МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

А.А. Иголкин, А.И. Сафин, А.Н. Крючков

Акустика пневмо- и гидромашин

Презентация курса лекций

САМАРА

2011

УДК 681.8

Авторы: **Иголкин Александр Алексеевич**
Сафин Артур Ильгизарович
Крючков Александр Николаевич

Акустика пневмо- и гидромашин [Электронный ресурс] : презентация курса лекций / А.А. Иголкин, А.И. Сафин, А.Н. Крючков; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королёва (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (13,7 Мбайт). - Самара, 2011. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Целью презентаций курса лекций является ознакомление с основными закономерностями акустики, основами виброакустической диагностики, основными источниками шума пневмо- и гидромашин, а также мероприятиями для их снижения. Рассмотрены вопросы акустической и вибрационной диагностики агрегатов и конструктивных элементов пневмо – и гидросистем. Дано описание аппаратуры для измерения акустических сигналов и вибрации, методов обработки сигналов, диагностических признаков для различных дефектов, возникающих в процессе эксплуатации.

Презентации курса лекций является учебно-теоретическим изданием, необходимым при изучении студентами дисциплин «Акустика пневмо- и гидромашин» в 10 семестре по специальности 150802.65 Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика (ФГОС-2, набор 2005-2008), «Основы виброакустики» в 9 семестре по специальности 150802.65 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (ФГОС-2, набор 2009), и дисциплины Основы виброакустики машин в семестре А по направлению 160700.68 Двигатели летательных аппаратов (ФГОС-3, код учебного плана 160700.1.68-2011-О-П-2г00м, магистерская программа «Мехатронные пневмогидравлические агрегаты и системы»).

Разработано на кафедре автоматических систем энергетических установок.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2011

СОДЕРЖАНИЕ

1.	Комплексное решение проблем виброакустики изделий машиностроения и аэрокосмической техники	4
2.	Введение в виброакустику. Основные определения и законы	37
3.	Шум и техника. Человек и шум. Основные нормативные документы.	51
4.	Источники акустического шума и вибрации в гидравлических и пневматических машинах, системах гидропневмоавтоматики	68
5.	Аэродинамические источники шума	100
6.	Пневматические глушители. Снижение шума технологического оборудования и инструмента	110
7.	Звукоизоляция и звукопоглощение	129
8.	Авиационная акустика	147
9.	Акустическая и вибрационная диагностика пневмо – и гидросистем	181

Комплексное решение проблем виброакустики изделий машиностроения и аэрокосмической техники

По материалам к докладу проф. Шахматов Е.В.
в российской академии наук
(апрель 2011 г.)

Виброакустика машин -

междисциплинарное направление в науке, изучающее

1)генерацию и распространение упругих колебаний в машинах в виде взаимодействующей совокупности

- пульсаций рабочей среды,
- вибрации механических элементов,
- излучаемого шума,

2)воздействие виброакустических процессов на работоспособность машин

Ведущие научные школы и учёные в области виброакустики

ГАНИЕВ РИВНЕР ФАЗЫЛОВИЧ
ИВАНОВ НИКОЛАЙ ИГОРЕВИЧ
ФРОЛОВ КОНСТАНТИН ВАСИЛЬЕВИЧ
КЛЮКИН ИГОРЬ ИВАНОВИЧ
КОЗЛОВ ДМИТРИЙ ИЛЬИЧ
КОЛЕСНИКОВ КОНСТАНТИН СЕРГЕЕВИЧ
КУЗНЕЦОВ НИКОЛАЙ ДМИТРИЕВИЧ
ЛУКАНИН ВАЛЕНТИН НИКОЛАЕВИЧ
МЕСХИ БЕСАРИОН ЧОХОЕВИЧ
МУНИН АНАТОЛИЙ ГРИГОРЬЕВИЧ
НИКИФОРОВ АЛЕКСЕЙ СЕРГЕЕВИЧ
ОСИПОВ ГЕОРГИЙ ЛЬВОВИЧ
СОЙФЕР АЛЕКСАНДР МИРОНОВИЧ
ТАРТАКОВСКИЙ БОРИС ДАВИДОВИЧ
ТОЛЬСКИЙ ВЛАДИМИР ЕВГЕНЬЕВИЧ
ХАЛЕЦКИЙ ЮРИЙ ДАНИИЛОВИЧ
ШОРИН ВЛАДИМИР ПАВЛОВИЧ
ЮДИН ЕВГЕНИЙ ЯКОВЛЕВИЧ
И ДР.



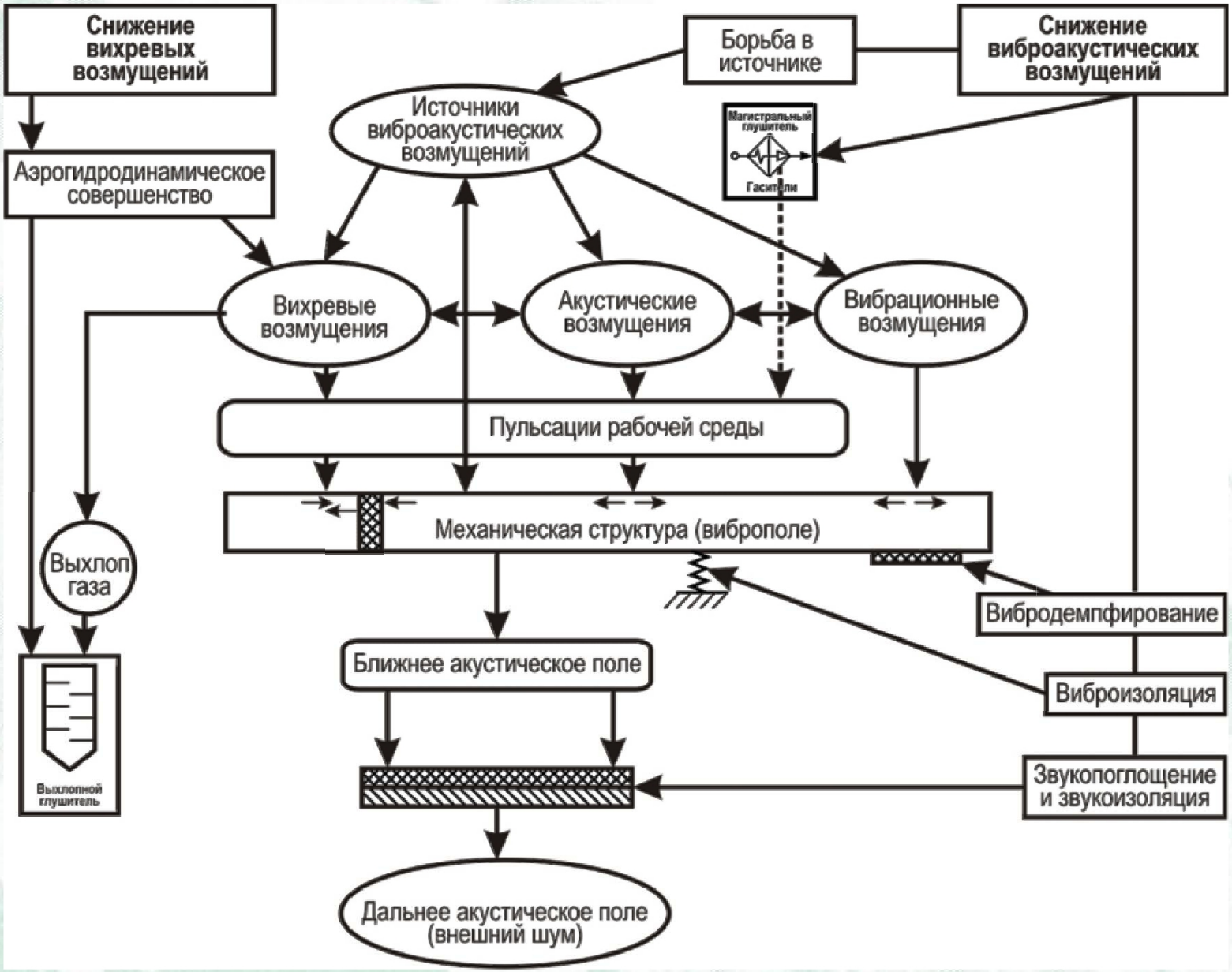
ЦАГИ
ЦЕНТРАЛЬНЫЙ АЭРОГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)

Решаемые задачи

- Обеспечение работоспособности машин в условиях виброакустических нагрузок
- Проектирование и разработка машин, обладающих низкой виброакустической нагруженностью, малошумных машин
- Снижение затрат (временных и материальных) на виброакустическую доводку машин
- Проектирование средств коррекции виброакустических характеристик машин
- Разработка методов и средств диагностики машин по виброакустическим полям
- Создание виброакустических технологий промывки и испытания гидравлических систем
- Разработка акустических бесконтактных методов и средств измерения пульсаций давления и вибраций изделий машиностроения и аэрокосмической техники

Комплексный подход к решению проблем виброакустики машин



Снижение виброакустических нагрузок в авиационных гидравлических и топливных системах



Насосные агрегаты



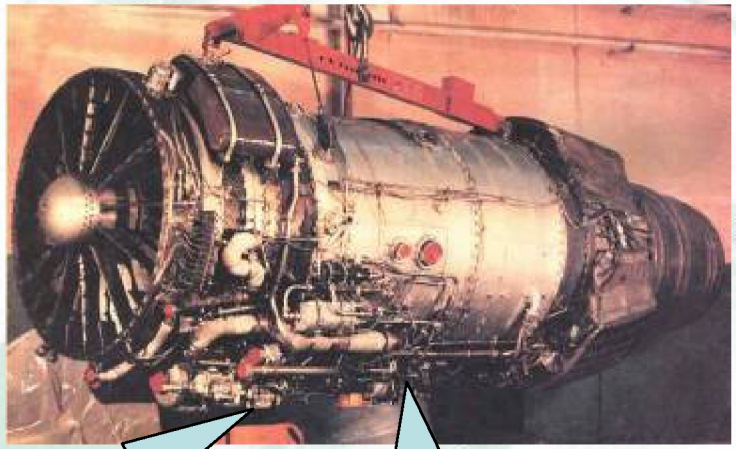
Гидро-механические системы самолетов

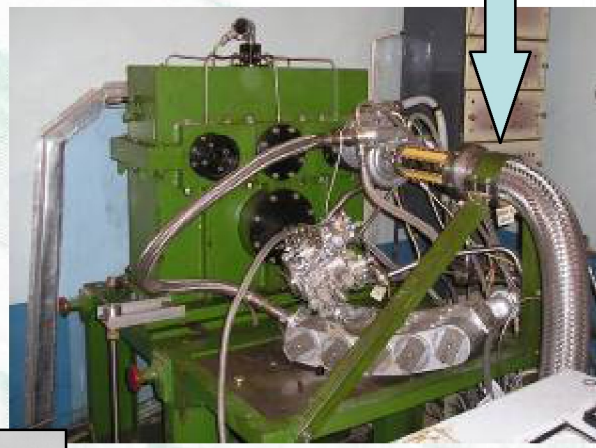




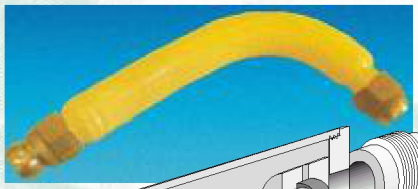
Вибродемпферы

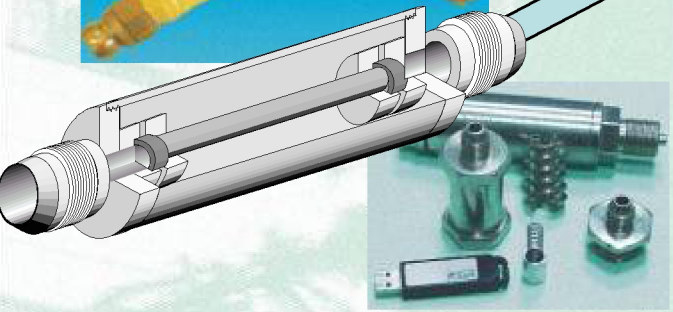
Системы топливопитания и регулирования двигателей НК





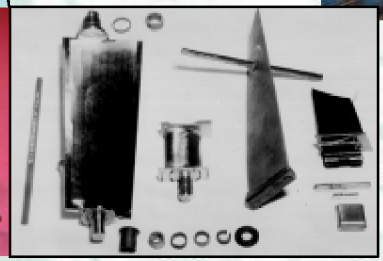
Гидролинии испытательных стендов и др.





Гасители колебаний давления

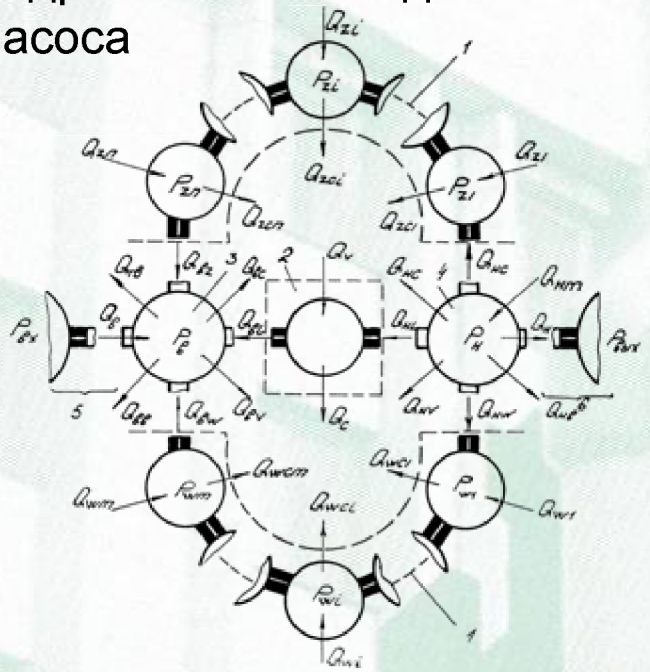




Виброизоляторы из МР

Структура взаимодействия динамических подсистем шестеренного насосного агрегата

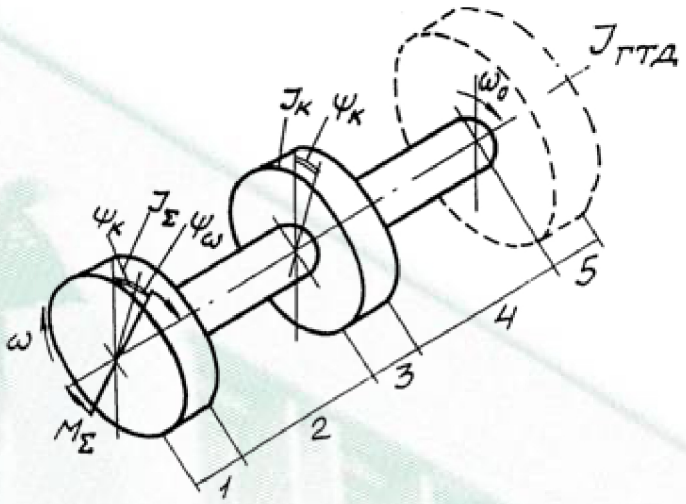
Гидравлическая подсистема насоса



Колебания момента $M\Delta p$

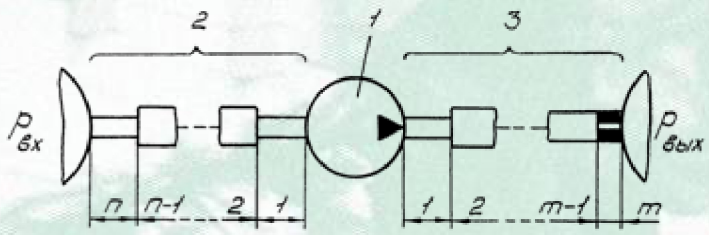
Колебания Частоты вращения

Механическая подсистема привода

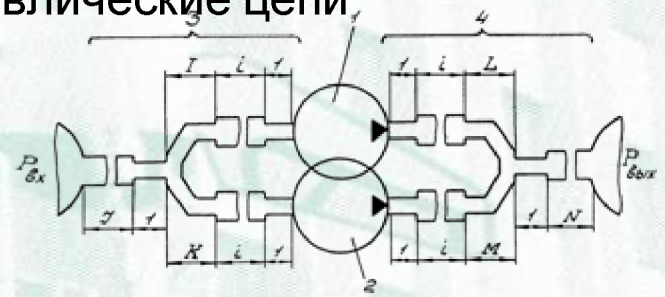


Граничные импедансы Zi

Присоединенные гидравлические цепи



Для одноблочного насоса



Для двублочного насоса

Математическое описание взаимодействия динамических подсистем шестеренного насосного агрегата

Гидравлическая подсистема насоса

$$Qв - Qтв - Qвv - Qвв - Qвс + Qвz + Qв1 + +Qвw = 0,$$
$$Qн - Qтн + Qнv - Qнн - Qнс + Qнz + Qн1 + +Qнw = 0$$

$$Q_{вс} = \frac{\pi r_y (P_в - P_c)}{G\mu (R_i - r_y)}\left[(h_{zв} - h_o)^3 + (h_{wв} - h_o)^3\right]\frac{\varphi_в}{2\pi}$$

$$Q_{нс} = \frac{\pi r_y (P_н - P_c)}{G\mu (R_i - r_y)}\left[(h_{zн} - h_o)^3 + (h_{wн} - h_o)^3\right]\frac{\varphi_н}{2\pi}$$

Поперечные колебания шестерен

Колебания момента

Колебания частоты вращения

Механическая подсистема поперечных колебаний шестерен

$$m\frac{d^2H_X}{dt^2} + K\frac{dH_X}{dt} + cH_X = \sum_{i=1}^{i=z}\left(\frac{2\pi R_{нb} b}{Z} P_i \cos\Theta_i\right) + F_N \sin\alpha$$

$$m\frac{d^2H_Y}{dt^2} + K\frac{dH_Y}{dt} + cH_Y = \sum_{i=1}^{i=z}\left(\frac{2\pi R_{нb} b}{Z} P_i \sin\Theta_i\right) + F_N \cos\alpha$$

Механическая подсистема привода

$$I_\Sigma \frac{d^2\Psi_й}{dt^2} + K_\Sigma \frac{d\Psi_й}{dt} + C_\Sigma(\Psi_й - \Psi_K) = M_\Sigma,$$

$$I_K \frac{d^2\Psi_K}{dt^2} + K_K \frac{d\Psi_K}{dt} + C_K\Psi_K = C_\Sigma(\Psi_й - \Psi_K),$$

$$M = M\Delta p + Mmp + Mp$$

$$M_{\Delta p} = \frac{1}{2} b (P_н - P_в)(R_e^2 - R_i^2)$$

$$M_{\square p} = \frac{1}{2}(R_e + r_y) P_k S_k f \pm \frac{x}{|x|} R_N f_N F_N \sin(\alpha - \beta) + \frac{4\pi}{Z} R_e^3 \text{‰} r\mu \sum_{i=1}^{i=z} \frac{1}{h_i},$$

Граничные импедансы Zi

Присоединенные гидравлические цепи

$$Q_{i+1} = Q_i,$$
$$P_{i+1} = P_i - R_i Q_i - L_i \frac{dQ_i}{dt},$$
-трубопровод

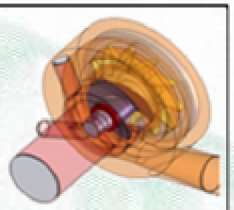
$$P_{i+1} = P_i,$$
$$Q_{i+1} = Q_i - C_i \frac{dP_i}{dt},$$
-емкость

$$Q_{i+1} = Q_i,$$
$$P_{i+1} = P_i - R_i Q_i,$$
-дроссель

Моделирование акустико-вихревого резонанса

3-х мерная геометрическая модель ШЦС, параметры режима

Вихревые возмущения



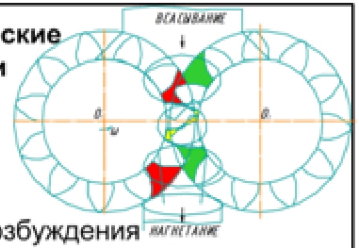
Геометрическая модель шнека

Резонансные возбуждения

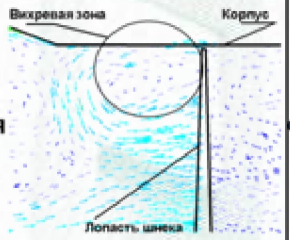


Виброакустические характеристики

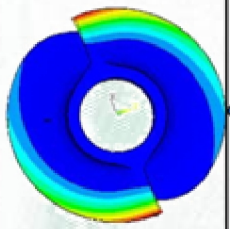
Акустические возбуждения



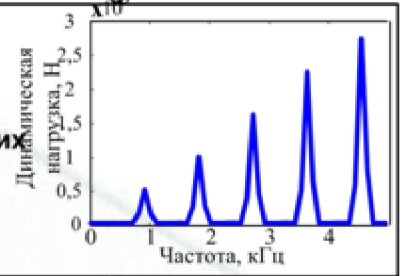
Структура концевого вихря лопасти



Собственные частоты и формы колебаний шнека



Модель акустических колебаний



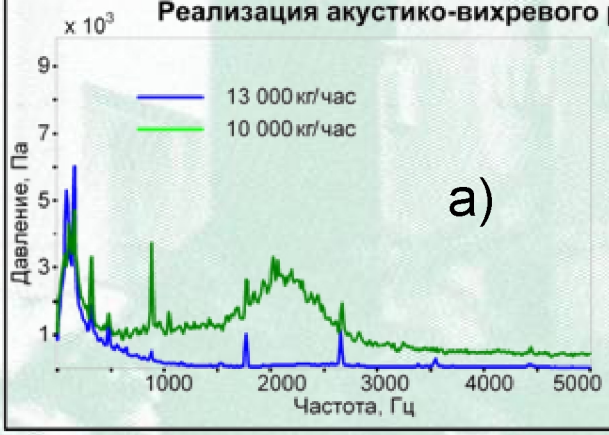
1 частота срыва концевого вихря

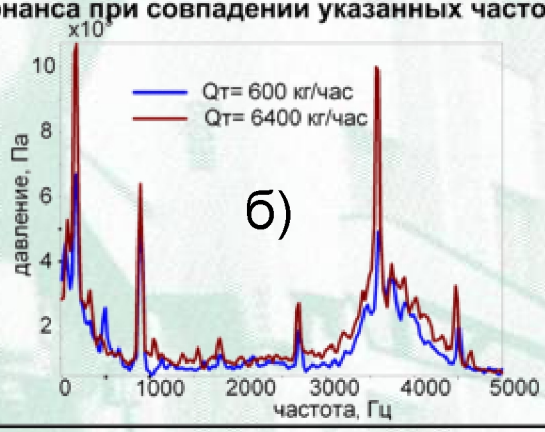
$$f = \frac{v \cdot Sh}{l_k}$$

2 частота собственных колебаний шнека

3 частота акустического воздействия на шнек

Реализация акустико-вихревого резонанса при совпадении указанных частот



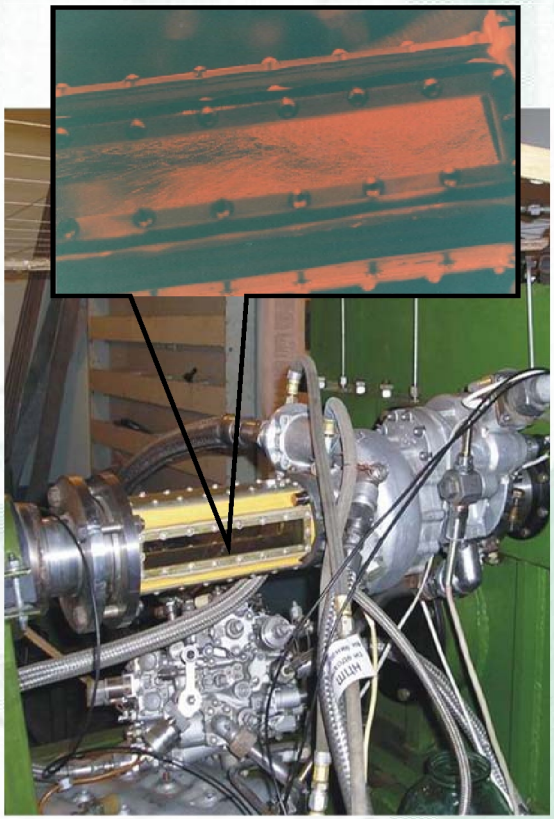


а) *При совпадении 2 и 3 частоты*

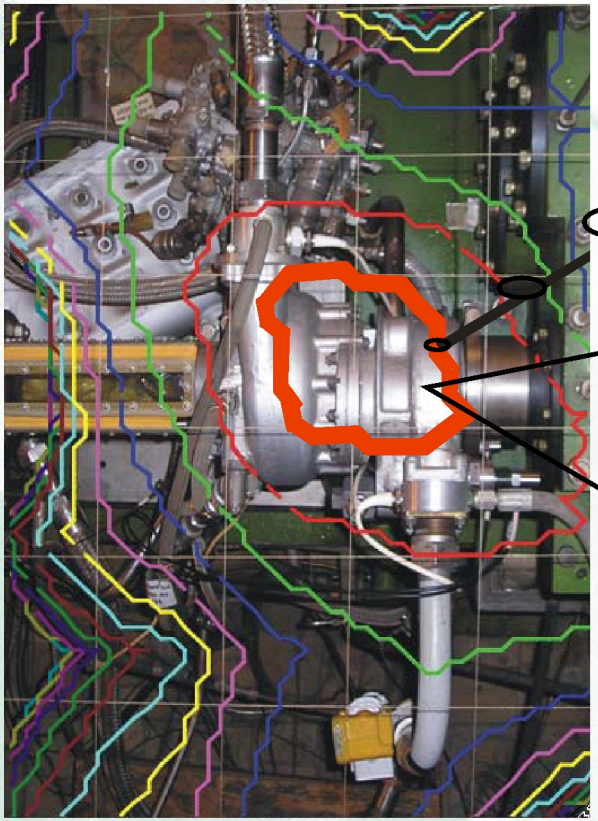
б) *При совпадении 1, 2 и 3 частоты*

Пульсации в шнековом преднасосе

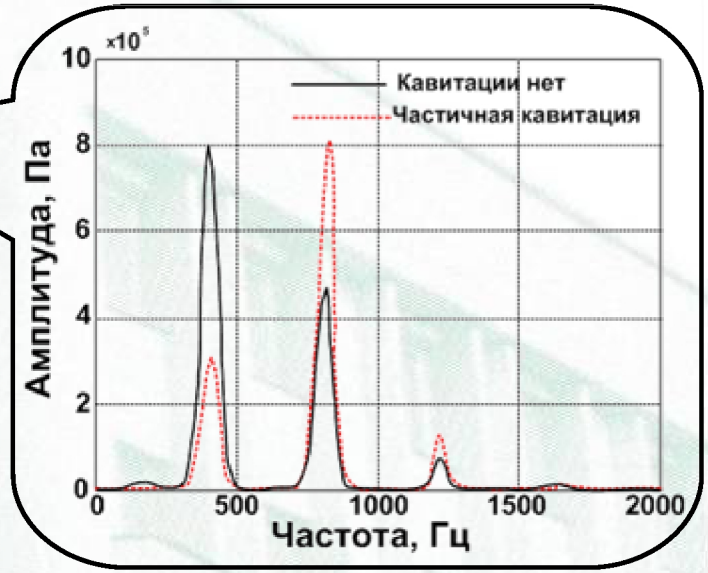
Разработка комплексного метода исследования динамических процессов авиационных топливных насосов



Визуализация структуры течения на входе в насос



Карта акустической интенсивности на режиме частичной кавитации

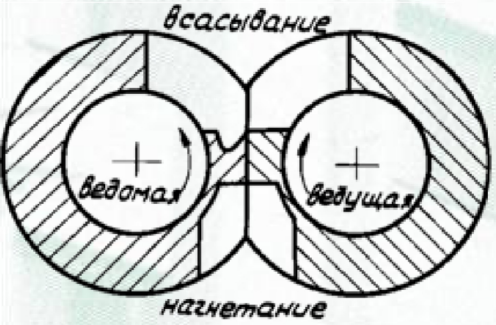


Спектр пульсаций давления (диагностический признак кавитации - соотношение амплитуд 1 и 2 гармоники)

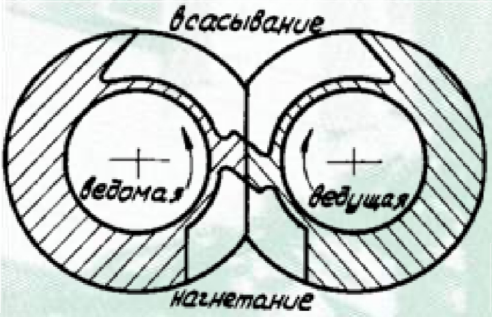
Снижение виброакустических нагрузок в двублочном насосе двигателя Д18-Т



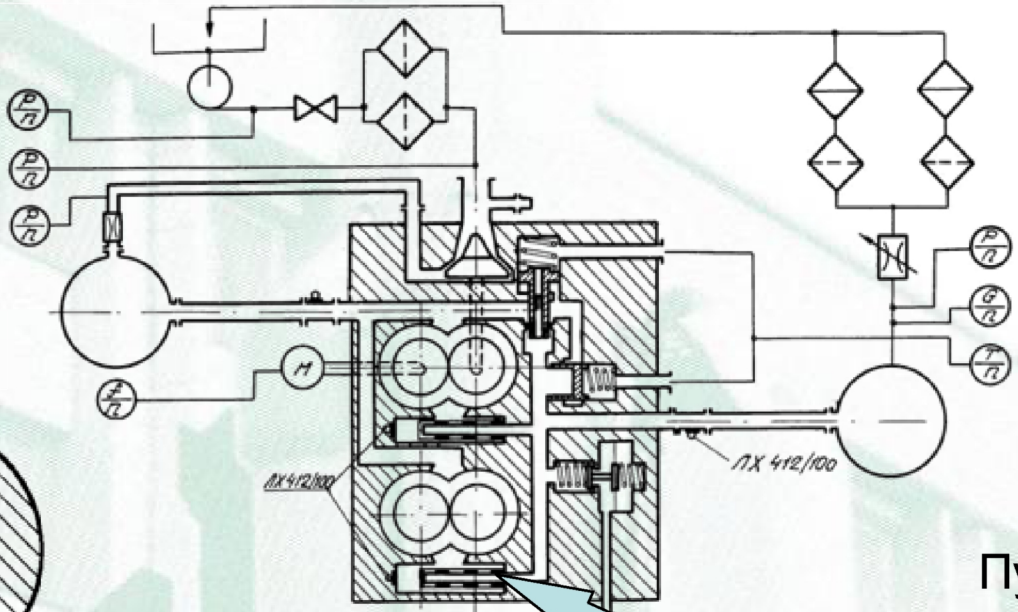
Насос 4016Т

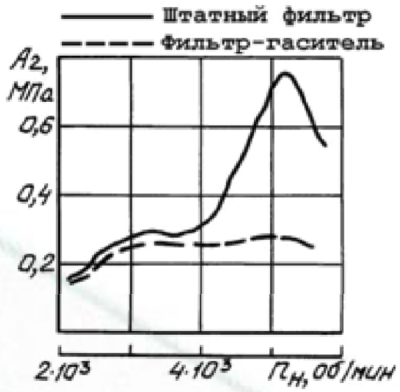


I вариант канавок

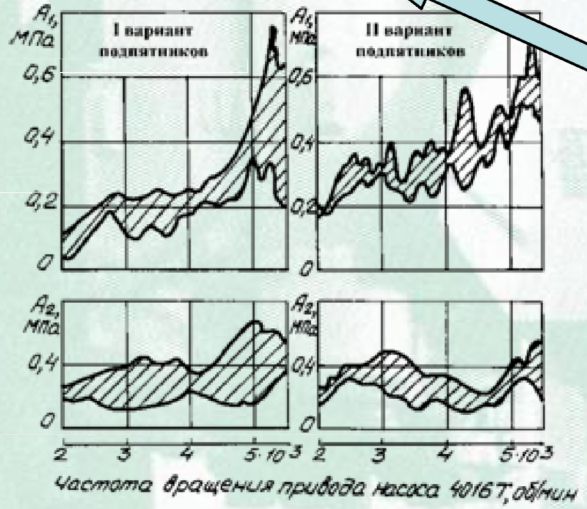


II вариант канавок

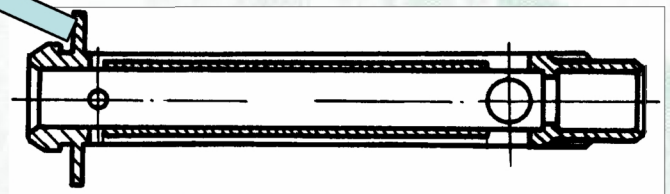




Пульсации давления на выходе из насоса

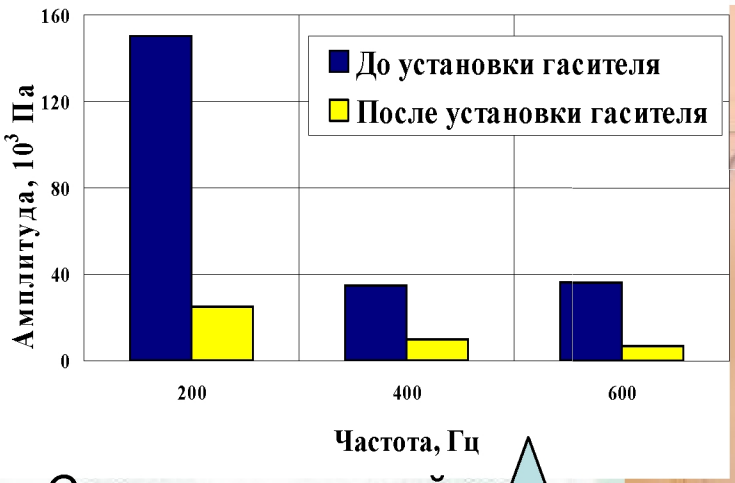


Пульсации давления

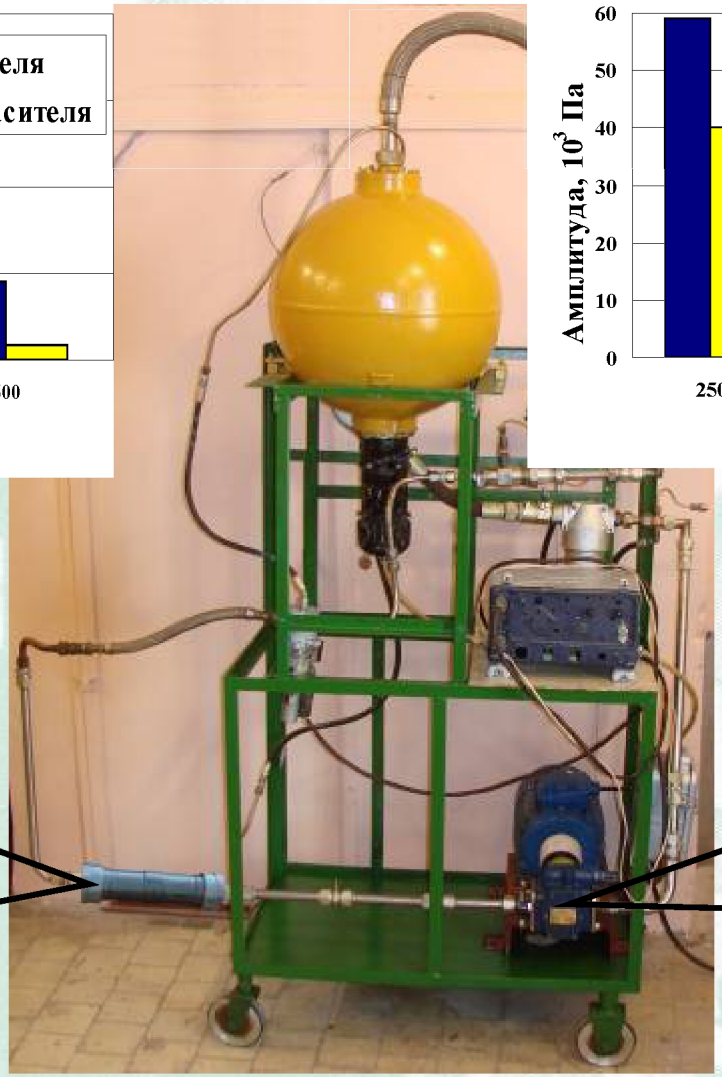


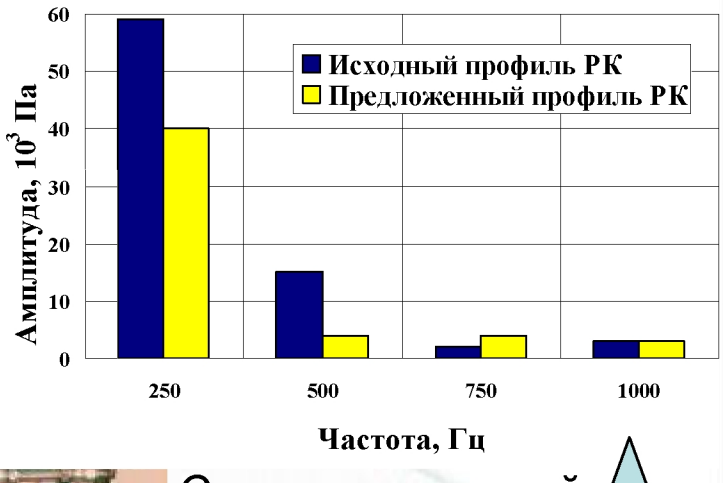
Конструктивная схема встроенного в гидравлический фильтр гасителя

Стенд для исследования виброакустических процессов в шестеренных насосах



Спектр пульсаций давления





Спектр пульсаций давления



Гаситель пульсаций давления

Внешний вид стендовой установки

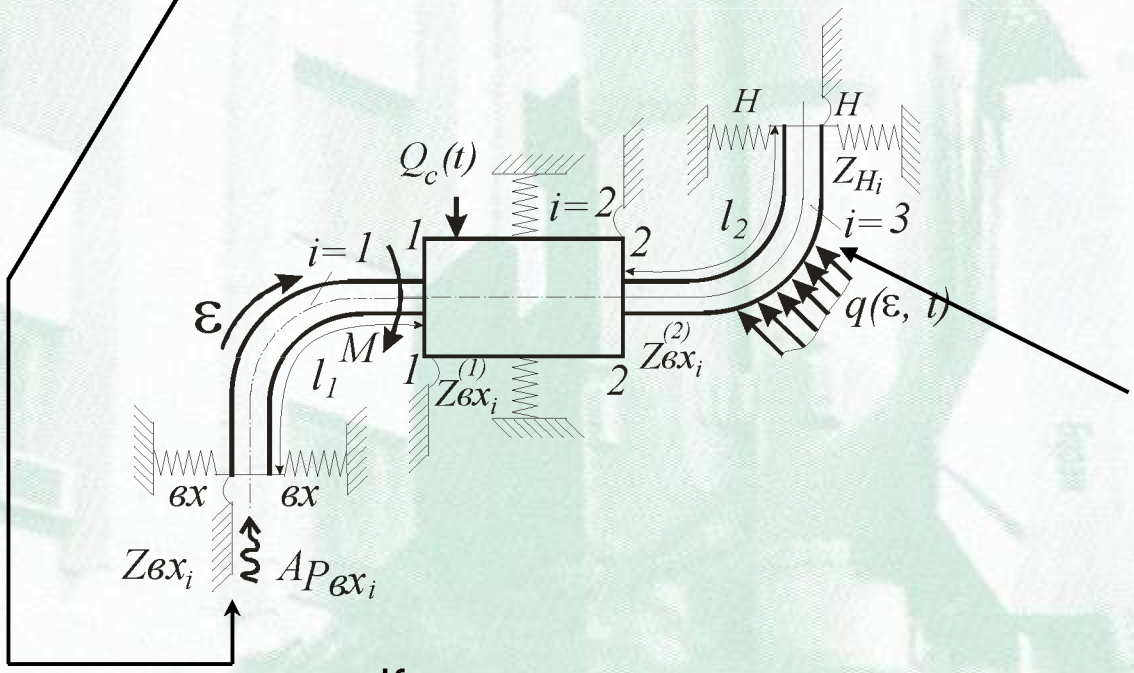


Разгрузочные канавки

Моделирование динамики трубопроводов с пульсирующим потоком жидкости

Акустические процессы в жидкости

$$\begin{cases} n\left(\frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2}+w\frac{\partial^2 u}{\partial \tau \partial \varepsilon}+\frac{\partial w}{\partial \tau}\left(\bar{e}_1+\left(\frac{\partial u}{\partial \varepsilon}\right)_2\bar{e}_2+\left(\frac{\partial u}{\partial \varepsilon}\right)_3\bar{e}_3\right)+w\frac{\partial w}{\partial \varepsilon}\left(\bar{e}_1+\left(\frac{\partial u}{\partial \varepsilon}\right)_2\bar{e}_2+\left(\frac{\partial u}{\partial \varepsilon}\right)_3\bar{e}_3\right)\right)=-\frac{\partial(p\bar{e}_1)}{\partial \varepsilon}+\gamma_2-\bar{f} \\ \frac{\partial p}{\partial \tau}=-B_{mp}\frac{\partial w}{\partial \varepsilon} \end{cases}$$



Взаимодействие гидравлической и механической подсистем

$$\bar{f}=f_1\bar{e}_1+f_2\bar{e}_2+f_3\bar{e}_3$$

Механическая подсистема

$$\begin{cases} M=A(\chi-\chi_0)+M_0 \\ \frac{\partial \omega}{\partial \varepsilon}-\frac{\partial \chi}{\partial \tau}=\omega\times\chi \\ \frac{\partial u}{\partial \varepsilon}=\bar{e}_1-\bar{e}_{10} \\ \frac{\partial M}{\partial \varepsilon}+e_1\times\bar{Q}'_б+\mu+\sum_{i=1}^{m}\bar{M}_{ci}\delta(\varepsilon-\varepsilon_i)=0 \\ \frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2}=\frac{\partial \bar{Q}'}{\partial \varepsilon}+q+\bar{f}+\gamma_1 \end{cases}$$

Краевые условия

<u>для гидравлической подсистемы</u>

$$p,w=f(\tau)$$

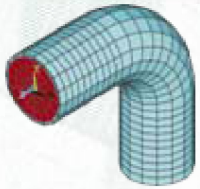
<u>для механической подсистемы</u>

$$u_i,\varphi_i,\Delta M_i,\Delta Q_i=f(\xi,\tau)$$

<u>Условие применимости модели</u>

$$F(l,d,f)\le[F]$$

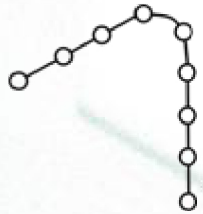
Методика конечно-элементного моделирования виброакустических характеристик трубопроводов с пульсирующим потоком жидкости



SOLID

CAE- система ANSYS

Полная конечно-элементная модель трубопровода содержит сотни тысяч конечных элементов, описывающих оболочку трубопровода (SOLID) и жидкость (FLUID)



Разработанный конечный элемент

Полная конечно-элементная модель содержит около 100 одномерных конечных элементов, учитывающих виброакустическое взаимодействие оболочки трубопровода и жидкости

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{E_{x,j}} & -\frac{\nu_{xy,j}}{E_{x,j}} & -\frac{\nu_{xz,j}}{E_{z,j}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{xy,j}}{E_{x,j}} & \frac{1}{E_{y,j}} & -\frac{\nu_{yz,j}}{E_{z,j}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{xz,j}}{E_{z,j}} & -\frac{\nu_{yz,j}}{E_{z,j}} & \frac{1}{E_{z,j}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{xy,j}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \square^0_{11,j} & \square^0_{21,j} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \square^0_{12,j} & \square^0_{22,j} \end{bmatrix}$$

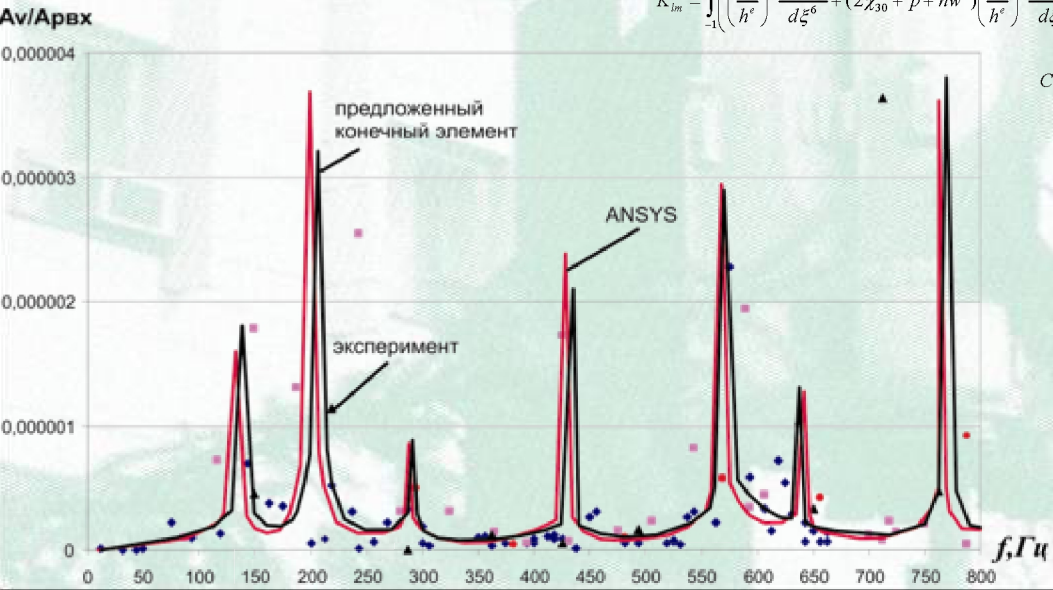
FLUID

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{K} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{S} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{S} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{S} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{B} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{B} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{B} \end{bmatrix}$$

Разработанный конечный элемент

$$\begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & M_{13} & M_{14} & M_{15} & M_{16} & M_{17} \\ M_{21} & M_{22} & M_{23} & M_{24} & M_{25} & M_{26} & M_{27} \\ M_{31} & M_{32} & M_{33} & M_{34} & M_{35} & M_{36} & M_{37} \\ M_{41} & M_{42} & M_{43} & M_{44} & M_{45} & M_{46} & M_{47} \\ M_{51} & M_{52} & M_{53} & M_{54} & M_{55} & M_{56} & M_{57} \\ M_{61} & M_{62} & M_{63} & M_{64} & M_{65} & M_{66} & M_{67} \\ M_{71} & M_{72} & M_{73} & M_{74} & M_{75} & M_{76} & M_{77} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \frac{d^2(u_1)_1}{d\tau^2} \\ \frac{d^2(u_1)_2}{d\tau^2} \\ \frac{d^2(u_1)_3}{d\tau^2} \\ \frac{d^2(u_1)_4}{d\tau^2} \\ \frac{d^2(u_1)_5}{d\tau^2} \\ \frac{d^2(u_1)_6}{d\tau^2} \\ \frac{d^2(u_1)_7}{d\tau^2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} & C_{17} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} & C_{27} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} & C_{37} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{45} & C_{46} & C_{47} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} & C_{57} \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} & C_{67} \\ C_{71} & C_{72} & C_{73} & C_{74} & C_{75} & C_{76} & C_{77} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \frac{d(u_1)_1}{d\tau} \\ \frac{d(u_1)_2}{d\tau} \\ \frac{d(u_1)_3}{d\tau} \\ \frac{d(u_1)_4}{d\tau} \\ \frac{d(u_1)_5}{d\tau} \\ \frac{d(u_1)_6}{d\tau} \\ \frac{d(u_1)_7}{d\tau} \end{bmatrix} +$$

$$K^e_{lm} = \int_{-1}^{1} \left(\left(\frac{2}{h^e}\right)^5 \frac{d^6 N_m}{d\xi^6} + (2\chi_{30}^2 + p + nw^2) \left(\frac{2}{h^e}\right)^3 \frac{d^4 N_m}{d\xi^4} + (\chi_{30}^2 + p + mw^2)\chi_{30}^2 \left(\frac{2}{h^e}\right) \frac{d^2 N_m}{d\xi^2} \right) N_l d\xi$$



$$C^e_{lm} = \int_{-1}^{1} mw \left(\left(\frac{2}{h^e}\right)^2 \frac{d^3 N_m}{d\xi^3} + \chi_{30}^2 \frac{dN_m}{d\xi} \right) N_l d\xi$$

$$M^e_{lm} = \int_{-1}^{1} \left(\frac{2}{h^e} \frac{d^2 N_m}{d\xi^2} - \chi_{30}^2 \frac{h^e}{2} N_m \right) N_l d\xi$$

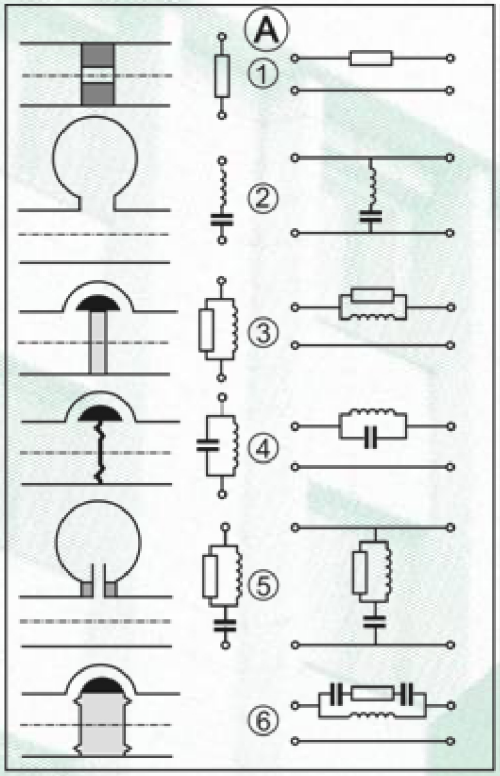
$$f^e_l = \int_{-1}^{1} n\chi_{30}^2 \left(\frac{\partial w}{\partial \tau} - w \frac{\partial w}{\partial \varepsilon} \right) \frac{h^e}{2} N_l d\xi$$

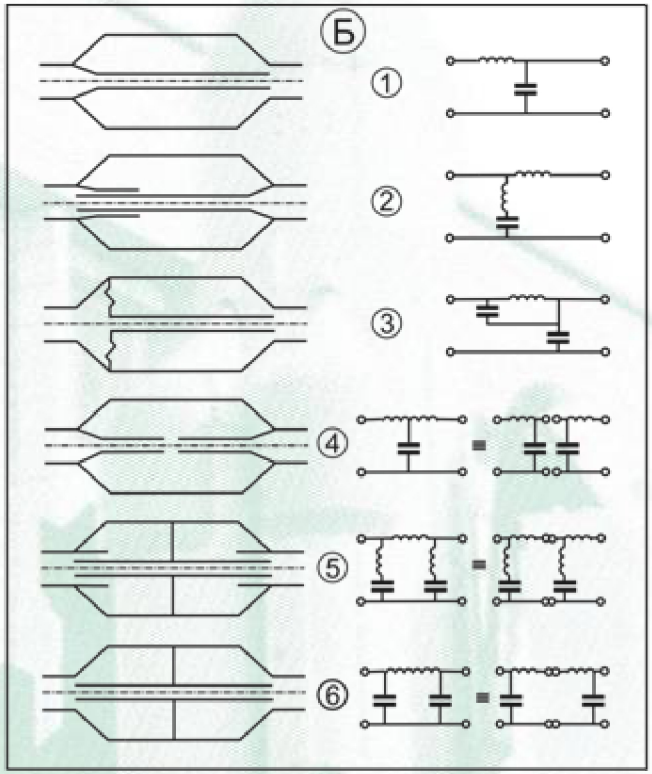
$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} & K_{15} & K_{16} & K_{17} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} & K_{25} & K_{26} & K_{27} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} & K_{35} & K_{36} & K_{37} \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} & K_{45} & K_{46} & K_{47} \\ K_{51} & K_{52} & K_{53} & K_{54} & K_{55} & K_{56} & K_{57} \\ K_{61} & K_{62} & K_{63} & K_{64} & K_{65} & K_{66} & K_{67} \\ K_{71} & K_{72} & K_{73} & K_{74} & K_{75} & K_{76} & K_{77} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} (u_1)_1 \\ (u_1)_2 \\ (u_1)_3 \\ (u_1)_4 \\ (u_1)_5 \\ (u_1)_6 \\ (u_1)_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \\ f_6 \\ f_7 \end{bmatrix}$$

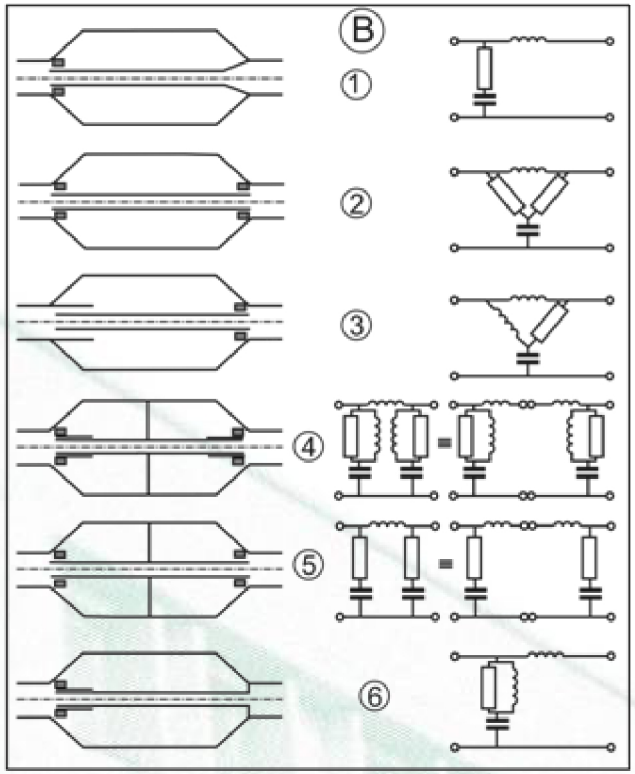
Преимущества:

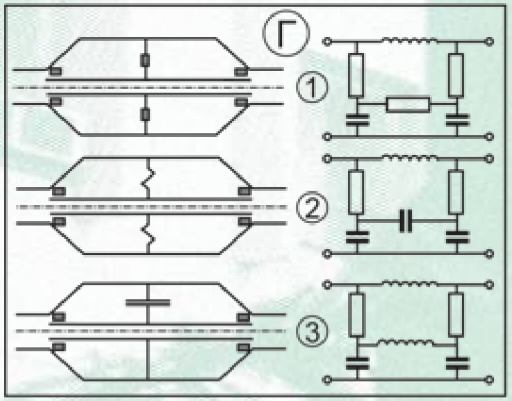
1) сокращение числа элементов более чем в 1000 раз (простота построения геометрической модели, генерация сетки конечных элементов);
2) сокращение вычислительной трудоемкости более чем в 1000 раз при сохранении точности вычислений

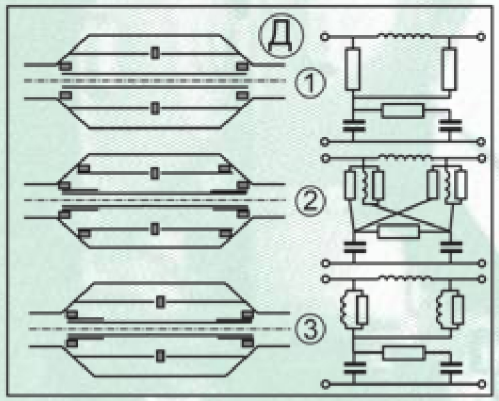
Классификация гасителей колебаний жидкости











А – простейшие гасители;
Б – Г, П и Т-образные реактивные гасители (четырехполюсники);
В – гасители с элементами активного сопротивления;
Г – комбинация структур гасителей блоков А, Б и В;
Д – развитие структур гасителей в радиальном направлении.

Алгоритм проектирования гасителя колебаний

Ограничения на параметры гасителя

по габаритам $\Gamma \le [\Gamma]$

по заданным гидравлическим потерям $\Delta P_г \le [\Delta P_г]$

Исходные данные:
Динамические характеристики гидромеханической системы

Динамические характеристики гидромеханической подсистемы:
$Z_н, Z_{нi}, l_i, d_{вн i}$

Динамические характеристики механической подсистемы:
$d_{нi}, d_{вн i}, C_i, x_i, \bar{a}(s)$

Предварительный расчет виброакустических характеристик системы

Определение потребного увеличениязапаса прочности вносимогозатухания и потребного снижения уровня вибрации

Выбор места установки гасителя

Выбор схемы гасителя

Установление оптимального соотношения акустических характеристик

Расчет конструктивных параметров $V, L_{ГК}, S_{ГК}$

Профилирование проточного канала

Расчет вносимого затухания и коэффициента бегущей волны

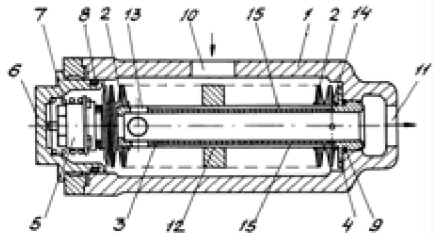
Проверочный расчет виброакустических характеристик системы

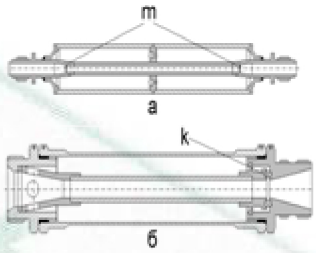
Расчет прочности корпуса гасителя и других элементов

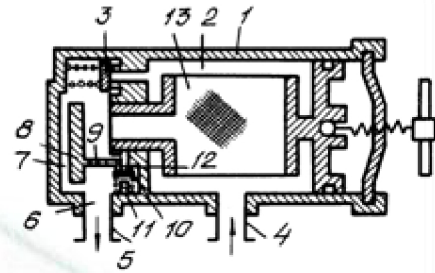
Разработка конструкции гасителя

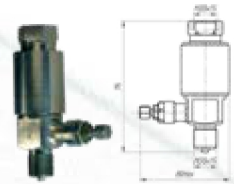
Библиотека унифицированных конструктивных решений

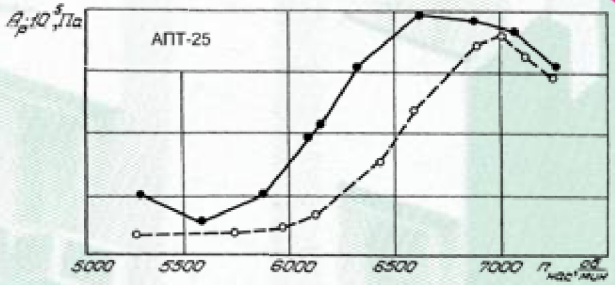
Техническая документация на гаситель

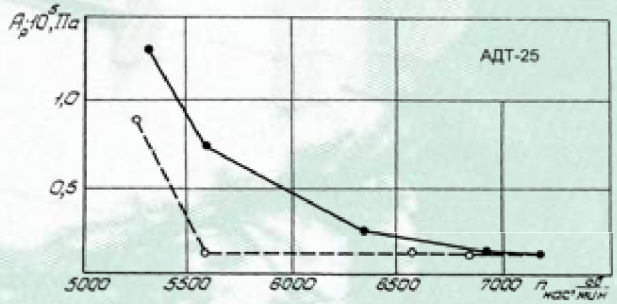








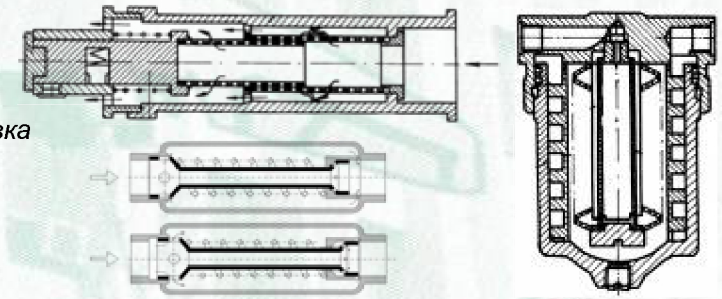




Зависимость амплитуды основной гармоники колебаний от частоты вращения привода насоса НД-25 в магистралях топливопитания ГТД

——— - *штатная компоновка*

– – – – - *с гасителем*



Виброзащитные системы изделий на базе упругопористого материала «металлорезина»



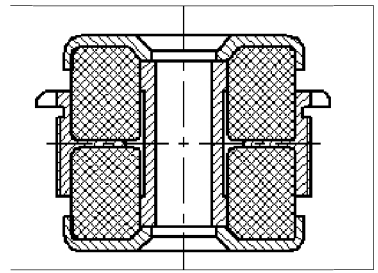
Свойства

- Высокая стойкость в агрессивных средах
- Широкий диапазон температуры (20…500 К)
- Пористость
- Высокая упругость
- Диссипация энергии деформации
- Сохраняемость до 25 лет

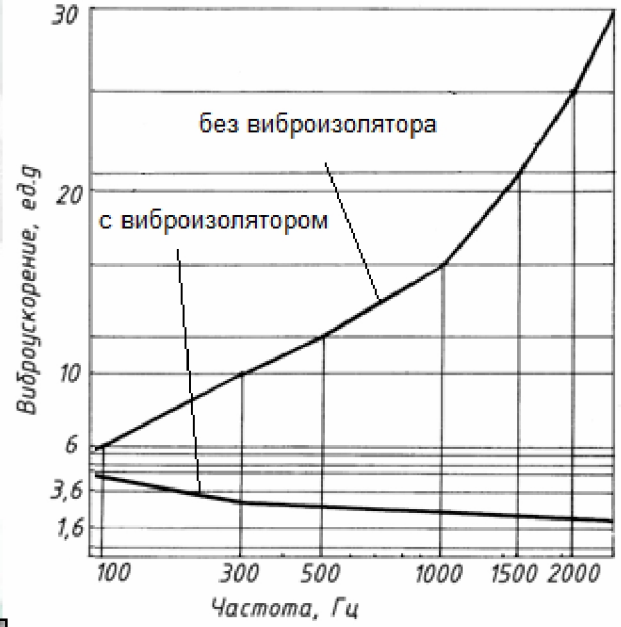
- ОАО "Моторостроитель", г. Самара
- ОАО "СНТК им. Н.Д. Кузнецова", г. Самара
- ОАО "А. Люлька - Сатурн", г. Москва

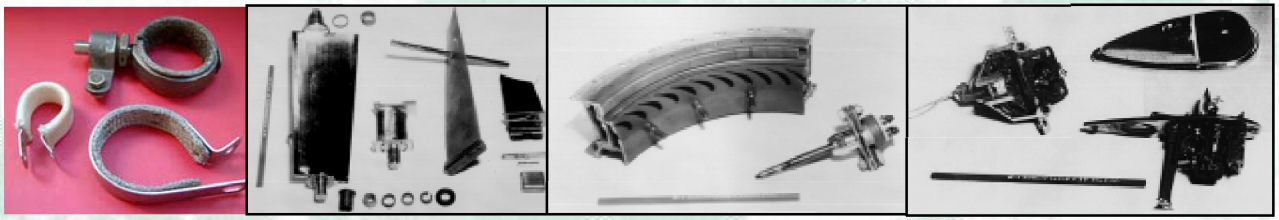






- ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс», г. Самара
- КБЭМ, г. Химки Московской области
- ГКНПЦ им. М.В.Хруничева, г. Москва
- «Фазотрон», г. Москва
- МЗ «Арсенал», г. Санкт-Петербург
- НИИТМ, г. Санкт-Петербург
- НИИКП, г. Санкт-Петербург





Эффективность работы виброизолятора для защиты приборов ракеты-носителя в рабочем диапазоне частот от 100 до 2500 Гц

Применение виброизоляторов из МР в изделиях машиностроения











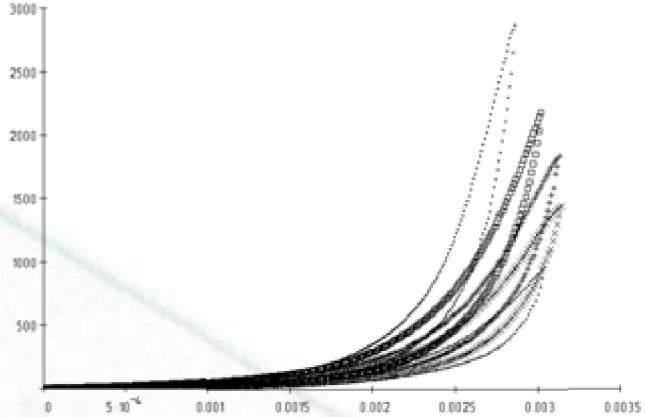


- Внедрены на Брянском машиностроительном заводе, планируется внедрение виброизоляторов для тепловозов ТЭМ21, ТЭМ25А, а также на «Газотурбовозе»
- Система виброзащиты бортового компьютера (Путевые машины, НЦ «Путеец», г. Новосибирск)
- Виброизоляторы приборов системы наведения танков, внедрены на Красногорском заводе им. Зверева

Стендовый комплекс для определения нагрузочных и динамических характеристик виброизоляторов

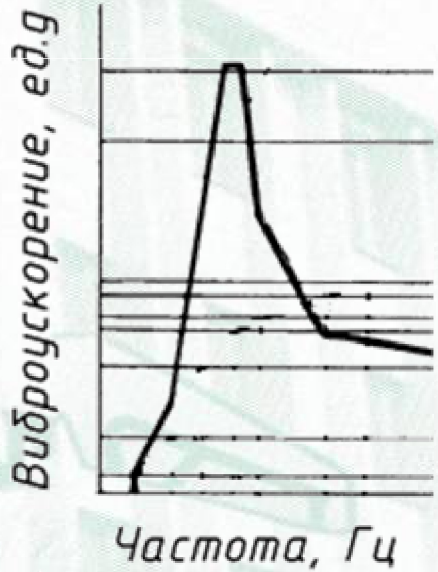






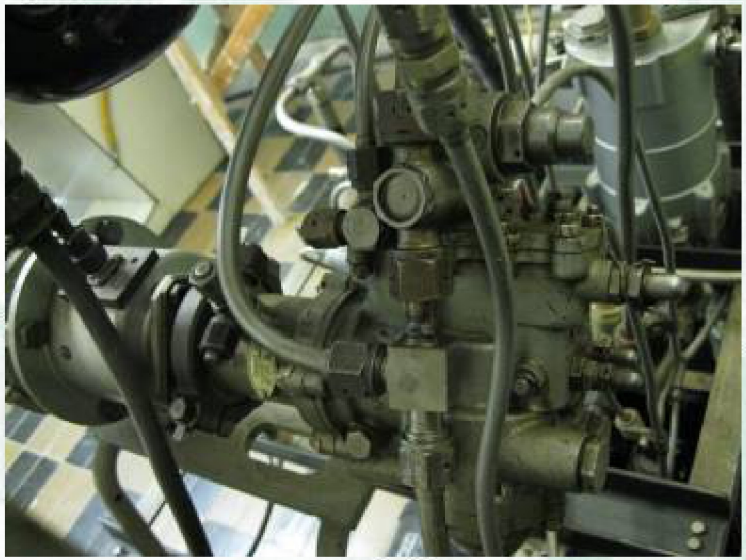
Экспериментальная установка для определения нагрузочных характеристик виброизоляторов из материала МР





Установка для определения резонансных характеристик виброизоляторов

Устранение автоколебаний и обеспечение устойчивости в авиационных системах топливной автоматики



Внешний вид датчика приведенных оборотов ДПО

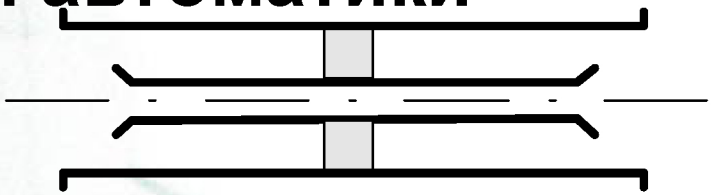
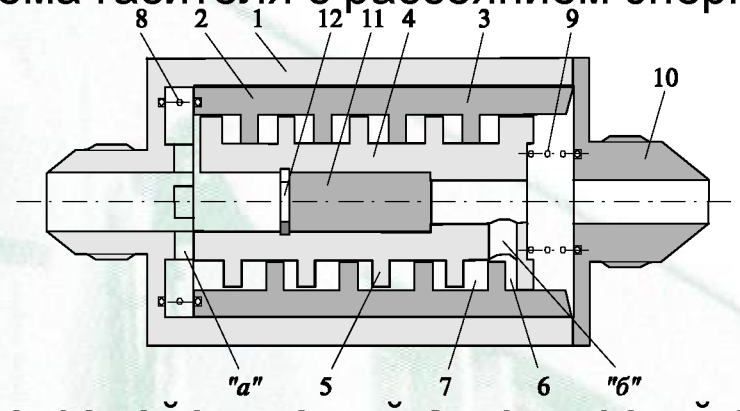
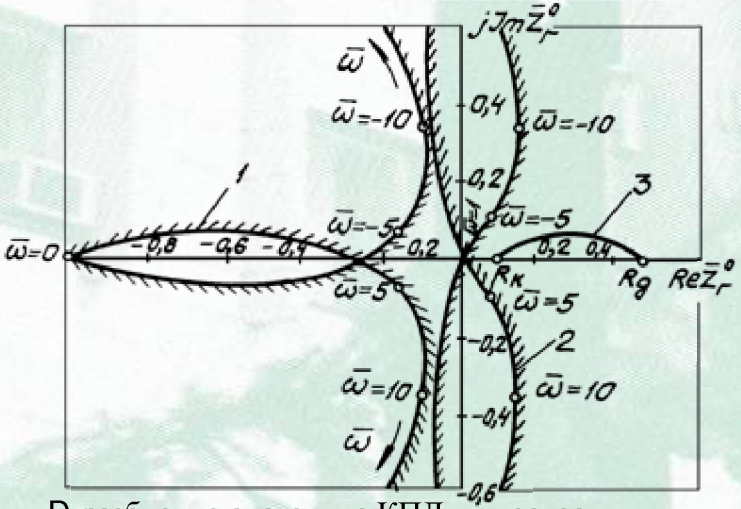


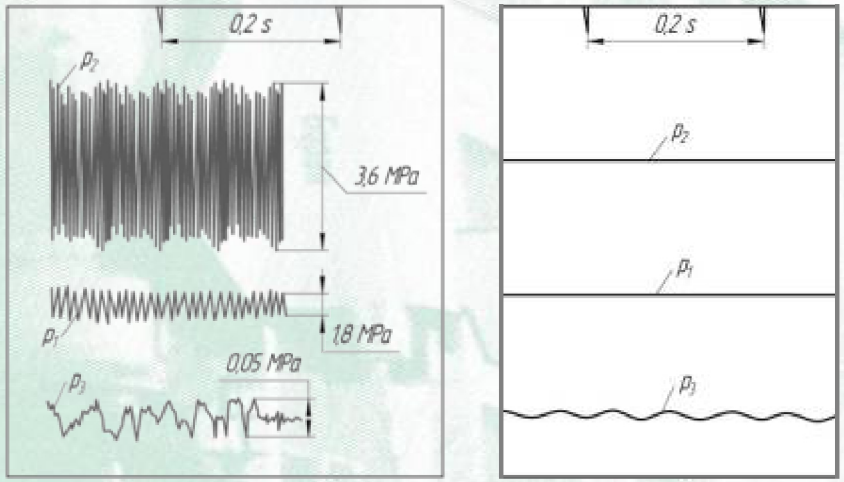
Схема гасителя с рассеянием энергии



Быстродействующий акустический фильтр

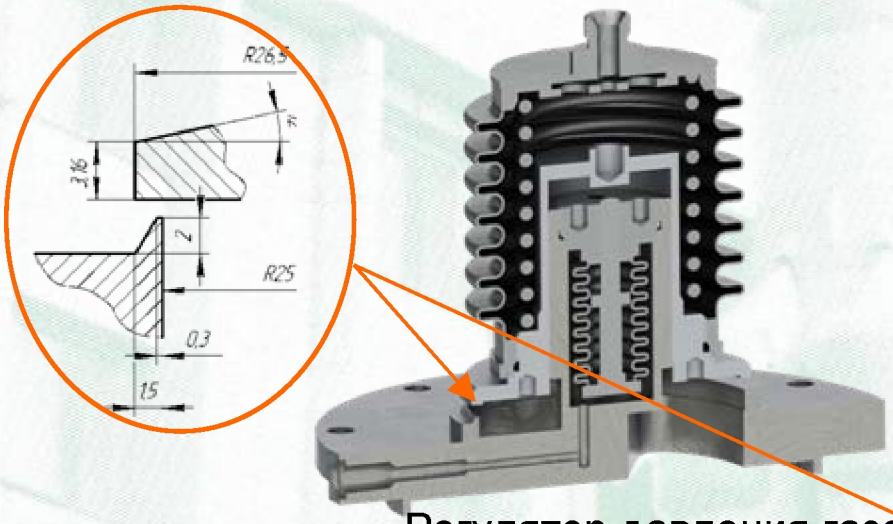


D-разбиение системы с КПД в плоскости импеданса корректирующего устройства



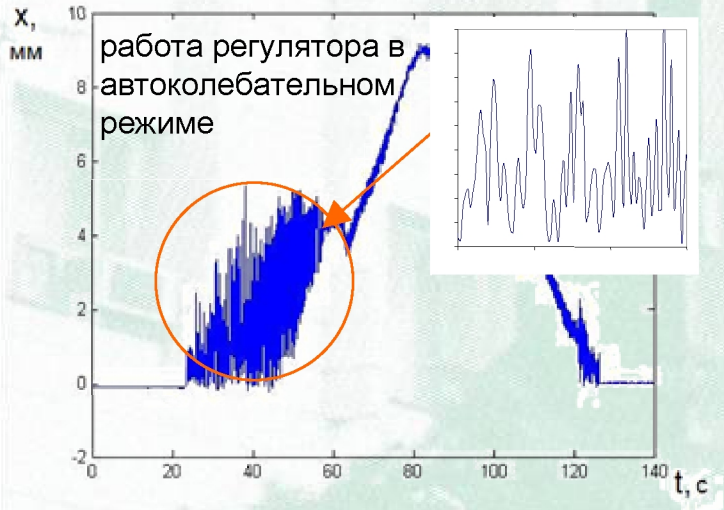
Пульсации давления с гасителем без гасителя

Устранение автоколебаний регулятора давления при доводке на испытательном стенде

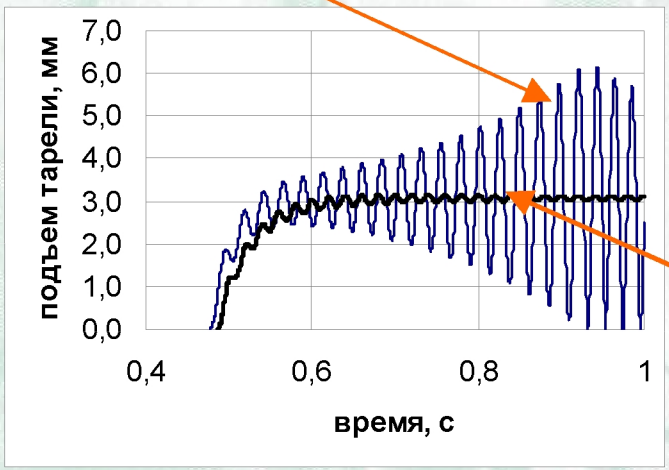


Регулятор давления газа

- Потеря устойчивости и автоколебания при срабатывании регулятора давления газа
- Снижение давления настройки регулятора давления
- Сильные надиры в парах трения
- Высокие виброперегрузки
- Высокие амплитуды колебаний давления газа в ёмкости и трубопроводах, усиливающиеся на резонансных частотах

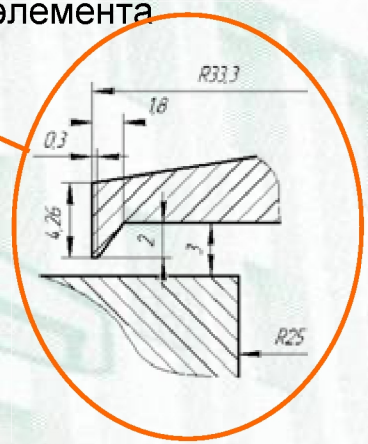


Результаты экспериментальных исследований устойчивости регулятора

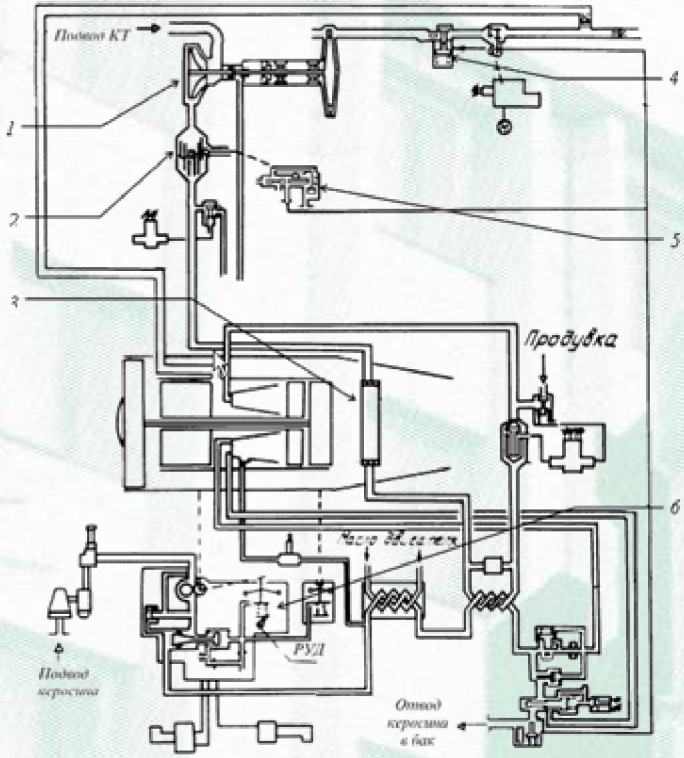


Результаты математического моделирования работы регулятора

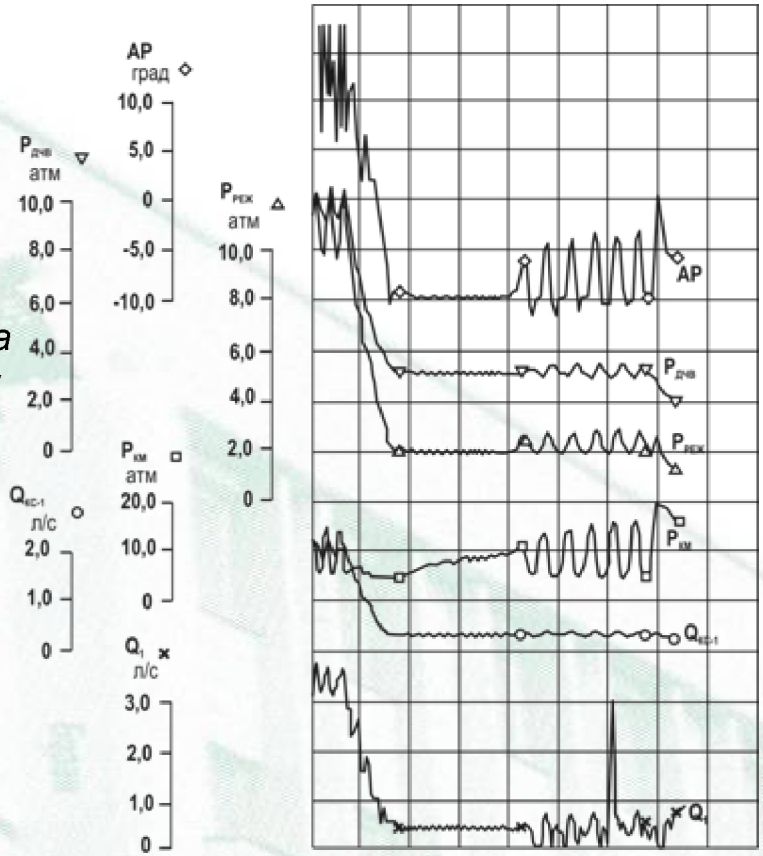
Новая конструкция запорно-регулирующего элемента



Исследование проблемы низкочастотной неустойчивости ГТД на криогенном топливе



1 — ТНА;
2 — регулятор расхода;
3 — теплообменник;
4 — воздушный дроссель;
5 — агрегат привода регулятора расхода;
6 — регулятор керосинового контура.



