

空調設備の消音設計



株式会社 アルク環境エンジニアリング

はじめに

この資料は、空調騒音(騒音源は主に送風機騒音)の消音計画について述べたものです。空調騒音は大きく分けて、ダクト系を伝わって室内に影響する音と機械室内騒音がガラリなどを通過し、屋外に影響する音があります。これらの評価は一般的に、

- a. ダクト系騒音の室内での評価は NC
- b. 屋外の境界線等では騒音値評価

となります。

実際に計算を進めて行く上では、"騒音源から受音点まで順番に!" と言うことが原則になります。計算が音の流れと同じであれば他の人がその計算書を見たときの理解も早いし、計算間違いも少なくなります。騒音径路が複数あるときなどは、この通りには行きませんが、それぞれの径路内ではこの原則を守り各合流点で音の合成をし、最終評価の受音点までの流れを明確にすることが大切です。

また、各要素での計算では、SPL から PWL またはその逆に変化する場合がありますので、いつでも意識して置く必要があります。よく見られる間違いに PWL のまま NC 評価をしたり、SPL にさらに PWL から SPL の変換式(室効果など)を使用してしまうなどということがあります。

もくじ

	page
1. 音の基礎	
[1] なぜデシベルで表示するのか?	4
[2] パワ-レベルと音圧レベル	4
[3] デシベルの計算	5
[4] 音の大きさと騒音レベル	5
[5] 遮音と吸音	6
2. 騒音測定と評価	
[1] 騒音の測定	9
[2] 環境基準	10
[3] NC 評価	10
3. ダクト系各部での騒音計算	
[1] 送風機(空調機)の発生音	12
[2] 消音チャンバ-での減音	13
[3] ダンバ-の発生音	14
[4] ダクト分岐部の発生音	15
[5] ダクト分岐部での減音	16
[6] 消音器での減音と発生音	17
[7] 開口端反射減衰	17
[8] 吹出口発生音	18
[9] 室内放射係数	18
[10] 他の吹出口音の補正	19
[11] 天井内ダクト透過音の室内レベルへの影響	20
4. その他の騒音計算	
[1] 音の伝搬	22
[2] 距離減衰	24
[3] 塀等の回折	26
5. 空調設備消音計画のチェックポイント	27
6. 騒音計算に必要なデ-タは揃ってますか?	32
7. 計算御依頼から施工完了まで	33
8. 参考文献	33

1. 音の基礎

[1] なぜデシベルで表示するのか?

人間の可聴範囲の最大、最小のエネルギー比は、 $10^{13} : 1$ 以上にもなる。しかし、"感知できる物理刺激の最小変化量(弁別閾)は、初めに存在する刺激量に比例する" または、"感覚の大小は刺激の強さの対数に比例する" という Weber-Fechner の法則(図 1.1)から、

$$10 \cdot \log_{10} \frac{W}{W_{10}} \quad (1.1)$$

を音の強さや音圧として用いることで、扱い易い数値としている。

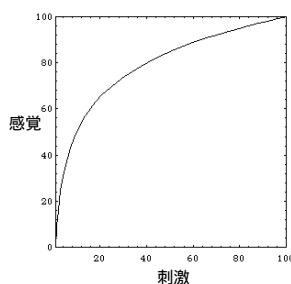


図 1.1 刺激と感覚

[2] パワ-レベルと音圧レベル

単位時間に騒音源の発生する騒音エネルギー-を音響出力といい、これを対数表示したものをパワ-レベルという。(1.1)式の W を基準値として(watt)を用いる。

$$L_w = 10 \cdot \log_{10} \frac{W}{10^{-12}} \quad (\text{dB}) \quad (1.2)$$

また、音波の進行方向に垂直な単位断面積を、単位時間に通過するエネルギーを音の強さ(sound intensity) といい、パワ-レベルと同様に、音の強さのレベルを

$$10 \cdot \log_{10} \frac{I}{I_0} \quad (\text{dB})、 \quad I_0 = 10^{-12} \quad (\text{watt/m}^2) \quad (1.3)$$

で表し、この音の強さ は以下の式で表される。

$$I = \frac{P^2}{\rho c} = \rho c v^2 \quad (1.4)$$

- ρ : 音圧(実効値、Pa or N/m^2)
- : 媒体密度(Kg/m^3)、1 気圧で気温が 20 のときは約 1.2Kg/m^3
- c : 音速(m/s)、常温の場合約 340m/s
- v : 粒子速度(実効値、m/s)

(1.4)式を(1.3)式に代入すると、音圧レベルが求まる

$$L_p = 10 \cdot \log_{10} \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \cdot \log_{10} \frac{p}{p_0} = 20 \cdot \log_{10} \frac{p}{2 \times 10^{-5}} \quad (\text{dB}) \quad (1.5)$$

一般に音の強さを直接測定するより容易な音圧を測定して、その音場を音圧レベルで表す。平面波の場合はこれが音の強さのレベルに等しくなるが、その他の場合も音圧レベルによって音の強弱を比較するのが普通である。

実際の消音計算の計算過程の中では、これらのパワ-レベルと音圧レベルを混同して使われることが時々あるので、そこでの値がどちらなのかを常に意識して置く必要がある。場合によっては致命的な計算ミスになる。

[3] デシベルの計算

a. 足し算(合成)

L1(dB)とL2(dB)の音が同時に存在しているときのレベルL3(dB)は

$$L_3 = 10 \cdot \log_{10} \left(10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} \right) \quad (1.6)$$

2つのデシベル値の整数での足し算は、以下の表を使って行える。2つの値の内大きい方にこの補正値を加える。

2つの値の差 [dB]	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10以上	
補正値 [dB]	3		2		1						0	

b. 引き算

全体の音がL3(dB)のとき、L2(dB)の音を除いたレベルL1(dB)は

$$L_1 = 10 \cdot \log_{10} \left(10^{L_3/10} - 10^{L_2/10} \right) \quad (1.7)$$

足し算と同様に2つのデシベル値の整数での引き算は、以下の表の補正値を使う。2つの値の内大きい方に上表の補正値を減じる。

2つの値の差 [dB]	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10以上
補正値 [dB]	不能	7	4	3	2		1				0

なお、この引き算は実測値に対する暗騒音補正計算でも使われるが、JIS Z8731では、補正が出来るのは2つの値の差が4dB以上ある場合となっている。

c. 平均

L1、L2、L3 ……Ln までの n 個の平均は

$$L = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} + 10^{L_3/10} + \dots + 10^{L_n/10}}{n} \right) \quad (1.8)$$

