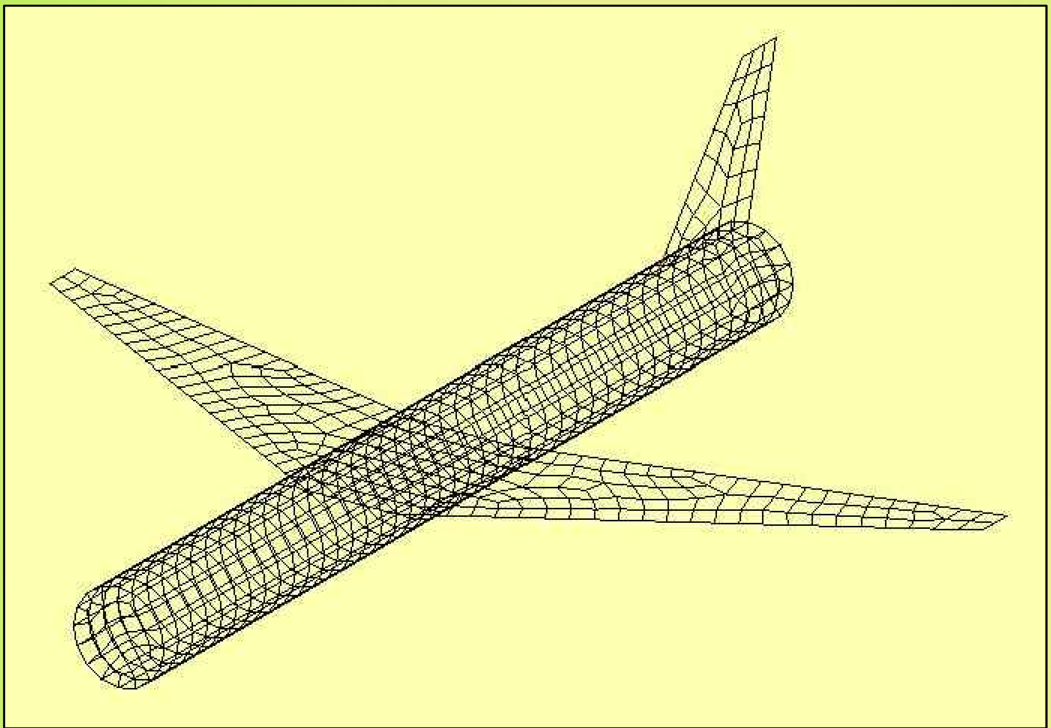
ISSN 2412-8627
Vol. 3 No. 2

Noise
Theory and Practice

Scientific Journal



II
2017

Acoustic Design Institute

Noise Theory and Practice

Научный журнал

Том 3 №2

Учредитель - Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций"(ООО "Институт акустических конструкций") при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова

Фактический адрес редакции

Россия, г. Санкт-Петербург,
ул. 1-ая Красноармейская, д. 3/5
+7 (812) 495-77-97
www.noisetp.com
e-mail: noise.science@gmail.com

Ответственный секретарь

Бойко Ю.С.

Зарегистрировано в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-61637

Содержание

Numerical and Experimental Modelling of Structure-borne Aircraft Interior Noise

Krylov, V.V.[1], Georgiev, V.B.[2], Jensen, K.A.[3]
[1] Professor, Department of Aeronautical and Automotive Engineering, Loughborough University, Loughborough, Leicestershire, LE11 3TU, UK
[2.] Research associate, Department of Aeronautical and Automotive Engineering, Loughborough University, Loughborough, Leicestershire, LE11 3TU, UK
[3] Student, Department of Aeronautical and Automotive Engineering, Loughborough University, Loughborough, Leicestershire, LE11 3TU, UK

Abstract

In the present paper, the problem of structure-borne interior noise generated in an aircraft cabin has been considered using a simplified reduced-scale model of a passenger aircraft. Experimental investigations included measurements of frequency response functions at several positions of a microphone inside the aircraft, when an electromagnetic shaker exciting structural vibrations was located at different places. Numerical investigations have been carried out as well, and they included finite element calculations of structural and acoustic modes as well as frequency response functions for interior acoustic pressure. Some of the obtained numerical results have been compared with the experimental ones. The observed reasonably good agreement between them indicates that structure-borne interior noise in the described reduced-scale aircraft model can be predicted and understood rather well. This demonstrates that the proposed approach employing simplified reduced-scale structural models can be used successfully for prediction and mitigation of aircraft interior noise.

Keywords: Aircraft interior noise, Structure-borne noise, Finite element modelling, Experimental modelling.

Численное и экспериментальное моделирование структурного внутреннего шума самолета

Крылов В.В.[1] , Георгиев В.Б.[2], Дженсен К.А.[3]
[1] Профессор, Кафедра авиационной и автомобильной техники, Университет Лафборо, Лафборо, Лестершир, LE11 3TU, Великобритания
[2] Научный сотрудник, Кафедра авиационной и автомобильной техники, Университет Лафборо, Лафборо, Лестершир, Великобритания
[3] Студент, Кафедра авиационной и автомобильной техники, Университет Лафборо, Лафборо, Лестершир, Великобритания

Аннотация

В данной работе рассматривается проблема структурного внутреннего шума, создаваемого в кабине самолета, с использованием упрощенной модели уменьшенного масштаба пассажирского самолета. Экспериментальные исследования включали измерения функций частотного отклика в нескольких положениях микрофона внутри самолета, когда электромагнитный вибратор возбуждал структурные колебания в разных местах. Проведены также численные исследования, включающие в себя расчеты методом конечных элементов структурных и акустических мод, а также функций частотного отклика для внутреннего акустического давления. Некоторые из полученных численных результатов были сопоставлены с экспериментальными. Наблюдаемое достаточно хорошее согласие между ними указывает на то, что структурный внутренний шум в описанной модели самолета с уменьшенным масштабом может быть предсказан и хорошо понят. Это демонстрирует, что предлагаемый подход, использующий упрощенные структурные модели уменьшенного масштаба, может быть успешно использован для прогнозирования и уменьшения внутреннего шума самолета.

***Ключевые слова**: Внутренний шум самолета, Структурный шум, Моделирование методом конечных элементов, Экспериментальное моделирование.*

E-mail: V.V.Krylov@lboro.ac.uk (corresponding author), V.B.Georgiev@lboro.ac.uk, K.Jensen@lboro.ac.uk

Introduction

Over the last decades, attention has been paid to investigations of structure-borne interior noise in aircraft and road vehicles (see e.g. [1-6]). Excessive noise levels can create an unacceptable noise environment, causing passenger discomfort, interference with communication, crew fatigue and malfunction of equipment. Different approaches can be used to predict structure-borne interior noise in vehicles and aircraft. These approaches show different levels of success, and their areas of application depend on frequency ranges being looked at. The main current approaches include Finite Element Method (FEM) and Statistical Energy Analysis (SEA). It should be noted that it can be difficult to apply FEM for real structures due to the complexity of the structures involved. It is often more practical to use FEM on simplified structural models, which can be carried out at relatively low frequencies. Application of SEA requires a high modal density, and therefore it is usually useful only at higher frequencies. Reduced-scale simplified modelling is an alternative and promising approach to studying structure-borne interior noise in aircraft and road vehicles [7-13]. Using reduced scale simplified models of aircraft and vehicles, experimental measurements and numerical calculations can be carried out in order to predict structure-borne interior noise in real vehicles and aircraft.

In comparison with the case of road vehicles, reduced-scale simplified modelling has been in limited use for studying aircraft interior noise so far. For example, numerical calculations for a simplified reduced-scale model combined with the experimental measurements were carried out for a part of a fuselage [7]. It should be noted in this connection that structure-borne noise in aircraft can be generated by a variety of sources. The main source is unbalanced forces from engines located on wings. Other sources of aircraft structure-borne noise can be wakes on the surfaces of the wings, air conditioning systems, hydraulic pumps, effects of jet and boundary layer, etc. [5, 6]. Whereas most investigations of noise inside aircraft cabins concentrated on regular-shaped enclosures, such as plain cylinders, authors of the paper [14] looked at irregular fuselage shapes. Such shapes were formed by circular cylindrical shells and flat metal sheets welded inside the shell to simulate the cabin floor. Measurements were carried out by applying an electromagnetic shaker and using accelerometers to measure the response of the structure. Research has been carried out also into the ability of FEM to predict the modes in actual fuselage structures [15]. The observed inaccuracies were associated with the need for refinement of the model at the interface between skin and stringers.

Development of simplified reduced-scale models of entire aircraft is a relatively unexplored area. As was mentioned above, there have been a limited number of studies done into noise associated with parts of fuselage structures [7, 14, 15]. However, comparisons with real measurements show that ignoring some parts of aircraft structures, especially wings, results in substantial errors. Therefore, the development of more informative reduced-scale aircraft models capable of simulating different types of aircraft structures would greatly enhance the modelling process. With the noticeable progress in reduced-scale modelling of vehicle interior noise [9-13], there may be a clearer way for developing reduced-scale noise modelling for aircraft applications. An important aspect following from the above is the need to model the entire aircraft, and not just the portions of interest.

In the present paper, the results are reported on combined experimental and numerical investigations of structure-borne interior noise in a simplified reduced-scale model of the entire aircraft.

1. Reduced-scale Model of the Aircraft

1.1. Scaling of the Model

The scaling of the model is an important issue that requires attention if there is any expectation from the model to describe a real aircraft structure. In purely acoustic models, scaling follows the law that, if the linear dimensions are reduced by N times, the increase in resonant frequencies will also be by N times. Vibration fields in structures are combinations of different types of elastic waves, and scaling laws are less obvious for structural models. It can be proven though that, if all linear dimensions are scaled, i.e. length, width and height of the model and, which is especially important, thickness of the material, are reduced by N times, then the resonant frequencies will again increase by N times. This law is valid not only for simple plate-like structures, but also for structures of any complexity. If this were not the case, reduced-scale structural-acoustic modelling would be useless. Scaling is not valid for structural and acoustic attenuation due to complex physical mechanisms of energy loss. Therefore, in studies involving reduced-scale models damping is usually neglected.

1.2. Development of the Aircraft Model

A reduced-scale simplified model of an entire aircraft has been designed and developed specifically for this investigation. The model was based and scaled from the major dimensions of the passenger jet A330-200. The model has been simplified as much as possible to ease manufacturing costs and time, and it utilised the lowest level of complexity that such a model would require. The scaling of the developed aircraft model was 1:50. Essentially the model was made up from a tube of circular cross-section, modelling the fuselage, and a wing section cut from a metal plate. The wings were simple swept wings also manufactured from flat steel plate. Both starboard and port wings were welded to a centre section, so that they formed a continuous wing structure. This wing structure passes through the fuselage, and it is welded into position on the fuselage. Masses were attached to the wings to model the engines. A vertical control surface was also attached to the fuselage. This surface was also made from sheet steel and welded to the fuselage. At each end of the fuselage, circular end plates were welded in place to provide the cabin's enclosed volume. All acoustic measurements were to be taken in this enclosed space. The model was also manufactured with the possibility of a cabin floor being built into it. Figure 1 shows a picture of the aircraft model design. This picture was drawn using the MSC/NASTRAN finite element software, and it shows that the model is vastly simplified in comparison with the real case.

Even though the model is vastly simplified, it was important to copy certain aspects of the structure as close to the real case as possible. If the model structure is nothing like the real case, it will not react in the same way that the real aircraft would. Every attempt was made to copy the structure as closely as possible, within reason, throughout the development process. Aspects of the design that needed to be similar included: accurately scaled dimensions from the real case; materials as close as possible to the real case without the cost becoming excessive; and similar main structure to the real case, including structural layout and material thickness. The limitations of manufacturing techniques also provided some constraint, especially concerning the thickness of materials used.

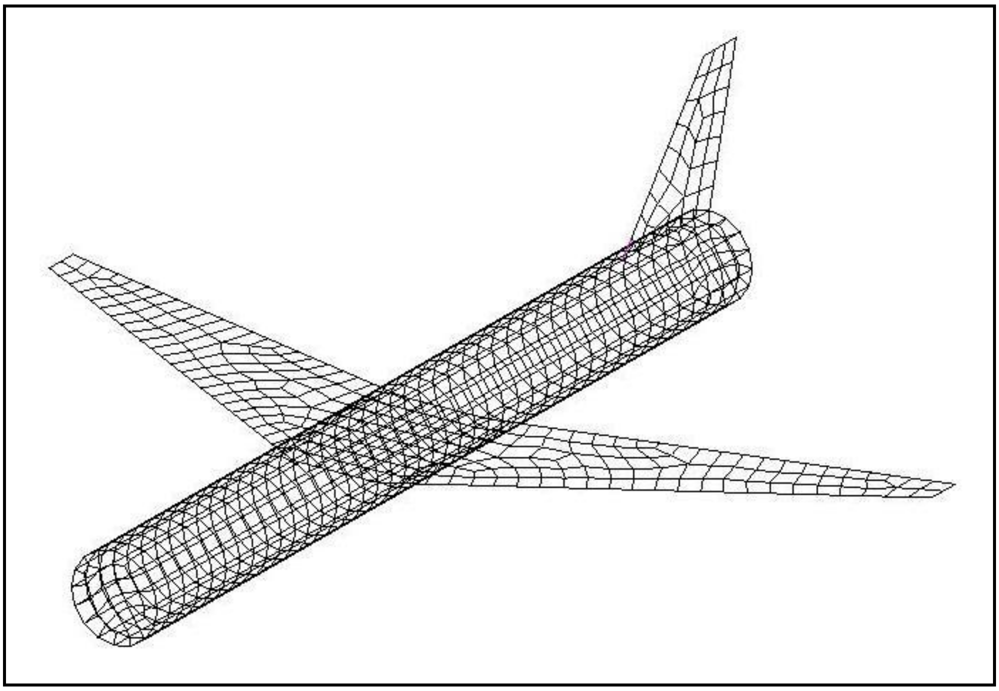


Fig. 1. A simplified aircraft model drawn using MSC/NASTRAN software

The aircraft model was constructed entirely from sheet steel. The wings and fin have been manufactured from 2 mm sheet steel and welded to the fuselage. On real aircraft, the wings and stabilisers are considerably stiff to carry the large lift loads produced. Therefore, the wings and fin have been made of a thicker material than the fuselage to make them stiffer. The fuselage was produced from 1 mm thick sheet steel as this is the thinnest material that could be welded. The end plates were also manufactured from 1 mm sheet steel and welded to each end of the fuselage. It was felt that welding of all joints would be best to simulate the real case. Using nuts and bolts was felt to be inappropriate as the connections provided would not be as similar to the real case as desired.

The masses attached to the model to simulate the engines were placed according to the scaling from the real aircraft and were approximately 10% of the overall weight of the aircraft. Figure 2 shows the manufactured aircraft model that was experimented on.

1.3. Finite Element Calculations

In addition to experimental measurements, finite element calculations of structure-borne interior noise were carried out for the reduced-scale aircraft model under consideration. The methodology was the same as the one earlier used by some of the present authors for calculations of structure-borne interior noise in simplified reduced-scale models of road vehicles (see e.g. [11-13]). The aircraft model under consideration was drawn in MSC/PATRAN standard package and then imported for the calculations to be carried out using MSC/NASTRAN software. The amplitude of the force applied from the electromagnetic shaker was equal to 2.6 N. This value of the force was used in all numerical calculations.

Fig. 2. The manufactured aircraft model placed on the laboratory table

2. Experimental Setup and Procedure

2.1. Equipment Used

All measurements have been carried out in the Noise and Vibration Laboratory at Loughborough University. Sound Pressure Level (SPL) inside the aircraft compartment was measured using a condenser microphone. The amplifier used for the microphone was a Bruel & Kjaer Type 5935 amplifier. The accelerometer used was a Bruel & Kjaer Type 4344. The accelerometer was connected to the analyser through a charge amplifier. The amplifier used was a Bruel & Kjaer Type 2365. A Bruel & Kjaer Type 8200 force transducer was also used during testing. This was connected to the analyser in the same way as the accelerometer through a Bruel & Kjaer Type 2365 charge amplifier. The force transducer was attached to the electromagnetic shaker via a push rod. The shaker used was a Ling Dynamic Systems 200 series. All measurements were recorded using a Hewlett Packard (HP) 3566 FFT analyser.

2.2. Model Support

In normal operation conditions, the ways that aircraft are supported are very different from the case of road vehicles. Vehicles are supported by their four wheels, but an aircraft in flight is supported by distributed lift forces. As a simple approximation, it could be said that it is held in the air by two points on the wings. These are called the centre of lift of the wing. Unfortunately, suspending the model aircraft from these two points was impractical, and consequently other methods had to be considered. Even though suspending the model would best reflect the real case, the possibility of testing the model while resting on foam on a flat area as well as other positions were also investigated. Finding a suitable method to securely attach the model was a challenge. Finally, it was decided that it would be best to test the model while suspending it over the fuselage. This decision was made after some initial measurements that were taken in each position. Figure 3 shows the suspension method used for the model aircraft. This method allowed the easiest attachment of the shaker and also made inserting the microphone into the interior especially easy.

Fig. 3. The manufactured reduced-scale aircraft model supported by suspensions

2.3. Experimental Procedure

Hann windowing was used, and thirty averages were taken for each data recording. Because the aircraft model was scaled by a large amount, the frequency range that the data is measured over needed to be increased. The frequency range of 0 to 3200 Hz was used for the aircraft model testing.

The number of parameters that could be varied during the model aircraft testing was somewhat limited. This was due to the limited number of places the shaker could be reliably attached to and also due to the size of the model interior. The interior compartment of the aircraft was relatively small and hard to access, and consequently it was not possible to further the investigations using inserted damping materials. Subsequently, the two aspects of the testing procedure that were varied were the shaker and microphone positions.