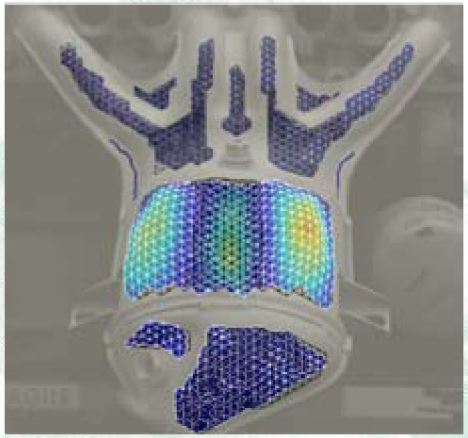
Открытая схема с турбонасосной подачей КТ, управлением при помощи регулятора расхода в жидкостной линии и воздушного дросселя

Осциллограмма испытаний двигателя

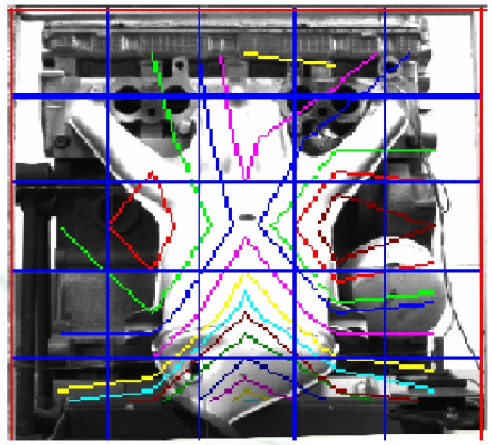
Исследование взаимосвязи вибрации и акустических полей изделий машиностроения



Катколлектор двигателя ВАЗ-21124



Сканированное поле вибрации

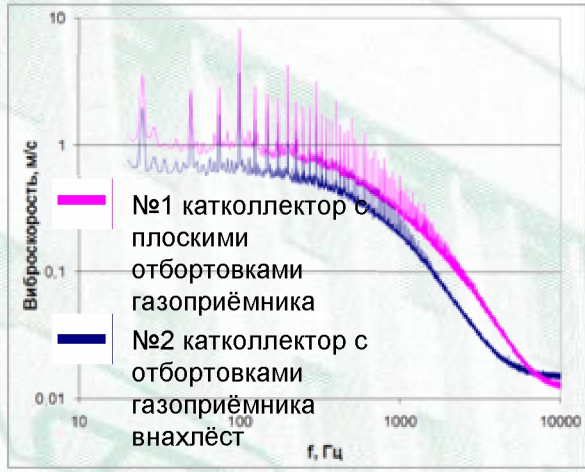


Сканированное поле интенсивности звука

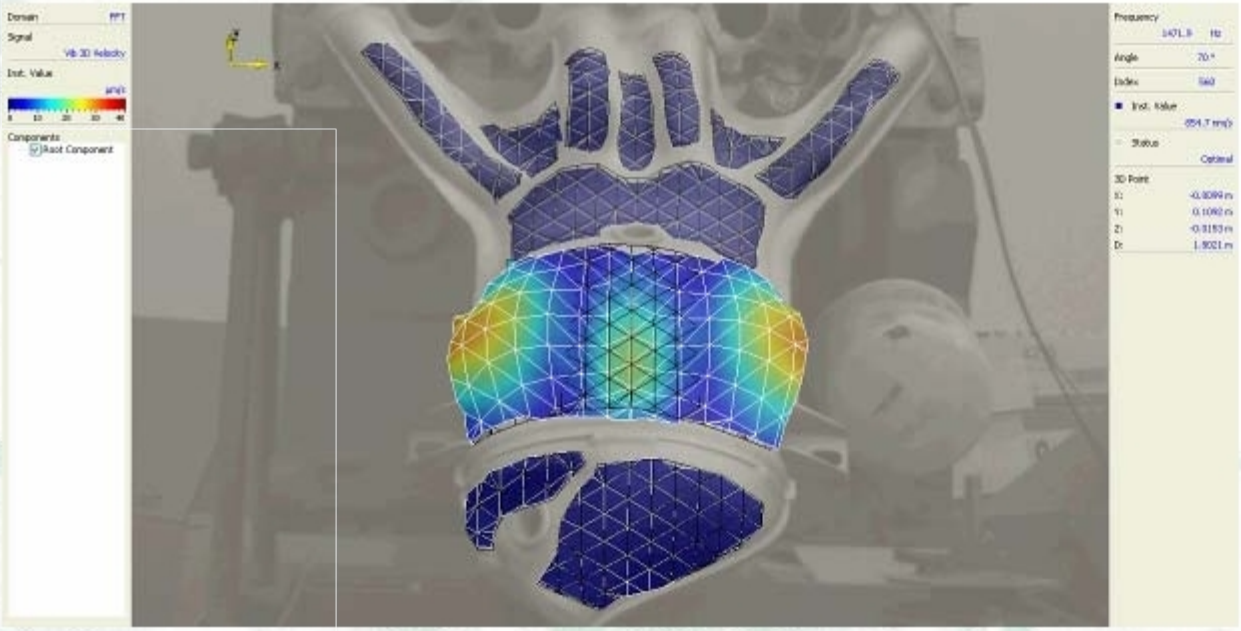


Комплекс дистанционного 3-D виброметрирования



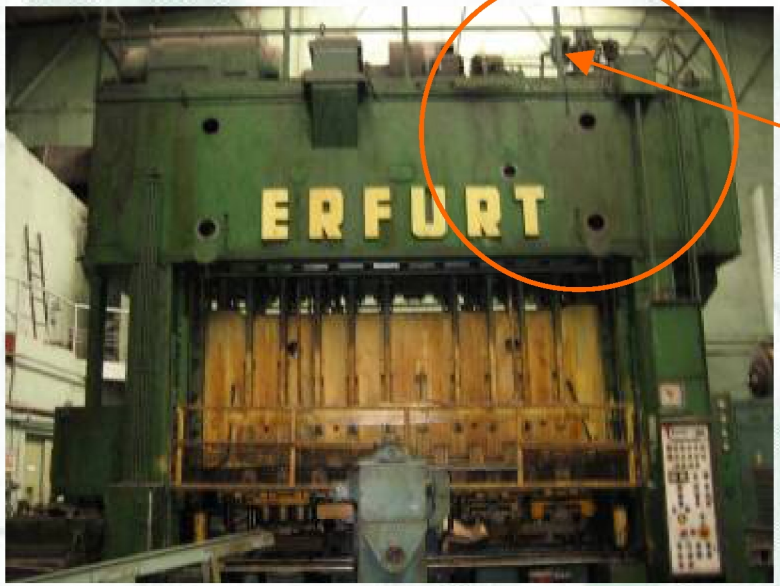


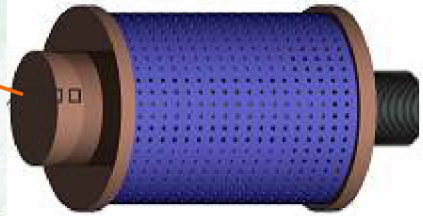
Корреляция параметров вибрации каталитического коллектора и излучаемого им шума


Domain
FFT
Signal
Vib 3D Velocity
Inst. Value
Components
Root Component
Frequency
Angle
Index
Inst. Value
Status
3D Point

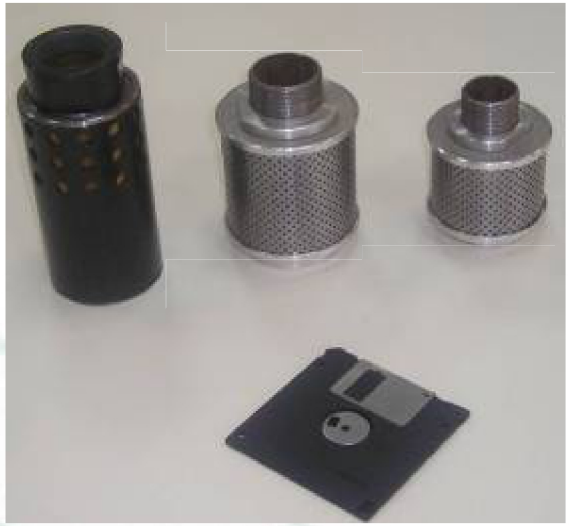

Domain
FFT
Signal
Vib 3D Velocity
Inst. Value
Components
Root Component
Frequency
Angle
Index
Inst. Value
Status
3D Point

Снижение шума технологического оборудования





Применение пневмоглушителей для кузнечно-прессового и металлургического производства



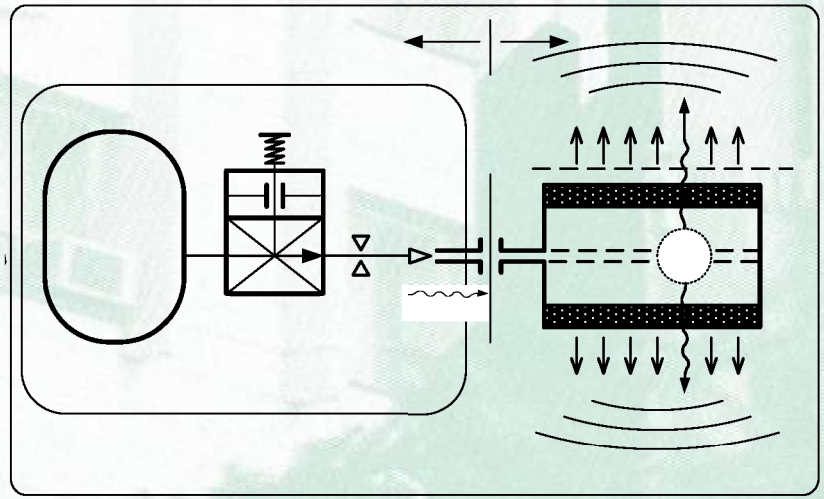
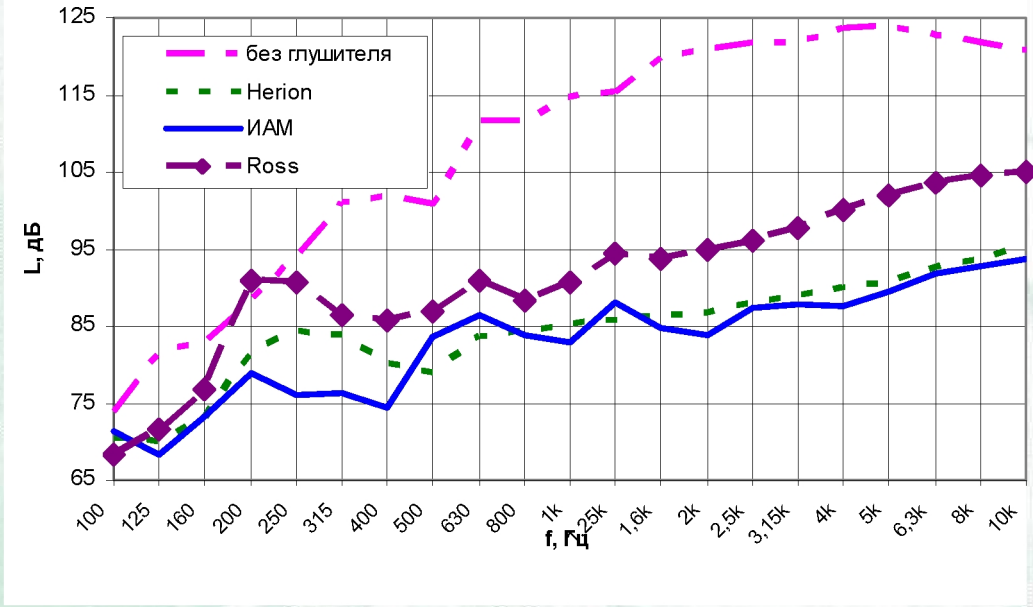


Схема действия пневмоглушителя



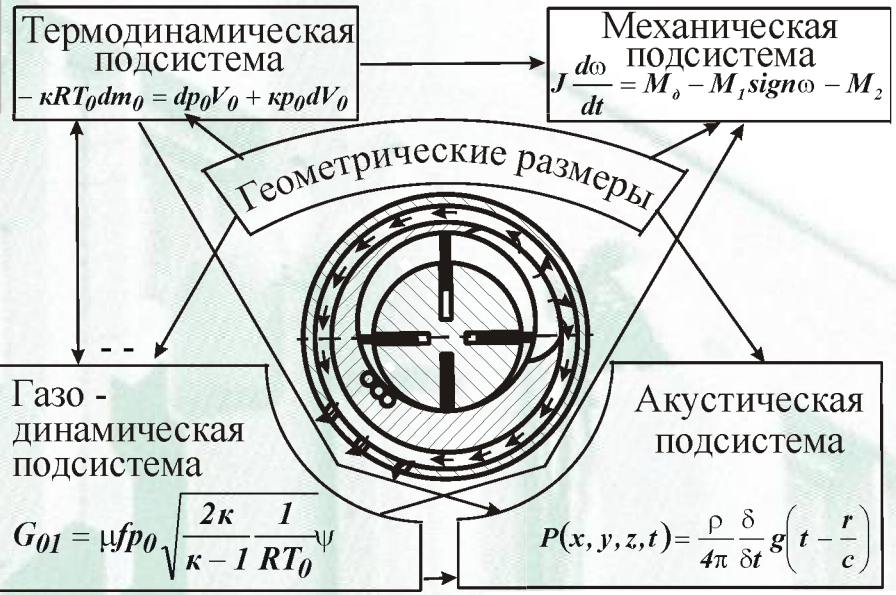
Акустическая эффективность пневмоглушителя ИАМ

Снижение пульсаций давления, вибрации и шума ручного механизированного инструмента



Мероприятия:

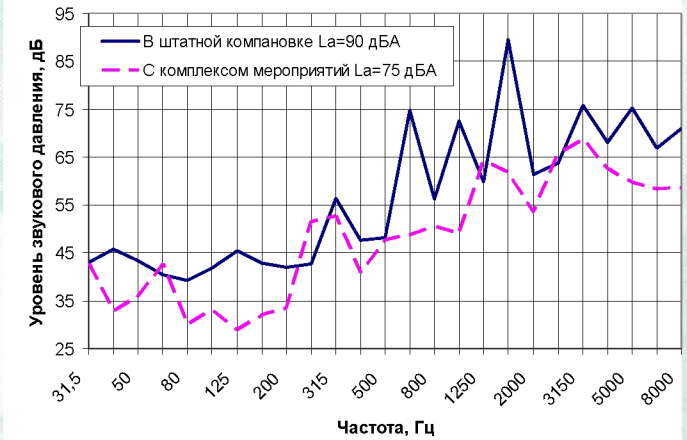
1) Разработка новой конструкции статора;
2) Установка глушителя шума выхлопа из МР
3) Облицовка корпусной детали вокруг статора материалом МР



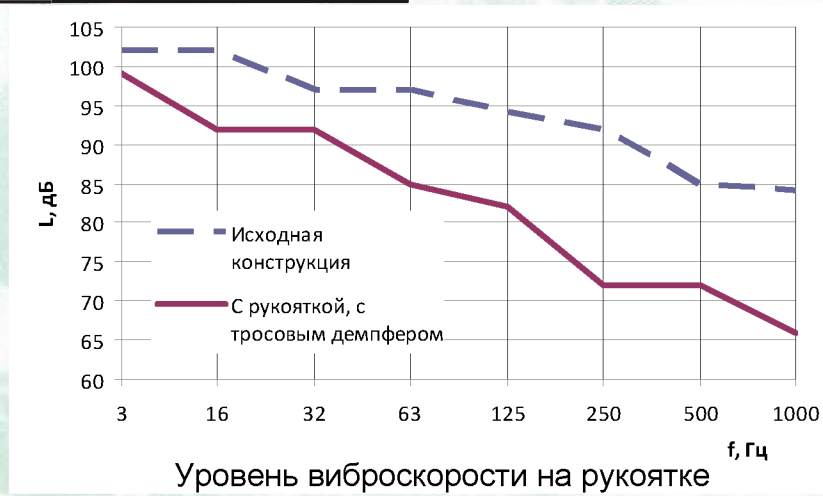


Мероприятия:

1) Установка тросового демпфера между подшипником и корпусом электрогай-ковёрта;
2) Разработка конструкции виброгасящей рукоятки с применением сетчатого демпфера



Третьоктавные спектры шума, излучаемые работающим пневмогайковертом.



Уровень виброскорости на рукоятке пневмошлифовальной машины ПШТ-2

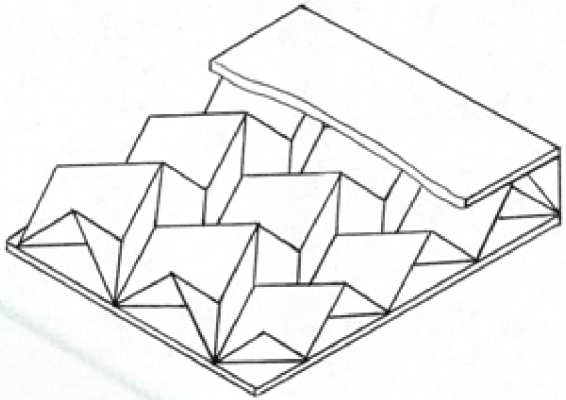
Исследование акустической эффективности гасителей пульсаций давления в заглушенной камере



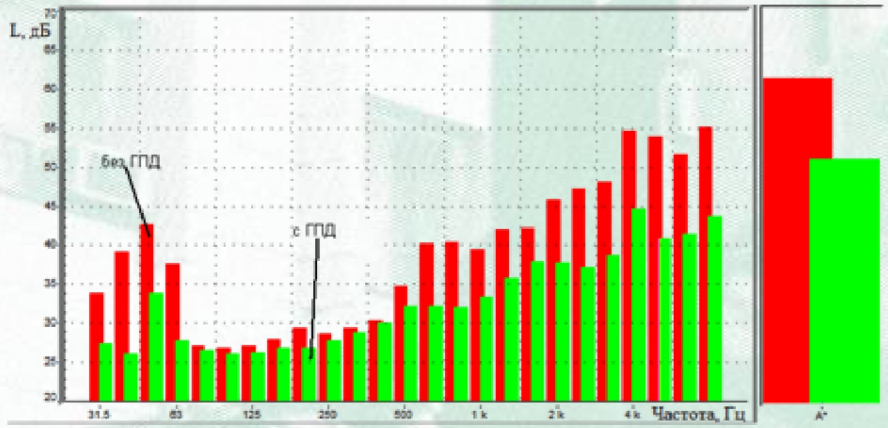
Внешний вид заглушенной камеры



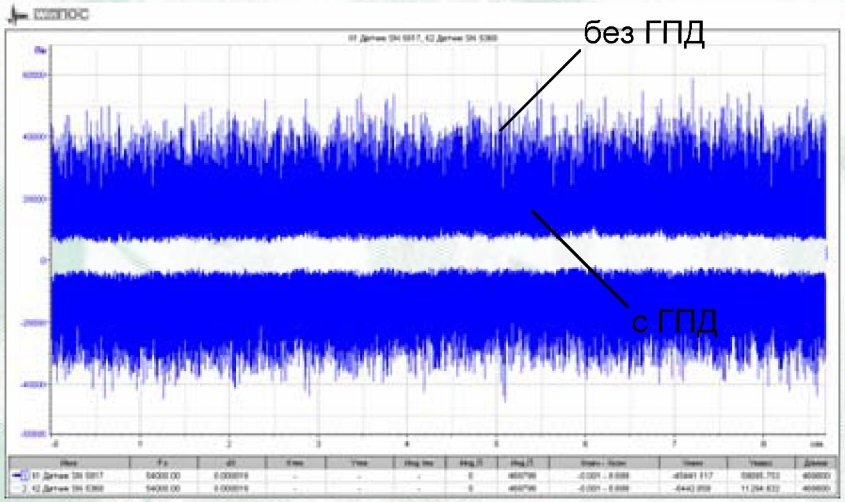
Воздушный редуктор с гасителем пульсаций давления (ГПД)



Звукоизолирующая конструкция со складчатым заполнителем Z-гофр



Акустическая эффективность ГПД



Пульсации давления в пневматической системе за регулятором давления

Создание гидродинамических технологий испытаний и обеспечения работоспособности гидравлических систем

ПРОЦЕССЫ ИСПЫТАНИЙ

Ускоренные эквивалентные испытания корпусных гидроагрегатов, трубопроводов и их элементов

Испытания гидрошлангов, трубопроводов и фитингов в сборе импульсами давления

Испытания насосов и гидромоторов

ДОСТИГАЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ:

- **Сокращение длительности испытаний в 20…100 раз**
- **Снижение затрачиваемой мощности в 3…5 раз**
- **Повышение достоверности результатов**

ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ РАБОТ:

- АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ
- РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА
- СОЗДАНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ
- ОБУЧЕНИЕ ПЕРСОНАЛА

ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ БАЗА:

Испытательный комплекс на базе гидравлических стендов:

- Мощность ……..500 кВт;
- Рабочие жидкости….минеральные и синтетические жидкости;
- Давление ……до 32 МПа;
- Частота вращения……6000 об/мин

ПРОЦЕССЫ ОЧИСТКИ

Очистка трубопроводных систем, гидроагрегатов и гидроцилиндров изделий

Очистка низконапорных магистралей изделий

Гидромеханическая очистка трубопроводов

ДОСТИГАЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ:

- **Сокращение длительности очистки в 2…3 раза**
- **Повышение числа удаляемых загрязнений в 2…3 раза**
- **Снижение затрачиваемой мощности в 1,5…2 раза**

Стендовое оборудование



РАЗРАБОТАННЫЕ СТАНДАРТЫ

- Межгосударственный стандарт ГОСТ 31246-2004 “Чистота промышленная. Метод очистки гидромеханический трубопроводов газовых и жидкостных систем машин и механизмов от загрязнений”;
- Межгосударственный стандарт ГОСТ 31303-2006 “Чистота промышленная. Метод очистки гидродинамический газовых и жидкостных систем машин и механизмов от загрязнителей”.
- Стандарт Российской Федерации “Гидропневмооборудование. Метод ускоренных испытаний на прочность”.

Акустические зонды с корректирующими элементами для измерения вибрации и пульсаций давления в проточной части ГТД



Акустические зонды с корректирующими элементами

Область применения:
Двигателестроение
Назначение: Измерение пульсаций давления в условиях повышенных температур рабочей среды и ограниченности пространства под установку датчиков в проточной части газотурбинного двигателя при его экспериментальной доводке и испытаниях других энергетических установок

Основные характеристики:

Среднее давление, МПа	до 4
Амплитуда пульсаций, кПа	5…50
Диапазон частот, Гц	до 2000
Диапазон температур, 0С	до 300
Длина импульсной трубки, м	0,2…1,0
Масса, кг	до 0,6
Габариты, м (DxL)	0,025x0,7

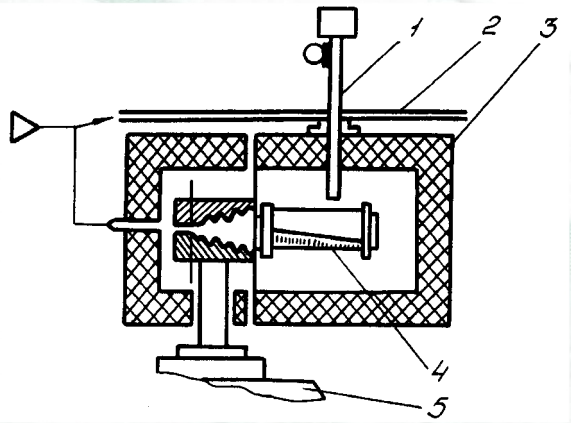


Схема установки устройства для контроля вибронапряжения при длительных циклических испытаниях лопаток ГТД при температуре 1200 К: 1- устройство для контроля вибронаряжений; 2 - экран охлаждения; 3 – электрическая печь; 4 – испытуемая лопатка; 5 – электродинамический вибратор

ТЕРМОАКУСТИКА ЭНЕРГОУСТАНОВОК

Линейная и нелинейная акустика

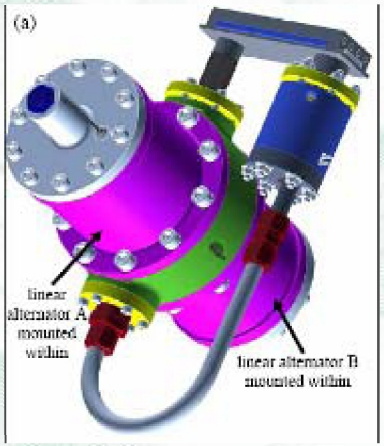
Термодинамика и тепломассообмен

Математические модели рабочих процессов

Численные методы моделирования

Виброакустические измерительные системы

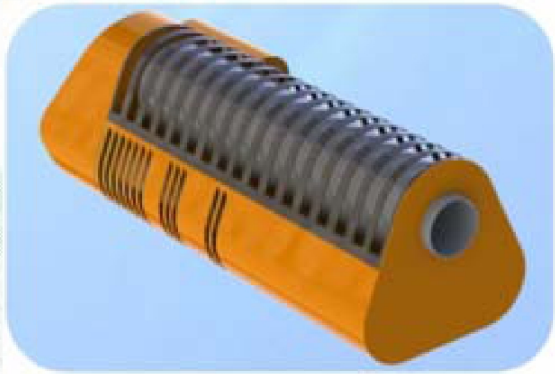
Методы теоретических и экспериментальных исследований



Термоакустические электрогенераторы с внешним подводом тепла



Пульсирующие воздушно-реактивные двигатели



Промышленные энергоустановки на основе камер пульсирующего горения

Опубликованные результаты работ



На основе созданной теоретической и экспериментальной базы были разработаны и внедрены:











-защищенные патентами высокоэффективные гасители колебаний в гидравлической системе самолета АН-124;
-корректирующие устройства в топливной системе двигателей Д-18Т и НК-25, обеспечивающие повышение их надежности и ресурса;
-мероприятия, обеспечивающие устойчивость регуляторов пневмогидросистем изделий ракетно-космической техники, а также работоспособность испытательных стендов на предприятиях ОАО «Моторостроитель», ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова», ОАО «СКБМ», ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогресс»;
-разработаны и внедрены на ОАО «АвтоВАЗ», ОАО «Серпуховской автомобильный завод», ОАО «СЗТС» глушители шума выхлопа производственного оборудования, которые превосходят по эффективности и экономическим характеристикам зарубежные аналоги;
-методы и средства снижения динамических нагрузок маслосистем стационарных энергоустановок внедрены на ТЭЦ;
-разработаны и внедрены стенды для УЭИ агрегатов:
НИИСУ, НПО «Молния», НИС «Вибротехника», КБ «Арматурпроект» и др.
разработаны и внедрены стенды для очистки трубопроводов и агрегатов: ОАО «АВИАКОР» (г. Самара), ФПО «МОРЕ» (г. Феодосия), ОАО «АВИАСТАР (г. Ульяновск) и др.;
-на базе материала МР в СГАУ созданы уникальные виброизоляторы, демпферы и упругодемпферные опоры трубопроводов, с помощью которых были решены вибрационные проблемы на космических кораблях «Союз», «Энергия», «Буран», ракетах стратегического назначения танках Т-72, Т-80, на атомоходах подводного флота, авиационных газотурбинных двигателях производства СНТК им. Н.Д.Кузнецова (НК-8, НК-12, НК-144), ОАО «А.Люлька-Сатурн», Тушинского МКБ «Союз», АМНТК «Союз», ОАО «Рыбинские моторы», НПП «Машпроект» (плавающая электростанция «Северное сияние» с газотурбогенераторами ГТГ-12);
-успешно решены вопросы снижения вибрации и шума в подвесках жидкостных ракетных двигателей производства ФГУП «КБ Химавтоматики», ГКБ «Южное» им. М.К. Янгеля (Украина);
-применение созданных в СГАУ высокодемфированных виброизоляторов из материала МР при монтаже силовых установок на рамы тепловозов ТЭМ-18Г и 2ТЭ25К «Пересвет» производства ЗАЩ УК «Брянский машиностроительный завод» не только полностью сняло вопросы шума и вибрации в салонах машинистов, но и в три раза сократила сроки их монтажа;
-с использованием материала МР в СГАУ созданы уникальные эластичные металлопластмассовые подшипники (ЭМП) скольжения, использующие в качестве смазки воду. Они успешно работают на крупнейших гидроагрегатах на более чем гидравлических, гидроаккумулирующих, тепловых электростанциях и крупных водоканалах.

Разработанные методики и оборудование широко используется в учебном процессе.






Спасибо за внимание!

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

институт акустики машин
И А М

Лекция №2 Введение в виброакустику. Основные определения и законы.

Лектор: Иголкин Александр Алексеевич

Самара 2011

Объект	Уровень звука, дБА (1950-е начало 1960-х гг.)	Уровень звука, дБА (конец 1980-х 1990-е гг.)	Достигнутое снижение уровни звука, дБА, через 30-40 лет
Реактивные самолеты (в салоне)	95-100	80-85	15
Легковые автомобили (в салоне)	90-95	72-75	15-20
Тяжелые машины для ремонта ж/д пути	105-115	80-85	25-30
Тракторы (в кабине)	95-100	75-80	20
Строительные машины	95-105	80-85	15-20
Машинные отделения дизельных теплоходов	95-115	80-85	15-30
Лифты (изнутри)	60-70	40-50	св.20
Холодильники	55-70	30-35	25-35
Кондиционеры	80-85	45-50	35
Деревообрабатывающие станки	95-100	85—90	10-15
Передвижные компрессорные станции	95-100	75-85	15-20

Основные понятия и термины

Акустической средой называется - газообразное или жидкое вещество, в котором при прохождении звуковой волны может возникать только искажение объёма (расширение - сжатие) элементарной частицы среды.

Упругой средой называется - твёрдое вещество, в котором при прохождении звуковой волны могут возникать искажения объёма и формы (расширение - сжатие и сдвиг) элементарной частицы среды.

Звуковым давлением *P* - называется избыточное давление в газообразной или жидкой среде, возникающее на фоне статического давления P_0 при прохождении звуковой волны. Звуковое давление является скалярной величиной.

Вибрацией - называются колебания точек упругой среды (конструкции), возникающие при прохождении упругой волны или перемещении.

Звуковая волна может возникать и распространяться в акустической среде. Упругая волна характерна для упругой среды (конструкции). Упругие волны иногда называют структурным звуком.

Скорость распространения (переноса) амплитуды звуковой или упругой волны ***c***- есть расстояние, на которое перемещается фиксированная фаза движения частиц среды за единицу времени.

Плотностью энергии *w*, связанной с волной, распространяющейся в газообразной, жидкой или упругой среде, называется сумма кинетической и потенциальной энергии в единице объёма этой среды. Плотность энергии w переносится волной с групповой скоростью ***cгр***.

Интенсивностью энергии *q*, переносимой звуковой или упругой волной, называется количество энергии, проходящей за единицу времени через единицу площади поверхности, нормальной к направлению распространения волны. Интенсивность энергии иногда называется потоком энергии.

Акустическое сопротивление (импеданс) среды ***Z*** определяется отношением звукового давления ***p*** к колебательной скорости ***v*** в данной точке акустической среды при прохождении звуковой волны

$$Z = \frac{\rho}{v}$$

$$Z = \rho \cdot c$$

Для плоских волн Эта величина называется удельным акустическим или волновым сопротивлением среды.

Механическим сопротивлением упругой среды (конструкции) ***Z*** называется отношение возбуждающего усилия к колебательной скорости в любой точке среды (конструкции). Колебательная скорость в точке возбуждения определяет входной механический импеданс; в любой другой точке - переходный механический импеданс.

Звукоизлучение определяет часть колебательной энергии, содержащейся в упругой среде (конструкции), передаваемой в окружающую акустическую среду в виде звуковой волны.

Звукоизоляция определяет передачу звуковой энергии из одной акустической среды в другую, отделенную упругой перегородкой.

Частота колебаний частиц акустической или упругой среды определяет число синфазных движений этих частиц в единицу времени. Часто используют круговую частоту ω, определяющую число поворотов вектора движения этих частиц на угол 2π за единицу времени ($\omega = 2\pi/f$).

Спектр колебаний определяет распределение по частоте амплитуды или энергии колебательного процесса. При периодическом колебательном процессе спектр колебаний имеет линейчатый (дискретный) характер.

Периодический колебательный процесс описывается тригонометрическими функциями $\cos(\omega t - \varphi)$ или $\sin(\omega t - \varphi)$, где t -время; φ - начальная фаза колебательного движения частицы акустической или упругой среды. При анализе виброакустических процессов удобнее использовать $e^{iwt} = \cos wt + i \sin wt.$

с этой же целью показательную функцию . Это обусловлено тем, что производная по времени показательной функции определяется умножением её на iw . Здесь $i = \sqrt{-1}$ мнимая единица, означающая при векторном представлении колебательного процесса поворот вектора на угол $\pi/2$.

Условные обозначения

B – изгибная жесткость
D – жёсткость на растяжение
E – модуль Юнга
F – динамическая сила
G – модуль сдвига
I,I_p – осевой и полярный моменты инерции
K – жёсткость
L_p – уровень звукового давления относительно P_0=2*10^{-5} Па
L_ξ – уровень вибрации (колебательного ускорения) относительно $\xi = 3*10^{-4}\ м/с^2$
M- масса стержня (пластины, оболочки), момент
N – частота вращения
$N_{изл}$- звуковая мощность
R – радиус, звукоизоляция
S – площадь
Z – механическое или акустическое сопротивление
S – площадь
Z – механическое или акустическое сопротивление
Y – механическая податливость (вибровозбудимость)
c – фазовая скорость волны
f – частота
h – толщина пластины
i – мнимая единица
k – волновое число
l – длина
m – масса на единицу длины (поверхности)
p – звуковое давление
t – время
v – колебательная скорость частиц среды

1. Волновое уравнение – силы упругости равны силам инерции:

$$E\frac{\partial^2 p}{\partial x^2}=\rho\frac{\partial^2 p}{\partial t^2},\frac{\partial^2 p}{\partial x^2}=\frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2},grad_p=\frac{\partial p}{\partial x},$$

$$\frac{\partial grad_p}{\partial x}=\triangle p=\frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2}$$

где Δ – оператор Лапласса, p – звуковое давление, t – время, c – скорость звука в среде, ρ – плотность среды,

Переменные электрические токи и электромагнитные волны также могут быть описаны волновым уравнением. Это приводит, в частности, к тому, что они включаются в рамки электроакустики, имеющей огромное практическое применения в телефонии, радио и телевидении.

2. Скорость звука – скорость распространения звуковой энергии

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} = \lambda \cdot f$$

3. Звуковое давление

$$P = P(\cos\omega t - kx) = Pe^{i(\omega t - kx)} = Pe^{i\theta},$$
$$e^{i\theta} = \cos\theta + i\sin\theta.$$

4. Колебательная скорость

$$\vartheta = -\int \frac{grad_p}{\rho} dt = \frac{p}{\rho c}$$

5. Интенсивность звука или сила звука (важнейшая величина акустике) - количество звуковой энергии, проходящей в единицу времени через единицу площади фронта волны, - удельная мощность звука

$$J = p\nu = \frac{p^2}{\rho c}$$

6. Уровень интенсивности звука и уровень звукового давления в Децибелах, дБ (децибелы в общем виде - десятикратный логарифм отношения двух величин)

$$L = 10\lg\frac{J}{J_0} = 10\lg\frac{\frac{p^2}{\rho c}}{\frac{p_0^2}{\rho c}} = 10\lg\left(\frac{p}{p_0}\right)^2 = 20\lg\frac{p}{p_0}, дБ$$

Децибел, дБ - одна десятая часть бела (аналог-дециметр, одна десятая часть метра). Акустическая единица измерения децибел названа в честь Александера Грейама Белла (1847-1922 гг.), известного американского ученого и инженера, по происхождению шотландца. В 1876 г. он получил патент на первый в мире практически пригодный телефон. Стал в телефонии использовать новые акустические единицы, соответствующие логарифмическому закону Вебера - Фехнера о слуховом восприятии человека- С1870 г. А.Г. Белл -профессор физиологии органов речи и физики Бостонского университета США, с 1897г. -директор Смитсонианского института в Бостоне. Он внес решающий вклад в телефонизацию США, что привело в дальнейшем к телефонизации Европы, Европы - Америки, а затем и всего мира.

7. Плотность звуковой энергии (энергия в единицу объема)

$$w = \frac{J}{c} = \frac{p^2}{\rho c^2}$$

8. Импеданс среды (важнейшая величина в акустике)

$$Z = \frac{p}{v} = \rho c$$

9. Плотность воздуха (в атмосферном воздухе звуки находят почти универсальный проводник

$$\rho_0 = 1.293 \frac{P_{ATM}}{760} \frac{273}{T_0}, кг / м$$

10. Скорость звука в воздухе

$$c_0 = 331,45 \sqrt{\frac{T_0}{273}}, м / с$$

11. Импеданс воздуха

$$Z_0 = \rho_0 c_0 = 428.565 \frac{P_{ATM}}{760} \sqrt{\frac{273}{T_0}}, кг / м^2 с$$

При P_{ATM}=760 мм рт.ст. и при 0 ^{0}C имеем $Z_0 \approx 430$ кг/м^{2}с

12. Звуковое давление с учетом потерь

$$\tilde{p}=Pe^{-\beta x i}e^{j(\omega t-kx)}=Pe^{-(\beta+ik)x}e^{j\omega t}=Pe^{-\gamma x}e^{j\omega t}$$

13. Коэффициент пространственного затухания

$$\beta=\frac{1}{x_2-x_1}\ln\frac{p(x_2)}{p(x_1)}=\frac{\eta k}{2}$$

14. Коэффициент затухание во времени (за единицу времени t_0=1)

$$\delta=\frac{1}{t_0}\ln\frac{p(t)}{p(t+t_0)}$$

За единицу времени амплитуда волны убывает в $e^{-\delta}$ раз, проходя расстояние c, отсюда

$$\beta=\frac{\delta}{c}$$

15. Время реверберации - важнейшее понятие акустики. Стандартное время реверберации Т- время, в течение которого интенсивность звука уменьшается до одной миллионной своей первоначальной величины, что соответствует

$$(e^{-\delta T})^2 = 10^{-6}, \delta T = 3\ln 10 = 6.908$$

16. Коэффициент потерь энергии колебаний

$$\eta = \frac{J_n}{2\pi J_R}$$

где J_n – энергия, теряющаяся в системе за один цикл,
J_r – энергия, вновь поступившая в систему

Комплексные модуль Юнга и изгибная жесткость:

$$\tilde{E} = E(1 + i\eta), \qquad \tilde{B} = B(1 + i\eta),$$

17. Постоянная распространения звука $$\gamma = i\omega\sqrt{\frac{\rho}{\tilde{E}}}, \gamma = \beta + ik = i\tilde{k} = i\frac{\omega}{\tilde{c}} = \frac{\eta k}{2} + ik$$

18. Импеданс с учетом потерь $$\tilde{Z} = \sqrt{\rho\tilde{E}} = \mathrm{Re}(\tilde{Z}) + i\,\mathrm{Im}(\tilde{Z})$$

Комплексный импеданс и постоянная распространения являются параметрами материала и полностью характеризуют его акустические свойства, например звукопоглощение.

19. Звуковая мощность $$N = \frac{\partial}{\partial t}\int_v wdV + \int_s JdS$$

20. Уровень звуковой мощности в децибелах, дБ $$L_N = 10\lg\frac{N}{N_0}$$

где $N_0=10^{-12}$ Вт – международный стандарт

21. Коэффициент звукопоглощения преграды - отношение разности интенсивностей звука падающих на преграду и отраженных от преграды в волнах к интенсивности в падающих $$\alpha = \frac{J_1 - J_2}{J_1}$$

22. Коэффициент звукоизоляции преграды равен отношению интенсивностей звука в падающих на преграду к прошедшим через преграду волнам. Десятикратный логарифм этого отношения есть звукоизоляция в децибелах

$$r = \frac{J_1}{J_2}, R = 10\lg r = 10\lg J_1 - 10\lg J_2, дБ$$

23. Точечный источник звука - важнейшее понятие акустики — по определению излучает из центра (практически - сферой с площадью S_0 равной 1 м^2) сферические волны с фронтом волны $S_ф$. Интенсивность звука на фронте волны $S_ф$ связана с мощностью источника звука N зависимостью

$$J = \frac{N}{S_Ф}$$

24. ДИФФУЗНОЕ ЗВУКОВОЕ ПОЛЕ - Звуковое поле в замкнутом объеме, образованное отражениями от поверхностей и характеризуемое равномерным распределением уровня звука и уровня звукового давления по всему объему и равно вероятностью направлений прихода звуковых волн в любую точку помещения . Метрологически диффузность поля можно определить, измеряя изотропность интенсивности звука и однородность плотности звуковой энергии. У диффузного поля:

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

ИНСТИТУТ АКУСТИКИ МАШИН
И А М

Лекция №3
Шум и техника. Человек и шум. Основные нормативные документы.

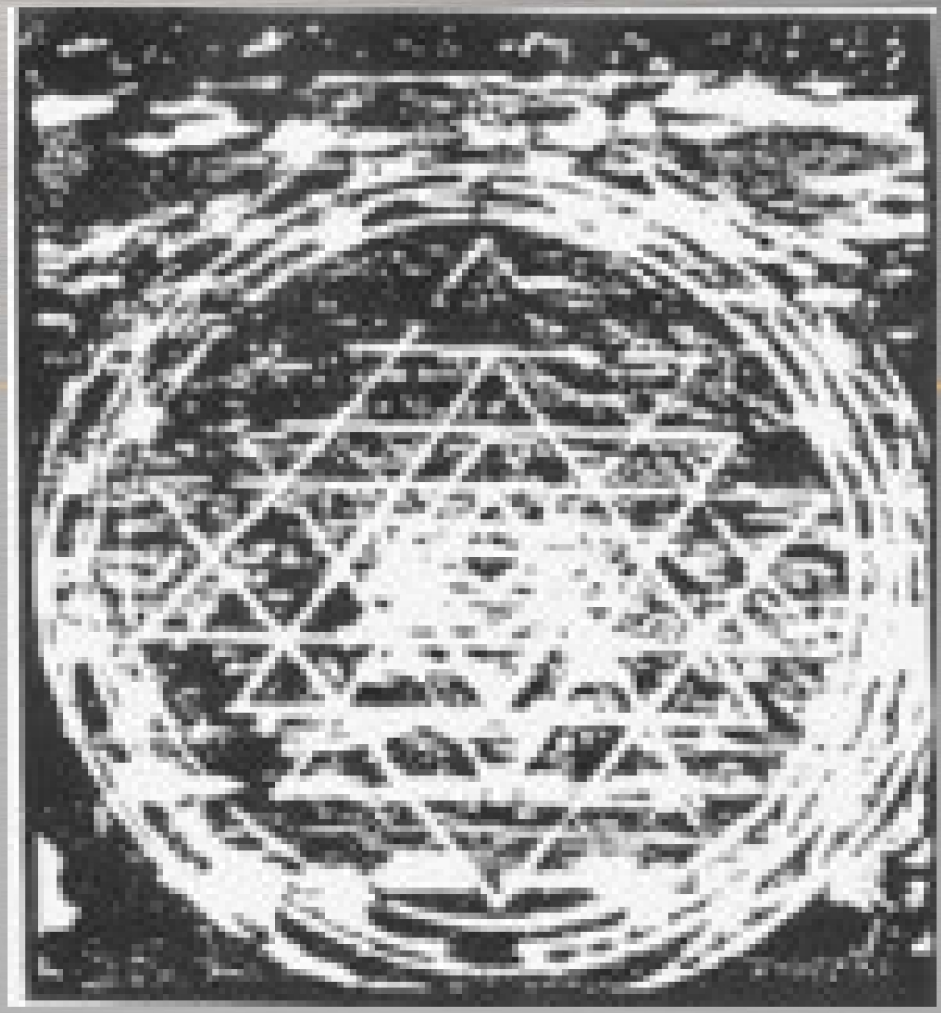
Лектор: Иголкин Александр Алексеевич

Самара 2011

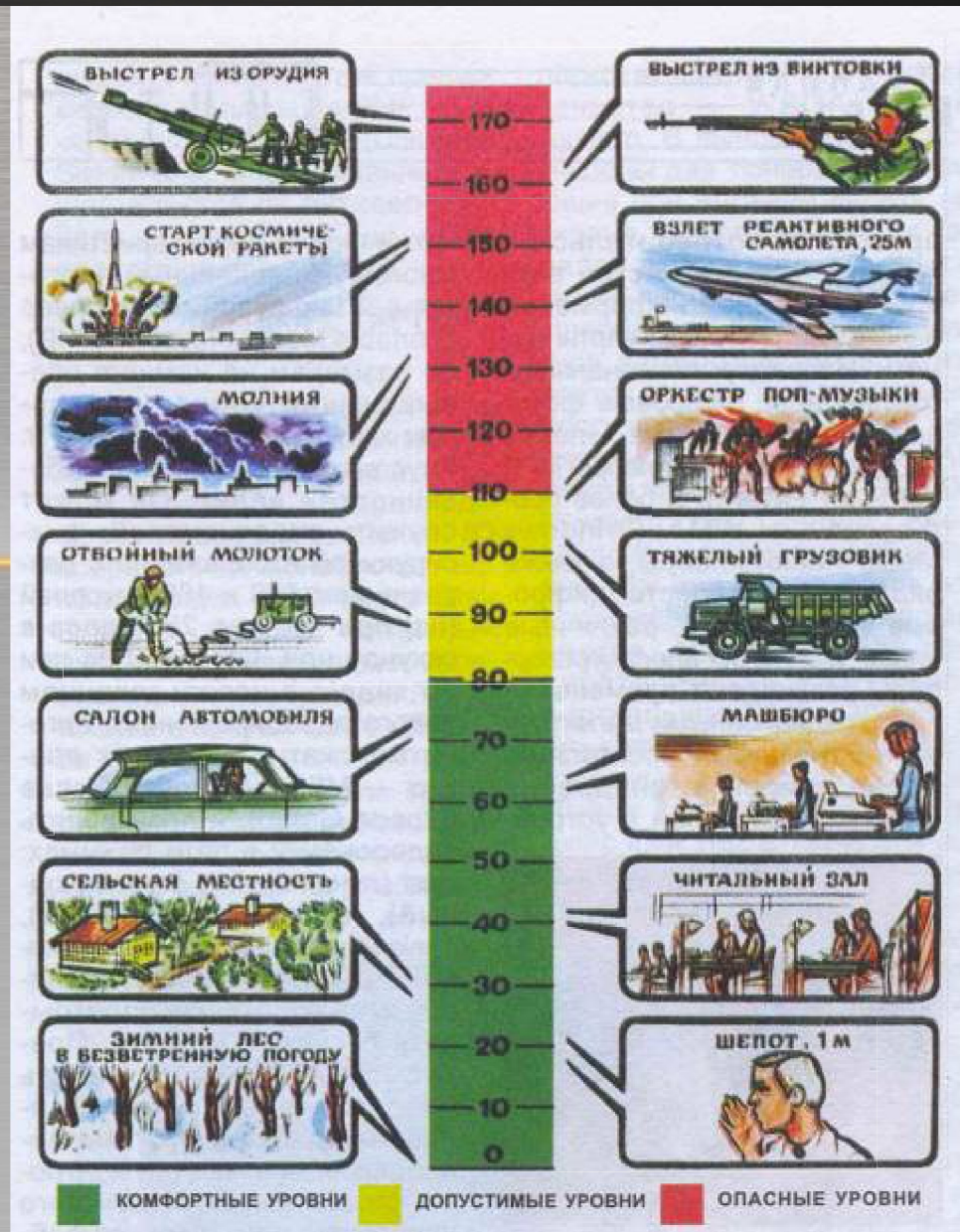
Звуковые волны любой длины оказывают
определенное влияние на те или иные части нашего организма.
Поэтому не случайно поведение кричащих, истеричных толп на концертах.Мощные звуковые волны вызывают вибрацию их внутренних органов.



Доктор Ханс Дженни разработал приспособление, названное им «тоноскоп», с помощью которого можно «визуализировать» звук в трех измерениях. Используя в качестве источника человеческий голос, он сумел показать, например, что звук О, произнесенный в микрофон, вызывает в тоноскопе изображение идеальной сферы.

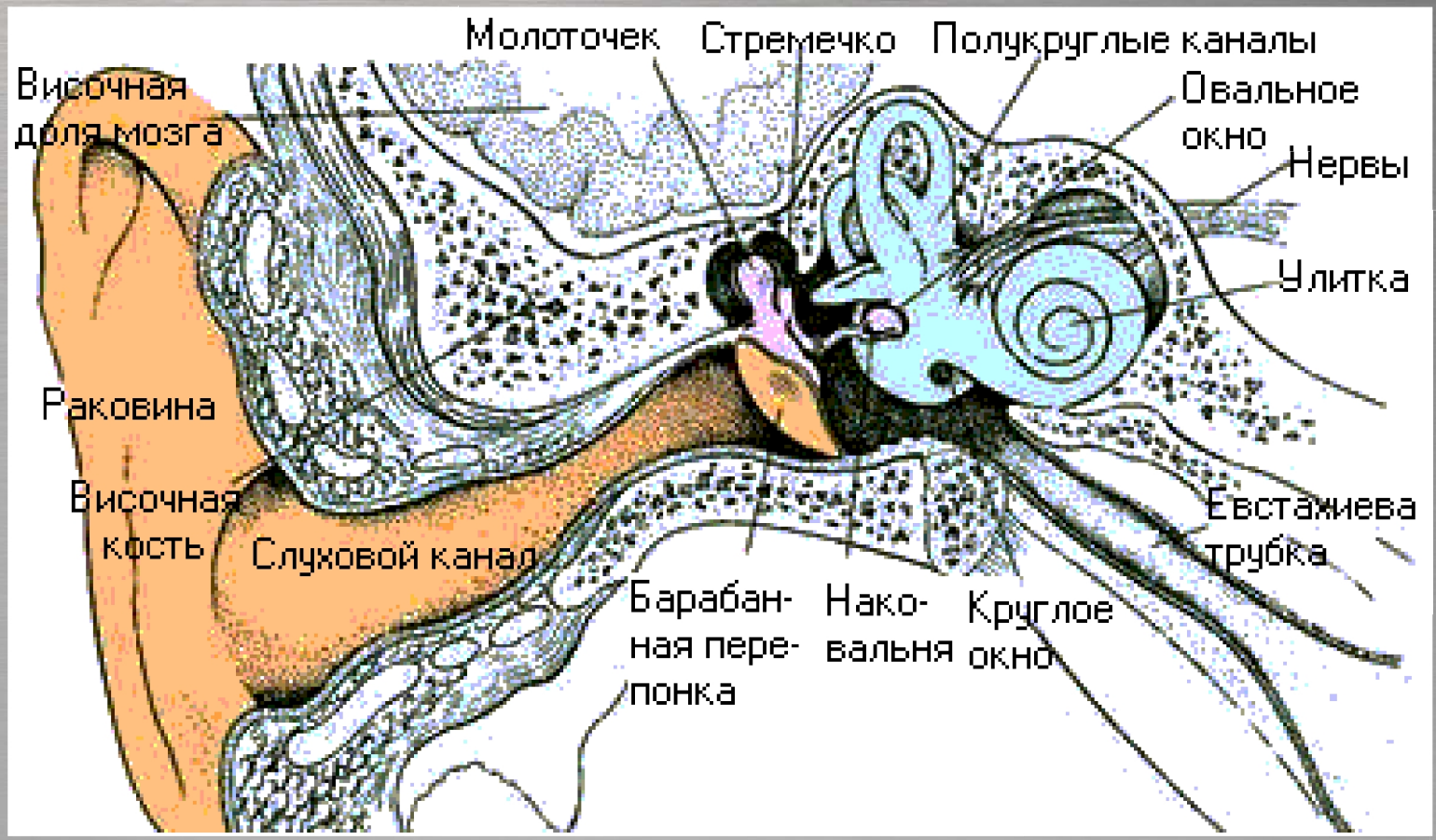


Промышленная революция возвестила о приходе эпохи шума. Новые фабрики, рудники, доменные печи принесли с собой всестороннее загрязнение среды: зловоние, дым, обезображенный пейзаж и, разумеется, шум. С изобретением паровой машины и созданием больших механизмов проблема шума обострилась. Развитие железных дорог, появление двигателя внутреннего сгорания и рост применения стали — все это сопровождалось усилением шума. Теперь мы изобрели ракетный и дизельный двигатели, сложнейшие станки, и все они вносят свой вклад в общую какофонию. Сейчас большая часть населения земного шара страдает от шума. В одном отчете о проблеме шума сравнивались результаты обследований, проведенных в 1948 и 1961 гг.; в обоих случаях было опрошено 1400 человек. Каждому был задан вопрос, случалось ли ему когда-либо, находясь в квартире, испытывать беспокойство от шума, поступающего снаружи. В 1948 г. утвердительно ответили 23 % опрошенных, а в 1961 г. — уже 50 %.



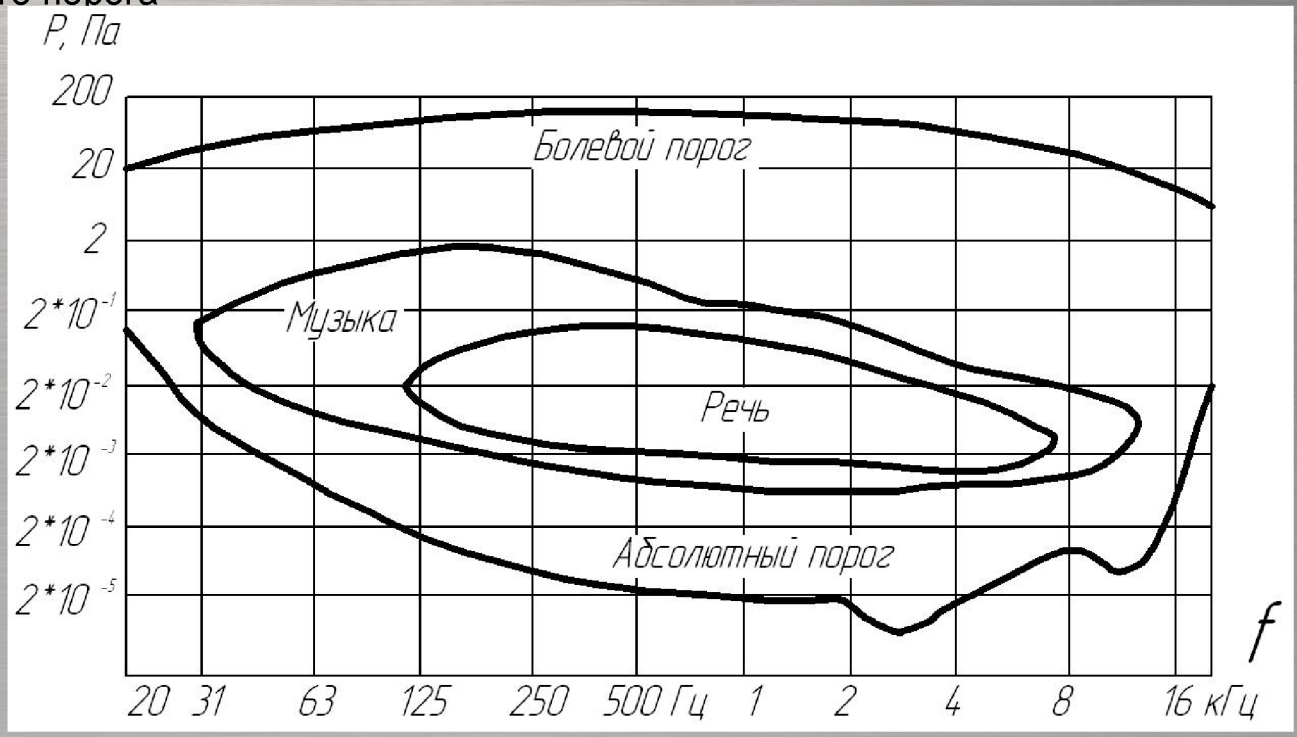
Орган слуха - "ухо" - состоит из наружного, среднего и внутреннего. Наружное ухо состоит из ушной раковины и слухового прохода, заканчивающегося тонкой мембраной, называемой барабанной перепонкой. Средняя длина слухового прохода 27 мм. Таким образом, слуховой проход представляет собой трубку, открытую на одном конце и закрытую на другом.

Барабанная перепонка имеет диаметр, примерно равный 9 мм. Наибольшей чувствительностью ухо обладает в области частот 3000 - 3500 Гц, где порог слышимости имеет наименьшую величину.



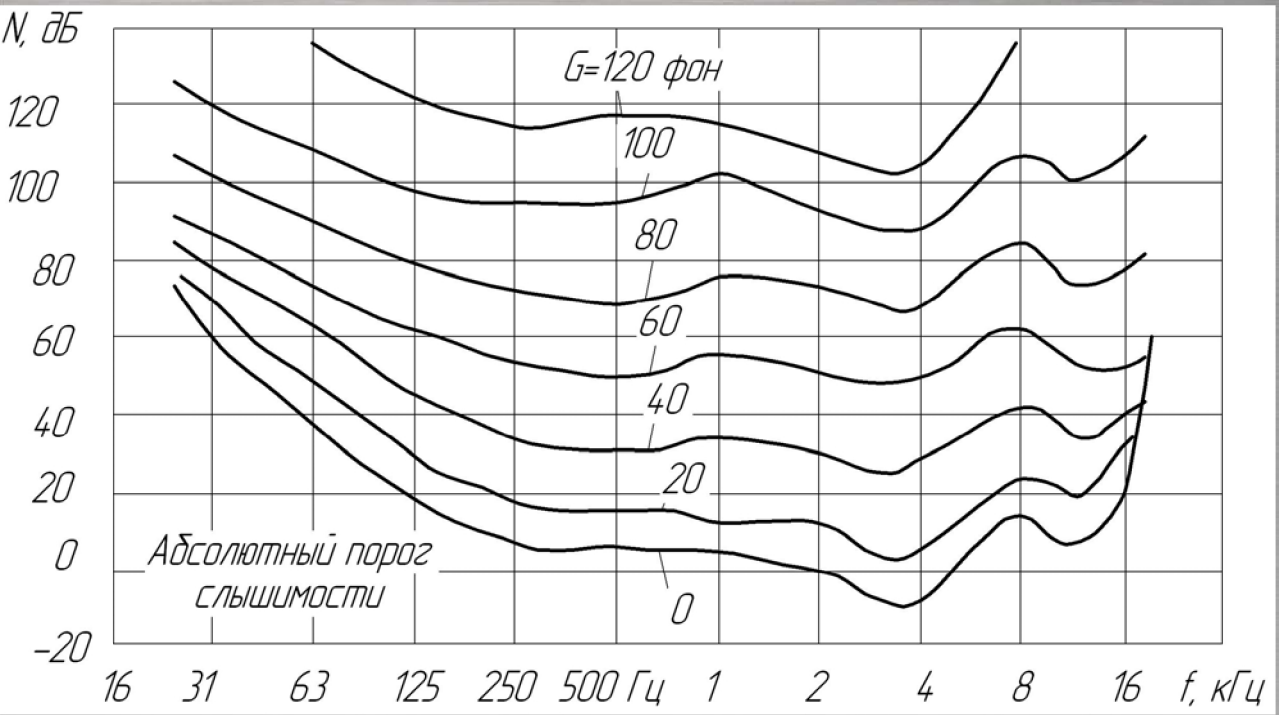
Структура периферической слуховой системы

Порог слышимости называют *абсолютным* при измерении его на синусоидальном сигнале в полной тишине. Определяется он для людей в возрасте 18-20 лет при размещении источника звука перед слушателем. Длительность воздействия сигнала должна быть не меньше 250 мс. График уровня абсолютного порога



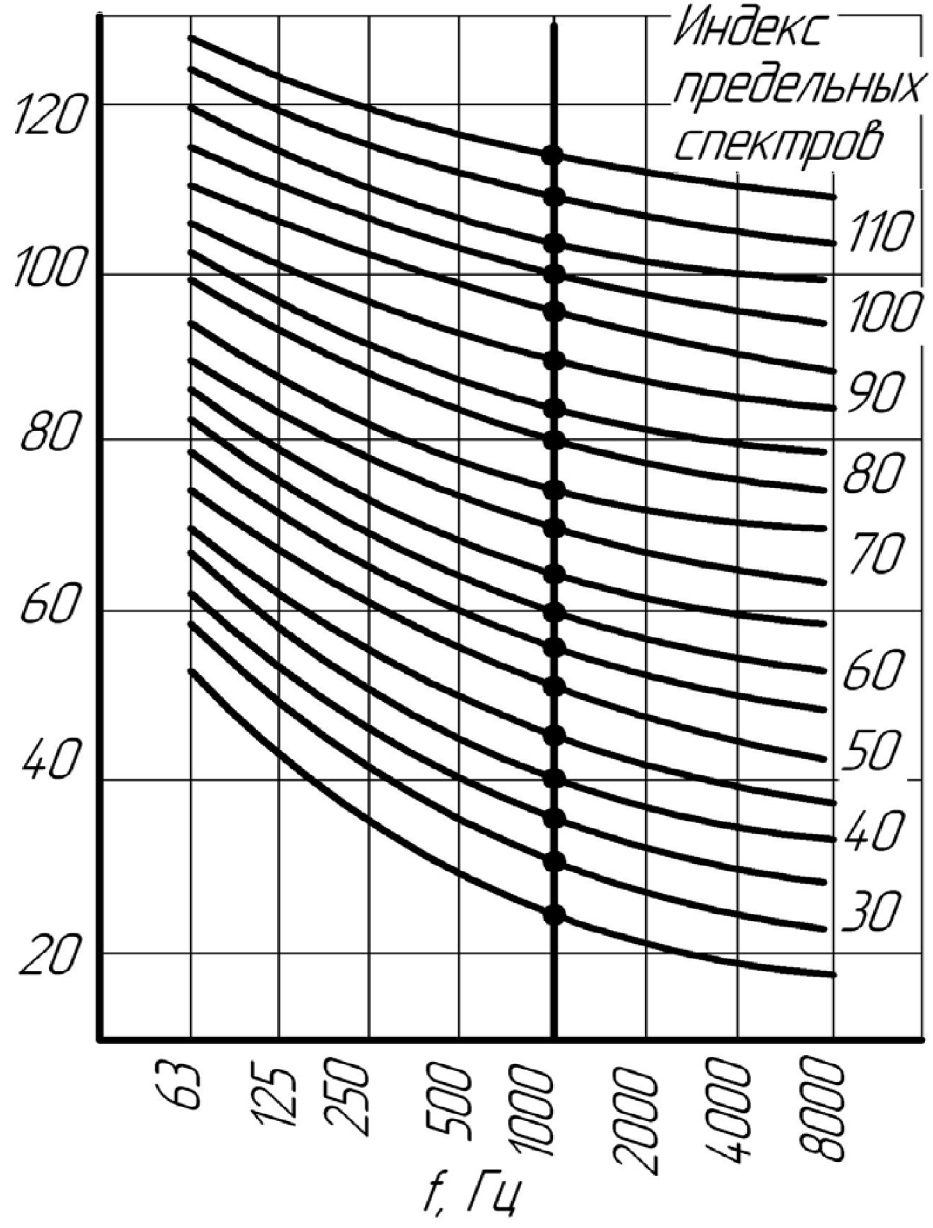
Наибольшая чувствительность уха наблюдается на частотах от 2,0 до 5.0 кГц. На этих частотах абсолютный порог слышимости меньше $2*10^{-5}$ Па. Нулевому уровню соответствует звуковое давление $2*10^{-5}$ Па. Следует заметить, что звуковое давление, возникающее вследствие броуновского движения молекул при температуре 25 °C, составляет 5*10-6 Па. Если бы ухо было вдвое чувствительней, оно слышало бы непрерывный шум флуктуаций молекул воздуха и тока крови Таким образом, чувствительность уха находится на пределе биологической целесообразности.