[4] 音の大きさと騒音レベル

a. 音の大きさ

人が感じる音の大きさは、音の強さだけでなく、音の周波数にも関係がある。図 1.2 は等ラウドネス曲線と言い、各周波数の純音の音圧レベルが同じ大きさに聞こえる点を結んだものである。3000 ~ 5000Hz 付近が最も感度が良く、低周波では非常に悪くなる。また、音圧レベルが高くなるほど低周波と中高周波の差が小さくなる傾向がある。

音として聞こえる周波数の範囲は、20 ~ 20,000Hz ぐらいである。

b. 騒音レベル

等ラウドネス曲線の 40phon に近似した重み付けをしたものが、騒音計の A 特性フィルターであり、A 特性での測定値 dBA が騒音レベルである。なお、これに対し騒音の物理的な音の強さを表したものが、フラット特性(騒音計によっては無いものもあるが、C 特性がこれにほぼ等しい)である。

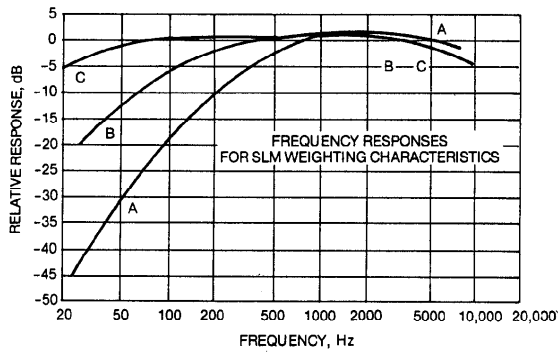


図 1.3 周波数補正回路の特性

表1.1 騒音計の周波数補正回路の特性

特性	オクターブバンド中心周波数 [Hz]							
	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	-26.2	-16.1	-8.6	-3.2	0	+1.2	+1.0	-1.1
C	-0.8	-0.2	0	0	0	-0.2	-0.8	-3.0

[5] 遮音と吸音

a. 吸音率と透過率

壁に入射する音の強さを E_i とすれば、図 1.2 のようにそのエネルギーの一部 E_r が反射し、一部が壁の中に吸収され、残りの E_t が透過すると大別できる。すなわち

$$E_i = E_r + E_a + E_t$$

このときの吸音率は、

$$\alpha = \frac{E_i - E_r}{E_i} = \frac{E_a + E_t}{E_i} \tag{1.9}$$

で定義され、反射音以外はすべて吸音と考える。吸音率は音の入射条件によって垂直入射吸音率、斜入射吸音率、ランダム入射吸音率に区分される。また、音の透過率は

$$\tau = \frac{E_t}{E_i} \tag{1.10}$$

で定義される。

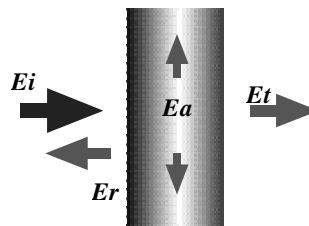


図 1.4 入射音エネルギーの流れ

b. 等価吸音面積(吸音力)と平均吸音率

等価吸音面積 (m²)は吸音の量を表すもので室内表面積 (m²)と吸音率 より

$$A = S\alpha$$

で表される。また、平均吸音率 は、

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum A}{S} = \frac{\sum S_i \alpha_i + \sum A_j}{S} \tag{1.11}$$

- S_i : 室内各部の面積 (m²)
- α_i : その吸音率
- A_j : 家具や人体など室内に置かれるものの等価吸音面積 (m²)

c. 残響時間

残響時間は室の音響状態を表す尺度であり、音源を断ってから室内の音響エネルギーが 100 万分の 1 (-60dB)になるまでに要する時間を秒で表したものである。

$$T = K \frac{V}{A} = \frac{0.16V}{S\bar{\alpha}} \tag{1.12}$$

- T : 残響時間(sec)
- K : 比例定数(=0.16)
- V : 室容積(m³)
- A : 等価吸音面積(m²)
- S : 室内表面積(m²)
- : 室内平均吸音率

d. 透過損失

材料の遮音の程度を表す透過損失(transmission loss)は

$$TL = 10 \cdot \log_{10} \frac{1}{\tau} = 10 \cdot \log_{10} \frac{E_i}{E_t} \quad (\text{dB}) \quad (1.13)$$

e. 質量則

透過損失は周波数と面密度の対数に比例する。これを遮音に関する質量則とっている。

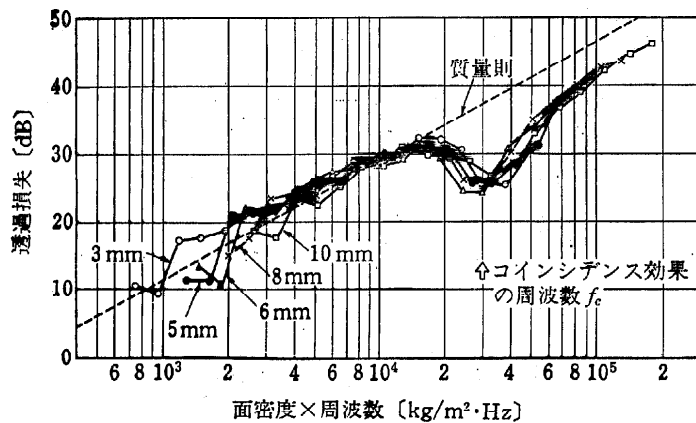
$$TL_0 = 20 \cdot \log_{10}(f \cdot m) - 43 \quad (\text{dB}) \quad (1.14)$$

f : 周波数(Hz)
 m : 面密度(Kg/m²)

これは壁の重量または周波数が2倍になれば、透過損失は6dB増加するという関係になる。しかし、この(1.14)式は音の波が垂直に壁に入射する場合であり、下の式で乱入射の補正をした方が実際の音場に近くなる。

$$TL_m = TL_0 - 10 \cdot \log_{10}(0.23 \cdot TL_0) \quad (\text{dB}) \quad (1.15)$$

また、壁の屈曲振動である周波数の透過損失値が低下するコインシデンス効果と壁周辺の支持で変化する共振周波数での透過損失低下があるので注意する必要がある。



単板ガラスの透過損失 (はめころし5種, 3mm, 5mm, 6mm, 8mm, 10mm について)