2.3.1. Microphone and Accelerometer Positions

It was decided to take readings at three points along the fuselage length. Two of the points were chosen at the front and rear of the interior compartment. The third point was chosen above the wing structure. Sound pressure levels as functions of frequency at all these three points have been measured and analysed. An accelerometer was also placed on the top surface of the fuselage above these three positions. Figure 4 shows the three microphone positions investigated. Foam was used to fill the gap around the inserted microphone.

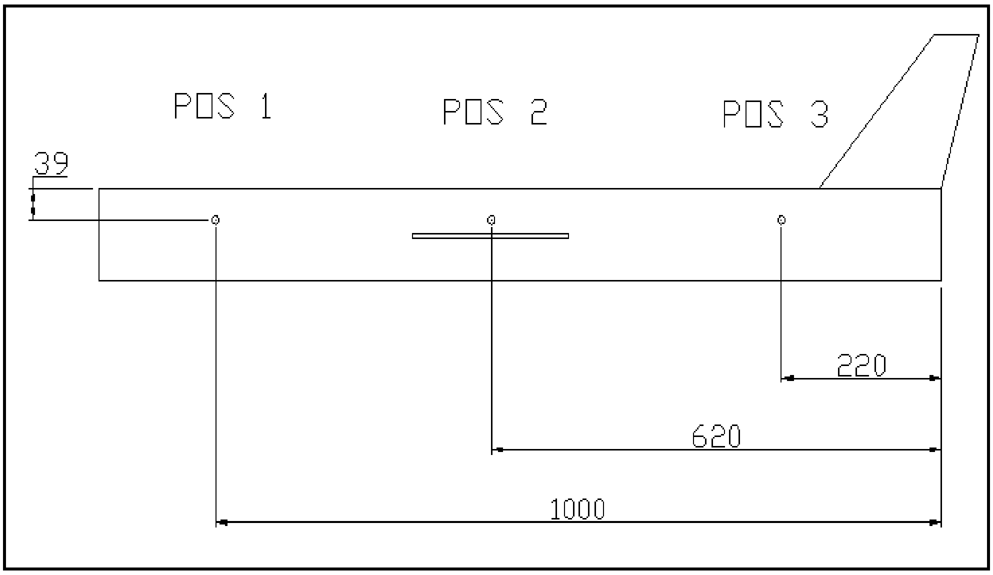


Fig. 4. Microphone positions inside the model aircraft (distances are in mm)

2.3.2. Shaker Positions

Three shaker positions have been selected. Two of them were on the wing: one at the engine and the other at arbitrary point on the wing. The third shaker position was on the fuselage. Unfortunately, due to the curvature of the fuselage and the flat contact surface of the shaker it was difficult to obtain good contact between them, which was affecting the results. The three shaker positions are shown in Fig. 5.

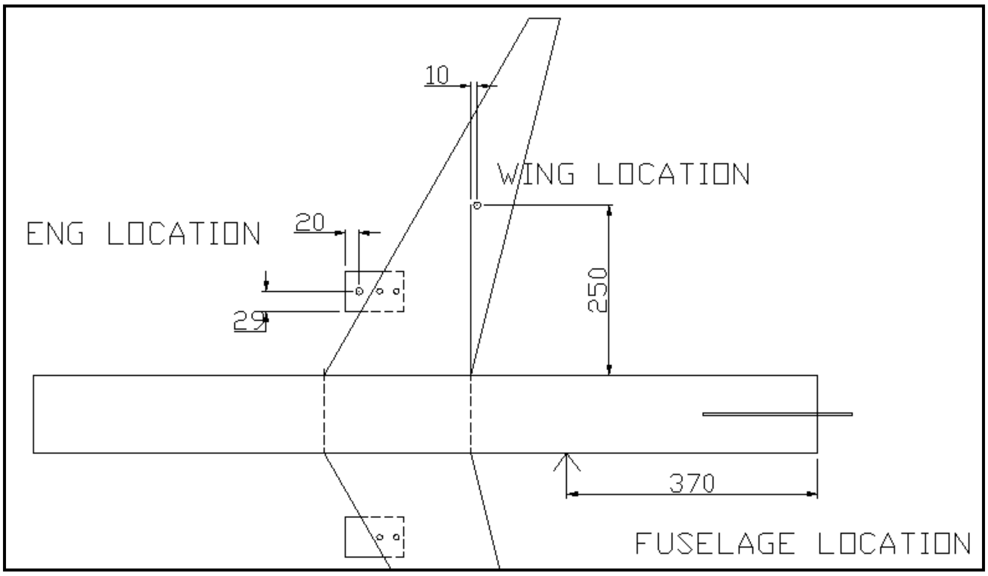


Fig. 5. Positions of the electromagnetic shaker on the aircraft model (distances are in mm)

3. Experimental Results

3.1 General Remarks

The testing procedure included a number of initial testing phases as well as main measurements. The data was collected using the analyser in the laboratory and then was exported into Matlab. Aspects of the data that were of particular interest were the sound pressure level (SPL) within the aircraft model interior, the point mobility, and the coherence of the data.

3.2 Effect of Microphone Positions

Figure 6 shows the values of SPL measured by a microphone located in the position 1 - at the front part of the aircraft model, and in the position 2 - over the wing structure. The electromagnetic shaker was located at the wing. It can be seen from Fig. 6 that the behaviour of SPL is generally similar for both positions, except frequencies between 500 and 1500 Hz. The observed frequency peaks correspond to contributions of structural and acoustic modes.

Figure 7 shows a comparison between the values of SPL measured by a microphone located in the position 1 - at the front part of the aircraft model, and in the position 3 - at the rear part of the aircraft model. The electromagnetic shaker in these cases was also located on the wing. It can be seen that SPL at these two microphone positions also exhibit very similar behaviour. Once again, the region between 500 and 1500 Hz is of interest. In this region the position 3 data shows slightly higher peaks, whereas the position 1 data tends to shows slightly higher sound levels in all other areas.

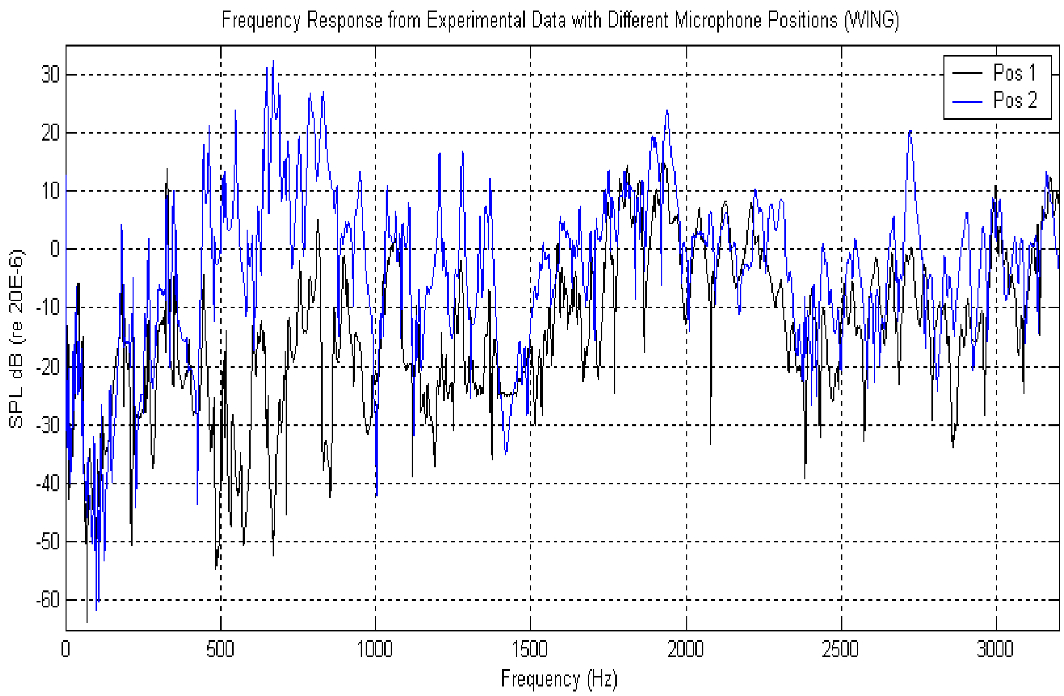


Fig. 6. Measured SPL at the microphone positions 1 and 2 for a shaker located on the wing

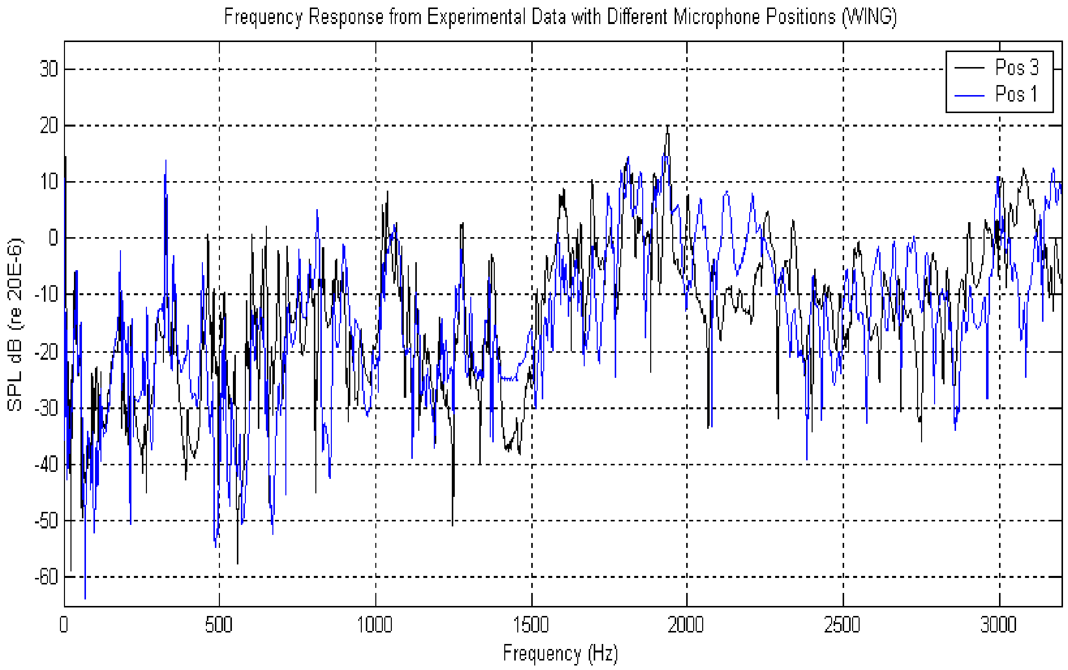


Fig. 7. Measured SPL at the microphone positions 3 and 1 for a shaker located on the wing

The results of the numerical calculations of SPL for the microphone positions 1 and 2 subject to the excitation by an electromagnetic shaker located on the aircraft wing are shown in Fig. 8.

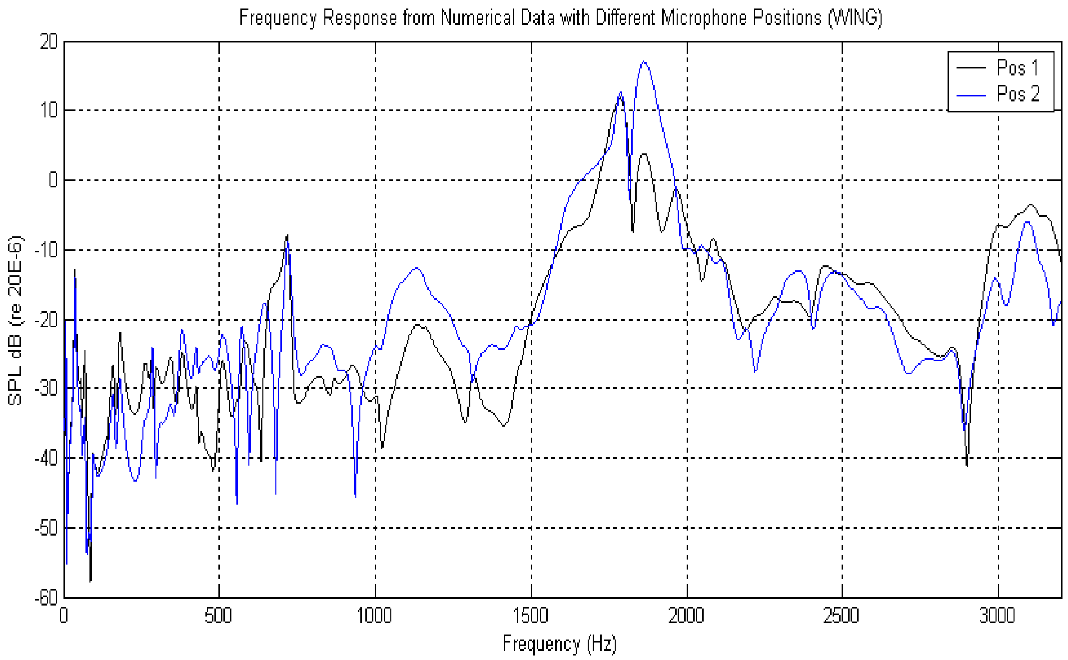


Fig. 8. Numerically calculated SPL for the microphone positions 1 and 2 (Wing Shaker)

It can be seen from Fig. 8 that the numerical results demonstrate very similar behaviour at the microphone positions 1 and 2. In both positions, there is an increase in SPL between 1500 and 2500 Hz, but not to the extent seen in the experimental data. This increase in SPL between 1500 and 2500 Hz is clearly visible, but it is much higher than in the experimental data. These differences could be due to FEM's inability to accurately model all details of the structure, especially around the centre of the fuselage. It also has to be taken into account that FEM only produces reliable results at low frequencies.

3.3 Effect of Shaker Positions

The aircraft model used in the experiments had a limited number of shaker locations to choose from. This was a result of the lack of easy points to mount the shaker to provide a variety of results. The two different shaker positions that are analysed below are at the engine and on the wing. Figure 9 shows the observed behaviour of SPL at the engine and wing shaker locations for the microphone position 2. Essentially the graphs are very similar, both showing similar oscillations with frequency. Also a large number of resonant peaks are common on both graphs, which is in agreement with the theory of structure-borne interior noise involving coupled structural and acoustic modes [9-11]. There is, however, a difference in sound pressure levels between the data from the wing and engine positions of the shaker.

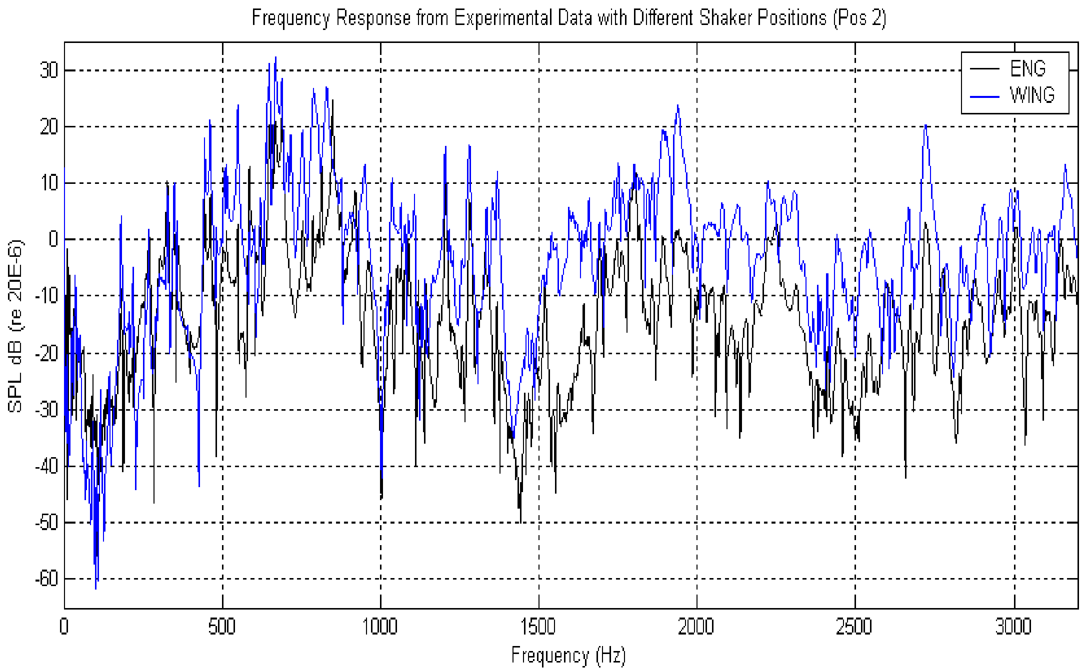


Fig. 9. Experimental SPL for different shaker positions (Microphone Position 2)

The observed SPL for the shaker located on the wing is on average by approximately 10 dB higher throughout the frequency range. This can be explained by the fact that a wing shaker location further out along the span corresponds to higher displacements in some structural modes of the entire aircraft, causing their more efficient excitation by a shaker [9-11]. This may account for the higher SPL. The same experimental data, but at the microphone position 1, are shown in Fig. 10. This figure is displaying the similar patterns, as expected.

