.25 до 0.68 (Таблица 1). Дальнейшее повышение коэффициента заполнения не целесообразно из соображений прочности конструкции НРУ. Безразмерная высота полости \bar{H} определяется как отношение высоты полости H к общей высоте НРУ.

$$D = \delta_s / t_s;$$

$$\bar{H} = H / (H+h)$$

Результаты расчётных и экспериментальных исследований, приведённых в таблице 1

конфигураций НРУ, позволили сформулировать рекомендации для разработки следующего поколения решётчатых НРУ. В основном, суть этих рекомендаций сводилась к увеличению числа щелей в одном ряду до 130. Кроме того, для повышения акустической и газодинамической эффективности (увеличения запасов ГДУ и КПД) было предложено увеличить суммарное число щелей путем увеличения рядности НРУ до двух (рис. 3) и исследовать взаимное влияние формы щелей и их относительного расположения.



а



б



в

Рисунок 3. Двухрядные НРУ

Первое и второе надроторные устройства (рис. 3а и 3б) отличаются друг от друга только смещением осей "Δ" щелей второго (от входа в вентилятор) ряда относительно первого. Третье двухрядное НРУ (рис. 3в) имеет второй ряд щелевых отверстий, полностью совпадающий с соответствующими участками первых двух НРУ, а первый ряд состоит из поперечных пазов, расположенных в окружном направлении. Параметры двухрядных НРУ приведены в таблице 2.

Таблица 2. Конструктивные параметры двухрядных НРУ, установленных над вторым РК вентилятора

Ко иф. НРУ	Z ₁	Z ₂	H , мм	H H	D	Δ , мм
O	1 30	13 0	1 1	0, 64	0 .55	0
P	1 30	13 0	1 1	0,6 4	0 .55	6 ,65
Q	8 2	13 0	1 1	0,6 4	0 .55	-

3 Результаты экспериментов

В качестве критерия оценки акустической эффективности НРУ используется суммарное снижение уровня звуковой мощности вентилятора при его установке в конструкции вентилятора на режимах взлета, набора высоты и посадки (ΔРWL).

На рисунке 4 приведены результаты сравнения уровней звуковой мощности биротативного вентилятора без НРУ и с установленным только над вторым рабочим колесом НРУ. Таких конфигураций было шесть – А, В, С, D, H, J. На рисунке 4 видно, что акустическая эффективность повышается с ростом коэффициента заполнения решетки на всех рассматриваемых режимах вентилятора. Следует также отметить, что при коэффициенте заполнения, равном 0.25, на режимах набора высоты и посадке установка НРУ вместо ожидаемого снижения шума вентилятора приводит к значительной его генерации, что неприемлемо для практического использования.

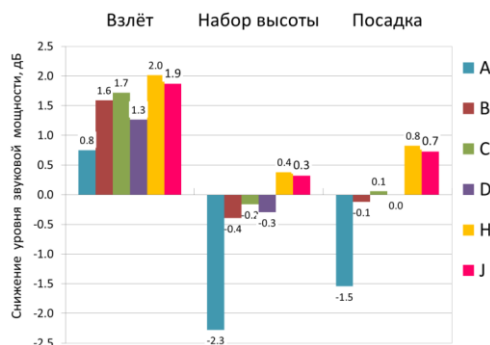


Рисунок 4. Акустическая эффективность надроторного устройства, установленного только над РК2 биротативного вентилятора

На рисунке 5 приведена зависимость снижения суммарного уровня звуковой мощности биротативного вентилятора от коэффициента заполнения решетки НРУ при одинаковых значениях остальных конструктивных параметров НРУ, в том числе высоты полости. Видно, что акустическая эффективность НРУ линейно растет с увеличением коэффициента заполнения решетки.

На рисунке 6 показана акустическая эффективность конфигураций НРУ, установленных над вторым РК, при варьировании высоты полости. Видно, что высота полости не столь значительно влияет на акустическую эффективность НРУ, как коэффициент заполнения, однако в пределах варьирования с ростом высоты полости растет и акустическая эффективность НРУ.

