

УДК 621.44.533.697

В.М. ЛАПОТКО, Ю.П. КУХТИН, И.Ф. КРАВЧЕНКО

ГП «Ивченко-Прогресс», Украина

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ АКУСТИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВЕНЦОВ ТУРБИНЫ ВЕНТИЛЯТОРА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Показаны результаты численного анализа в источнике шума, являющегося результатом нестационарного аэродинамического взаимодействия венцов турбины вентилятора экспериментального двигателя. Для численного анализа использован $q3d$ -метод отслеживания струй течений газа. Используемый метод доработан для учета трехмерных эффектов течений газа в турбомашинах. Расчеты проводились в абсолютной системе координат, связанной со статором турбины. Так как несмежные рабочие колеса имели одинаковые числа лопаток, расчеты проводились при их различном окружном расположении. Сделаны общие выводы о возможности подавления генерируемых шумов в источнике.

Ключевые слова: турбина вентилятора, источники шума, $q3d$ -метод отслеживания струй течений газа.

1. Введение

В результате нестационарного аэродинамического взаимодействия лопаточных венцов с потенциальной и следовой неравномерностями газа возникает тональный шум. При существующих осевых зазорах между лопаточными венцами первый механизм возникновения тонального шума является несущественным по сравнению со вторым, который сохраняется при значительных осевых зазорах. Нестационарным аэродинамическим взаимодействием венцов объясняется природа генерации широкополосного (вихревого) шума [1, 2].

Имея возможность проводить численные исследования нестационарного аэродинамического взаимодействия лопаточных венцов турбомашин [3], авторы работы предприняли попытку на примере турбины вентилятора экспериментального двигателя оценить конструктивные факторы, влияющие на уровень тональных и широкополосных шумов.

2. Обозначения

T_u , α – соответственно, степень турбулентности и угол входа потока

P^0 , T^0 – соответственно, полное давление и полная температура в сечении входа

P_a , T_a – соответственно, давление и температура в сечении выхода

r – безразмерный радиус тракта турбины
 n , ω – соответственно, количество лопаток в венце и частота вращения ротора

R , M – соответственно, газовая постоянная и безразмерный параметр скорости

k , P_t – соответственно, энергия пульсационного движения и пульсационное давление

RK , CA – соответственно, рабочее колесо и сопловой или спрямляющий аппарат

$\Delta\varphi$ – угол взаимного, окружного положения дисков ротора турбины

3. Выбор расчетной области

Учитывая специфику решаемой задачи – определения полей параметров нестационарного течения газа при нестационарных, меняющихся во времени краевых условиях, учитывая также при этом, что исследуемую область нельзя подвергнуть какому-либо урезанию, масштабированию, было принято рассматривать течение газа в турбине, состоящей из 1-й, 2-й ступеней турбины вентилятора и профилей стоек реактивного сопла.

Учитывая, что диски RK 1-й ступени и RK 2-й ступени находятся на одном и том же валу, а их лопаточные венцы имеют одинаковое число лопаток одного и того же профиля, численные расчеты нестационарного течения проводились для различного взаимного окружного расположения лопаточных венцов. В четырех выполненных расчетах взаимное окружное смещение RK 2-й ступени относительно RK 1-й ступени по направлению вращения ротора соответствовало $\Delta\varphi = 0.0^\circ, 1.75^\circ, 2.41^\circ, 3.29^\circ$.

В расчетах задавались взаимные окружные расположения статоров, а также по отношению к ним окружное расположение венца стоек реактивного сопла.

Для получения устойчивых результатов по времени, и тем самым получения возможности проведения Фурье-анализа, рассматривалось течение газа через полные лопаточные венцы и сопловые аппараты в течение двух оборотов ротора (см. рис. 1).