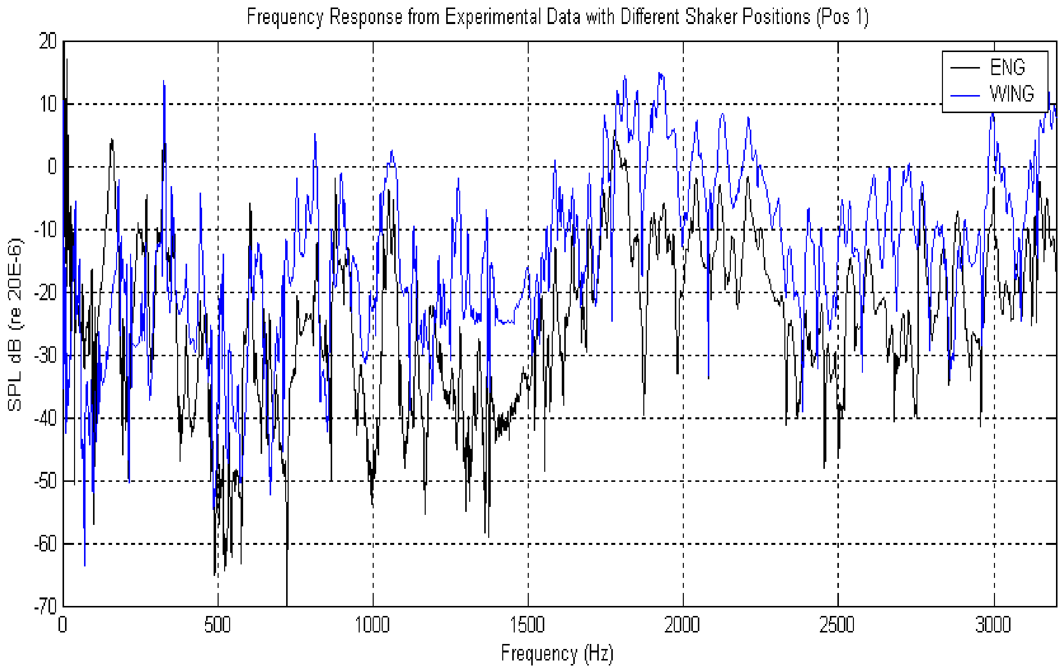


Fig. 10. Experimental SPL for different shaker positions (Microphone Position 1)

Figure 11 shows the numerically predicted SPL for the two different shaker positions - at the engine and on the wing. Surprisingly, a little difference between the results for the two shaker locations can be seen. Unlike the experimental data, the numerical data does not show higher sound levels associated with the wing shaker. The reason for that is yet unclear.

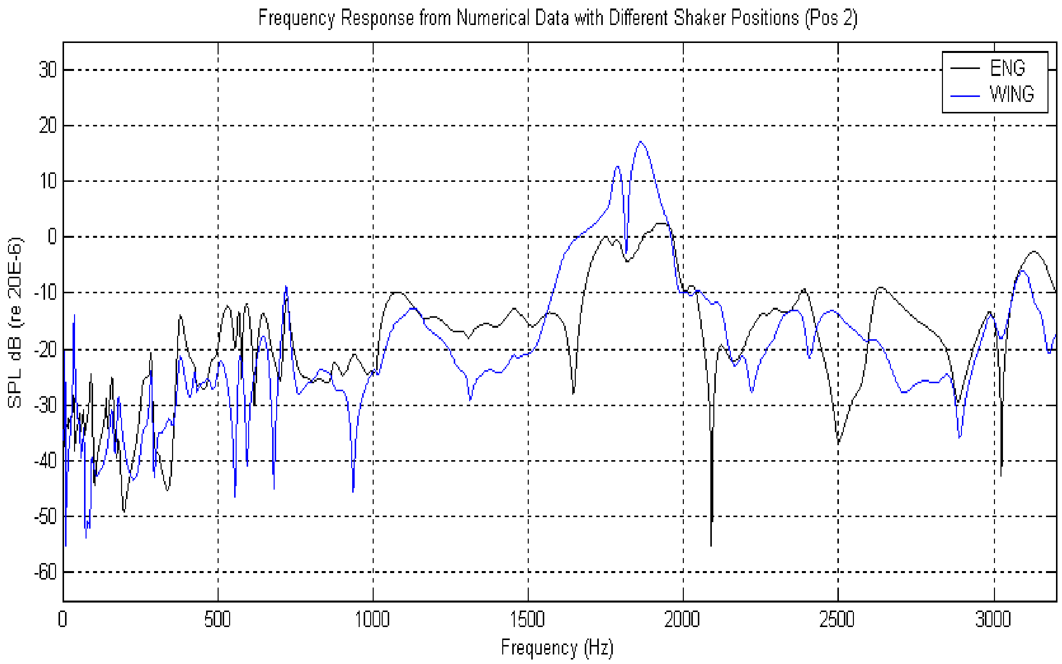


Fig. 11. Numerical SPL for two different shaker positions (Microphone Position 2)

4. Comparison of Experimental and Numerical Results

In what follows, a direct comparison is made between the experimental and numerical results for SPL inside the model aircraft cabin. Only the wing shaker position is used in this analysis. Let us first consider the experimental and numerical results obtained for the microphone position 3. The comparison of these results is shown in Fig. 12. The shapes of the two curves show very good similarity, with regions of elevated noise levels occurring in the same frequency ranges. The actual SPL for the experimental and numerical data shows good resemblance in most parts of the frequency range. The agreement between the numerical and experimental SPL is worse at the beginning and at the end of the entire bandwidth. Partly this could be explained by possible errors in collecting the experimental data at lower frequencies due to some problems with coherence. At high frequencies, the reliability of the numerical results from FEM is lower due to the influence of such factors as mesh size.

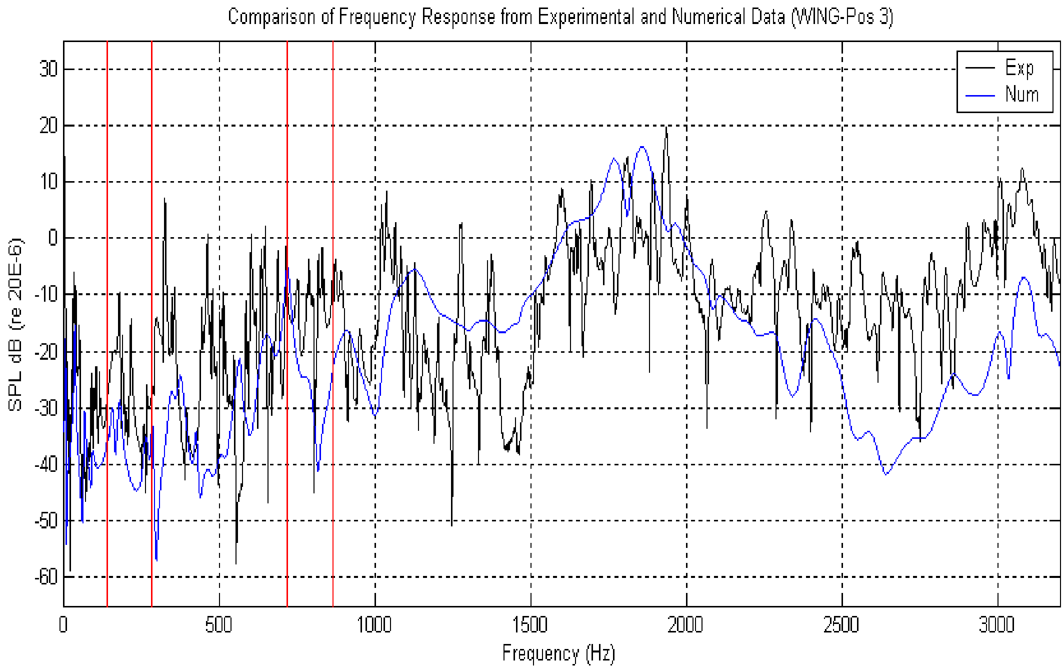


Fig. 12. Comparison of experimental and numerical data (Microphone Position 3)

Some frequency peaks from the numerical and experimental data have been plotted also in the zoomed-in view to see whether there is good correlation between them. The results are show in Fig. 13. One can see that there is a good correlation between the numerical and experimental peaks, thus showing the accuracy of the FEM at predicting the frequency response of the structure.

Figure 14 shows the numerical and experimental results that came from the microphone position 2. Up to 1500 Hz, the experimental data shows a peak in SPL. However, this trend is not mirrored by the numerical data, causing the predicted and measured noise levels to be very different in this range. Microphone position 2 is above the one-piece wing structure that passes through the fuselage. The observed discrepancy might be due to the fact that FEM is not describing this part of the aircraft model particularly well.

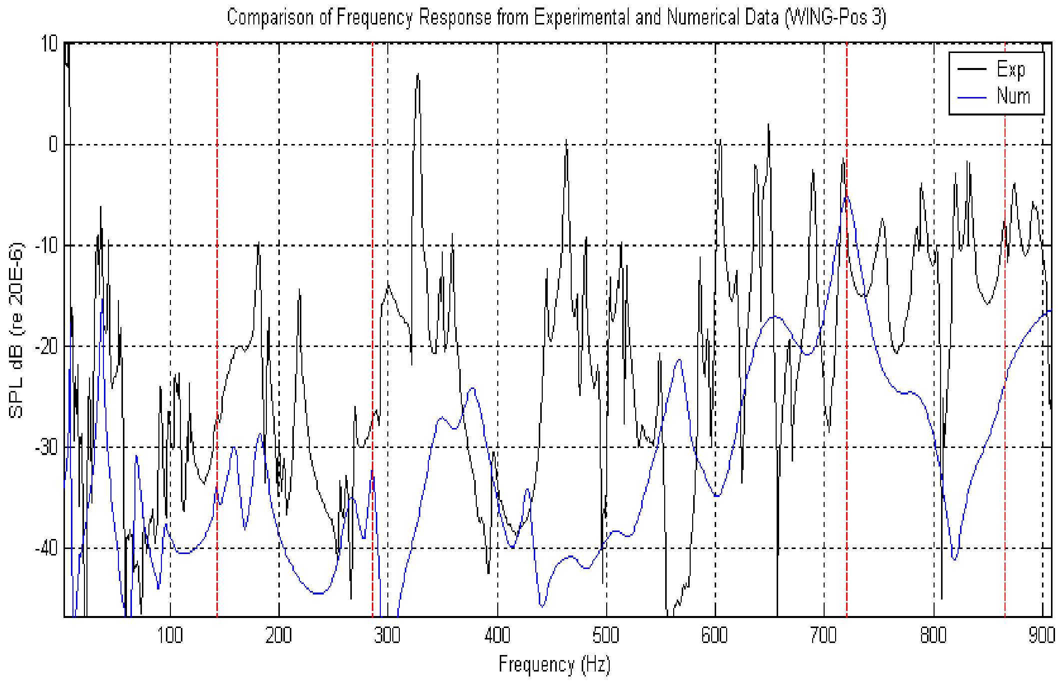


Fig. 13. Zoomed-in view of Fig. 12

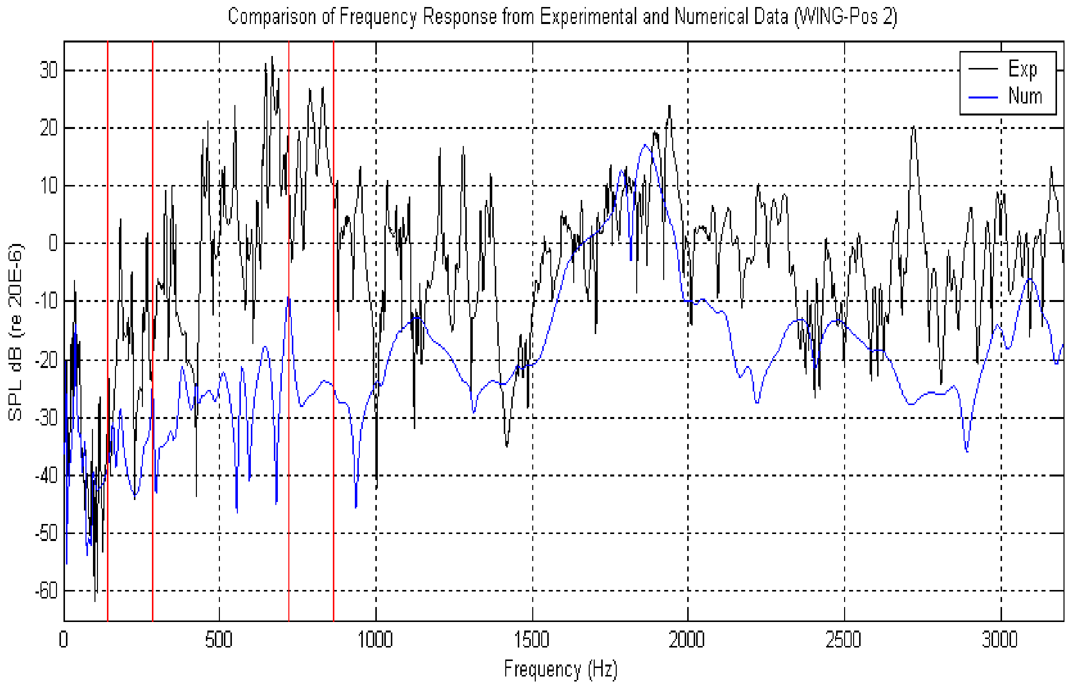


Fig. 14. Comparison of experimental and numerical data (Microphone Position 2)

Another possible reason for the differences between the results shown in Fig. 14 could be the way the model was supported during the testing. The model aircraft was suspended by ropes to try and mirror the ideal case. The finite element model might not reflect these suspensions correctly, which could have caused some discrepancies in the results. There may be also other aspects that could induce errors, such as geometrical differences between the real and numerical models.

The comparison between the numerical and experimental data at the microphone position 1 is similar to the case of the microphone position 3, and it shows a good correlation, as can be seen in Fig. 15. Overall, the correlation between the numerical and experimental results is quite reasonable, taking into account all the factors that could have degraded the results obtained.

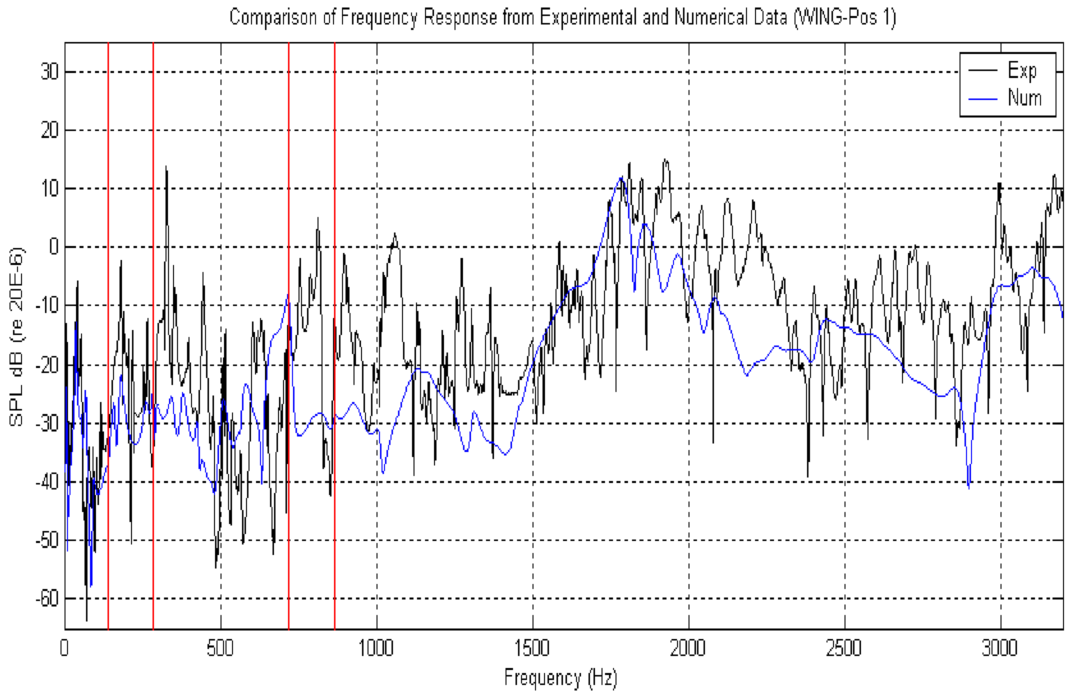


Fig. 15. Comparison of experimental and numerical data (Microphone Position 1).

5. Conclusions

The experimental results and the results of the numerical calculations of structure-borne interior noise in the simplified reduced-scale aircraft model under consideration have shown reasonably good agreement. This demonstrates that the combined experimental and numerical approach to investigation of structure-borne aircraft interior noise based on simplified reduced-scale structural models can be successfully used in practice.

The downside of using reduced-scale models for aircraft investigations is a too big scaling required in this case. Whereas typical road vehicle models are scaled as 1:4, the aircraft model described in this paper was scaled as 1:50. This resulted in the loss of many important structural details. A larger aircraft model would probably provide more practically relevant results and would allow a greater variety of tests to be carried out. But the larger the model the more unmanageable it becomes. However, even massively reduced-scale simplified aircraft models, like the one described in this paper, do show some promise, and their further investigations could make them more useful for practical applications.

References

1. Nefske, D.J., Wolf Jr, J.A., Howell, L.J., "Structural-acoustic finite element analysis of the automobile passenger compartment: a review of current practice", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 80, pp. 247-266, 1982.

2. Crocker, M.J., Ivanov, N.I. (Eds.), "*Noise and Vibration Control in Vehicles*", Interpublish Ltd., St Petersburg, 1993, 352 pp.

3. Lim, T.C., "Automotive panel noise contribution modelling based on finite element and measured structural-acoustic spectra", *Applied Acoustics*, vol. 60, pp. 505-519, 2000.

4. Pope, L.D., Rennison, D.C., Willis, C.M., Mayes, W.H., "Development and validation of preliminary analytical models for aircraft interior noise prediction", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 82(4), pp. 541-575, 1982.

5 Mixon, J.S., Wilby, J.F., "Interior noise", *Aeroacoustics of Flight Vehicles: Theory and Practice*, NASA Reference Publication 1258, vol. 2, 1991, pp. 271-355.

6. Wilby, J.F., "Aircraft interior noise", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 190(3), pp. 545-564, 1996.