図 1.5 コインシデンス効果-ガラスの透過損失

2. 騒音測定と評価

[1] 騒音の測定

a. 騒音計

一般に用いられている騒音計は、JIS規格で普通騒音計(JIS C 1502)と精密騒音計(JIS C 1505)が定められている。騒音計は周波数補正回路を持っていて、この内、A特性を用いた測定値 dBA(計量法ではホン)が騒音レベルである。

b. 暗騒音の補正

実際の現場では対象の騒音のみを測定できることの方がむしろ少なく、なんらかの別の騒音が存在する場合が多い。対象の騒音が無いときの騒音を暗騒音という。対象騒音を停止することが可能であれば、この場合の騒音を測定し暗騒音とする。対象騒音のレベルは暗騒音の補正をして求める。全体の騒音値から暗騒音値をエネルギー引き算(1.7式)を行うことになるが、これらの音圧レベルの差が3dB以下のときは補正は不可能である。また、差が10dB以上あるときは暗騒音の影響は無視できる。

c. 周波数分析

騒音の評価や防音対策検討などには周波数分析が不可欠である。騒音計の信号をフィルターを通してある幅の周波数の騒音レベルを表示するのが周波数分析器である。周波数分析は通常、オクターブバンド分析、1/3オクターブバンド分析が使われるが、特定の周波数の分析にはFFTが使用される。

d. 騒音測定についての留意事項

(1) 複合施設から騒音が発生している場合

騒音の大きさだけであれば複合騒音レベルを測定すればよいが、対策を考えた場合は、発生源ごとの騒音レベルも測定すべきである。発生源を単独で作動させ、問題になっている地点での各々の影響を把握しなければならない。

(2) 時間的に変動する騒音

騒音は時間的に一定のものと変動するものがある。変動する騒音については長時間測定してその特徴を正確に把握する必要がある。

(3) 暗騒音の影響

測定時暗騒音があると正確な結果が得られないので注意が必要である。対象騒音を正確に測定するには、暗騒音より10dB以上大きくなければならない。これらの数値の差が10dB未満の場合は、JIS Z 8731の規定により、対象騒音がある時と無いときの差にたいして補正を行う。

(4) 風による影響

吹出口の付近や、風の強い日に屋外で騒音測定を行うと、気流によってマイクロホンに自己発生音が生じる。測定する騒音レベルによっては風速が4~5m/s程度になると測定結果に影響が大きくなるので、ウインドスクリーンを使用する事が望ましい。

(5) 反射音の影響

測定点の近くに反射性の壁や物体があると、発生源からの直接発生している音と反射音の二つが加わるので、測定値に影響を及ぼす。このため、騒音を測定する場所は、反射体から1~2m離れた地点とする。

[2] 環境基準

旧公害対策基本法に代わった環境基本法では行政上の目標値として「環境基準」を定めた。平成 10 年 9 月 30 日に告示され、平成 11 年 4 月 1 日から施行される環境基準および旧環境基準を別表に示す。なお、新基準ではこれまでの中央値(L50)を国際的にも広く採用されている等価騒音レベル(LAeq)とした。

なお、表の地域の類型は以下の通り

表 2.2

地域の類型	基準値	
	昼間 6:00 ~ 22:00	夜間 22:00 ~ 6:00
AA	50dB 以下	40dB 以下
A 及び B	55dB 以下	45dB 以下
C	60dB 以下	50dB 以下

AA:療養施設、社会福祉施設等が集合して設置される地域など特に静穏を要する地域

A:専ら住居の用に供される地域

B:主として住居の供される地域

C:相当数の住居と併せて商業、工業等の用に供される地域

[3] 騒音規制法

「規制標準」は、特定施設を設置する工場または事業場(特定工場等)において発生する騒音の特定工場等の敷地境界線における大きさの許容限度をいう。都道府県知事は、生活環境を保全する必要があると認める地域を「騒音を規制する地域」として指定しなければならない。

表 2.3

区域の区分	昼間 8:00 ~ 19:00	朝・夕 6:00 ~ 8:00 19:00 ~ 23:00	夜間 23:00 ~ 6:00
	第 1 種区域	45 ~ 50dB	40 ~ 45dB
第 2 種区域	50 ~ 60dB	45 ~ 50dB	40 ~ 50dB
第 3 種区域	60 ~ 65dB	55 ~ 65dB	50 ~ 55dB
第 4 種区域	65 ~ 70dB	60 ~ 70dB	55 ~ 60dB

第 1 種区域:良好な住居の環境を保全するため、特に静穏の保持を必要とする区域

第 2 種区域:住居の用に供されているため、静穏の保持を必要とする区域

第 3 種区域:住居の用にあわせて商業、工業等の用に供されている区域であって、その区域内の住民の生活環境を保全するため、騒音の発生を防止する必要がある区域

第 4 種区域:主として工業等の用に供されている区域であって、その区域内の住民の生活環境を悪化させないため、著しい騒音の発生を防止する必要がある区域

注 1:区域と時間の区分、および基準値は都道府県知事がこの表の範囲内で指定する。上表の時間は東京都内のものである。

注 2:第 2、3、4 種区域内の学校、保育所、病院、患者の収容施設を有する診療所、図書館、特別養護老人ホームの敷地の周囲約 50m の区域内は 5dB 減じることができる

[4] NC 評価

Beranek(1957)が会話の妨害を基に定常騒音のオクタ-バンド分析値に対して提案した騒音基準がNC値で、広く室内評価に用いられている。

右のグラフに各周波数の値をプロットし、すべての周波数でプロット値を上回る最も小さいNCの値が、その室内のNC値ということになる。

表2.2 室内騒音の許容値

建物、 部屋の種類	NC値
無響室	10 ~ 15
放送局 ラジオスタジオ	15 ~ 20
テレビスタジオ	20 ~ 25
録音スタジオ	15 ~ 20
音楽ホール	20 ~ 25
劇場	25 ~ 30
映画館	30 ~ 35
住宅	30 ~ 35
ホテル(客室)	25 ~ 30
病院(病室)	25 ~ 30
学校(教室)	25 ~ 30
図書館	30
事務所 小事務室、設計室	30 ~ 40
大事務室、営業窓口	40 ~ 45
会議室	30 ~ 35
レストラン、バー、喫茶店	45 ~ 50

表2.1 NC値

	オクタ-バンド中心周波数 [Hz]							
	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
NC-65	80	75	71	68	66	64	63	62
NC-60	77	71	67	63	61	59	58	57
NC-55	74	67	62	58	56	54	53	52
NC-50	71	64	58	54	51	49	48	47
NC-45	67	60	54	49	46	44	43	42
NC-40	64	56	50	45	41	39	38	37
NC-35	60	52	45	40	36	34	33	32
NC-30	57	48	41	35	31	29	28	27
NC-25	54	44	37	31	27	24	22	21
NC-20	51	40	33	26	22	19	17	16
NC-15	47	36	29	22	17	14	12	11