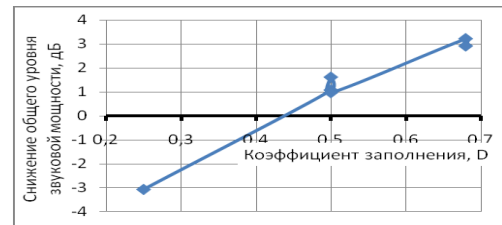


Рисунок 5. Зависимость снижения общего уровня звуковой мощности от коэффициента заполнения решетки НРУ

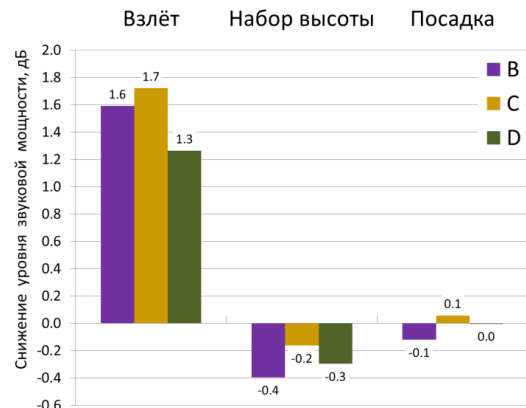


Рисунок 6. Акустическая эффективность надроторного устройства, установленного только над РК2 биротативного вентилятора при варьировании высоты полости НРУ

На рисунке 7 приведены результаты сравнения уровней звуковой мощности биротативного вентилятора без НРУ и с НРУ, установленными над обоими рабочими колесами. Таких конфигураций было четыре (Таблица 1). Видно, что из этих конфигураций

наилучшей является конфигурация «М», содержащая над РК2 решетку с наибольшим коэффициентом заполнения, а худшей – конфигурация «F».

На рисунке 8 показано сравнение акустической эффективности конфигураций НРУ, установленных только над РК2 и конфигураций НРУ, установленных над обоими РК. Для этого сравним попарно снижение уровня звуковой мощности вентилятора при установке конфигураций «В» с «Е» – обе имеют НРУ над вторым РК с коэффициентом заполнения равным 0.5 – и «Н» с «М» – обе имеют НРУ над вторым РК с коэффициентом заполнения равным 0.68. Очевидно, конфигурация, состоящая из двух НРУ, установленных над обоими РК, оказывается менее акустически эффективной, чем НРУ, установленное только над РК2. Так, конфигурация «Е» на 1.0 дБ менее эффективна конфигурации «В», а конфигурация «М» на 1.1 дБ менее эффективна конфигурации «Н».

Возможно, это неожиданное явление объясняется тем, что надроторное устройство оказывает благоприятное воздействие на течение в межлопаточном пространстве. В этом смысле второе рабочее колесо находится в условиях возмущенного потока и на выходе поток становится менее возмущенным. На первое рабочее колесо поток попадает мало возмущенным и взаимодействие с ним надроторного устройства приводит к обратному результату. В итоге аэродинамические возмущения приводят к дополнительной генерации шума.

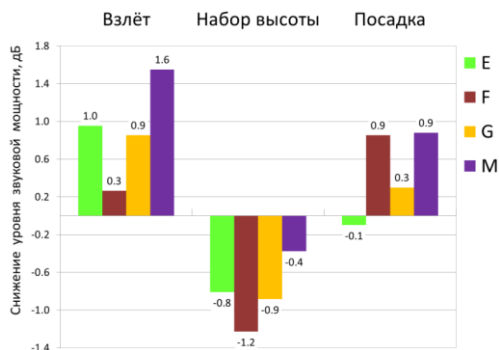


Рисунок 7. Акустическая эффективность конфигураций НРУ, установленных над обоими рабочими колесами биротативного вентилятора