7. Pope, L.D., Willis, C.M., Mayes, W.H., "Propeller aircraft interior noise model, Part 2: Scale model and flight test comparisons", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 118(3), pp. 469-493, 1987.

8. Lee, W.G., Park, S.K., Suh, M.W., "A study on active noise control using the half scaled compartment cavity model", *SAE paper 940606*, 1994.

9. Krylov, V.V., "Simplified analytical models for prediction of vehicle interior noise", *Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA 2002)*, Leuven, Belgium, vol. 5, pp. 1973-1980, 2002.

10. Krylov, V.V., "Analytical modelling of interior noise in aeronautical and automotive structures", *Proceedings of the 10th International Congress on Sound and Vibration*, Stockholm, Sweden, pp. 2163-2170.

11. Georgiev, V.B., Krylov, V.V., Winward, R.E.T.B., "Simplified modelling of vehicle interior noise: Comparison of analytical, numerical and experimental approaches", *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, vol. 25(2), pp. 69-92, 2006.

12. Georgiev, V.B., Krylov, V.V., "Finite element study of the effect of structural modifications on structure-borne vehicle interior noise", *Journal of Vibration and Control*, vol. 15(4), pp. 483-496, 2009.

13. Georgiev, V.B., Ranavaya, R.L., Krylov, V.V., "Finite element and experimental modelling of structure-borne vehicle interior noise", *Noise Theory and Practice*, vol. 1(2), pp. 10-26, 2015.

14. Li, D.S., Cheng, L., Gosselin, C.M., "Analysis of structural acoustic coupling of a cylindrical shell with an internal floor partition", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 250, pp. 903-921, 2002.

15. Buehrle, R.D., Fleming, G.A., Pappa, R.S., Grosveld, F.W., "Finite element model development and validation for aircraft fuselage structures", *Proceedings of the 18th International Modal Analysis Conference*, San Antonio, Texas, 7-10 February, 2000, 7 pp.

Шумовые характеристики оборудования общественного питания и показатели его качества

Заплетников И.Н.[1], Севаторова И.С.[2], Пильненко А.К.[3]
[1]Зав. кафедры оборудования пищевых производств
[2]Ассистент кафедры оборудования пищевых производств
[3]Доцент кафедры оборудования пищевых производств
[1,2,3]Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк, ул. Щорса, 31

Аннотация

Представлены результаты определения шумовых характеристик (ШХ) оборудования общественного питания и установлено влияние ШХ машин на показатель качества конструкции. Использован квалиметрический метод, применяемый для оценки качества продукции машиностроения. Расширена выборка машин различного технологического назначения, близких по массе и кинематически подобных. Определены единичные, комплексные и обобщенные показатели и ШХ машин. Установлена корреляционная связь ШХ и обобщенного показателя качества. Получены адекватные зависимости между ШХ машин и обобщенным показателем качества для работы машин без нагрузки и в рабочем режиме. В качестве ШХ машины использовался корректированный уровень звуковой мощности.

Ключевые слова: шумовая характеристика, корректированный уровень звуковой мощности, показатель качества.

Noise characteristics of public catering equipment and indicators of its quality

Zapletnikov I.N.[1], Sevatorova I.S.[2], Pilnenko A.K.[3]
[1]Professor
[2]Assistant
[3]Assistant professor
[1,2,3]Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Ukraine

Abstract

The results of determining the noise characteristics (NC) of public catering equipment are presented and the influence of NC machines on the quality index of the structure is established. A qualimetric method used to evaluate the quality of engineering products was used. The selection of machines of various technological purposes, close in mass and kinematically similar, has been extended. Single, complex and generalized indicators and NC machines were determined. The correlation between NC and the generalized quality index is established. Adequate dependencies between NC machines and a generalized quality index for the operation of machines without load and in operating mode are obtained. As a NC machine, a corrected sound power level was used.

Key words: *noise characteristic, corrected sound power level, quality indicators.*

Введение

Технический уровень оборудования пищевых производств определяется совокупностью показателей, в состав которых входит показатель шумобезопасности, который задается через шумовые характеристики (далее – ШХ), устанавливаемые в

E-mail: obladn@kaf.donnuet.education (Заплетников И.Н.), sevatorovairina@rambler.ru (Севаторова И.С.), pilnenko_a@mail.ru (Пильненко А.К.)

государственных стандартах и технических условиях на конкретные типы изделий. Несоответствие данного показателя нормативным требованиям обусловливает необходимость проведения работ по улучшению шумовых характеристик оборудования пищевых производств.

ШХ оборудования пищевых производств должны соответствовать предельно допустимым шумовым характеристикам (ПДШХ), которые устанавливаются, исходя из требований обеспечения на рабочих местах допустимых уровней шума в соответствии с нормативной величиной эквивалентного уровня звука 80 дБА. Практически на всех типах оборудования общественного питания ШХ превышают ПДШХ при работе с продуктом [1].

Превышение серийно выпускаемого заводами технологического оборудования санитарных норм по шуму связано с рядом обстоятельств: влиянием конструктивных и технологических недостатков, ухудшением ШХ в процессе эксплуатации, связанных с износом оборудования и другими факторами. Наиболее эффективным способом улучшения ШХ машин является усовершенствование ее конструкции на стадии проектирования новой машины или ее модернизации. Необходимо закладывать в конструкцию машины такой ресурс по ШХ, чтобы его было достаточно на весь период безотказной работы.

Оценить эффективность мероприятий по улучшению ШХ оборудования пищевых производств можно общими методами квалиметрии, применяемыми для количественной оценки качества продукции.

1. Расчет показателей качества оборудования

Для оценки уровня качества используются дифференциальный, комплексный и смешанный методы, а определение значений показателей качества проводится измерительным, регистрационным и расчетным методами [3].

Необходимой составляющей работ по улучшению шумовых характеристик оборудования пищевых производств является количественная оценка комплексного показателя их технического уровня и качества при реализации мероприятий по снижению шума. Проведение такой оценки требует разработки методики расчета комплексного показателя для оборудования пищевых производств на основе общих методов количественной оценки качества продукции.

Целью работы является оценка качества оборудования квалиметрическими методами.

В качестве объекта исследований выбрано очистительное и измельчительное оборудование пищевых производств, наиболее используемое на предприятиях питания. К этому оборудованию относятся машины очистки картофеля, свеклы (МОК), лука (МОЛ), протирочные (МП), нарезки овощей (МРО, «Гамма», CL-30а), овощерезательно-протирочные (МПР) и мясорубки (Koncar MEM-12 E, МИМ-250, МИМ-300, МИМ-500). ШХ технологического оборудования определялись экспериментально техническим методом в соответствии со стандартом [2]. Среднеквадратичное отклонение воспроизводимости измерений не превышало 1,5 дБА. Технические данные исследуемого оборудования приведены в таблице 1.

Таблица 1
Технические данные исследуемого технологического оборудования

Наименование машины	**Производитель ность Q, кг/ч**	**Установленная мощность электродвигателя N, Вт**	**Масса машины m, кг**	**Корректированный уровень звуковой мощности, дБА**	
				х.х	**р.х**
Koncar MEM-12 E	100	350	11	79,7	74,1
МИМ-250	250	1100	56	84	84
МИМ-300	300	1900	55	87	87
МИМ-500	500	2200	140	81	84
МОК-250	250	550	99	72	78
МОК-350	350	550	70	73	81
МОК-150	150	370	55	67	79
МОЛ-100	100	370	55	64	78
МРО 50-200	200	400	27	70	77
МРО-350	350	370	27	79	83
Гамма-5А	400	370	30	74	89
RobotCoupe CL-30A	80	500	15	66	68,6
МПР-350М	350	370	27	76	88
МП-800	800	1100	85	74	74
МП-1000	1000	750	50	71	77
МРО 400-1000	1000	750	50	76	82

Для оценки применяемого технологического оборудования использованы следующие технические показатели:

- удельная масса машины $M_у = m / L_{PA}$ [кг/дБА];
- удельное потребление электроэнергии $N_у = N / L_{PA}$ [Вт/дБА];
- удельная производительность $Q_у = Q / L_{PA}$ [(кг/ч)/дБА].

В качестве L_{pA} принималось значение уровня звуковой мощности, измеренных экспериментально при работе с продуктом и на холостом ходу [1].

Объединение в одном показателе результатов оценки основных составляющих технического уровня оборудования пищевых производств обеспечивает комплексный метод [3, 4]. С этой целью определены комплексные показатели в виде: средний взвешенный арифметический показатель, рассчитанный по зависимости (1), средневзвешенный геометрический показатель (2), средняя гармоническая зависимость, рассчитанная по формуле (3) и средневзвешенная степенная зависимость (4). Обобщенный показатель качества для определения технического уровня машины определялся по зависимости (5).

$$K_{o1} = \sum_{i=1}^{m} M_i * q_i \tag{1}$$

$$K_{o2} = \prod_{i=1}^{m} (q_i)^{M_i} \tag{2}$$

$$K_{o3} = \frac{\sum_{i=1}^{m} M_i}{\sum_{i=1}^{m} \frac{M_i}{q_i}} \tag{3}$$

$$K_{o4} = \sqrt{\sum_{i=1}^{m} \left(M_i q_i^{\,2}\right)} \tag{4}$$

$$K = \sqrt[3]{q_{Qy} \cdot q_{Ny} \cdot q_{My}} \tag{5}$$

где M_i – коэффициент весомости i-го показателя;

q_i – единичные показатели, рассчитанные по отношению удельных показателей машин к аналогичным показателям оборудования, принятого за базу;

q_{Qy}, q_{Ny}, q_{My} – единичные показатели удельной производительности, установленной мощности и массы.

Коэффициенты весомости находятся по формуле:

$$M_i = m_i / \sum_{i=1}^{n} m_i \tag{6}$$

где m_i – параметры весомости.

Результаты расчета удельных показателей массы, производительности и установленной мощности исследуемого технологического оборудования приведены в таблице 2.

Оценку единичных показателей проводили по формуле:

$$q_i = \frac{P_i}{P_{i_{баз}}}; \qquad q_i = \frac{P_{i_{баз}}}{P_i} \tag{7}$$

где P_i – значение i-го показателя качества оцениваемой продукции;

$P_{iбаз}$ – базовое значение i-го показателя.

Из двух приведенных зависимостей принимают ту, при использовании которой увеличение относительного показателя соответствует повышению технического уровня продукции [5]. Этому условию соответствует зависимость (2).

Таблица 2

Удельные показатели исследуемого технологического оборудования

Наименование машины	**Уд.производительность $Q_у$ [кг/ч /дБА]**		**Уд.мощность $N_у$, [Вт /дБА]**		**Уд.масса $M_у$, [кг/дБА]**	
	х.х.	**р.х.**	**х.х.**	**р.х.**	**х.х.**	**р.х.**
Koncar MEM-12 E	1,25	1,35	4,39	4,72	0,14	0,15
МИМ-250	2,98	2,98	13,10	13,10	0,67	0,67
МИМ-300	3,45	3,45	21,84	21,84	0,63	0,63
МИМ-500	6,17	5,95	27,16	26,19	1,73	1,67
МОК-250	3,47	3,21	7,64	7,05	1,38	1,27
МОК-350	4,79	4,32	7,53	6,79	0,96	0,86
МОК-150	2,24	1,90	5,52	4,68	0,82	0,70
МОЛ-100	1,56	1,28	5,78	4,74	0,86	0,71

Наименование машины	**Уд.производительность Q_y [кг/ч /дБА]**		**Уд.мощность N_y, [Вт /дБА]**		**Уд.масса M_y, [кг/дБА]**	
	х.х.	**р.х.**	**х.х.**	**р.х.**	**х.х.**	**р.х.**
МРО 50-200	2,86	2,60	5,71	5,19	0,39	0,35
МРО-350	4,43	4,22	4,68	4,46	0,34	0,33
Гамма-5А	5,41	4,49	5,00	4,16	0,41	0,34
RobotCoupe CL-30A	1,21	1,17	7,58	7,29	0,23	0,22
МПР-350М	4,61	3,98	4,87	4,20	0,36	0,31
МП-800	10,81	10,81	14,86	14,86	1,15	1,15
МП-1000	14,08	12,99	10,56	9,74	0,70	0,65
МРО 400-1000	13,16	12,20	9,87	9,15	0,66	0,61

Наиболее конкурентоспособной машиной для предприятий питания является мясорубка Koncar MEM-12 E. В связи с этим данная машина была принята в качестве базового образца. Результаты расчета единичных показателей приведены в таблице 3.

Таблица 3
Единичные показатели качества исследуемого оборудования

Наименование машины	**Ед. показатель q_{Qy}**		**Ед. показатель q_{Ny}**		**Ед. показатель q_{My}**	
	х.х.	**р.х.**	**х.х.**	**р.х.**	**х.х.**	**р.х.**
1	2	3	4	5	6	7
Koncar MEM-12 E	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
МИМ-250	0,42	0,45	0,34	0,36	0,21	0,23
МИМ-300	0,36	0,39	0,20	0,22	0,22	0,24
МИМ-500	0,20	0,23	0,16	0,18	0,08	0,09
МОК-250	0,36	0,42	0,57	0,67	0,10	0,12
МОК-350	0,26	0,31	0,58	0,70	0,15	0,17
МОК-150	0,56	0,71	0,79	1,01	0,17	0,22
МОЛ-100	0,80	1,05	0,76	1,00	0,16	0,21
МРО 50-200	0,44	0,52	0,77	0,91	0,36	0,43
МРО-350	0,28	0,32	0,94	1,06	0,41	0,46
Гамма-5А	0,23	0,30	0,88	1,14	0,35	0,45
RobotCoupe CL-30A	1,03	1,16	0,58	0,65	0,62	0,69
МПР-350М	0,27	0,34	0,90	1,12	0,39	0,49
МП-800	0,12	0,12	0,30	0,32	0,12	0,13
МП-1000	0,09	0,10	0,42	0,48	0,20	0,23
МРО 400-1000	0,10	0,11	0,44	0,52	0,21	0,25
Коэффициент весомости	0,31	0,31	0,46	0,47	0,23	0,22

Результаты расчета обобщенных показателей качества машин по ШХ приведены в таблице 4.

Таблица 4

Обобщенные показатели качества исследуемого оборудования по ШХ на холостом ходу и в рабочем режиме

Наименование машины	**K_{o1}**		**K_{o2}**		**K_{o3}**		**K_{o4}**		**K**	
	х.х.	**р.х.**	**х.х.**	**р.х.**	**х.х.**	**р.х.**	**х.х.**	**р.х.**	**х.х.**	**р.х.**
Koncar MEM-12 E	1,00	1,00	0,0331	0,0324	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
МИМ-250	0,33	0,36	0,0010	0,0012	0,31	0,34	0,34	0,37	0,31	0,33
МИМ-300	0,26	0,28	0,0005	0,0006	0,24	0,26	0,27	0,29	0,25	0,27
МИМ-500	0,16	0,17	0,0001	0,0001	0,14	0,16	0,16	0,18	0,14	0,15
МОК-250	0,40	0,47	0,0007	0,0011	0,26	0,30	0,44	0,52	0,28	0,32
МОК-350	0,38	0,46	0,0007	0,0012	0,28	0,34	0,43	0,51	0,28	0,34
МОК-150	0,58	0,74	0,0025	0,0049	0,40	0,52	0,63	0,80	0,42	0,54
МОЛ-100	0,63	0,84	0,0032	0,0071	0,42	0,56	0,69	0,90	0,46	0,61
МРО 50-200	0,57	0,68	0,0040	0,0065	0,52	0,61	0,60	0,72	0,50	0,59
МРО-350	0,61	0,70	0,0036	0,0050	0,46	0,53	0,68	0,78	0,48	0,54
Гамма-5А	0,55	0,72	0,0023	0,0049	0,40	0,52	0,63	0,82	0,41	0,53
RobotCoupe CL-30A	0,73	0,81	0,0121	0,0165	0,68	0,76	0,76	0,85	0,72	0,80
МПР-350М	0,59	0,74	0,0032	0,0060	0,45	0,56	0,66	0,82	0,46	0,57
МП-800	0,20	0,22	0,0001	0,0002	0,16	0,18	0,22	0,24	0,16	0,17
МП-1000	0,26	0,31	0,0002	0,0004	0,17	0,20	0,30	0,35	0,19	0,23
МРО 400-1000	0,28	0,33	0,0003	0,0005	0,19	0,22	0,32	0,38	0,21	0,24

Соответственно, если величина обобщенного показателя больше 1, можно утверждать, что ее технический уровень выше, чем у принятой за базу машины.

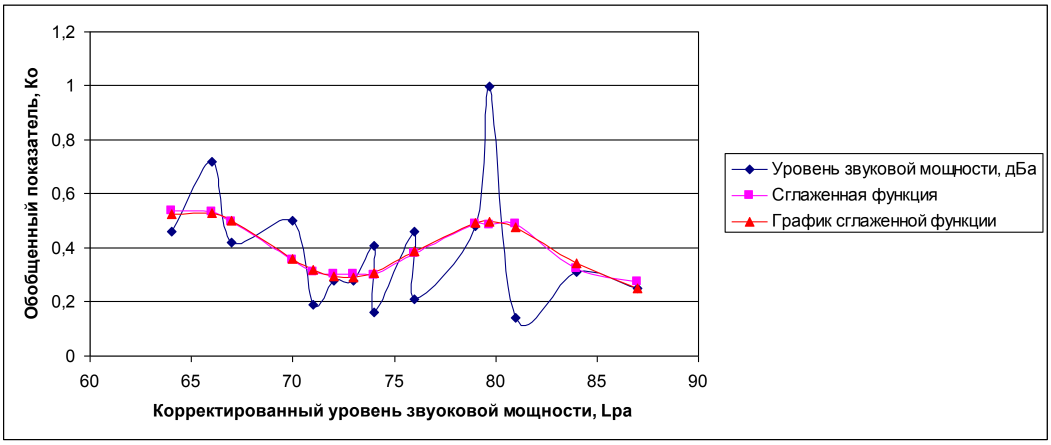
2. Анализ результатов расчетов

Анализ результатов таблицы 4 показал, что комплексные показатели качества для исследуемой выборки машин довольно существенно отличаются от обобщенного показателя за исключением, как и полагается, базового образца. Приближаются к обобщенному показателю качества K лишь комплексный показатель K_{o3}, рассчитанный как средняя гармоническая зависимость.