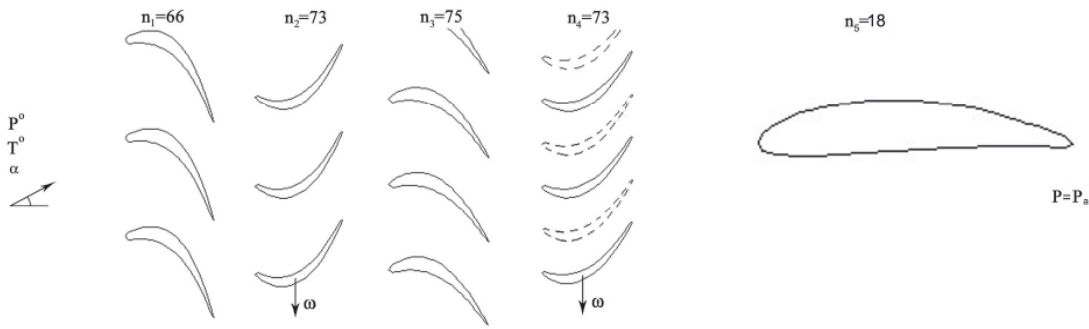


Рис. 1. Профиль турбины вентилятора экспериментального двигателя

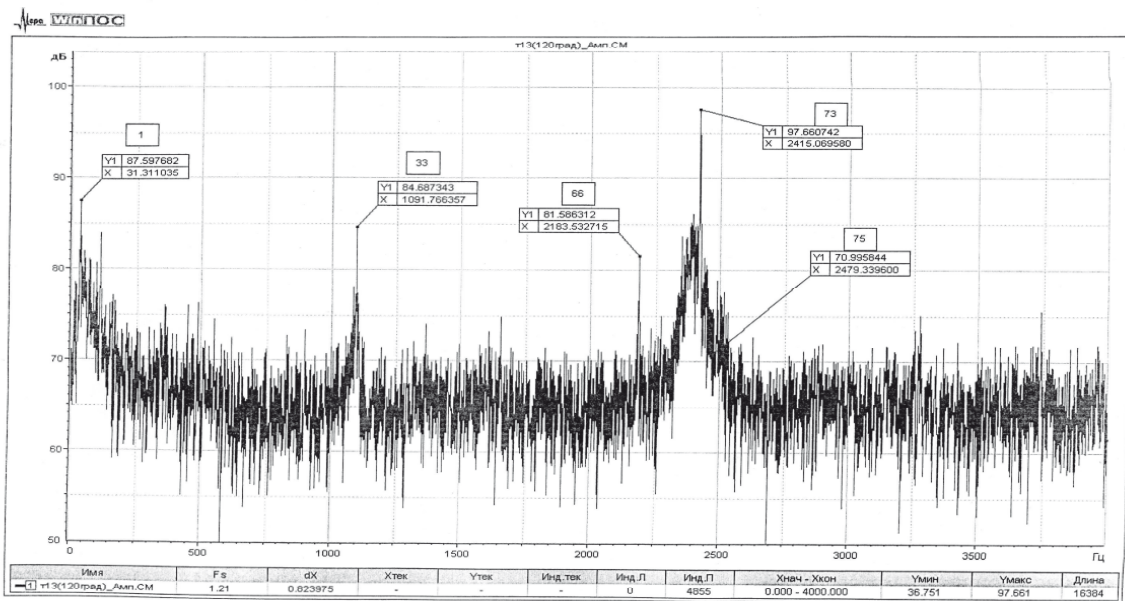
4. Анализ экспериментальных данных

Анализируя экспериментальные данные, представленные на рис.2, можно сделать ряд выводов, касающихся возможных источников генерации тональных шумов, обусловленных нестационарным аэродинамическим взаимодействием лопаточных венцов турбины вентилятора:

1) источником возникновения тонального шума 66-ой гармоники может быть нестационарное аэродинамическое взаимодействие лопаточных венцов СА и РК турбины вентилятора 1-й ступени (66 профилей СА и 73 лопатки РК), а также нестационарное аэродинамическое взаимодействие лопаточных венцов СА турбины вентилятора 1-й ступени и РК 2-й ступени;

2) источником возникновения тонального шума 73-й гармоники может быть нестационарное аэродинамическое взаимодействие лопаточных венцов РК турбины вентилятора 1-й ступени (73 лопатки) с СА турбины вентилятора 2-й ступени (75 профилей), а также нестационарное взаимодействие лопаточных венцов РК турбины вентилятора 2-й ступени (73 лопатки) с профилями стоек реактивного сопла (18 профилей стоек);

3) источником возникновения тонального шума 75-й гармоники может быть нестационарное аэродинамическое взаимодействие лопаточных венцов СА и лопаток РК турбины вентилятора 2-й ступени (75 профилей СА и 73 лопатки РК) и нестационарное взаимодействие лопаточных венцов СА 2-й ступени (75 профилей) с лопатками РК 1-й ступени (73 лопатки) турбины вентилятора.