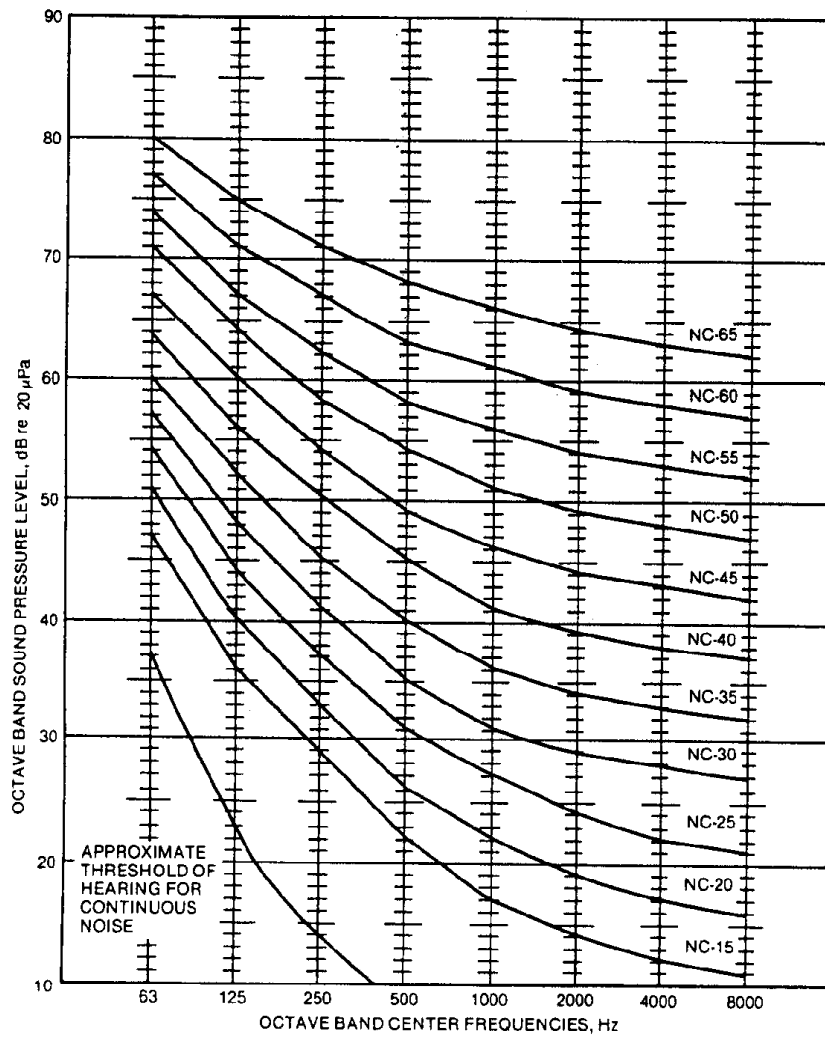


図 2.1 NC曲線

[演習]

SPL 値を実測して NC 評価と騒音値を求める

単位: dB

	オクターブバンド中心周波数 [Hz]								NC 評価 または騒音値
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
SPL									NC
A 補正值									dB
聴感補正後の値									

3. ダクト系各部での騒音計算

[1] 送風機(空調機)の発生音⁵⁾

送風機の発生音は下の式(ASHRAE Handbook)より求めることができる。また、空調機メ-カ-のデ-タより推定した値を合わせて載せて置く。

$$L_w = K_w + 10 \cdot \log_{10} Q + 20 \cdot \log_{10} P + C + BFI \tag{3.1}$$

- L_w : 音響パワーレベル推定値(dB re 1pW)
- K_w : 各音響パワーレベル(表 3.1)
- Q : 風量 (cmm)
- P : 静圧 (mmAq)
- C : 補正值 dB、送風機運転ポイントによる(表 3.2)
- BFI : 羽根通過周波数増加分

羽根の数と回転数(rpm)が判っているときは
周波数=羽根の数 x 回転数/60

の含まれるオクタ-バンド周波数に表 1 の BFI の値を加える。羽根の数と回転数が不明の場合は表 3.3 で送風機のタイプから該当周波数を選ぶ。

表3.1 : K_w (ASHRAE Handbook 1987より)

送風機のタイプ	羽根サイズ	オクタ-バンド中心周波数[Hz]							BFI	
		63	125	250	500	1K	2K	4K		
遠心式	後向羽根	900mm以上	20	20	19	17	16	11	3	3
	(リミットロ-ド, タ-ボ)	900mm以下	24	26	24	22	21	16	8	3
	前向羽根(シロッコ)	全サイズ	35	31	27	24	22	20	16	2
	ラジアル, プロア	1000mm以上	33	27	30	27	25	20	18	8
		1000~500mm	43	36	36	33	33	28	26	8
	500mm以下	51	45	46	38	32	27	26	8	
案内羽根付軸流ファン	1000mm以上	25	27	31	31	31	29	16	6	
	1000mm以下	27	24	26	27	25	22	20	6	
円筒軸流ファン	1000mm以上	28	29	35	34	32	31	25	7	
	1000mm以下	29	27	31	29	27	25	22	7	
プロペラ式(ク-リングタワ-)	全サイズ	36	39	46	44	43	40	34	5	
一般型空調機 9)		33	31	28	26	25	22	19		
コンパクト型空調機 9)		27	28	28	29	28	25	22		

注意 : 一般型空調機とコンパクト型空調機の値は各空調機メ-カ-から提供されたデ-タを基に推定したものである。ここでの静圧 P は、一般型が機外静圧+50mmAq、コンパクト型が機外静圧 + 30mmAq として計算する。この値と実際の送風機の静圧が違っている場合、上の値はあくまで機外静圧から推定したものであるから問題はない。しかし、送風機の静圧が判っているときは上の表のシロッコファンの値で計算した方がよい。

表3.2 : 送風機効率による発生音補正值

(効率 / 最高効率)x100	C:補正值
90 ~ 100 %	0 dB
85 ~ 89 %	3 dB
75 ~ 84 %	6 dB
65 ~ 74 %	9 dB
55 ~ 64 %	12 dB
50 ~ 54 %	15 dB

表3.3 : 羽根通過音のオクタ-バンド周波数

送風機のタイプ	BFIの周波数	
遠心式	後向羽根	250Hz
	前向羽根(シロッコ)	500Hz
	ラジアル, プロア	125Hz
案内羽根付軸流ファン	125Hz	
円筒軸流ファン	63Hz	
プロペラ式(ク-リングタワ-)	63Hz	

注意: 回転数が1750r.p.m.以上のときはBFIの周波数を表の値より1つ高い周波数にすると。

[計算例]