Предлагается расчет показателей качества машин по ШХ вести по обобщенному показателю.

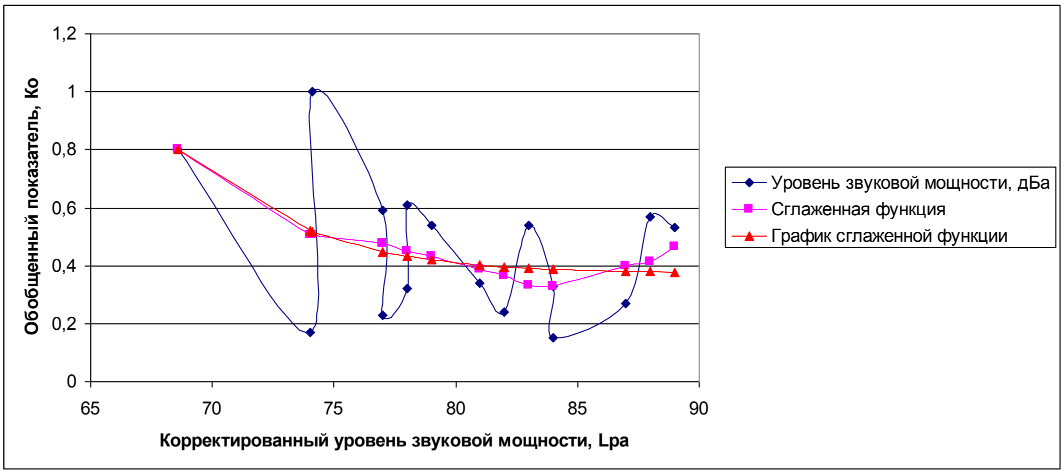
Среди исследуемого оборудования в условиях эксплуатации наилучшими показателями качества по ШХ при работе без нагрузки и под нагрузкой обладают овощерезательные машины RobotCoupe CL-30A, МРО50-200, МРО-350, однако величина обобщенного показателя не превышает значений базового образца, а значит можно утверждать, что их технический уровень ниже, чем у принятой за базу машины.

На основании полученных результатов был построен график зависимости влияния корректированного уровня звуковой мощности исследуемых машин к обобщенному показателю качества (Рис.1).



а) холостой ход

МОЛ-100, RobotCoupe CL-30A, МОК-150, МРО 50-200, МП-1000, МОК-250, МОК-350, Гамма-5А, МП-800, МПР-350М, МРО 400-1000, МРО-350,
Koncar MEM-12 E, МИМ-500, МИМ-250, МИМ-300



б) с продуктом

RobotCoupe CL-30A, МП-800, Koncar MEM-12 E, МРО 50-200, МП-1000,
МОК-250, МОЛ-100, МОК-150, МОК-350, МРО 400-1000, МРО-350, МИМ-250,
МИМ-500, МИМ-300, МПР-350М, Гамма-5А

Рис.1. График зависимости влияния корректированного уровня звуковой мощности исследуемых машин к обобщенному показателю качества

Статистическая зависимость влияния корректированного уровня звуковой мощности исследуемых машин на обобщенный показатель качества для двух режимов представлена в виде функций (8) и (9). Для сглаживания их использована функция Гаусса.

Холостой ход

$$K = 0{,}613 - 0{,}0029x + 0{,}113\sin(0{,}433*(x - 61{,}635)),\ R^2{=}0{,}986 \quad (8)$$

С продуктом

$$K = 3{,}949 + 0{,}00095e^{\frac{x}{11{,}826}} - 0.875e^{\frac{x}{49{,}593}},\ R^2{=}0{,}9518 \quad (9)$$

Графическая интерпретация выражений (8) и (9) указывает на то, что зависимость между уровнем звуковой мощности и качеством машин носит довольно сложный характер. Попытка описать эту закономерность более простыми функциями не увенчалась успехом. Коэффициент множественной корреляции R^2 не превышал 0,2, что свидетельствует о слабой статистической связи исследуемых объектов. Следует также отметить, что R^2 при работе машин без нагрузки выше, чем с нагрузкой. Полагаем, что это связано с влиянием на ШХ машины процесса взаимодействия рабочего органа с продуктом. Сглаживающая функция характеризует тенденцию влияния ШХ машин на качество их конструкции.

Заключение

1. Установлена приемлемая к использованию статистическая зависимость влияния ШХ оборудования общественного питания на качество их конструкции.
2. В расчетах предпочтение следует отдавать данным по ШХ машин при работе без нагрузки.
3. С возрастанием уровня шума машин их качество монотонно ухудшается.

Список литературы

1. Заплетников И.Н. Виброакустика оборудования пищевых производств: Монография. Харків, Вид-во НТМТ, 2015. - 542с.
2. ГОСТ 31172-2003 (ИСО 11201:1995) Шум машин. Измерение уровней звукового давления на рабочем месте и в других контрольных точках. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью.
3. Прохоров Ю.К. Управление качеством: учебное пособие. СПб: СПбГУИТМ, 2007. – 144с.
4. Азгальдов Г.Г. Количественная оценка качества продукции – квалиметрия (некоторые актуальные проблемы). М.: Знание, 1986. – 116 с.
5. Топольник В.Г. Количественная оценка качества оборудования общественного питания. Донецк: Кассиопея, 1998. – 196с.

Оценка и снижение шума на станции метрополитена открытого типа

Андрющенко А.К.
Аспирант, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им Д.Ф. Устинова
г. Санкт-Петербург, 1-я Красноармейская, д. 3

Аннотация

В работе рассматривается проблема превышений уровней шума в пассажирских помещениях станций Петербургского метрополитена и пути ее решения. На основании натурных измерений определены уровни шума в пассажирских помещениях, на расположенных в них рабочих местах сотрудников, установлены основные источники шума и их характеристики, определены акустические параметры помещений. Рассмотрены типовые технические мероприятия, применение которых не требует технического переоборудования станций и позволяющие снизить уровни шума в пассажирских помещениях.

Ключевые слова: метрополитен, пассажирские помещения, уровень шума, шумозащитные мероприятия.

Assessment and noise reduction at the station of the subway of open type

Andryushchenko A.K.
Postraduate student, Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov
1-st Krasnoarmeyskaya str., h. 1, St.-Petersburg, Russia

Abstract

In work the problem of excesses of noise levels in passenger premises of the stations of the St. Petersburg subway and a way of her decision is considered. On the basis of natural measurements noise levels in passenger rooms, in the workplaces of employees located in them are determined, the main sources of noise and their characteristic are established, acoustic parameters of rooms are determined. Standard technical actions which application doesn't demand technical re-equipment of stations and the noise levels allowing to lower in passenger rooms are considered.

Key words: *subway, passenger rooms, noise level, noise-protective actions*

Введение

Санкт-Петербургский метрополитен представляет собой систему пассажирских и служебных помещений, позволяющих осуществлять транспортировку пассажиров и работу систем в условиях большого пассажиропотока. Основными пассажирскими помещениями типовых станций Петербургского метрополитена являются: вестибюль станции, расположенный в надземной части станции, эскалаторный тоннель (для станций глубокого заложения), платформенный зал (подземная часть станции) и в некоторых случаях пересадочный коридор между станциями.

Цель работы – снижение шума в пассажирских помещениях и расположенных в них рабочих местах станции метрополитена, достижение предельно допустимых уровней. Нормативные уровни для рабочих мест и пассажирских помещений станций метрополитена (далее – СМ) содержатся в [1] и устанавливают:

E-mail: Ivasishinaa@gmail.com (Андрющенко А.К.)

Таблица 1
Предельно допустимые уровни шума для пассажирских помещений метрополитена и расположенных в них рабочих мест (СП 2.5.1337-03 «Санитарные правила эксплуатации метрополитенов»)

N п/п	Виды помещений, трудовой деятельности, рабочие места	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									УЗ и экв. УЗ, дБА	Макс. УЗ, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
1	Производственные помещения											
г	Работа, требующая сосредоточенности, с повышенными требованиями к процессам наблюдения и дистанционного управления, рабочие места в помещениях с шумным оборудованием и пр. *(рабочие места дежурного по вестибюлю и по эскалатору)*	103	91	83	77	73	70	68	66	64	75	
д	Выполнение всех видов работ (за исключением перечисленных в п.п. 1а…1г) на постоянных рабочих местах в производственных помещениях и на территории предприятий. (рабочие места дежурных по отправлению поездов, уборщиков, рабочей зоны машинного зала)	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80	
2	Пассажирские помещения	93	79	70	63	59	55	53	51	49	60	75

Станция метрополитена, для которой осуществлялась разработка шумозащитных мероприятий – колонная, глубокого заложения (~ 64 м). Колонны (по 39 шт. с каждой стороны) перронного зала облицованы белым мрамором. Полы – серым гранитом, путевые стены облицованы зелёной с чёрными вкраплениями, керамической рифлёной плиткой. Эскалаторный тоннель (выход со станции), содержащий 3 эскалатора, расположен в южном торце станции. Перекрытие потолка вестибюля сооружено с применением металлических балок, которые соединены между собой в виде треугольников и квадратов. Станция имеет 2 пути следования поездов.

Были проведены натурные измерения уровней шума в помещениях:

- вестибюля станции;
- эскалаторного тоннеля;
- платформенного зала станции.

Для определения уровней шума на рабочих местах сотрудников станции, были проведены измерения уровней на рабочих местах дежурного по вестибюлю, дежурной по эскалатору и в рабочей зоне машинного зала эскалаторной.

Измерения проводились в дневное и ночное время для следующих позиций:

- измерения уровней шума при движении поездов по I, II пути, уборочных машин, звуковой рекламы, пассажиров и работе двух эскалаторов в дневное время;

- то же при работе трех эскалаторов в дневное время;
- измерение фонового уровня шума в «ночное окно»;
- измерения уровней шума при работе одного эскалатора и уборочных машин в «ночное окно»;
- то же при работе двух эскалаторов в «ночное окно»;
- то же при работе трёх эскалаторов в «ночное окно»;
- измерение уровней шума при работе уборочных машин в «ночное окно».

1. Результаты измерений уровней шума

Вестибюль

Основными источниками шума в помещении вестибюля являются:

- аппараты по приему платежей и выдаче жетонов;
- предупредительная сигнализация входных турникетов;
- эскалаторы (при этом, уровень шума в вестибюле станции мало зависит от количества одновременно работающих эскалаторов (разница в 1 дБА при измерениях работы двух и трех эскалаторов одновременно)).

В ходе измерений установлено, что эквивалентные уровни звука в час-пик и в период минимального количества пассажиров имеют несущественные отличия.

Согласно результатам измерений уровней шума, в пассажирском помещении вестибюля станции превышение предельно допустимых уровней шума составляет 3-7 дБА для эквивалентного уровня и 2-3 дБА для максимального уровня звука.

Эскалаторный тоннель

Источниками шума в эскалаторном тоннеле станции являются:

- эскалаторы;
- звуковая реклама.

В ходе измерений установлено, что звуковая реклама не является значимым источником шума, влияние которого прослеживается только для области высоких частот. Отмечено также, что при передвижении пассажиров по эскалаторам устраняются посторонние шумы в виде ударов и постукиваний ступеней о неподвижные элементы устройства, т.к. пассажиры создают на них нагрузку, исключающую микро люфты ступеней.

Согласно результатам измерений уровней шума, в пассажирском помещении эскалаторного тоннеля станции превышение предельно допустимых уровней шума составляет 7-14 дБА для эквивалентного уровня звука. Максимальные уровни звука не нормируются, поскольку шум в эскалаторном тоннеле определен как постоянный.

Платформенный зал

Источниками шума в помещении платформенного зала являются:

- движение электропоездов;
- система вентиляции воздуха (фоновый шум, усиливающийся для торцевой части платформенного зала).

Согласно результатам измерений уровней шума, в платформенном зале станции превышение предельно допустимых уровней шума составляет 25-26 дБА для эквивалентного уровня и 20-23 дБА для максимального уровня звука.

Рабочие места

Были проведены измерения уровней шума на рабочих местах дежурного по вестибюлю, дежурной по эскалатору, дежурной по станции.

Согласно результатам измерений уровней шума, на рабочих местах дежурного по вестибюлю и дежурной по эскалатору уровни шума не превышают предельно допустимые уровни.

Для рабочей зоны дежурной по отправлению поездов (платформенный зал) эквивалентный уровень звука превышает предельно допустимые уровни на 10 дБА. Максимальные уровни звука не превышают предельно допустимые уровни.

2. Акустические свойства пассажирских помещений СМ и описание процессов шумообразования в платформенном зале

Для создания математической модели помещений и проведения расчетов, в частности для расчета уровня звука от источников шума и определения звукопоглощающей способности ограждающих конструкций помещений, были проведены измерения акустических параметров помещений в соответствии с [3]. В соответствии с данным ГОСТом, проводилось измерение времени реверберации ориентировочным методом, методом прерываемого шума.

На основании полученных значений времени реверберации по формуле Эйринга (1) были определены коэффициенты звукопоглощения для пассажирских помещений СМ (табл. 2).

$$\mathrm{T} = -\frac{0{,}162V}{S_{\text{огр}}\ln(1-\alpha_{\text{ср}})}, \tag{1}$$

где V – объем помещения, м^3;

$S_{\text{огр}}$ – площадь ограждающих конструкций помещения, м^2

$\alpha_{\text{ср}}$ – коэффициент звукопоглощения.

Таблица 2

Средний коэффициент звукопоглощения и эквивалентная площадь звукопоглощения пассажирских помещений СМ

Пассажирское помещение	Октавные полосы среднегеометрических частот, Гц					
	125	250	500	1000	2000	4000
Средний коэффициент звукопоглощения *(Вестибюль станции)*	0,16	0,17	0,16	0,15	0,15	0,18
Эквивалентная площадь звукопоглощения, м^2 *(Вестибюль станции)*	326	330	319	301	301	371
Средний коэффициент звукопоглощения *(Эскалаторный тоннель)*	0,09	0,1	0,12	0,11	0,11	0,13
Эквивалентная площадь звукопоглощения, м^2 *(Эскалаторный тоннель)*	134	146	171	161	156	192
Средний коэффициент звукопоглощения *(Платформенный зал станции)*	0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,08
Эквивалентная площадь звукопоглощения, м^2 *(Платформенный зал станции)*	416	394	389	421	452	659

Результаты расчетов показывают, что пассажирские помещения при достаточно больших объемах помещений имеют малые эквивалентные площади звукопоглощения и звуковое поле помещений содержит большую долю отраженного шума.

В ходе измерений уровней шума в платформенном зале станции установлено, что основной вклад в процессы шумообразования вносит шум от движения подвижных составов. Анализ составляющих, входящих в общее излучение от подвижного состава показал, что имеются 3 важных отдельных источника излучения, формирующий звуковое поле:

- шум движущегося состава, возникающей в системе «колесо-рельс»;

- ударный шум от взаимодействия системы «колесо-рельс» при прохождении через изолирующие стыки;

- шум работы электродвигателя и другого оборудования поезда при отправлении со станции.

Установлено, что при прибытии на исследуемую станцию электродвигатель подвижного состава не задействован, либо имеет минимальную нагрузку. Исходя из этого факта, были произведены измерения отдельно для пребывающего на станцию поезда. Излучаемый при этом шум определен как шум взаимодействия «колесо-рельс» (при расчете суммарной звуковой нагрузки при въезде состава на станцию, в шуме от системы «колесо-рельс» был учтен вклад от подвижного состава в части тормозной системы, шум двигателей не учитывался).

Шум электродвигателя был интенсивным во время отправления поезда со станции. Для выделения вклада шума от электродвигателя была произведена серия измерений при отправлении поезда. Наблюдения за прибытием и отправлением поезда показывают, что шум от взаимодействия «колесо-рельс» наблюдается для прибытия и отправления подвижного состава, а шум электродвигателей только для отправления, что определило процентное время воздействия источников 100% – «колесо-рельс», 50% – электродвигатели.

Полученные характеристики источников шума в платформенном зале представлены в таблице 3. В расчетах также учтено время воздействия источника на пассажира. На основании принятого условия работы введена поправка на время воздействия источника.

Таблица 3
Характеристики источников шума в платформенном зале

Источник шума	Уровни звукового давления (дБ) в октавных полосах геометрических частот, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Система «колесо-рельс»	78	75	74	83	83	79	73	67	60
Поправка на время воздействия	*-3*	*-3*	*-3*	*-3*	*-3*	*-3*	*-3*	*-3*	*-3*
Работа электродвигателя	76	69	74	81	86	82	76	67	62
Поправка на время воздействия	*-6*	*-6*	*-6*	*-6*	*-6*	*-6*	*-6*	*-6*	*-6*
Стык 1	60	71	59	74	78	77	69	65	61
Стык 2	60	59	66	76	77	76	70	65	58
Поправка на время воздействия	*-3*	*-3*	*-3*	*-3*	*-3*	*-3*	*-3*	*-3*	*-3*

В расчете уровней шума в платформенном зале не была учена работа вентиляции и эскалаторов, т.к. в рассматриваемой ситуации часа-пик данные источники не вносят ощутимого вклада в шумовую картину помещения.