Уровень громкости звуковое давление и интенсивность тонального звука, измеренные приборами, не дают представления об ощущении громкости между тем человек может довольно точно установить равенство громкостей двух звуков любого частотного состава Это свойство слуха было использовано для введения понятия уровня громкости, которое позволяет определить относительную громкость За *уровень громкости* принят уровень интенсивности чистого тона частотой 1000 Гц. Единица уровня громкости называется *фон.*



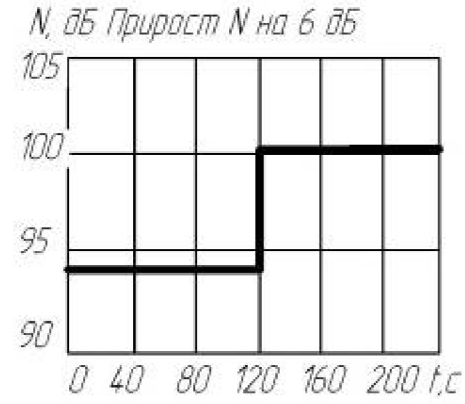
Численно уровень громкости в фонах равен уровню интенсивности звука в децибелах на частоте 1000 Гц в ситуации когда оба сигнала при попеременном звучании кажутся нам равно громкими. Определение уровня громкости синусоидальных сигналов других частот производится по графику кривых *равного уровня громкости,* называемых также *изофонами.*

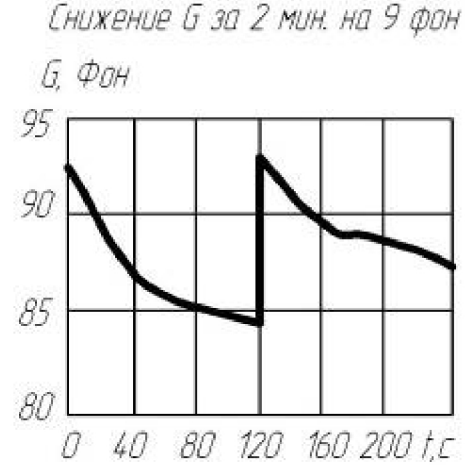
Каждая такая кривая получена путем сравнения слушателями громкости тона произвольной частоты с громкостью тона частотой 1 кГц Например, если тон с частотой 100 Гц имеет уровень 50 дБ, а равногромкий ему тон с частотой 1 кГц имеет уровень 40 *дБ* то уровень громкости тона с частотой 100 Гц равен 40 фон



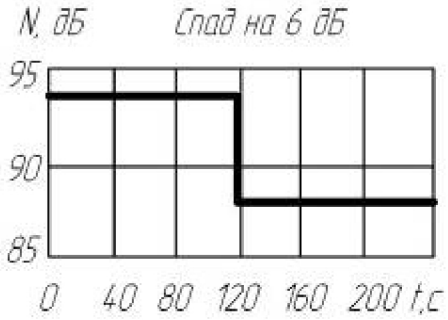
В зависимости от характера трудовой деятельности или вида машины, создающей шум и вибрацию, разработаны различные санитарные и технические нормы, в некоторых случаях значительно отличающиеся друг от друга. Международной организацией по стандартизации (ISO) для нормирования шума рекомендовано семейство предельных спектров (ПС). При создании которых учтены кривые равной громкости слухового аппарата человека Нормирование с использованием предельных спектров заключается в требовании, чтобы спектр шума измеренный в дБ в стандартных октавных полосах, не превышал заданного ПС (номер ПС оопределяется его уровнем в октавной полосе с центральной частотой 1000 Гц). В некоторых случаях рекомендуется дополнять нормирование с использованием ПС ограничением на интегральный уровень шума, определяемый по шкале А (дБА).
Следует отметить, что в ряде случаев отраслевые нормы на шум не ограничиваются использованием ПС и уровней в дБА.

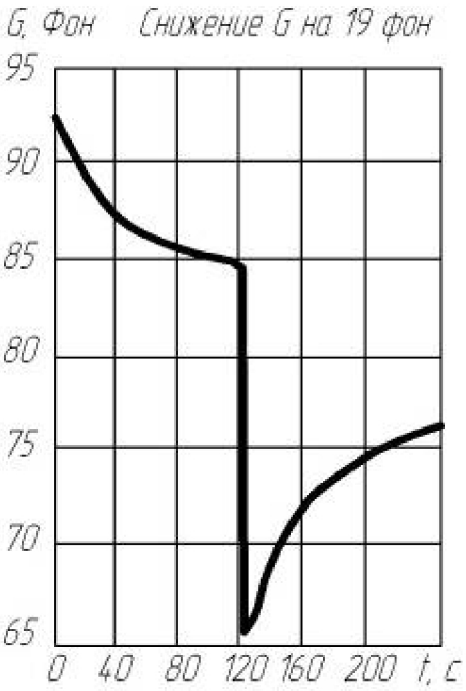
Адаптация слуха





Графики адаптации слуха при увелнчение звукового давления





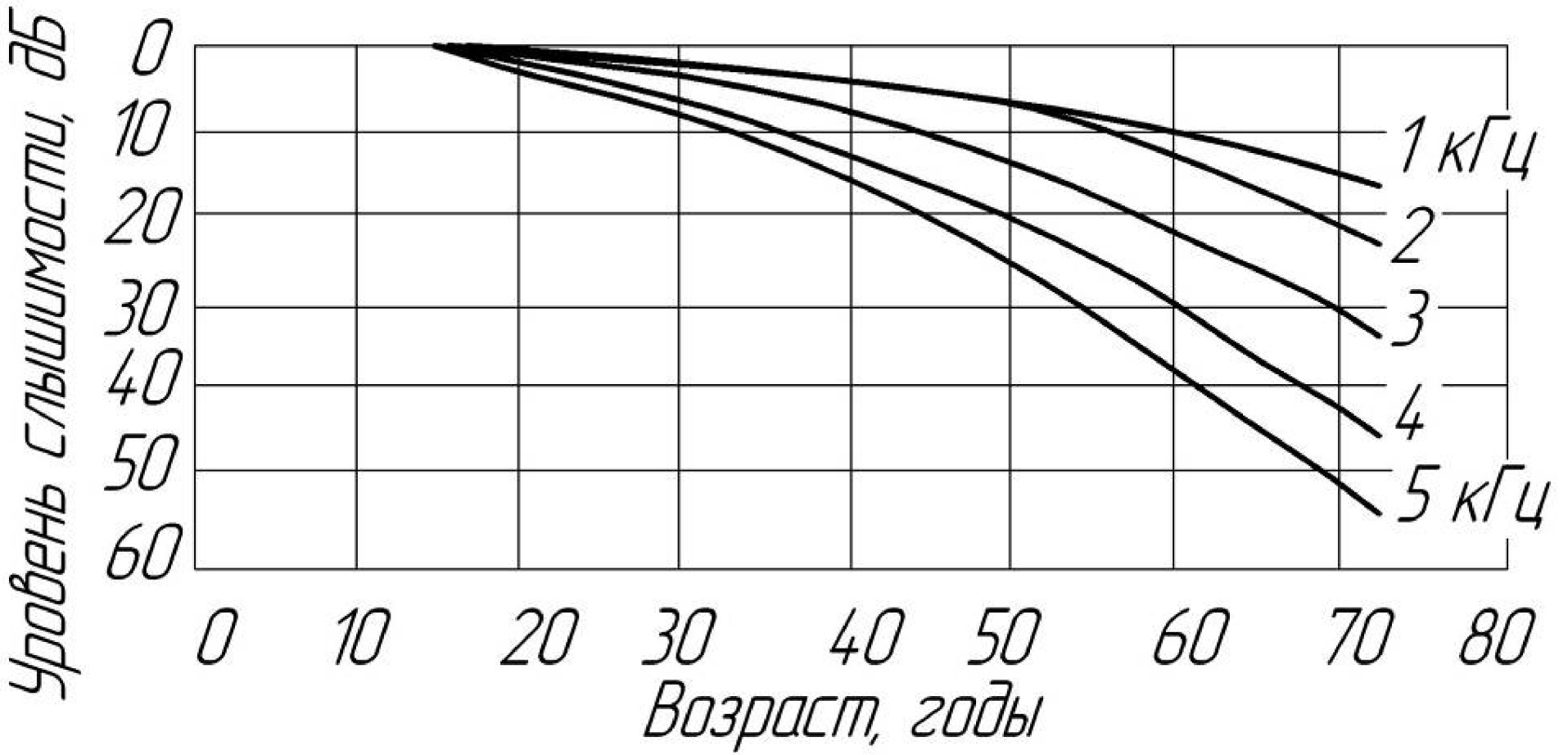
Графики адаптации слуха при уменьшение звукового давления

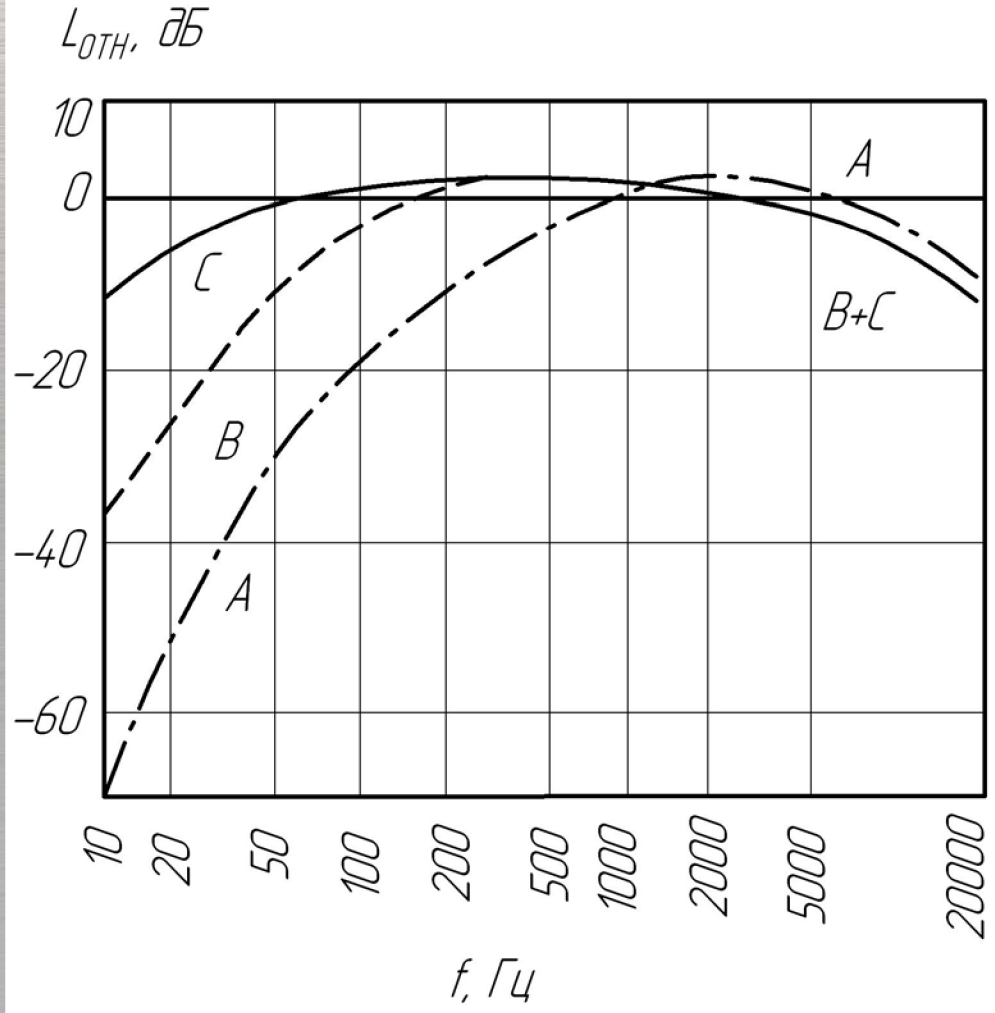
При воздействии на барабанную перепонку уха достаточно длительного звука большой интенсивности воспринимаемая громкость постепенно уменьшается Это значит, что чувствительность уха падает. Однако после прекращения действия звука чувствительность слуха постепенно восстанавливается Это явление называется адаптацией *слуха.*

При двухминутном воздействии звука с уровнем звукового давления 94 дБ происходит понижение чувствительности слуха. Оно характеризуется понижением уровня громкости на 9 фон Скорость падения чувствительности слуха со временем уменьшается. При скачкообразном возрастании звукового давления на 6 дБ уровень громкости сначала возрастает на 9 фон, а затем вновь начинает уменьшаться, но разница в снижении уровня громкости составляет всего 3 фона. Это означает, что степень адаптации тем выше, чем громче утомляющий звук.

Старческая глухота

С возрастом теряется чувствительность слуха. Человек начинает терять слух В 20-летнем возрасте. Такой процесс, называемый старческой глухотой, показывает, что в основном потеря слуха у человека на высоких частотах.





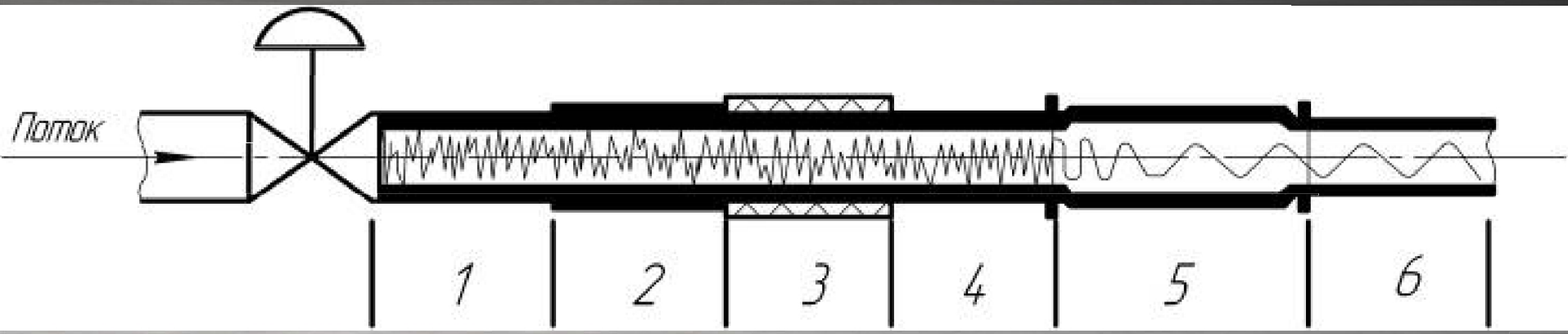
Частотные характеристики
A, B, C Шумомера

Шум влияет не только на человека, но и на технику.

По данным technical monograph **Fundamentals** of Aerodynamic **Noise** in **Control** Valves Floyd D. Jury Technical Consultant **Fisher Controls** International, Inc.



Рекомендуемые уровни звукового давления
на расстоянии 1 м от трубы
в зависимости от диаметра трубы



В трубопроводах высокопроизводительных центробежных и винтовых компрессоров, работа которых сопровождается высоким уровнем шума в частотном диапазоне 1000 Гц ÷ 5000 Гц, возникают повреждения от высокочастотной (акустической) усталости материала.

Акустическая усталость материала обычно проявляется в системах редуцирования давления, в дросселях, в переливных клапанах, в линиях подачи газогорючих смесей и в других элементах высокопроизводительных компрессорных установок.

Повреждения от высокочастотной усталости в первую очередь возникают в вспомогательных трубопроводах малого диаметра

Установки с высокими скоростями потока.

В основных трубопроводах тоже могут возникнуть повреждения от акустической усталости .

Поэтому предлагают следующие критерии для оценки стали от уровня излучаемого трубопроводом шума:

- Уровень шума ниже 124 дБ – вероятность возникновения повреждений от от акустической усталости стали низкая
- Уровень шума между 124 дБ и 130 дБ – вероятность возникновения повреждений от акустической усталости повышается
- Уровень шума выше 130 дБ – вероятность возникновения повреждений от акустической усталости большая

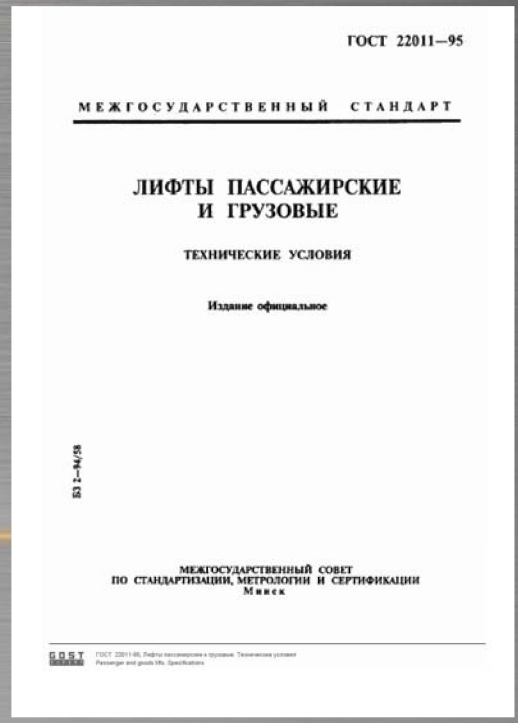
При измерении шума необходимо поддерживать расстояние между микрофоном и вибрирующей поверхностью трубы 25,4 мм.



«Комета» разрушилась в воздухе на высоте примерно 9900 м. Обломки рухнули в Средиземное море и затонули на километровой глубине. Со дня постройки G-ALYY успел налетать всего 2704 часа.

С 1952 по 1954 год катастрофы «Комет» унесли жизни 111 человек, причем причины гибели трех машин так и не были установлены.

ГОСТом 12.1.003-83 установлена следующая классификация шумов.
По характеру спектра шумы делятся на:
- широкополосные (со спектром шириной более октавы) и
- тональные (с одним или несколькими дискретными тонами).
По степени и характеру временной изменчивости шумы подразделяются на:
- постоянные (изменяющиеся за 8- часовой рабочий день не более, чем на 5дБА) и
- непостоянные, которые, в свою очередь, бывают колеблющимися во времени (непрерывно меняющимися), прерывистыми (изменение на 5 дБА и более происходит ступенчато, но постоянный уровень сохраняется более, чем 1 секунду) и, наконец,


ГОСТ 22011—95

МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ

ЛИФТЫ ПАССАЖИРСКИЕ И ГРУЗОВЫЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ

Издание официальное

53 2—94/58

МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СОВЕТ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ И СЕРТИФИКАЦИИ
Минск


ГОСТ 12.1.003—83

МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ

СИСТЕМА СТАНДАРТОВ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУДА

ШУМ

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ

Издание официальное

ИПК ИЗДАТЕЛЬСТВО СТАНДАРТОВ
Москва


МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СОВЕТ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ И СЕРТИФИКАЦИИ (МГС)

INTERSTATE COUNCIL FOR STANDARDIZATION, METROLOGY AND CERTIFICATION (ISC)

МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ

ГОСТ 31274— 2004 (ИСО 3741:1999)

Шум машин

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УРОВНЕЙ ЗВУКОВОЙ МОЩНОСТИ ПО ЗВУКОВОМУ ДАВЛЕНИЮ

Точные методы для реверберационных камер

ISO 3741:1999
Acoustics — Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure — Precision methods for reverberation rooms (MOD)

Издание официальное

импульсивными (состоящими из одного или нескольких сигналов, длительностью менее 1с каждый, с отличием в уровнях не менее 7 дБ).
Гидравлические системы являются одним из источников промышленного шума. К элементам системы, создающим шум, относятся регулирующие клапаны, трубопроводные системы, компрессоры и насосы.

ГОСТ 12.1.029-80 Средства и методы защиты от шума
ГОСТ12.1.003-83 Шум. Общие требования безопасности
ГОСТ12.4.012-83 Вибрация. Средства измерения и контроля вибрации на рабочих местах
ГОСТ23337-78 Шум Методы измерения шума в помещениях и общественных зданиях
ГОСТ26568-85 Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация
МГСН2,04-97 Допустимые уровни шума, вибрации и требования к звукоизоляции в жил и общ зданиях
СанПиН 2.2.1(слеш)2.2.1.567-96 Санитарно-защитные зоны и санитар классиф предприятий
СН2.2.4-2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общ зданий и на территории жилой застройки
СНиП II-12-77 Нормы проектирования защита от шума
СНиП 23-03-2003 Защита от шума







"САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(национальный исследовательский университет)"

А.А. Иголкин, к.т.н., доцент

«СНИЖЕНИЕ ШУМА ГАЗОВЫХ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ»

Самара 2011


Создано в пробной версии программы "ВидеоМАСТЕР"
В полной версии этой надписи не будет. VIDEO-CONVERTER.RU

Объект исследования

Объектом исследования является регулятор РД-64-100, применяемый для редуцирования давления газа на ГРС.

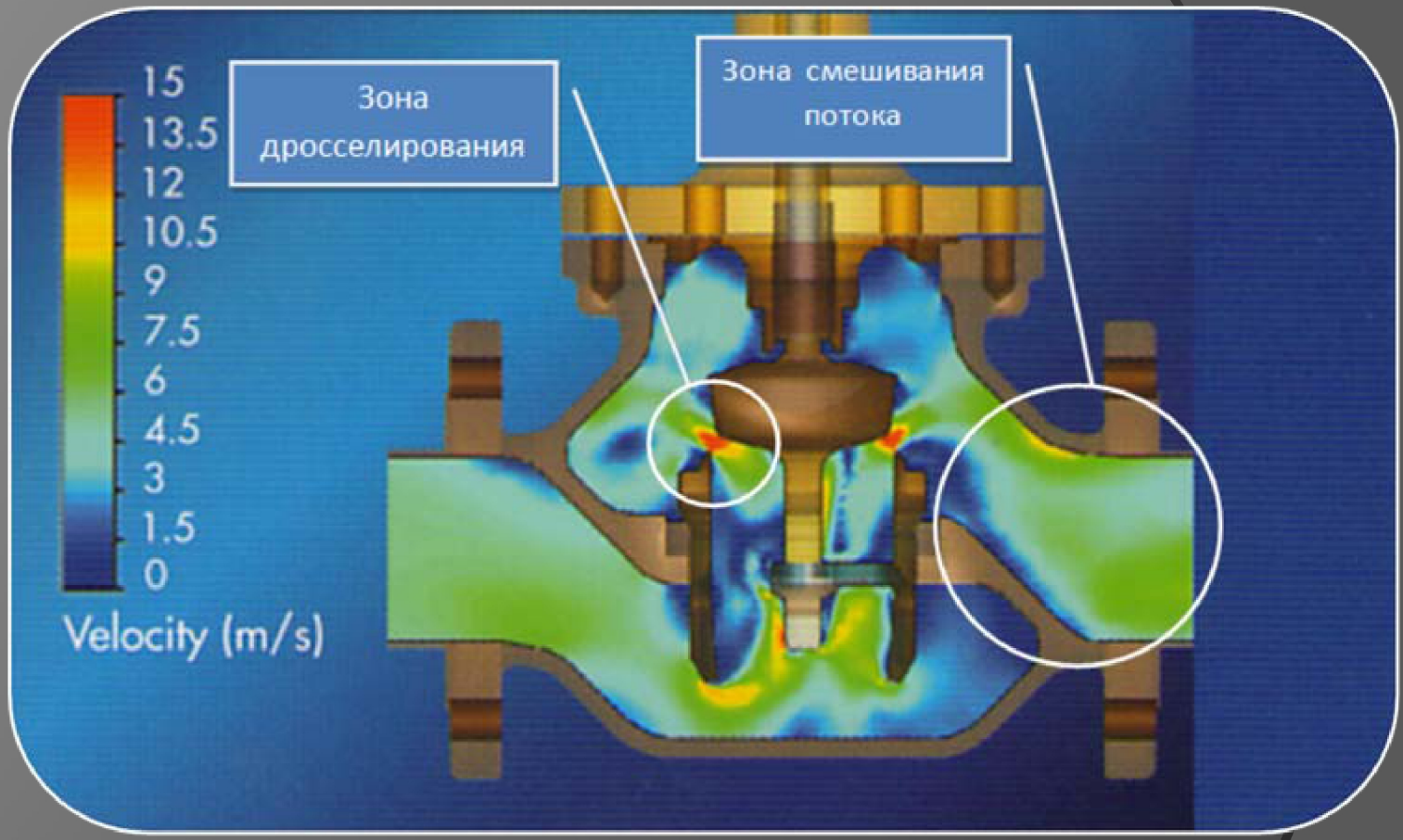


Регулятор давления РД-64-100

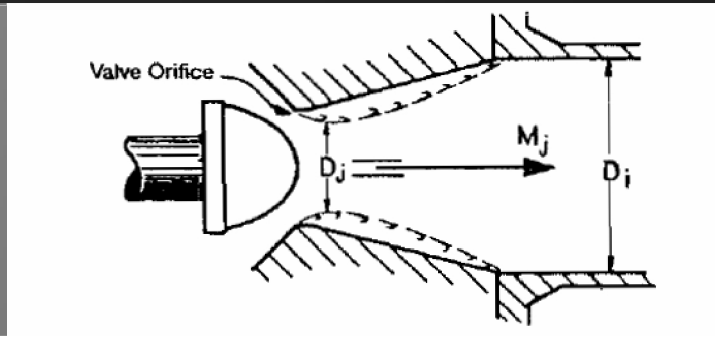


Регулятор давления Camozzi

Источники шума узлов редуцирования газа



Распределение скоростей потока в регулирующем клапане



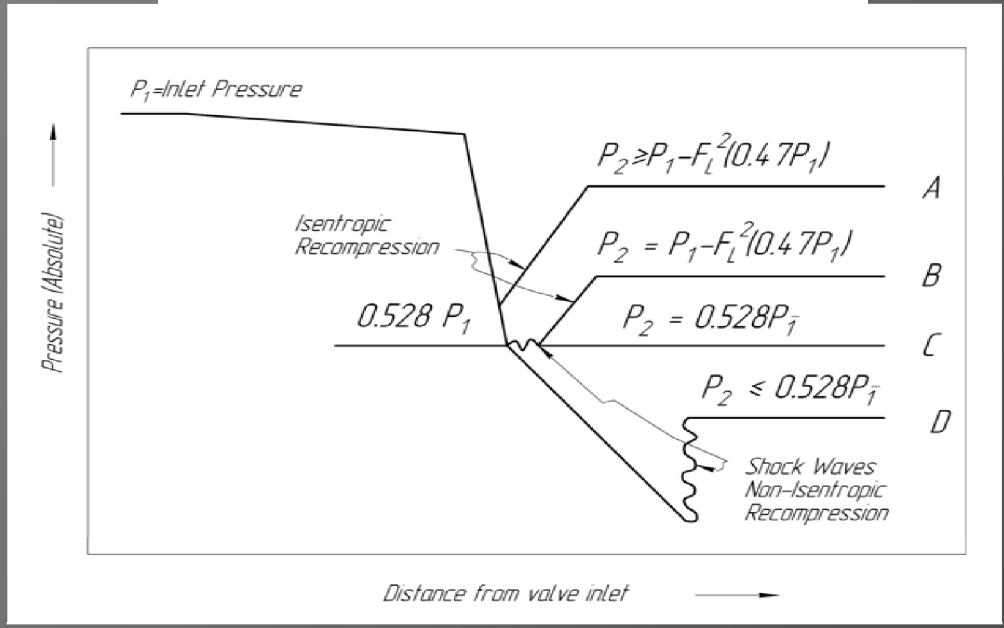
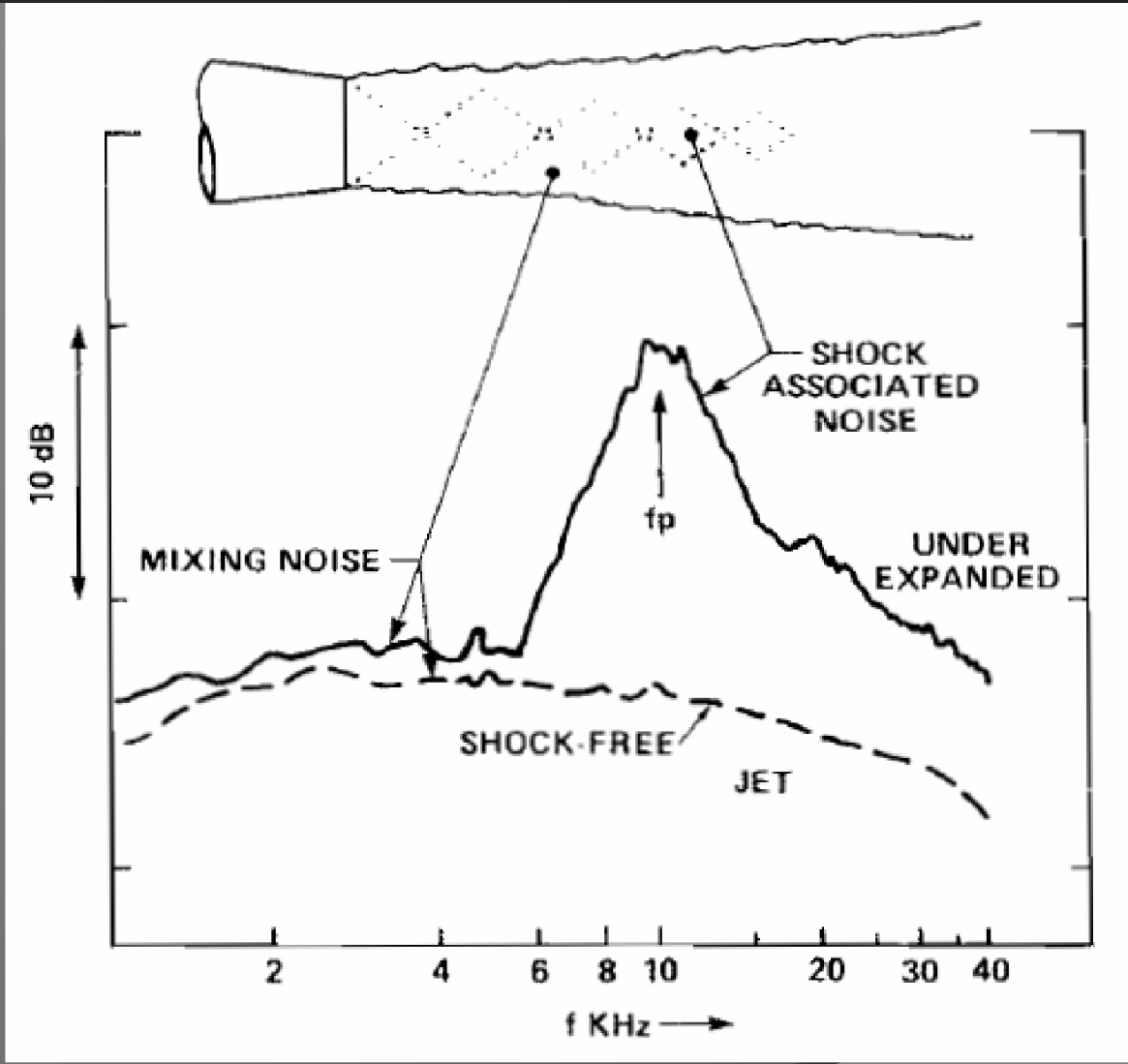
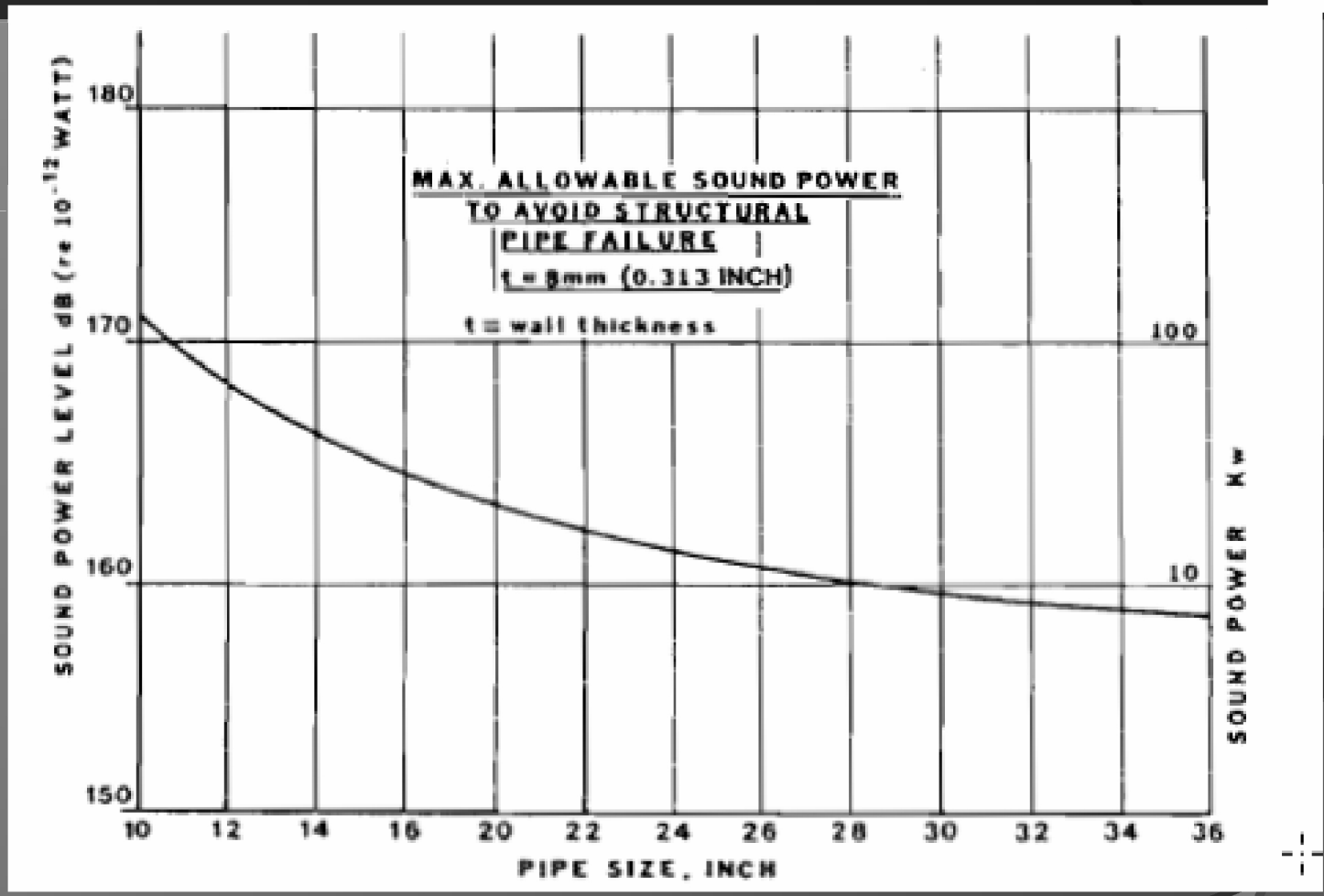


Диаграмма изменения статического давления по длине клапана в зависимости от выходного давления p_2

(L.L. Beranek, I.L. Ver “Noise and vibration control engineering”, *John Wiley & sonc, INC* 2006. 501 s, (2006).)



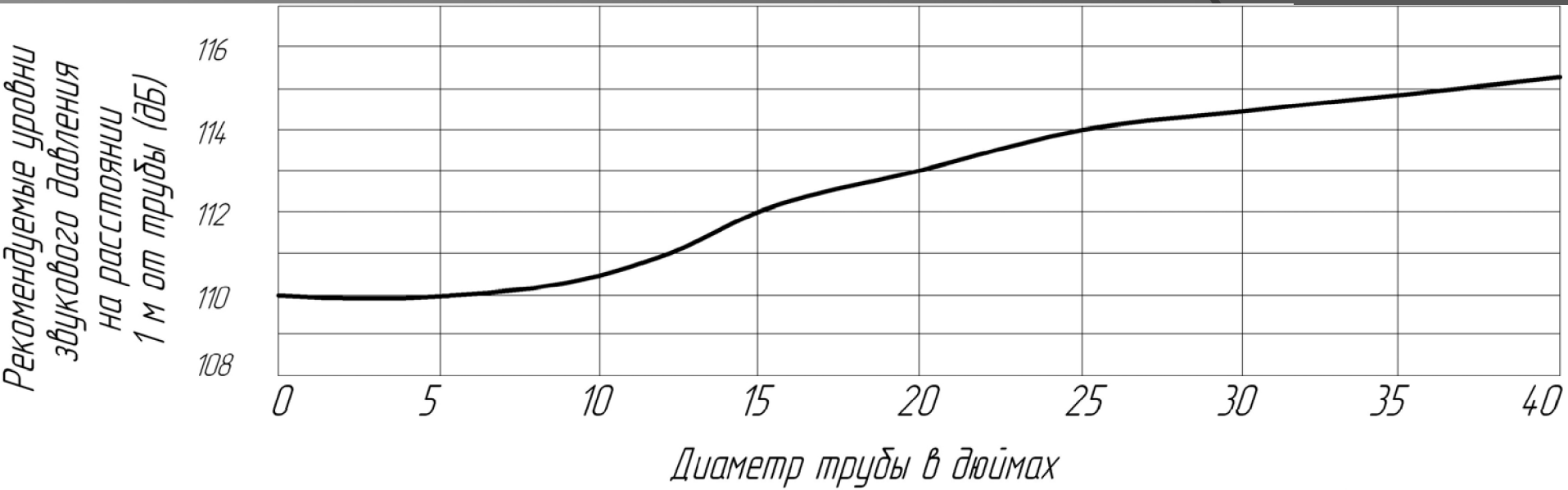
Спектр шума свободной сверхзвуковой струи



Допустимый уровень звуковой мощности в трубе

(для избегания разрушения)

IEC 60534-8-3, *"Control Valve Aerodynamic Noise Prediction Method,"* International Electrical Commission, Geneva, Switzerland, 2000.



Рекомендуемый максимальный уровень шума

(на расстоянии 1 м.) клапана для сохранения целостности трубопроводной системы

Fundamentals of aerodynamic noise in control valves/ Floyd D. Jury

Способы решения поставленной задачи

Задача : снижение шума газовых регуляторов давления

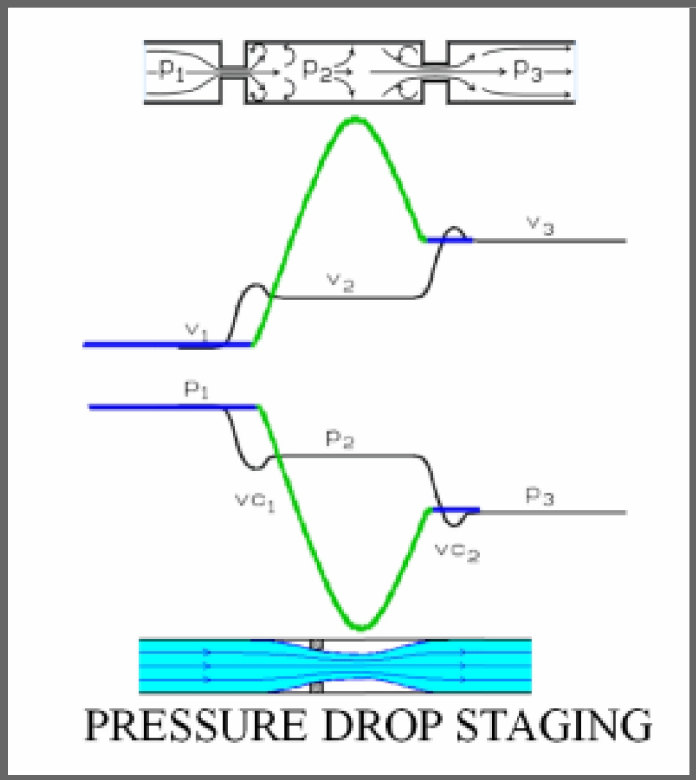
- Аналитический метод : рассмотрение основных закономерностей шумообразования и создание математической модели регулятора с ГПД
- Численный метод : Создание 3 D модели и моделирование регулятора с ГПД в ANSYS Fluent
- Экспериментальный метод : проведение серии испытаний и доводка экспериментальной модели ГПД

Существуют две стратегии снижения шума клапанов:

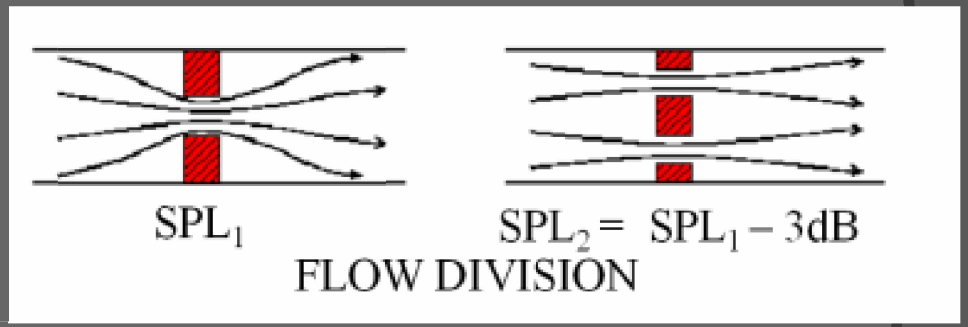
1. Снижение шума в источнике (подразумевает работу с конструкцией клапана);
2. Снижение шума на путях его распространения.

Применяют два метода для снижения аэродинамического шума клапана:

1. Ступенчатое дросселирование и 2. Деление потока

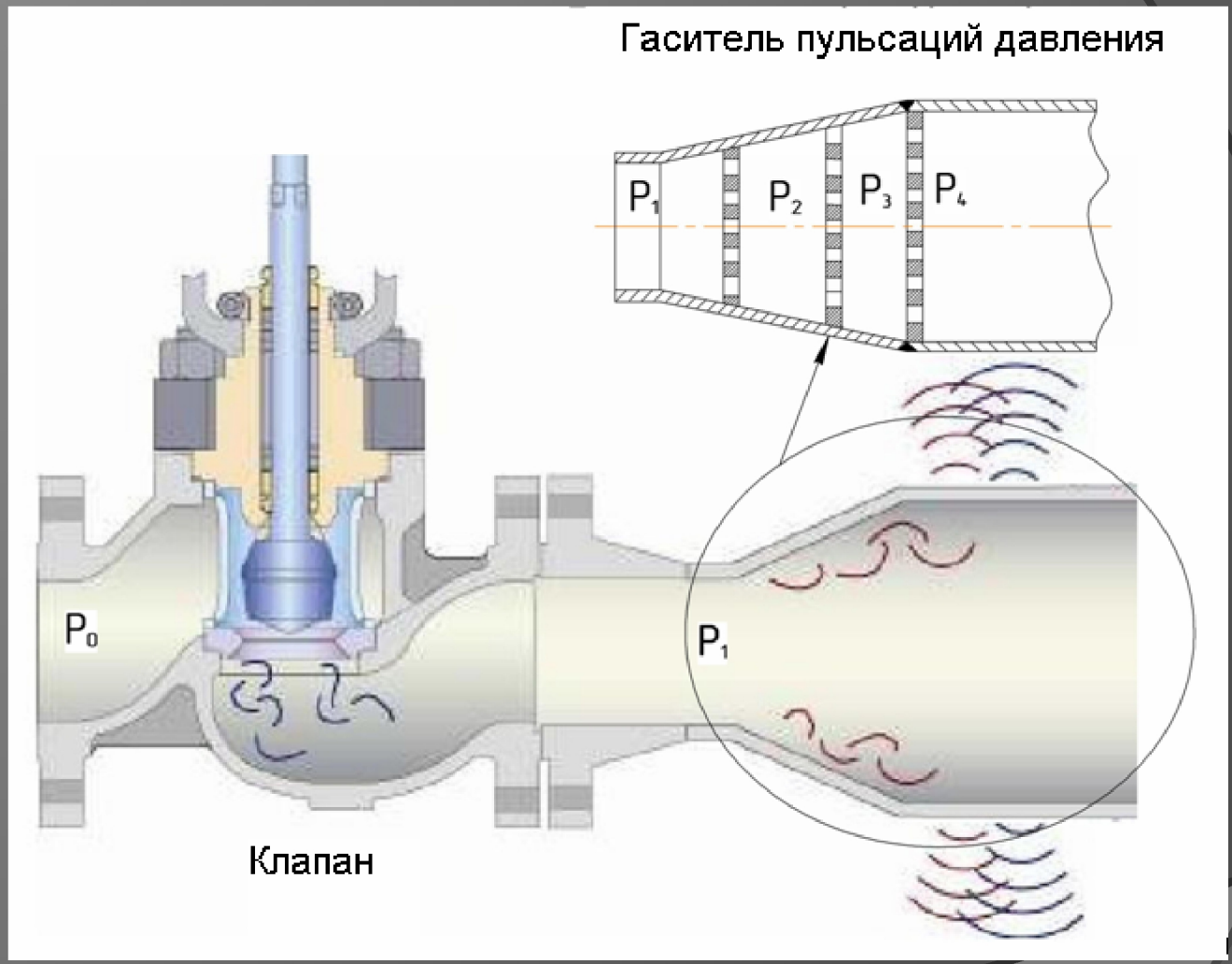


PRESSURE DROP STAGING



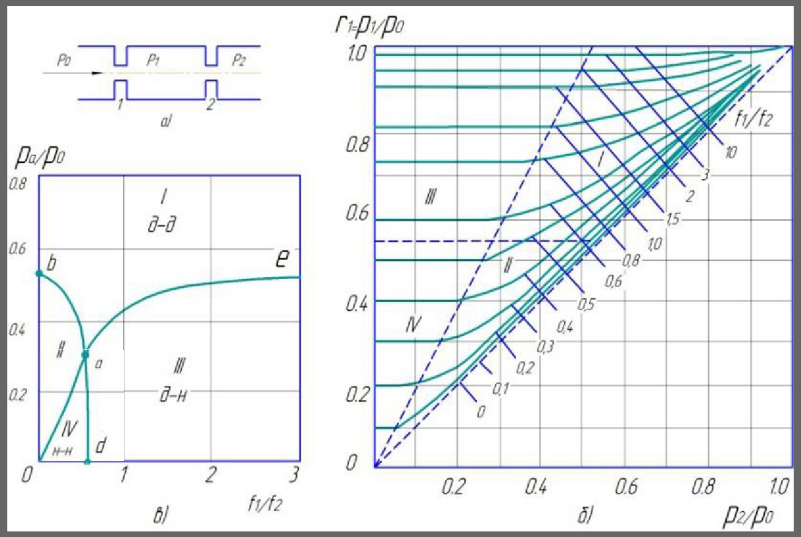
FLOW DIVISION

Jon Monsen Valve Noise Reduction Strategies [Electronic resource] / Valin Corporation, July 25, 2011: http://valin.com/index.php/blog/14-fluid-management-/311-valve-noise-reduction-strategies



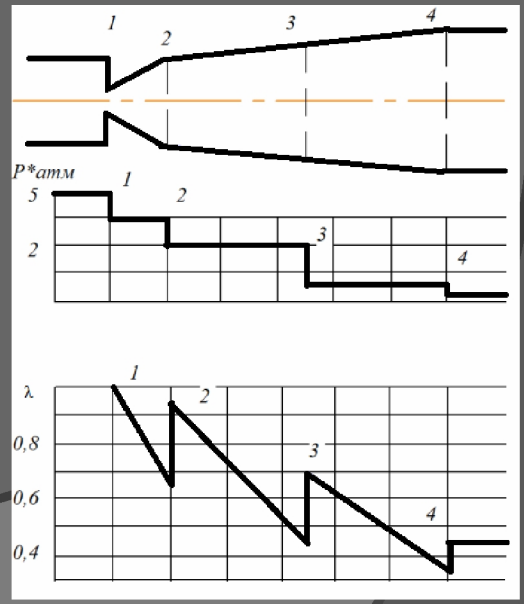
Применение гасителя пульсаций давления для снижения шума

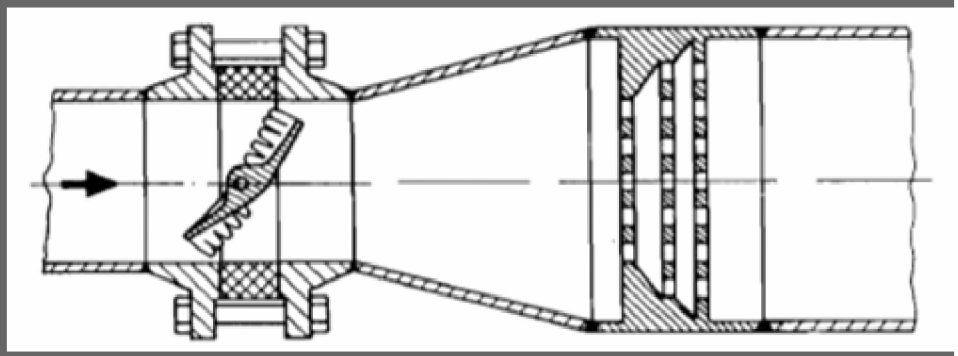
Основные методики, используемы при разработке ГПД



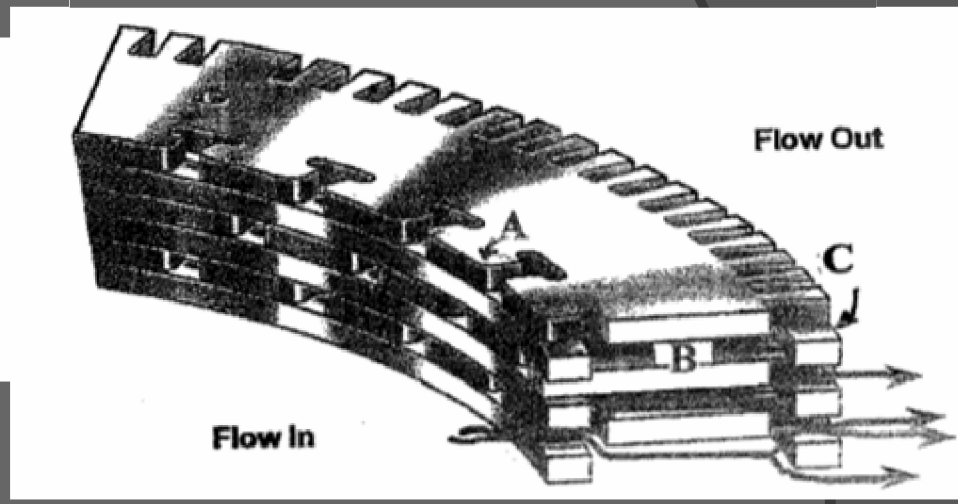
Согласно работы Залманзона Л.А. возможно организовать срабатывание сверхкритического перепада без реализации сверхзвуковых скоростей на дросселях .

В авиационном двигателестроении для снижения шума выхлопа вспомогательной силовой установки снижают скорость ее истечения, что достигается за счет снижения перепада давления с помощью системы гидравлических сопротивлений и постоянно увеличивающегося проходного сечения.





Трехступенчатый делитель потока для ступенчатого дросселирования давления в клапане типа бабочка. На делителе потока может реализовываться до 90% падения давления



Пластинчатый делитель потока

Эффективность мероприятий:

1. Звукоизоляция трубы толщиной 1 дюйм: 5-10 дБ;
2. Удвоение толщины трубы: 6 дБ;
3. Глушитель на выходе: 10 дБ;
4. Глушители на входе и выходе 20 дБ;
5. Перфорированные пластины на выходе клапана (на клапане реализуется только 5-10% перепада давления): 15-20 дБ;
6. Специальный малошумный клапан: 15-30 дБ.

Исполнения

- **AC-1 Trim** • Оптимальный для уменьшения шума гарнитур имеет параболический конус со штоком с двумя направляющим. Изготавливается для Ду 50…300 и Ру 16…160 (см. Т 8082)
- **AC-2 Trim** • Гарнитур, такой же как и AC-1 Trim, но дополнительно в него устанавливаются до четырех дроссельных шайб на седло стороной против потока (см. фото). Изготавливается для Ду 80…250 и Ру 16…160 (Т 8082)
- **AC-3 Trim** • Многоступенчатое параболическое седло для Ду 25…150 и Ру 40…400 (см. Т 8083)

Дроссельное шумогасящее устройство тип 3381 • На выходе устанавливается пакет фиксированных шайб, содержащий от одной до пяти дроссельных шайб, применяется для работы в жидких, газообразных и парообразных средах. Дроссельное шумогасящее устройство приподнимает давление на выходе клапана, уменьшает скорость выходного потока и, тем самым, уровень шума для газообразных и парообразных сред. Уровень шума уменьшается и в жидких средах.

- Материалы 1.0460 / A105 или 1.4571 / F316
- Условные диаметры Ду 40…160 (NPS 1½ … 24")
- Условное давление Ру 40…160 (Class 300…900)

Варианты • «Sandwich» - зажим между фланцами одной дроссельной шайбы • Корпус для 2-5 дроссельных шайб, закрепленных фланцами (см. Т 8084).

шайбами



Фланцевое присоединение дроссельного шумогасящего устройства тип 3381 на клапане с обогревающей рубашкой

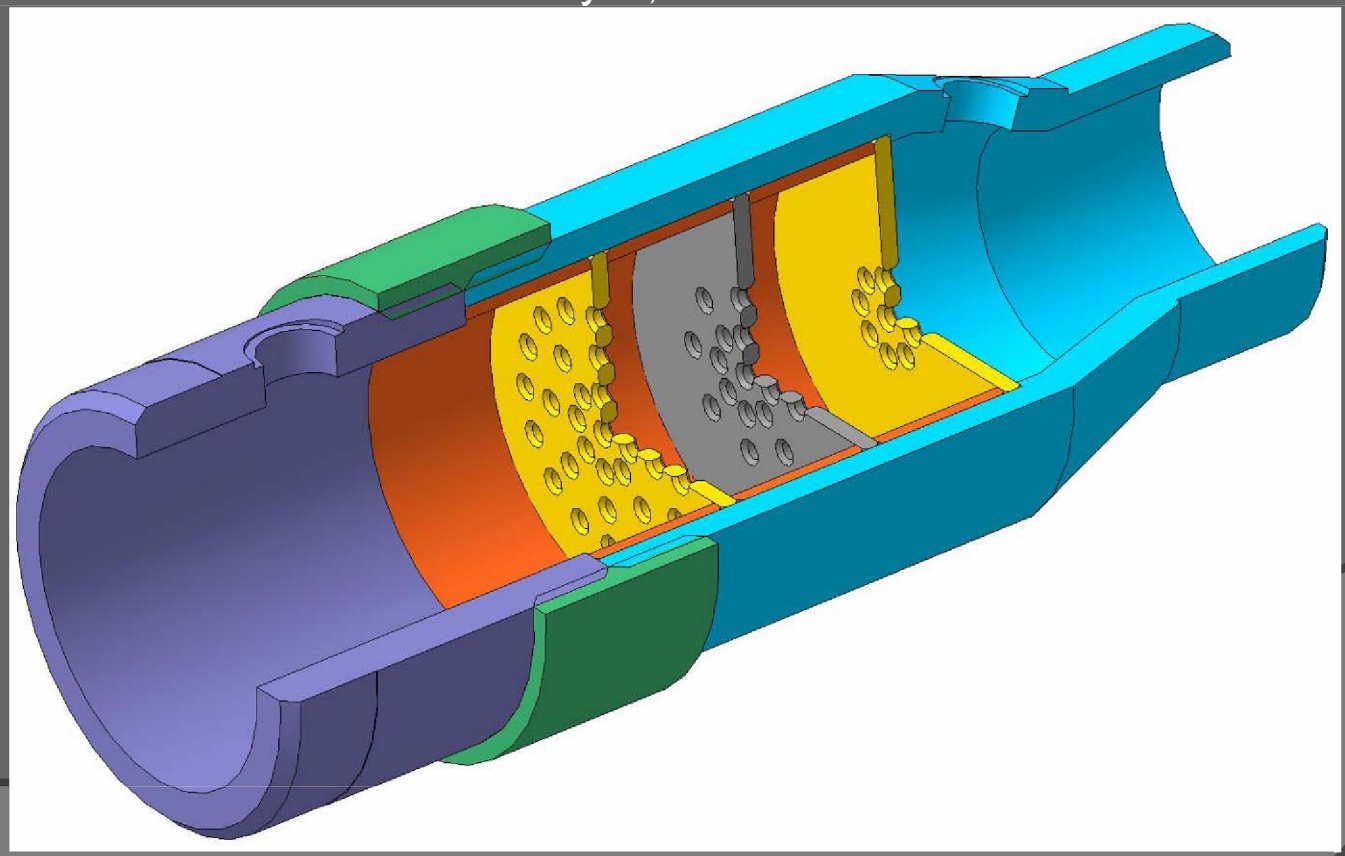
Шумогасящее устройство Samson

Экспериментальная модель гасителя пульсаций давления

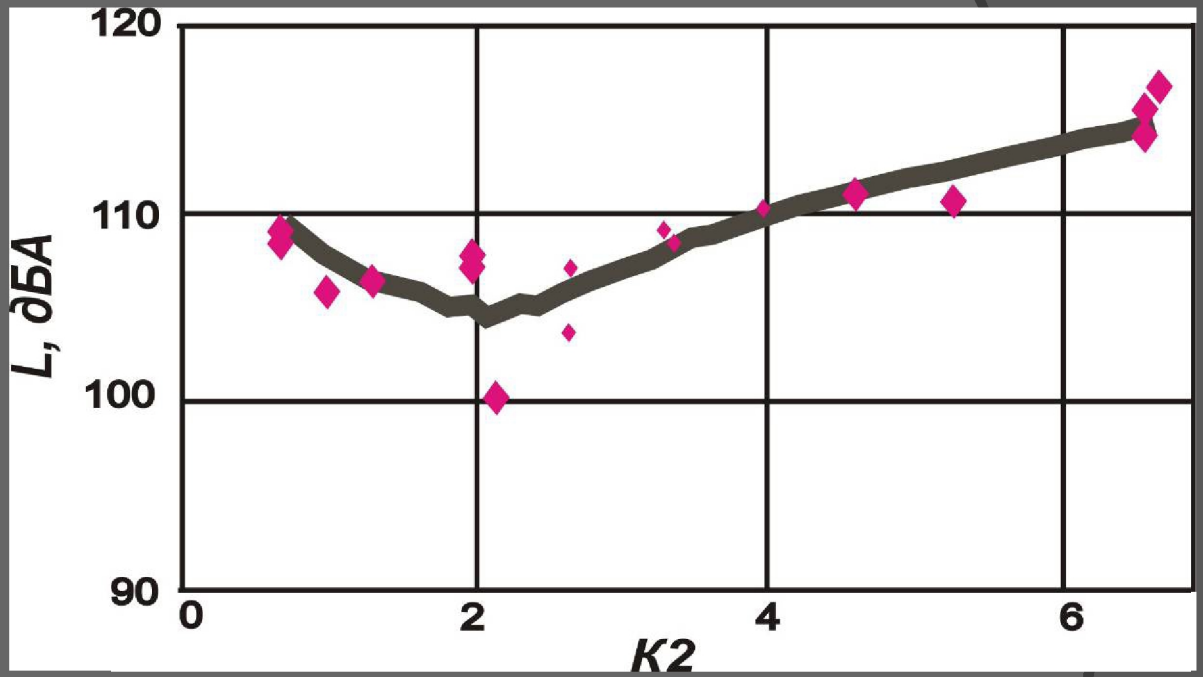
Для эффективного снижения шума газовых струй в трубопроводах (с учетом минимизации размеров) необходимо применять устройства, преобразующие исходную струю в совокупность мелких струек и разбивающих крупномасштабную турбулентность. При этом снижения звуковой мощности струи основано на следующих принципах:

-снижение выходной скорости и плотности воздуха в струе посредством разбиения площади выходного сечения на множество мелких сечений и ступенчатого дросселирования;

-смещение спектра шума струи на выходе гасителя в область, лежащую за пределами слышимости человеческого уха, в область высоких частот.





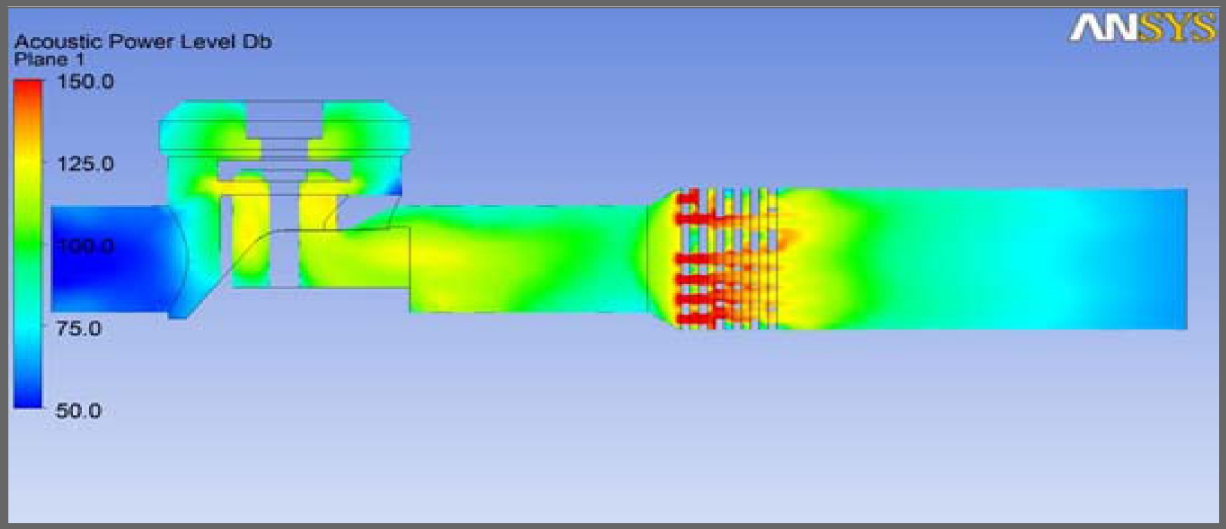


Зависимость уровня шума выхлопа с глушителем шума от коэффициента отношения наружной перфорации ***K2***

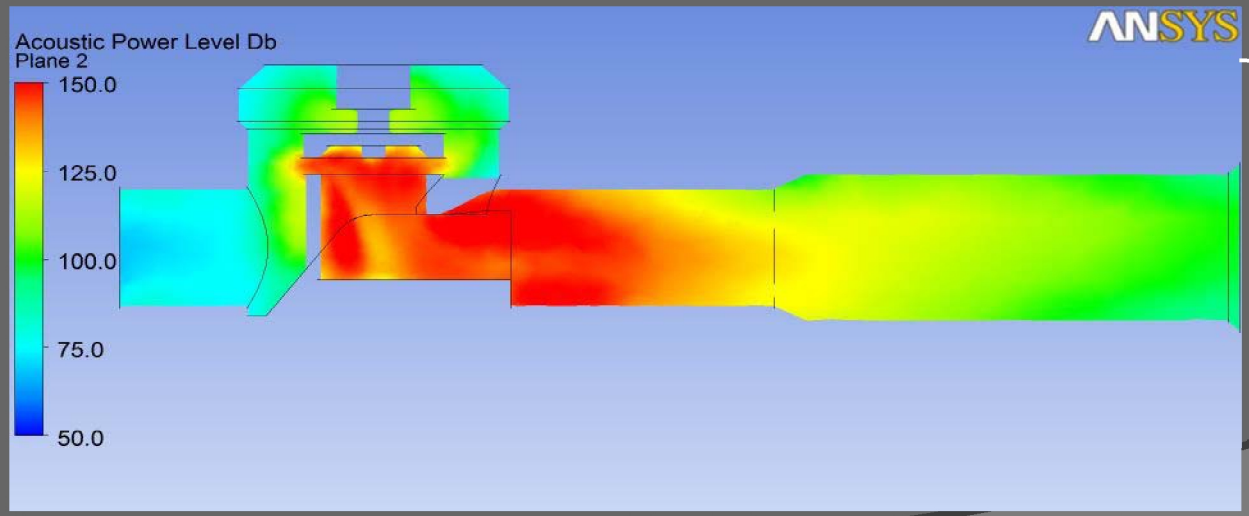
_____ - расчет;

● – эксперимент;

Моделирования течения газа через систему в ANSYS Fluent



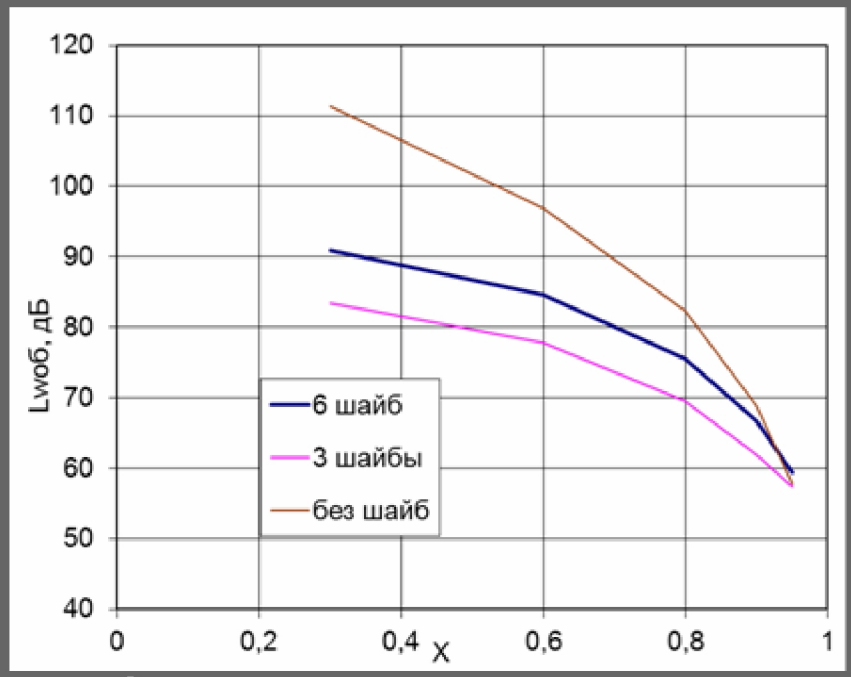
Уровень шума в системе с ГПД с 6ью шайбами (Lcp=100 дБ)



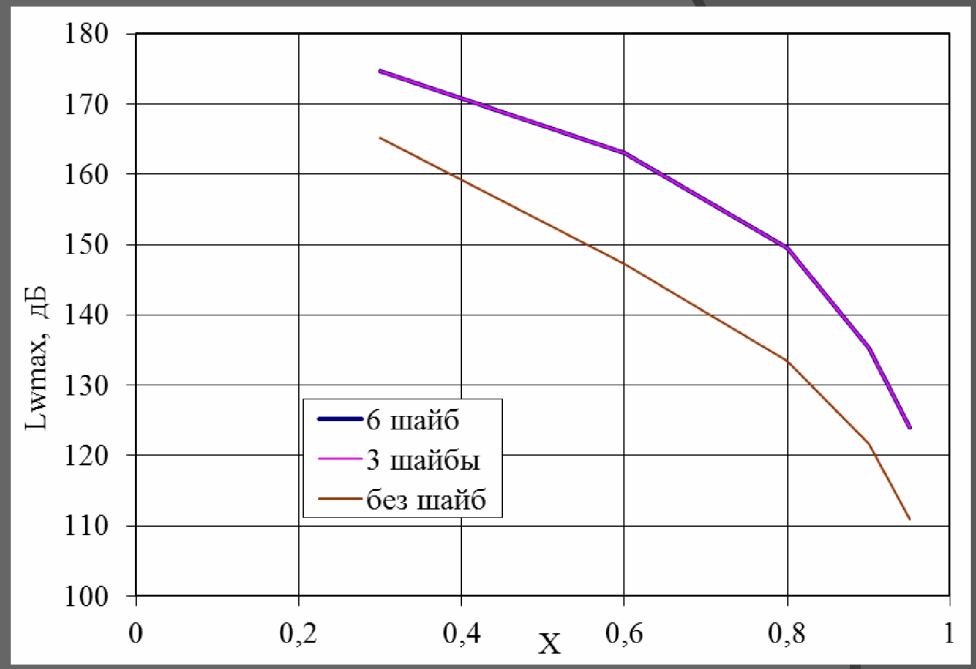
Уровень шума в системе с ГПД без шайб (Lcp=71,9 дБ)

- Результаты средних уровней акустической мощности газового потока по объему, указывают на то, что конструкция ГПД эффективно разбивает акустический фронт;
- Конструкция ГПД с 6 шайбами позволяет полностью разбить турбулентности;
- Наблюдается увеличение максимального значения уровня акустической мощности газового потока при установке шайб в ГПД, что является результатом образования источников шума, которыми являются турбулентности на

Моделирования течения газа через систему в ANSYS Fluent



Зависимость среднего уровня акустической мощности по объему

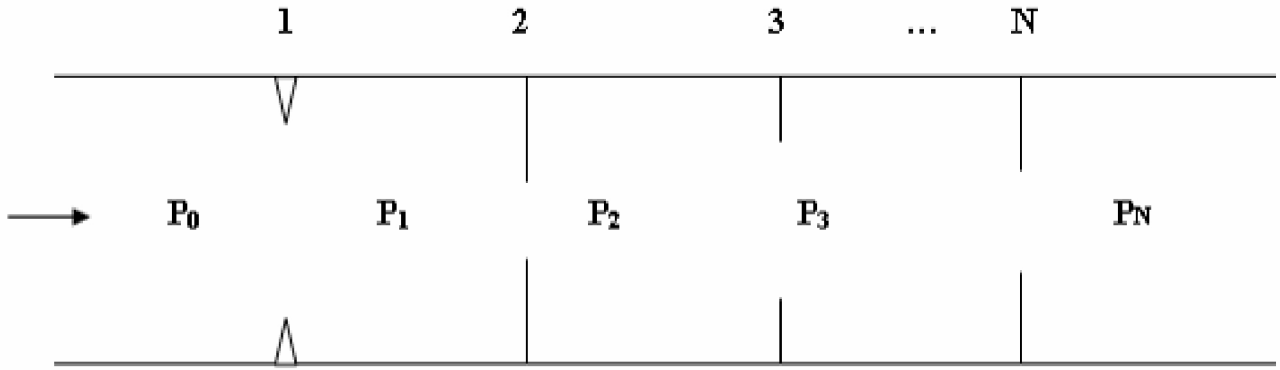


Зависимость максимальной акустической мощности газового потока от X

Сравнив результаты расчетов, можно сделать следующие выводы:
-Результаты средних уровней акустической мощности газового потока по объему, указывают на то, что конструкция ГПД эффективно разбивает акустический фронт;
-Увеличение максимального значения уровня акустической мощности газового потока при установке шайб в ГПД, является результатом образования источников шума, которыми являются турбулентности на выходе из отверстий шайб, но энергия данных турбулентностей мала.