シロッコファン

風量 8000CMH、静圧 60mmAq

羽根の数と回転数は不明、運転効率も不明だが仮に 85～89%とする。

オクターブバンド中心周波数[Hz]	63	125	250	500	1K	2K	4K
Kw- : 表2.1より	35	31	27	24	22	20	16
10 log(Q) = 10 log(8000/60)	21	21	21	21	21	21	21
20 log(P) = 20 log(60)	36	36	36	36	36	36	36
C : 運転効率85～89%は3dB	3	3	3	3	3	3	3
BF1 : シロッコファンは500Hz				2			
Lw : 発生音パワ-レベル	95	91	87	86	82	80	76

[2] 消音チャンバ-での減音⁵⁾

$$R = -10 \cdot \log \left\{ S_e \left(\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{1 - \alpha}{\alpha S_w} \right) \right\}$$

(3.2)

- R : 消音チャンバの減音量
- Se : 出口開口断面積 (m²)
- Sw : チャンバ内表面積 (m²)
- α : チャンバ内平均吸音率
- d : 出入口開口中心距離 (m)
- θ : 出口開口面への入射角 (度)

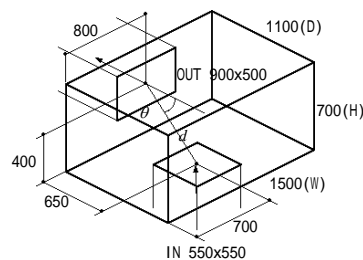


図 3.1 消音チャンバ 例

[計算例]

図のような消音チャンバの減音量を計算して見る。

図の寸法はチャンバの内寸法とする。

$$d = \sqrt{(800 - 700)^2 + 650^2 + 400^2} = 770\text{mm} = 0.77\text{m}$$

$$\cos \theta = 650 / d = 650 / 770 = 0.84$$

$$S_e = 0.9 \times 0.5 = 0.45\text{m}^2$$

$$S_w = (1.1 \times 0.7 \times 2) + (1.5 \times 0.7 \times 2) + (1.5 \times 1.1 \times 2) = 6.94\text{m}^2$$

グラスウ-ル 48K-50mm の 250Hz での吸音率を 0.79 としたときのチャンバ内平均吸音率は

$$\alpha = \{(S_w - S_e - S_i) \times 0.79 + (S_e + S_i) \times 1.0\} / S_w$$

$$= \{(6.94 - 0.45 - 0.55 \times 0.55) \times 0.79 + (0.45 + 0.55 \times 0.55) \times 1.0\} / 6.94 = 0.81$$

ただし、 S_i は入口開口断面積 (m^2)。

これらより減音量を求めると

$$R = -10 \cdot \log_{10} \left\{ 0.45 \times \left(\frac{0.84}{2\pi \times 0.77^2} + \frac{1-0.81}{0.81 \times 6.94} \right) \right\} = 9.3dB$$

[3] ダンパ-の発生音⁵⁾

$$L_w = K + 10 \cdot \log_{10} f + 50 \cdot \log_{10} U + 10 \cdot \log_{10} S + 10 \cdot \log_{10} D - 18 \tag{3.3}$$

- K : ストロハル数より求められる値 (dB)
- f : オクターブバンド中心周波数 (Hz)
- U : 風速係数 (m/s)
- S : ダクト断面積 (m^2)
- D : ダクトH寸法 (m)

[Kの計算方法]

ダンパ-羽根が複数のとき

$$C = 1 \rightarrow BF = 1$$

$$C \neq 1 \rightarrow BF = (\sqrt{C} - 1)(C - 1)$$

シングル羽根のとき

$$C \leq 4 \rightarrow BF = (\sqrt{C} - 1)(C - 1)$$

$$C > 4 \rightarrow BF = 0.68 \times C^{-0.15} - 0.22$$

$$U = Q / (S \cdot BF)$$

$$St = f \cdot D / U$$

$$St < 25 \rightarrow K = 5 - 10.7 \cdot \log_{10} St$$

$$St > 25 \rightarrow K = 40.2 - 35.9 \cdot \log_{10} St$$

St : ストロハル数 (Hz m)

BF : プロクセ-ジファクター

C : ダンパ-の圧力損失係数

Q : 風量 (CMS)

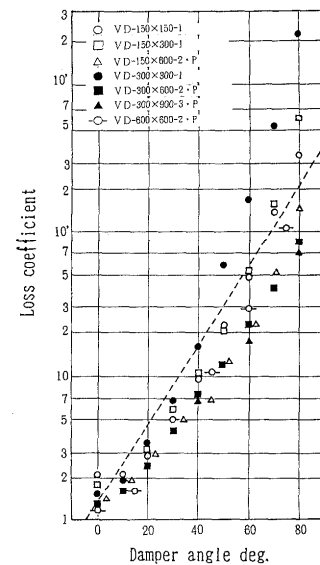


図 3.2 ダンパ-羽根角度と圧損係数の関係

Cと羽根角度の関係は右の図参照

[ダンパ-の性能について]日本建築学会論文、昭和55年9月より

[計算例]

ダンパ-のサイズが500x500で、風量8000CMHのときの発生音を求めてみる。羽根枚数は3枚、羽根角度30度のときの1000Hzでの発生音

図2.2より圧力損失係数Cは8とする。プロクセ-ジファクタは

$$BF = (\sqrt{8} - 1)(8 - 1) = 0.26$$

Kを求めると

$$U = (8000/3600)/(0.5 \times 0.5 \times 0.26) = 34.2$$

$$St = 1000 \times 0.5 / 34.2 = 14.6$$

$$K = 5 - 10.7 \cdot \log_{10} 14.6 = -7.5$$

ダンパ-発生音は

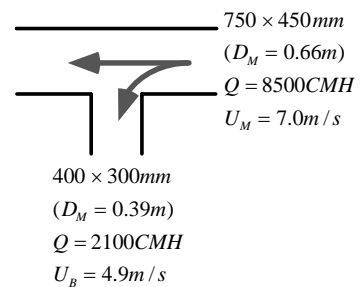
$$L_w = -7.5 + 10 \cdot \log_{10} 1000 + 50 \cdot \log_{10} 34.2 + 10 \cdot \log_{10} (0.5 \times 0.5) + 10 \cdot \log_{10} 0.5 - 18 = 72 \text{ dB}$$

[4] ダクト分岐部の発生音⁵⁾

$$L_w = K + 10 \cdot \log_{10} f + 50 \cdot \log_{10} U + 10 \cdot \log_{10} S + 10 \cdot \log_{10} D + \Delta r + \Delta T \quad (3.4)$$