Для пассажирских помещений были рассмотрены комплексы шумозащитных мероприятий, позволяющие снизить уровни звука, как в источнике образования, так и на пути распространения шума. При этом данные мероприятия не требуют кардинального технологического переоборудования станций (замены подвижных составов метрополитена) и позволяют добиться достижения допустимых уровней шума на рабочих местах.

3. Типовые мероприятия по снижению уровней шума в пассажирских помещениях и на рабочих местах СМ

3.1 Эскалаторный тоннель

Для эффективного снижения уровней шума рекомендуется введение дополнительной эквивалентной площади звукопоглощения на стены и потолок в виде звукопоглощающего материала. В качестве такого материала может служить звукопоглощающий материал, наносимый на поверхности в виде объемной штукатурки, и может быть использован в комплексе с другими звукопоглощающими конструкциями под ним.

Для расчета эффективности используем формулу (2), позволяющую оценить эффективность снижения шума в помещении при использовании средств звукопоглощения:

$$\Delta L_{зп} = 10lg\frac{A_2}{A_1}, \qquad (2)$$

где A_1 и A_2 – эквивалентные площади звукопоглощения (м^2), в помещении до и после применения звукопоглощающего материала соответственно:

$$A_1 = \sum_{i=1}^{n} \propto_{i_1} S_{i_1}, \qquad (3)$$

$$A_2 = \sum_{i=1}^{m} \propto_{i_2} S_{i_2}, \qquad (4)$$

где $\propto_{i_1}$, $\propto_{i_2}$ и S_{i_1}, S_{i_2} – соответственно коэффициент звукопоглощения и площадь i-й ограждающей поверхности (м^2) до (индекс «1») и после (индекс «2») акустической обработки [4].

Таблица 4

Эквивалентная площадь звукопоглощения эскалаторного тоннеля на текущее положение и рекомендуемая к введению

Пассажирское помещение	Октавные полосы среднегеометрических частот, Гц						Эффективность мероприятия, дБА
	125	250	500	1000	2000	4000	
Эквивалентная площадь звукопоглощения до применения шумозащитного мероприятия, м^2	134	146	171	161	156	192	-
Добавочная эквивалентная площадь звукопоглощения (площадь облицовки стен и свода S=1000 м^2), м^2	280	520	720	940	990	850	до 5 дБА

В качестве дополнительного шумозащитного мероприятия рекомендуется устранять щели и зазоры между внешней частью эскалаторов и внутренним оборудованием. Также, в качестве дополнительного мероприятия может рассматриваться уплотнение звукоизоляции балюстрады путем применения материалов, имеющих большую звукоизоляцию, с применением звукопоглощающего материла на внутреннюю поверхность ограждения.

3.2 Вестибюль СМ

Для снижения уровней шума в качестве основного шумозащитного мероприятия рекомендуется введение дополнительного звукопоглощения в виде звукопоглощающих материалов и конструкций (облицовки стен звукопоглощающими материалами и (или) использование подвесных звукопоглощающих конструкций.

Данное мероприятие направлено на уменьшение отраженного звука в помещениях с большими объемами и малыми эквивалентными площадями звукопоглощения. При этом следует учитывать, что шум в точках, находящихся в зоне прямого звука, не может быть достаточно снижен.

В связи с этим, рекомендуется применение шумозащитных мероприятий в комплексе с мероприятиями, направленными на снижение шума в эскалаторном тоннеле, т.к. эскалаторы являются основным источником шума в помещении вестибюля.

Таблица 5

Эквивалентная площадь звукопоглощения вестибюля СМ на текущее положение и рекомендуемая к введению

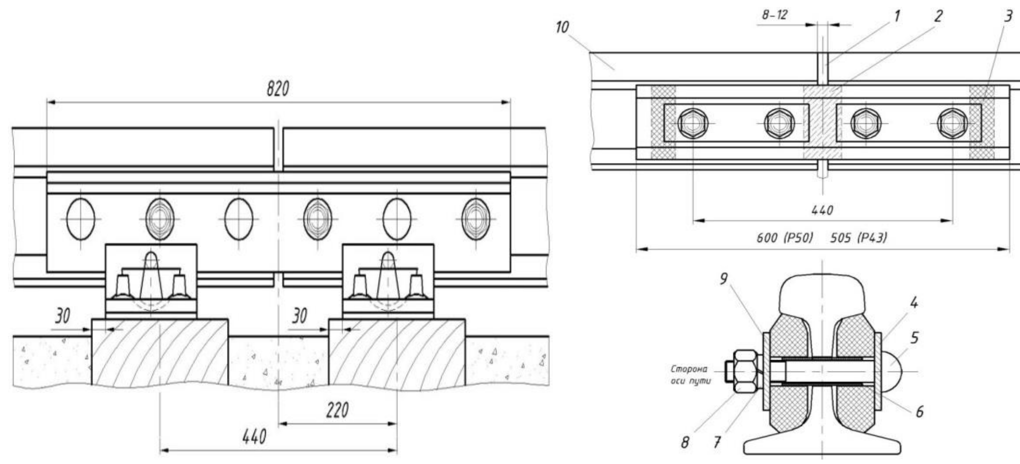
Пассажирское помещение	Октавные полосы среднегеометрических частот, Гц						Эффективность мероприятия, дБА
	125	250	500	1000	2000	4000	
Эквивалентная площадь звукопоглощения до применения шумозащитного мероприятия, м^2	327	330	319	301	301	371	-
Добавочная эквивалентная площадь звукопоглощения (суммарная площадь облицовки стен и подвесных звукопоглотителей $S_{сум}$=2000 м^2), м^2	560	1040	1440	1880	1980	1700	до 7

По результатам расчетов эффективность данного комплекса шумозащитных мероприятий составляет ***до 7 дБА***, что позволит снизить значения эквивалентного и максимального уровней звука во всей зоне преобладания отраженного звука пассажирского помещении вестибюля станции до нормативных значений в 60 и 75 дБА.

3.3 Платформенный зал СМ

Оборудование бесстыкового пути. В качестве шумозащитного мероприятия рекомендуется оборудование бесстыкового пути, как мероприятие, направленное на снижение шума в самом источнике образования (система «колесо-рельс»).

В платформенном зале рассматриваемой станции было выявлено наличие температурных и изолирующих стыков (рис. 1 а, б). Температурный стык состоит из двух двухголовых металлических накладок и комплекта болтов с гайками и гроверами. Изолирующий стык состоит из двух стеклопластиковых накладок, комплекта болтов с гайками, втулками, гроверами и планками, комплекта изолирующих прокладок.



а) температурный стык б) изолирующий стык

Рис. 1 – Стыки рельс

В ходе измерений уровней шума выявлено, что разница в излучении шума между температурным стыком и прямым участком пути отсутствует. Напротив изолирующих же стыков уровни шума составляют 87 дБА, что на 1-2 дБА выше, чем напротив ровного участка пути.

В качестве шумозащитного мероприятия для снижения уровней шума в помещении платформенного зала рекомендуется оборудование бесстыкового пути, как мероприятие, направленное на снижение шума в самом источнике образования (система «колесо-рельс»).

В табл. 6 представлены результаты измерений уровней шума непосредственно напротив изолирующих стыков на путях и напротив ровного бесстыкового участка пути на расстоянии 1,3 м от края платформы.

Таблица 6

Результаты измерений уровней шума напротив стыков и напротив бесстыкового участка пути

Измеряемый участок	Уровни звукового давления дБ в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц									Экв. уровень звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Напротив стыков	79	77	77	85	86	82	77	70	64	87
Напротив ровного участка	77	75	76	84	85	81	76	68	60	85
Разница	*2*	*3*	*1*	*1*	*1*	*2*	*1*	*2*	*4*	*2*

Как видно из результатов измерений, разница между уровнями шума на ровном участке и участке рельс со стыками составляет 1-4 дБ, что в сумме дает эффективность до ***2 дБА*** по эквивалентному уровню звука.

Вибродемпфирование рельс. Уменьшение площади излучения от источника шума «колесо-рельс» позволяет снизить и излучаемый шум в целом. В связи с этим, рекомендуется применение такого шумозащитного мероприятия, как вибродемпфирование рельс. Оно представляет собой шумопоглощающие профили из высокотехнологической смеси резины, которые накладываются на шейку рельса и поглощают шум и вибрации на месте возникновения (рис. 2). Вибродемпфирование рельс рекомендуется проводить с обеих сторон рельса на открытом участке пути платформенного зала станции с продлением в туннельной части на длину 150 м с каждой стороны (п. 5.7.1.1 [1]).

а) *б)*

а) 1 – клемма из стекловолокнистого композита; 2 – грунтовка; 3 – шумопоглощающий профиль из вулканизированной смеси резины; б) Пример использования вибродемпфирующих накладок на шейку рельса

Рис. 2– Вибродемфирование рельс

Эффективность данного шумозащитного мероприятия на основании проведенных измерений (экспериментальный участок Октябрьской железной дороги) представлена в таблице 7.

Таблица 7

Эффективность шумозащитного мероприятия по вибродемпфированию рельс на основании измерений (1 м от рельса)

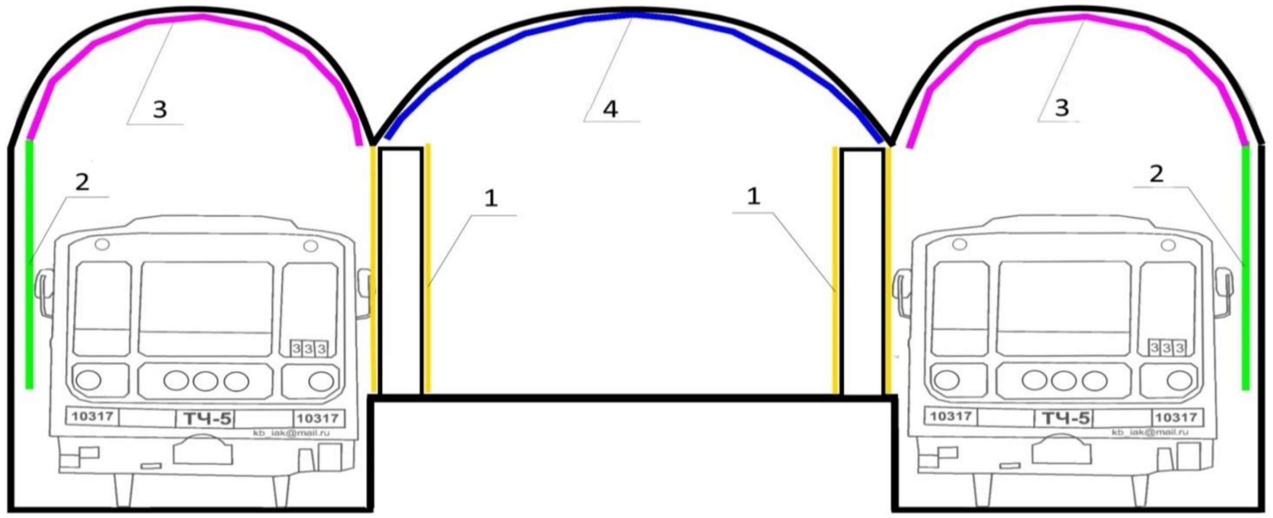
Измерения	УЗД, дБ со среднегеометрическими октавными полосами частот, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Без накладок	114	111	106	100	93	94	94	88	80
С накладками	112	105	102	96	91	90	91	86	75
Эффективность	*2*	*6*	*4*	*4*	*2*	*4*	*3*	*2*	*5*

По результатам расчетов применения данного мероприятия на участке пути платформенного зала станции, снижение уровней шума в расчетных точках составит ***1-2 дБА.***

Введение дополнительного звукопоглощения. Для снижения уровней шума в платформенном зале станции рекомендуется введение дополнительной эквивалентной площади звукопоглощения на стены и потолок в виде звукопоглощающего материала. На рис. 3 представлена схема возможной облицовки стен, сводов и потолка платформенного зала станции.

Таблица 8
Эквивалентная площадь звукопоглощения платформенного зала на текущее положение и рекомендуемая к введению

Пассажирское помещение	Октавные полосы среднегеометрических частот, Гц						Эффективность мероприятия, дБА
	125	250	500	1000	2000	4000	
Эквивалентная площадь звукопоглощения до применения шумозащитного мероприятия, м^2	416	394	389	421	452	659	-
Добавочная эквивалентная площадь звукопоглощения на поверхности колонн ($S_{сум}$=620 м^2 – площадь облицовки поверхности колонн, размерами 0,7х0,8х2,65), м^2	174	322	446	583	614	527	2-3
Добавочная эквивалентная площадь звукопоглощения на стены у 1 и 2 пути ($S_{сум}$=1200 м^2 – площадь облицовки поверхности), м^2	336	624	864	1128	1188	1020	3-4
Добавочная эквивалентная площадь звукопоглощения на стены и свод у 1 и 2 пути ($S_{сум}$=2500 м^2 – площадь облицовки поверхности), м^2	700	1300	1800	2350	2475	2125	5-7
Добавочная эквивалентная площадь звукопоглощения на стены и свод у 1 и 2 пути, на потолок надплатформенной части зала ($S_{сум}$=3660 м^2 – площадь облицовки поверхности), м^2	1025	1903	2635	3440	3623	3111	6-8



1 – стены колонн ($S_{сум}$=620 м^2); 2 – стены у 1 и 2 путей, ($S_{сум}$=1200 м^2); 3 – свод потолка у путей ($S_{сум}$=2500 м^2 – площадь облицовки стен и свода); 4 – свод потолка надплатформенной части зала ($S_{сум}$=3660 м^2 – площадь облицовки стен и свода у путей, потолка надплатформенной части зала)

Рис. 3 – Облицовка звукопоглощающим материалом ограждающих поверхностей платформенного зала

По результатам расчетов, эффективность данного шумозащитного мероприятия составляет ***2-8 дБА*** в зоне отраженного шума.

Поскольку данное шумозащитное мероприятие направлено на снижение шума на пути его распространения, его эффективность зависит от расположения расчетных точек. При нахождении расчетной точки в зоне прямого шума от источника, эффективность данного мероприятия будет значительно ниже [4]. В связи с этим, его необходимо проводить в комплексе с мероприятиями по снижению шума в источнике.

Установка звукоизолирующих барьеров между путями и платформой. Шумозащитным мероприятием, направленным на снижение шума на пути его распространения является установка сплошного барьера (звукоизолирующей перегородки, стенки), отделяющего источник шума от пассажиров. Предлагается установка барьера по длине всей платформы, до свода потолка, без щелей и зазоров, с оборудованными автоматическими дверьми.

Для оценки эффективности шумозащитного мероприятия были исследованы существующие барьеры на станциях Петербургского метрополитена закрытого типа. Для этого на путях устанавливался всенаправленный источник шума и на одинаковом расстоянии от источника были измерены значения уровней шума на станции колонного и на станции закрытого типа (с закрытыми дверьми).

Согласно результатам проведенных сравнительных измерений на станциях, минимальная эффективность снижения шума барьером достигает до ***11 дБА*** (табл. 9).

Таблица 9

Результаты измерений уровней шума на станциях открытого и закрытого типов

Тип станции	Уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами Гц							УЗ, дБА
	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Открытый	103	98	99	100	94	86	78	103
Закрытый	94	92	91	87	81	72	59	92
Средняя расчетная эффективность	9	6	8	13	13	14	19	11

Эффективность различных комплексов рассмотренных шумозащитных мероприятий в платформенном СМ. Была рассмотрена также эффективность шумозащитных мероприятий, при условии их применения в различных комплексах. Их расчетная эффективность представлена в таблице 10.

Таблица 10

Эффективность комплексов шумозащитных мероприятий

Комплекс шумозащитных мероприятий	Эффективность комплекса мероприятий, дБА
1. Оборудование бесстыкового пути 2. Вибродемпфирование рельс	*до 3*
1. Оборудование бесстыкового пути 2. Вибродемпфирование рельс 3. Введение дополнительного звукопоглощения ($S_{сум}$=2500 м^2 – площадь облицовки поверхности)	*8-10*
1. Установка звукоизолирующих барьеров (стенок)	*до 27*

Комплекс шумозащитных мероприятий	Эффективность комплекса мероприятий, дБА
2. Оборудование бесстыкового пути 3. Вибродемпфирование рельс 4. Введение звукопоглощения в изолированный путевой тоннель и платформенный зал ($S_{сум}$=2500 м^2 – площадь облицовки поверхности)	

Заключение

В соответствие с результатами измерений уровней шума в пассажирских помещениях станции метрополитена выявлены превышения уровней шума над нормативными значениями.

Источниками шума, вносящими основной вклад в шумовую характеристику вестибюля станции являются:

- работа 3 эскалаторов;
- сигналы оповещения входных турникетов;
- аппараты по приему платежей и выдаче жетонов в вестибюле станции.

Источниками шума, вносящими основной вклад в шумовую характеристику эскалаторного тоннеля является работа самих эскалаторов во время движения.

Источниками шума, вносящими основной вклад в шумовую характеристику платформенного зала являются:

- электродвигатели в момент отправления поезда от станции по обоим путям;
- шум от системы «колесо-рельс»;
- излучение шума на изолирующих стыках путей.

Для рассматриваемых помещений разработаны комплексы типовых шумозащитных мероприятий, позволяющие снизить уровни шума за счет уменьшения излучения звука от самих источников и уменьшения энергии отраженного звука.

Эффективность типовых мероприятий и расчетные уровни шума представлены в таблице 11.