Математическая модель шума клапана с дроссельными шайбами

$$W = W_1 + \sum_{i=2}^{N} W_i .$$



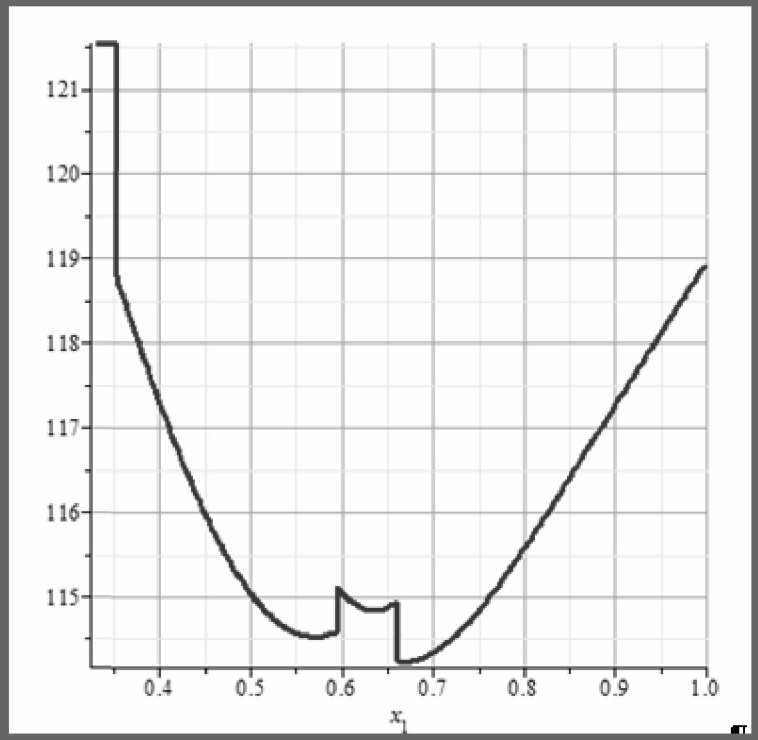
Расчётная схема

$$W_{mech\ strm} = 7.7 \times 10^{-11} C_v F_L c_0^3 P_1 G_f$$

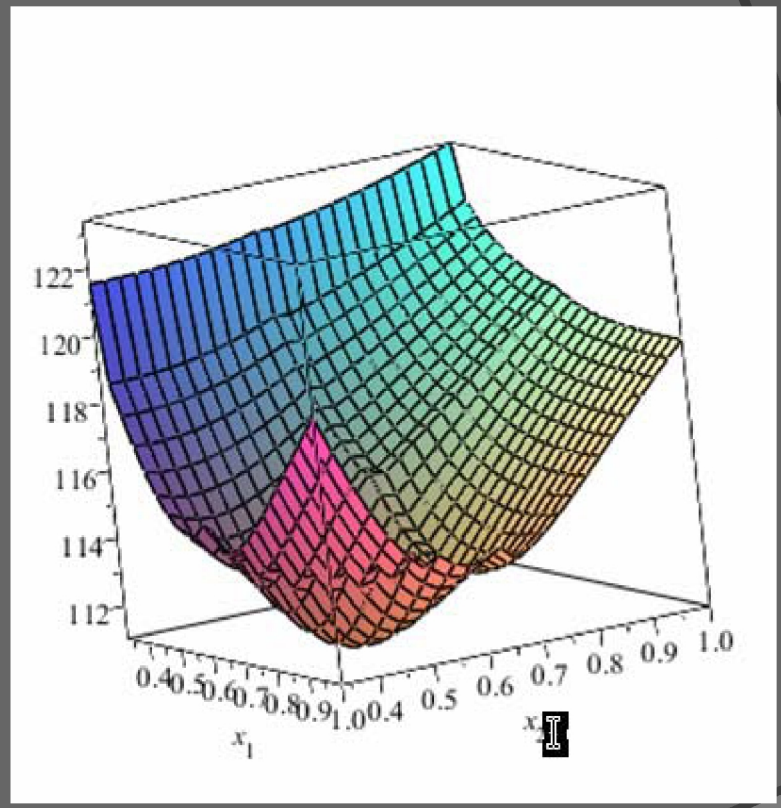
Акустическая мощность

$$W(x_1, x_2, \ldots, x_N) \to \min_{x_1, \ldots, x_N}$$

$$\begin{cases} x_i \in [0;1], \quad i = 1, \ldots, N \\ x_1 > x_2, \\ \ldots \\ x_{N-1} > x_N. \end{cases}$$



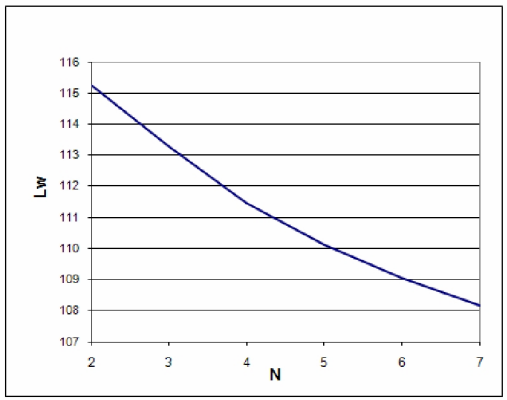
Уровень звукового мощности
для системы клапан + 1 шайба
в зависимости от перепада давления



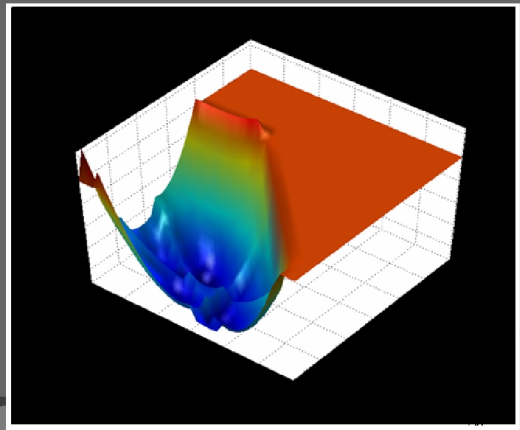
Уровень звукового давления
для системы клапан + 2 шайбы
в зависимости от перепада давления

Результаты глобальной оптимизации ГПД с числом шайб от 2 до 7.

x1	x2	x3	x4	x5	x6	x7	W	Lw
0,7089	0,4218						0,3358	115,2
0,7177	0,5125	0,3607					0,2124	113,2
0,7693	0,5898	0,4478	0,3364				0,1402	111,4
0,8053	0,6469	0,5160	0,4085	0,3209			0,1028	110,1
0,8318	0,6905	0,5702	0,4683	0,3823	0,3101		0,0803	109,0
0,852	0,7248	0,6140	0,5179	0,4349	0,3634	0,3022	0,0654	108,1



Зависимость оптимального значення Lw от количества шайб

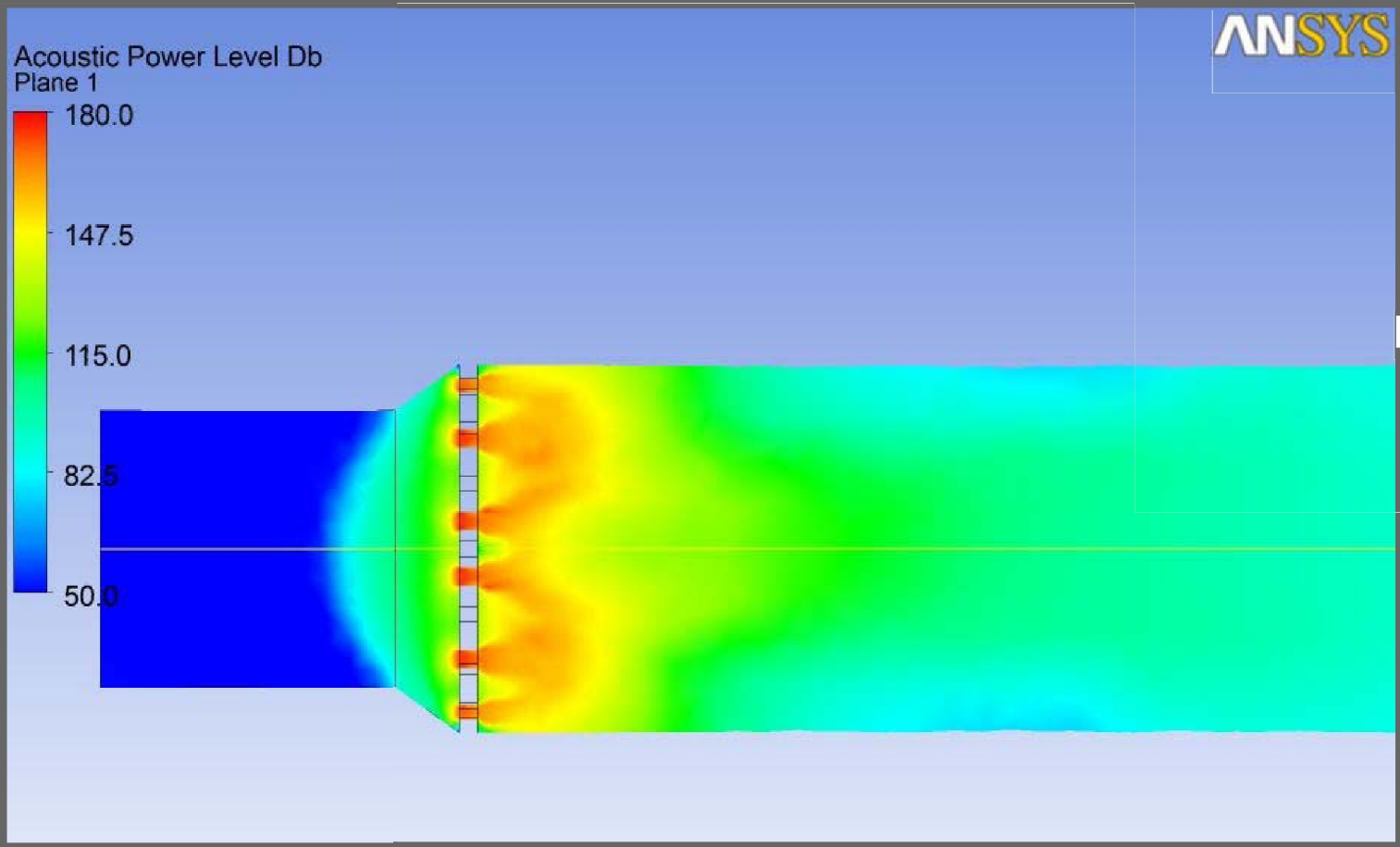


Вид целевой функции для 2-х шайб

Относительные сечения клапана и шайб в процентах от сечения трубы

Fkl	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7
11,31111	18,8021	27,01475					
11,24777	21,57347	26,85505	33,29342				
10,89639	22,33745	26,49837	31,37939	37,02577			
10,67063	23,2003	26,66258	30,614	35,08444	40,08371		
10,51373	24,08005	27,06275	30,39875	34,1074	38,19863	42,66798	
10,39851	24,945	27,57663	30,47484	33,65264	37,11782	40,87069	44,90153

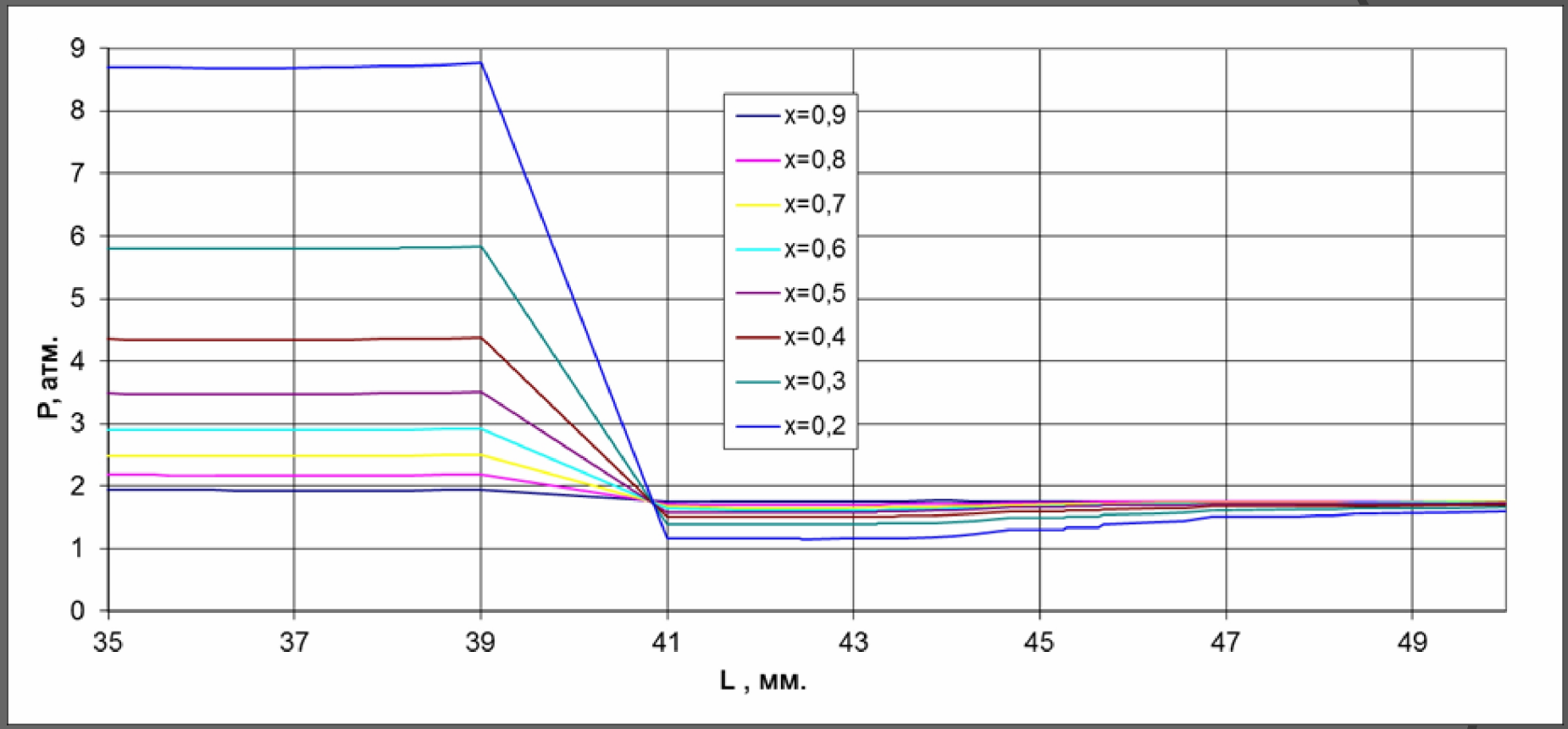
Моделирования течения газа отдельно через шайбу



Распределение акустической мощности газового

Основным источником шума в шайбе, являются входные и выходные кромки, создающие источники шума и завихрения на краях острых кромок. Для уменьшения данного фактора следует скруглять острые кромки отверстий или снимать фаски;

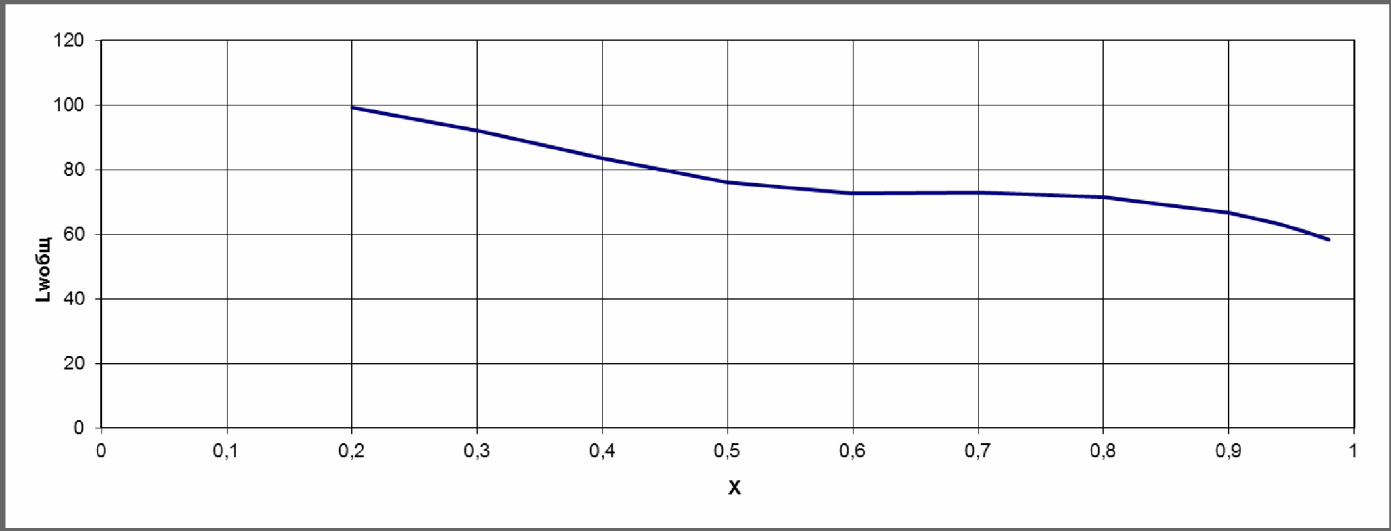
Моделирования течения газа отдельно через шайбу



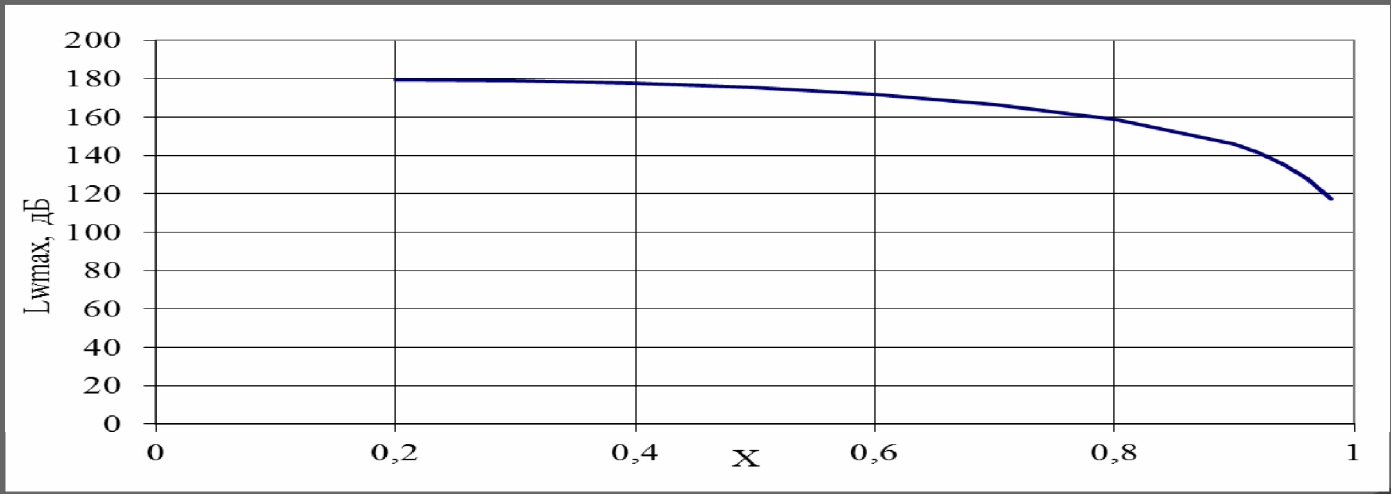
Распределение давления по длине исследуемой системы

- Время восстановление давления,зависит от перепада давления на шайбе. Процесс восстановления давления является результатом образования в расширяющемся потоке турбулентностей и завихрений, которые в свою очередь являются источниками шума. Учет данного фактора при доводке конструкции ГПД улучшит виброакустические характеристики рабочей системы.

Моделирования течения газа отдельно через шайбу



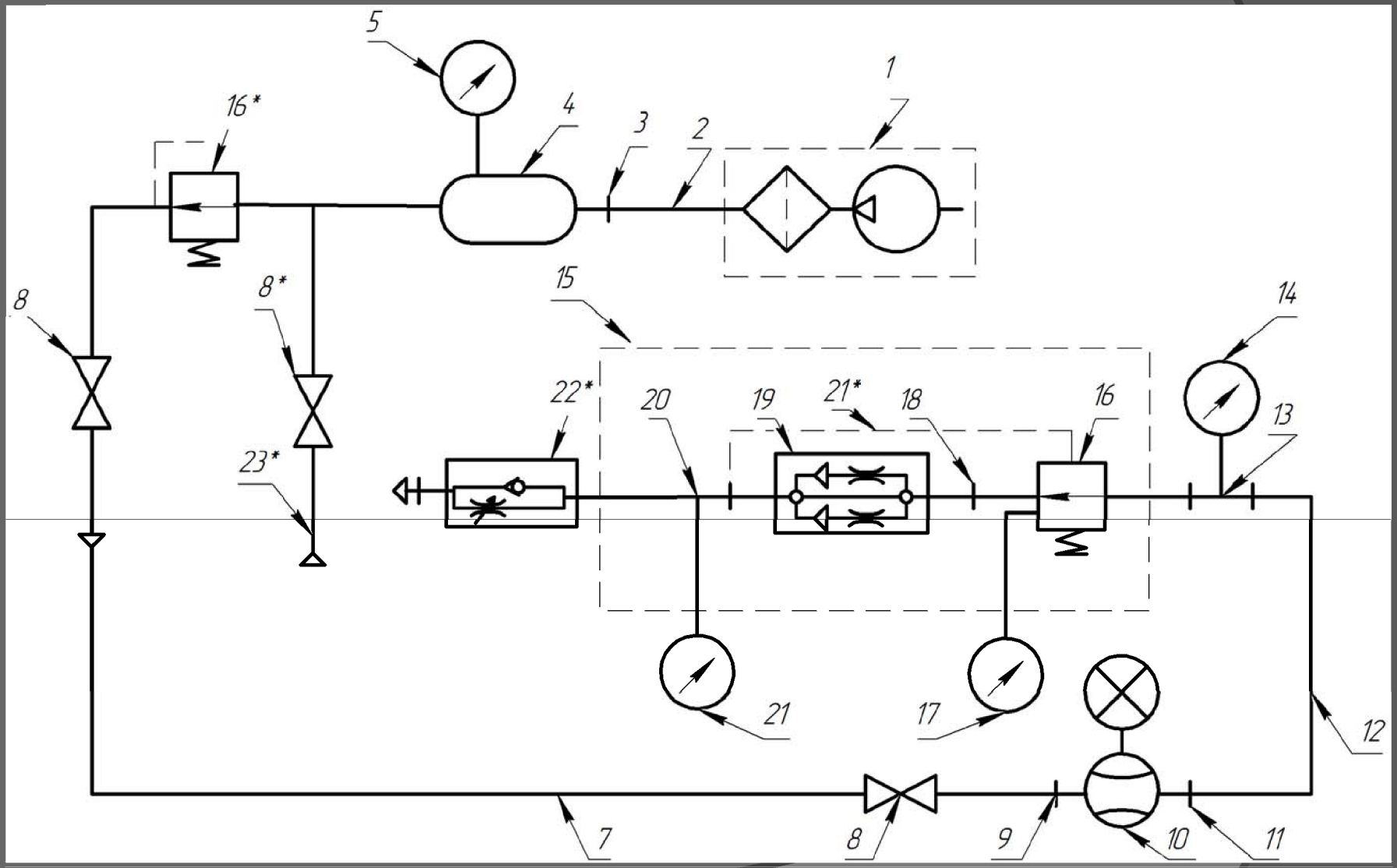
Зависимость среднего уровня акустической мощности газового потока



Зависимость максимального уровня акустической мощности газового потока

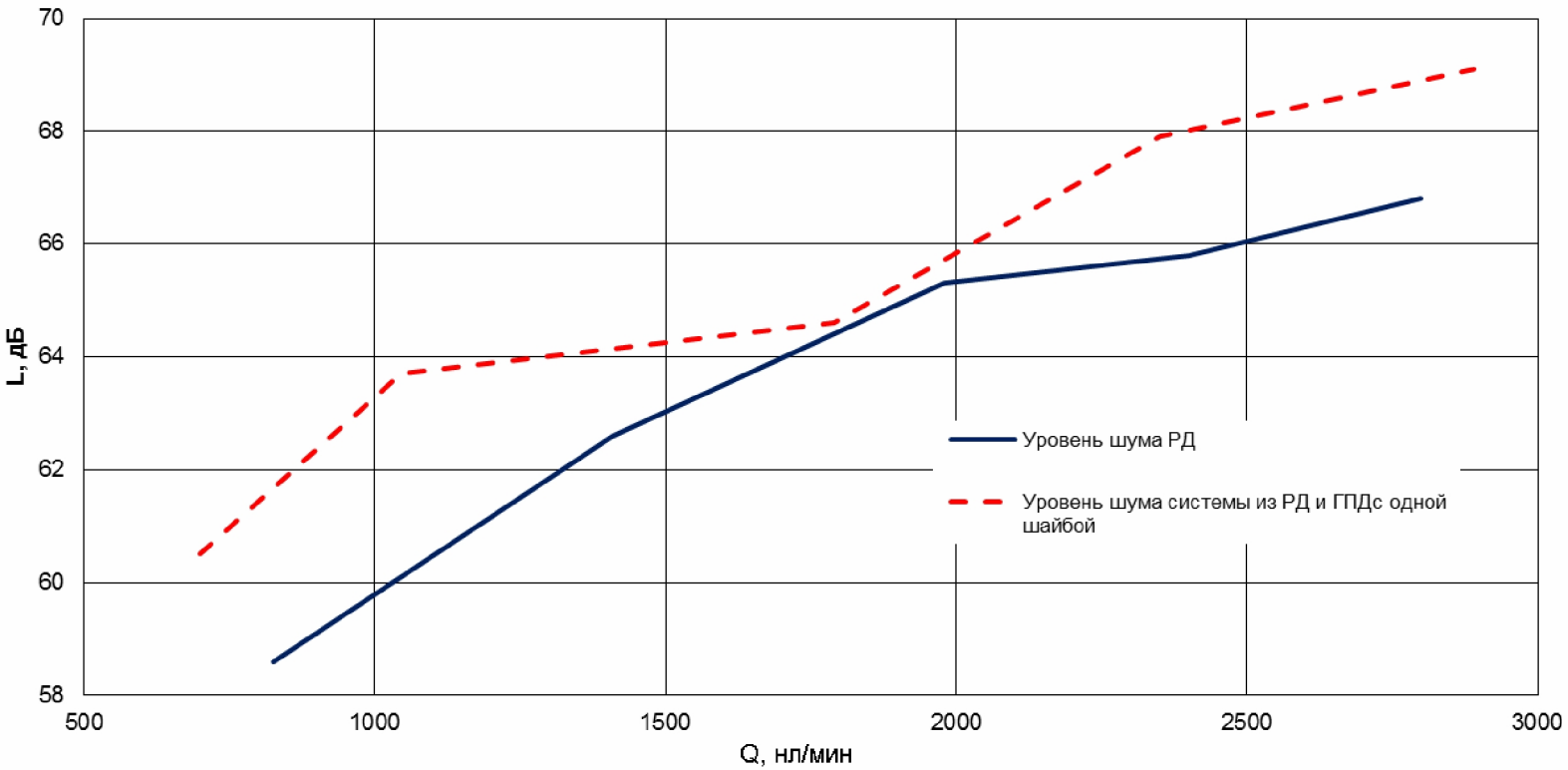
- Максимальный уровень акустической мощности газового потока на отрезке 0,8 – 1 резко возрастает, далее график стремиться к значению в 180 дБ. При относительном перепаде давления меньше 0,7 изменение уровня акустической мощности становятся несущественным;

Модернизация испытательного стенда ASEU PNEUMATICS



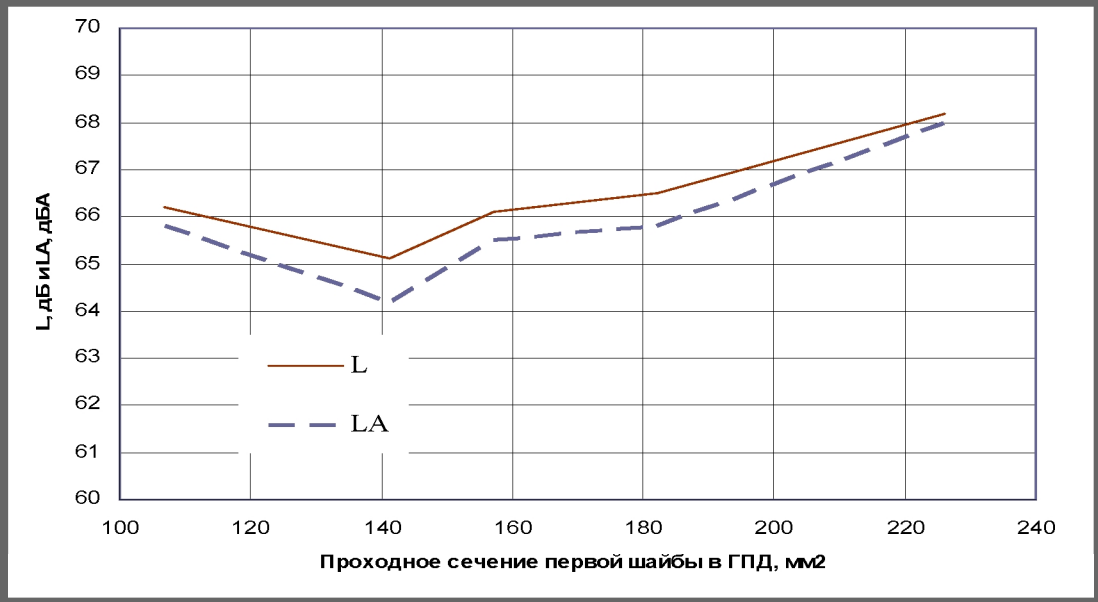
16* - редуктор на входе, 23* - подвод сжатого воздуха от внешней системы, 21* - обратная связь на исследуемы РД, 22* - дроссель на выходе.

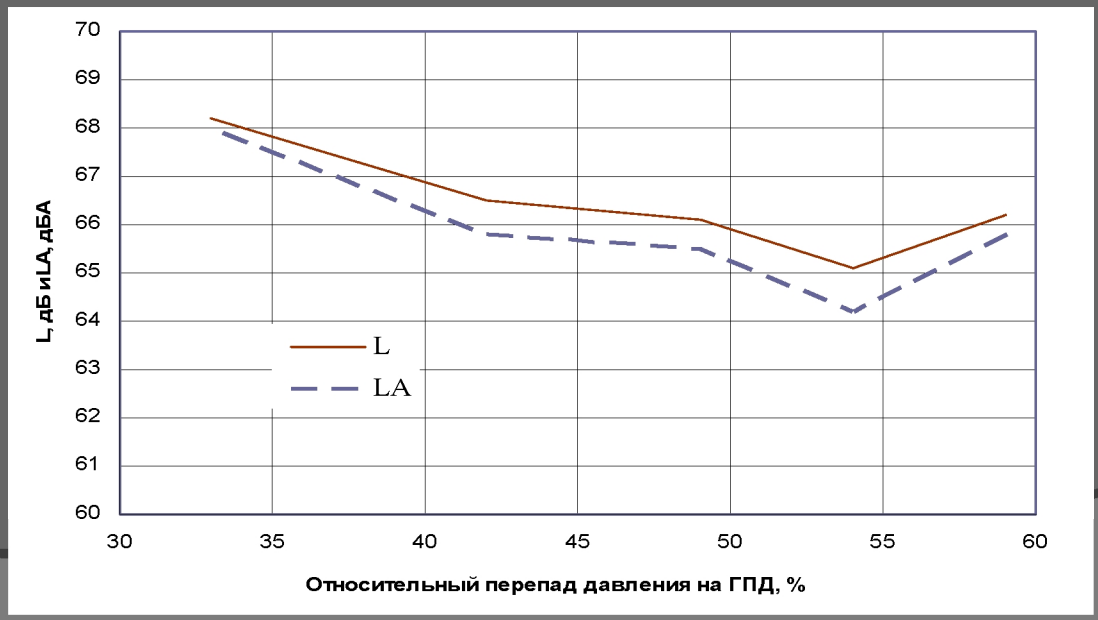
Определение акустических характеристик регулятора давления



Из рисунка видно, что уровень шума, образуемый в исследуемой системе зависит от расхода рабочего тела, проходящего через систему. Что в свою очередь свидетельствует о увеличение скоростей, а следовательно и турбулентностей и вихревых потоков в системе, которые влияют на общий показатель уровня шума. Данные графики также объясняют повышенный уровень шума на промышленных редукторах, имеющих расходные характеристики намного выше чем исследуемый.

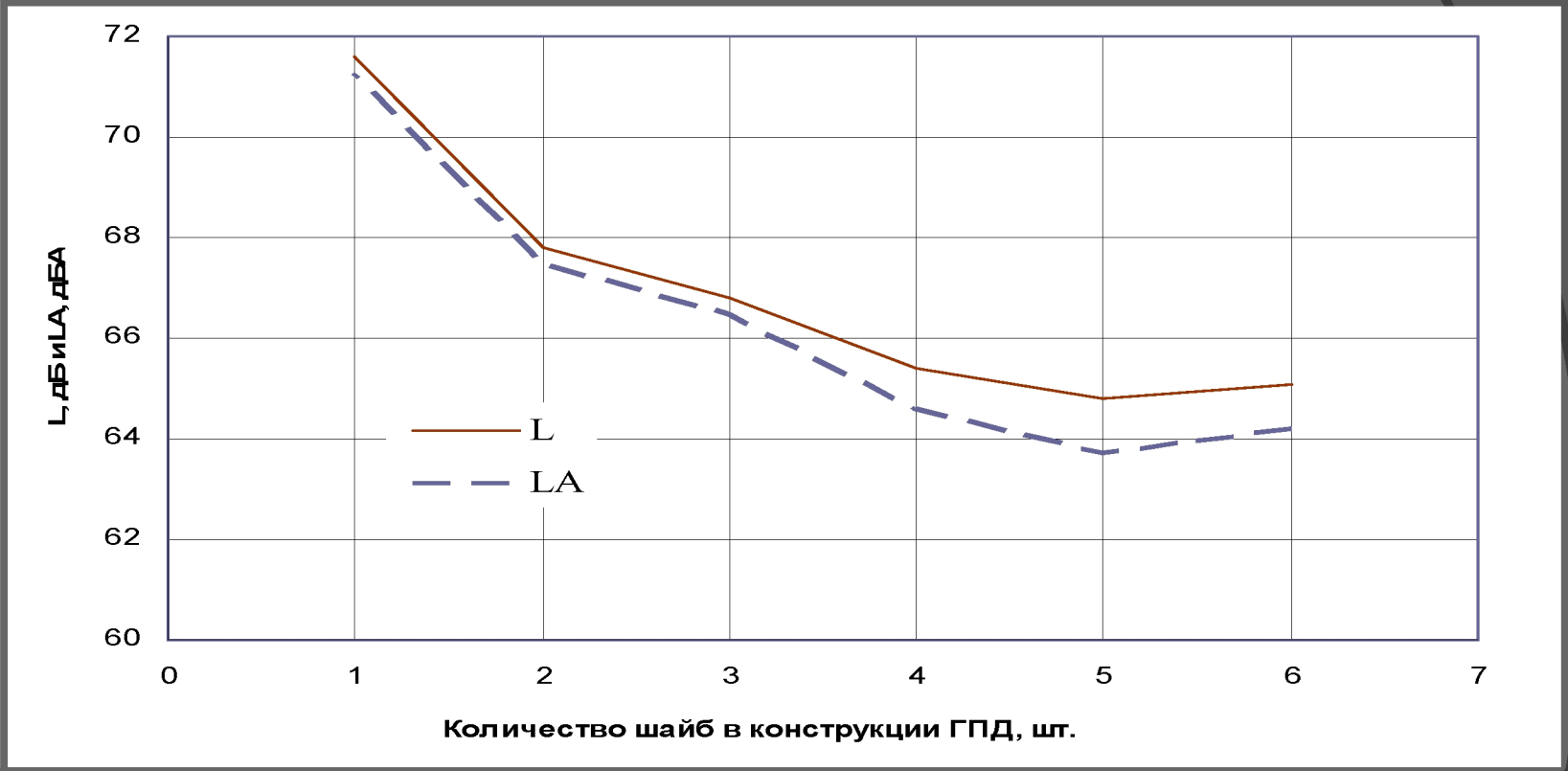
Экспериментальная доводка ГПД





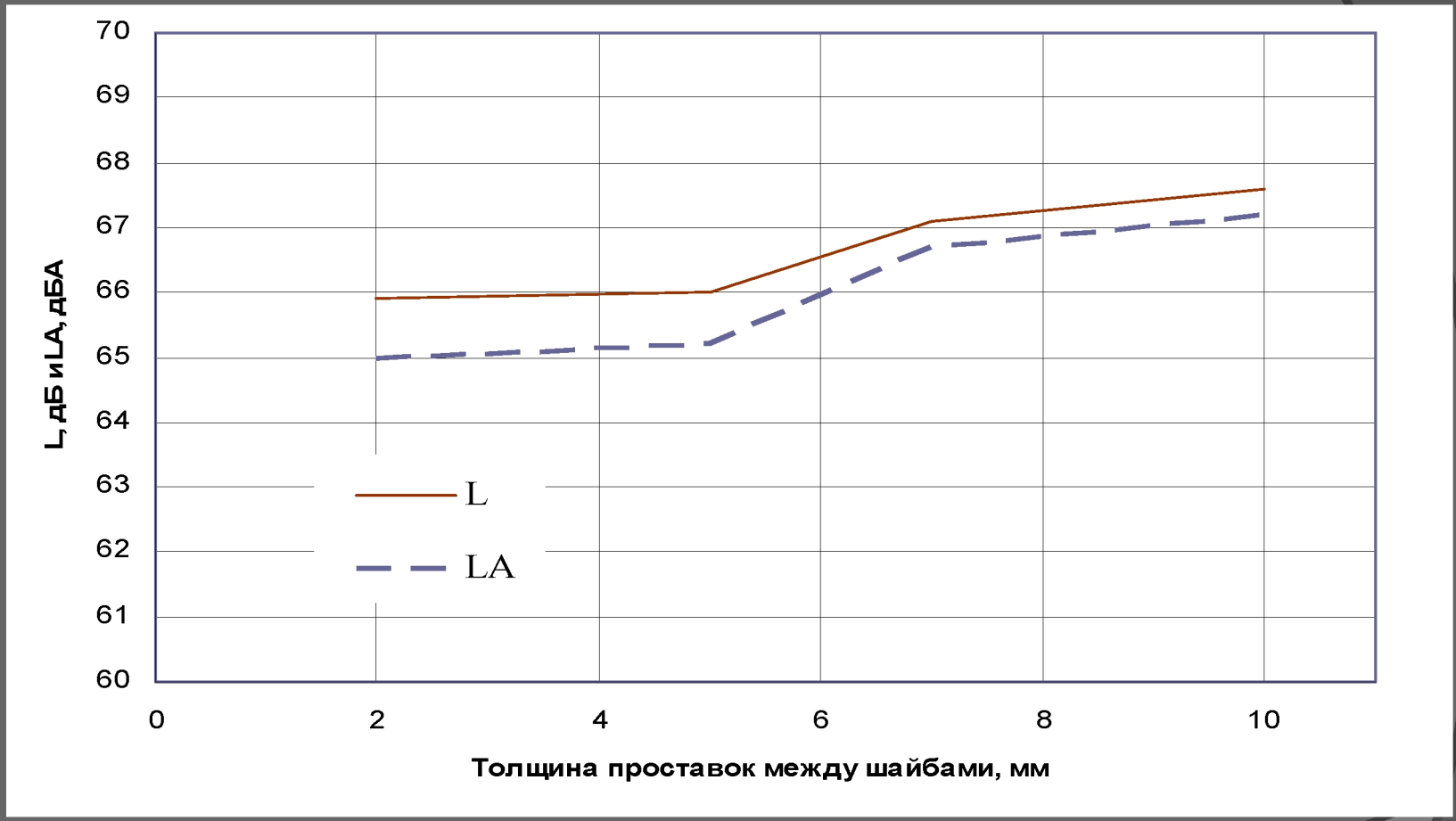
При проведение испытаний определялась конструкция ГПД с 6ью шайбами с максимально эффективными показателями, при этом подбиралось проходное сечение первой шайбы, а все последующие шайбы подбирались таким образом, чтобы реализовывался дифузорный канал. Максимальную эффективность, 8,5 дБ и 9,1 дБА, показала конструкция с первой шайбой №2, проходное сечение 141,4 мм^2. Исходя из полученных графиков можно сделать вывод, о том что конструкция с шайбой №1 имеет пережатое проходное сечение, за счет чего уровень шума и эффективность уменьшается, а конструкции начиная с шайбы №3 имеют низкое гидравлическое сопротивление ,что следует из значений $\Delta P_{отн}$, что также умешает эффективность данных конструкций.

Исследование влияния количества шайб



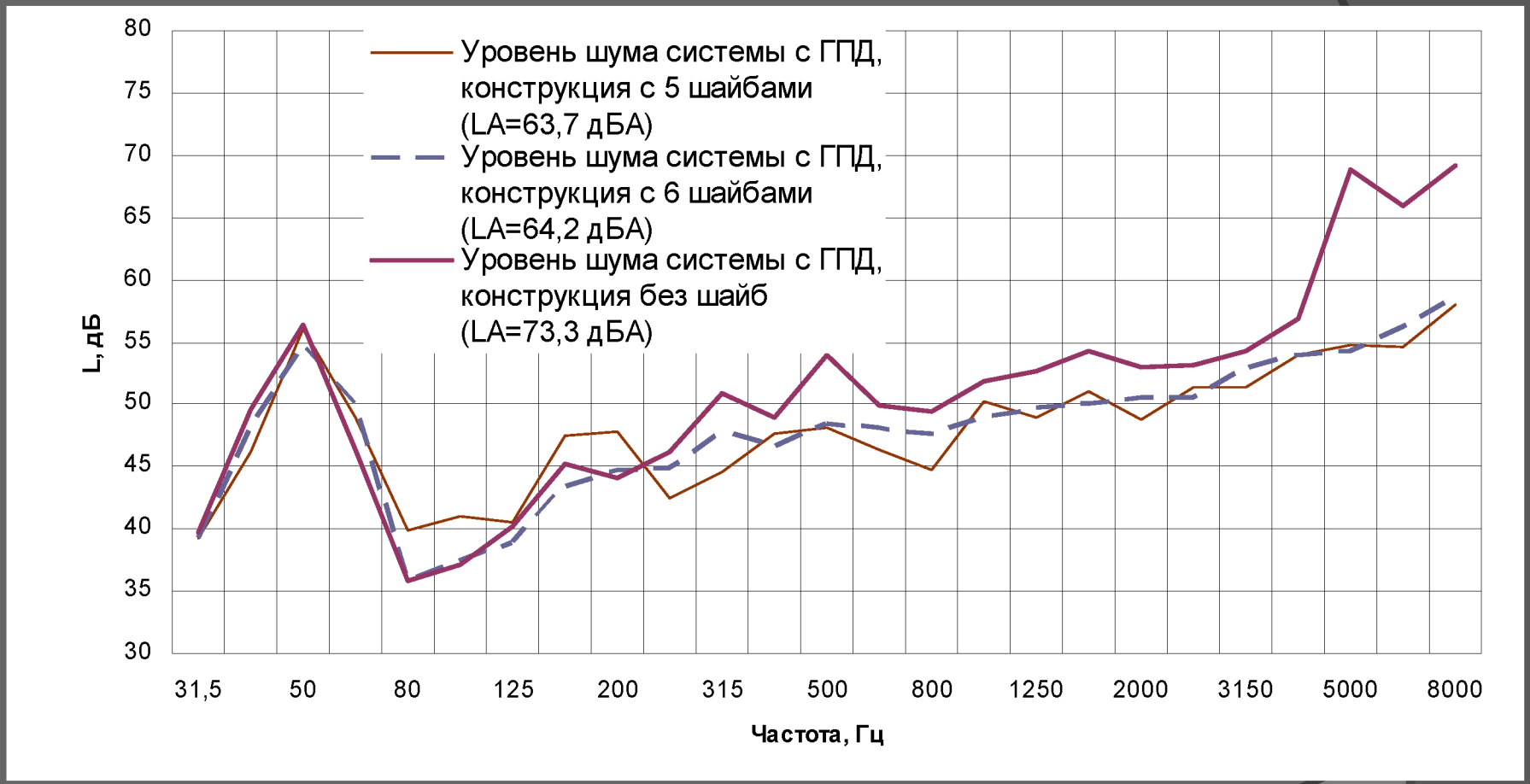
В данных испытаниях, определялось оптимальное значение шайб в конструкции ГПД. В испытаниях принимали участие конструкции имеющие от 1 до 6 шайб. Исходя из полученного графика можно сделать вывод, о том что конструкция с 5ью шайбами имеет такое же гидравлическое сопротивление, что и конструкция с 6ью шайбами, но при этом эффективность увеличивается и составляет 8,8 дБ и 9,6 дБА. Данный факт свидетельствует о неэффективности использования шайб с большим проходным сечение, т.е. с низким гидравлическим сопротивлением, при этом данные шайбы становятся дополнительным источником шума, уменьшая эффективность всей конструкции. Дальнейшее уменьшение количества шайб приводит к уменьшению гидравлического сопротивления, а следовательно и уменьшению эффективности.

Исследование влияния толщины проставок



В серии испытаний определялось оптимальное значение толщины проставок используемых в ГПД. В испытаниях принимали участие конструкции имеющие проставки толщиной 2,5,7 и 10 мм Исходя из полученного графика можно сделать вывод, о том что конструкция с проставками 2мм имеет максимальную эффективность 10 дБ и 10,6 дБА. Увеличение толщины проставок уменьшает эффективность конструкции ГПД.

Испытания исследуемой системы



При проведение испытаний определялась эффективность конструкции ГПД с различным количеством шайб. Из рисунка видно, что наибольшая эффективность использования ГПД наблюдается в области высоких частот, при этом в области низких частот конструкция с 5 шайбами показывает лучшие результаты. Эффективность конструкции ГПД с 5 шайбами составила по шкале А 9.6 дБА.

Основные результаты и выводы

1. На основание составленной математической модели и моделирования исследуемой системы в программном пакете ANSYS Fluent, были рассмотрены процессы течения рабочего тела через системы, определены основные места образования турбулентностей и завихрений, рассмотрено влияние расходных характеристик модели на акустические характеристики системы.
2. Выявлены и устранены недостатки в конструкции испытательного стенда, что позволила увеличить точность исследований, а также уменьшило время проведения требуемых испытаний.
3. На основание проделанной работы предлагается создание программы расчета проходных сечений и количества шайб входящих в конструкцию ГПД.
4. Разработана и испытана конструкция ГПД с эффективностью 10,6 дБА.

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

ИНСТИТУТ АКУСТИКИ МАШИН
И А М

Лекция №5

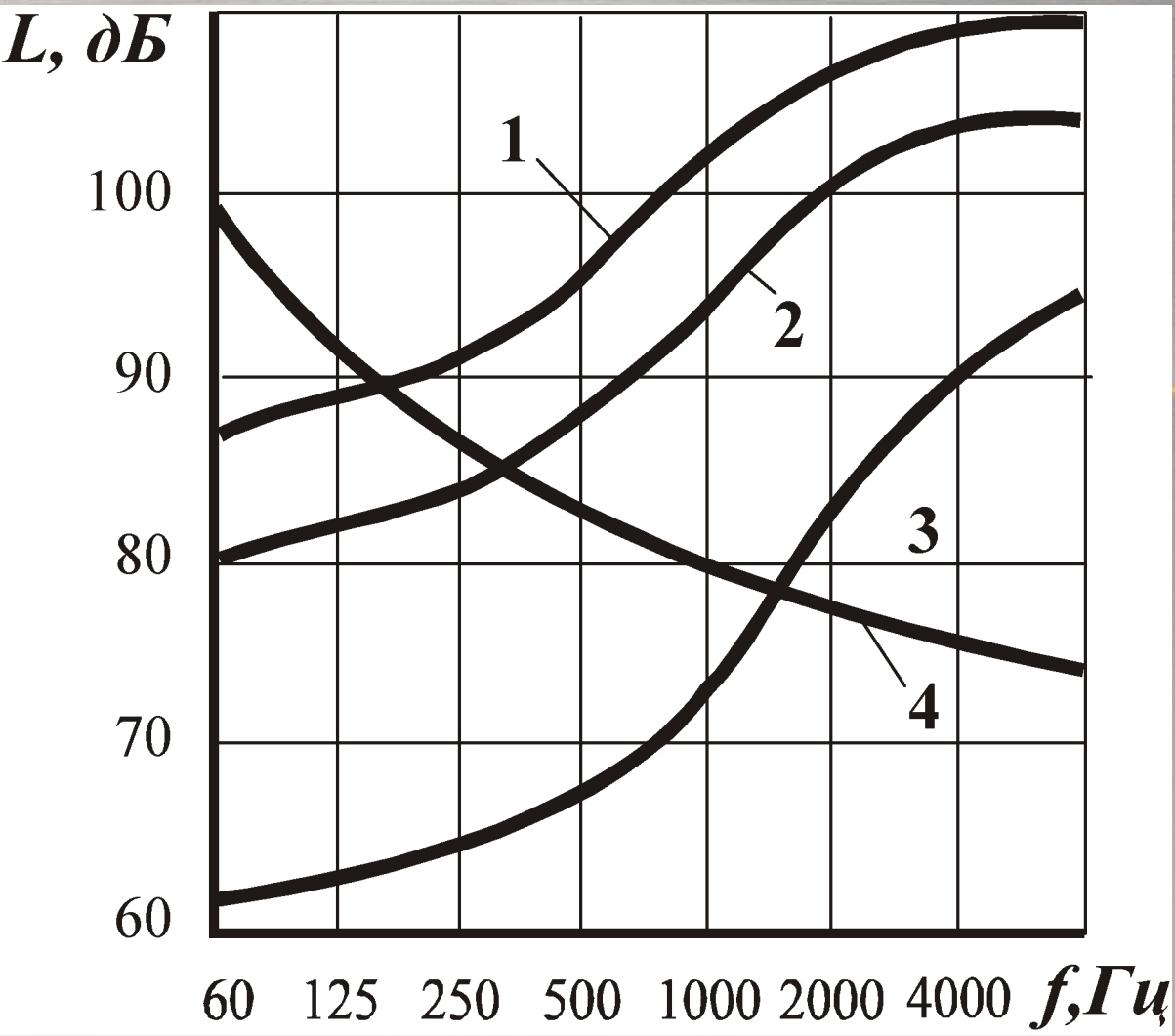
Аэрогидродинамический шум в технике.

Лектор: Иголкин Александр Алексеевич

Самара 2011

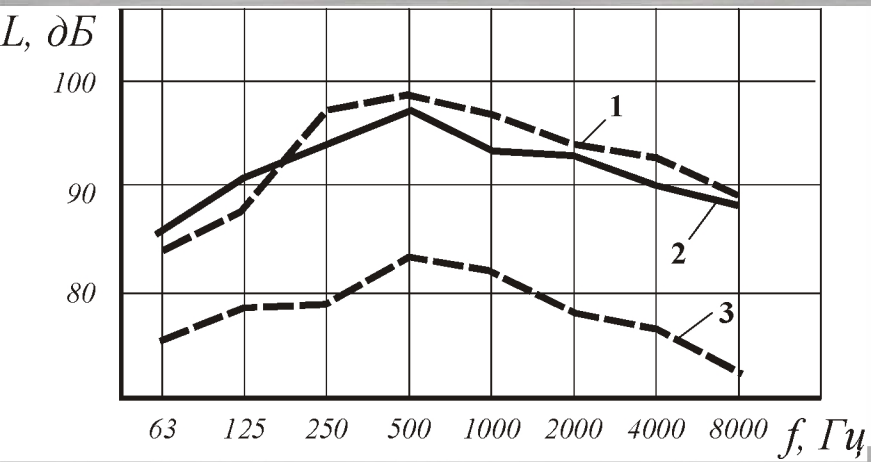
	Наименование источника шума	Наименование технологических устройств и процессов	Вид шума
Аэродинамический шум	Выхлоп отработанного воздуха	Цилиндры, пневмоинструмент ударного действия, пневмосистемы производственного оборудования	Прерывистый или импульсный широкополосный высокочастотный
		Пневмодвигатели с постоянным режимом работы	Постоянный тональный
		Пневмодвигатели с непостоянным режимом работы	Непостоянный тональный
	Сброс сжатого воздуха через аварийные и предохранительные устройства	Предохранительные клапаны	Прерывистый широкополосный высокочастотный
		Редукционные клапаны с клапаном сброса давления	Прерывистый или импульсный широкополосный высокочастотный
	Рейнольдсовы напряжения или сдвигающие силы, создаваемые в потоке, в следствие его замедления, расширения или столкновения	Регулирующие клапаны, компрессоры, насосы	Прерывистый широкополосный
	Кинетическая энергия струи сжатого воздуха	Обдувочные, распушающие и смешивающие устройства с переменным режимом работы	Колеблющийся или прерывистый широкополосный высокочастотный
	Пограничный слой движущегося потока	Проточные устройства (аппаратура, арматура, трубопроводы, соединения)	Постоянный широкополосный
	Пульсация давления движущегося потока		Колеблющийся тональный
	Пневматический удар при переключении задвижек, большой массе подаваемого воздуха и наличии конденсата	Межцеховые и цеховые магистральные линии	Импульсный широкополосный
Механический шум	Удар подвижных частей	Двигатели, инструмент, клапаны, поршни, золотники	Импульсный тональный
	Случайные флуктуации давления в корпусных деталях элементов пневмосистемы	Регулирующие клапаны, компрессоры	Импульсный тональный

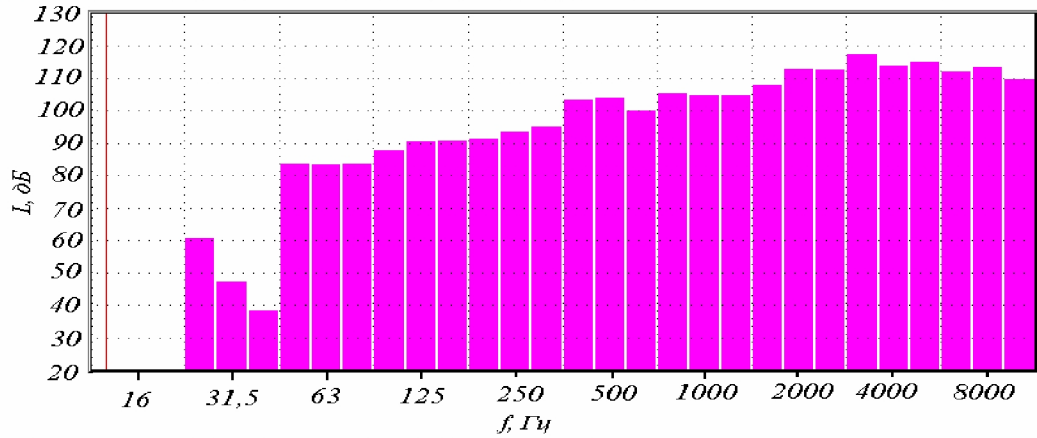
На рисунке представлены спектры шума, создаваемого при работе технологического оборудования. Из рассмотрения рисунка видно, что значимый вклад в общий уровень шума работающего оборудования вносит выхлоп сжатого воздуха.



Спектральная характеристика выхлопа сжатого воздуха:
1 – из пневмоцилиндра через распределитель с условным проходом Dy=25 мм; 2 – то же, с Dy=16 мм; 3 – то же, с Dy=4 мм; 4 – нормативная кривая.

Для установки заготовок при механической обработке широко применяют станочные приспособления, питающиеся от сети сжатого воздуха и обеспечивающие высокую производительность труда. Повышение их энергоемкости и быстродействия привело к резкому увеличению интенсивности шумов, сопровождающих различные производственные процессы. Шум пневмосистем возникает в основном при истечении сжатого воздуха из пневмоустройств в атмосферу вследствие турбулентного смешения выходящего с большой скоростью потока сжатого воздуха с наружным воздухом. Так как режим истечения сжатого воздуха в атмосферу, как правило, над критический и скорость потока близка к скорости звука, то уровень звука при выхлопе из пневмоцилиндров, и при сбросе воздуха через предохранительные клапаны может достигать 120…130 дБА. Причем частотный спектр струи имеет выраженный высокочастотный характер с максимумом в диапазоне выше 1000 Гц.





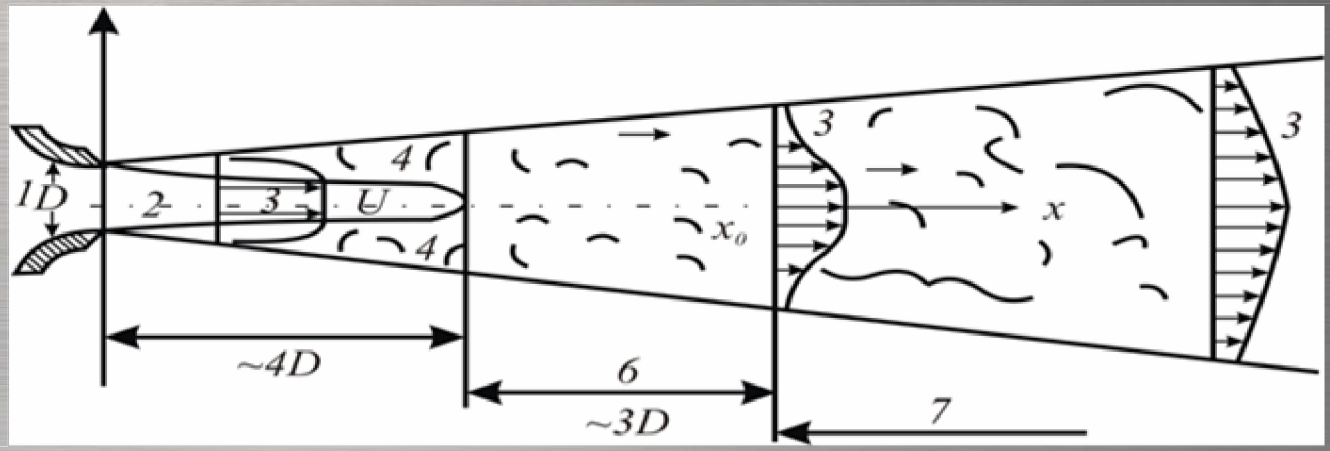
Уровень шума пресса при работе

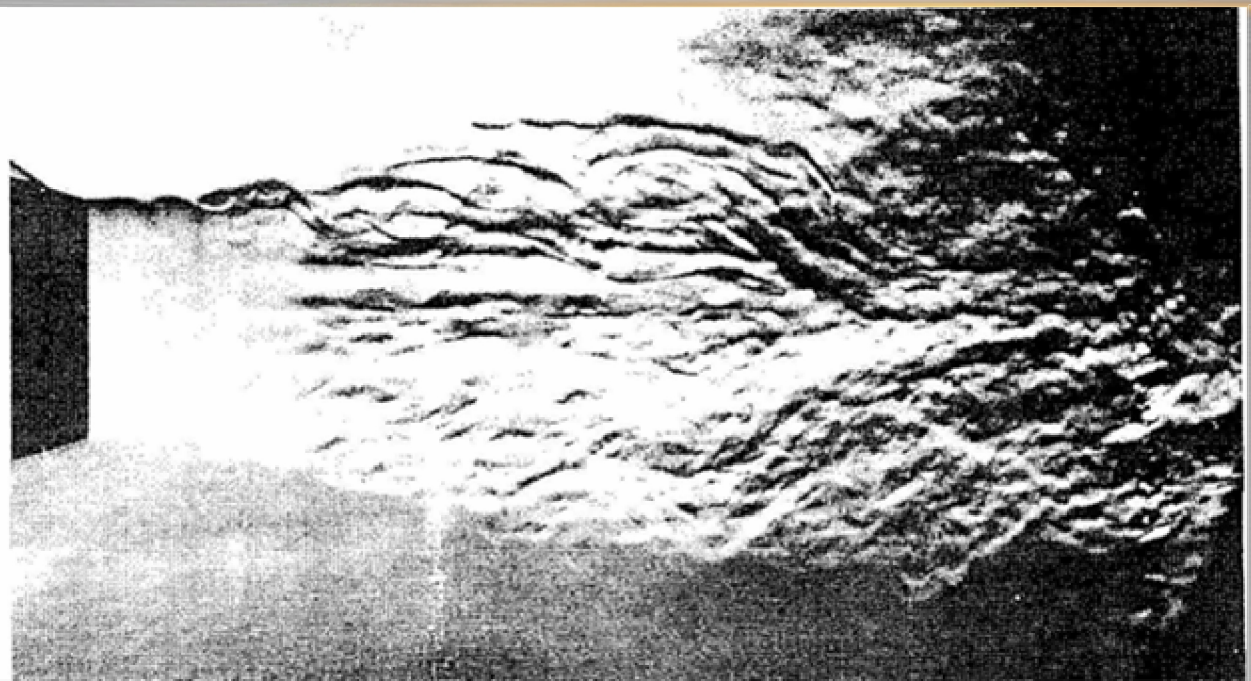
- *система «пуансон – заготовка - матрица»*
- *пневмосистема*
- *электродвигатель*

Спектр выхлопа импульсной струи

Струя воздуха из сопла диаметром ***5 см*** вытекает в окружающий воздух со скоростью ***12 м/с.*** Ламинарная поверхность раздела становится неустойчивой и в конечном итоге вся струя становится турбулентной.

Схема истечения турбулентной струи:
1 – сопло; 2 – потенциальное ядро; 3 – профили средней скорости; 4 – слой смешения; 5 – начальный участок; 6 – переходный участок; 7 – развитый участок





Дозвуковая струя, становящаяся турбулентной

Дальнейшее развитие этих трехмерных структур сводится к их полному или частичному спариванию, после чего в конце начального или в переходном участке струи происходит их распад на беспорядочные клубки. схема развития когерентных структур и в схематическом виде показано парное слияние двух кольцевых вихрей в начальном участке

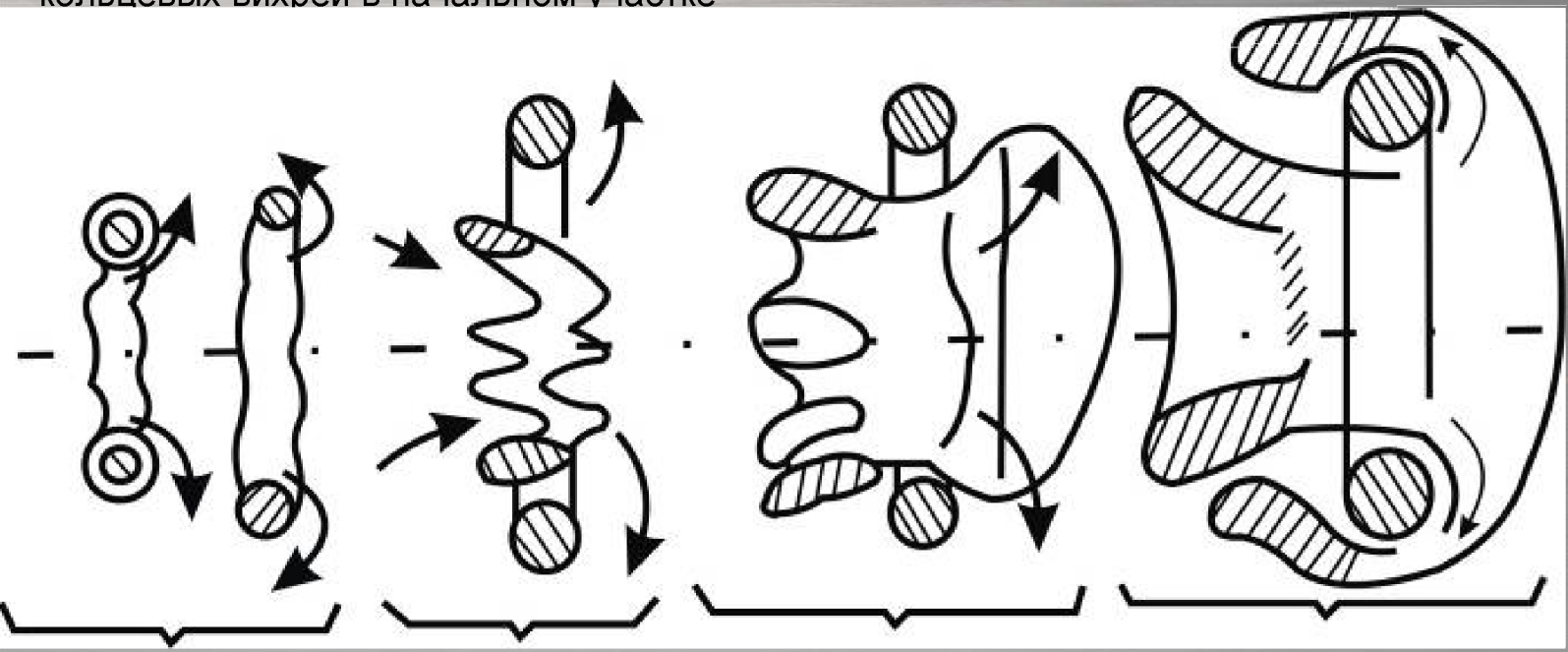
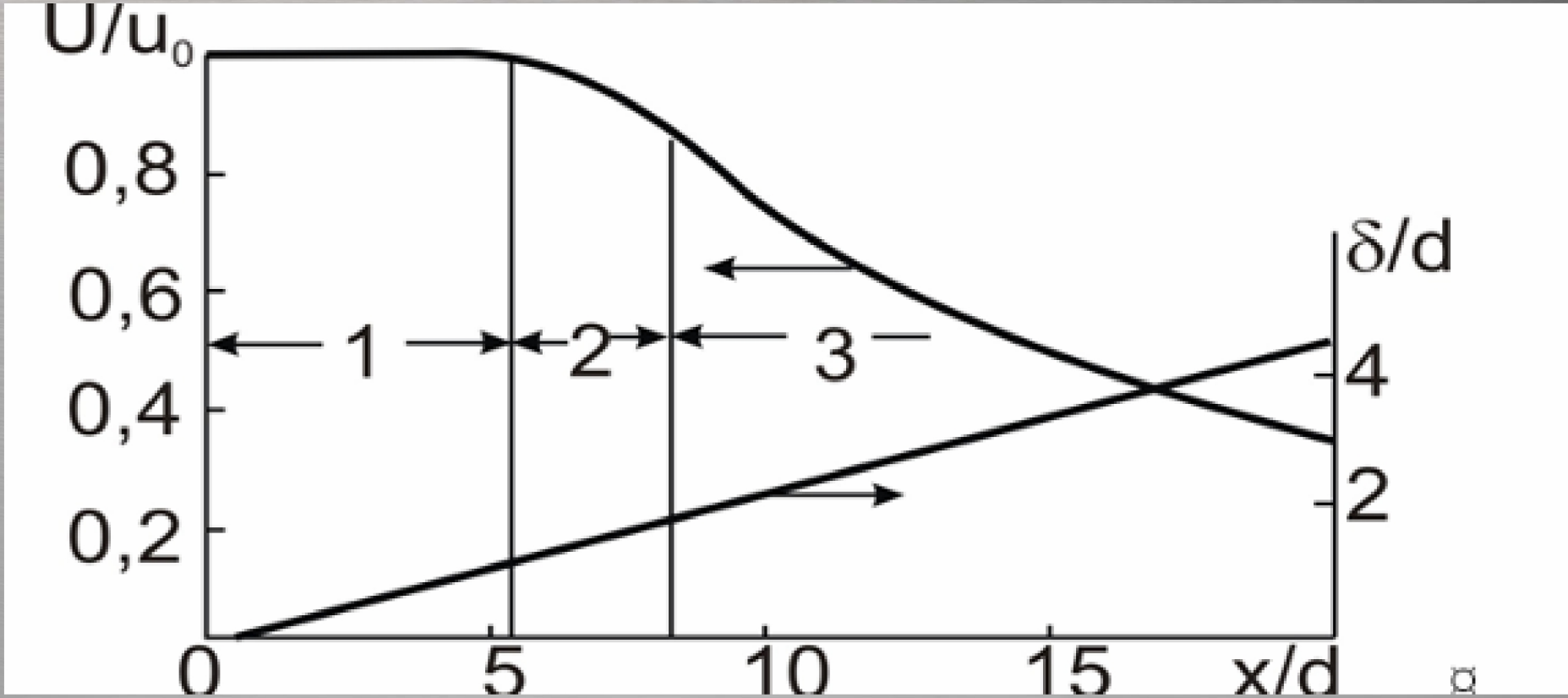


Схема развития когерентных структур в начальном участке круглой турбулентной струи. Парное взаимодействие кольцевых вихрей

Основные закономерности, определяющие связь интенсивности акустического излучения струи с газодинамическими и геометрическими параметрами потока, были установлены М.Дж.Лайтхиллом

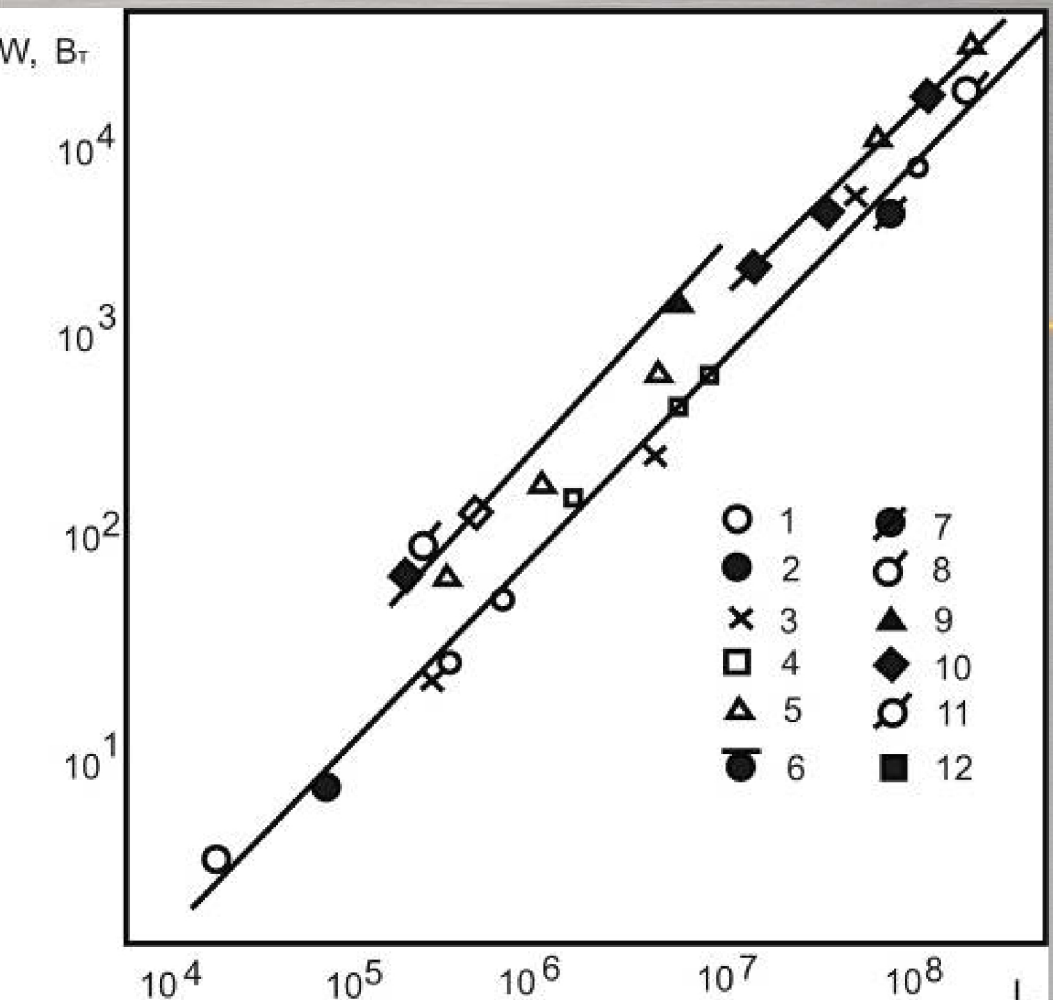
$$W = k_0 \frac{\rho_0^2 u_0^8 d^2}{\rho_\infty a_\infty^5}$$

Основные закономерности распространения дозвуковых турбулентных струй несжимаемой жидкости и газа к последнему времени хорошо изучены как теоретически, так и экспериментально. Это относится к слоям смешения, плоским, осесимметричным и пространственным затопленным струям и струям в спутном потоке. Общепризнанным является деление струи на три участка: начальный, переходный и основной



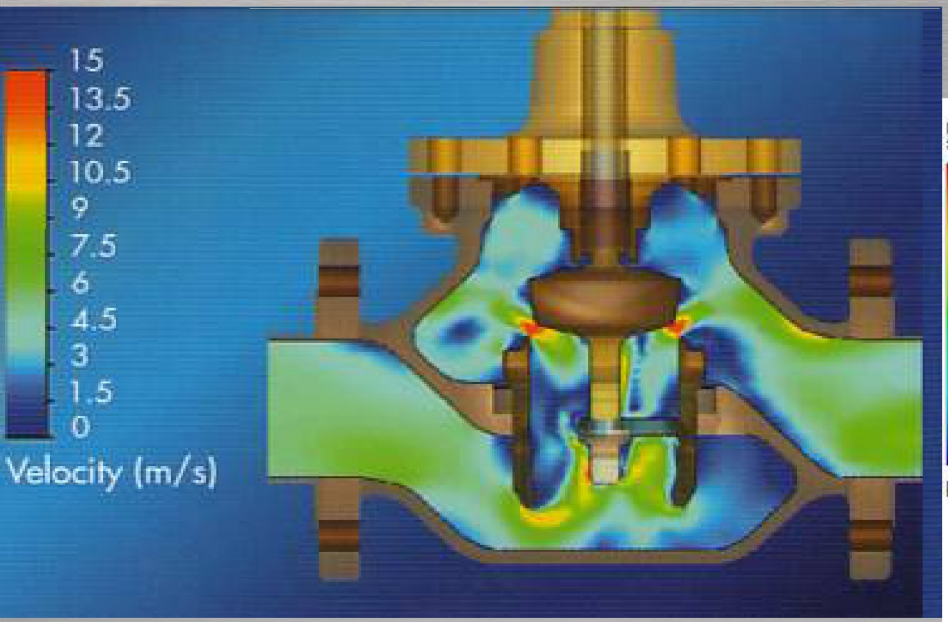
Изменение скорости на оси струи u/u0 и толщины слоя смешения δ/d вдоль затопленной турбулентной струи. Начальный *(1)*, переходный *(2)* и основной *(3)* участки.