K : ストロハル数より求められる値 (dB)
 UM / UB と St から図 2.3 のグラフで求める。
 UM : メインダクトの風速 (m/s)
 UB : 分岐ダクトの風速 (m/s)
 St : ストロハル数

f : オクターブバンド中心周波数 (Hz)
 U : 分岐ダクト内風速 (m/s)
 S : 分岐ダクト断面積 (m²)
 D : 分岐ダクト直径 (m)
 $D = \sqrt{4 \cdot S / \pi}$
 r : 内 R 寸法の補正值 (dB)
 T : 乱流のときの補正值 (dB)



[計算例]

図のようなダクト分岐部の 1000Hz の発生音パワ-レベルを計算してみる。分岐部の内 R は無しとする。

まず、風速比とストロハル数を求める。

$$U_M / U_B = 7.0 / 4.9 = 1.43$$

$$St = 1000 \times 0.39 / 4.9 = 79.6$$

これらより、 K を図 2.3 から読み取ると約 -30dB です。

また、内 R が無しなので、図 2.5 から $r=0$ で r は、約 3dB になる。分岐部での乱流があるときは図 2.4 の T を求めるが、この計算では乱流無しとする。

したがって、この分岐部での分岐管方向への発生音パワ-レベルは

$$L_w = -30 + 10 \cdot \log_{10} 1000 + 50 \cdot \log_{10} 4.9 + 10 \cdot \log_{10} 0.12 + 10 \cdot \log_{10} 0.39 + 3 + 0 = 24.2 \text{ dB}$$

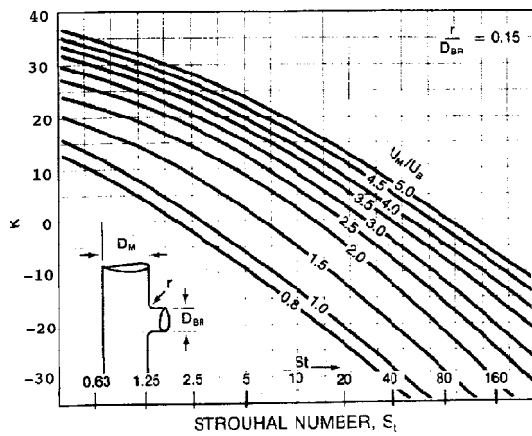


図3.3 分岐発生音のK値

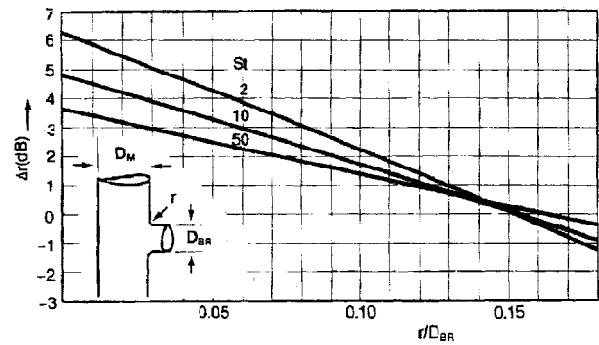


図3.5 分岐発生音の内R寸法による補正值

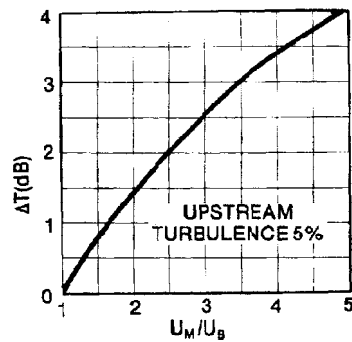


図3.4 分岐発生音の乱流のときの補正值

	$PWL_{BRANCH} = PWL_U(m = U_{m1}/U_B)$ $PWL_{MAIN} = PWL_{BRANCH} + 20 \log \frac{D_M}{D_B} + 3$ $D_M = \text{Equivalent diameter of Main Duct}$ $D_B = \text{Equivalent diameter of Branch Duct}$
	$PWL_{BRANCH} = PWL_U(m = 1)$ $PWL_{MAIN} = PWL_U(m = 1) + 3$
	$PWL = PWL_U(m = 1)$
	$PWL_{BRANCH} = PWL_U(m = U_{m1}/U_B)$ $PWL_{MAIN} = PWL_{BRANCH} + 20 \log \frac{D_M}{D_B}$

図3.6 分岐発生音のメイン管方向と分岐方向の関係

[5] ダクト分岐部での減音

ダクト分岐部でその周波数特性や形状に関係なく、それぞれの分岐ダクトの断面積(風量でもよい)に比例して騒音エネルギーが分割されると考える。したがって、

$$K_b = -10 \cdot \log_{10} \frac{S_{Di}}{\sum S_{Di}} \approx -10 \cdot \log_{10} \frac{Q_b}{Q_m} \quad (3.5)$$

- K_b : 分配係数(分岐後の分岐ダクトの減衰量) (dB)
- S_{Di} : 分岐ダクトのそれぞれの断面積(m^2)
- Q_m : メイン管の風量(CMH)
- Q_b : 分岐管の風量(CMH)

[6]消音器での減音と発生音

消音器メ-カ-のデ-タで計算することになるが、減音量は消音器の有無による差を表す"挿入損失"を利用すべきである。エルボタイプの消音器が連続する場合、その合計分の減音量が得られないことがあるので注意しなければならない。

また、消音器の"自己発生音"と"圧力損失"のチェックも必要である。曲がりのダクトの後に消音器が付く場合は、乱流の影響で自己発生音と圧力損失がデ-タより悪くなることがあるので、これも注意が必要である。

吹き出し口用消音ボックスの減音量には少し複雑な問題がある。次項の開口端反射減衰が関係して来る。つまり、消音ボックスが設置された状態では、通常の開口端反射減衰は見込めないと思われるが、消音ボックスの減音量(挿入損失)に開口端反射の減音量を加えてしまうのは、危険側への計算の可能性がある。そこでアルクでは吹き出し口用の消音器は、開口端反射減衰も含めた測定を行い、他の消音器の挿入損失値と区別して"音響減衰量"と呼んでカタログに載せている。