Таблица 11

Эффективность типовых шумозащитных мероприятий для пассажирских помещений станции метрополитена открытого типа с колоннами

Шумозащитные мероприятия	Экв. УЗ до применения ШМ	Эффективность ШМ, дБА
Эскалаторный тоннель		
Введение дополнительного звукопоглощения на стены и свод ($S_{сум}$=1000 м^2 – суммарная площадь облицовки поверхности)	74	до 5
Вестибюль станции		
Введение дополнительного звукопоглощения на стены и потолок ($S_{сум}$=2000 м^2 - суммарная площадь облицовки сводов) в комплексе с мероприятием для эскалаторного тоннеля	67	до 7
Платформенный зал		
Оборудование бесстыкового пути	87	до 2

Шумозащитные мероприятия	Экв. УЗ до применения ШМ	Эффективность ШМ, дБА
Вибродемпфирование рельс	87	до 2
Введение дополнительного звукопоглощения ($S_{сум}$=620 м^2 –площадь облицовки поверхности колонны, размерами 0,7x0,8x2,65)	87	2-3
Введение дополнительного звукопоглощения ($S_{сум}$=1200 м^2 – площадь облицовки поверхности)	87	3-4
Введение дополнительного звукопоглощения ($S_{сум}$=2500 м^2 – площадь облицовки поверхности)	87	5-7
Введение дополнительного звукопоглощения ($S_{сум}$=3660 м^2 – площадь облицовки поверхности)	87	6-8
Установка звукоизолирующих барьеров (стенок) между путями и платформой (без зазоров и щелей, вплотную соединенных со сводами стации)	87	14-15
Комплексы мероприятий		
1. Оборудование бесстыкового пути 2. Вибродемпфирование рельс	87	до 3
1. Оборудование бесстыкового пути 2. Вибродемпфирование рельс 3. Введение дополнительного звукопоглощения ($S_{сум}$=2500 м^2 – площадь облицовки поверхности)	87	8-10
Комплекс шумозащитных мероприятий по установке звукоизолирующих барьеров (стенок), организации бесстыкового пути и вибродемпфирования рельс, введение звукопоглощения в изолированный путевой тоннель и платформенный зал	87	до 27

Все рассмотренные шумозащитные мероприятия при внедрении в пассажирских станциях метрополитена не требуют радикальных мер по замене подвижного состава поездов или их частей и могут быть реализованы в пределах одной станции. Применение данных мероприятий в различном их сочетании позволит достичь допустимые уровни шума.

По итогам проведенных работ по измерениям уровней шума были разработаны две методики измерений уровней шума:

- Методика измерений шума в пассажирских помещениях метрополитена. МИ ИАК-16-044;
- Методика измерений внешнего шума от подвижного состава метрополитена. МИ ИАК-16-043.

Список литературы

1. СП 2.5.1337-03 «Санитарные правила эксплуатации метрополитенов»
2. СП 120.13330.2012 «Свод правил. Метрополитены. Актуализированная редакция СНиП 32-02-2003».
3. ГОСТ Р 3382-2-2013 «Акустика. Измерение акустических параметров помещений. Часть 2. Время реверберации обычных помещений»
4. *Иванов Н.И.* – Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник, 4-е изд. перераб. и доп. – М.: ЛОГОС, 2015. – 432 с.
5. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».

Влияние шума компрессорных станций на окружающую среду

Дроздова Л.Ф.[1], Кудаев А.В.[2], Куклин Д.А.[1], Чеботарева Е.Ю.[3]
[1] Профессор кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности»
[2] Доцент кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности»
[3] Бакалавр кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности»
БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская, д. 1

Аннотация

Проведена экспериментальная оценка шумового воздействия компрессорного агрегата в свободном звуковом поле. Получены характеристики внешнего шума компрессора на разных расстояниях. Рассчитан уровень звуковой мощности. Определены акустические характеристики компрессорного агрегата, встроенного в транспортное средство на расстоянии 7,0 м. при стоянке. Определен шум от компрессора в пассажирском салоне. Выявлены основные источники шума компрессора. Предложены пути возможного снижения шума компрессора во внешнее поле.

Ключевые слова: компрессор, экспериментальная оценка, транспорт, нормативные значения.

The influence of compressor stations noise on the environment

Drozdova L.F.[1], Kudaev A.V.[2], Kuklin D.A.[1], Chebotareva E.Y.[3]
[1]Professor of the Department "Ecology and life safety"
[2]Associate Professor of the Department "Ecology and life safety"
[3]Undergraduate student teaching of the Department "Ecology and life safety"
BSTU «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, 1 Krasnoarmeyskaya, 1

Abstract

The experimental evaluation of noise effect of compressor unit in a free sound field was carried. External compressor noise characteristics are obtained at different distances. Sound power level is calculated. Noise characteristics of compressor unit built into the vehicle at a distance of 7.0 m in parking lot are received. Noise from the compressor in the passenger cabin were obtained. The main sources of noise compressor are identified. Suggest ways possible compressor noise reduction in the external field.

Key words: *compressor, experimental evaluation, vehicle, normative values.*

Введение

Борьба с шумом в городских и особенно промышленных районах является одной из важнейших задач современного общества. Большая насыщенность этих районов техникой и интенсивное ее использование создают неблагоприятный для человека шумовой климат. Так, с 2000 по 2015 г. шум, создаваемый в окружающей среде, удвоился.

В России приняты, но не всегда успешно выполняются постановления по борьбе с шумом в жилых районах. В городах запрещены звуковые сигналы на транспорте, что значительно снижает шум на улицах и шоссейных дорогах. В Москве уровень громкости уличных шумов снизился на 6-8 фон. Однако уровень шума на улицах еще достаточно высок – днем в среднем 80-85 дБ (А), а ночью не снижается ниже 72 дБ (А).

E-mail: kda1969@mail.ru (Куклин Д.А.), ksiombarg1@yandex.ru (Кудаев А.В.)

1. Определение акустических характеристик компрессора

Одна из причин увеличения шума – рост механизации ремонтных и строительных работ, который привел к увеличению числа вспомогательных агрегатов, работающих на улице. Большая часть этих агрегатов приводится в действие сжатым воздухом, который вырабатывается передвижными компрессорными станциями (ПКС), являющимися наиболее шумными машинами, используемыми в строительных и ремонтных работах.

Однако глушение шума не менее актуально и для стационарных компрессоров. Так, стационарные компрессоры, работающие в химической промышленности, по уровню создаваемого шума занимают первое место среди оборудования химических предприятий.

Для всего компрессоростроения в целом, проблема снижения шума становится все более важной ввиду увеличения мощности и числа оборотов компрессоров, а также роста парка машин [1].

В настоящее время компрессорные агрегаты используются и в автодорожном транспорте. Так компрессорный агрегат винтового типа АРМ.АКВ.0,42/0,9Л.У2 (далее – компрессор) предназначен для снабжения сжатым воздухом пневмосистем троллейбуса, трамвая, а так же других потребителей в интервале рабочих температур окружающего воздуха от минус 50 °С до плюс 50 °С.

Для определения основных источников шума компрессора, были проведены измерения уровней шума в открытом звуковом поле. На рис. 1 представлена схема точек измерения на расстояниях 1 м и 7,5 м от компрессорного агрегата, результаты занесены в таблицу 1.

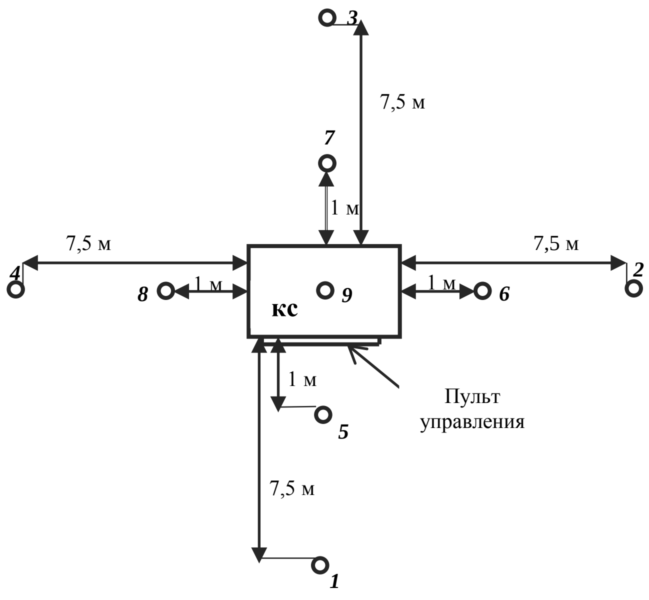


Рис. 1 – Схема расположения точек измерений внешнего шума компрессорного агрегата винтового типа АРМ.АКВ.0,42/0,9Л.У2

Таблица 1
Акустические характеристики компрессорного агрегата на расстояниях 7,5 м и 1 м

Величина	№ точки измерения	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Фоновый шум	-	84	78	68	58	52	51	50	47	42	59
Шум агрегата на расстоянии 7,5 м	1	76	68	61	65	60	58	56	54	49	64
	2	73	66	57	57	61	57	56	53	47	63
	3	70	64	55	55	59	56	57	59	59	65
	4	70	64	56	63	58	58	55	54	51	63
Среднее значение уровней на измерительной плоскости		72	65	57	60	59	57	56	55	51	64
СН 2.2.4/2.1.8.562-96	с 7 до 23 ч.	90	75	66	59	54	50	47	45	44	55
Превышение		-	-	-	1	5	7	9	10	7	9
СН 2.2.4/2.1.8.562-96	с 23 до 7ч.	83	67	57	49	44	40	37	35	33	45
Превышение		-	-	0	11	15	17	19	20	18	19
Шум агрегата на расстоянии 1 м	5	76	69	68	81	74	75	73	71	64	80
	6	76	68	66	83	76	74	70	70	67	80
	7	78	72	67	81	73	70	69	68	69	78
	8	67	65	68	84	79	75	72	71	68	81
	9	72	66	65	78	76	72	69	67	60	77
Среднее значение уровней на измерительной плоскости		74	68	67	81	76	73	71	69	66	79
Уровни звуковой мощности L_w		85	79	78	92	87	84	82	80	77	90

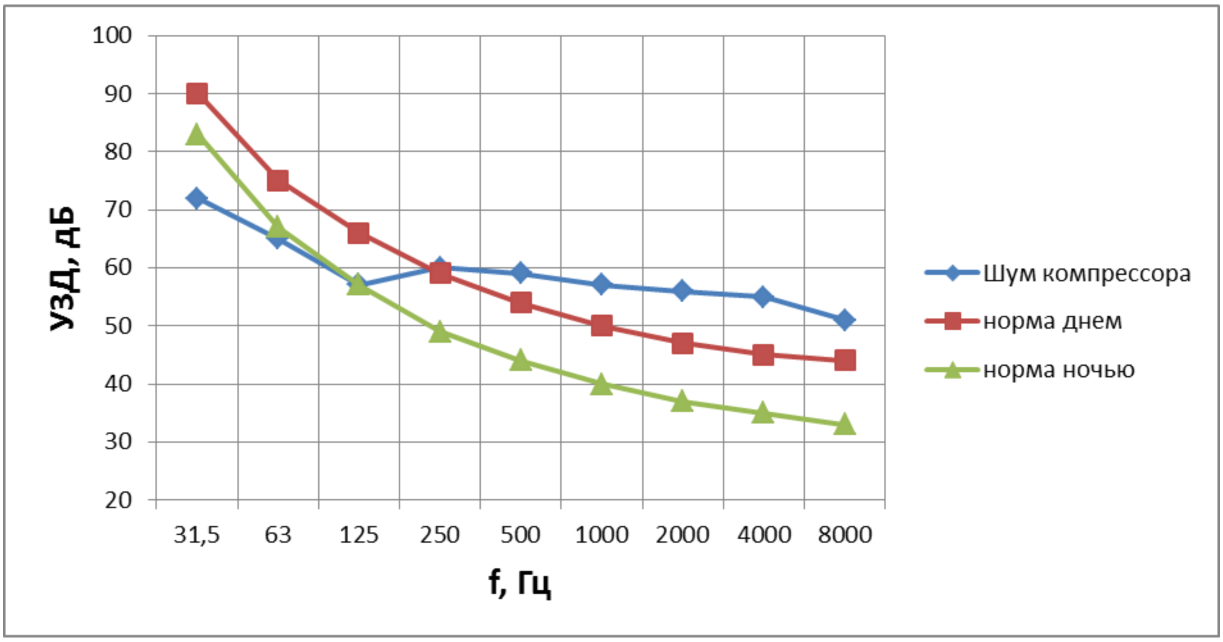


Рис. 2 – Акустическая характеристика компрессорного агрегата на высоте 1,5 м и на расстоянии 7,5 м от ее контура

Как видно из приведенных в табл. 1 и на рис. 2 результатов измерений, шум компрессорного агрегата в соответствии с СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [2] на территориях, непосредственно прилегающих к жилым домам, превышает требования норматива на высоких частотах.

Также с целью определения уровня звуковой мощности были получены уровни шума компрессора на расстоянии 1м.

2. Шум компрессора в составе электробуса

Далее были проведены измерения акустических характеристик компрессора в составе изделия (электробуса). Компрессор установлен в отсеке, находящемся на противоположном месту водителя конце электробуса. Учитывая расположение компрессора в отсеке напротив вентиляционной решетки, находящейся в торцевой части стенки электробуса, были проведены измерения на расстоянии 0,5 м от решетки (рис. 3а).

С целью определения вклада компрессора во внешний шум изделия были проведены измерения на расстоянии 7,0 м от электробуса (рис. 3б).

Также проведена оценка вклада компрессора во внутреннее пространство электробуса. Проведены измерения на заднем пассажирском сидении, наиболее близкорасположенном к компрессору.

Схема точек измерения приведена на рис. 3а-3в. Результаты измерения шума компрессора в составе изделия приведены в табл. 2.

Таблица 2
УЗД, дБ и УЗ, дБА от агрегата компрессорного винтового в составе изделия

Величина	№ точки измерения	№ измерения	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука, дБА
			31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Фоновый шум	-	1	64	59	57	46	42	43	43	37	29	48
Шум изделия (50 см от вент. решетки)	1	2	69	63	64	63	68	62	64	61	65	71
Шум изделия (50 см от вент. решетки, забор компрессором воздуха)	1	3	–	–	–	–	–	–	–	–	–	85
Шум изделия на расстоянии 7 м	2	4	68	65	55	59	53	51	50	48	44	60
Шум изделия в салоне на заднем месте	3	5	67	71	61	71	60	55	59	53	45	66

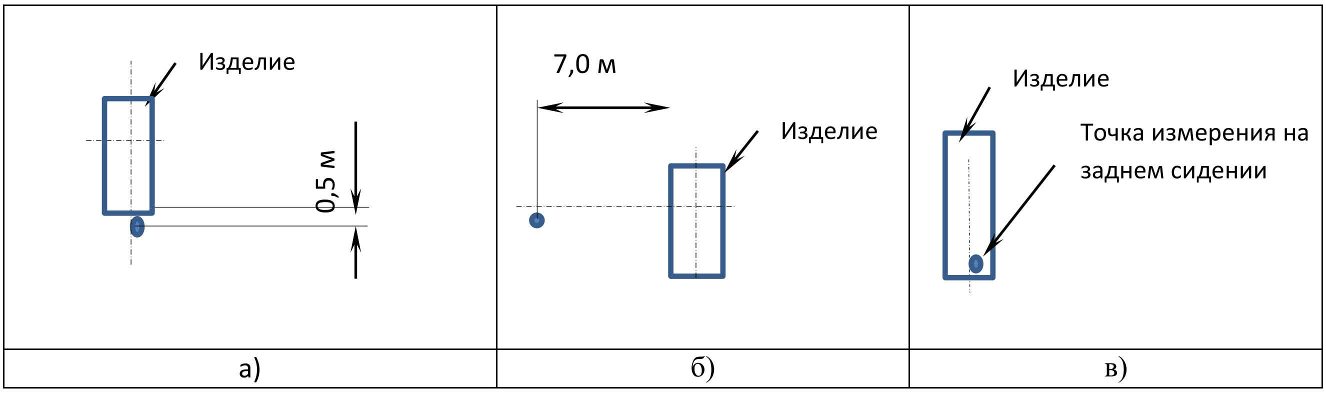


Рис. 3 – Схема расположения точек измерений:
а) 50 см от вентиляционной решетки; б) на расстоянии 7,0 м от изделия;
в) заднее сидение изделия

Заключение

Анализ результатов исследований показывает, что шум компрессорного агрегата высокий внутри электробуса и за его пределами. Основными источниками повышенного шума являются всасывающий фильтр, электродвигатель и система охлаждения компрессора.

Учитывая требования санитарных норм для окружающей среды [2] по акустическим характеристикам, необходимо произвести доработки по определению рационального расположения компрессора внутри электробуса, с целью исключения расположения основных источников вблизи вентиляционной решетки или исполнения вентиляционной решетки в виде жалюзи, играющих роль экрана для вентиляционных проемов [3].

Список литературы

1. Дроздова Л.Ф., Кудаев А.В. Оценка и анализ шума компрессорных станций. NOISE Theory and Practice. Vol. 2, №3, 2016. с. 30-37.
2. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».
3. Дроздова Л.Ф., Кирпичников В.Ю., Кудаев А.В. Проектирование и расчет эффективности капотов малого объема. Известия Самарского научного центра Российской академии наук, т.17, №6(2), 2015. с. 377-383.

Об источнике шума пограничного слоя вязкого теплопроводного газа

Воронков С.С.
Зав. кафедрой дорожного строительства ПсковГУ
180000 г. Псков, пл. Ленина, д. 2

Аннотация

Рассмотрен источник шума пограничного слоя вязкого теплопроводного газа, обусловленный наличием диссипации энергии и теплообмена. Анализируется уравнение для пульсаций давления в вязком теплопроводном газе, полученное автором. Показано, что полученное уравнение объясняет механизм возникновения пульсаций давления в стационарном потоке вязкого теплопроводного газа при наличии градиентов скорости и температуры. Предложена математическая модель, описывающая рассматриваемые процессы. Приводятся результаты вычислительного эксперимента по возникновению пульсаций давления в пограничном слое вязкого теплопроводного газа на плоской пластине.