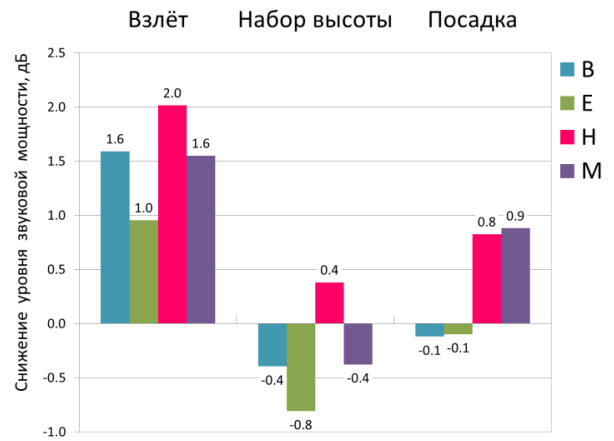


Рисунок 8. Сравнение акустической эффективности конфигураций НРУ, установленных только над РК2 и над обоими рабочими колесами

Влияние двухрядных НРУ на всех исследованных режимах работы вентилятора является положительным. Суммарная по трем сертификационным режимам (54%, 83%, 94%) величина снижения звуковой мощности модели вентилятора с двухрядными НРУ над вторым рабочим колесом составляет от 3,2 дБ до 3,5 дБ (рисунок 9). В сравнении с наиболее акустически эффективной конфигурацией испытанной ранее однорядного НРУ («Н») их акустическая эффективность примерно одинакова. Относительно высокая акустическая эффективность двухрядных НРУ была получена на промежуточных режимах 65 % и 90 % Nom.

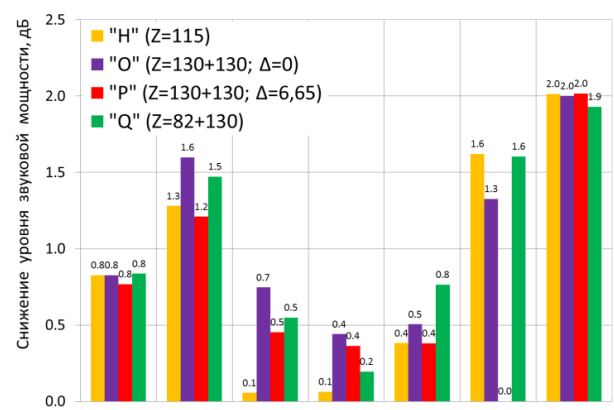


Рисунок 9. Акустическая эффективность двухрядных конфигураций НРУ

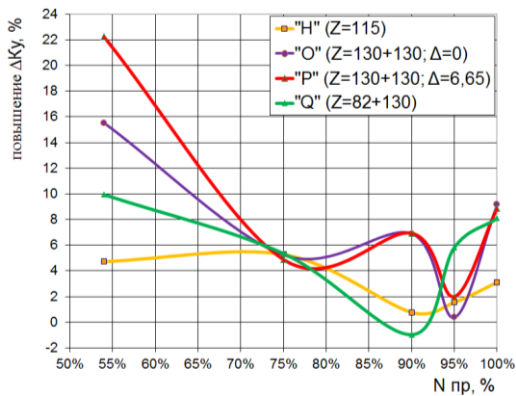


Рисунок 10. Изменение запасов ГДУ

На рисунке 10 приведены зависимости прироста запаса газодинамической устойчивости (ГДУ) биротативного вентилятора с НРУ относительно его исходной конфигурации ($\Delta K_{уНРУ} - \Delta K_{у\text{без НРУ}}$) от частоты вращения роторов для исследованных двухрядных надроторных устройств. На графике также показана зависимость для наилучшего с точки зрения акустики однорядного НРУ. Видно, что все исследованные надроторные устройства дают положительный эффект на низких и средних режимах ($54\% \leq n \leq 75\%$) и при $n=100\%$. Наиболее эффективным надроторным устройством можно считать конфигурацию «Р», так как оно наиболее стабильно сохраняет эффективность во всём диапазоне частот вращения роторов.

4 Заключение

В условиях свободного звукового поля проведено исследование акустической эффективности 10 конфигураций однорядных 3 двухрядных надроторных устройств щелевого типа, устанавливаемых над рабочими колесами модели закапотированного биротативного вентилятора.