したがって、この音響減衰量を使用する場合は、開口端反射減衰量が含まれているので、別に開口端反射減衰を計算に入れないように注意しなければならない。

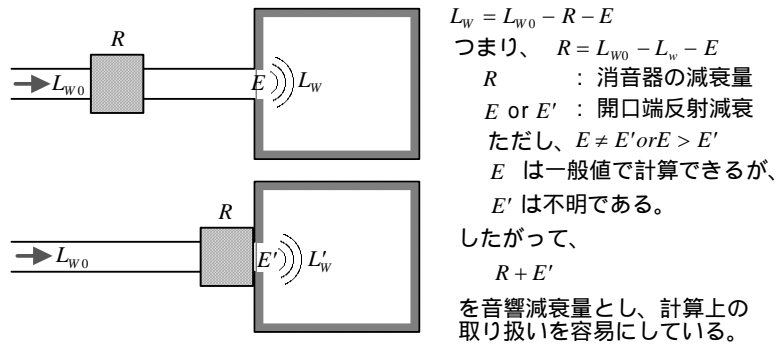


図 3.7 音響減衰量

[7] 開口端反射減衰

開口端反射は開口の直径(方形のときはその面積の平方根)と周波数を掛けたものから右の図によって求められる。

開口はアネモ型ディヒューザではネック断面、グリル型では全体の断面を使用する。また、ディヒューザやグリルの有無による影響は魔の有無による影響は無視して問題ない。

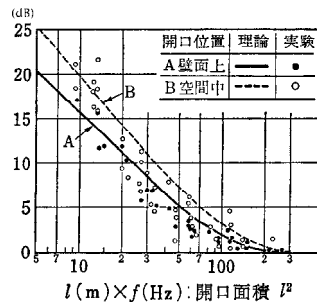


図3.8 開口端反射減衰

[8] 吹出口発生音⁴⁾

吹き出し口または吸い込み口の発生音は下の式で求められる。

$$L_w = 10 \cdot \log_{10} A + a \cdot \log_{10} V + b + c \tag{3.6}$$

- A : 吹き出し口断面積または首面積 (m²)
- V : 吹き出し口面風速または首風速 (m/s)
- a, b, c : 次の表より求める

表3.4 : 各種吹出口・吸込口の相対バンドパワーレベルとその係数

種類		c								a	b
		63	125	250	500	1K	2K	4K	8K		
[吹出口]	ノズル型	-2	-7	-7	-11	-16	-18	-19	-22	52.5	9.5
	パンカ-ル-バ-	-3	-7	-9	-14	-14	-17	-22	-19	33.5	38.5
	格子型	-6	-5	-6	-9	-11	-18	-26	-31	50	30
	スロット	-8	-7	-6	-6	-9	-14	-24	-27	40	54
	丸型ディヒュ-ザ	-2	-5	-8	-12	-16	-23	-29	-37	50	35
	角型ディヒュ-ザ	-3	-6	-7	-8	-8	-11	-18	-28	50	35
	バン型	-6	-5	-6	-9	-11	-16	-24	-23	50	42
	輪型	0	-5	-4	-7	-9	-14	-24	-40	50	33
	BL-S	-9	-6	-4	-10	-13	-19	-23	-26	42	32.5
	BL-D	-10	-7	-5	-7	-12	-18	-23	-26	32	38
[吸込口]	グリル型	-8	-12	-10	-6	-6	-14	-23	-26	50	38
	バン型	-9	-7	-10	-10	-12	-16	-29	-38	60	27
	マッシュルーム	-3	-9	-11	-14	-11	-10	-18	-30	60	33.5
	格子形	-6	-5	-6	-9	-11	-18	-26	-31	50	30
	輪形	0	-5	-4	-7	-9	-14	-24	-40	50	33
	金網 ⁹⁾	-10	-10	-11	-9	-5	-5	-12	-19	45	17

[計算例]

首直径 200mm、風量 400CMH の丸型ディヒュ-ザの発生音パワ-レベルを計算すると

オクタ-バンド中心周波数 [Hz]	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
b- : 表2.4より	35	35	35	35	35	35	35	35
c- : 表2.4より	-2	-5	-8	-12	-16	-23	-29	-37
10logA=10log(0.2x0.2xp/4)	-15	-15	-15	-15	-15	-15	-15	-15
a logV=50 log(400/3600/A)	27	27	27	27	27	27	27	27
Lw : 発生音パワ-レベル	45	42	39	35	31	24	18	10

[9] 室内放射係数

吹き出し口騒音の室内の任意の点での音圧レベルは以下の式で求められる。室定数は室内平均吸音率から求められる。室内平均吸音率は室の内装とその吸音率が判れば計算できる。これらが不明の場合は下の表 2.5 を参考にして平均吸音率を仮定する。

$$L_p = L_w + 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \tag{3.7}$$

- L_p : 受音点音圧レベル(dB)
- L_w : 吹き出し口騒音パワ-レベル(dB)
- Q : 指向係数(天井面の吹き出し口の場合は 2)
- r : 距離(m)
- R : 室定数(m²)、 $R = S / (1 - \alpha)$ 、 S : 室内表積(m²)、 α : 室内平均吸音率

表3.5 一般事務室の平均吸音率 ⁴⁾

α	内装の目安	内装材の例		
		壁	天井	床
0.05	吸音材をまったく使っていない室	モルタル	モルタル	モルタル
0.10	吸音材を使っていない室	プラスタ塗り	プラスタ塗り	Pタイル
0.12	天井に吸音材を使った室	プラスタ塗り	空気層+あなあき吸音板	Pタイル
0.15	壁、天井に吸音材を使った室	ロックウ-ルボード	空気層+あなあき吸音板	Pタイル
0.25	壁、天井、床に吸音材を使った室	空気層+繊維板	空気層+グラスウ-ル+あなあき吸音板	カ-ベツト
0.40	特殊な吸音処理を施した室	特殊	特殊	特殊

[計算例]

天井の吹き出し口騒音がその真下 1.2m までに減衰する量を計算する。室の大きさは 6.0m×12.0m×2.7m(H)で、平均吸音率は 0.12 とする。

室定数は

$$S = 6.0 \times 2.7 \times 2 + 12.0 \times 2.7 \times 2 + 6.0 \times 12.0 \times 2 = 241.2\text{m}^2$$

$$R = 241.2 \times 0.12 / (1 - 0.12) = 32.9\text{m}^2$$

指向係数が 2 で、距離は 1.2m なので減衰量は

$$10 \cdot \log_{10} \left(\frac{2}{4 \times \pi \times 1.2^2} + \frac{4}{32.9} \right) = -6.3\text{dB}$$

[10] 他の吹出口音の補正

ある室内の対象吹出口以外の吹出口騒音は、以前は限界距離を基準とした寄与係数で処理されてきたが、アルクではそれぞれの吹出口の室内放射係数を求め受音点で合成する方法を取っている。寄与係数の計算はいわゆる簡便法であって、コンピュータを利用する現在では室内放射係数を使う方が正確と思われる。

$$L_{P(all)} = L_{P0} + X$$

$$X = 10 \cdot \log_{10} \left\{ \frac{\sum_{i=0}^n \left(\frac{Q_i}{4\pi r_i^2} + \frac{4}{R} \right)}{\frac{Q_0}{4\pi r_0^2} + \frac{4}{R}} \right\}$$