Ключевые слова: источник шума, уравнение для пульсаций давления, пограничный слой, вязкий теплопроводный газ.

On the noise source of the boundary layer of a viscous heat-conducting gas

Voronkov S.S.
Head of the Department of road construction, Pskov State University
Russia, Pskov, sq. Lenina, h.2

Abstract

The noise source of the boundary layer of a viscous heat-conducting gas is considered, due to the presence of energy dissipation and heat transfer. The equation for pressure pulsations in a viscous heat-conducting gas, obtained by the author, is analyzed. It is shown that the obtained equation explains the mechanism of occurrence of pressure pulsations in a stationary flow of a viscous heat-conducting gas in the presence of velocity and temperature gradients. A mathematical model describing the processes under consideration is proposed. The results of a computational experiment on the occurrence of pressure pulsations in a boundary layer of a viscous heat-conducting gas on a flat plate are presented.

Key words: *source of noise, equation for pressure pulsations, boundary layer, viscous heat-conducting gas.*

Введение

В аэроакустике уравнения, описывающие распространение звука, выводятся, как правило, из уравнений сохранения массы и количества движения [1] и представляют собой волновое неоднородное уравнение, правая часть которого содержит различные источники звука. При этом диссипацией энергии и теплопроводностью пренебрегают как величинами второго порядка малости. Источниками шума, излучаемого турбулентным пограничным слоем, являются интенсивные пульсации давления, причиной которых, как считается, являются элементарные вихри, распадающиеся и вновь образуемые [2]. В ламинарном пограничном слое также возникают пульсации давления, но интенсивность их значительно ниже [3]. И здесь возникает вопрос: что является причиной пульсаций давления в ламинарном пограничном слое вязкого теплопроводного газа?

E-mail: voronkovss@yandex.ru

В работе [4] получено уравнение для пульсаций давления в вязком теплопроводном газе

$$\frac{dp}{dt}-a_s^2\frac{d\rho}{dt}=(k-1)\Phi, \qquad (1)$$

где p, ρ – давление и плотность газа;

a_s – адиабатное и изоэнтропное значение скорости звука;

Φ – функция, учитывающая диссипацию энергии и теплообмен:

$$\Phi=\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial z}\right)+$$

$$+\mu\left\{\begin{aligned}&2\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2\right]+\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2+\\&+\left(\frac{\partial w}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial z}\right)^2+\left(\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2-\frac{2}{3}\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2\end{aligned}\right\};$$

T – температура газа;

V – вектор скорости газа с проекциями u, v, w на оси декартовой системы координат x, y, z соответственно;

λ – коэффициент теплопроводности;

μ – коэффициент динамической вязкости;

t – время;

k – показатель адиабаты.

Полные производные в уравнении (1) представляют собой сумму локальной и конвективной производных и расписываются:

$$\frac{dp}{dt}=\frac{\partial p}{\partial t}+\mathbf{V}\cdot\operatorname{grad}p, \qquad (2)$$

$$\frac{d\rho}{dt}=\frac{\partial \rho}{\partial t}+\mathbf{V}\cdot\operatorname{grad}\rho. \qquad (3)$$

Уравнение (1) выведено из уравнения энергии с привлечением уравнений неразрывности и состояния для совершенного газа [4], поэтому оно может рассматриваться как аналог уравнения энергии, но записанного относительно пульсаций давления.

Из уравнения (1) следует, что в вязком теплопроводном газе при возникновении градиентов скорости, например, в пограничном слое, в струйных течениях и др., будут возникать пульсации давления, являющиеся источником шума.

В работах Качанова, Козлова и Левченко [5] установлена важная роль передней кромки пластины в формировании вихревых волн пограничного слоя – волн Толмина-Шлихтинга (см. рис. 1), но до конца не ясен механизм возбуждения этих волн. Рассмотрим механизм генерации этих волн, привлекая уравнение (1). Качественный анализ уравнения показывает: возникновение градиентов скорости потока $\frac{\partial u}{\partial x},\frac{\partial u}{\partial y},\frac{\partial v}{\partial x},\frac{\partial v}{\partial y}$ на передней кромке пластины вследствие прилипания потока на стенке пластины ($u=0, v=0$), порождает нестационарные пульсации давления dp в плоскости ху, которые генерируют вихревые волны. Уравнение (1) позволяет по иному взглянуть на механизм возникновения турбулентности в пограничном слое вязкого теплопроводного газа [6].

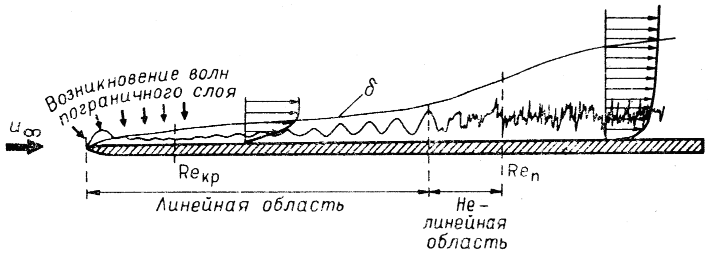


Рис. 1. Схема основных стадий процесса перехода в пограничном слое (рисунок взят из работы [5])

1. Математическая модель

Приведем математическую модель, описывающую процесс возникновения пульсаций давления в вязком теплопроводном газе в трехмерной постановке, включающую:

1. Уравнение неразрывности [7]

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \operatorname{div}\mathbf{V} = 0. \tag{4}$$

2. Уравнение Навье-Стокса в проекциях на оси x, y, z [7, 8]

$$\rho\frac{du}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left[2\mu\left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{1}{3}\operatorname{div}\mathbf{V}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)\right], \tag{5}$$

$$\rho\frac{dv}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[2\mu\left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{1}{3}\operatorname{div}\mathbf{V}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)\right], \tag{6}$$

$$\rho\frac{dw}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[2\mu\left(\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{1}{3}\operatorname{div}\mathbf{V}\right)\right]. \tag{7}$$

3. Уравнение энергии [4]

$$\frac{dp}{dt} - a_s^2\frac{d\rho}{dt} = (k-1)\Phi. \tag{8}$$

4. Уравнение состояния для совершенного газа

$$p = \rho RT, \tag{9}$$

где R – газовая постоянная.

В этой системе из шести уравнений неизвестных 6 величин: p, ρ, T, u, v, w, (при условии, что $\mu = \mathrm{const}$ и $\lambda = \mathrm{const}$).

Для повышения точности численных расчетов в качестве неизвестных используются консервативные переменные [8]: $\rho, \rho u, \rho v, \rho w$, а также давление p и температура T. Систему уравнений (4–9) удобно записать в векторном виде

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + \frac{\partial D}{\partial z} = 0, \tag{10}$$

где векторы U, F, G, D представляют собой упорядоченные наборы комбинаций основных переменных [8].

Численное решение системы уравнений (10) осуществлялось по двух шаговой схеме Браиловской [8]

$$U^{\overline{n+1}} = U^n - \left[\frac{\delta F^n}{\delta x} + \frac{\delta G^n}{\delta y} + \frac{\delta D^n}{\delta z}\right]\Delta t, \tag{11}$$

$$U^{n+1} = U^n - \left[\frac{\delta F_I^{\overline{n+1}}}{\delta x} + \frac{\delta F_V^n}{\delta x} + \frac{\delta G_I^{\overline{n+1}}}{\delta y} + \frac{\delta G_V^n}{\delta y} + \frac{\delta D_I^{\overline{n+1}}}{\delta z} + \frac{\delta D_V^n}{\delta z}\right]\Delta t, \tag{12}$$

где I и V — индексы соответственно невязких и вязких членов функций F, G и D;

$\frac{\delta}{\delta x}$, $\frac{\delta}{\delta y}$ и $\frac{\delta}{\delta z}$ представляются центральными разностями, $F_I^{\overline{n+1}} = F_I\left(U^{\overline{n+1}}\right)$ и т. д.

Программа реализована в среде MathCad Professional.

2. Результаты вычислительного эксперимента

В качестве начальных условий задавалось стационарное распределение поля скоростей u и v в пограничном слое несжимаемой жидкости на плоской пластине в двумерном приближении [9].

Количество узлов конечно-разностной прямоугольной сетки i, j, k по осям x, y и z принимается 11. Шаг конечно-разностной сетки принимается равномерным по осям x, y и z: $\Delta x = \Delta y = \Delta z = 0{,}25 \cdot 10^{-3}$ м. Расчет выполняется для фрагмента погранслоя, начиная с расстояния от передней кромки пластины xl=0,1 м. Шаг по времени определялся из условия устойчивости и принимался равным $\Delta t = 2{,}5 \cdot 10^{-7}$ с. Количество шагов по времени принималось $n = 100$.

Анализировалось влияние градиентов скорости потока вязкого теплопроводного газа в пограничном слое на возникновение пульсаций давления.

Анализ изменения давления в расчетной области пограничного слоя показывает (рис. 2), что в сжимаемом потоке вязкого теплопроводного газа, даже при задании постоянного давления на границах расчетной области, давление в расчетной области является нестационарным.

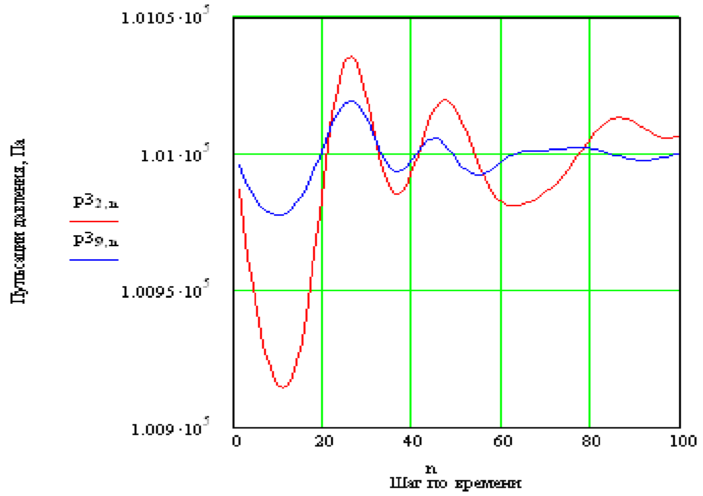


Рис. 2. Пульсации давления во времени в пограничном слое вязкого теплопроводного газа в точках i=2 j=3 и i=9 j=3 в сечении k=6

На рис. 3 приведены значения плотности вязкого теплопроводного газа в расчетной области пограничного слоя.

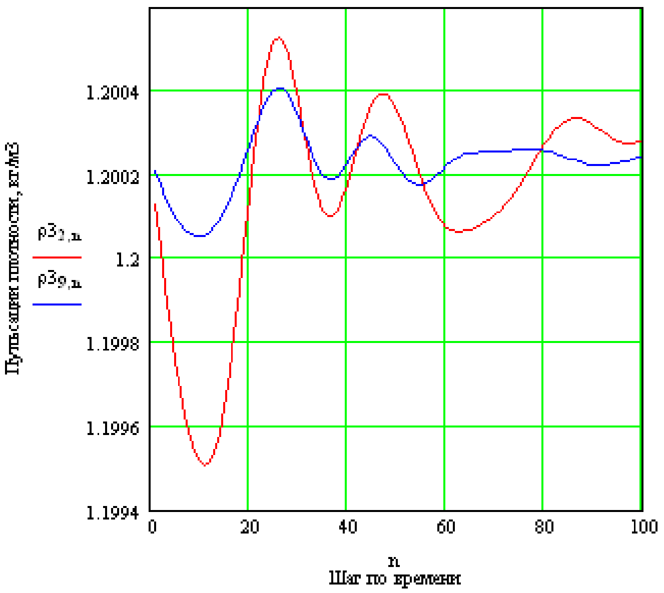


Рис. 3. Пульсации плотности во времени в пограничном слое вязкого теплопроводного газа в точках i=2 j=3 и i=9 j=3 в сечении k=6

На рис. 4 приведены значения температуры вязкого теплопроводного газа в расчетной области пограничного слоя.

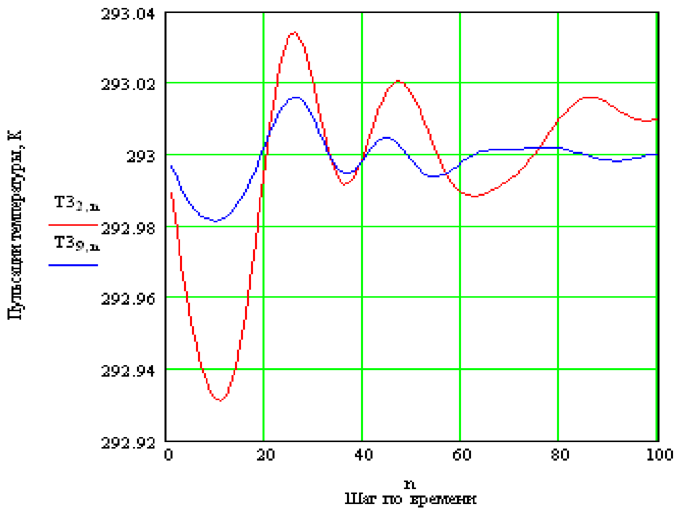


Рис. 4. Пульсации температуры во времени в пограничном слое вязкого теплопроводного газа в точках i=2 j=3 и i=9 j=3 в сечении k=6

На рис. 5 и 6 приведены значения скоростей u и v в различных сечениях.

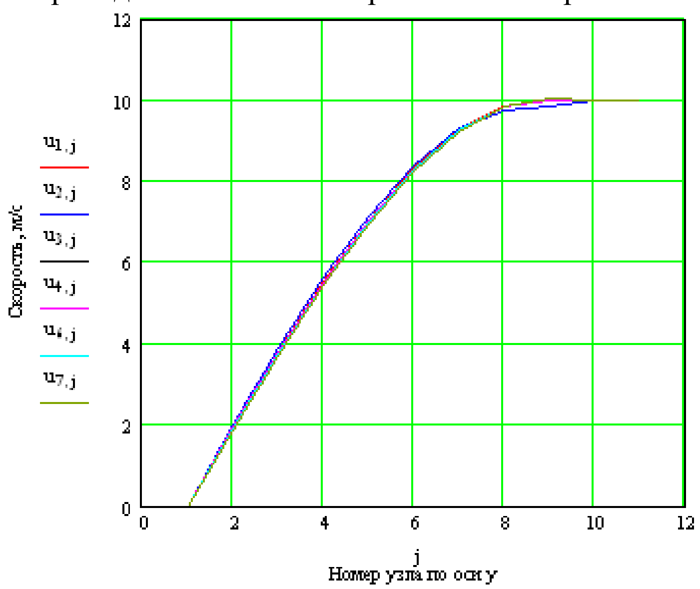


Рис. 5. Изменение скорости u в поперечном сечении погранслоя в сечении k=6 в момент времени $n=100$

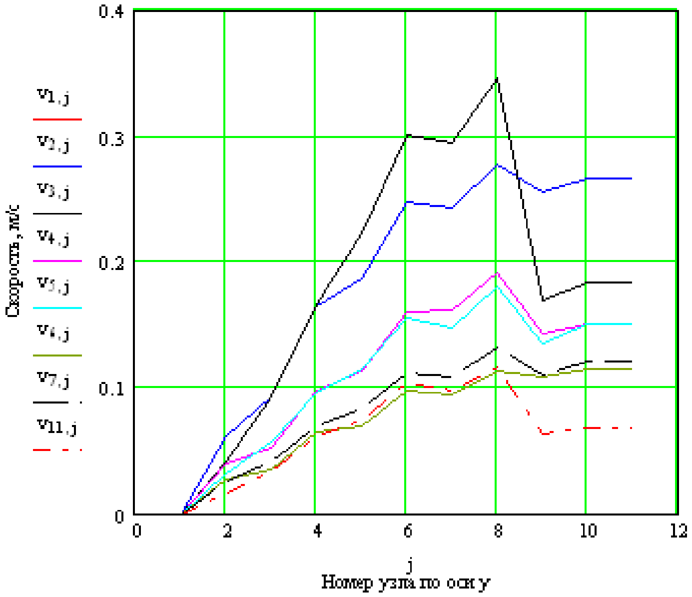


Рис. 6. Изменение скорости v в поперечном сечении погранслоя в сечении k=6 в момент времени $n = 100$

Заключение

Показано, что полученное уравнение объясняет механизм возникновения пульсаций давления в пограничном слое стационарного потока вязкого теплопроводного газа на плоской пластине при наличии градиентов скорости и температуры.

Установленные пульсации давления являются источником шума пограничного слоя, обусловленного диссипацией энергии и теплообменом.

Список литературы

1. Голдстейн Мэрвин Е. Аэроакустика: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1981. – 294 с.
2. Справочник по технической акустике: Пер. с нем. – Л.: Судостоение, 1980. – 440 с.
3. Лямшев Л.М. Акустика управляемого пограничного слоя. Вестник АН СССР. 1973, вып. 7. С. 22-31.
4. Воронков С. С. О скорости звука в потоке вязкого газа с поперечным сдвигом. Электронный журнал «Техническая акустика», – Режим доступа. – URL: http://www.ejta.org, 2004, 5.
5. Качанов Ю. С., Козлов В. В., Левченко В. Я. Возникновение турбулентности в пограничном слое. – Новосибирск: Наука, 1982. – 151 с.
6. Воронков С. С. О законе возникновения турбулентности в пограничном слое вязкого теплопроводного газа. Электронный журнал «Техническая акустика», – Режим доступа. – URL: http://www.ejta.org, 2016, 6.
7. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Изд. 5-е. – М.: Наука, 1978. – 736 с.
8. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. – М.: Мир, 1980. – 616 с.
9. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974. – 712 с.