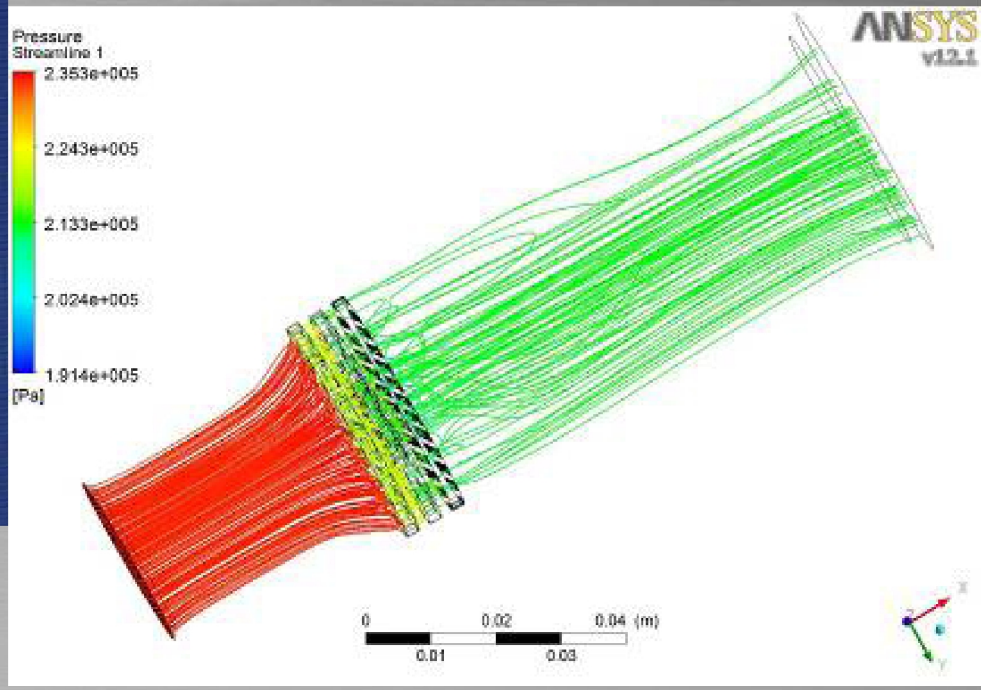
Экспериментальные исследования шума турбулентных струй [29] подтвердили справедливость «закона восьмой степени» в большом диапазоне дозвуковых скоростей истечения изометрических струй (рисунок 1.5). При этом значение экспериментально определенного коэффициента k_0 для изотермических струй с малой степенью начальной турбулентности равно $3 \cdot 10^{-5}$; для струй турбореактивных двигателей $k_0 = (1.5\text{-}2.5) \cdot 10^{-5}$.



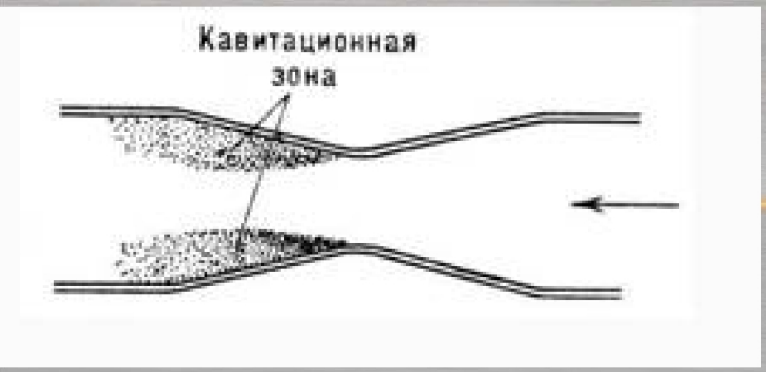
Зависимость звуковой мощности струи от параметра Лайтхилла

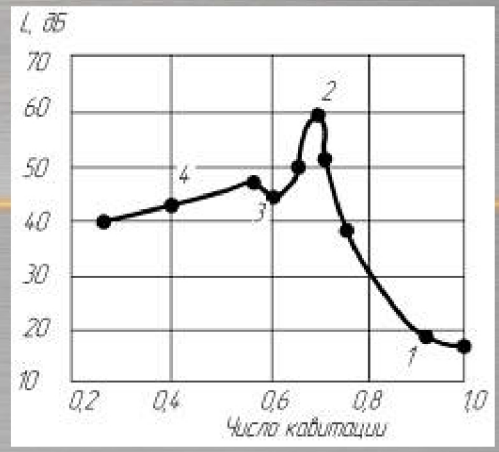
Шум, образованный потоком, называется гидродинамическим, и его можно отнести к определенной категории, если дело касается конкретной классификации потока или характеристики источника шума. Движение жидкости можно разделить на три категории: некавитационное; кавитационное; пульсирующее. Некавитационный поток жидкости обычно образует очень низкие уровни шума. Образующийся шум является функцией турбулентного потока, и этот шум обычно называют рейнольдсовским напряжением. Турбулентность в регулирующих клапанах возникает как результат быстрого замедления жидкости по потокосужающейся струе вследствие резкого уменьшения сечения.



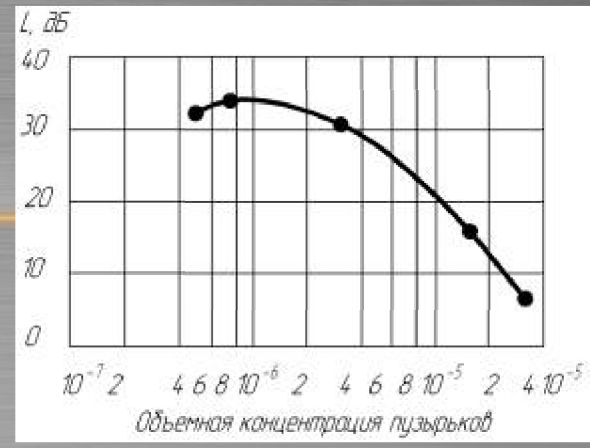


Наряду с механическими и гидродинамическими источниками клапана, значимым источником шума клапана является аэродинамический шум. Этот шум создается без взаимодействия жидкости с внешними источниками энергии. В результате возникновения рейнольдовских напряжений или сдвигающих сил, создаваемых в потоке, вследствие его замедления, расширения или столкновения. Аэродинамическим источником шума в регулирующем клапане является область, расположенная непосредственно по потоку сужающиеся струи, где поток характеризуется интенсивной турбулентностью и смешением, и имеет хаотичную характеристику.





Суммарный уровень шума в потоке, набегающем на профиль в зависимости от числа кавитации
1 – начало кавитации;
2 – критическое число кавитации;
3 – начало флаттера;
4 – срыв потока.



Зависимость суммарного уровня кавитационного шума в набегающем на профиль потоке от объемной концентрации кавитационных пузырьков.

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

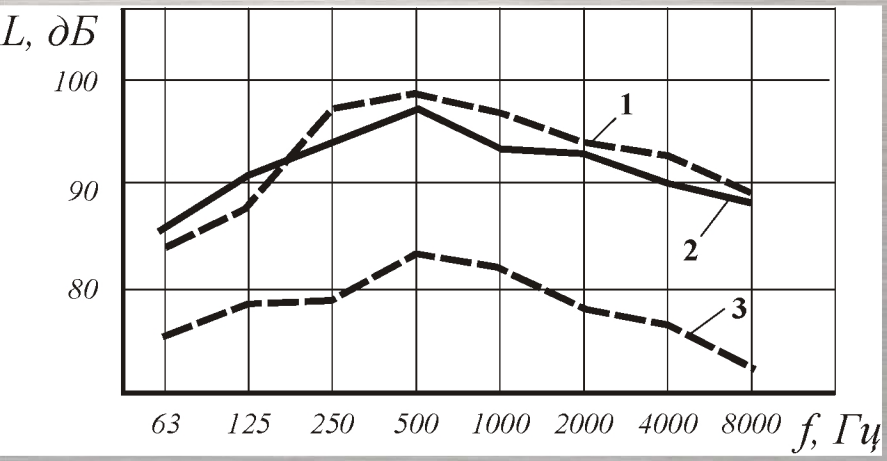
ИНСТИТУТ АКУСТИКИ МАШИН
И А М

Лекция №6

Пневматические глушители. Снижение шума технологического оборудования и инструмента.

Лектор: Иголкин Александр Алексеевич

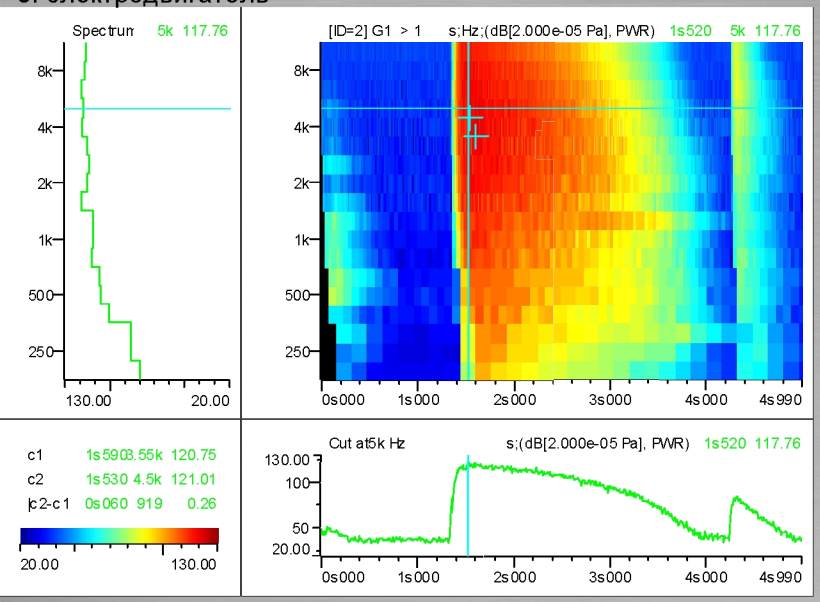
Самара 2011



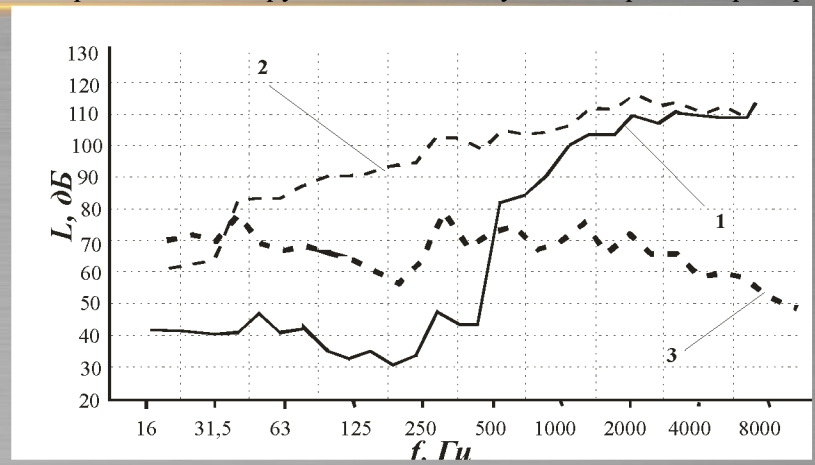
Уровень шума пресса при работе
1. система «пуансон – заготовка - матрица»
2. пневмосистема
3. электродвигатель



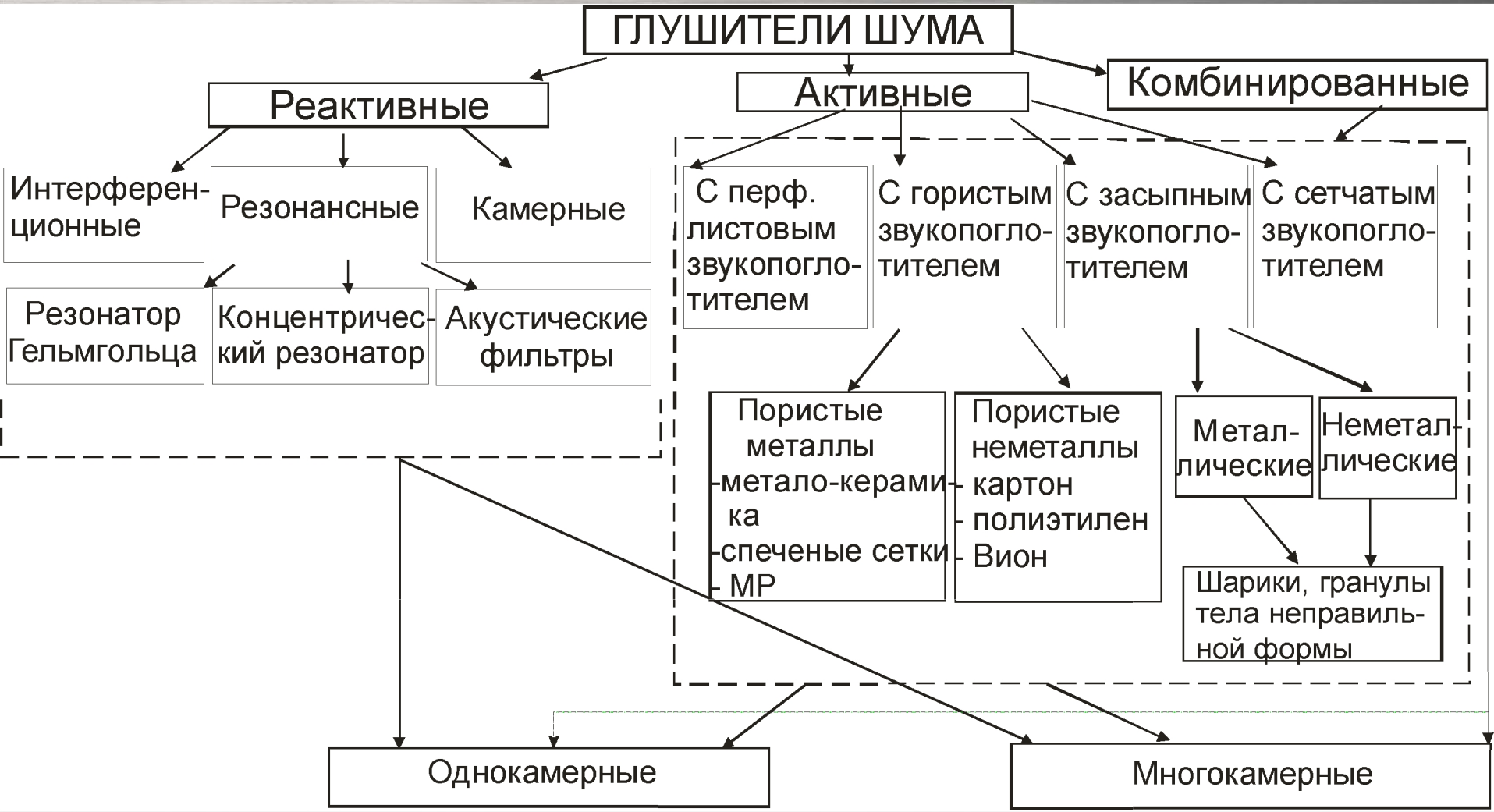
Временная реализация изменения звукового давления при выхлопе струи сжатого воздуха в открытое пространство



Сонограмма импульсной струи



Развитие спектра шума импульсной струи
1. Момент времени, соответствующий началу звукового импульса;
2. Момент времени, соответствующий максимальному уровню шума;
3. Момент времени, соответствующий затуханию звукового импульса.



Классификация глушителей шума

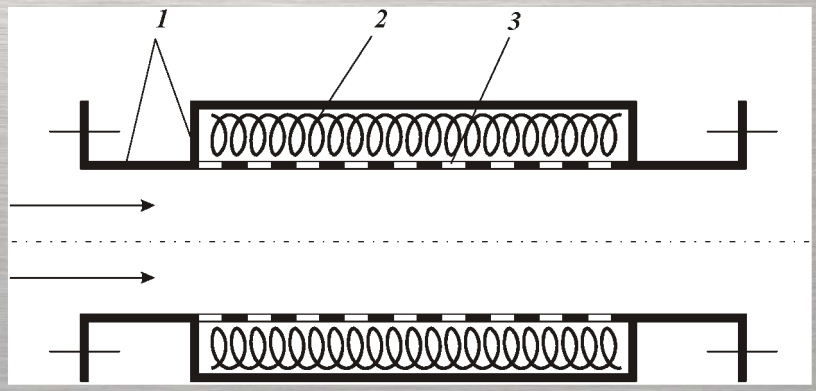
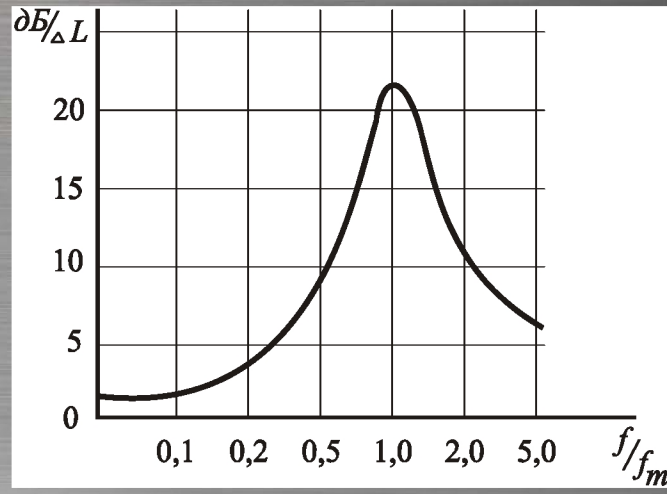
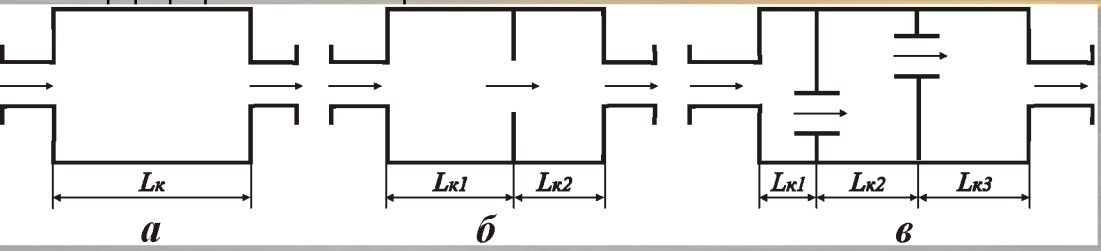


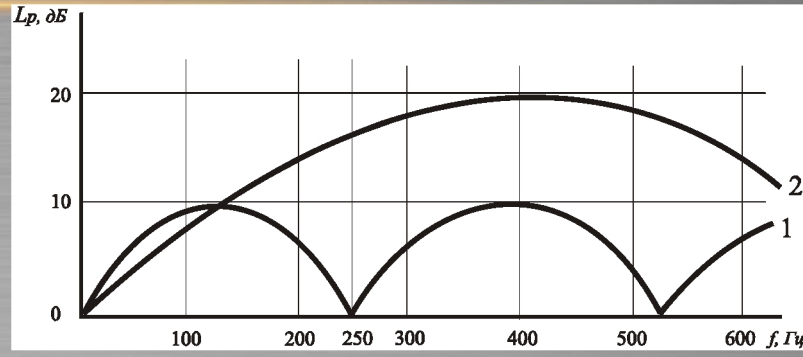
Схема трубчатого глушителя
1 – корпус;
2 – ЗПМ;
3 – перфорированное покрытие.

Обобщенная характеристика затухания в трубчатом глушителе длиной три калибра



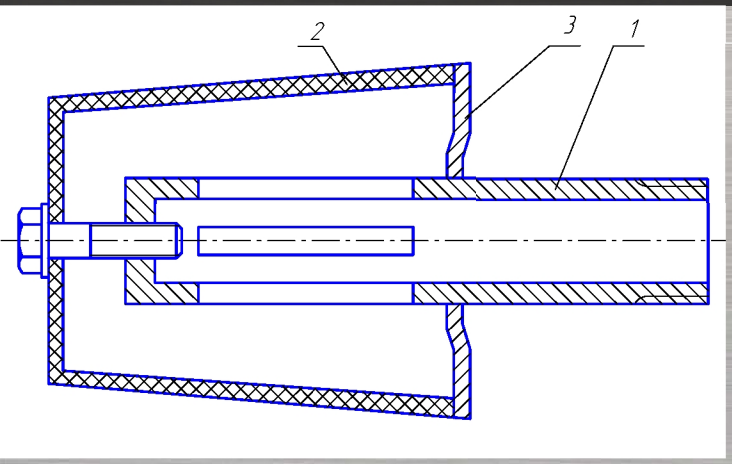


Схемы камерных глушителей:
а – однокамерный; б – двухкамерный с отверстием в разделительной перегородке;
в – трехкамерный с внутренними смещенными соединительными трубками.

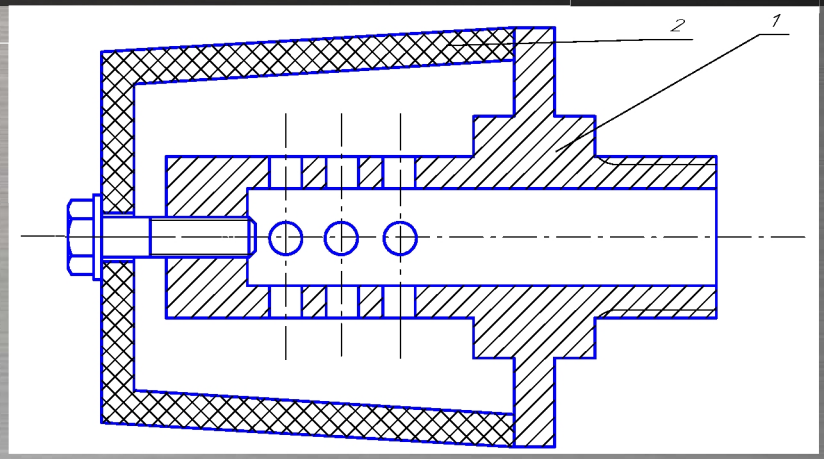


Изменение уровня звукового давления в камерном глушителе

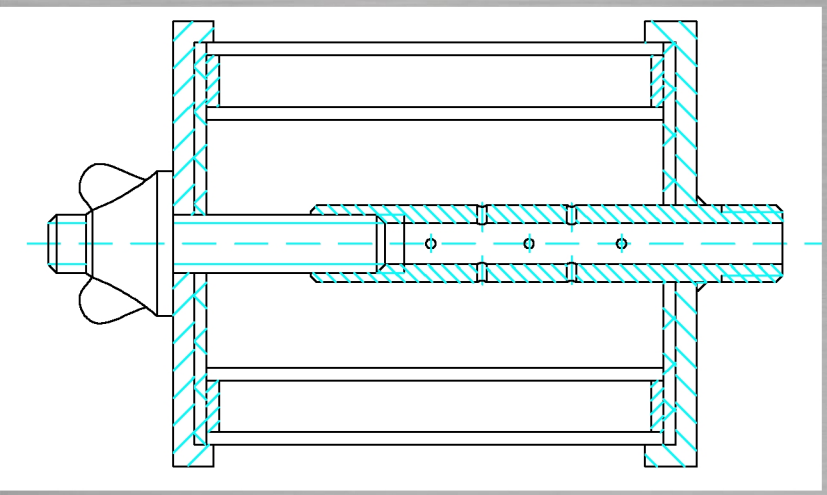
1. - m = 4, lк=0,6 м.;
2. 2. - m = 16, lк=0,15 м.



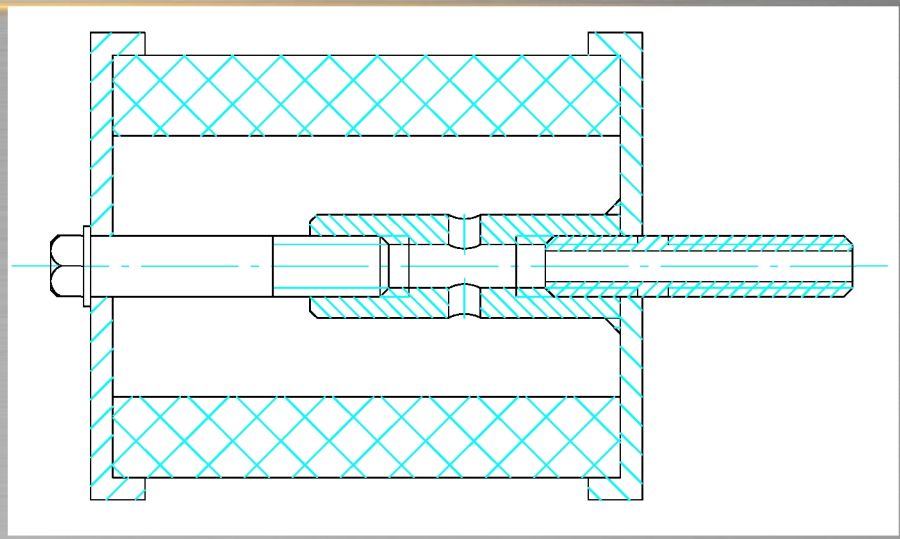
Металлокерамический глушитель
“МК-ЗИЛ”
1 – втулка, 2 – стакан, 3 - крышка



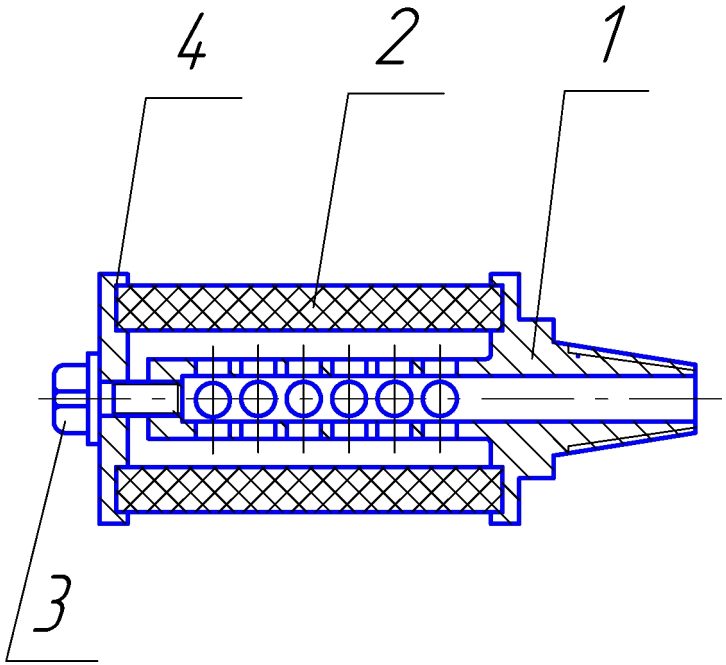
Металлокерамический глушитель “МК-ГАЗ”
1 – корпус, 2 – стакан



Многокамерный металлокерамический глушитель
1 – корпус, 2 –стаканы

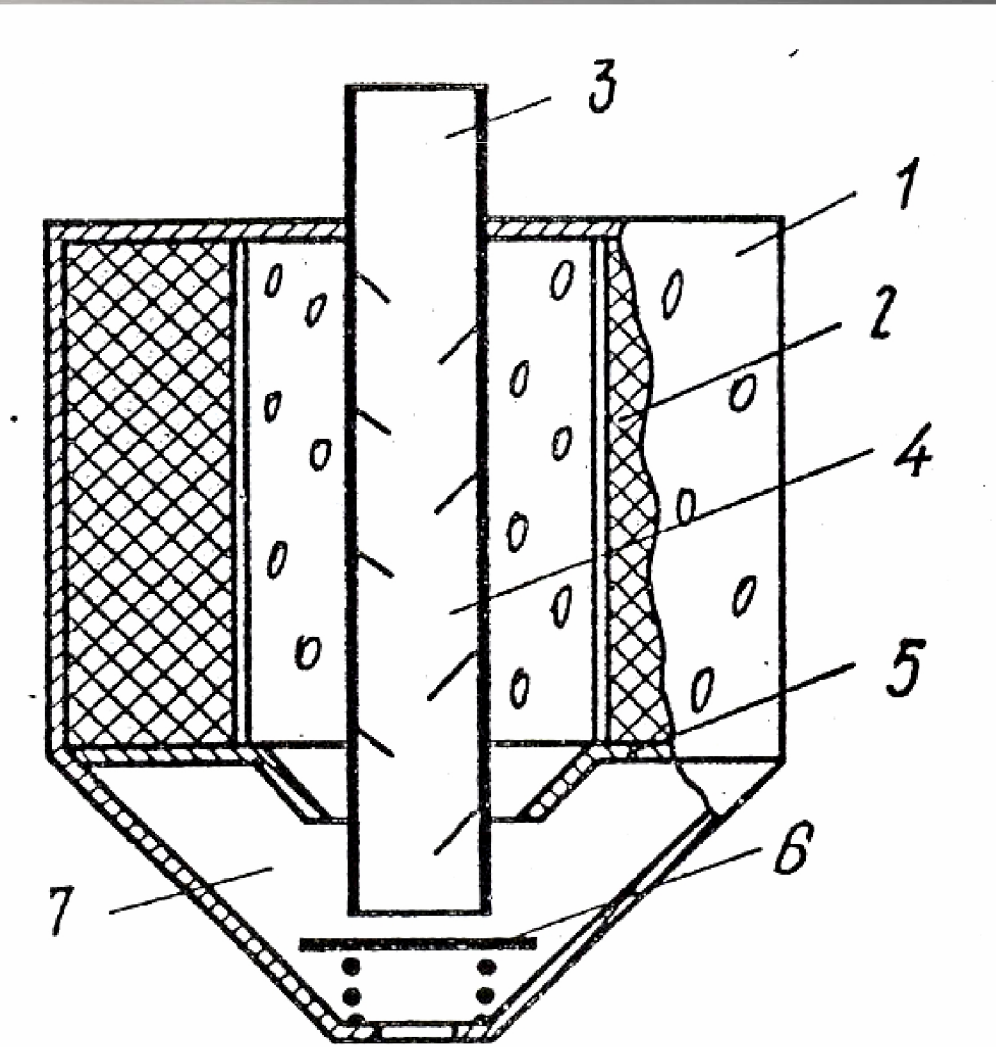


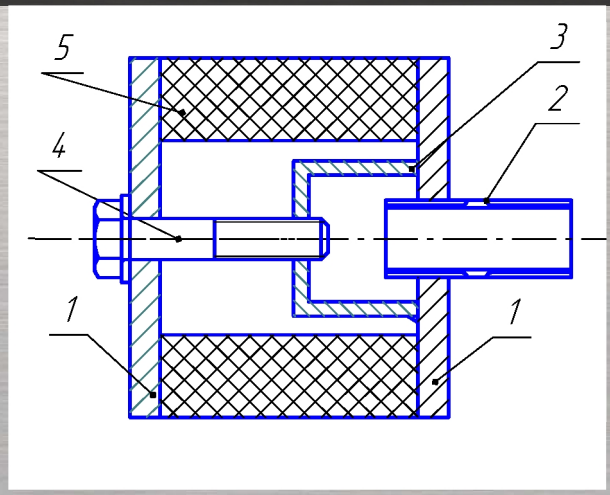
Синтетический глушитель “С-1”
1 – штуцер, 2 – станок, 3 - крышка



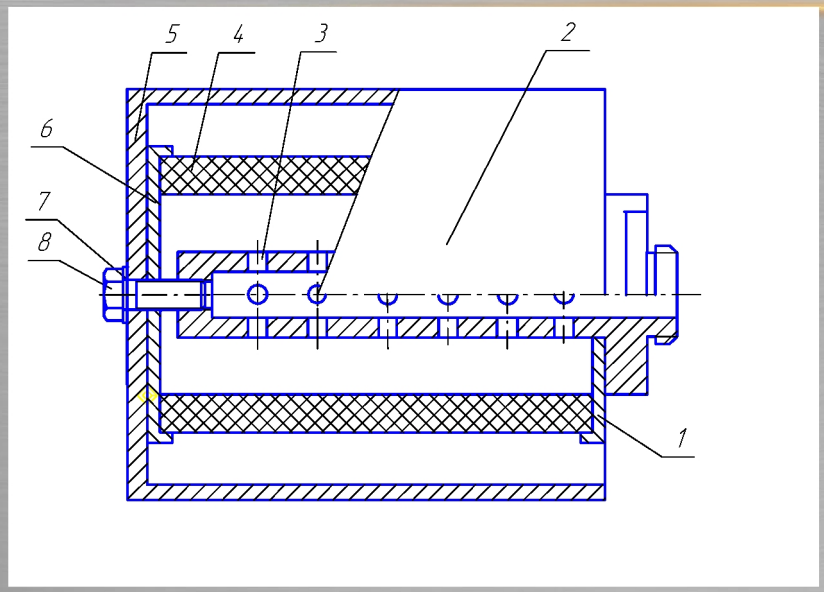
Синтетический глушитель шума Горьковского автозавода

Глушитель шума

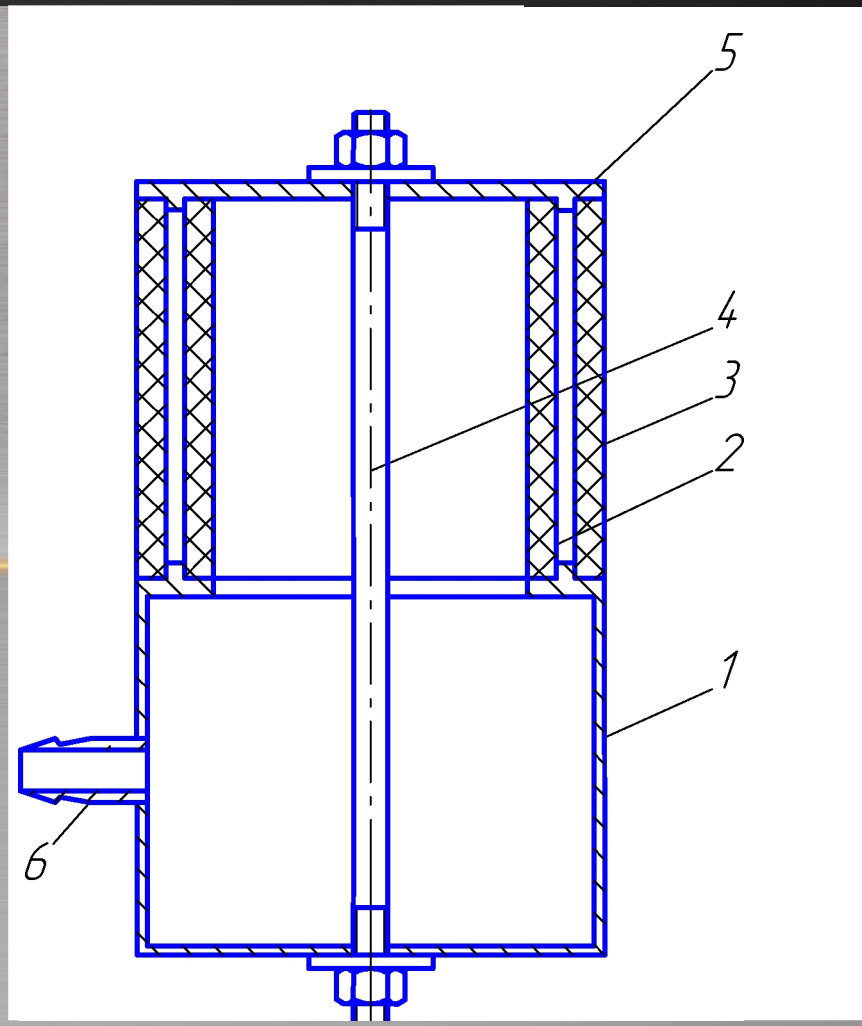




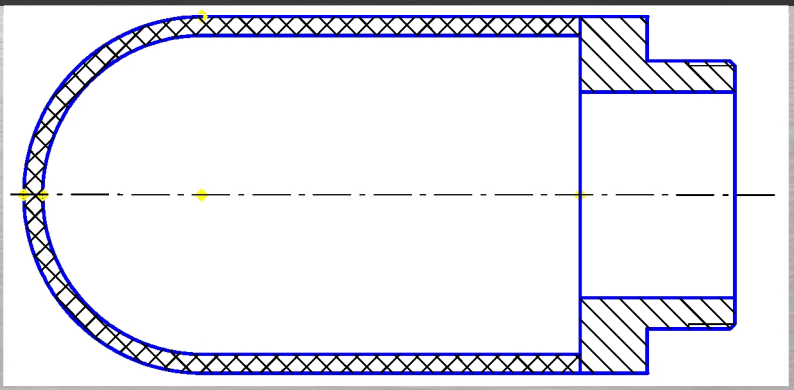
Синтетический глушитель шума



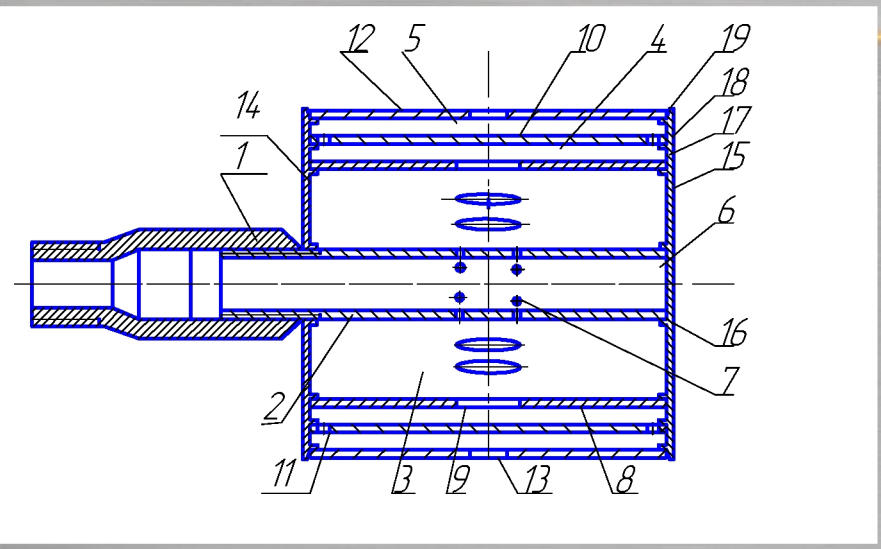
Синтетический глушитель шума Г-40



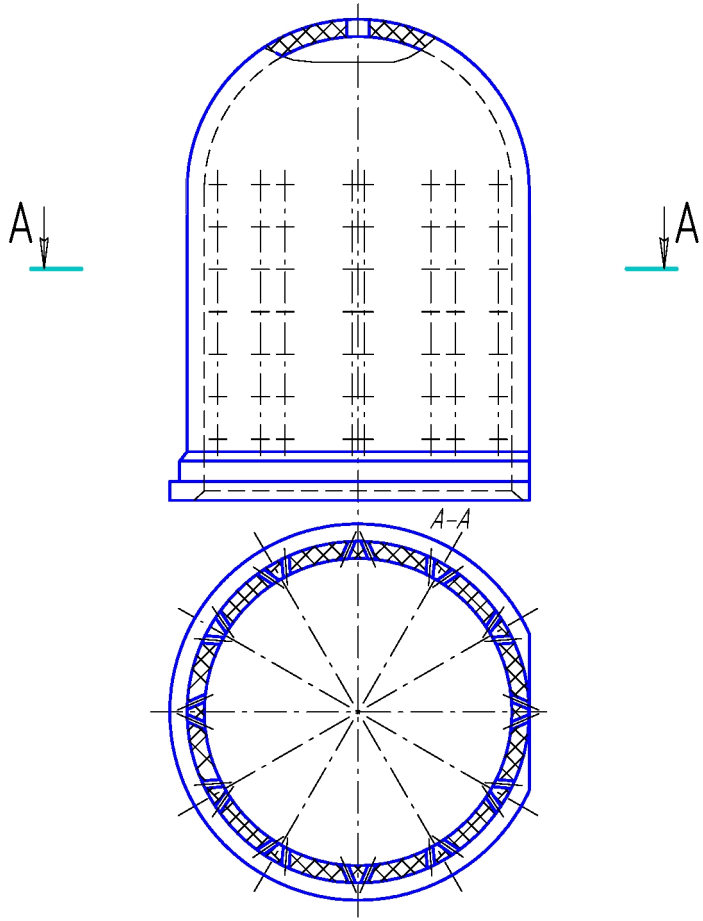
Универсальный металлокерамический глушитель шума УМКГ



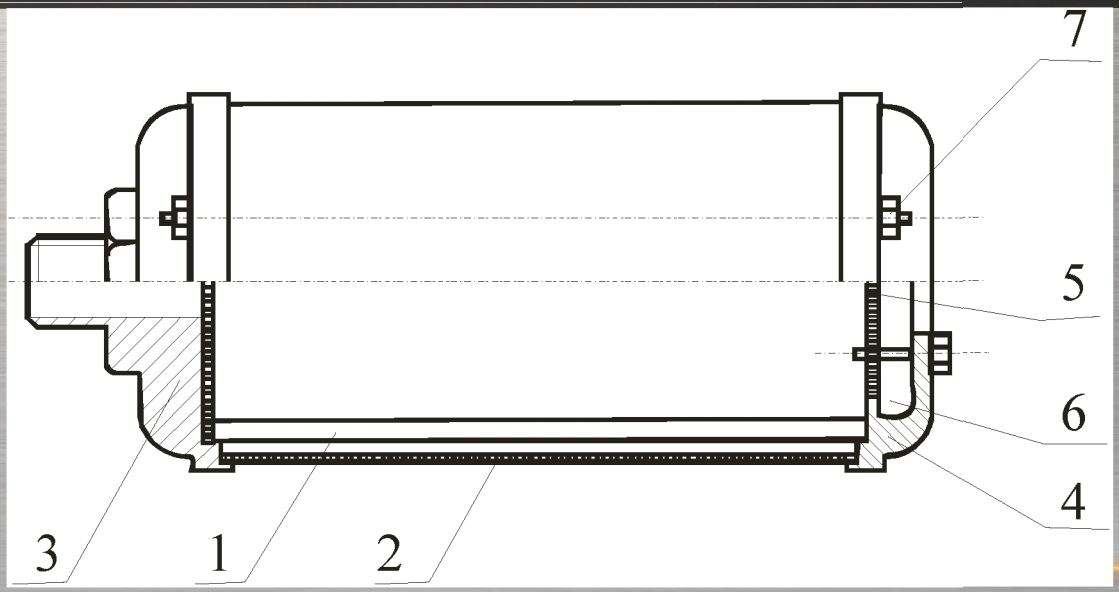
Синтетический глушитель шума



Глушитель шума конструкции МГТУ им. Н. Э. Баумана

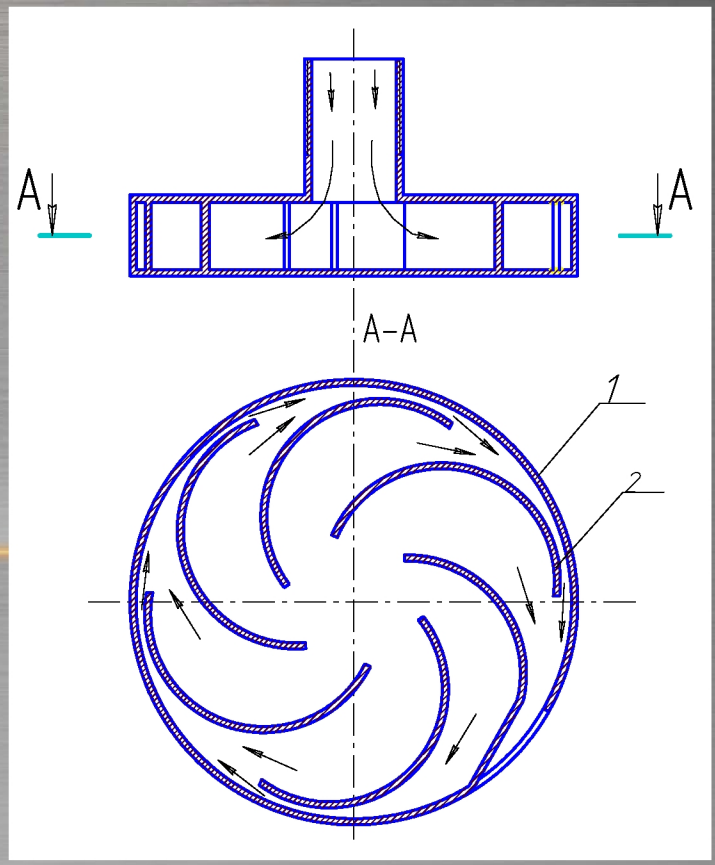


Синтетический глушитель “С-ГАЗ”

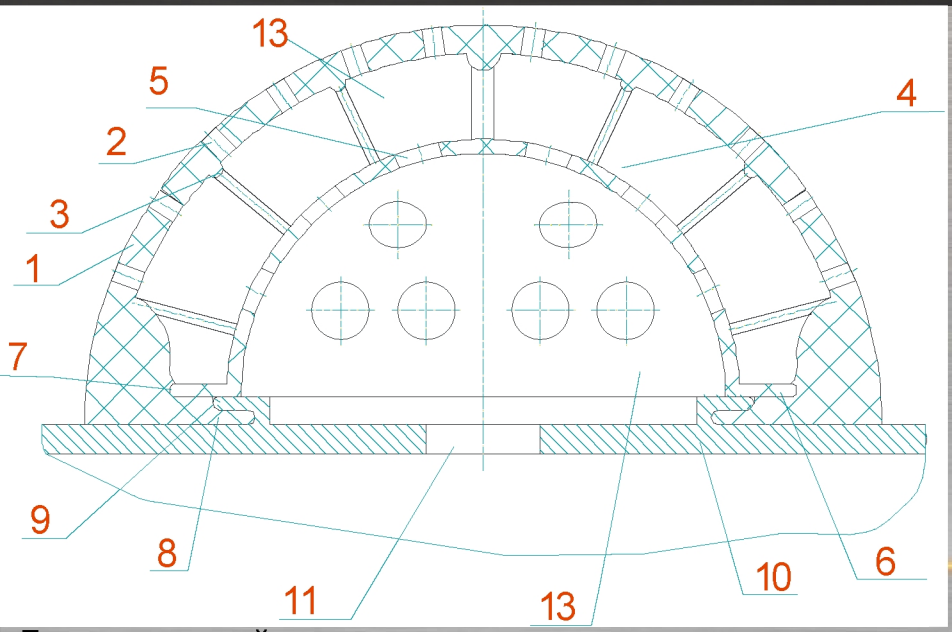


Комбинированный глушитель «Herion»

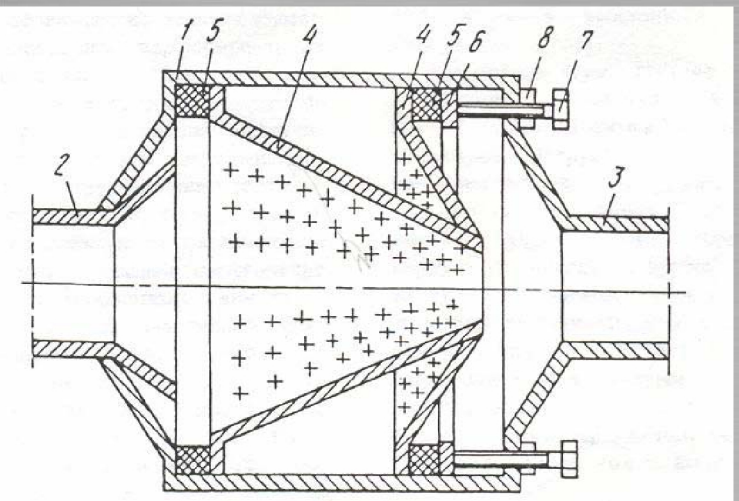
1. Полый цилиндр из пористого материала;
2. Цилиндр из перфорированной ленты
3. Днище
4. Задняя крышка
5. Клапан
6. Выходной кольцевой канал
7. Шпильки



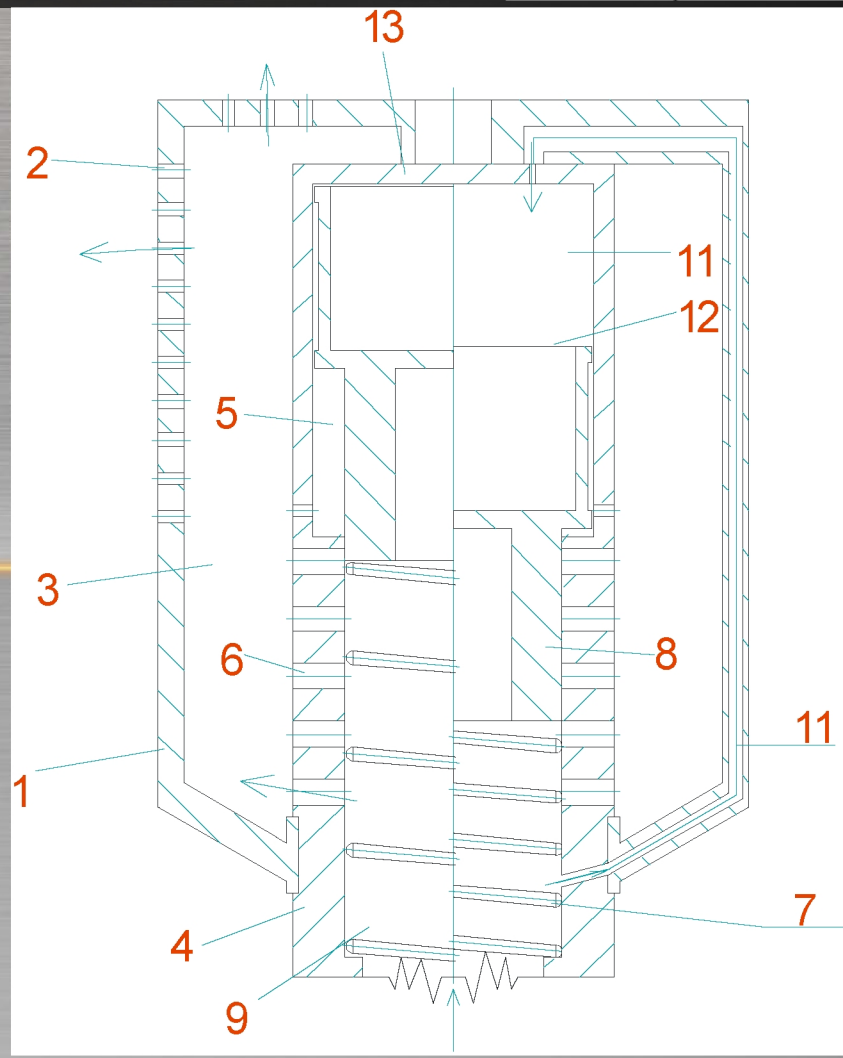
Реактивный глушитель шума



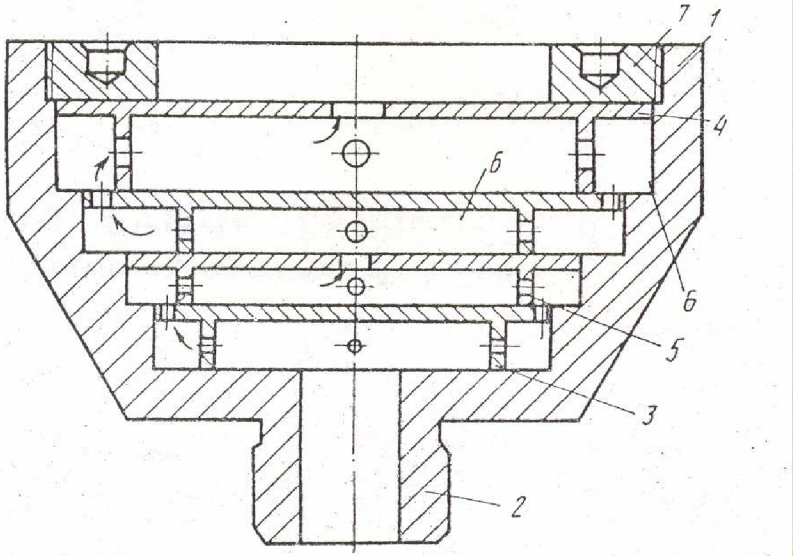
Двухкамерный глушитель шума выхлопа воздуха для пневматического перфоратора



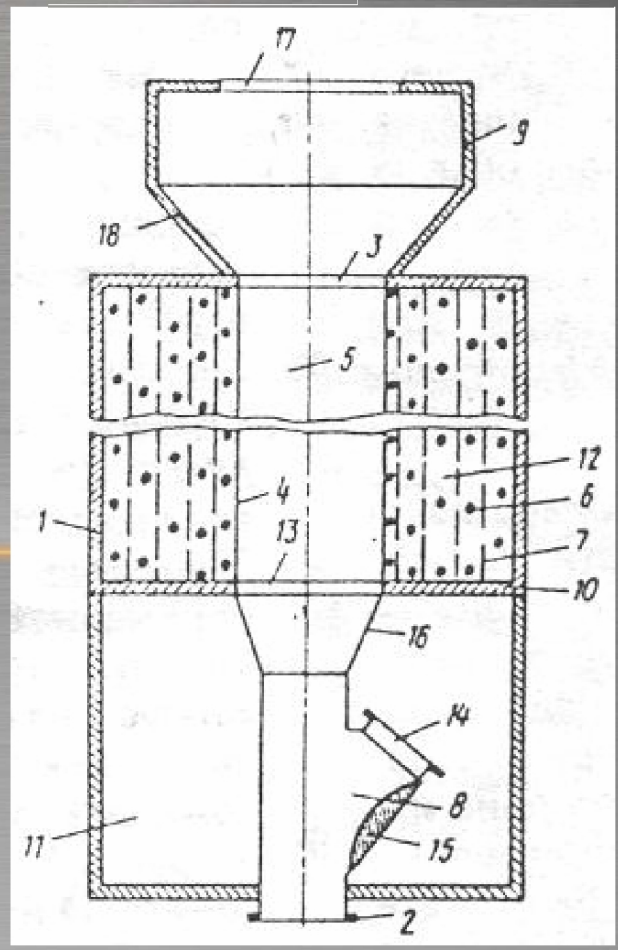
Устройство для гашения шума в выхлопных трубопроводах



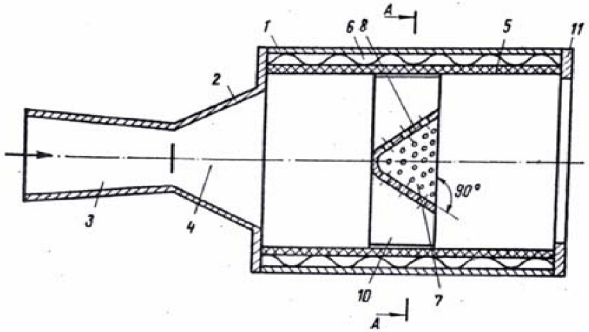
Глушитель шума выхлопа пневматических машин



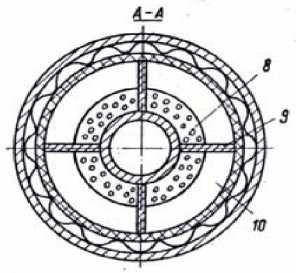
Глушитель шума газового потока

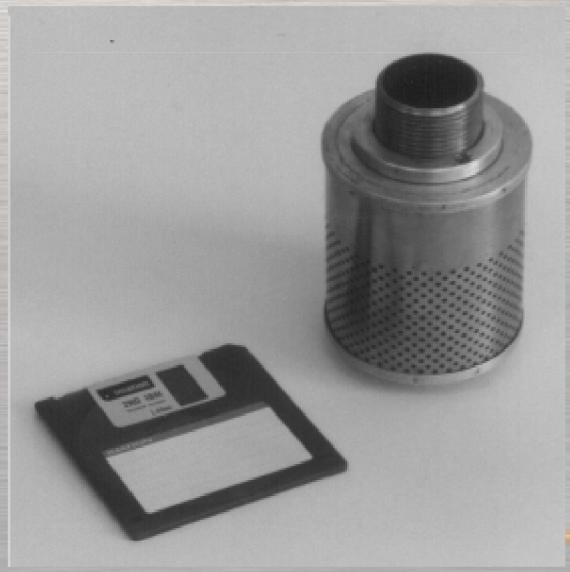


Глушитель шума



Глушитель акустических шумов газа Голикова





Внешний вид пневмоглушителя ИАМ
с присоединительным размером 1,25”



Внешний вид пневмоглушителя Ross



Внешний вид пневмоглушителя Фильтран



Внешний вид пневмоглушителя Herion

Математические модели глушителей шума

Аналитические

Преимущества
- наиболее точное решение при его реализации

Недостатки
- Сложность получения получить аналитическое решение из исходного уравнения
- Сложность учета пространственной геометрии

Использование численных методов

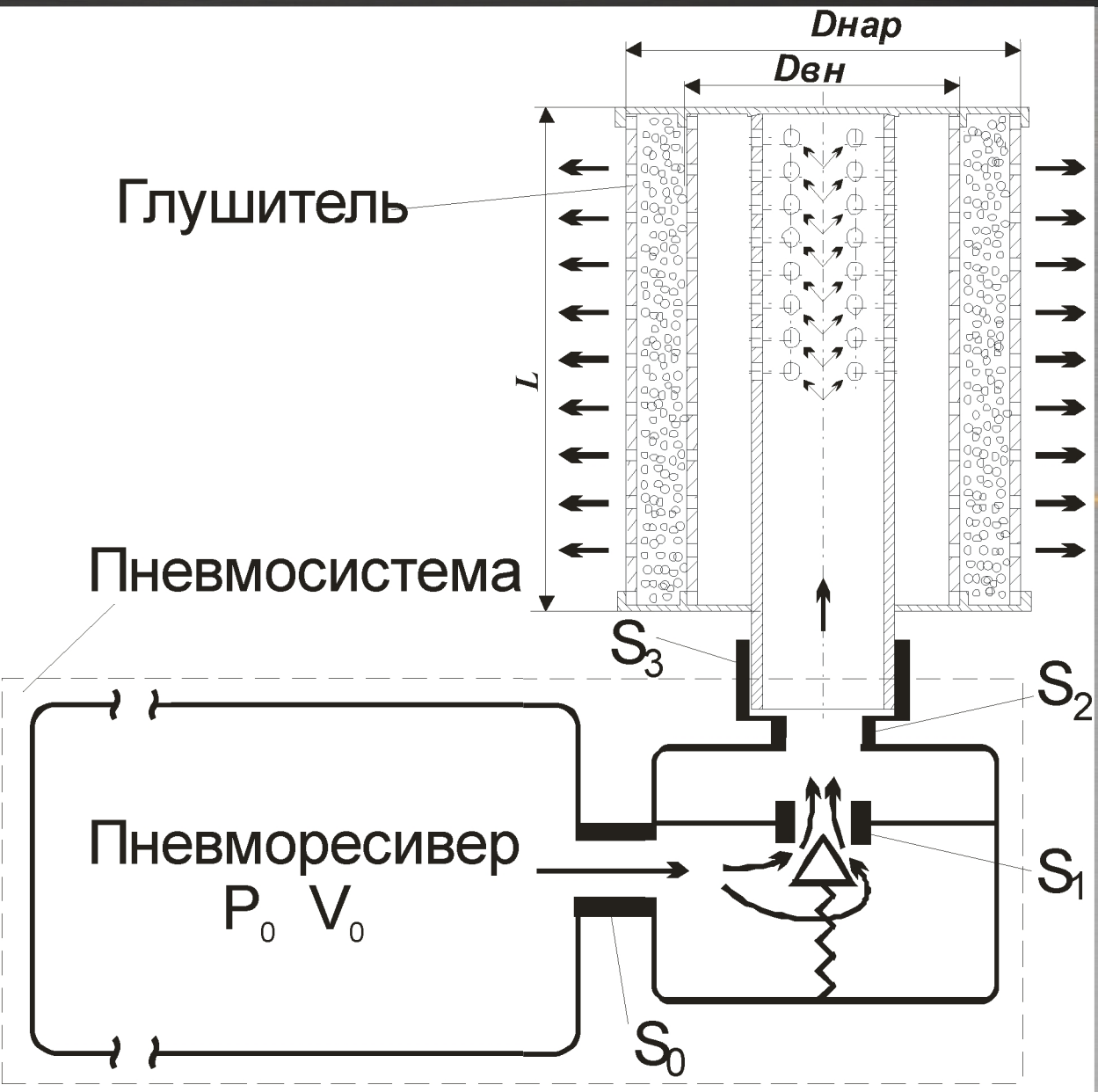
Преимущества
- Хорошая сходимость с экспериментом
- Наглядность результатов решения

Недостатки
- Чрезвычайно высокая трудоемкость программной реализации
- Недоступность, сложность и недостаточная проработка коммерческих программных продуктов

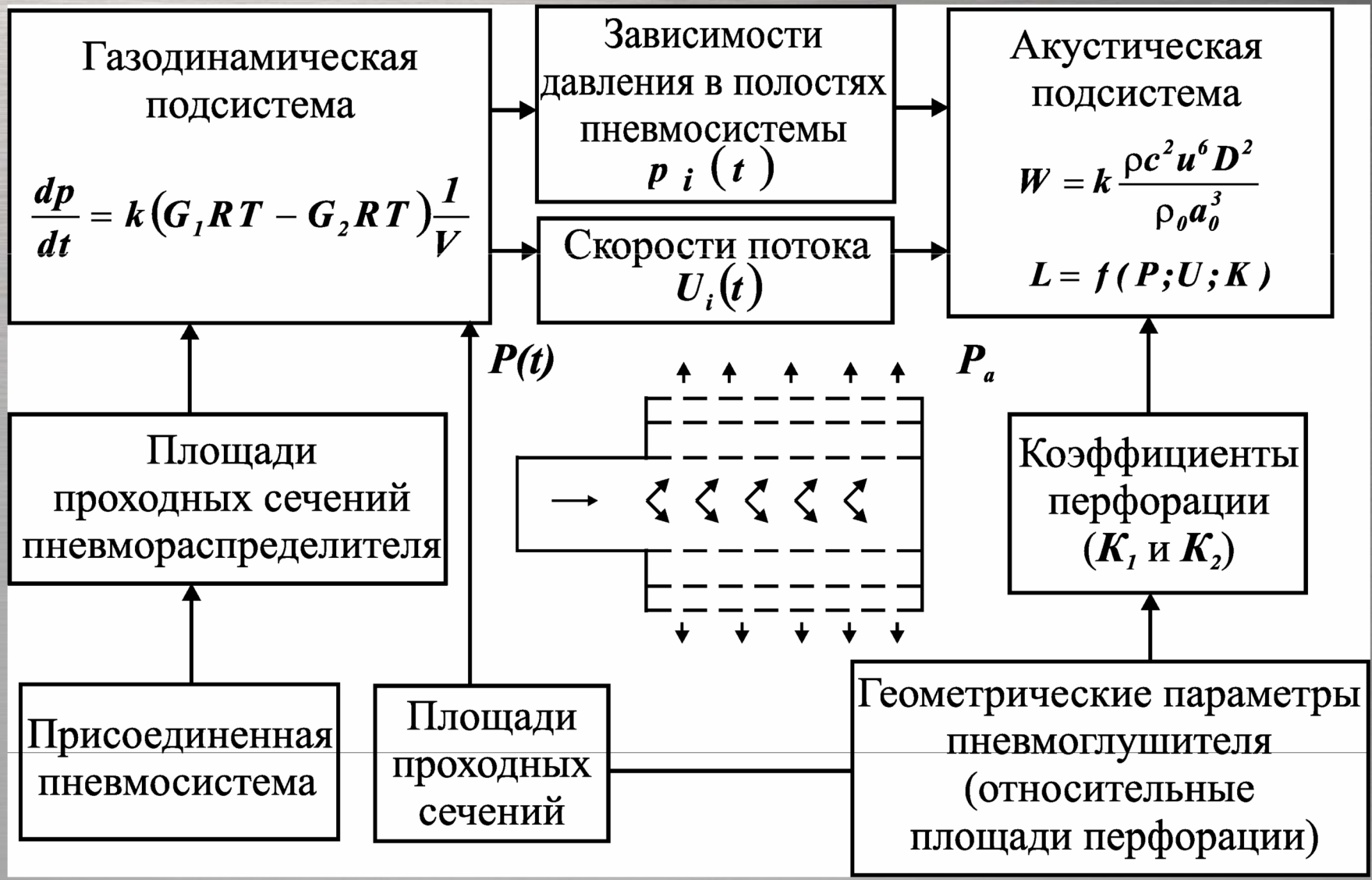
Полуэмпирические

Преимущества
- Простота реализации при наличии материальной базы исследования

Недостатки
- Применимость для конкретных устройств (невозможность применить к другим конструкциям)
- Зависимость от эксперимента



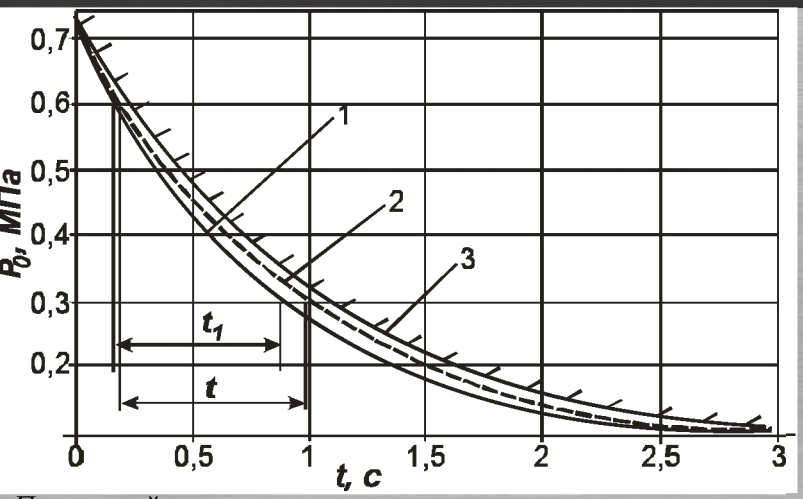
Расчетная схема глушителя шума в составе пневмосистемы



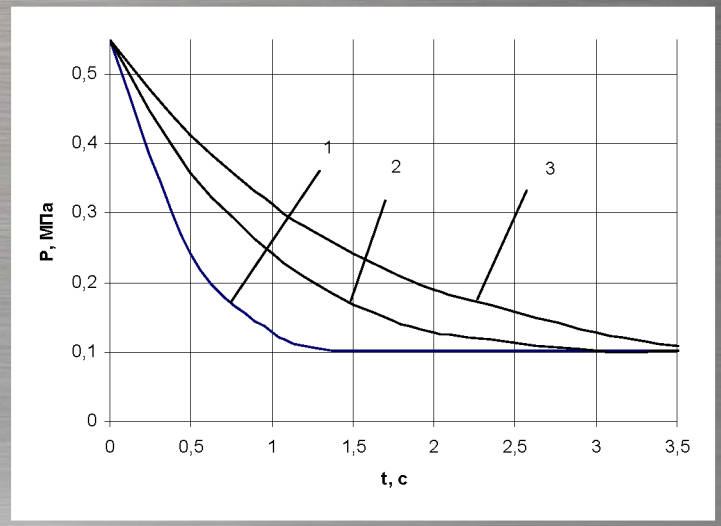
Основные компоненты математической модели глушителя шума

$$\begin{cases} \dfrac{dp_i}{dt} = \left(G_{вхi} RT_{i-1} - G_{выхi} RT_i\right)\dfrac{k}{V_i} \\ W = K_0 \dfrac{\rho_c^2 U_c^8 D^2}{\rho_0 c_0^5} \\ L_{PO} = 10 \lg K_v + 18 \lg(p_1 - p_н) - 5 \lg p + 18 \lg(K_F / Z_l) + 40 + \Delta L_F + \Delta R_m, \\ L_1 = 10 \lg W + \Delta - 20 \lg r + 10 \lg \varphi - \Delta L_{зас} \\ L_2 = 10 \lg W_2 + \Delta - 20 \lg r + 10 \lg \varphi - \Delta \varepsilon \\ L_\Sigma = 10 \lg(10^{0,1L_1} + 10^{0,1L_2} + \ldots 10^{0,1L_i} + \ldots + 10^{0,1Ln}) \end{cases}$$

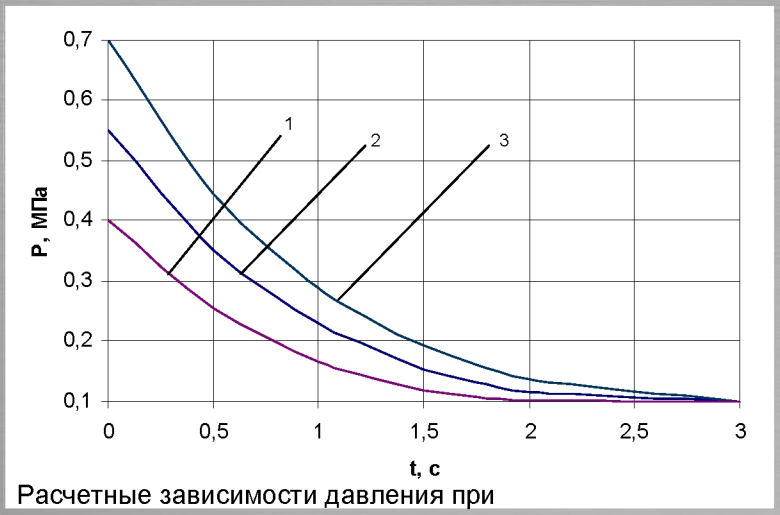
где ***pi*** - давление в ***i***-ой полости;
Gi – массовый расход воздуха;
Ti – температура воздуха в магистрали;
k – показатель адиабаты;
Vi – объем рассматриваемой полости;
R – газовая постоянная;
r – расстояние от приемника до источника звука;
φ - фактор направленности;
ΔLзас – эмпирический коэффициент, полученный автором и учитывающий поглощение внутренних источников в элементах глушителя;
Δε - эмпирический коэффициент, полученный автором и учитывающий снижение шума за счет взаимодействия отдельных струек;
ρc – плотность среды в струе;
Uc – скорость истечения;
D – диаметр среза выхлопного сопла;
ρ0 – плотность окружающей среды.