08.10.2011г. ОС-1. Д-18Т №18Т25. Nв=1985 об/мин. 870-872 сек.

Рис. 2. Экспериментальная спектрограмма шума

5. Исходные данные

Численные расчеты нестационарного аэродинамического взаимодействия лопаточных решеток турбины вентилятора проводились при постоянных краевых условиях на входе и выходе:

Таблица 1 – Входные параметры

γ	0.1	0.3	0.5	0.7	0.9
T^0 °K	946.5	942.5	937.0	943.0	977.0
P^0 Па	263000	264300	265600	266500	268600
α	37	35	30	26	22

$P_a = 132700$ Па, что соответствовало режиму:

Взлет, $N = 0$, $M = 0$, $\pi_T = 3.1587$. Скорость вращения ротора $\omega = 359.2$ 1/с (57.17 об/с).

Все величины, участвующие в расчетах, приводились к безразмерному виду. Эталонной длины была принята общая протяженность расчетной области. В качестве эталонов давления и температуры принимались, соответственно, значения $P_a = 132700$ Па, $T_a = 802.5$ К на выходе турбины. Показатель адиабаты принят постоянным во всей расчетной области $k = 1.325$, газовая постоянная $R = 287.0$ Дж/(кг К). Эталонной скорости служила изотермическая скорость звука $\sqrt{RT_a}$. Степень турбулентности течения на входе в расчетную область $Tu = 2\%$.

6. Результаты расчетов

Результаты расчетов нестационарного взаимодействия лопаточных решеток турбины вентилятора получены в виде полей параметров в

фиксированный момент времени для четырех значений взаимного относительного угла окружного расположения колес.

Учитывая, что причиной возникновения тонального шума являются периодические пульсации давления на поверхностях лопаток и сопловых аппаратов, для анализа таких полей во времени была реализована процедура накопления по времени значений параметра P во всех точках указанных поверхностей. Полученные поля нестационарного давления подвергались Фурье-анализу. Из этого анализа можно сделать ряд выводов о направлении дальнейших работ, связанных с уменьшением тонального шума турбины.

6.1 Анализ поля нестационарного давления, обуславливающего тональный шум 66-й гармоники

Исходя из экономии компьютерного времени, учитывая большую скорость затухания потенциальной неоднородности, по сравнению со следовой, а также учитывая отдаленность источника возмущения от среза сопла двигателя мы исключили из рассмотрения в качестве источника тонального шума 66-й гармоники рабочее колесо, расположенное выше СА турбины вентилятора 1-й ступени. Т.е. причиной возникновения 66-й гармоники являлось взаимодействие следовой неравномерности СА 1-й ступени с РК 1-й ступени и с РК 2-й ступени.

Фурье-анализ 66-й гармоники нестационарного поля давления на рабочих лопатках показал, что (см. рис. 3):

