

Предложенное к реализации техническое решение позволяет исключить развитие интенсивных воздушных полостных низкочастотных акустических резонансов технических помещений. Это относится как к внутреннему воздушному пространству технического помещения, так и передаваемой из него звуковой энергии в окружающее пространство через открытые вентиляционные проемы 3, или в смежные помещения строи-

тельного сооружения через разделительные стеновые (потолочные) конструкции 2 и дверной проём 4. Подразумеваются, при этом, возможности изменения не только соответствующих габаритных размеров A (L, B, H) воздушной полости технического помещения (физических параметров $f_{mA}, \lambda_{mA}, K_t$), но и технических и физических параметров шумогенерирующего объекта и формируемого им звукового поля ($n_s, f_{ms}, \lambda_{ms}, K_t$).

УДК 534.843.12

**ОТДЕЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ГЕНЕРИРОВАНИЯ БИЕНИЙ
ЗВУКОВЫХ КОЛЕБАНИЙ В ЗАМКНУТЫХ ВОЗДУШНЫХ ОБЪЁМАХ
ТЕХНИЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ**

© 2018 М.И. Фесина, И.В. Дерябин, Л.Н. Горина

Тольяттинский государственный университет

**SOME RESULTS OF EXPERIMENTAL RESEARCHES FOR PHYSICAL PROCESSES OF
PRODUCING ACOUSTIC VIBRATION BEATS IN ENCLOSED AIR VOLUMES OF TECHNICAL
ROOMS**

Fesina M.I., Deryabin I.V., Gorina L.N. (Togliatti State University, Togliatti, Russian Federation)

The results of experimental studies of the generation of the physical process of beating of sound oscillations are presented. The general regularities and distinctive features of the process of propagation of beats of sound oscillations in a free and diffuse field of closed air volumes of various types of technical rooms are determined.

Внутри ограниченных воздушных объёмов, образованных стеновыми конструкциями технических помещений, смонтированными внутри них шумогенерирующими техническими объектами, как впрочем и в кабинах (пассажирских отделениях) наземных транспортных средств, могут возбуждаться не только интенсивные акустические резонансы, но и пульсирующие «околорезонансные» изменения уровней звукового давления (УЗД), в виде физического процесса биений звуковых колебаний. Они являются весьма раздражающими акустическими дефектами, требующими кардинального ослабления или их полного устранения. Исследуемая в работе категория технических помещений подразумевала их широкую функционально-конструктивную гамму разнообразий, отличий их габаритных размеров и конструктивных особенностей исполнения стеновых перегородок, а также смонтированных в них разнообразных шумогенерирующих агрегатов и систем, оказывающих

влияние на физические процессы формирования резонансного и «околорезонансного» звукового поля в пространствах воздушных объёмов технических помещений. В качестве объектов экспериментальных исследований технических помещений рассматривались измерительные акустические камеры (безэховая, реверберационная), а также типичные технические помещения, представленные в виде прямоугольных параллелепипедов, сформированных жёсткими звукоотражающими стеновыми конструкциями, в воздушном объёме которых находится эксплуатируемый шумогенерирующий технический объект (компрессорная, электротрансформаторная, дизель-генераторная подстанции). В качестве примера на рис. 1 приведены результаты экспериментальных исследований физического процесса биений звуковых колебаний, зарегистрированного в типичном техническом помещении, образованном жёсткими звукоотражающими стеновыми кон-