Обнаружено, что для закапотированного биротативного вентилятора конфигурации НРУ, установленные только над вторым РК, более акустически эффективны, чем конфигурации НРУ, установленные над обоими РК.

Показано, что для конфигураций однорядных НРУ, установленных только над вторым РК, с точки зрения акустической

эффективности наиболее значимым конструктивным параметром является коэффициент заполнения решетки. При изменении коэффициента заполнения решетки от 0.25 до 0.68 величина снижения уровня звуковой мощности возросла на 6 дБ. Дальнейшее увеличение коэффициента заполнения решетки может привести к потере прочности решетки. Высота полости также является конструктивным параметром, влияющим на акустическую эффективность НРУ, но не столь значимым как коэффициент заполнения. В пределах варьирования этого параметра получено, что с ростом высоты полости растет и акустическая эффективность НРУ.

Все исследованные конфигурации двухрядных НРУ, установленных над вторым РК, снижают уровни звуковой мощности вентилятора примерно одинаково. Суммарная по трем сертификационным режимам величина снижения звуковой мощности модели вентилятора с двухрядными НРУ над вторым рабочим колесом составляет от 3.2 дБ до 3.5 дБ. В сравнении с наиболее акустически эффективной конфигурацией однорядного НРУ, их акустическая эффективность примерно одинакова. Однако, двухрядные НРУ позволяют получить намного большие значения запасов ГДУ. Так на средних и высоких режимах ($N=75\dots 100\%$), повышение запаса ГДУ вентилятора составило 5...9%, а при $N=54\%$ - 10...22%.

Список использованных источников

- [1] Gelmedov F. S., Lokshantov E. A., Olshtein L. E., Sidorkin M. A. Russian Federation, "Anti-Stall Tip Treatment Means", European Patent specification № EP 0688 400 B1, 1997.
- [2] A Fundamental Criterion for the Application of Rotor Casing Treatment / E. M. Greitzer, J. P. Nikkanen, D. E. Haddad, R. S. Mazzawy, H. D. // Joslyn Trans. ASME J. Of Engineering for Power. - 1979. - Vol. 101. - P. 237-243.
- [3] Gelmedov F. Sh. Stall Margin Improvement in Three-Stage Low Pressure Compressor by Use of Slot Type Casing Treatments / F. Sh. Gelmedov, V. I. Mileshin, P. G. Kozhemyako, I. K. Orekhov // Proceedings of GT2014 ASME Turbo Expo, June 16-20. - Düsseldorf, Germany, 2014. - GT2014-26298.

[4] Povarkov V. The Effect of Casing Treatment on the Scale Fan Noise / V. Povarkov, Yu.Khaletskiy, R. Shipov // Proceeding of the 12th International Congress on Sound and Vibration, Lisbon, Portugal. 11-14 July 2005. – Vol. 1. – P. 857-864.

[5] Khaletskiy Yu. Experimental study of casing treatment impact on ducted counter-rotating fan noise / Yu. Khaletskiy, V. Milesin // Proceedings of the 22nd International Congress on Acoustics, Buenos Aires, Argentina. -5-9 September 2016. – Vol. 1. – P. 4312-4322.

[6] Khaletskiy Yu. New acoustic facility for testing universal propulsion simulators / Yu. Khaletskiy, V. Milesin, R. Shipov // Proceeding of the 13th International Congress on Sound and Vibration, Vienna, Austria, July 2-6 2006. – P. 1431-1439.

[7] Коржнев В. Н. Методические проблемы измерения шума моделей вентиляторов в заглушенной камере стенда Ц-3А ЦИАМ // Экологические проблемы авиации /под ред. Ю. Д. Халецкого. – М.: Торус пресс, 2010, С. 83-100.

[8] Barrett S. F. Timing subsystem. Microcontrollers Fundamentals for Engineers and Scientists / S. F. Barrett, D. J. Pack // Morgan and Claypool Publishers. – 2006. - P. 51–64. ISBN 1-598-29058-4.