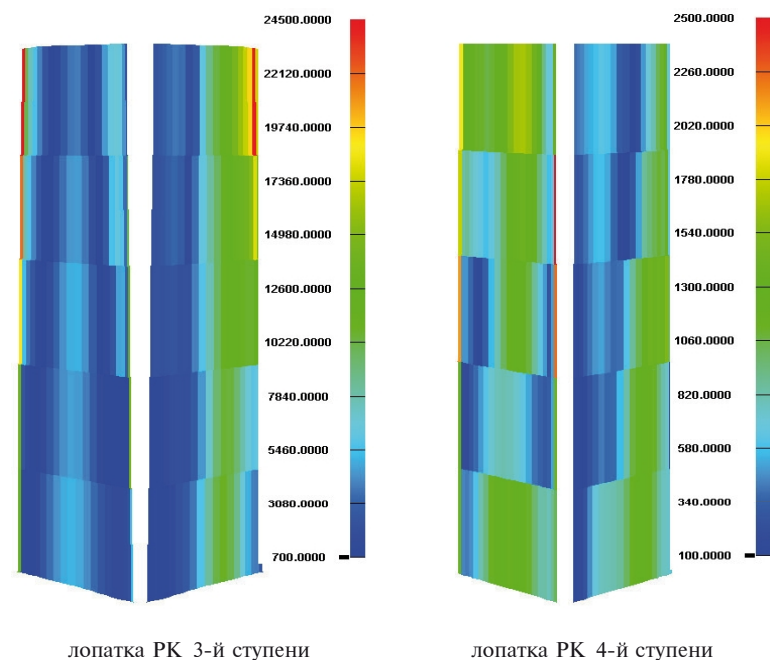


Рис. 3. Распределение нестационарного давления по частотам для $\Delta\varphi = 3.29^\circ$

1) из двух источников такого возмущения первый – входные кромки лопаток РК 1-й ступени, является наиболее значимым. Возмущения, генерируемые входными кромками лопаток РК 1-й ступени в 10-20 раз превосходят возмущения, генерируемые входными кромками лопаток РК 2-й ступени.

2) возмущения, генерируемые периферийными частями входных кромок лопаток РК приблизительно в 2 раза превосходят возмущения, генерируемые корневыми частями входных кромок лопаток РК.

3) интенсивность возмущений по 66-й гармонике не зависит от взаимного, окружного расположения рабочих колес 1-й и 2-й ступеней турбины вентилятора.

6.2 Анализ поля нестационарного давления, обуславливающего тональный шум 73-й гармонике

Нам представляется, что причиной возникновения тональных шумов 73-й гармонике является аэродинамическое взаимодействие следовой неравномерности РК 1-й ступени с СА 2-й ступени, а также взаимодействие следовой неравномерности РК 2-й ступени с профилями стоек реактивного сопла.

Фурье-анализ 73-й гармонике нестационарного поля давления на поверхностях СА и поверхностях профилей стоек реактивного сопла показал (см. рис. 4), что:

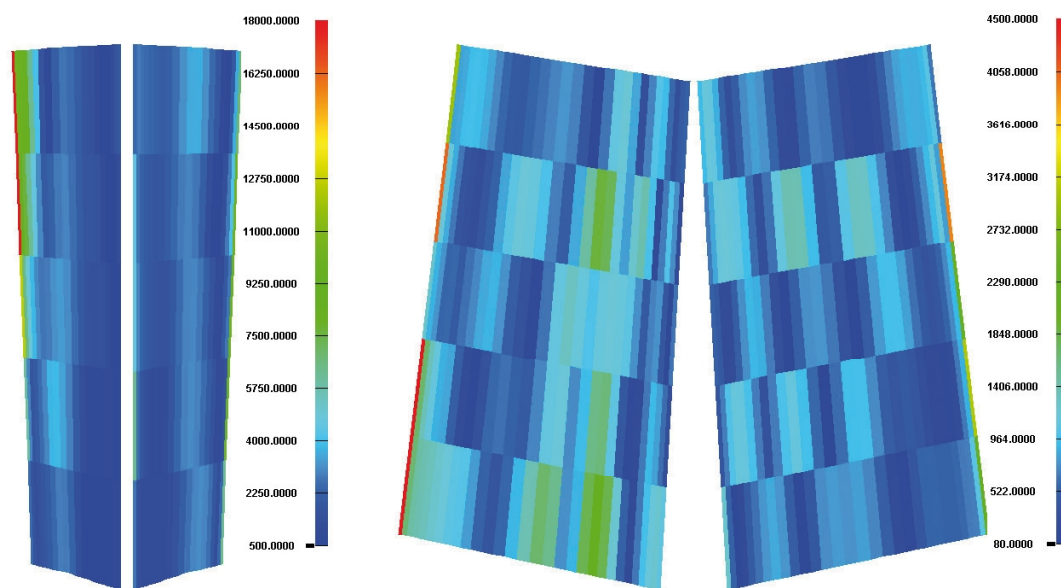
1) из двух источников такого возмущения первый – входные кромки профилей СА

2-й ступени, является наиболее значимым. Возмущения 73-й гармонике, генерируемые входными кромками профилей СА, в 4 – 5 раз превосходят аналогичные возмущения, генерируемые входными кромками профилей стоек реактивного сопла. Однако пренебрегать вторым источником генерации 73-й гармонике нельзя, т.к. первый источник 73-й гармонике находится дальше от среза сопла, чем второй и следовательно при распространении акустических возмущений наружу от первого источника эти возмущения могут быть подавлены различными конструктивными факторами;