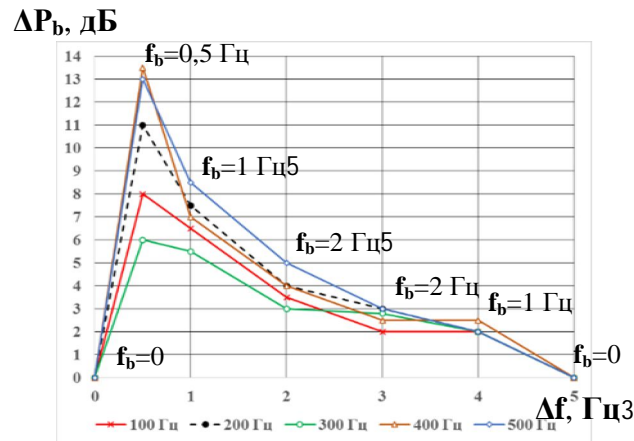


Рис.1. Зависимость размахов амплитудных значений колебаний УЗД ΔP_b и звуковых частот биений звуковых колебаний f_b от разности частот Δf двух взаимодействующих звуковых излучений с частотами f_{s1} и f_{s2} при идентичных значениях УЗД P_{s1} и P_{s2}

Проведёнными экспериментальными исследованиями установлено, в частности, что:

1. Независимо от типа исследованного помещения, значение частоты биений звуковых колебаний f_b двух взаимодействующих источников S_1 и S_2 (S_1^I) не превышает 2 Гц ($f_b \leq 2$ Гц), находится в диапазоне значений разностей частот излучений звуковой энергии (Δf_b) не превышающих 4 Гц ($\Delta f = f_{s1} - f_{s2} = 0,5 \dots 4$ Гц) и подразделяется на две области; в области $\Delta f_b = 3 \dots 4$ Гц – частота биений звуковых колебаний не удовлетворяет общепринятому выражению разности частот $\Delta f_b = f_{s1} - f_{s2}$, а соответствует значению $f_b = 1 \dots 2$ Гц, как и в частотной области $\Delta f_b = 0,5 \dots 2$ Гц.

2. Наибольшее усиление размахов амплитуд колебаний УЗД ΔP_b биений звуковых колебаний достигается при разности частот f_{s1} и f_{s2} двух взаимодействующих источников излучения звуковой энергии Δf_b , равной 0,5 Гц ($\Delta f_b = f_{s1} - f_{s2} = 0,5$ Гц).

3. Для полного исключения развития физического процесса биений звуковых колебаний двух взаимодействующих источников S_1 и S_2 (S_1^I) с близкими, но не совпадающими по значениям частотами звуковых колебаний f_{s1} и f_{s2} , достаточно смещённого разведения их дискретных значений частот на величину равную 5 Гц ($f_{s1} - f_{s2} \geq 5$ Гц).

4. Наиболее высокой восприимчивостью к развитию и усилению физического процесса биений звуковых колебаний обладают технические помещения, в которых реализуются условия, близкие к свободному звуковому полю, характеризующиеся высокими

значениями реверберационного коэффициента звукопоглощения α_{rev} (площади эквивалентного звукопоглощения A_{ecv}), к которым относятся категории безэховых и полубезэховых акустических камер; размахи колебаний УЗД ΔP_b на частотах биений звуковых колебаний f_b в такого типа акустических помещениях достигают 23 дБ.

5. Наиболее слабой восприимчивостью к развитию и усилению физического процесса биений звуковых колебаний обладают технические помещения с высокой диффузностью и неудовлетворительной эффективностью поглощения звуковой энергии жёсткими звукоотражающими стеновыми конструкциями, к которым относятся реверберационные акустические камеры и типичные технические помещения, не содержащие акустических футеровок стеновых поверхностей; размахи колебаний УЗД ΔP_b на частотах биений звуковых колебаний f_b в такого типа технических помещениях, тем не менее, являются существенными, но не превышают 10...13,5 дБ.

6. Физический процесс биений звуковых колебаний двух взаимодействующих источников S_1 и S_2 (S_1^I), излучающих звуковую энергию на дискретных частотах f_{s1} и f_{s2} , отличающихся между собой не более чем на $\Delta f_b = f_{s1} - f_{s2} \leq 4$ Гц, получает развитие независимо от взаимного соотношения УЗД P_{s1} и P_{s2} , уровни которых отличаются между собой на 3, 6 или 10 дБ.