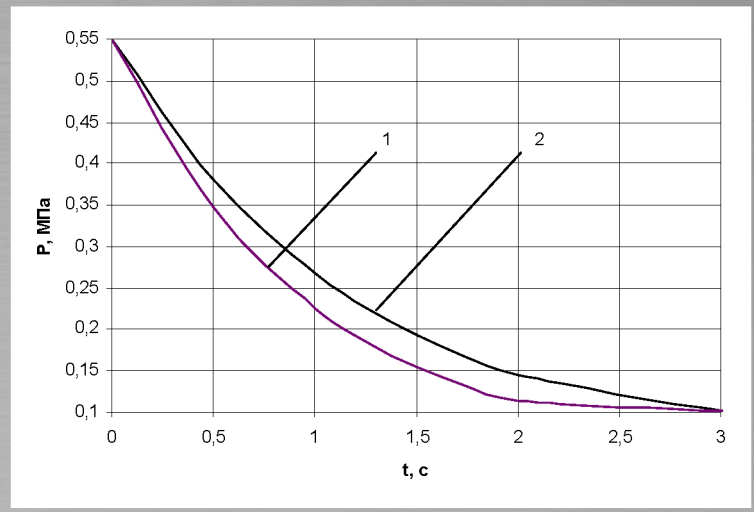
Переходный процесс в пневмосистеме:
1 – без глушителя;
2 – с глушителем;
3 – граничная (по быстродействию) кривая переходного процесса.



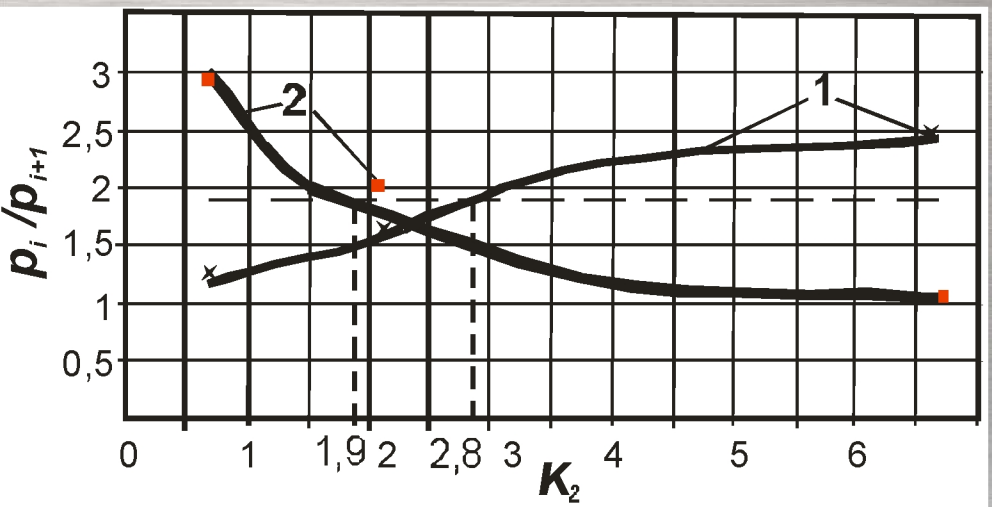
Расчетные зависимости давления в пневмоемкости при различных объемах пневмоемкости (ро = 0,55 мПа; d = 2”)
1 – 100 л; 2 – 200 л; 3 – 300 л;



Расчетные зависимости давления при различных начальных давлениях (V = 250 л; d = 2”)
1 – 0,4 МПа; 2 – 0,55 МПа; 3 – 0,7 МПа;

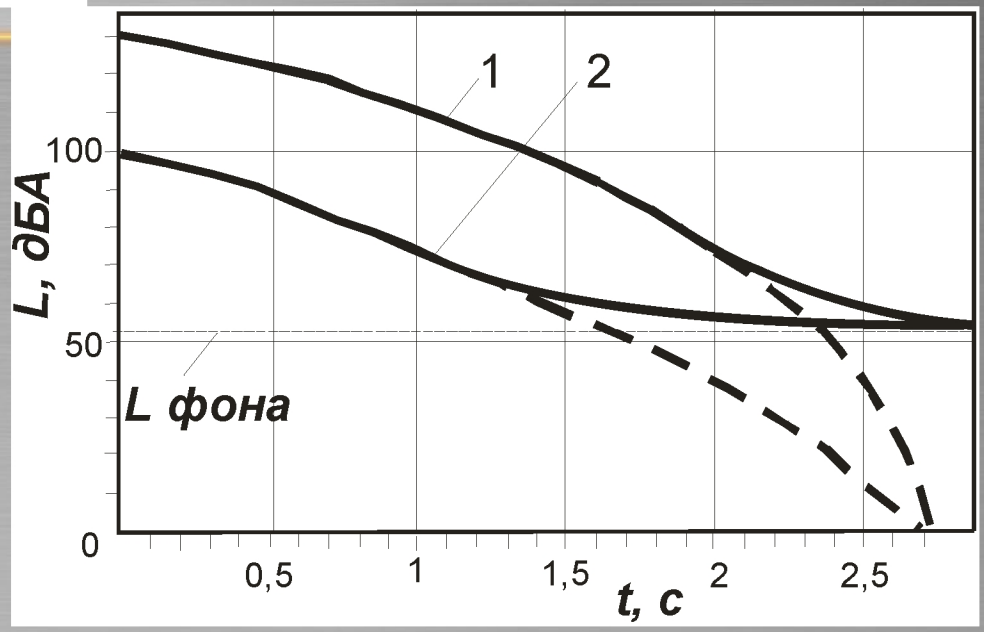


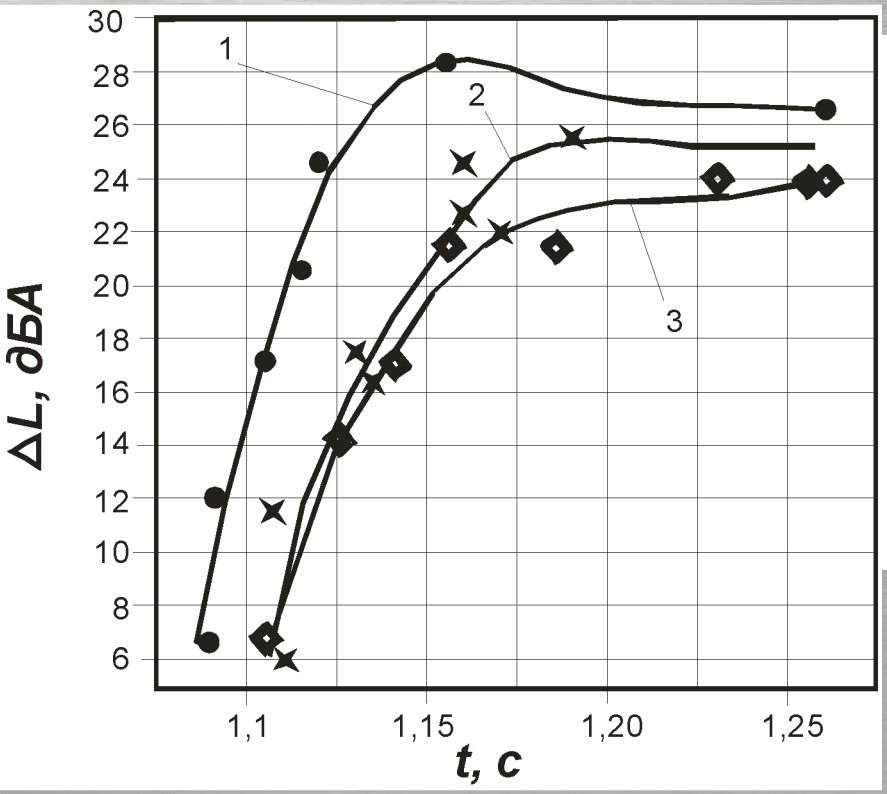
Переходный процесс в пневмосистеме при выхлопе через отверстие пневмораспределителя 2” (V = 250 л; р**о** =0,73 мПа)
1 – без глушителя; 2 – с глушителем;



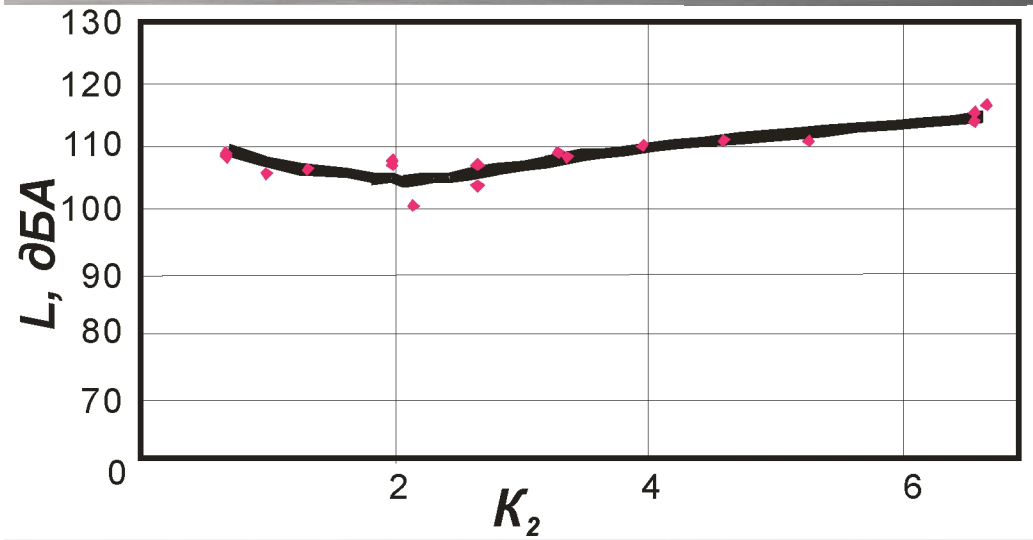
Расчетные значения уровня шума выхлопа в зависимости от времени:
1 – без глушителя;
2 – с глушителем.

Зависимость перепадов давлений на отверстиях центральной трубы (1) и на отверстиях наружной оболочки (2) от коэффициента ***К2*** (при ***К1***=4,9):
_____ - расчет;
●- эксперимент.





Зависимость от времени падения давления эффективности глушителей ИАМ различных конструктивных исполнений



Сравнение расчетной и экспериментальной зависимости эффективности глушителя шума от относительного коэффициента

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

институт акустики машин
И А М

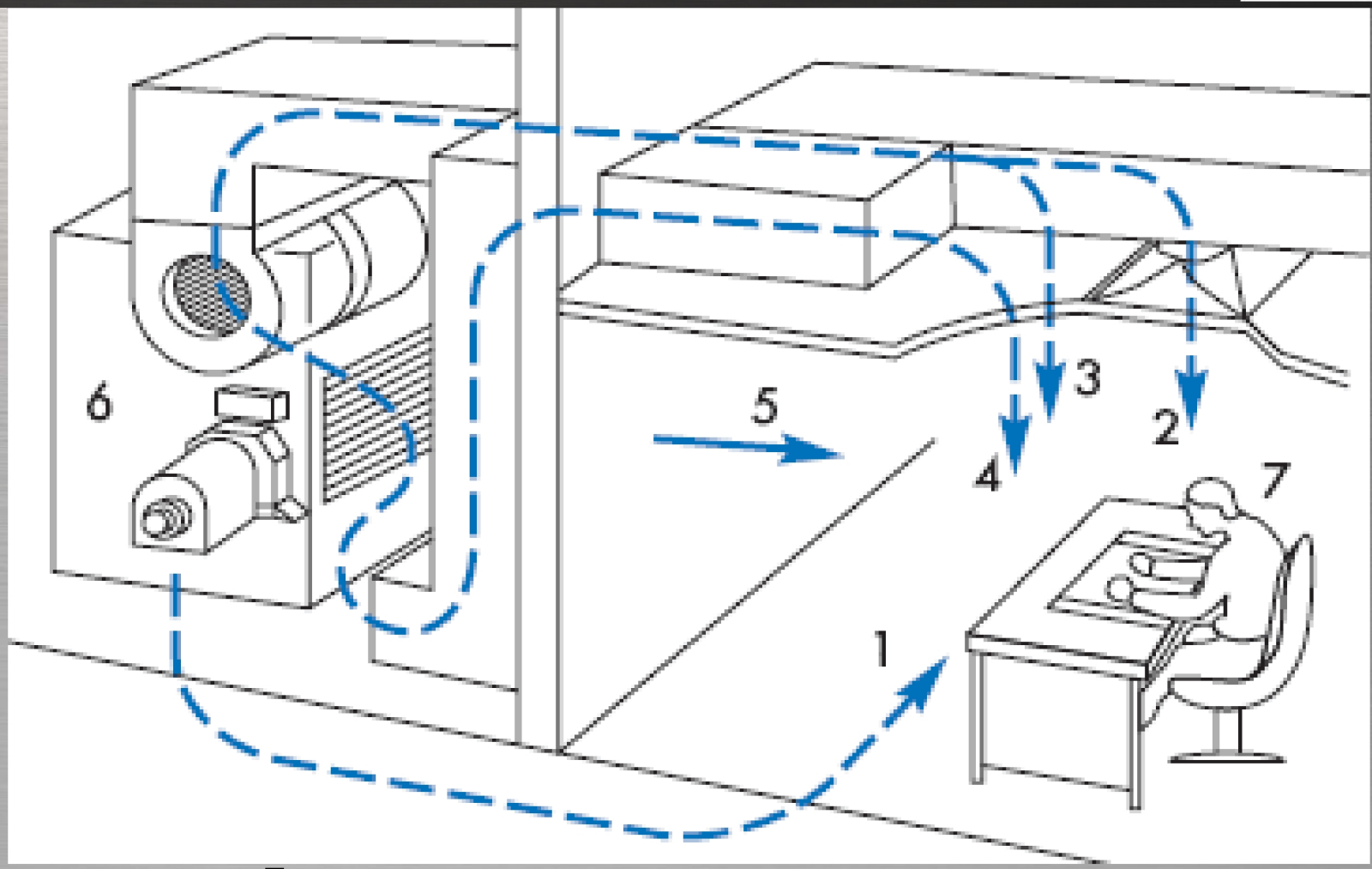
Лекция №7

Звукоизоляция и звукопоглощение.



Лектор: Иголкин Александр Алексеевич

Самара 2011



Пути распространения шума от источника к приемнику:

1 – шум, передаваемый через структуру сооружения – полы; 2 – шум, передаваемый воздушным путем через систему подачи воздуха; 3 – шум, генерируемый в трубопроводной сети; 4 – шум, передаваемый воздушным путем через систему возврата воздуха; 5 – шум, передаваемый через структуру сооружения – стеновые конструкции; 6 – источники шума; 7 – приемник

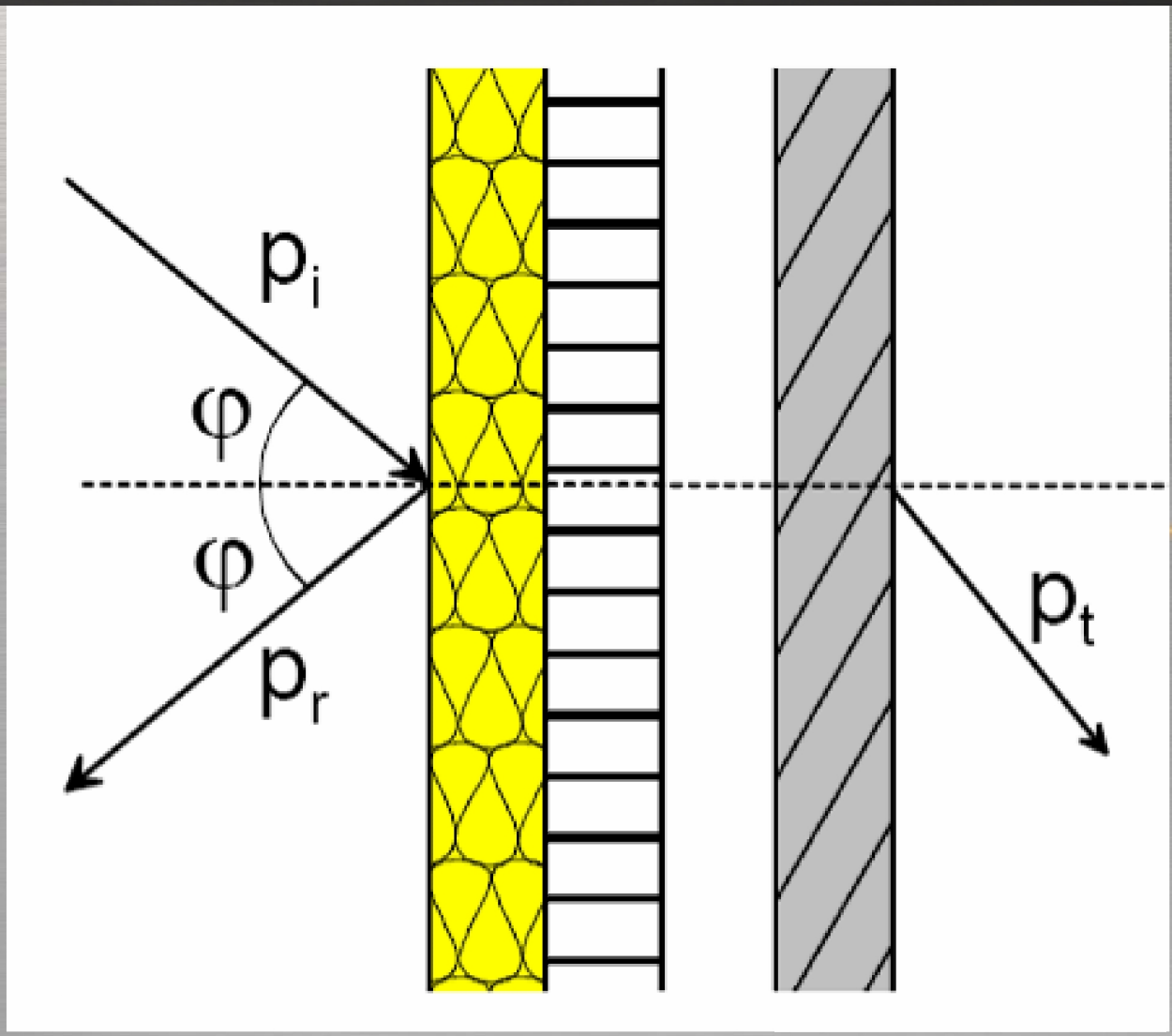


Схема падения волны на многослойную преграду

По закону сохранения энергии для слоя

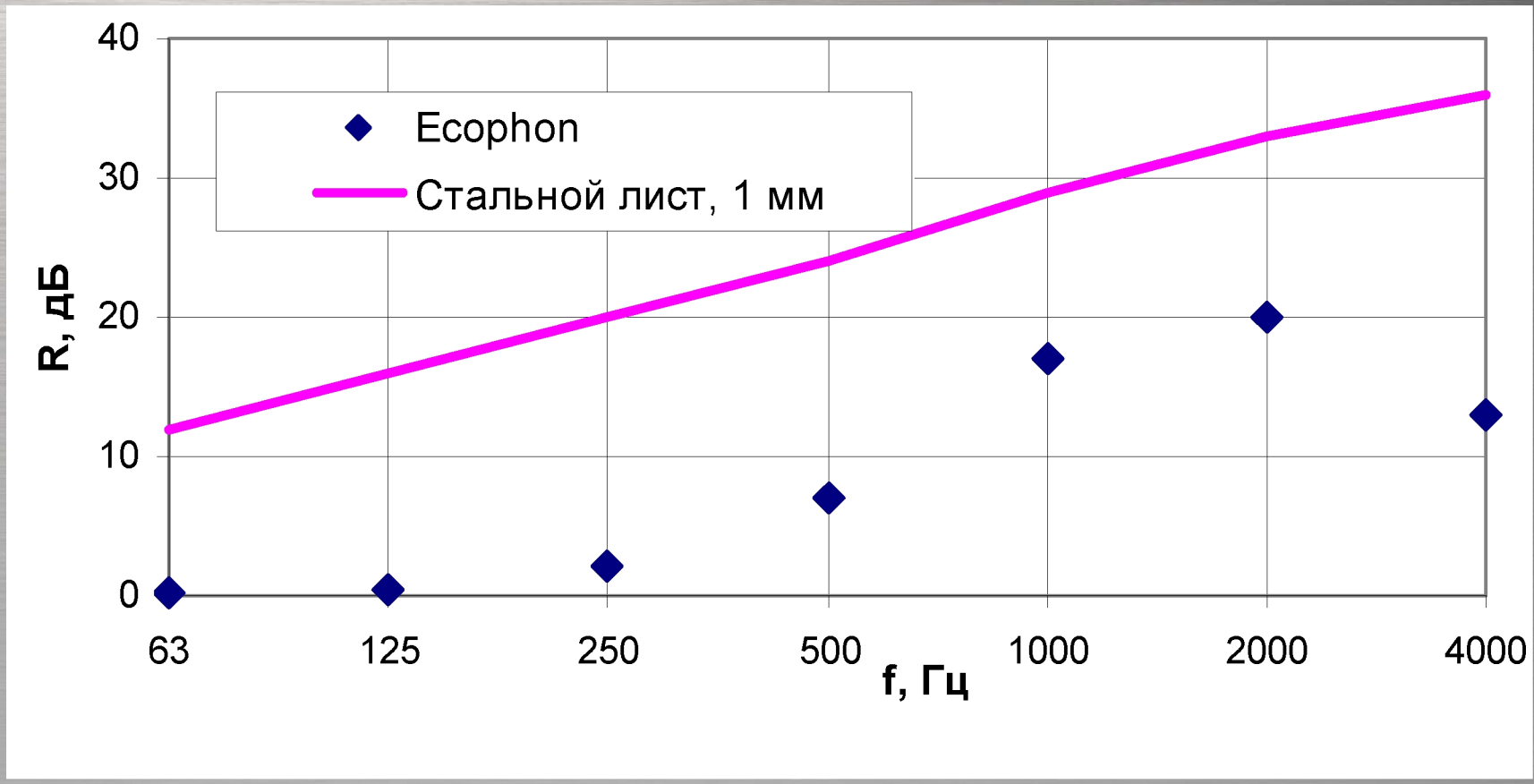
$$\tau + \varepsilon + \delta = 1$$

Коэффициенты проницаемости, отражения и поглощения

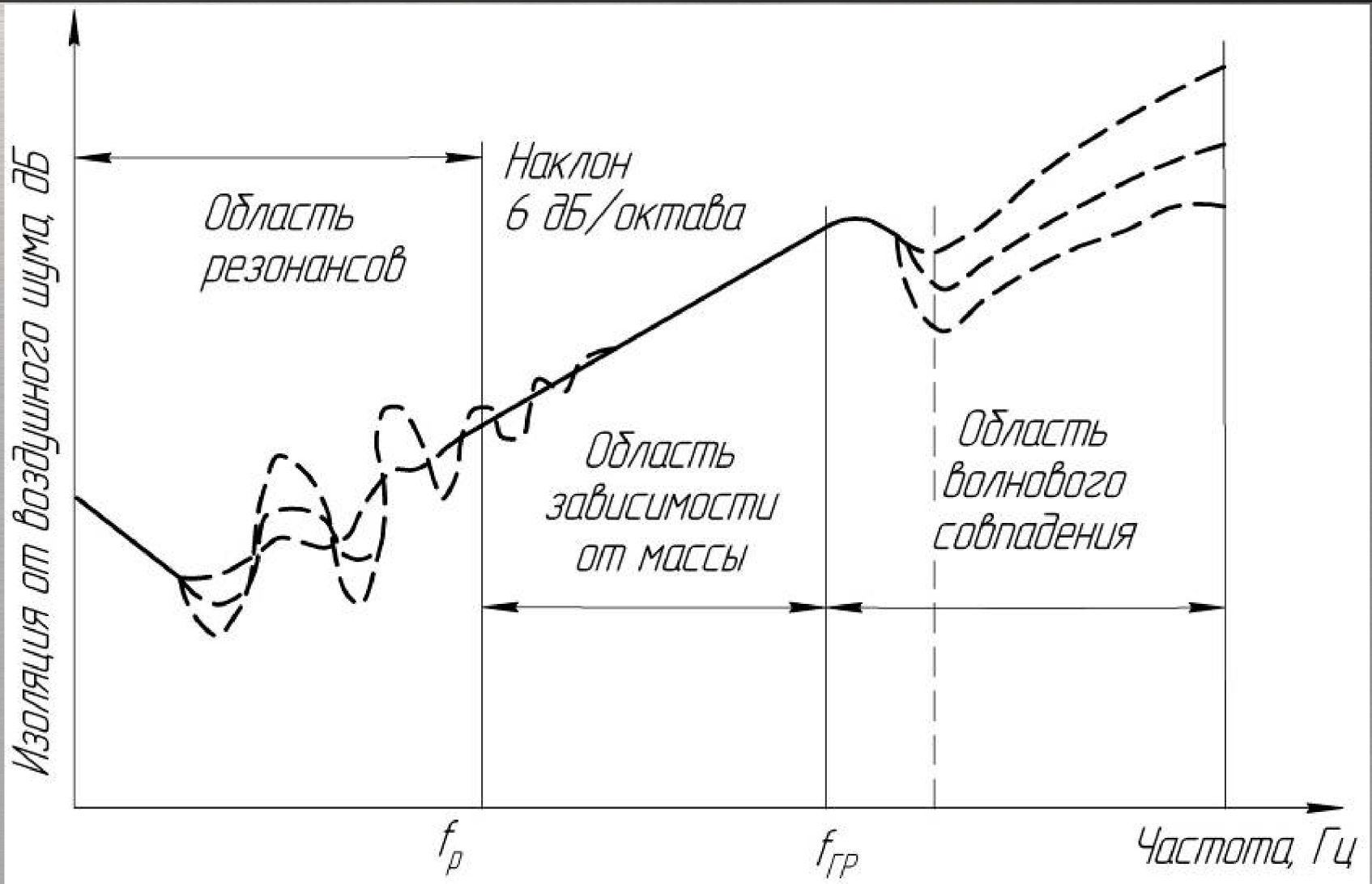
$$\tau = \frac{J_3}{J_1},\ \varepsilon = \frac{J_2}{J_1},$$

$$\alpha = \frac{J_1 - J_2}{J_1} = 1 - \varepsilon = 1 - \frac{p_2^2}{p_1^2}$$

J – интенсивность звука



Сравнение звукоизоляции потолочной панели Ecophon и стального листа (1 мм)



Зависимость звукоизолирующей способности ограждающей конструкции от частоты звука

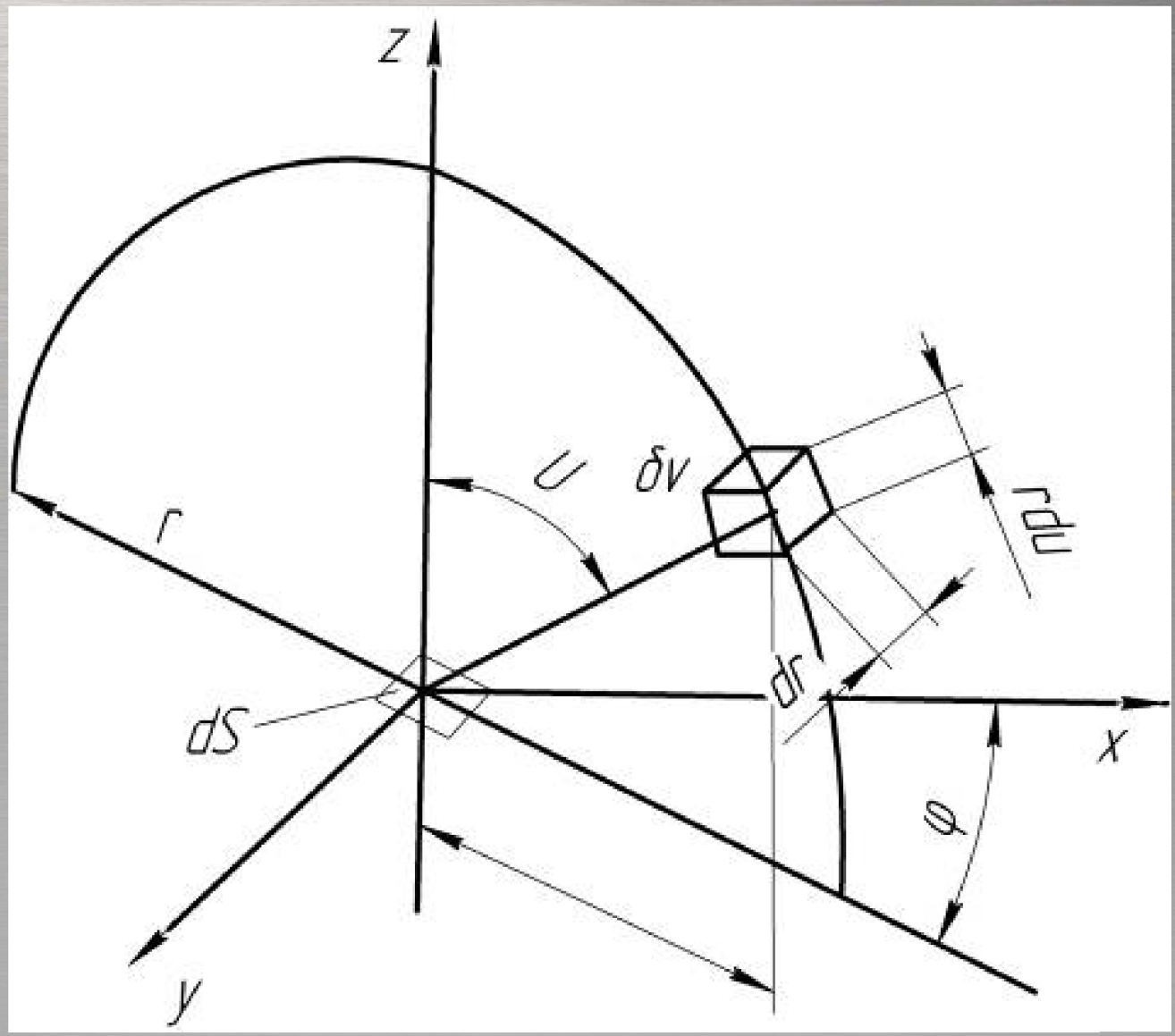
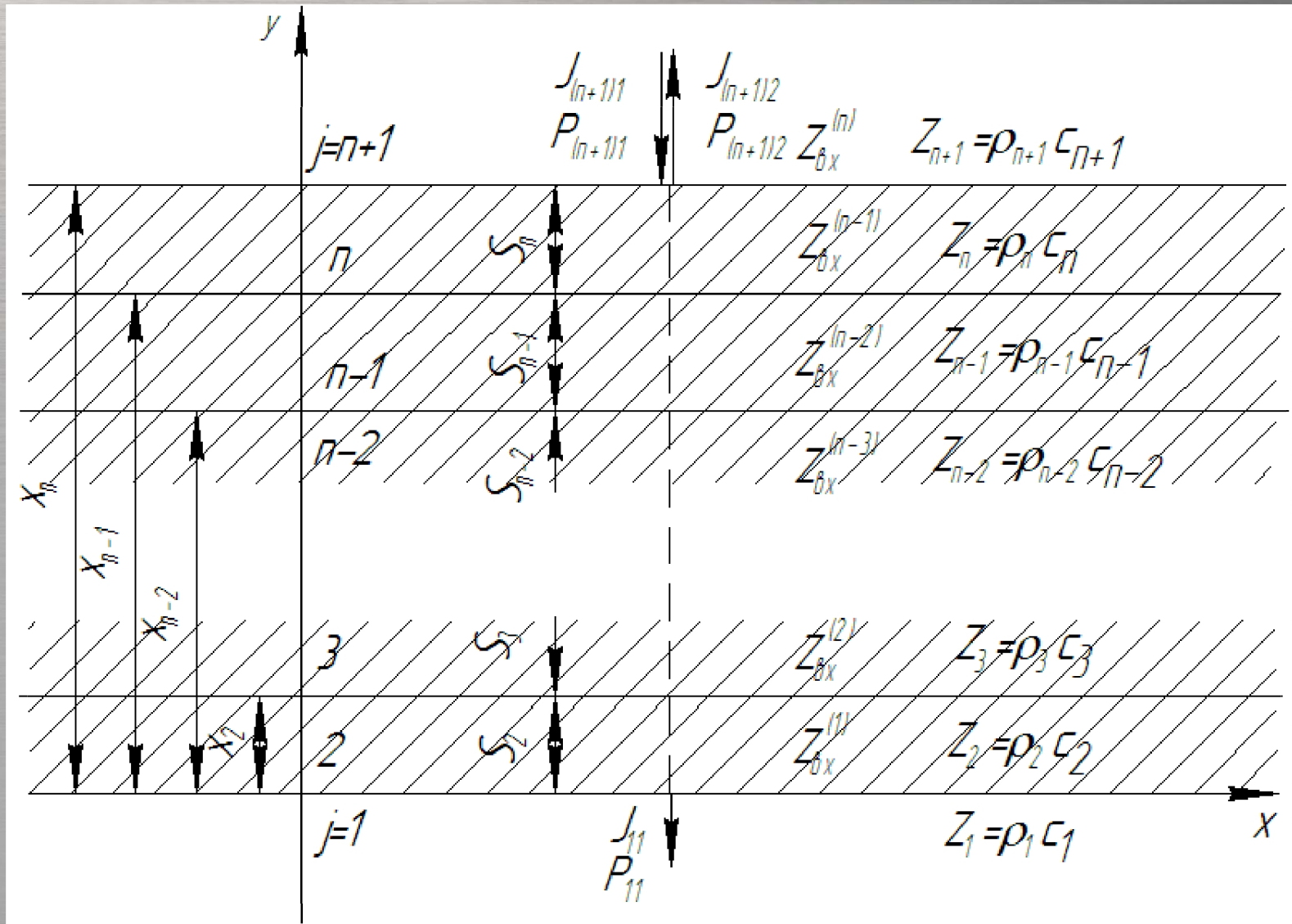


Схема диффузного падения звуковых волн на площадку

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ МНОГОСЛОЙНОЙ ПРЕГРАДЫ



$$Z_{вх}^{(n)} = Z_n \frac{Z_{вх}^{(n-1)} - iZ_n tgk_n s_n}{Z_n - iZ_{вх}^{(n-1)} tgk_n s_n}$$

- входной импеданс многослойной преграды

Если затухание в средах не равно нулю, то входной импеданс многослойной преграды:

$$Z_{вх}^{(n)} = Z_n \frac{Z_{вх}^{(n-1)} + Z_n tn\gamma_n s_n}{Z_n + Z_{вх}^{(n-1)} tn\gamma_n s_n}$$

$$r = \frac{J_{(j+1)1}}{J_{j1}} = \frac{Z_j}{Z_{j+1}} \left| \frac{P_{(j+1)1}}{P_{j1}} \right|^2 = \frac{Z_j}{Z_{j+1}} \left| \frac{Z_{вх}^{j} + Z_j}{Z_{вх}^{(j)} + Z_j} \right|^2$$

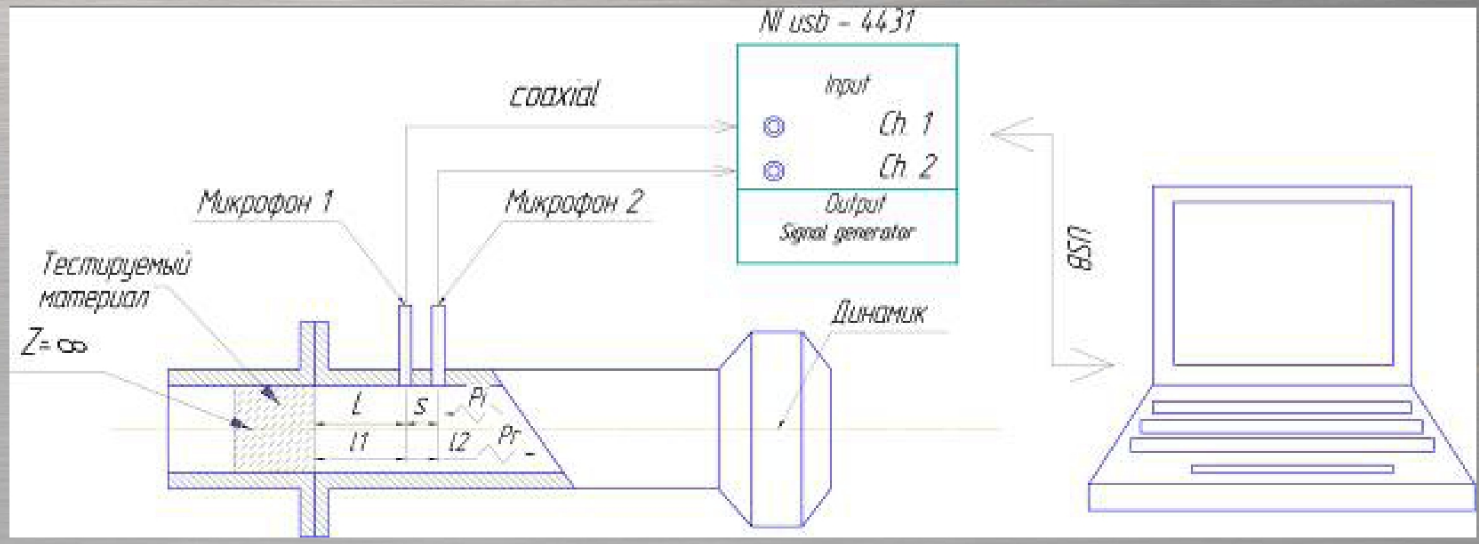
-звукоизолирующая способность границы раздела сред

Для многослойной преграды надо последовательно применить формулу для всех слоев и результаты перемножить

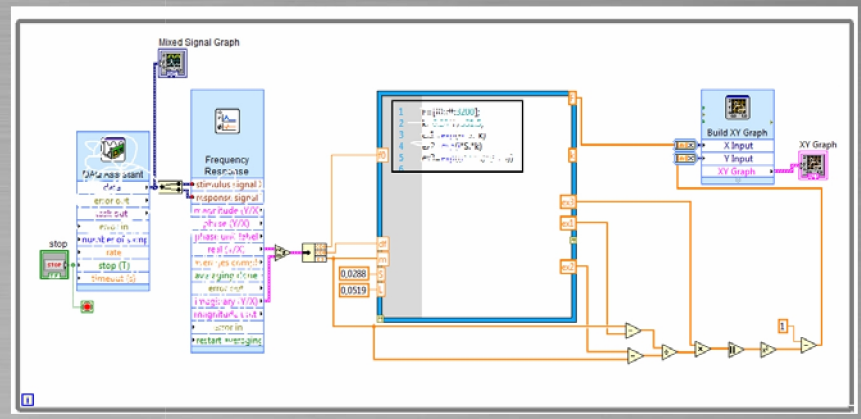
$$R = 10 lg \frac{J_{(n+1)1}}{J_{11}} = 10 lg \prod_{j=1}^{n} \left\{ \frac{Z_j}{Z_{j+1}} \left| \frac{(Z_{вх}^{(1)} + Z_{j+1}) e^{ik_j s_j}}{Z_{вх}^{(j)} + Z_j} \right|^2 \right\}$$

- общая формула звукоизоляции многослойной преграды

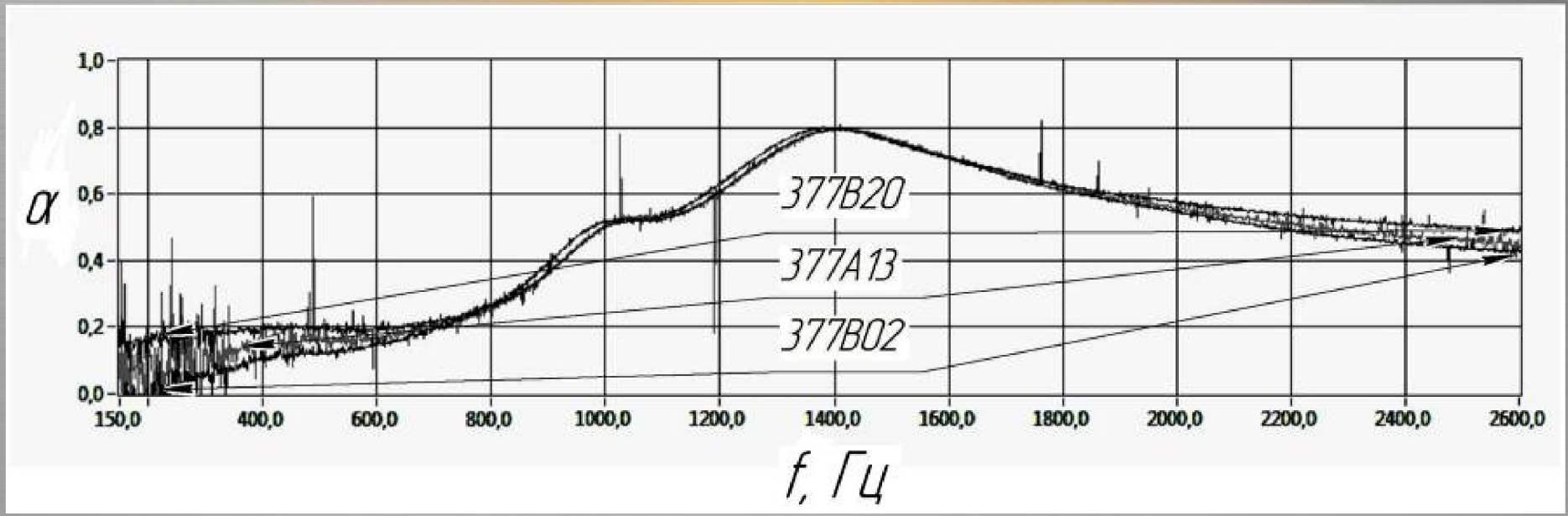
Существует три стандартных метода измерения коэффициента звукопоглощения пористых материалов: 1) в интерферометре (трубе Кундта); 2) в импедансной трубе; 3) в реверберационной камере. Преимуществами измерения в импедансной трубе являются компактность установки (по сравнению с реверберационной камерой) и возможность автоматизации измерений (по сравнению с трубой Кундта).







Наименование	Характеристики
377B02	1 / 2 "" свободного поля, чувствительности = 50 мВ / Па (± 1,5 дБ), 3,15 Гц до 20 кГц (± 2 дБ)
377B20	1 / 2 "" Диффузного поля, чувствительности = 50 мВ / Па (± 1,5 дБ), 3,15 до 12,5 кГц (± 2 дБ)
377A13	1 / 2 "," Поле давление, чувствительность = 12,5 мВ / Па (± 2 дБ), 4 Гц до 20 кГц (± 2 дБ).



В настоящее время в системах снижения шума энергоустановок и транспорта, систем вентиляции различных сооружений, а также звукоизоляции внутри жилых зданий и других сооружений широко используются *пористые звукопоглощающие материалы* (ЗПМ) на основе супертонких базальтовых или стеклянных волокон для снижения широкополосного шума или *сотовые звукопоглощающие конструкции* (ЗПК) для снижения дискретного шума.





Пробка, базальтовое или стеклянное волокно, пенопласты, минераловатные плиты

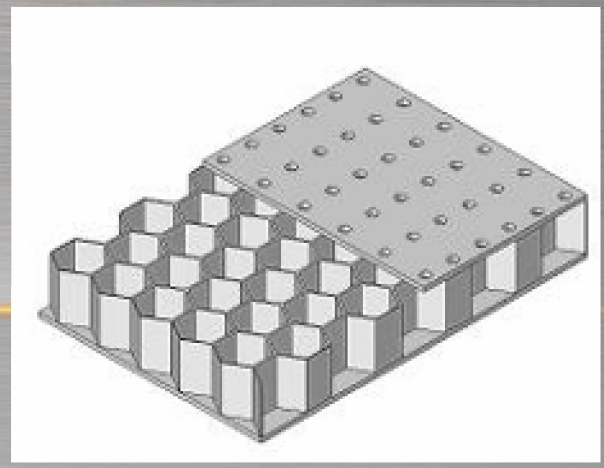


Схема сотовых ЗПК (сотопласта)

Преимущества:
•Широкий диапазон эффективного звукопоглощения
•Низкая стоимость

Недостатки:
•Низкая экологичность производства, эксплуатации
•Чувствительность к копоти, пыли, атмосферным воздействиям
•Плохая виброустойчивость
•Относительно большой вес
•Невозможность использования в агрессивных средах

Преимущества:
•Эффективное снижение шума в узком диапазоне частот
•Небольшой вес
•Высокая прочность конструкции
•Возможность эффективной работы при высоких температура

Недостатки:
•Низкая эффективность в широком диапазоне частот
•Низкая технологичность производства
•Проблемы, связанные с удалением конденсата из конструкц
•Высокая стоимость

В качестве альтернативы сотовым ЗПК и пористым ЗПМ предлагается использовать панель на базе акустического материала складчатой структуры.

Комбинированная многослойная конструкция отличается тем, что в качестве звукоизоляционного материала используется пространственная складчатая структура, выполненная из листового материала и разделенная металлическими слоями.

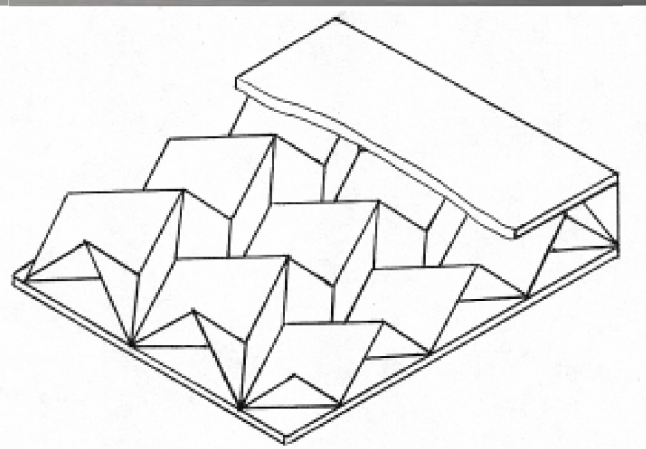
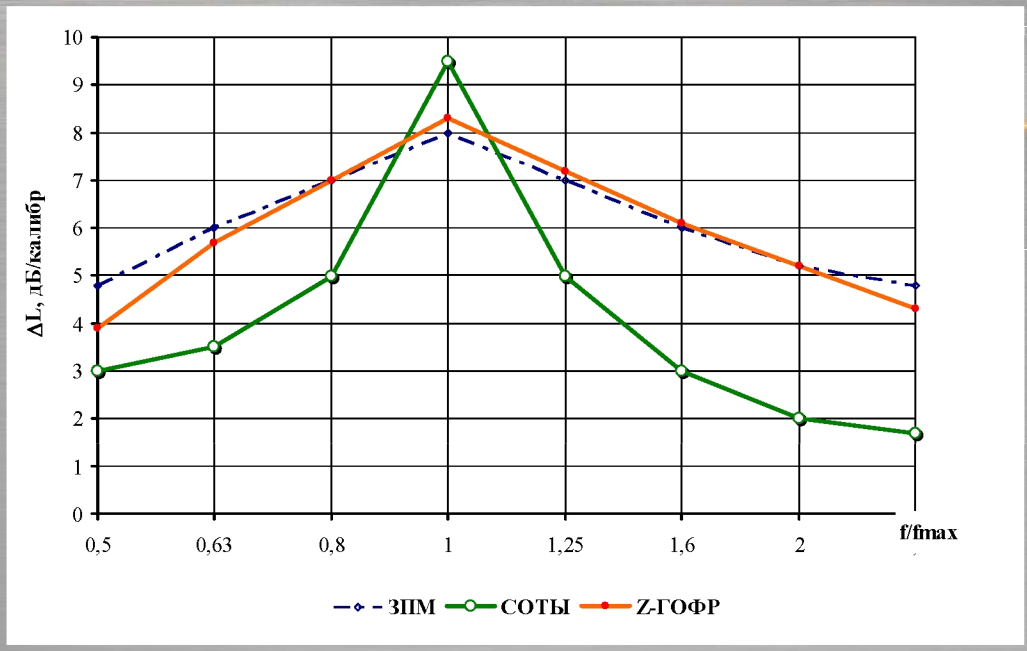
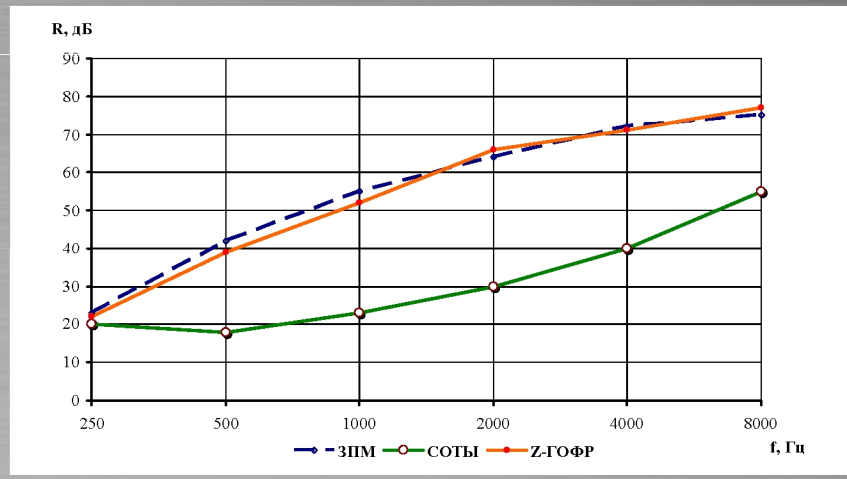


Схема трехслойной конструкции с заполнителем Z-гофром



Звукопоглощение в канале различных материалов



Звукоизоляция различных материалов

Звукопоглощающие конструкции со складчатым заполнителем обладают следующими преимуществами:

- Широкий диапазон эффективного звукопоглощения
- Возможность эффективной работы в высокотемпературных газовых потоках
- Высокая экологичность производства и эксплуатации
- Широкий выбор используемых материалов
- Небольшой вес
- Высокая прочность конструкции
- Неизменность характеристик и устойчивость к атмосферным воздействиям
- Наличие естественных каналов для удаления конденсата

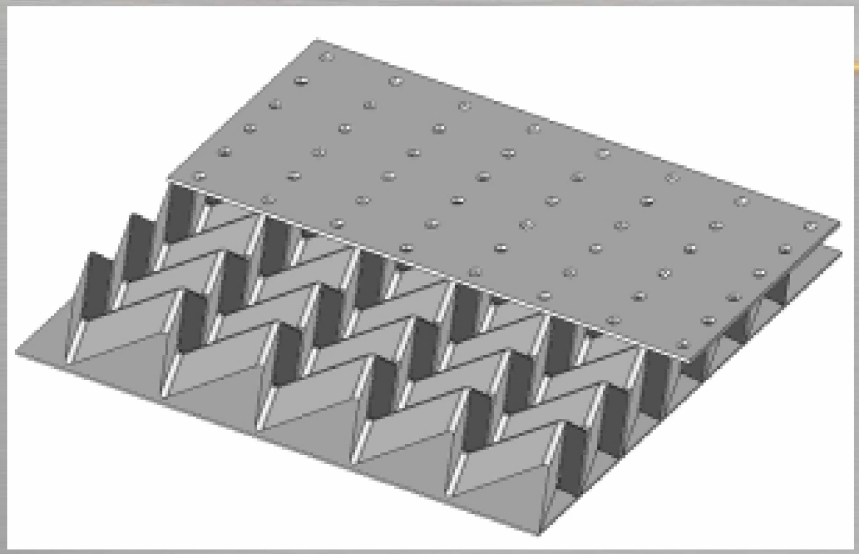


Схема с ЗПК со складчатым заполнителем

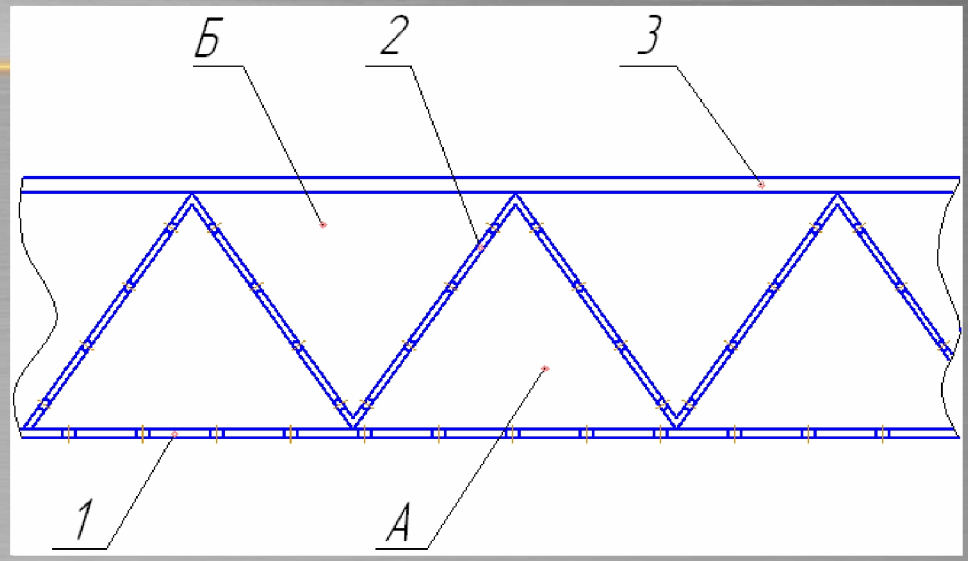
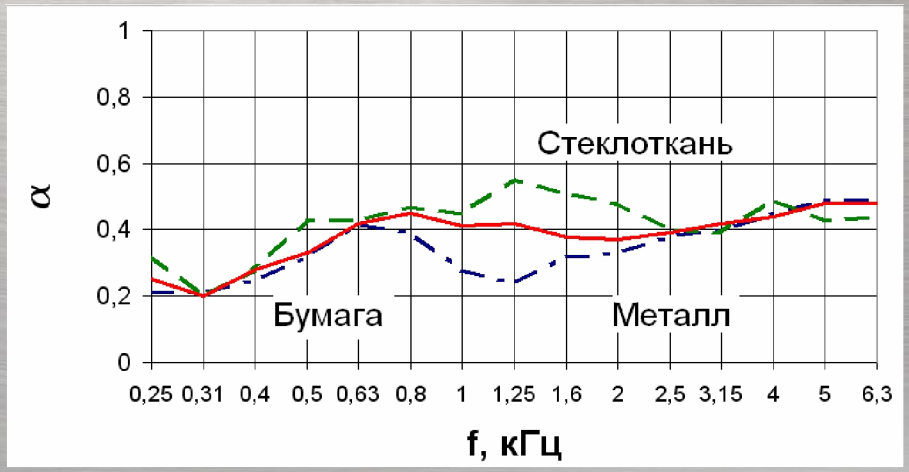
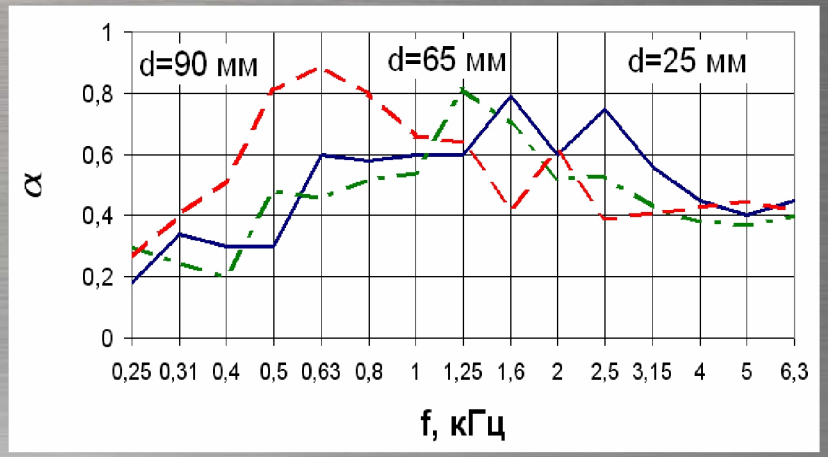


Схема с ЗПК с перфорированным складчатым заполнителем

Исследовано влияние материала и высоты z-гофра на его акустические свойства





Влияние материала заполнителя на эффективность звукопоглощения. S=10%, dотв=5мм, M=0, d=65мм, A=0,76

Влияние высоты гофра на эффективность звукопоглощенияS=5%, dотв=5мм, M=0, d=65мм, A=0,76 Стеклоткань

Испытание складчатого заполнителя в реверберационной камере







Снижение шума чиллера с воздушным охлаждением

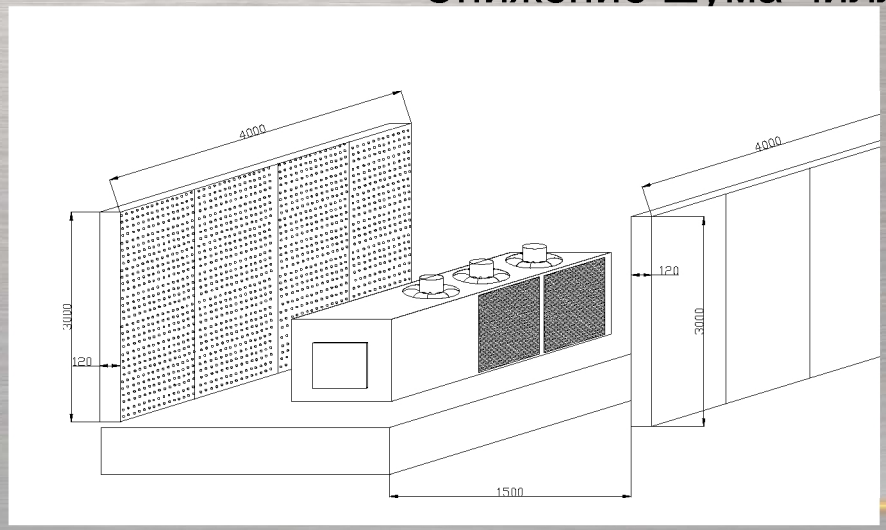
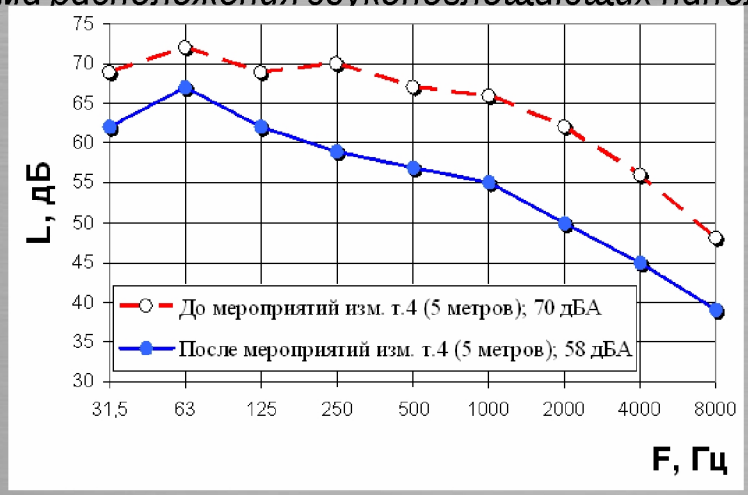
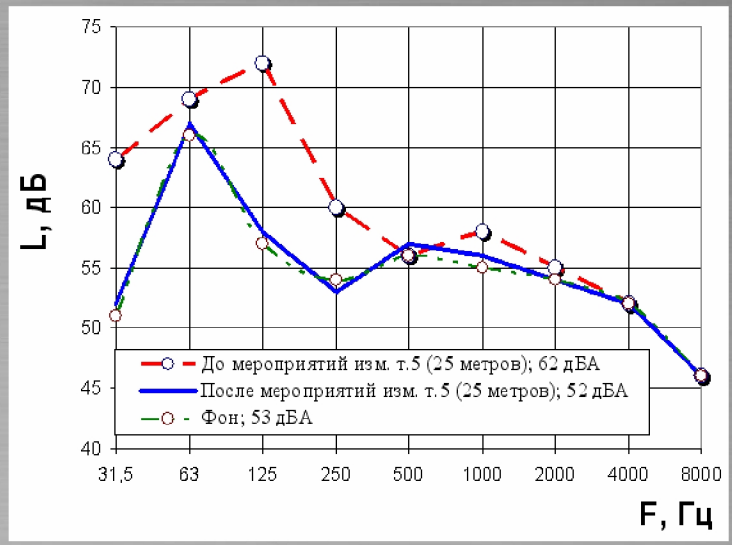


Схема расположения звукопоглощающих панелей



Монтаж шумозащитных экранов





Спектрограммы уровней звукового давления на расстоянии 5 и 25 метров

Разработка систем звукоизоляции отсека компрессорного оборудования на Самарском заводе технического стекла

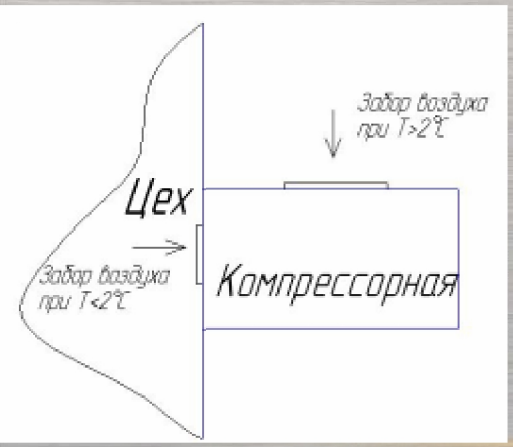


Схема расположения компрессорной и окон забора воздуха



Окно забора воздуха в компрессорную из цеха до монтажа панелей (вид их цеха)



Окно забора воздуха в компрессорную из цеха после монтажа панелей на основе складчатого

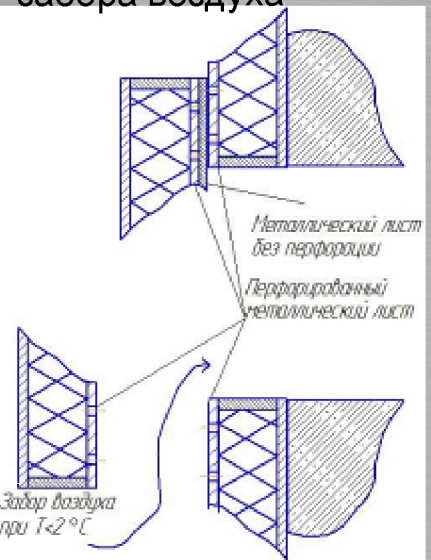
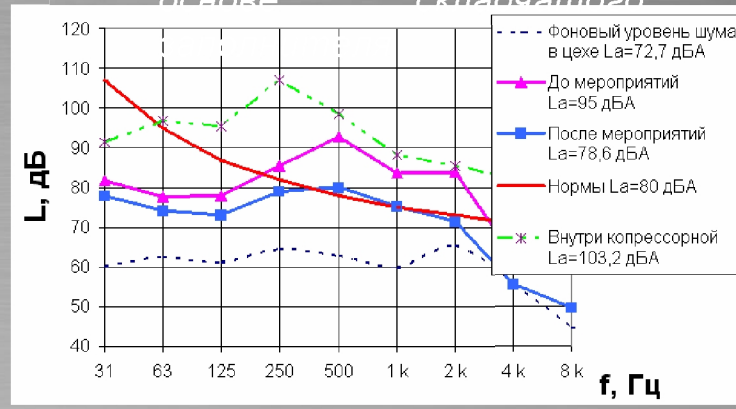


Схема установки комбинированной акустической панели на основе складчатого заполнителя

Спектрограммы уровней звукового давления в цехе до и после монтажа панелей



Комплекс глушителей низкочастотного шума системы вентиляции торгово-офисного комплекса «Скала», г. Самара. Эффективность 12 дБа







Звукоизолирующие и звукопоглощающие панели были использованы при снижении шума вентиляционных систем и звукоизоляции
помещений с высоким уровнем шума в работах:

- Сети супермаркетов Самара-Продукт («Копейка»)
- Сети супермаркетов «Элит-Продукт»







САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА (НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

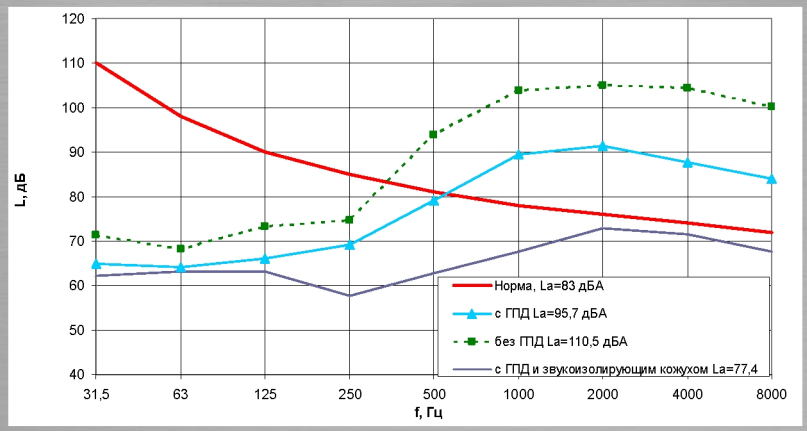
ИАМ институт акустики машин



Внешний вид ГРС г. Новокуйбышевск



Узел редуцирования с гасителем пульсаций



Эффективность комплекса мероприятий



Звукоизолирующее устройство

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

ИНСТИТУТ АКУСТИКИ МАШИН
И А М

Лекция 8

Авиационная акустика

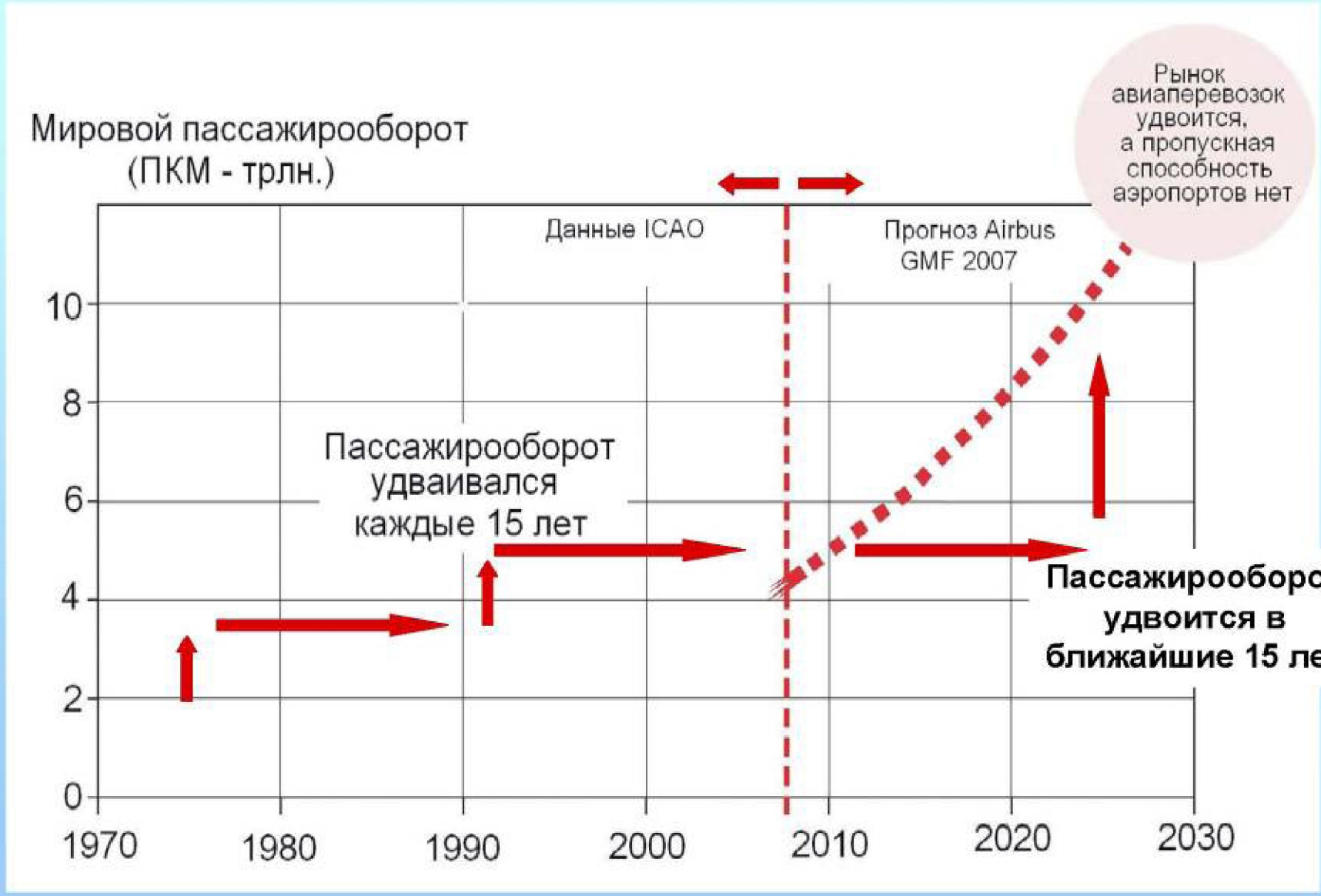




Лектор: Иголкин Александр Алексеевич

Самара 2011

Авиаперевозки постоянно растут



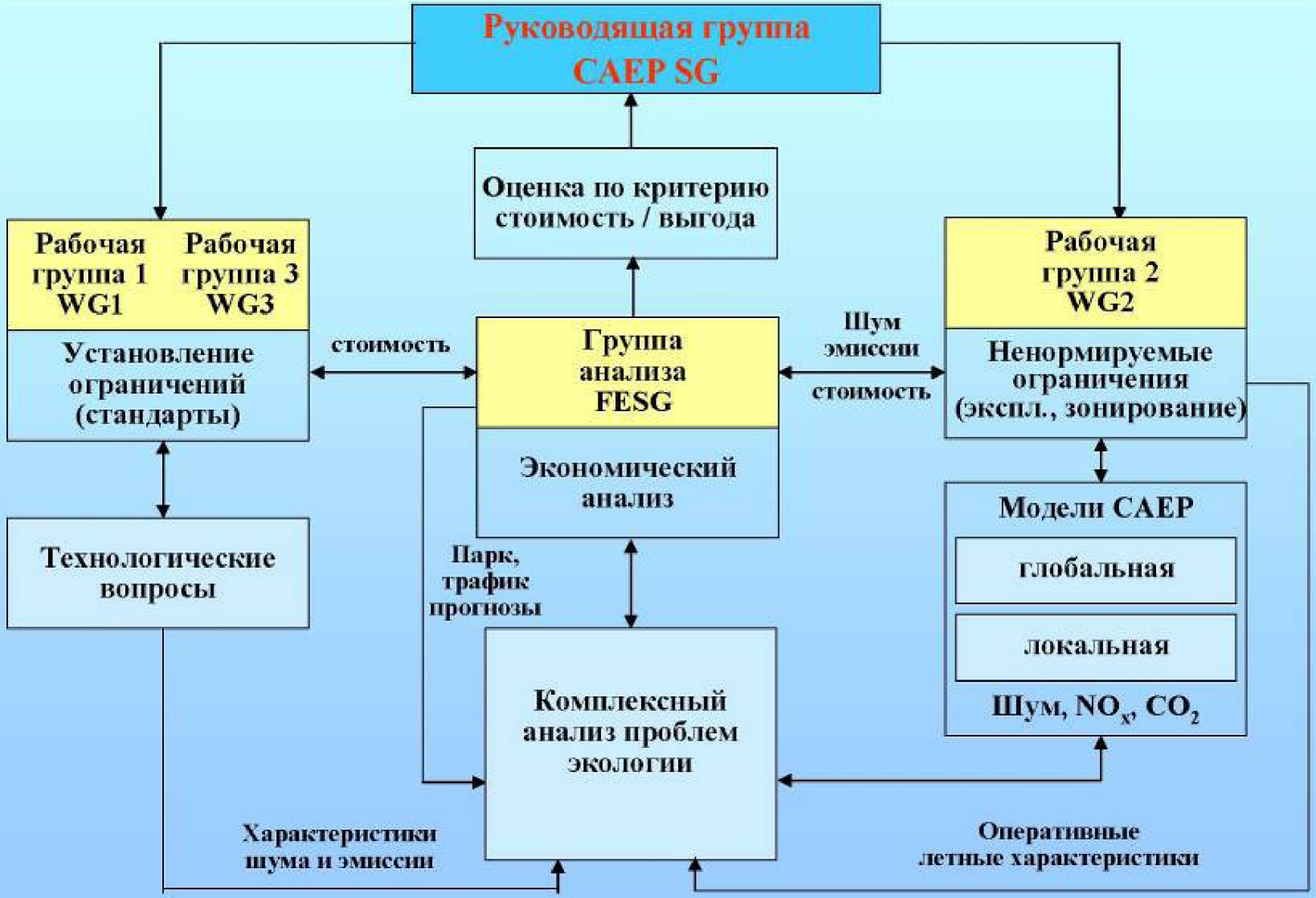
Экологические факторы авиации и их неблагоприятные последствия

 Летательные аппараты 	**Шум**	- ухудшение здоровья; - понижение слуха; - помехи речевому общению и прослушиванию ТВ.
	Эмиссия	- респираторные заболевания; - токсические симптомы; - дискомфорт.
	Звуковой удар СПС	- ориентировочная реакция людей; - вздрагивание; - помехи сну.
	Выбросы парниковых газов	- глобальное потепление; - изменение климата.
	Экология территории аэропорта	- загрязнение окружающей среды.