2) возмущения, генерируемые периферийными частями входных кромок профилей СА приблизительно в 2 раза превосходят возмущения, генерируемые корневыми частями входных кромок профилей СА. Вследствие наклона профилей стоек реактивного сопла этого нельзя сказать относительно возмущений, генерируемых входными кромками профилей стоек. Уровень этих возмущений практически не меняется по радиусу;

3) наряду с возмущениями по 73-й гармонике на входных кромках профилей стоек реактивного сопла, существенные возмущения такой частоты наблюдаются на спинке профилей стоек реактивного сопла в 1-м, 2-м и 4-м сечениях в области отрыва течения;

4) интенсивность возмущений по 73-й гармонике не зависит от взаимного окружного расположения рабочих колес 1-й и 2-й ступеней турбины вентилятора.



профиль СА 2-й ступени

профиль стоек реактивного сопла

Рис. 4. Распределение нестационарного давления по частотам для $\Delta\varphi = 0.0$

6.3 Анализ поля нестационарного давления, обуславливающего тональный шум 75-й гармоники

Нам представляется, что причиной возникновения тональных шумов 75-й гармоники является аэродинамическое взаимодействие следовой неравномерности профилей СА 2-й ступени с лопатками РК 2-й ступени, а также аэродинамическое взаимодействие потенциальной неравномерности от профилей СА 2-й ступени с лопатками РК 1-й ступени.

Фурье-анализ 75-й гармоники нестационарного давления на поверхностях лопаток РК 1-й и 2-й ступеней показал, что (см. рис. 5):

1) из двухисточников такого возмущения, первый – входные кромки рабочих лопаток 2-й

ступени, является наиболее значимым. Возмущения 75-й гармоники, генерируемые выходными кромками рабочих лопаток 1-й ступени, в 3 – 4 раза меньше возмущений, генерируемых входными кромками рабочих лопаток 2-й ступени. Поэтому такими относительно слабыми возмущениями можно пренебречь;

2) возмущения, генерируемые периферийными частями входных кромок лопаток РК 2-й ступени, значительно отличаются от возмущений у корня лопаток (превосходят последних в 3 – 4 раза) только для спинки профиля;

3) интенсивность возмущений по 75-й гармонике не зависит от взаимного окружного расположения РК 1-й и 2-й ступеней.