7. Физический процесс биений звуковых колебаний может быть реализован в вариантах взаимодействий звуковых излучений двух источников S_1 и S_2 , генерирую-

щих звуковую энергию с близкими частотами звуковых колебаний, как при их стабильных неизменных значениях f_{s1} и f_{s2} , так и при их незначительных колеблющихся отклонениях в пределах допуска, равного $\pm 0,5$ Гц.

УДК 621.454.2

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЭЛЕКТРОНАСОСНОГО АГРЕГАТА СИСТЕМЫ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ

© 2018 Д.В. Малов^{1,2}, Л.С. Шаблий¹

¹Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

²АО «РКЦ«Прогресс», г. Самара

SIMULATION OF THE FLOWING PART OF THE ELECTRON-PUMP UNIT OF THE THERMOREGULATORY SYSTEM AND THE DETERMINATION OF THE AXIAL LOAD

Malov D.V. ^{1,2}, Shabliy L. S. ¹

¹Samara National Research University, Samara, Russian Federation

²Rocket Space Center "Progress", Samara, Russian Federation

In this paper, a simulation technique and calculation of the flow part of the electric pump unit, which is part of the thermal control system of various mechanism, is presented. Based on available experimental data, the adequacy of the model was evaluated. The value of the axial force was also obtained and analyzed.

В данной работе приведена методика моделирования и расчёт проточной части электронасосного агрегата (ЭНА), входящего в состав системы терморегулирования различных изделий

Система терморегулирования (СТР) предназначена для обеспечения теплового режима отдельных приборов, агрегатов и элементов конструкции негерметичных отсеков изделий во время их орбитального полета длительностью от 5 до 15 лет. ЭНА служит для создания циркуляции теплоносителя, с ограниченными смазывающими свойствами в контурах СТР.

Целью работы было создание гидродинамической модели проточной части ЭНА, предназначенной для исследований, выявления возможных неисправностей, а так же предложений по доработке, с целью повышения работоспособности агрегата.

Процесс расчёта состоял из пяти основных этапов: создание геометрии, создание сеточной модели, создание расчётной модели, поиска решения и анализа результатов [1].

На рис. 1 представлена схема проточной части исследуемой зоны ЭНА.

Полученные результаты исследований позволяют уже на стадии проектирования или модернизации конструкций технических помещений улучшать их акустические качества.

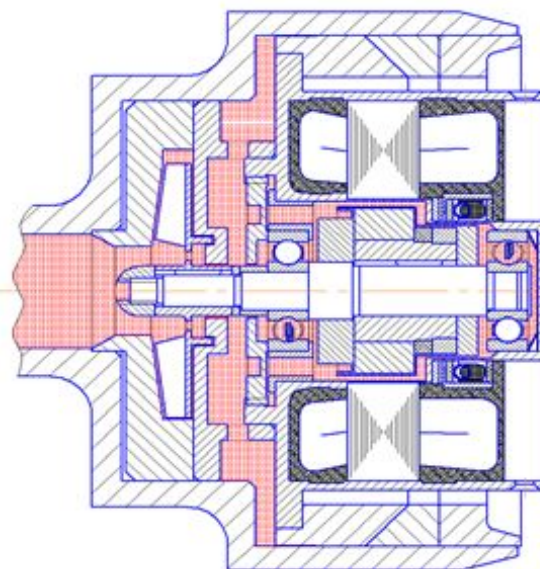


Рис. 1. Схема проточной части исследуемой зоны

Вначале создавалась 3D модель, а затем она подвергалась преобразованию к гидродинамической модели с использованием булевых операций. Получившаяся геометрия гидродинамической модели крыльчатки была разбита на 1205 тысяч структурированных элементов. Затем модель улучшалась путем добавления призматических слоёв и сгущением сетки в местах тонкой геометрии. После всех преобразований количество элементов возросло до 42373.