Актуальные проблемы авиаэкологии

1. Требования ИКАО по авиаэкологии находятся на втором месте после безопасности полетов.
2. Требования ИКАО по шуму и эмиссии непрерывно ужесточаются.
3. Выполнение международных (ИКАО) требований по экологии – необходимое условие для эксплуатации ЛА.
4. Негативное воздействие авиации на окружающую среду сдерживает темпы роста воздушного транспорта.

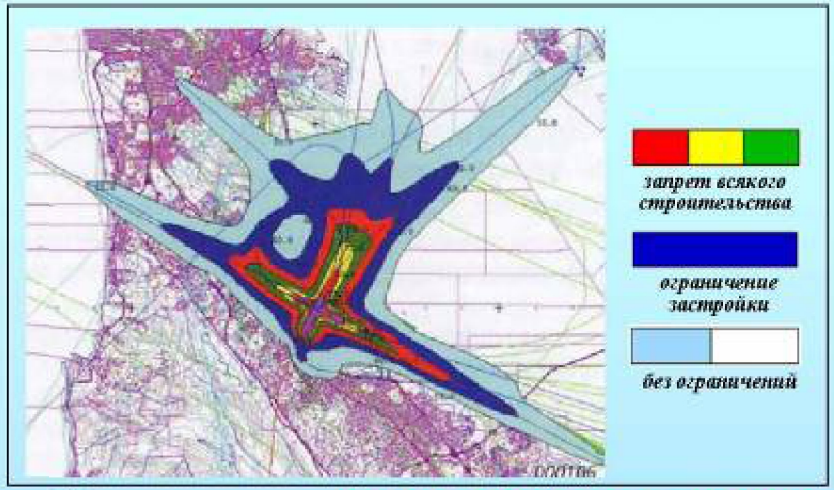
Рабочая структура CAEP/ИКАО – комитета по охране окружающей среды от воздействия авиации



Экологические требования ИКАО к воздушному транспорту ГА



Сертификат ***по шуму*** **на местности и данные** ***по эмиссии*** **авиадвигателей о соответствии нормам ИКАО**



Выполнение ***национальных норм*** **по зашумленности и загазованности территории вблизи аэропорта**

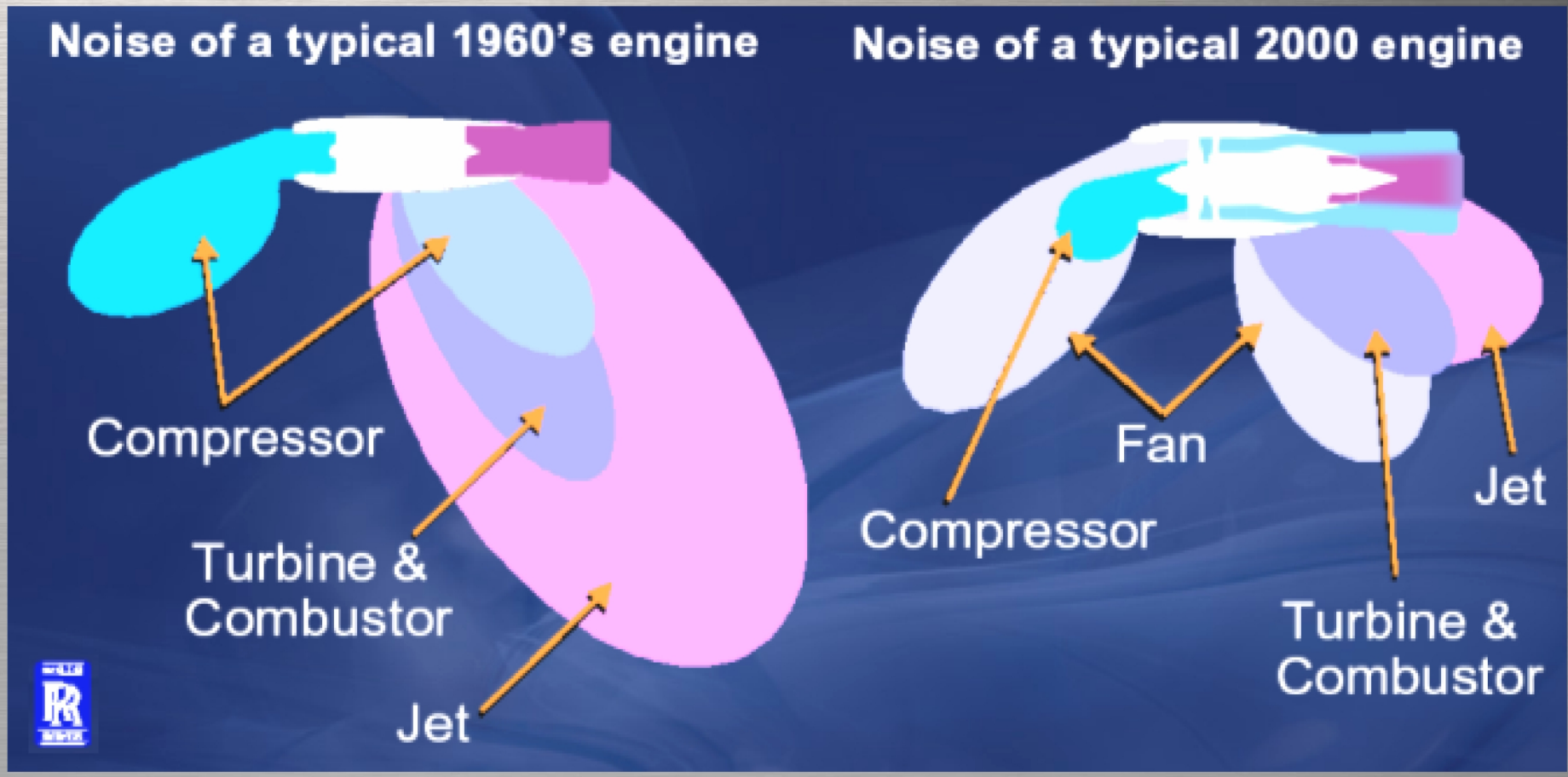
Мероприятия по снижению негативного воздействия

- в источнике воздействия: самолет, двигатель;
- применение оптимальных приемов пилотирования.

Ограничение и запрет полетов при невыполнении экологических требований

- применение альтернативного топлива;
- Рациональное размещение помещений в районе аэропорта.

Источники шума двигателей 1960 и 2000 годов

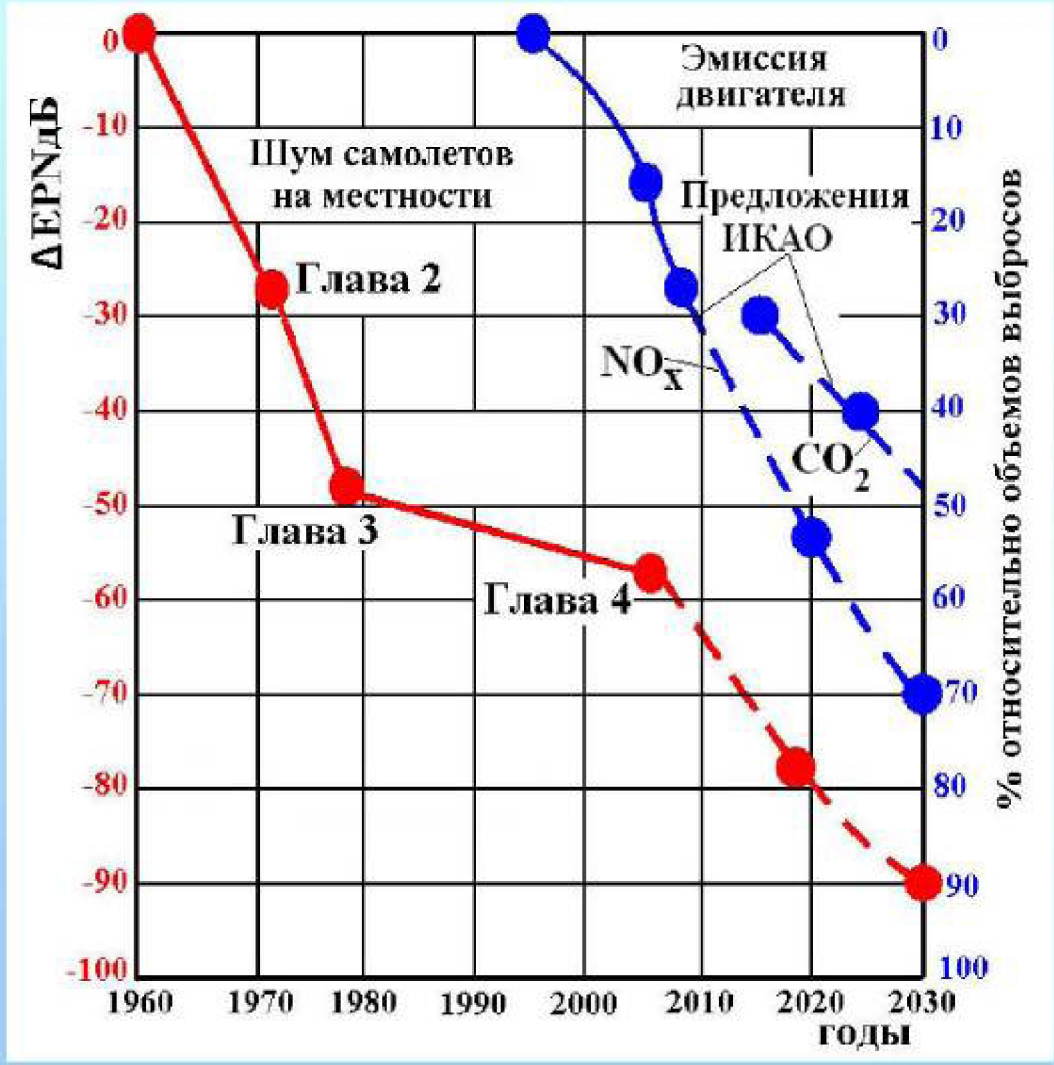


- ✓ перераспределение вкладов от различных источников шума
- ✓ значительное снижение шума реактивной струи
- ✓ шум вентилятора доминирует как в передней, так и в задней полусферах

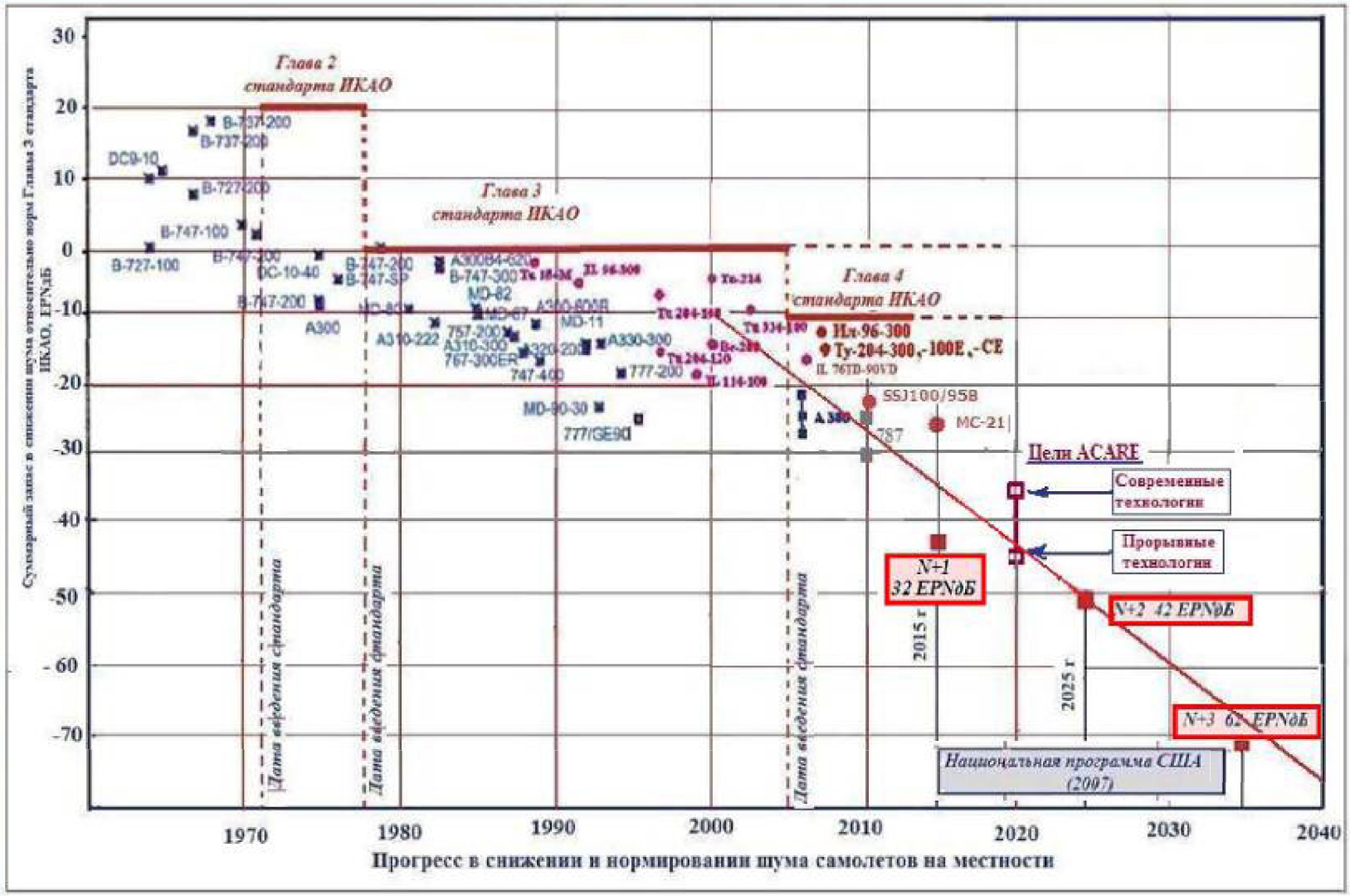
Комплекс мер по снижению воздействия ГА на окружающую среду

- Снижение интенсивности источника неблагоприятного воздействия;
- Использование специальных эксплутационных приемов;
- Рациональное планирование территории вблизи аэропорта;
- Ограничение и даже запрет эксплуатации воздушного судна;

Динамика ужесточений требований ИКАО по экологическим характеристикам гражданских самолетов



Тенденция снижения шума самолетов на местности



Комплексная программа работ РФ на 2002 - 2010 годы по проблеме снижения шума и эмиссии ГА

Утверждаю
Первый заместитель
Генерального директора
Росавиакосмоса

В.П. Воскобойников

«9» 12 2002 г.

Утверждаю
Председатель
Межгосударственного
авиационного комитета

Т.Г. Анодина

«6» 02 2003 г.

Утверждаю
Первый заместитель
Министра транспорта
Российской Федерации

А.В. Нерадько

«24» 01 2003 г.

Утверждаю
Первый заместитель
Министра
промышленности, науки и
технологий Российской
Федерации

А.Н. Бриндиков

«7» 02 2003 г.

Утверждаю
Заместитель
Генерального директора
Российского агентства
систем управления

С.А. Муравьев

«20» 12 2002 г.

Выполнение Комплексной программы работ по снижению шума и эмиссии ВС России на 2002 – 2010 гг.

- сертификат по шуму Ту-154М, Ил-62М, Як-42Д, Ту-334 на соответствие требований Главы 3;
- сертификат по шума Ил-76ТД с двигателями ПС90А-76ТД на соответствие Главы 4;
- сертификаты по шуму Ил-96-300, ТУ-204/214 на соответствие Главы 4 с запасом;
- выданы рекомендации по снижению шума самолетов RRJ(SSJ-100) и МС-21 на соответствие требования Главы 4 с запасом;
- данные на соответствие двигателей Д-30КУ-154М и ПС-90А нормам по эмиссии ИКАО (2008 г.);
- предложены новые звукопоглощающие материалы с повышенным температурным диапазоном для двигателей.

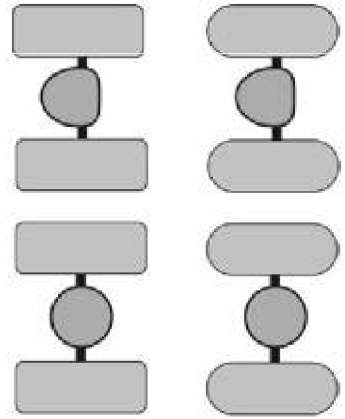
Технология снижения шума воздушных судов

- снижение шума узлов и систем двигателя (вентиляторы, турбины, камеры сгорания, и т.д.);
- снижение шума струи реактивного двигателя;
- снижение шума винтов, открытых роторов;
- снижение шума обтекания элементов планера ВС (шасси, предкрылки, закрылки, тормозные устройства, полости, фюзеляж);
- снижение звукового удара;
- развитие технологий звукопоглощающих конструкций (ЗПК);
- разработка малошумных компоновок ВС.

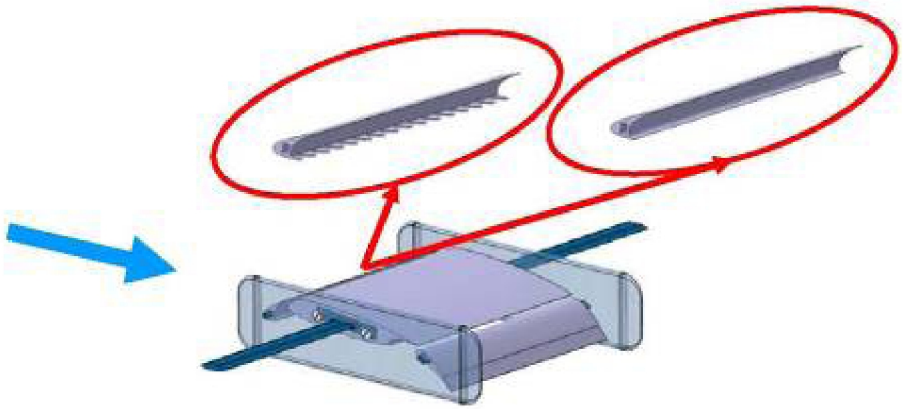
Технологии снижения шума обтекания элементов планера ВС (шасси, предкрылки, закрылки, тормозные устройства, полости, фюзеляж)



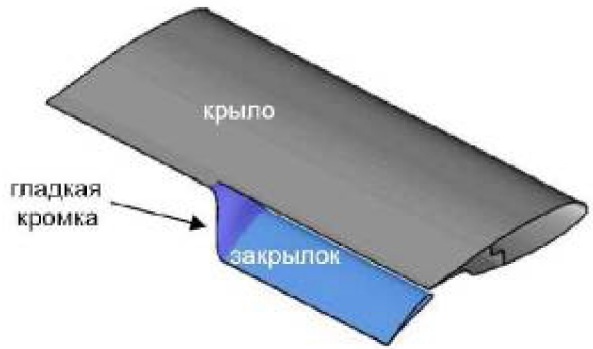
Облагораживание обтекания шасси



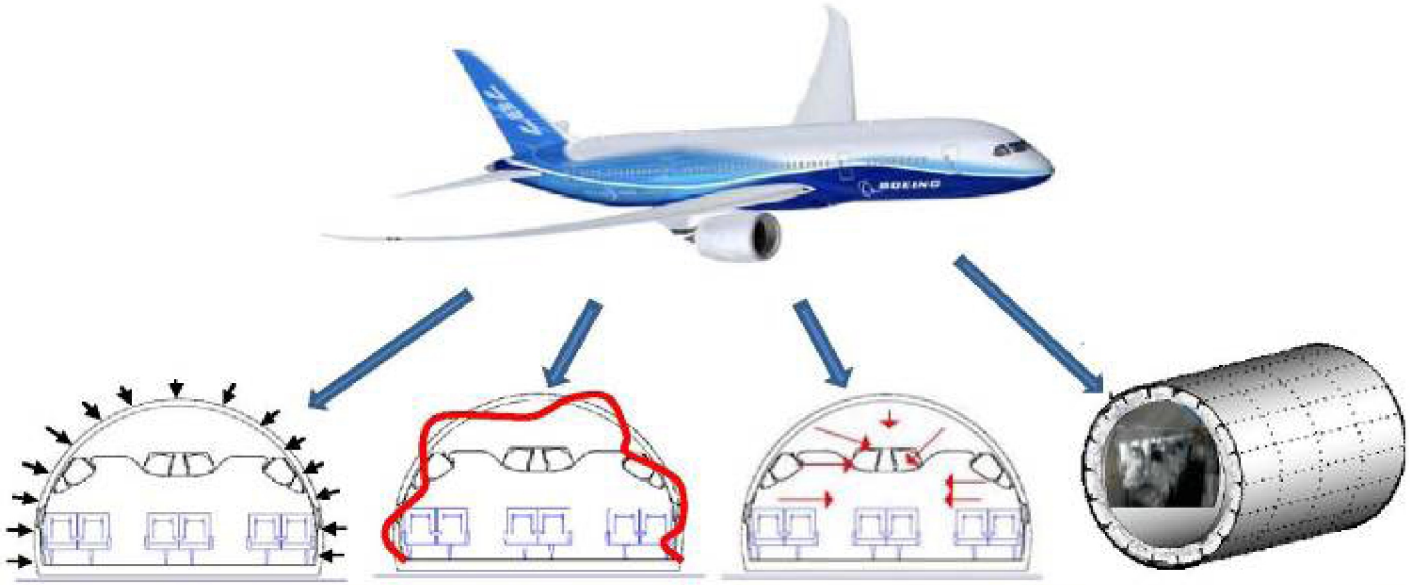
Изменение формы деталей шасси для уменьшения отражения



Шевронный предкрылок

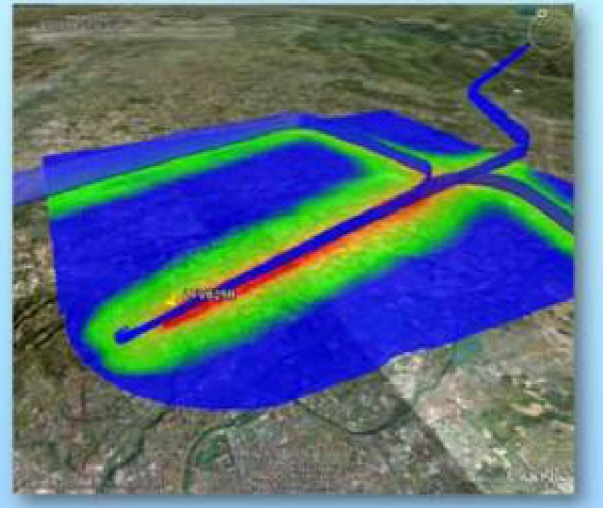


Направление исследований для решения задач внутренней акустики самолетов



Изучение структуры полей пульсаций давления, воздействующих на внешнюю поверхность ЛА	Исследование механизмов преобразования энергии турбулентных пульсаций в акустическую энергию	Разработка достоверных методов прогноза шума в салоне и кабине экипажа.	Исследования новых конструкционных, звукоизолирующих, звукопоглощающих, вибродемпфирующих материалов и методов снижения шума в салоне

Зонирование территорий вблизи аэропортов по уровням негативного воздействия ВС и рациональное планирование застройки территорий вблизи аэропортов



Зонирование



Зона ограничения жилой застройки

Предложения по целевым экологическим показателям для отечественных ЛА

А. Шумовое воздействие на местности

обеспечение следующего запаса по шуму воздушных судов относительно Главы 4 Стандарта ИКАО:

- к 2020 году – на 20 EPNdB;
- к 2030 году – на 30 EPNdB.

Б. Шумовое воздействие в кабине экипажа и салоне

обеспечение уровня шума в кабине экипажа и пассажирском салоне отечественных ВС:

- к 2020 году – 75 dBA,
- к 2030 году – 70 dBA.

В. Эмиссия вредных веществ

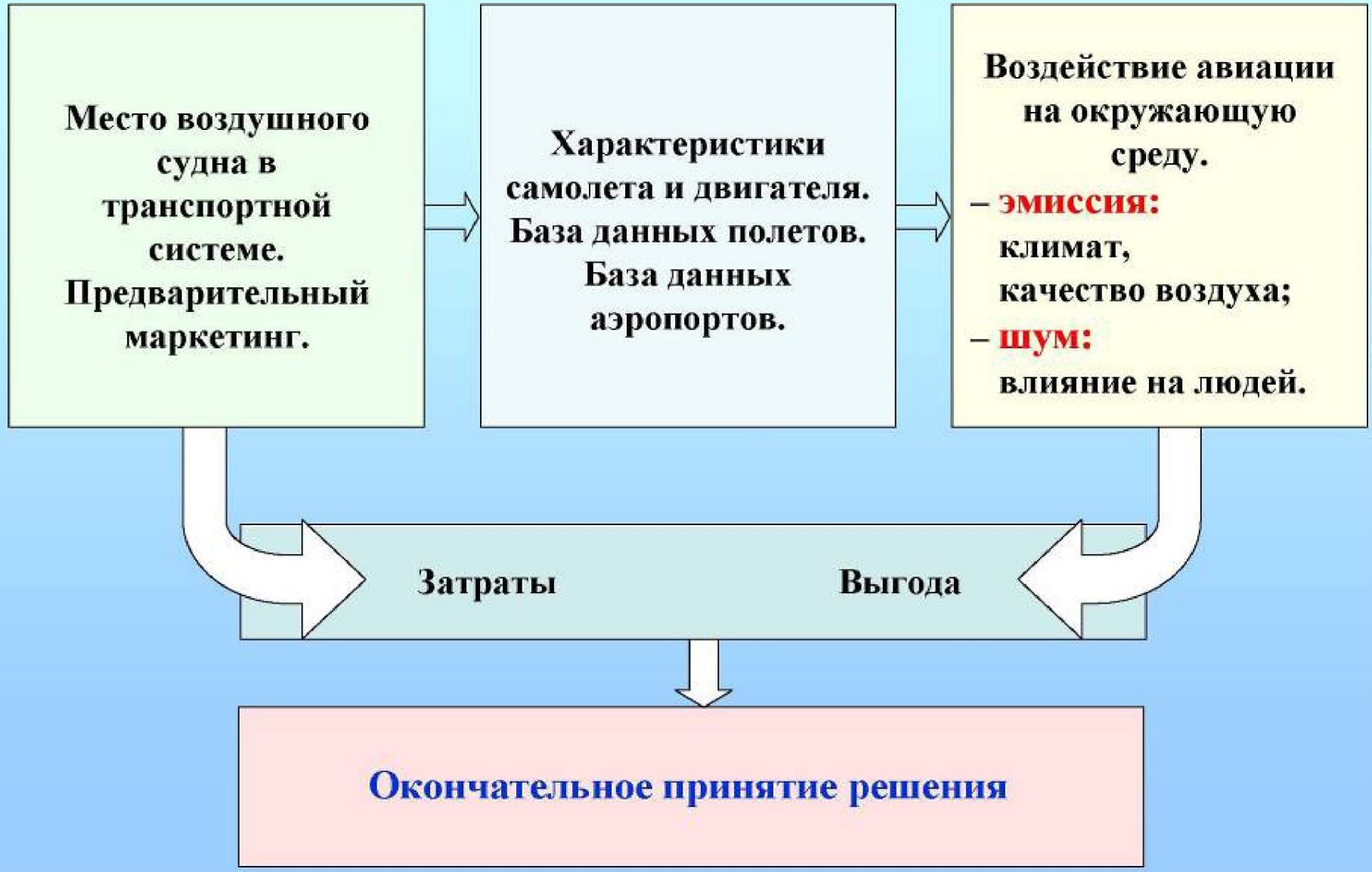
<u>в зоне аэропортов:</u>

- снижение эмиссии NO_x на 45 % и 60 % относительно норм ИКАО 2008 года соответственно к 2020 году и 2030 году;
- снижение эмиссии CO и дыма на 35 % относительно норм ИКАО 2008 года соответственно к 2020 году;
- обеспечение соответствия нормативному показателю ИКАО на эмиссию нелетучих частиц (будет установлен в 2016 году).

<u>в полете:</u>

- обеспечение соответствия нормативному показателю ИКАО на эмиссию до 5…10 г/кг топлива к 2016 году;
- обеспечение соответствия нормативному показателю ИКАО на эмиссию CO_2, указанному в новом международном стандарте (будет принят в 2013 году), со снижением к 2020 году эмиссии CO_2 не менее, чем на 20 % ниже достигнутого уровня.

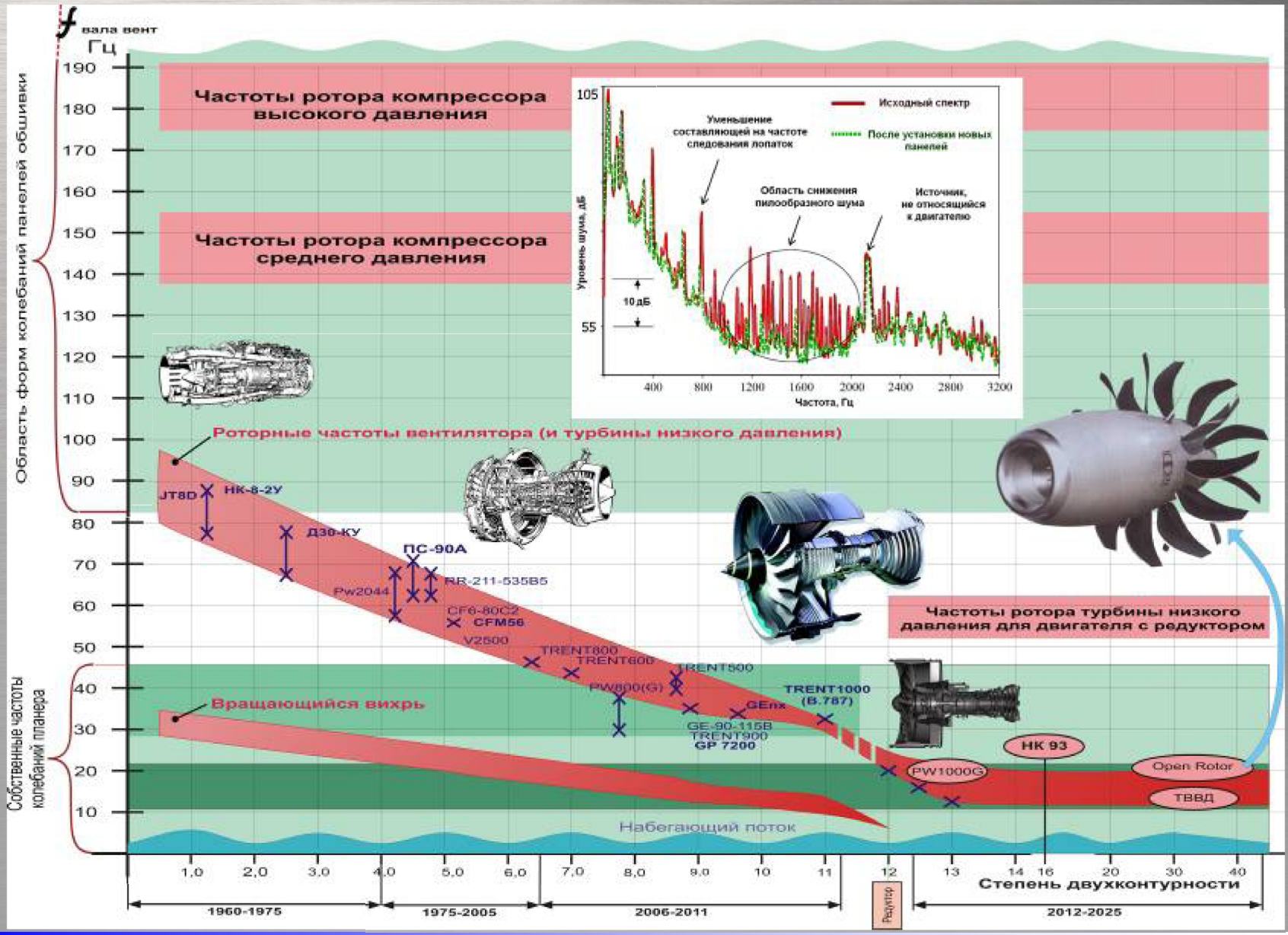
Схема принятия решения о создании воздушного судна с учетом его воздействия на окружающую среду



Расчет шума самолета на местности



Эволюция двигателей и проблемы виброакустики



Возможные пути развития ГТД



Концепция фирмы CFM
двигателя по схеме
«открытый ротор»
(open rotor)

Исследуемые за рубежом
схемы перспективных
магистральных самолетов



Конструкция будущего

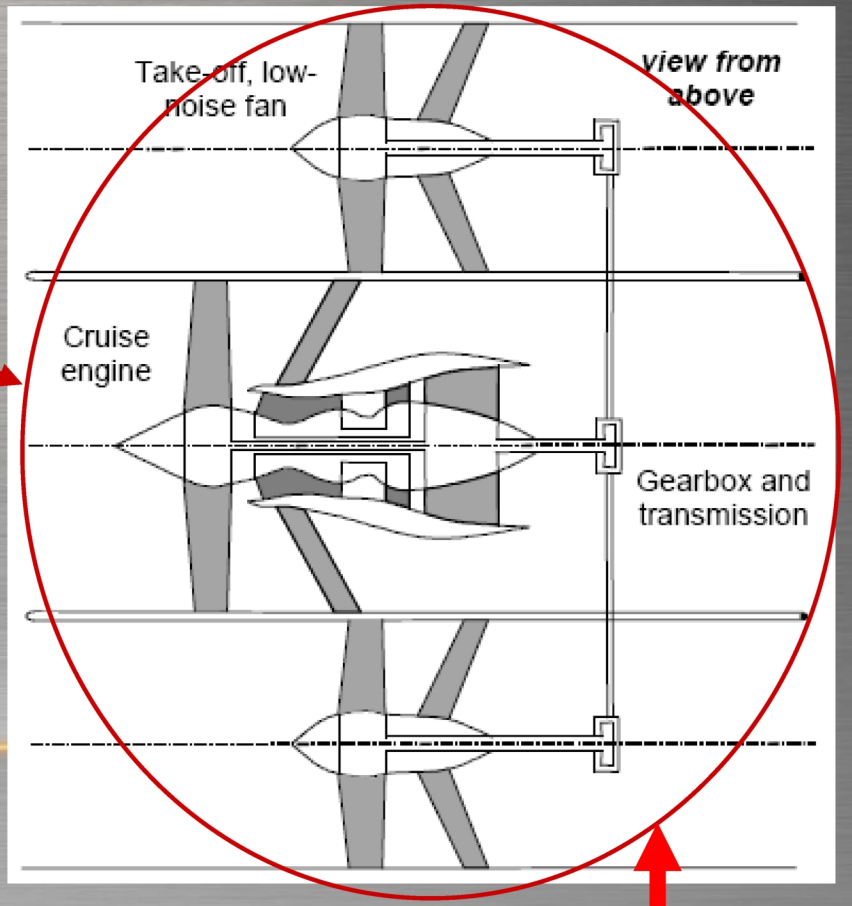


Cambridge and MIT использовали концепцию летающего крыла компании Боинг, интегрированную конструкцию планера и двигательной системы.

Многовентиляторная редукторная конструкция двигателя применена для оптимизации степени двухконтурности на крейсерском режиме.

Задачи – разработка виброизолирующего крепления:

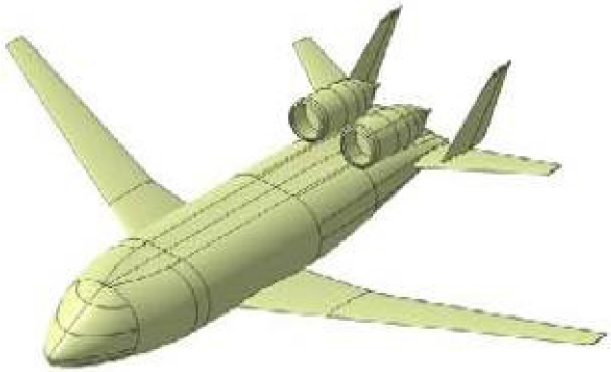
- двигателя;
- вентиляторов;
- воздухозаборной системы;
- выхлопной систем.

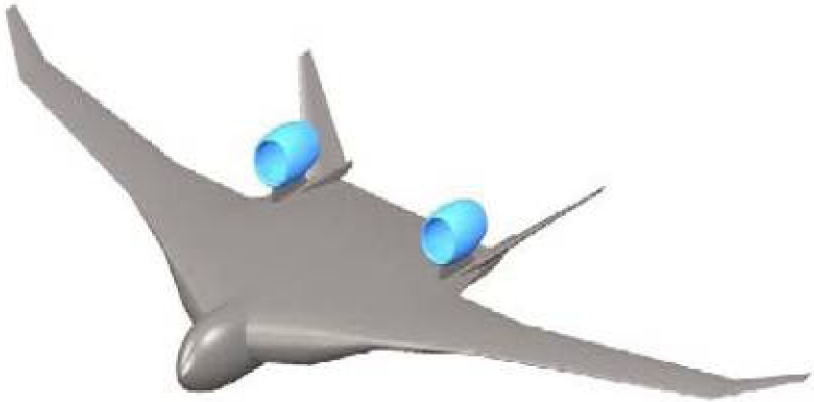


Распределённая двигательная система с ультра-высокой степенью двухконтурности (18,3 на взлёте)

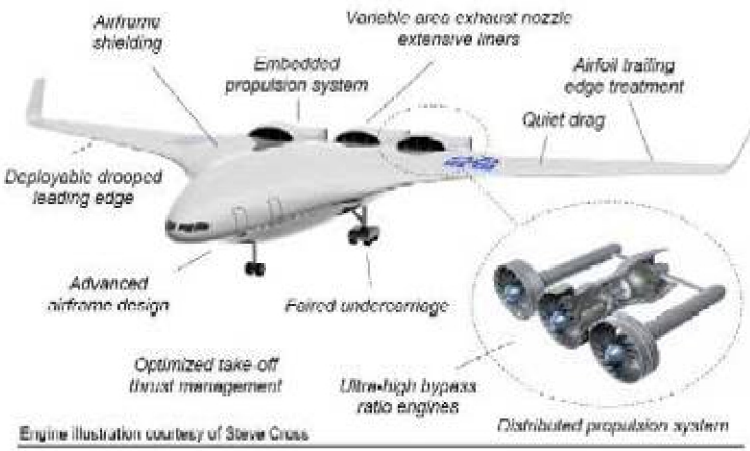
Силовая установка представлена 3-мя двигателями, каждый из которых состоит из внутреннего двигателя, приводящего в движение 3 вентилятора

Новые схемы летательных аппаратов









САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА (НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

ЦАГИ

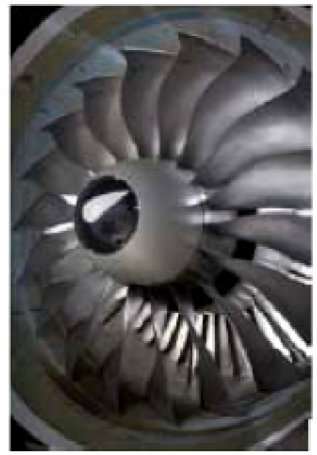
институт акустики машин И А М

Технологиисниженияшума узлов и систем двигателя (вентиляторы, турбины, камеры сгорания и т.д.)

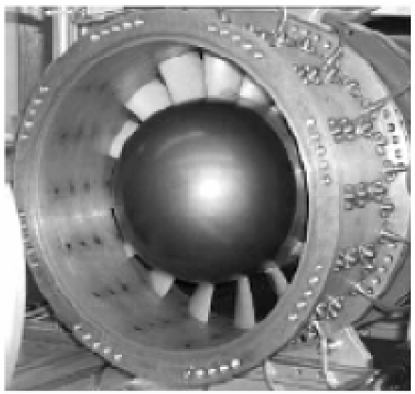


Безвтулочный вентилятор





Вентилятор со стреловидными лопатками РК



Система активного управления шума вентилятора

Возможные мероприятия по снижению шума ТРДД



фрагмент фронтовой стенки с секциями системы охлаждения



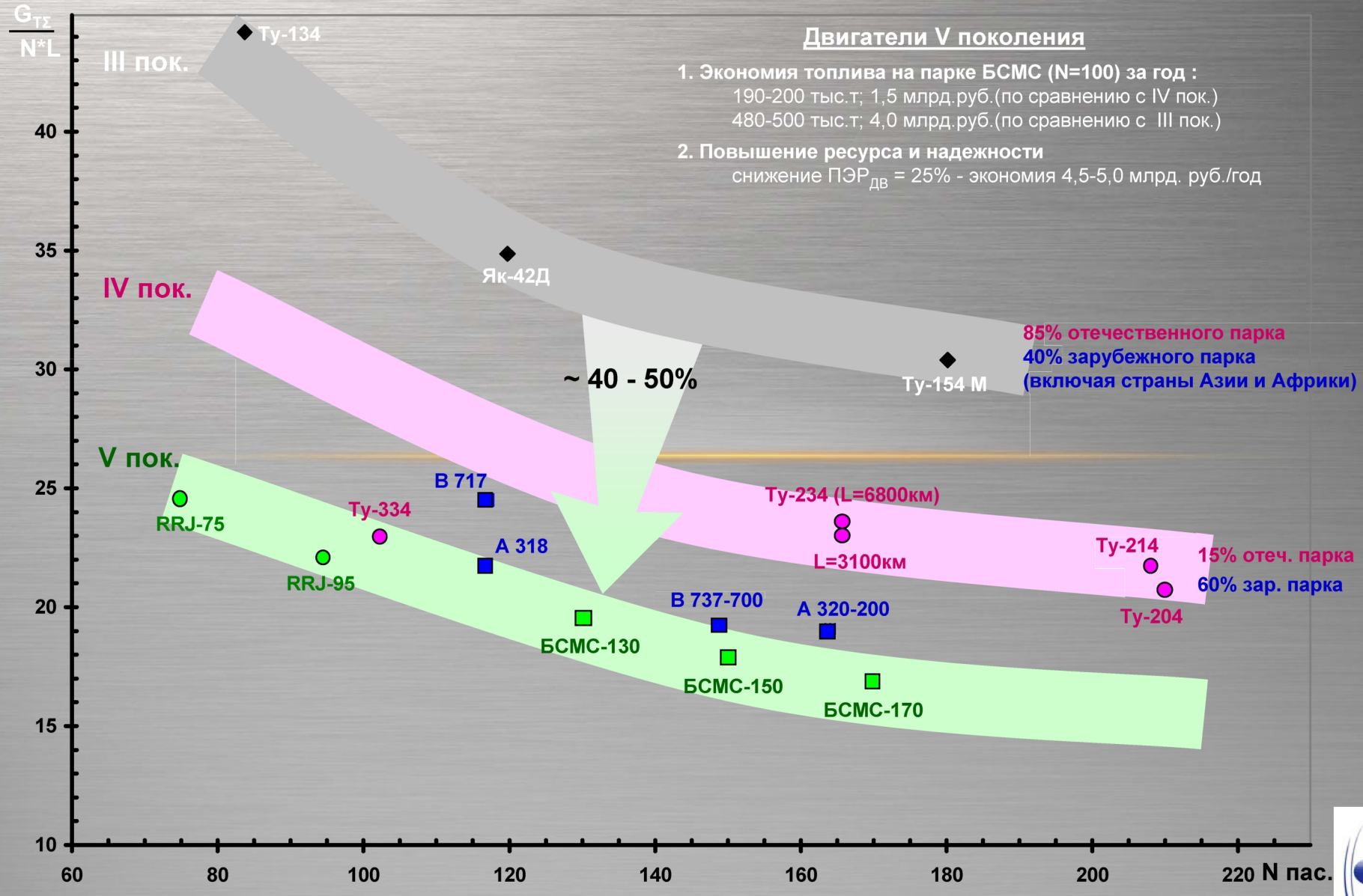
Внутренняя стенка жаровой трубы с секциями системы охлаждения

Управление процессом горения в КС

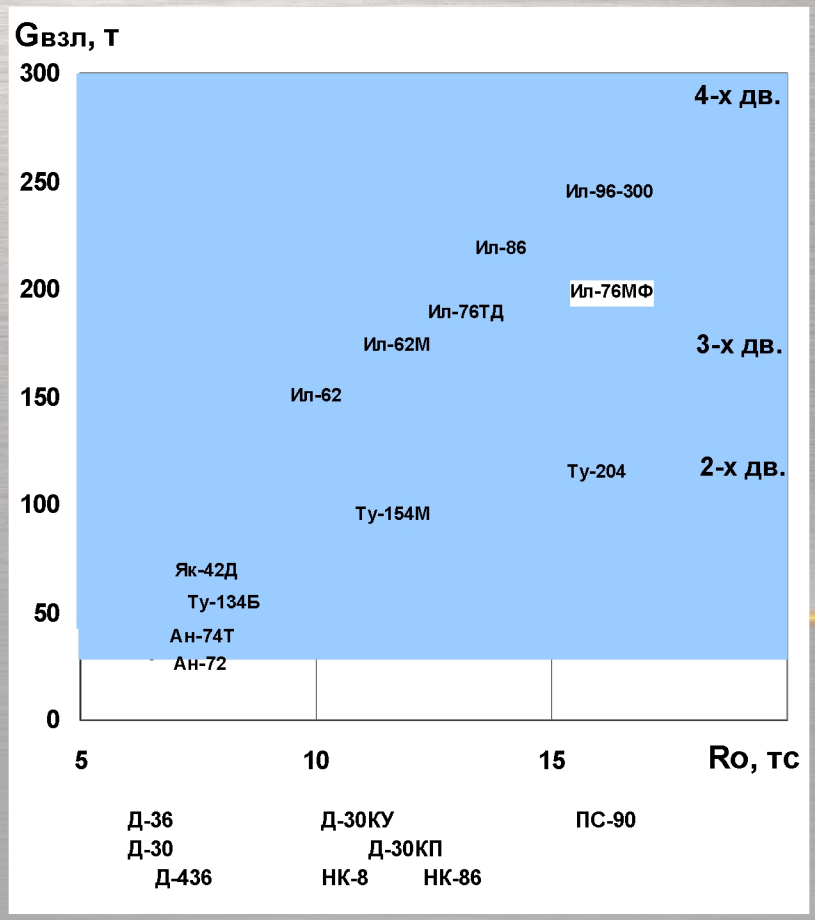


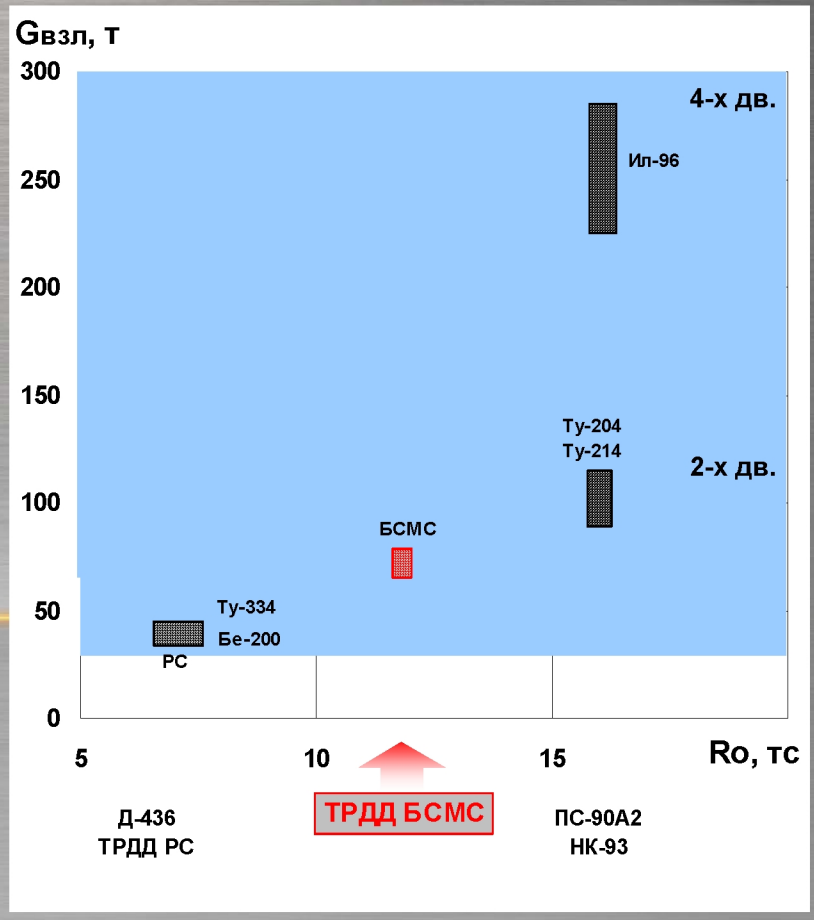
Акустическая облицовка над РК вентилятора

ВКЛАД ДВИГАТЕЛЕЙ В РАЗВИТИЕ САМОЛЕТОВ ГА



ДВИГАТЕЛИ МАГИСТРАЛЬНЫХ И РЕГИОНАЛЬНЫХ САМОЛЕТОВ





Уд. расход топлива > 0,6 кг/кгс·ч (МП=0,8; Н=11км)
Ресурс ~ 2·103 циклов
Надежность: (18÷50)·103 ч/выкл.
Шум, эмиссия – не соответствуют новым нормам ИКАО

Уд. расход топлива ниже на ~ 10-15%
Ресурс ≥ (20÷30)·103 циклов
Надежность: (100÷200)·103 ч/выкл.
Шум, эмиссия – ниже новых норм ИКАО


Сумма уровней шума в трех точках, EPNдБ
350
325
300
1950
1960
1970
1980
1990
2000
Годы начала эксплуатации
Турборсактивные двигатели
Малая степень двухконткрности
Высокая степень двухконтурности
Конкорд
B-52
Ту-104
720
707-100
Comet 4
DC8-20
Bac-11
DC9-10
DC8-61
737-100
707-300B
Caravella
Ту-134
727-100
727-200
747-100
Ил-62
Ту-154
747-200
MD-80
747-300
A320-100
Ил-62M
767-300
Ту-154M
Ту-144
DC10-10
A-30
Як-42
A-310-300
747-400
A321
Ил-96
Ту-204
A330
777-200
MD-90
DC10-30
767-200
737-200
MD-11
A-340
L-1011
737-300
BAC-146-200

ШУМ САМОЛЁТОВ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ РОССИИ

Самолёт	Двигатель	Число самолётов	Мероприятия
Ту-204-100	ПС-90А	12	Внедрение разработанных технических решений, обеспечивающих нормы Главы 4 ИКАО
Ту-214	ПС-90А		
Ту-334	Д-436Т1		
Ил-96-300	ПС-90А	11	
Ил-76МФ	ПС-90А76	2	
Ан-124-100	Д-18Т	3	
Ту-154М	Д-30КУ-154	180	Внедрение разработанных технических решений, обеспечивающих нормы Главы 3 ИКАО с запасом не менее 5 EPN дБ
Ил-62М	Д-30КУ	80	
Як-42	Д-36	80	
Як-40	АИ-25	344	
ИЛ-76Т	Д-30КП	187	Замена типа двигателей
ИЛ-86	НК-86	74	
Ту-134	Д-30	247	

Методы снижения шума ГТД

В составе ЛА

В наземных условиях

Методы снижения шума двигателя



КЛЮЧЕВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ТРДД НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Малошумный широкохордный вентилятор

3D-проектирование, облегченная титановая или композитная лопатка, малый диаметр втулки

Компрессор НД

снижающаяся проточная часть, устойчивость

Малоступенчатый компрессор ВД

Z=6, $\Pi_К$=14, высоконагруженные ступени, короткий переходный канал, управление радиальным зазором

Новые материалы и приемы конструирования

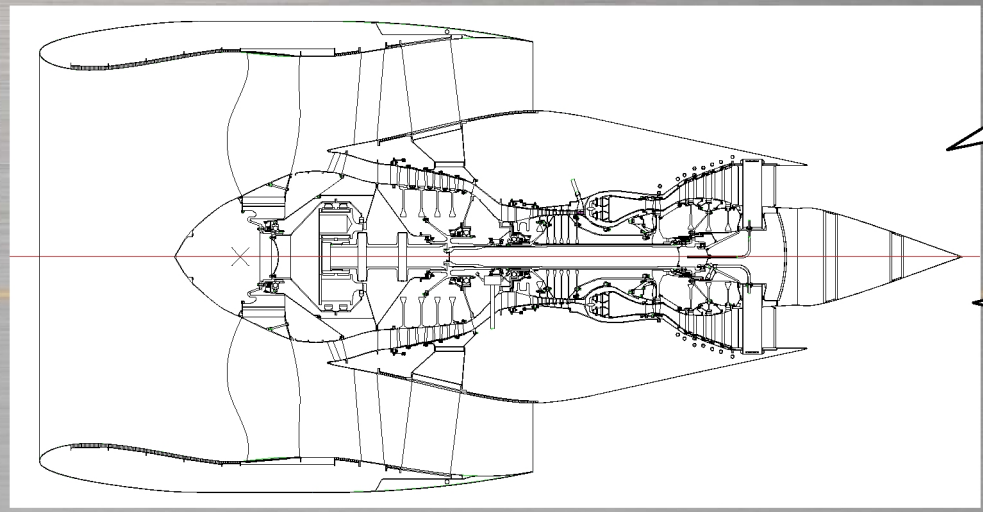
легкие высокопрочные материалы, гранульные сплавы, и электрохимическая обработка, сварка трением, блиск, блинг

Редуктор большого ресурса

i≈3, $\eta_{ред}$≈0.995; подшипники скольжения, шевронные передачи, встроенная диагностика

Силовая схема повышенной жесткости

противовращение роторов; минимальное число опор, высокоэффективная маслосистема



Высокоэффективные уплотнения

щеточные, газодинамические уплотнения воздушных и масляных полостей

Высоконадежная САУ

распределенная структура, интеллектуальные датчики, волокнисто-оптические коммуникации и др.

Короткая мотогондола

легкие эффективные ЗПК, эффективный реверс, интеграция с планером

Малоэмиссионная камера сгорания

модульная схема, сегментная жаровая труба с двустенной системой охлаждения

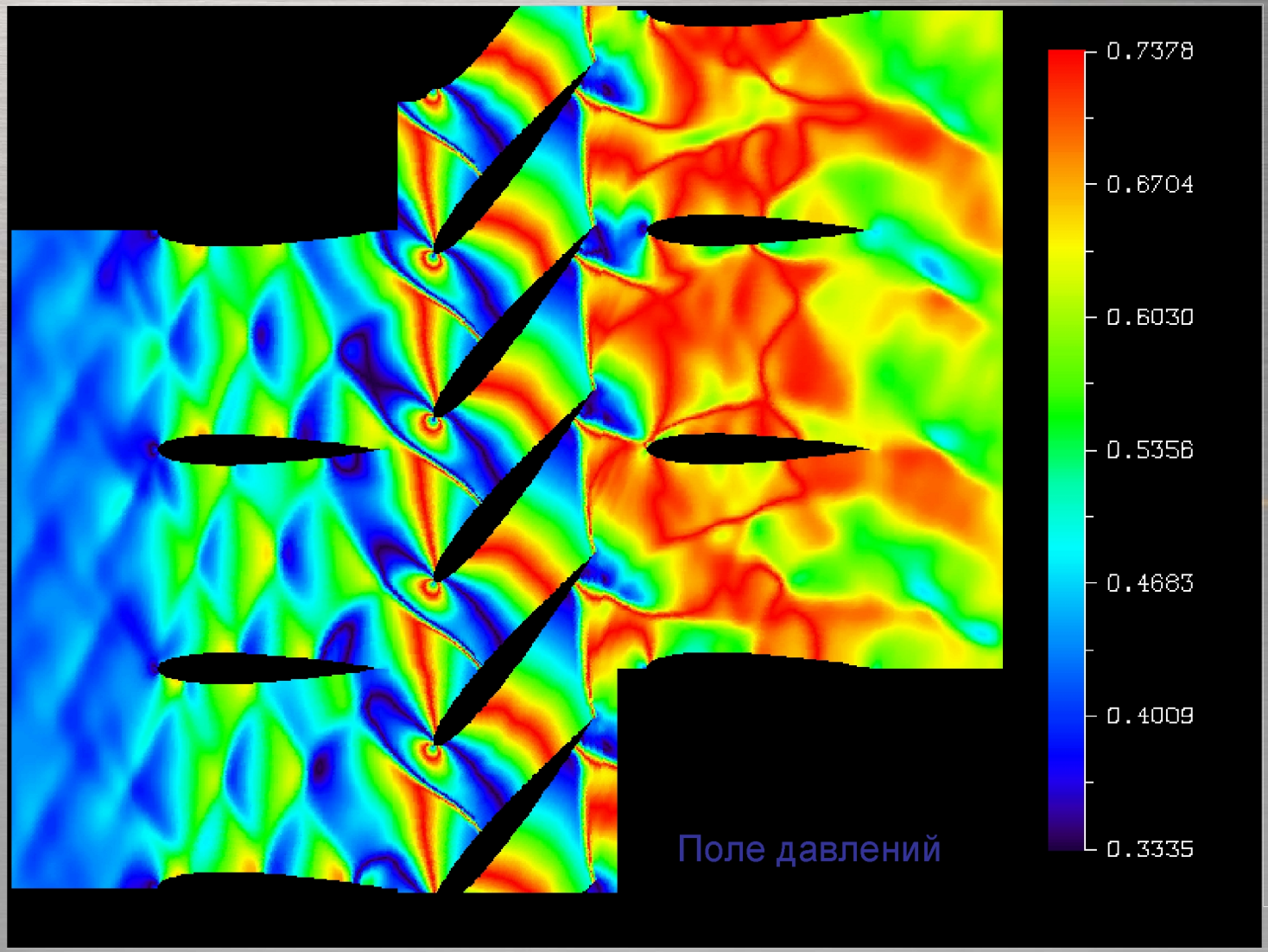
Одноступенчатая высокотемпературная турбина ВД

Π_1≈5, высоконагруженная ступень, монокристаллическая лопатка с термо-барьерным покрытием, ремонтопригодным торцем, развитая система охлаждения

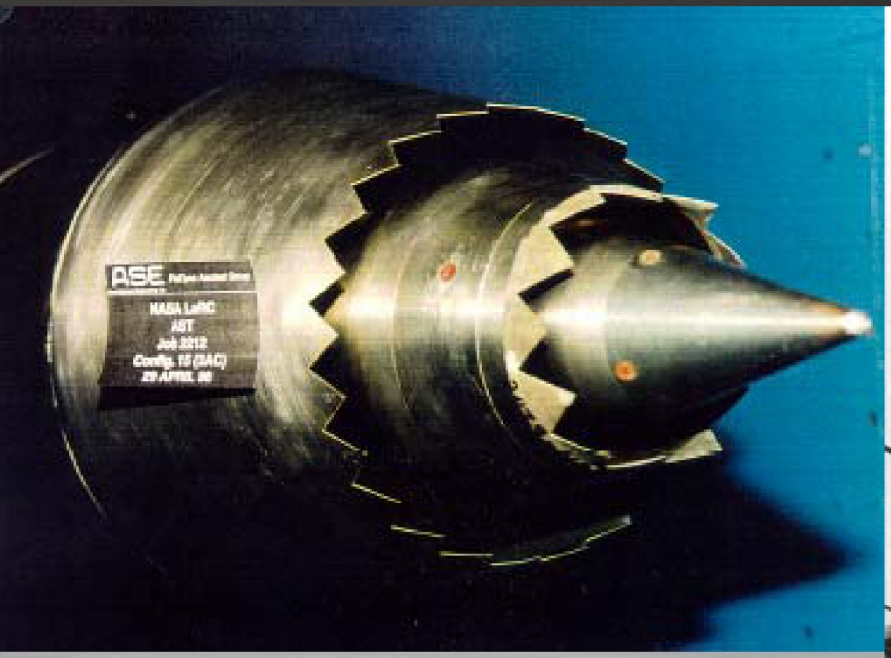
Малоступенчатая турбина НД

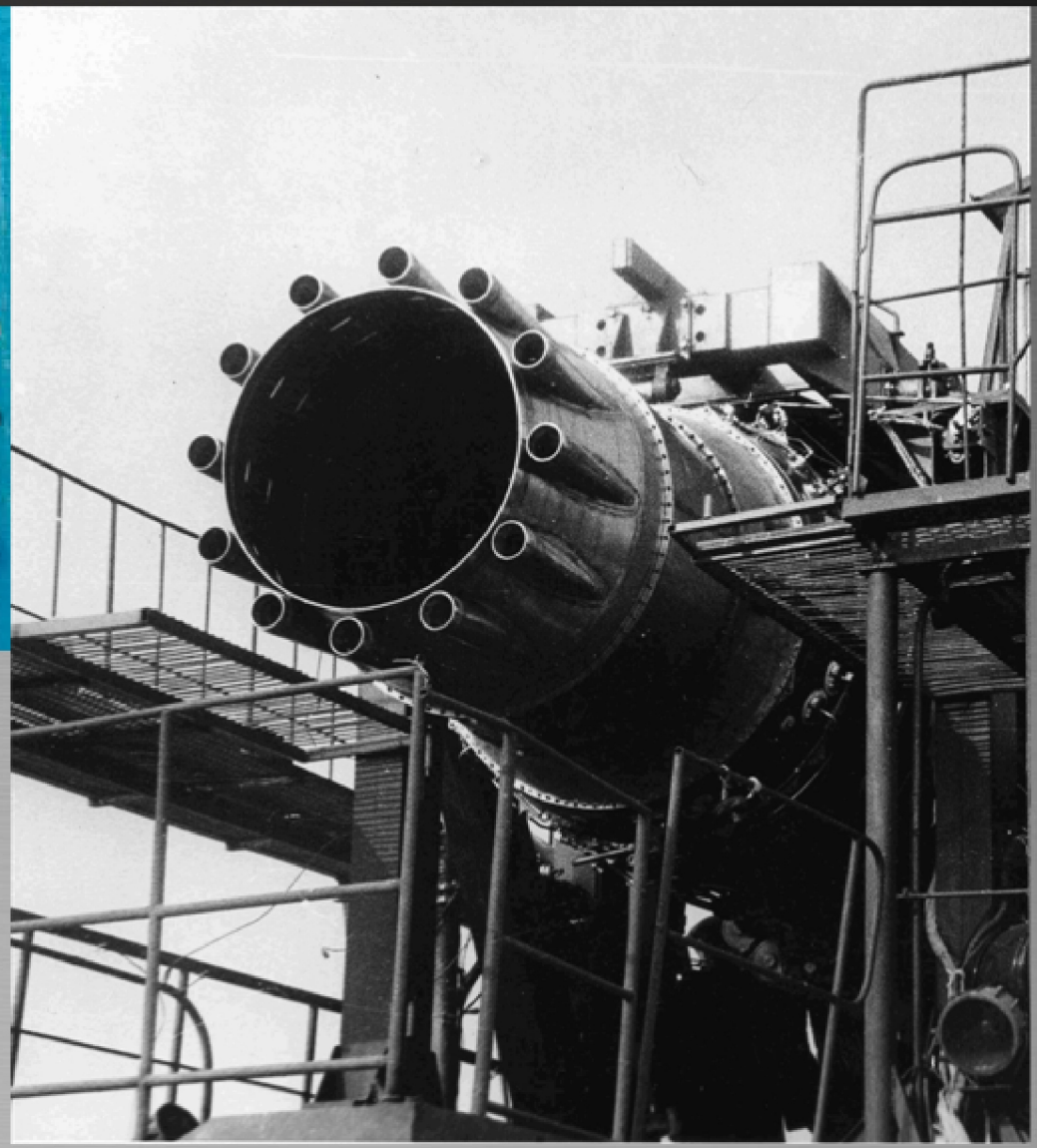
Z=3, высоконагруженные быстроходные ступени, короткий переходный канал со стойками, противовращение

Нестационарная аэродинамика ступеней турбомашин



Повышение КПД ступени (до2%) за счет оптимального расположения статорных лопаток





НК-86 с многотрубчатым соплом на открытом акустическом стенде

Новый акустический материал (твердый звукопоглотитель и изолятор) Z-гофр



Технологическое оборудование для изготовления Z-гофра





Одно и многослойные образцы панелей из Z-гофра

Технические характеристики Z -ГОФРА

коэффициент теплопроводности - 0,04...0,06 вт/(м*^{0}C); объемный вес Z-гофр - 15...50 кг/м^3;

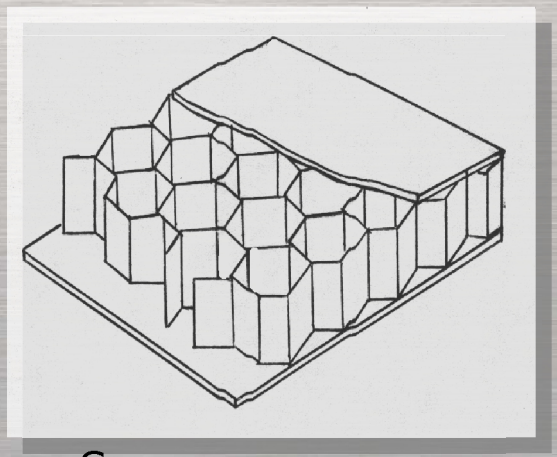


Схема сотопласта

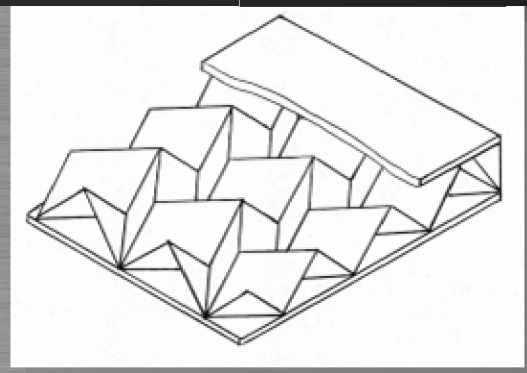
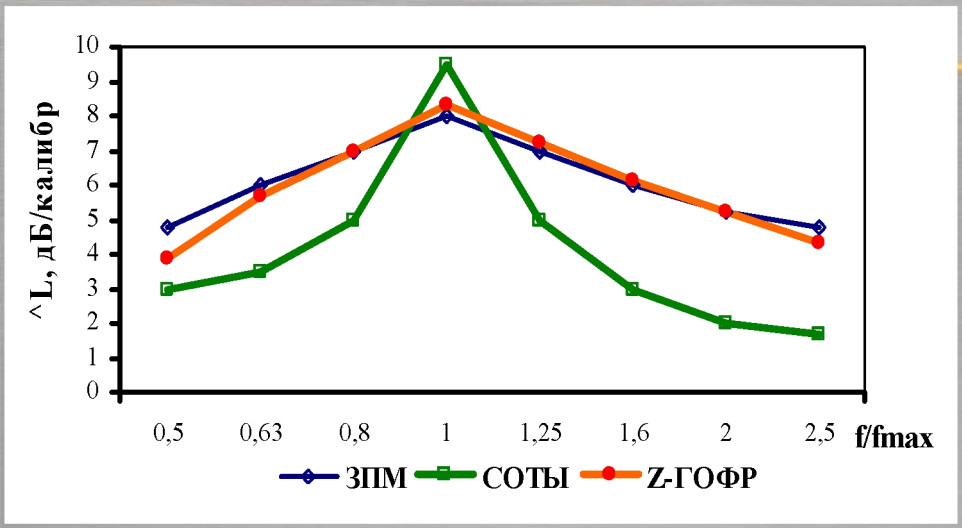
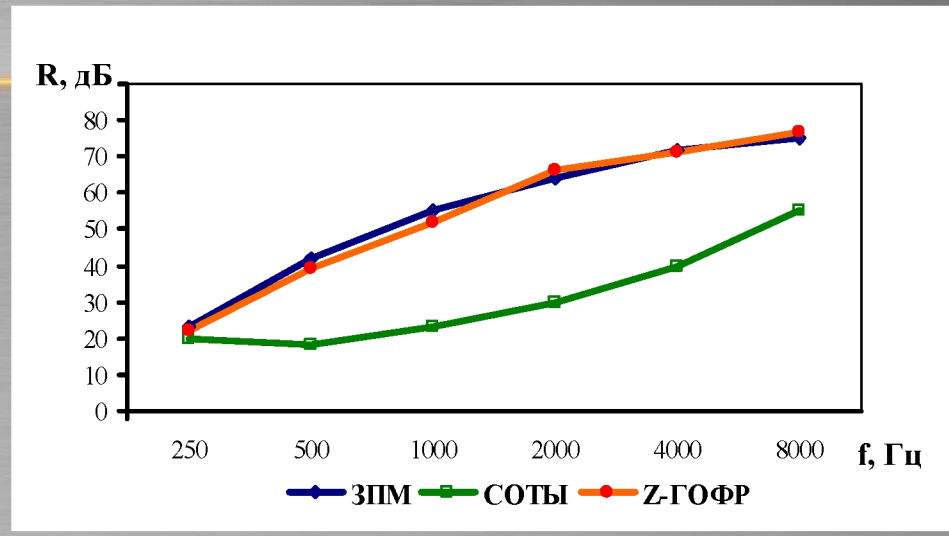


Схема трехслойной конструкции с заполнителем **Z-гофром**



Звукопоглощение



Звукоизоляция

Сравнение звукопоглощающих материалов различных типов:
ЗПМ – пористые материалы (базальтовое супертонкое волокно толщиной d=40мм); СОТЫ (d=30мм); Z-ГОФР (d=50мм)

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

ИНСТИТУТ АКУСТИКИ МАШИН
И А М

Лекция №9

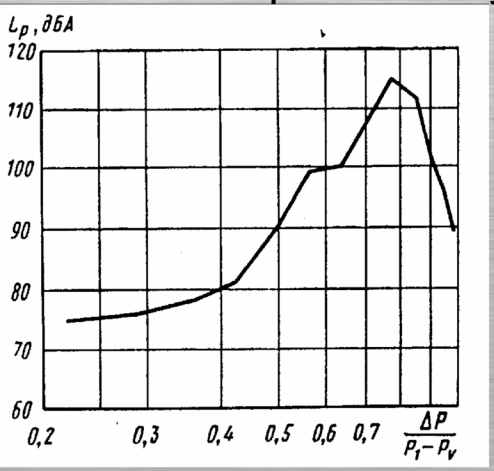
Шум насосов.