[9] Khaletskiy I. Influence of the Casing Treatment Design Parameters on the Ducted Counter Rotating Fan Noise / I. Khaletskiy, V. Korznev, V. Milesin, Ya. Pochkin // Proceeding of the 24th International Congress on Sound and Vibration, London, Great Britain, July 23-27, 2017.

Yaroslav S. Pochkin,
Yuriy D. Khaletskiy,
Viktor I. Mileschin

Central Institute of Aviation Motors,
2, Aviamotornaya St., Moscow,
111116, Russian Federation
yurikhalet@ciam.ru

EVOLUTION OF THE FAN CASING TREATMENT DESIGN OF THE COUNTER ROTATING TURBOFAN WITH THE PURPOSE OF INCREASING ITS ACOUSTIC PERFORMANCE

The results of an experimental study of the effects of several slot type casing treatment (STCT) configurations on ducted counter rotating fan model (DCRF) noise are given in present work. The casing treatment design parameters such as lattice duty cycle and the cavity height were varied. It is shown that the most important parameter is the duty factor of the lattice. The configuration of STCT, which provides the greatest reduction of sum sound power level of the fan model was installed over the second rotor only and had the highest duty factor.

Key words: Rotor; fan; noise; casing treatment; slot

References

- [1] Gelmedov F.S., Lokshantov E.A., Olshtein L.E., Sidorkin M.A., Russian Federation, “Anti-Stall Tip Treatment Means”, European Patent specification № EP 0688 400 B1, 1997.
- [2] Greitzer, E.M., Nikkanen, J.P., Haddad, D.E., Mazzawy, R.S. and Joslyn, H.D. (1979), “A Fundamental Criterion for the Application of Rotor Casing Treatment”, *Trans. ASME J. Of Engineering for Power*, vol. 101, pp. 237-243.
- [3] Gelmedov, F.Sh., Mileschin, V.I., Kozhemyako, P.G. and Orekhov, I.K. (2014), “Stall Margin Improvement in Three-Stage Low Pressure Compressor by Use of Slot Type Casing Treatments”, *Proceedings of GT2014 ASME Turbo Expo*, Düsseldorf, Germany, 16-20 June 2014, GT2014-26298, 11 p.
- [4] Povarkov, V., Khaletskiy, Yu. and Shipov, R. (2005), “The Effect of Casing Treatment on the Scale Fan Noise”, *Proceeding of the 12th International Congress on Sound and Vibration*, Lisbon, Portugal, 11-14 July 2005, vol. 1, pp. 857-864.
- [5] Khaletskiy, Yu. and Mileschin, V. (2016), “Experimental study of casing treatment impact on ducted counter-rotating fan noise”, *Proceedings of the 22nd International Congress on Acoustics*, Buenos Aires, Argentina, 5-9 September 2016, vol. 1, pp. 4312-4322.
- [6] Khaletskiy, Yu., Mileschin, V. and Shipov R. (2006), “New acoustic facility for testing universal propulsion simulators”, *Proceeding of the 13th International Congress on Sound and Vibration*, Vienna, Austria, 2-6 July 2006, pp. 1431-1439.
- [7] Korjnev, V.N., Povarkov, V.I. and Khaletskiy, Yu.D. (2010), Methodological problems of fan models noise measuring in the anechoic chamber of C-3A CIAM test bed, *Environmental challenges of aviation*, Torus press, Moscow, Russia, pp. 83-100.
- [8] Barrett, S.F. and Pack, D.J. (2006), Timing subsystem. Microcontrollers Fundamentals for Engineers and Scientists, *Morgan and Claypool Publishers*, pp. 51–64, ISBN 1-598-29058-4.
- [9] Khaletskiy, Yu., Korznev, V., Mileschin, V. and Pochkin, Ya. (2017), “Influence of the Casing Treatment Design Parameters on the Ducted Counter Rotating Fan Noise”, *Proceeding of the 24th International Congress on Sound and Vibration*, London, Great Britain, 23-27 July 2017.