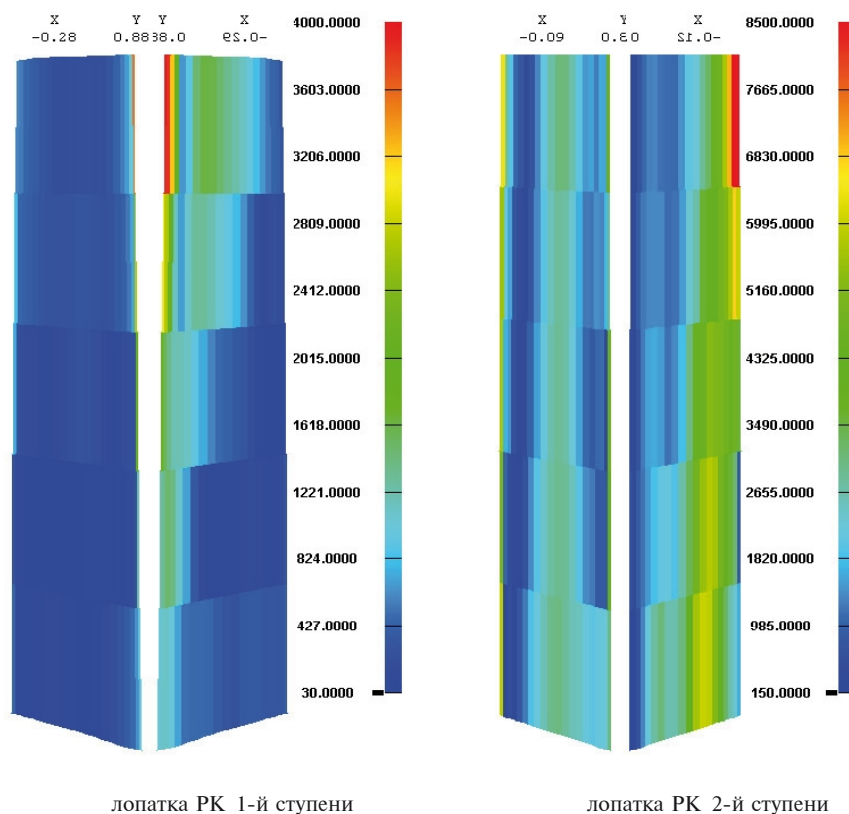


Рис. 5. Распределение нестационарного давления по частотам для $\Delta\varphi = 1.75^\circ$

6.4 Анализ поля энергии пульсационного движения, обуславливающей вихревой шум

Анализ полей энергии пульсационного движения в расчетной области, полученных для различных углов взаимной окружной ориентации рабочих колес турбины вентилятора показывает, что такая взаимная ориентация рабочих

колес не оказывает влияния на распределение энергии пульсационного движения в расчетной области (см. рис. 6). Т.е. при изменении угла взаимной окружной ориентации рабочих колес 1-й и 2-й ступеней турбины вентилятора не следует ожидать изменения широкополосного шума на данном режиме.