Акустическая и вибрационная диагностика пневмо – и гидросистем.

Лектор: Иголкин Александр Алексеевич

Самара 2011

Основной причиной звукоизлучения насоса является переменное давление, создаваемое в перекачиваемой насосом жидкости



Характеристика шума, создаваемого потоком жидкости

ΔP - перепад давления через препятствие;

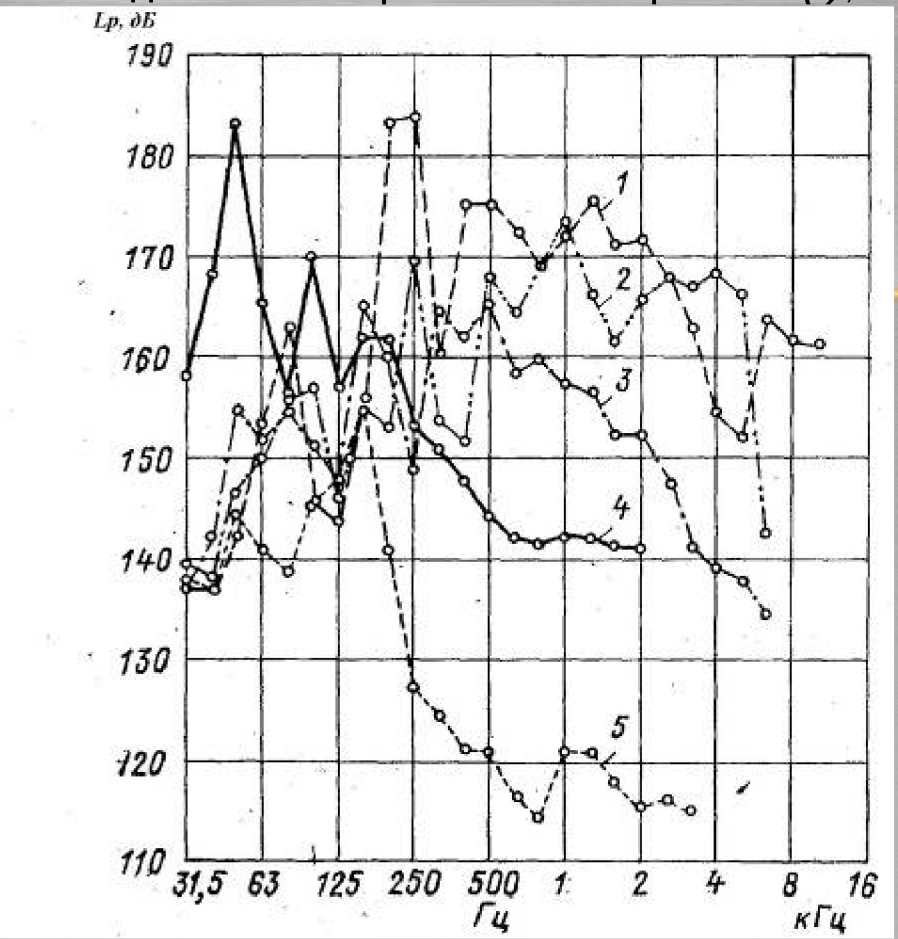
P_1 - абсолютное статическое давление;

P_V - давление пара перед препятствием.

Выделяют три основных механизма шумообразования гидростатических насосов:

- Кавитация и выделение газов при всасывании;
- Периодические колебания объема транспортируемой жидкости и связанные с этим изменения скорости потока;
- Импульсные процессы выравнивания давления при столкновении объемов жидкости с различным давлением.

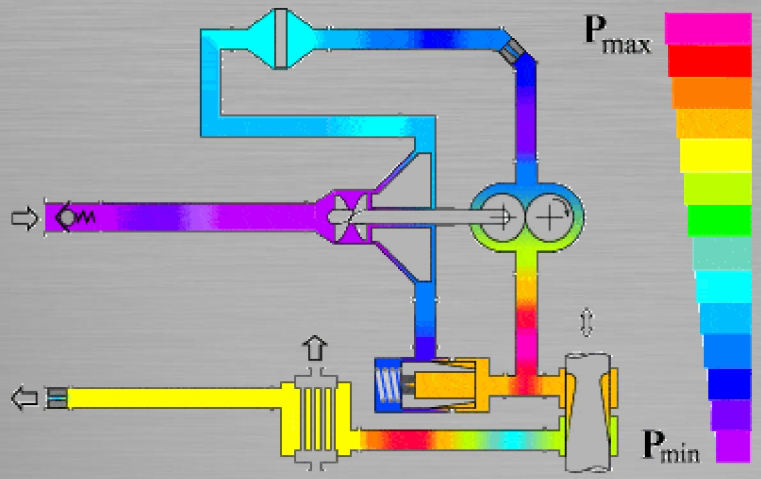
С помощью насосов транспортируются в основном небольшие, отдельные один от другого объемы переносимой среды, находящиеся в замкнутых полостях (рабочие цилиндры поршневых насосов, впадины между зубьями шестерен и т. д.), которые претерпевают постоянные незначительные изменения. За счет этого на основную скорость потока накладывается переменная скорость ***V(t)***, которая и является причиной шумообразования.



Третьоктавные спектры шума насосов на стороне нагнетания при частоте вращения около 1500 об/мин.
1 – шестеренный насос;
2 – пластинчатый насос;
3 – аксиально-поршневой насос;
4 – винтовой насос;
5 – центробежный насос.

В работах многих авторов показано, что насосные агрегаты не только генерируют в гидравлических системах интенсивные пульсации давления рабочей среды, но также являются причиной возникновения повышенных вибраций и шума.

Причем в ряде исследований показано, что увеличение амплитуд колебаний давления рабочей жидкости приводит к увеличению виброакустической активности насоса. Однако механизм взаимодействия колебательных процессов в гидравлических и механических элементах шестеренных насосов изучен недостаточно. Большое влияние на вибрацию насоса и присоединенных к нему элементов системы оказывает явление запирания жидкости. Кроме того, оно вызывает кавитационную эрозию зубьев и ударную нагрузку на подшипники.



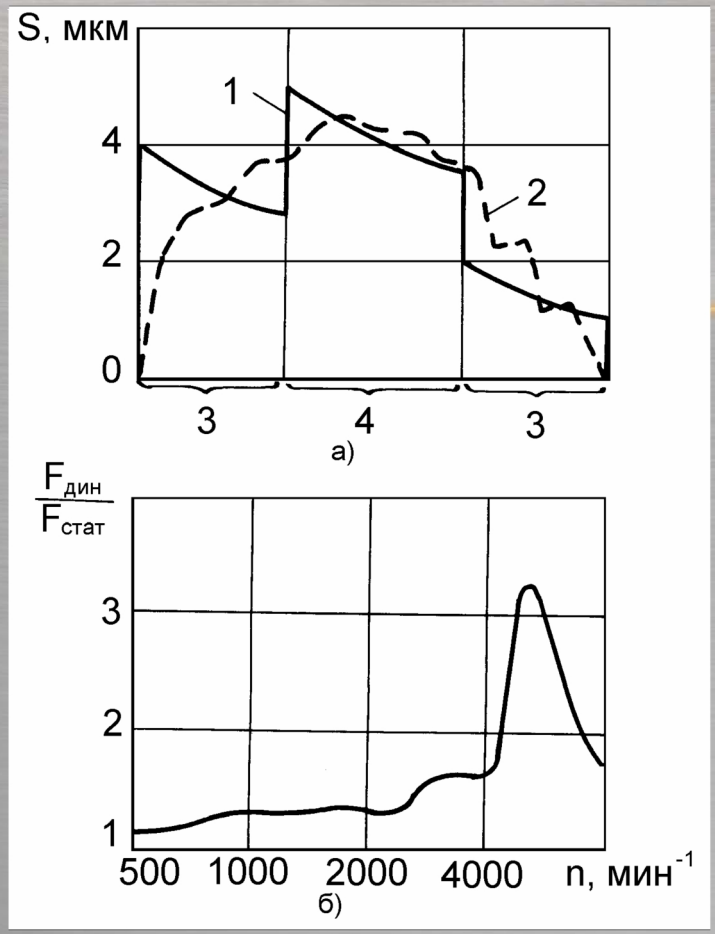


Шум гидравлического удара в пневмосистемах возникает при резком переключении распределителей и задвижек, большой массе подаваемого воздуха и наличии конденсата. Шум в пневматических устройствах возникает также при ударах поршней, золотников, клапанов и других подвижных элементов.



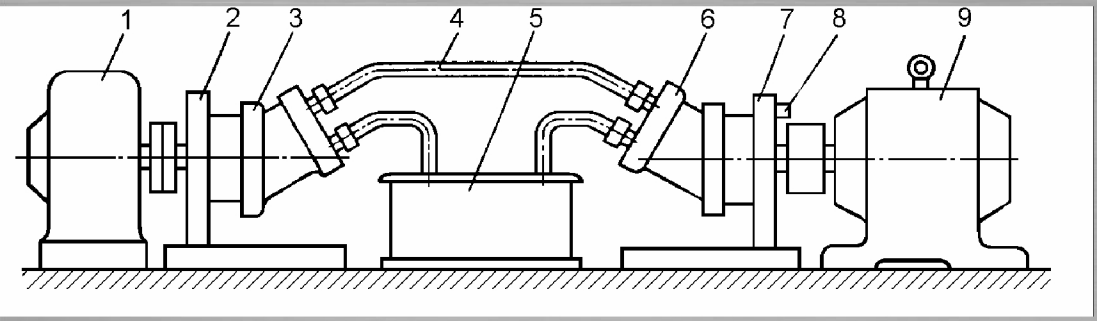


Значительное влияние на уровень вибрации оказывает сам механизм зацепления. Вибрации возникают в результате воздействия переменных сил, которые характерны для зубчатых передач, и обусловлены изменением во времени зацепления зубьев.



Зависимость деформации зубьев S от вида зацепления (а) и дополнительные динамические силы, действующие на зубья (б) при различных частотах вращения привода насоса:
1 - теоретическая деформация; 2 - замеренный прогиб; 3 - двойное зацепление; 4 - одинарное зацепление.

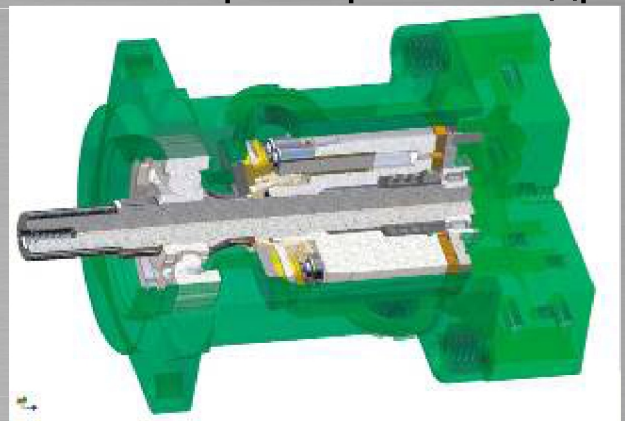
Поскольку характер источников вибрации элементов конструкции насоса зависит от конкретной схемы, в которой работает данный насос, от параметров его рабочего цикла, то анализ источников вибрации насоса рассматривается на конкретном примере гидропривода (рис.1.20) [63], состоящего из нерегулируемого насоса *6,* приводимого во вращение электродвигателем *9* и нагружаемого гидромотором *3* с нагружающим устройством *1*. Насос *6* и гидромотор *3* с помощью упругих угольников *2* и *7* установлены на жестком фундаменте. Гидропривод работает по разомкнутой схеме. Полости высокого давления насоса и гидромотора соединены между собой гибким коротким шлангом *4,* линии низкого давления представляют собой короткие шланги большого диаметра, опущенные в бак *5*. Вибрация насоса *6* в направлении оси его вала замеряется на передней крышке насоса, где установлен датчик вибрации *8*.

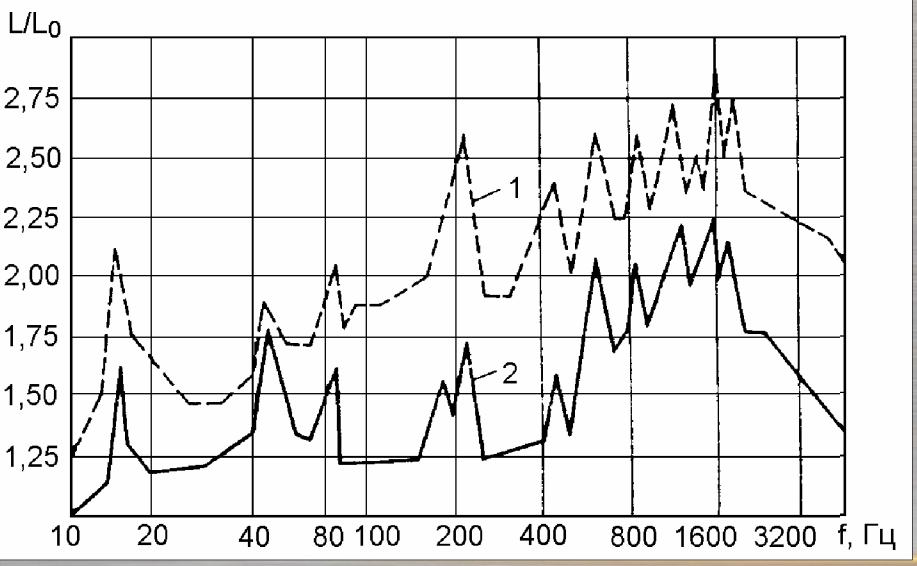


№ гармоники	Частота в *Гц*	Амплитуда составляющей спектра в *Н* при угле растяжения индикаторной диаграммы в *град*	
		0	3
1	117	1020	1010
3	351	339	321
5	585	286	172
7	819	158	118
9	1053	113	68
11	1287	92,4	41,2
13	1521	78,1	22,6
15	1755	68,4	10,37
17	1989	60,1	0,51

Вторым источником вибрации аксиально-поршневой гидромашины являются переменные во времени силы давления жидкости в трубопроводах, являющиеся внешними по отношению к насосу и раскачивающие его на упругом кронштейне. Переменное во времени давление имеется как в нагнетательной, так и во всасывающей магистрали. Исследования показали, что на низких частотах (первые две гармоники спектра) внешние силы колебания давления в трубопроводе имеют большее влияние на вибрацию машины. На более высоких частотах вибрация насоса вызывается в основном внутренними усилиями, действующими в насосе. Взаимодействие рабочей жидкости с механическими звеньями приводит к изменению динамических характеристик исполнительных элементов гидропередач. Наличие высокочастотных колебаний давления и скорости рабочей жидкости (помех), связанных с несовершенством рабочего процесса гидромашин и возбуждением вибрации отдельных механизмов гидросистемы, приводит к изменению вибрационных характеристик гидромашин.

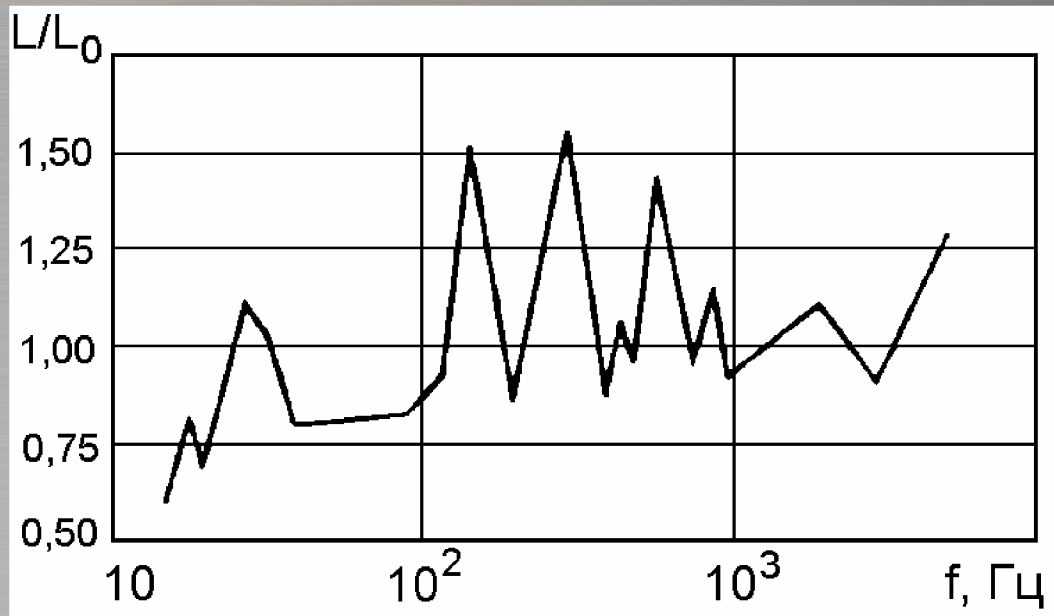






Спектры вибрации гидромотора ПМ-20 при **p**=60 *кГ/см*^{2}, n_1=1500 *об/мин;* n_2=900 *об/мин:*
1 - на лапе гидромотора; 2 - на раме после амортизаторов АКСС-60И.

Спектр вибрации гидромотора ГБМ при **p**=60 *кГ/см*^{2}, n_1=1000 *об/мин;* n_2=40 *об/мин.*



Одним из источников вибрации пневмо – и гидропривода являются роторы, которых в одном агрегате может быть несколько. В качестве ротора можно рассматривать крыльчатки насосов, оси с зубчатыми колесами и другие вращающиеся конструктивные элементы агрегата. Причиной вибрации может быть статическая, моментная и динамическая неуравновешенность ротора. При статической неуравновешенности на ротор действует сила, вращающаяся синхронно с его оборотами. При моментной неуравновешенности – момент сил, при динамической момент и сила, которые могут находится в различных плоскостях.

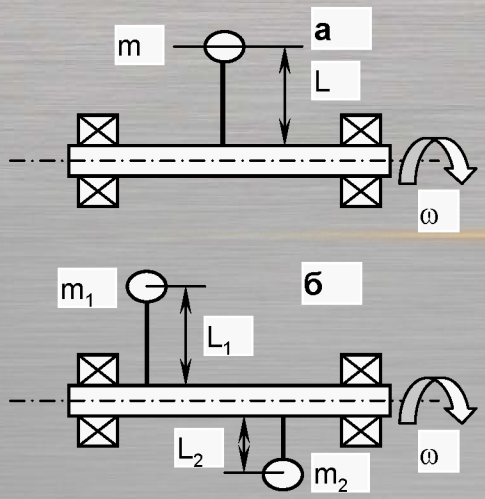
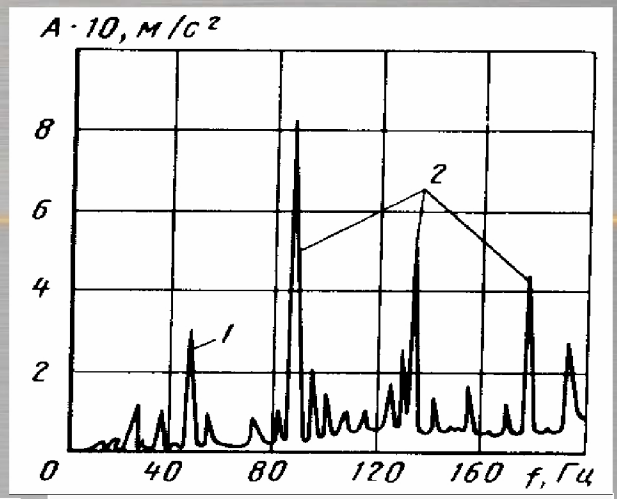


Схема статической (а) и динамической (б) неуравновешенности ротора



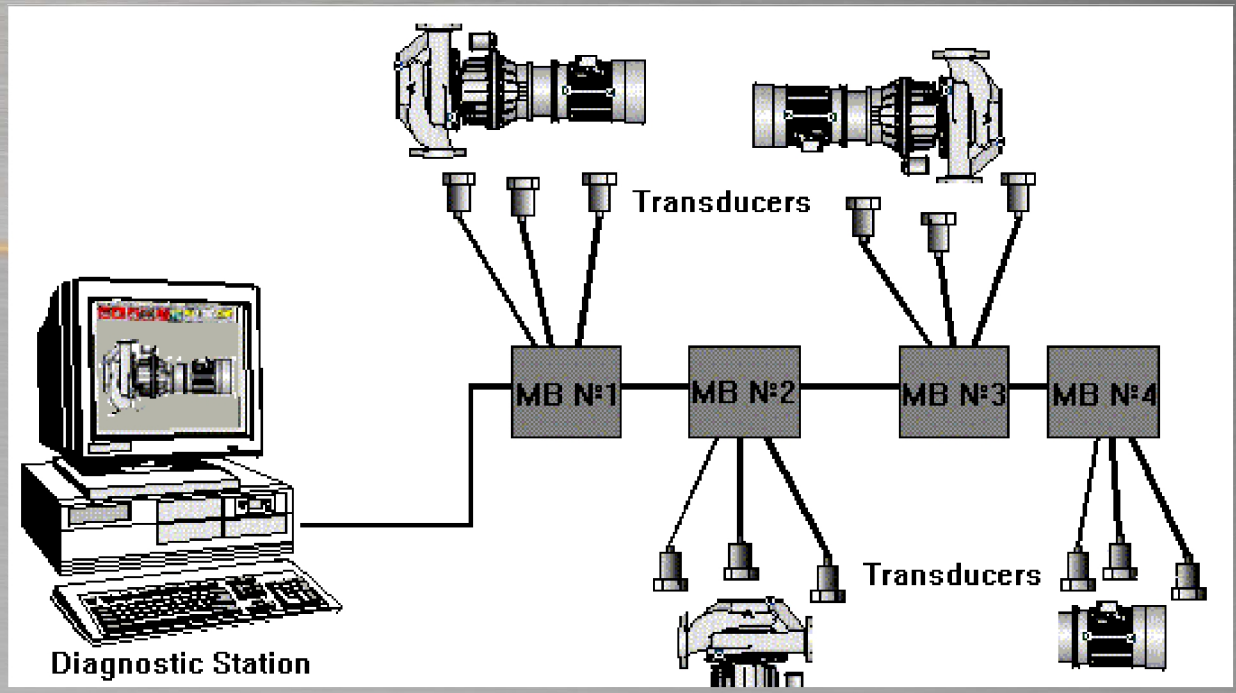
Спектр виброускорений корпуса аксиально-поршневого насоса переменной подачи при частоте вращения 43с$^{-1}$ и давлении 15,5 МПа.
1 - первая роторная гармоника;
2 - гармоники, кратные первой роторной гармонике



ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

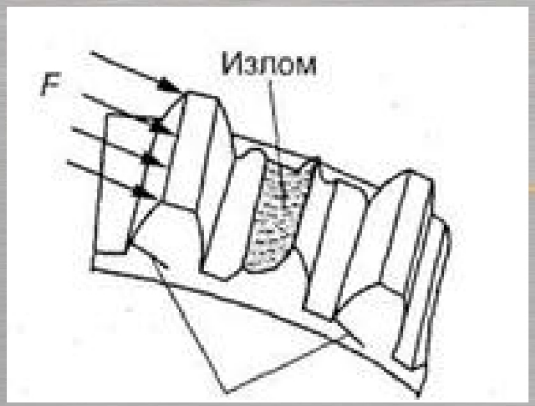
Одним из наиболее распространенных механизмов в агрегатах является редуктор, назначение которого – согласование частот вращений валов различных узлов. Редукторные механизмы бывают переборного и планетарного типов, одноступенчатые и многоступенчатые. Они могут изготавливаться с различным профилем зуба, иметь прямозубых и косозубые зацепления, отличаться модулем зуба и качеством изготовления колес.

Многочисленные исследования колебаний в нормально функционирующих зубчатых передачах показали, что возбуждение колебаний обусловлено проявлением двух основных факторов — периодическим изменением жесткости зубьев по фазе зацепления и погрешностями изготовления и монтажа зубчатых колес. Погрешности изготовления складываются из постоянных и переменных шаговых погрешностей зубьев. Погрешности монтажа проявляются в виде перекоса осей, отклонения от соосности валов, неправильно установленного бокового зазора и т. д.



Типичные повреждения рабочих поверхностей зубчатых зацеплений

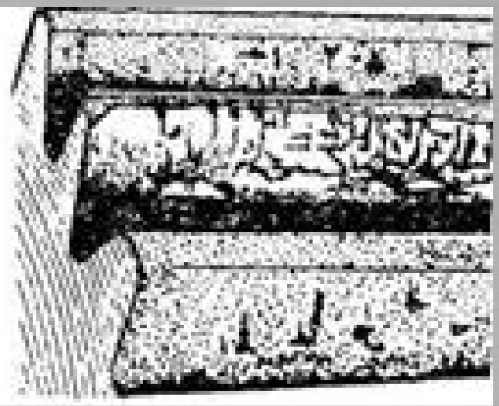
Силы, действующие на зубья в процессе зацепления, вызывают их изгиб, сжатие и тангенциальные деформации за счет трения в зоне контакта. Нагрузка на зуб носит переменный характер и даже может стать отрицательной при работе зубьев обоими профилями. Воздействие этих сил может привести к повреждению рабочих поверхностей и разрушению зубьев.К различного рода повреждениям зубьев относятся изменение геометрии рабочих поверхностей в результате механического, абразивного, усталостного изнашивания и схватывания сопряженных поверхностей, вследствие чего развиваются дефекты типа абразивного изнашивания, выкашивании, заедания, задира, трещины, скола, поломки.

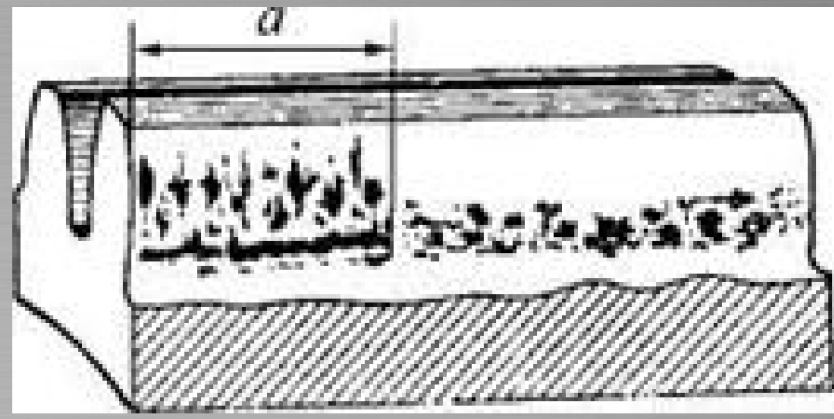






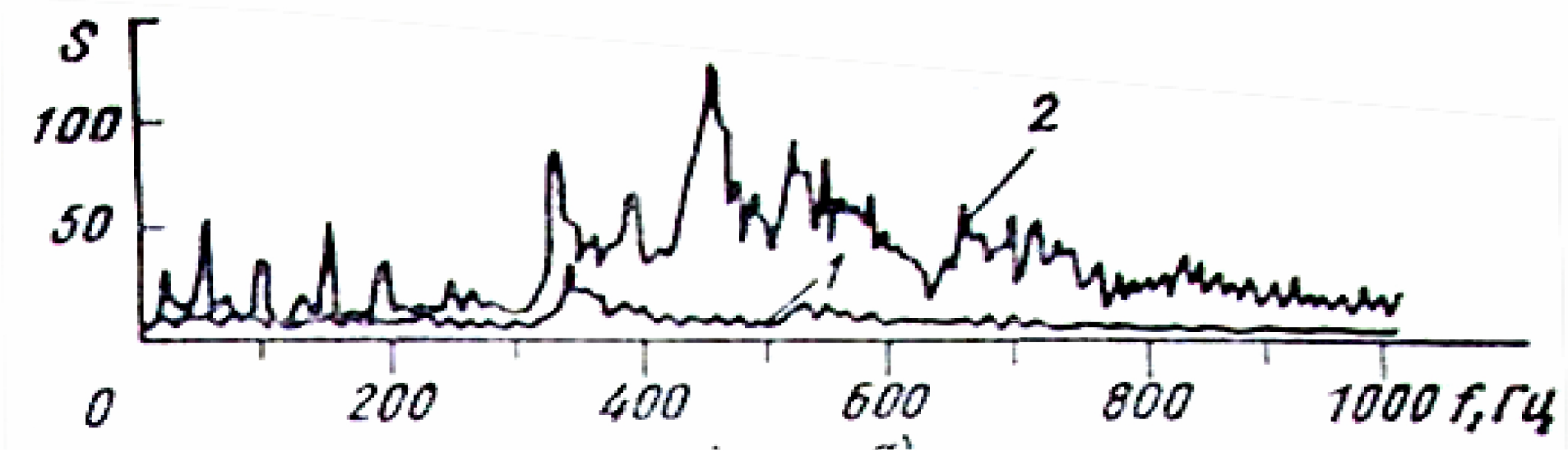






Диагностирования абразивного изнашивания

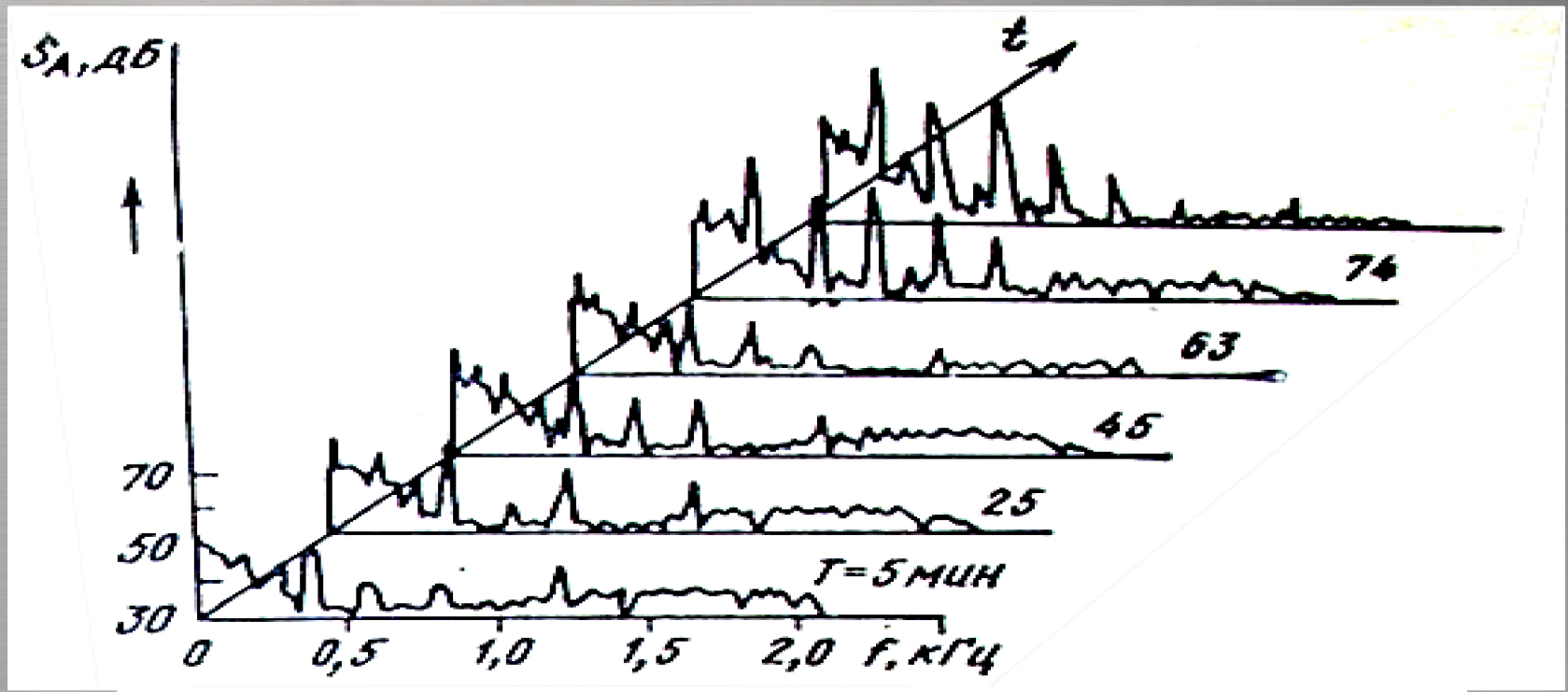
Выработка контактирующих поверхностей зубьев при абразивном изнашивании проявляется в нарушении микрогеометрии контактирующих деталей, что приводит к увеличению уровня шумовой компоненты.



Влияние бокового износа зубьев редуктора
на спектр мощности вибрационного процесса на корпусе.
1 – спектр мощности при износе 5 % от максимально допустимого износа;
2 - спектр мощности при износе 90 % от максимально допустимого износа.

Диагностирование выкрашивания зубьев

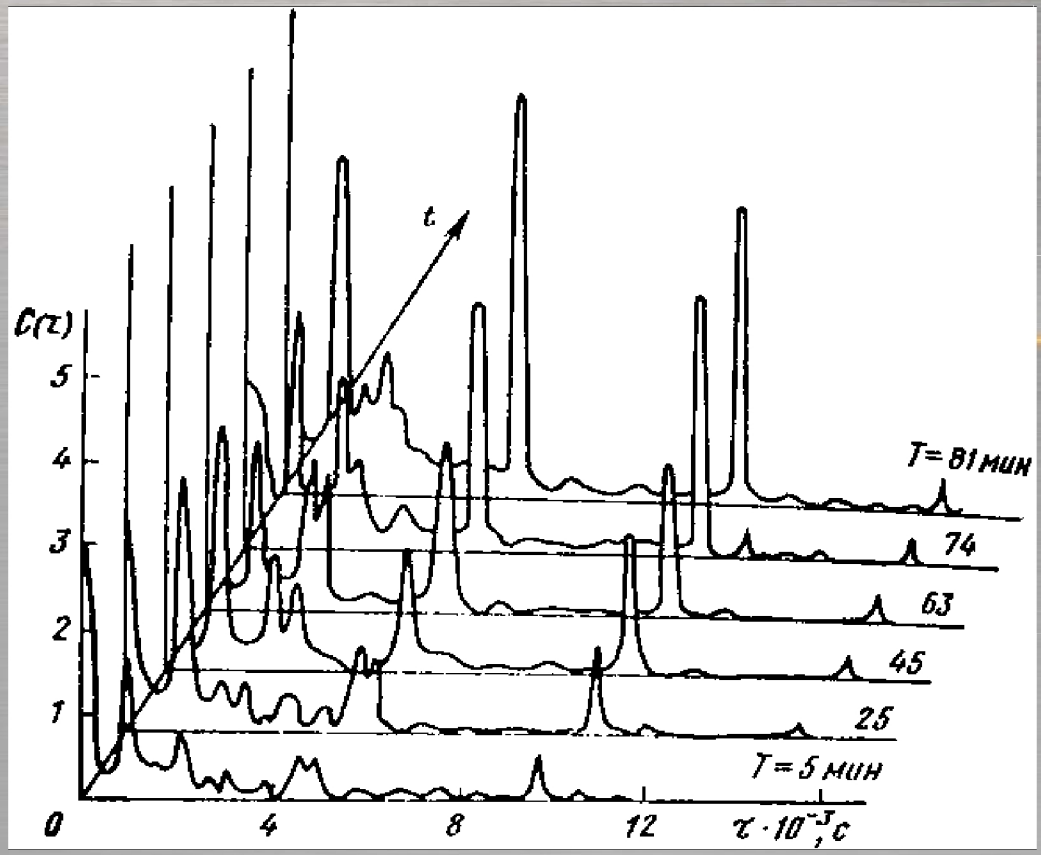
Изменения в виброакустическом сигнале зубчатой передачи при возникновении локального дефекта типа ямок выкрашивания можно наблюдать как на вынужденных, так и на собственных частотах. Один из методов диагностирования выкрашивания основан на анализе поведения амплитудной огибающей узкополосного виброакустического сигнала в окрестности одной из гармоник зубцовой частоты дефектной пары. На рисунке показано как появление ямок выкрашивания вызывает рост амплитуд спектральных составляющих кратных частоте прокатывания дефекта (частоте вращения дефектного колеса).



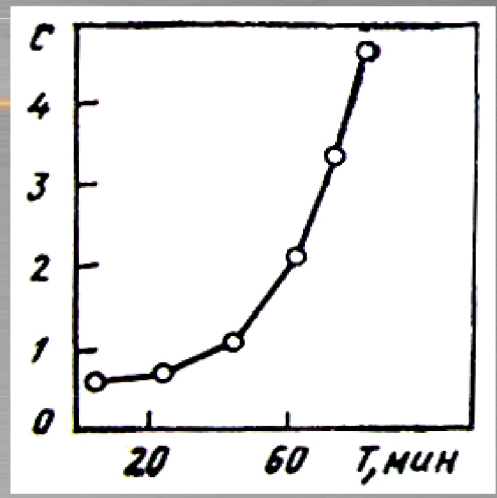
Изменение спектра амплитудной огибающей при выкрашивании поверхностей зубьев

Диагностирование трещин и поломки зубьев

Наиболее опасным видом повреждения зубчатых колес является разрушение зубьев. Это может привести к отказу всего агрегата при попадании продуктов разрушения в зацепление, подшипники или другие рабочие органы механизма.



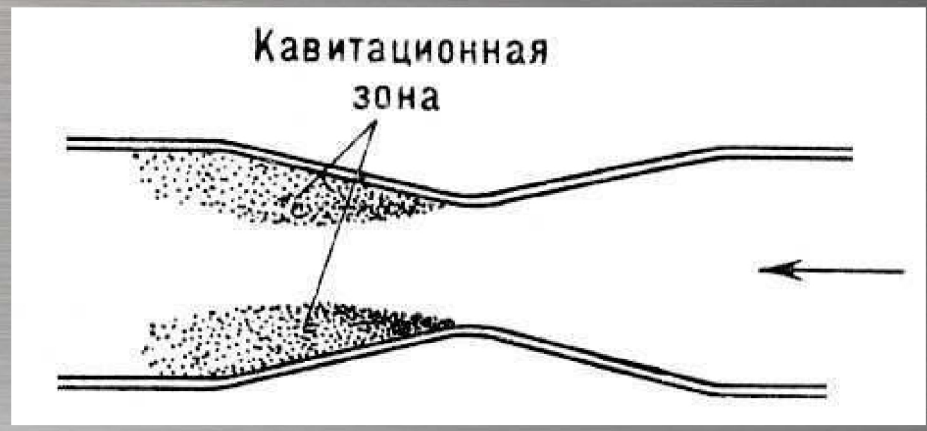
Изменение кепстра вибраций со временем наработки при развитии локального дефекта



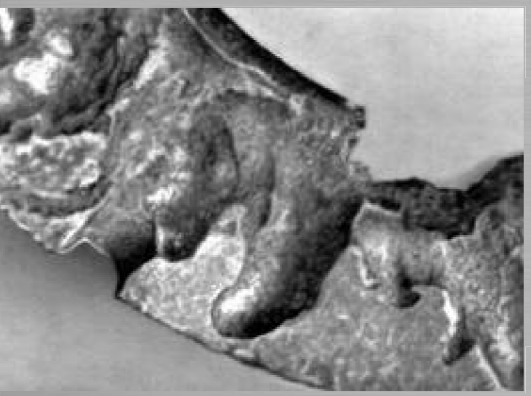
Зависимость амплитуды первой рахмоники кепстра огибающей от времени наработки

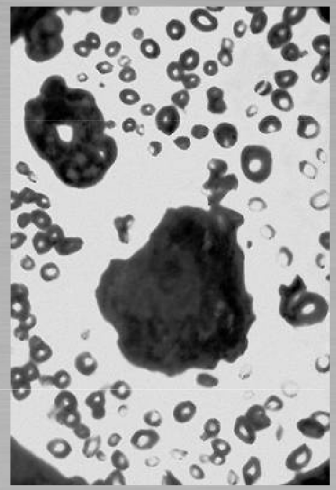
ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА КАВИТАЦИИ

Нарушение сплошности потока жидкости, обусловленное появлением в ней пузырьков или полостей, заполненных паром и выделившимся из жидкости газом, называется кавитацией. Кавитация возникает в области пониженного давления, где возникают растягивающие напряжения, которые приводят к разрыву жидкости и образующие полости - каверны заполняются парами жидкости и выделившимся из нее растворенным газом. Попадая в область высоких давлений паровые пузырьки (каверны) «захлопываются». Захлопывание каверн вызывает местный гидравлический удар, который может привести к разрушению (эрозии) стенок каналов.









АКУСТИЧЕЧСКАЯ ДИАГНОСТИКА УТЕЧЕК РАБОЧЕЙ СРЕДЫ В ПНЕМО - И ГИДРОСИСТЕМАХ

Определение мест утечек жидкости под давлением является серьезной проблемой. Одним из методов определения утечек является корреляционный метод. Корреляционный метод обнаружения утечек среды в трубопроводах и определения мест их расположения основан на измерении виброакустического сигнала, генерируемого утечкой, с помощью двух датчиков, установленных непосредственно на трубопроводе. Если два датчика установить с двух сторон от предполагаемого места утечки и измерить с помощью 2-х канального анализатора *взаимно-корреляционную функцию* (ВКФ), то в этом случае можно определить разницу (задержку) по времени распространения сигнала от утечки до одного и до второго датчика.

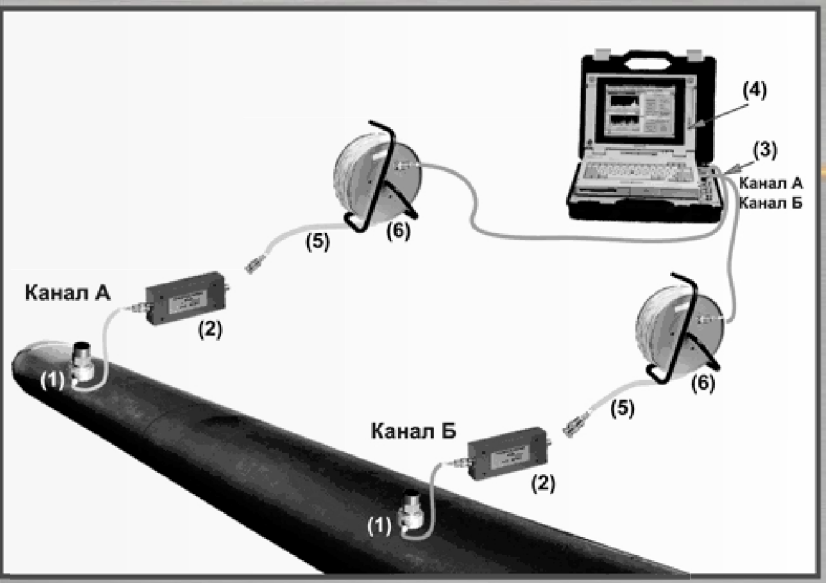
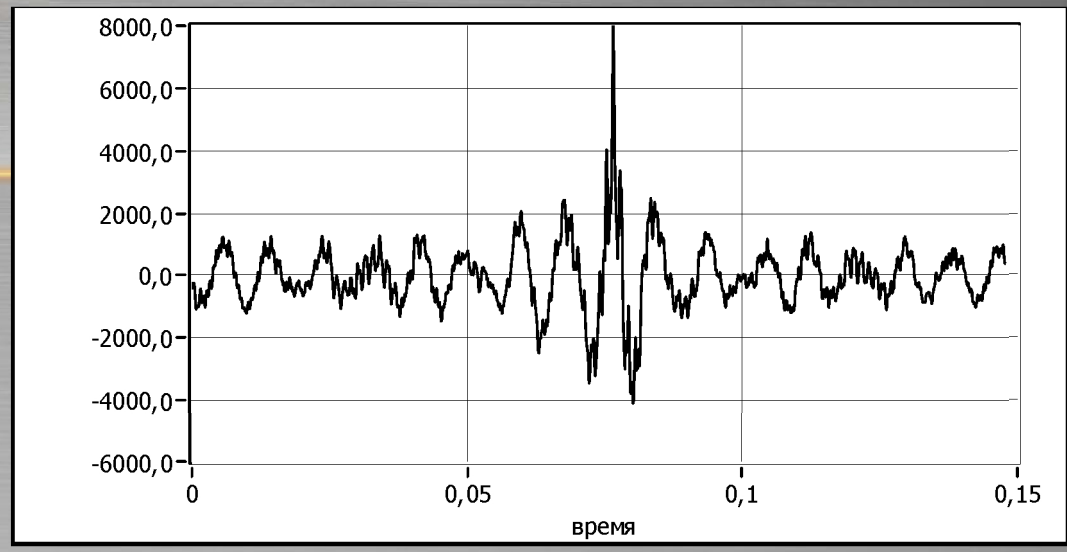


Схема определения утечек в трубопроводе

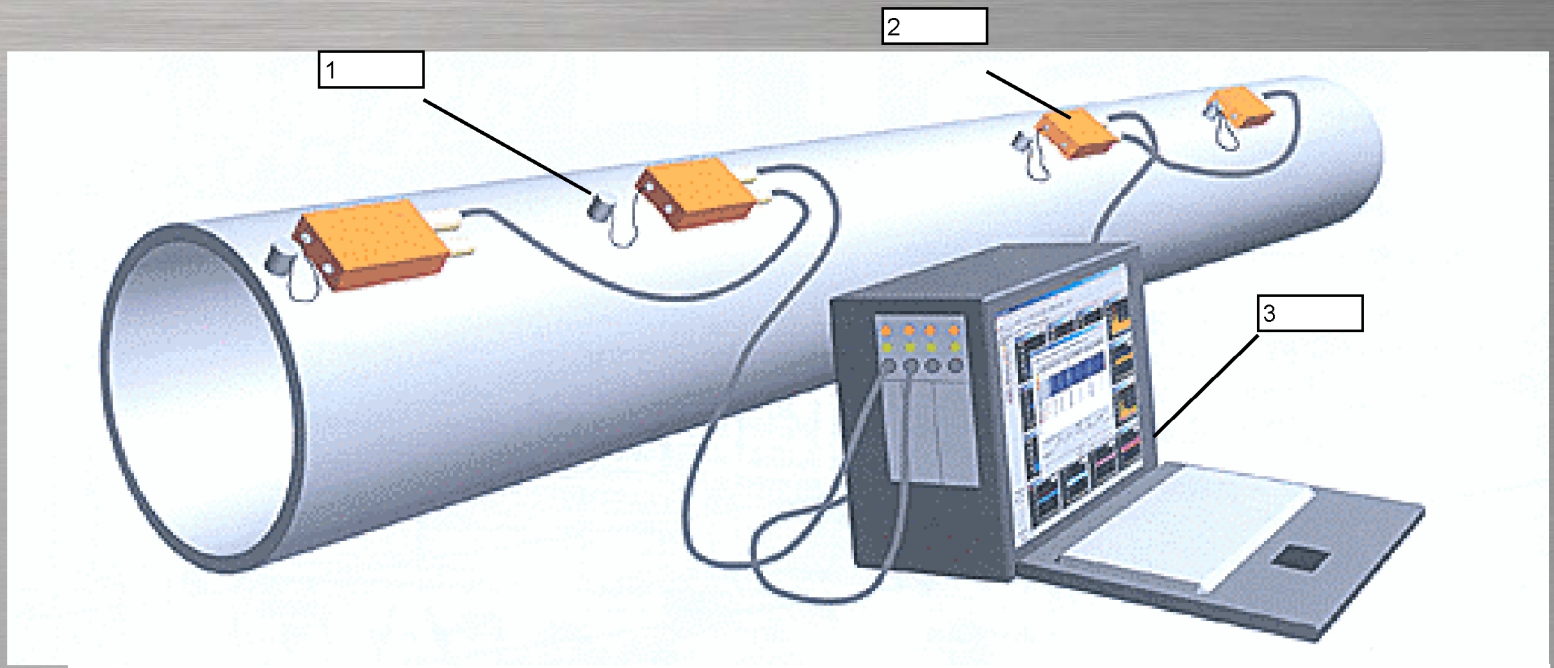


Взаимно-корреляционная функция

Для локализации утечки необходимо знать значение максимума ВКФ и справочные данные значений скорости звука для различных трубопроводов.

АКУСТИЧЕСКАЯ ЭМИССИЯ И ЕЁ ПРИМЕНЕНИЕ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ПНЕВМО – И ГИДРОСИСТЕМ

Акустическая эмиссия это излучение упругих волн преимущественно в ультразвуковом диапазоне частот, вызванное перестройкой внутренней структуры твёрдых тел. Она появляется при пластической деформации материалов, при возникновении и развитии в них дефектов, например, при образовании трещин, при фазовых превращениях, связанных с изменением кристаллической решётки. Иногда эти сигналы достаточно сильны и могут восприниматься на слух, например, «крик олова» при пластическом деформировании этого материала.

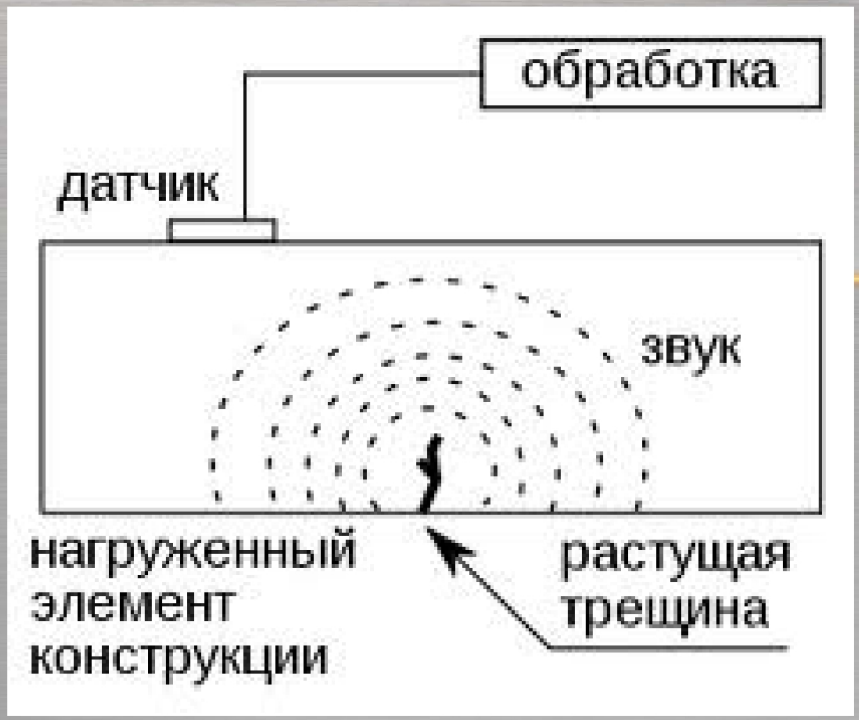


Состав системы регистрации и обработки сигналов акустической эмиссии для диагностики состояния трубопровода

1 – датчик эмиссии; 2 - усилитель сигналов с полосовым фильтром; 3 - блок регистрации и обработки сигналов.

Применения методов акустической эмиссии

В настоящее время методы акустической эмиссии используются в тепловой и атомной энергетике, на газотранспортных системах и других отраслях промышленности для контроля в рабочем состоянии и дефектоскопии сосудов, трубопроводов, агрегатов работающих под большим избыточным давлением.



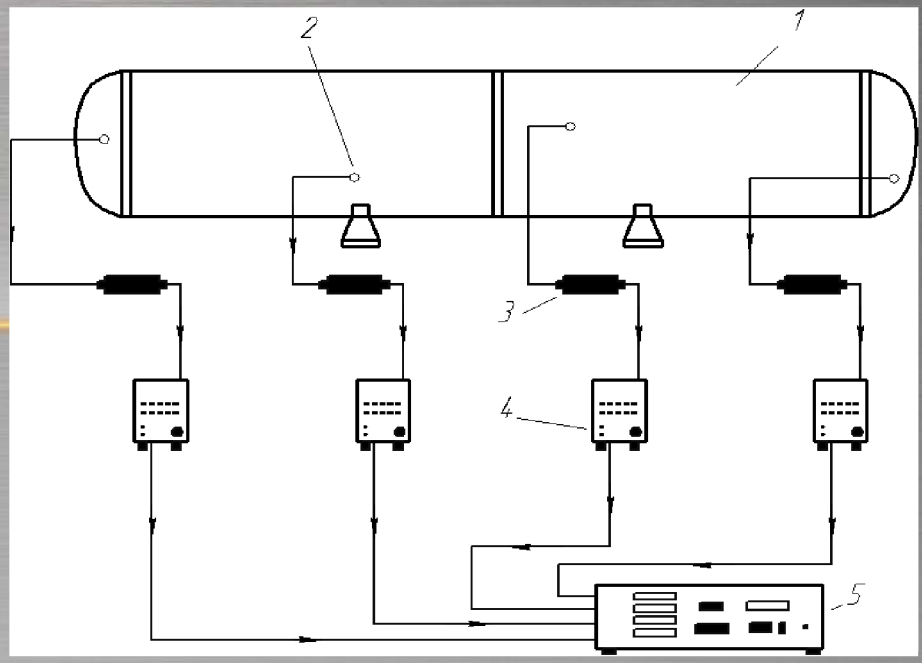
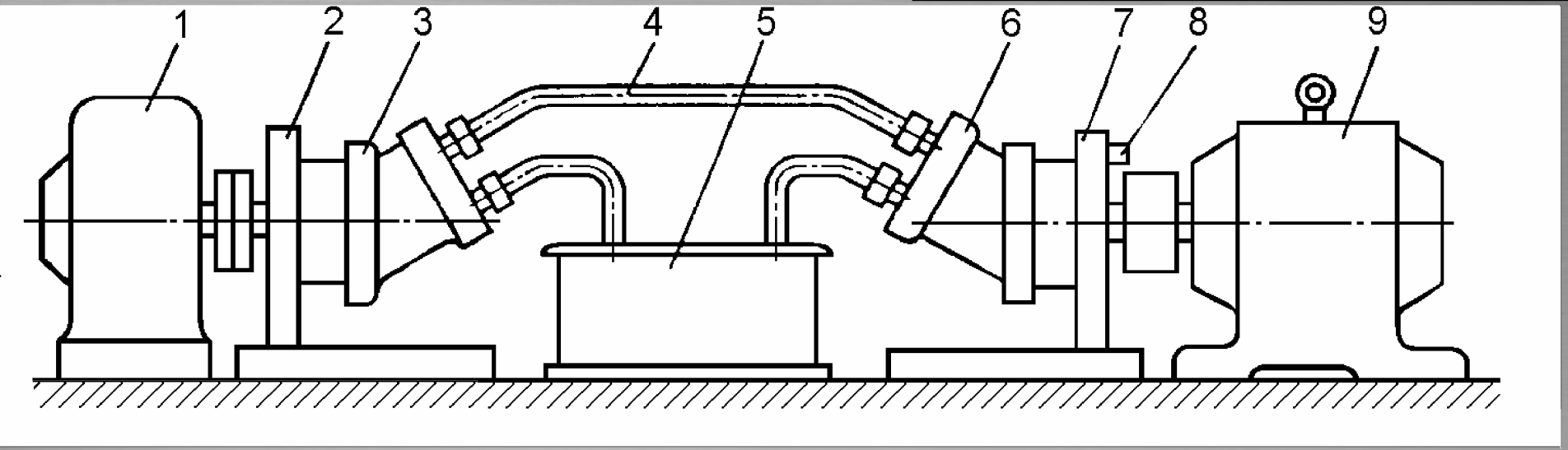


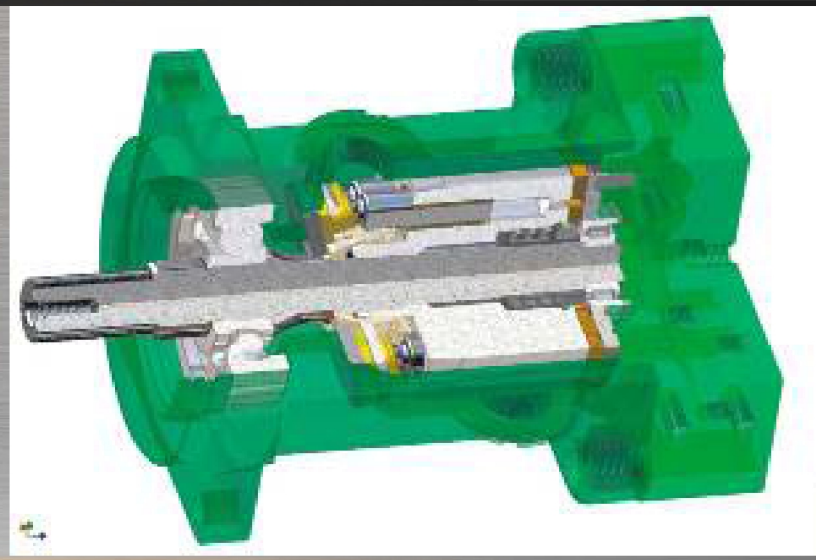
Схема контроля сосуда работающего под избыточным давлением.
1 - исследуемая конструкция; 2 – приемник сигналов; 3 – предусилитель; 4 – широкополосный нормирующий усилитель; 5 – анализатор сигналов.

Поскольку характер источников вибрации элементов конструкции насоса зависит от конкретной схемы, в которой работает данный насос, от параметров его рабочего цикла, то анализ источников вибрации насоса рассматривается на конкретном примере гидропривода, состоящего из нерегулируемого насоса *6,* приводимого во вращение электродвигателем *9* и нагружаемого гидромотором *3* с нагружающим устройством *1*. Насос *6* и гидромотор *3* с помощью упругих угольников *2* и *7* установлены на жестком фундаменте.

№ гармоники	Частота в *Гц*	Амплитуда составляющей спектра в *Н* при угле растяжения индикаторной диаграммы в *град*	
		0	3
1	117	1020	1010
3	351	339	321
5	585	286	172
7	819	158	118
9	1053	113	68
11	1287	92,4	41,2
13	1521	78,1	22,6
15	1755	68,4	10,37
17	1989	60,1	0,51

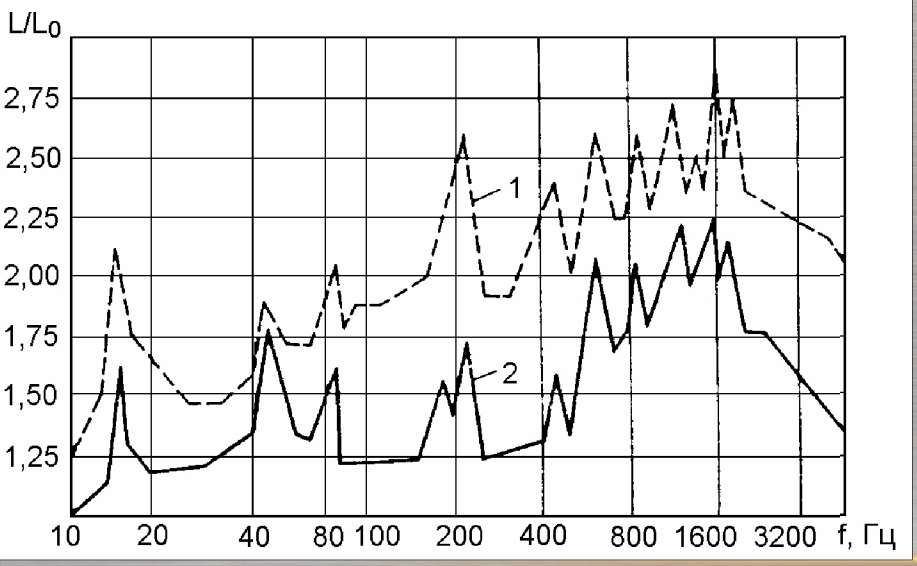


Вторым источником вибрации аксиально-поршневой гидромашины являются переменные во времени силы давления жидкости в трубопроводах, являющиеся внешними по отношению к насосу и раскачивающие его на упругом кронштейне. Переменное во времени давление имеется как в нагнетательной, так и во всасывающей магистрали. Исследования показали, что на низких частотах (первые две гармоники спектра) внешние силы колебания давления в трубопроводе имеют большее



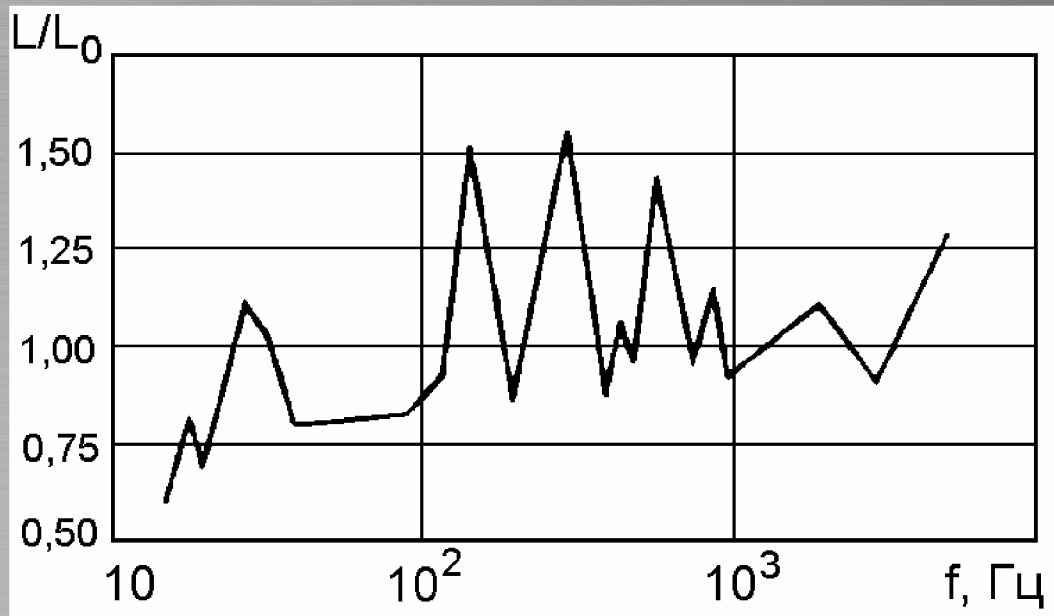


влияние на вибрацию машины. На более высоких частотах вибрация насоса вызывается в основном внутренними усилиями, действующими в насосе. Взаимодействие рабочей жидкости с механическими звеньями приводит к изменению динамических характеристик исполнительных элементов гидропередач. Наличие высокочастотных колебаний давления и скорости рабочей жидкости (помех), связанных с несовершенством рабочего процесса гидромашин и возбуждением вибрации отдельных механизмов гидросистемы, приводит к изменению вибрационных характеристик гидромашин.



Спектры вибрации гидромотора ПМ-20 при **p**=60 *кГ/см*^{2}, n_1=1500 *об/мин;* n_2=900 *об/мин:*
1 - на лапе гидромотора; 2 - на раме после амортизаторов АКСС-60И.

Спектр вибрации гидромотора ГБМ при **p**=60 *кГ/см*^{2}, n_1=1000 *об/мин;* n_2=40 *об/мин.*



Проведенные исследования, показали, что в гидромеханических регуляторах вибрационное воздействие может вызывать следующие эффекты:

- изменение режима работы регуляторов, например, воздействие вибраций частотой 94 Гц на регулятор 935М приводит к уменьшению расхода жидкости через агрегат до 40% от номинального значения, а воздействие вибраций на агрегат РСФ-53Б увеличивает расход топлива через него на 16%;
- возбуждение повышенных колебаний рабочей среды с частотой, кратной частоте вибрации агрегатов, что наблюдалось, например, на агрегате РР-15А во время стендовой отладки;
- возбуждение низкочастотных колебаний в системе при совместном воздействии вибраций и пульсации вследствие детектирующих свойств гидравлических сопротивлений, имеющих нелинейную расходную характеристику.
- Аналогичные результаты были получены при исследовании систем топливопитания двигателей Д18Т, НК-25, НК-32.

Таким образом, колебания рабочей среды и механических элементов оказывают существенное влияние на характеристики и надежность функционирования гидромеханических систем.