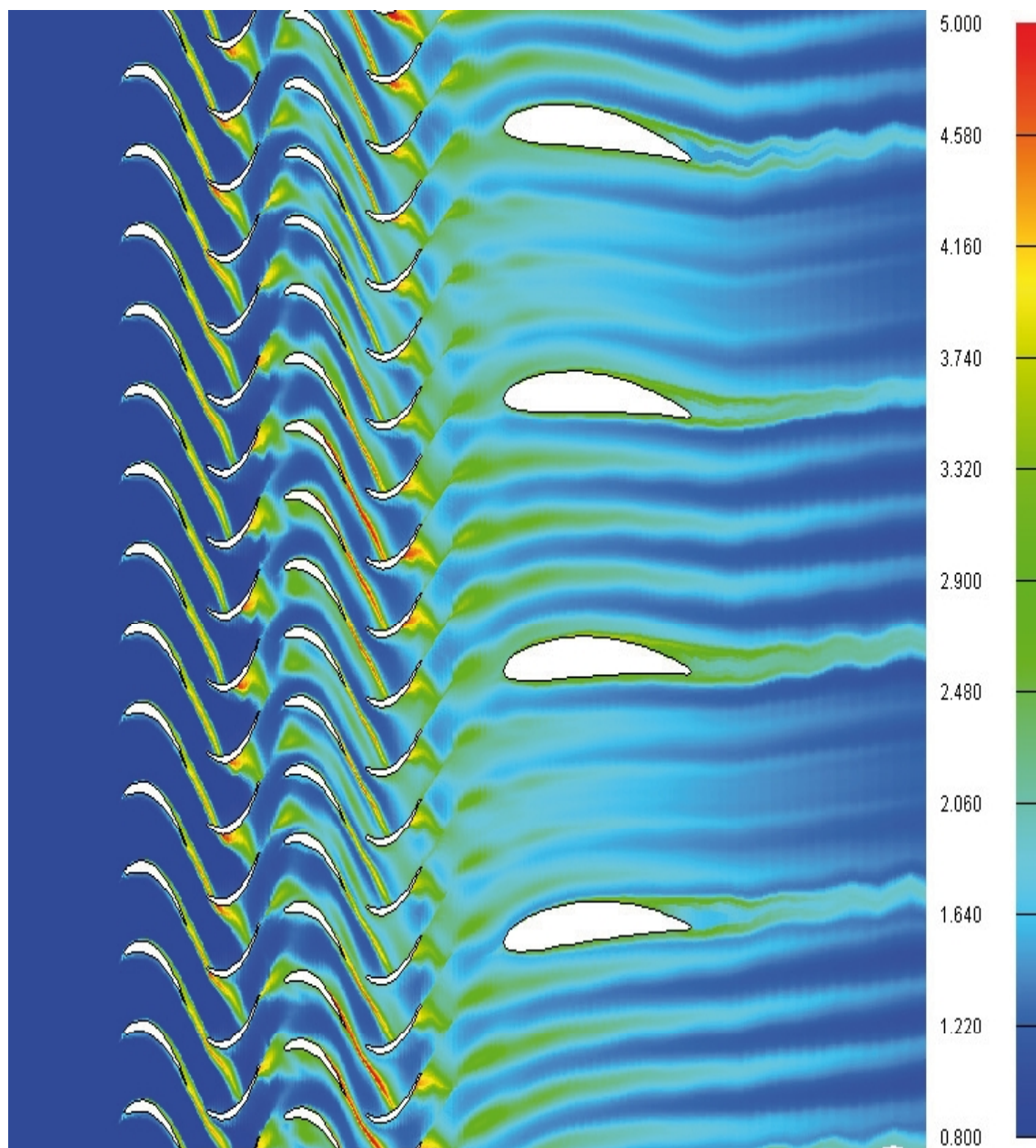


Рис. 6. Мгновенное поле кинетической энергии турбулентности при $\Delta\varphi = 0.0$ (среднее сечение)

7. Выводы

Из приведенных численных исследований можно сделать следующие общие выводы:

Предложенным пассивным средством подавления шума — изменением относительной окружной ориентации рабочих колес 1-й и 2-й ступеней по-видимому нельзя добиться существенного изменения как тонального, так и вихревого шума;

Среди источников вихревого и тонального шума следует выделить существование зоны

отрыва потока на профилях стоек реактивного сопла;

Из расчетов стали известны причины и места генерации тонального шума, для подавления которых могут быть использованы различные методы в числе которых: утонение выходных кромок сопловых лопаток; увеличение осевых зазоров; организация выдува воздуха, устраняющая пространственную неравномерность параметра скорости; нанесение звукопоглощающих покрытий в местах генерации акустических возмущений.

Литература

1. Смит, Хауз. Внутренние источники шума в газотурбинных двигателях. Измерение и теория [текст] / Смит, Хауз // Энергетические машины и установки - 1967, т.83, №2, с. 1-16.
2. Зинченко В.И. Шум судовых газотурбинных установок [текст] / В.И. Зинченко,

Ф.Е. Григорян - Ленинград: Судостроение, 1969.- 265 с.

3. Лапотко В.М. Эйлерово-Лагранжев подход при численном моделировании нестационарных течений идеального газа [текст] / В.М. Лапотко, Ю.П. Кухтин // Авиационно-космическая техника и технология, Харьков: ХАИ, 2007, №7(43), с. 12 - 17.

Поступила в редакцию 30.05.2013

В.М. Лапотко, Ю.П. Кухтин, І.Ф. Кравченко. Чисельний аналіз акустичної взаємодії вінців турбіни вентилятора експериментального двигуна

Показано результати чисельного аналізу в джерелі шуму, що є результатом нестационарної аеродинамічної взаємодії вінців турбіни вентилятора експериментального двигуна. Для чисельного аналізу використано q3d-метод відстеження струменів течій газу. Використовуваний метод дороблено для урахування тривимірних ефектів течій газів в турбомашині. Розрахунки проводилися в абсолютній системі координат, пов'язаній зі статором турбіни. Оскільки несуміжні робочі колеса мали однакові кількості лопаток, розрахунки проводилися при їхньому різному взаємному коловому розташуванні. Зроблено загальні висновки про можливість заглушення ґнерованих шумів у джерелі.

Ключові слова: турбіна вентилятора, джерела шуму, q3d-метод відстеження струменів течій газу.

V. Lapotko, Yu. Kukhtin, I. Kravchenko. Numerical analysis of acoustical interaction for turbine rims of experimental engine fan

Numerical analysis results are shown in the noise source, which is the result of unsteady aerodynamic interaction of turbine rims of experimental engine fan. Q3d-method of tracking of gas flows streams was used for numerical analysis. The method used has been developed for accounting the 3-D effects of gas flows in turbomachinery. Calculations have been made in an absolute coordinate system connected with turbine stator. As nonadjacent impellers had identical numbers of blades, the calculations have been performed with their different relative circumferential arrangement. General conclusions have been drawn about the possibility of suppressing the generated noise at the source.

Key words: Turbine rims, noise source, Q3d-method of gas flows streams tracking.