(3.8)

- X : 補正值=他の吹出口騒音の対象吹出口騒音に対する寄与係数(dB)
- L_{P0} : 対象吹出口騒音の受音点レベル(dB)
- $L_{P(all)}$: 全部の吹出口騒音の受音点レベル(dB)

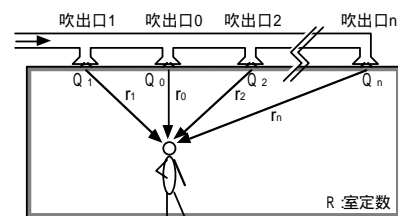


図 3.9他の吹出口音の補正

[11] 天井内ダクト透過音の室内レベルへの影響

天井のダクト内騒音がダクト外板を透過して、さらに天井板を透過して来る音にも注意しなければならない。最近特に目立って増えて来たシステム天井では、吸い込み口が天井内開放になっている場合が多く、天井内騒音が影響し易くなっている。

ダクト内騒音がその外部に透過する音は、ASHRAE からも提供されているが、アルクでは、内外のパワ-レベル差として測定した値を使っている。このデータから天井内の騒音値を予測し、天井板を透過して室内へ影響する音を計算する。

$$L_P = L_W - TL_D + 10 \cdot \log_{10} \frac{4S}{A_1 A_2} - TL_C$$

(3.9)

- L_P : 室内での音圧レベル(dB)
- L_W : 天井のダクト内騒音パワ-レベル(dB)
- TL_D : ダクト内から外への透過損失(dB)、表 2.6 参照
- S : 天井の面積(m²)
- A_1 : 天井内の等価吸音面積(m²)、天井内平均吸音率 x 天井内表面積
- A_2 : 室内の等価吸音面積(m²)、室内平均吸音率 x 室内表面積
- TL_C : 天井の透過損失(dB)

(3.9)式は天井透過音の他にも適用できる。次の図は透過音の例である。このように天井や間仕切り壁からの透過音はいろいろな伝搬経路があり、複雑である。そして、一般に問題になり易

いものでもあるので慎重な判断が望まれるところである。

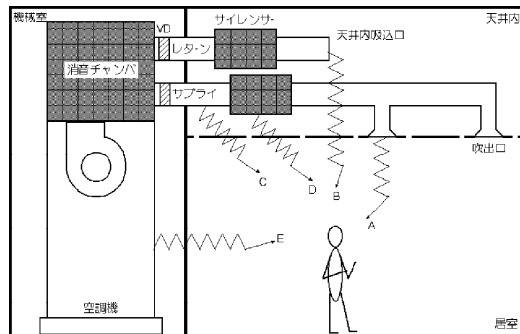


図 3.10居室へ影響する空調機騒音

- A: 吹出口からの音
- B: 天井内吸込口騒音が天井板を透過して来る音
- C: ダクト内音のダクト外板透過音が天井板を透過して来る音
- D: 消音器外板透過音が天井板を透過して来る音
- E: 空調機機外音が間仕切り壁を透過して来る音

表3.6 ダクトの透過損失(内から外へのパワ-レベル差)

WxHmm	板厚	ダクト 長さ	オクタ-バンド中心周波数 [Hz]							
			63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
300x 300mm	0.5mm	1.0m	18	17	17	18	22	26	38	34
		2.0m	15	14	14	15	19	23	29	31
		4.0m	13	12	12	13	16	21	26	28
		8.0m	11	10	10	11	14	18	23	25
600x 450mm	0.6mm	1.0m	21	20	20	21	25	29	35	37
		2.0m	18	17	17	18	22	26	32	34
		4.0m	16	15	15	15	19	23	29	31
		8.0m	14	13	13	13	17	21	26	28
900x 450mm	0.8mm	1.0m	26	23	22	24	28	35	41	43
		2.0m	23	20	19	21	25	32	38	40
		4.0m	20	17	16	18	22	29	35	37
		8.0m	18	15	14	16	20	26	32	34
1600x 800mm	1.0mm	1.0m	28	25	24	26	30	37	43	45
		2.0m	25	22	21	23	27	34	40	42
		4.0m	22	19	18	20	24	31	37	39
		8.0m	20	17	16	18	21	28	34	36

4. その他の騒音計算

[1] 音の伝搬

a. 室内に音源と受音点があるとき

$$L_p = L_w + 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{4}{A} \right) \tag{4.1}$$

L_p : 室内音圧レベル(dB)
 L_w : 音源のパワ-レベル(dB)
 A : 室内等価吸音面積(m^2)

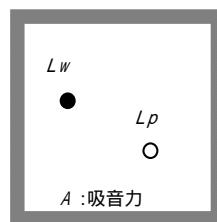


図 4.1 音の伝搬 (a)

b. 音源と受音点が間仕切り壁や防音カバ-で分けられているとき

$$L_p = L_w + 10 \cdot \log_{10} \frac{4S}{A_1 A_2} - TL \tag{4.2}$$

A_1 : 音源室の等価吸音面積(m^2)
 A_2 : 受音室または防音カバ-内の等価吸音面積(m^2)
 S : 間仕切り壁または防音カバ-の面積(m^2)
 TL : 間仕切り壁または防音カバ-の透過損失(dB)

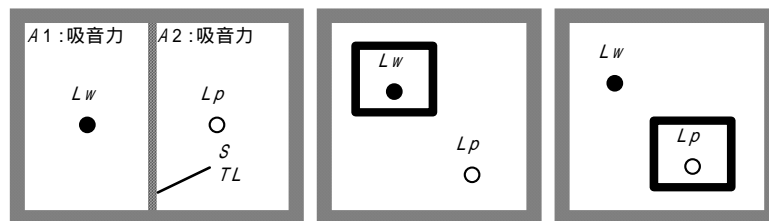


図 4.2 音の伝搬 (b)

c. 室内の騒音源が屋外へ放射される時

$$\begin{aligned}
 L_{W0} &= L_W + 10 \cdot \log_{10} \frac{S}{A} - TL \\
 L_p &= L_{W0} + 10 \cdot \log_{10} \frac{Q}{4\pi d^2} \\
 L_p &= L_W + 10 \cdot \log_{10} \frac{S}{A} - TL + 10 \cdot \log_{10} \frac{Q}{4\pi d^2}
 \end{aligned}
 \tag{4.3}$$

- L_{W0} : 透過面から放射される騒音パワーレベル(dB)
- d : 透過面から受音点までの距離(m)
- A : 室内等価吸音面積(m^2)
- S : 透過面の面積(m^2)
- Q : 指向係数(壁面の音源は2)
- TL : 透過面の透過損失(dB)

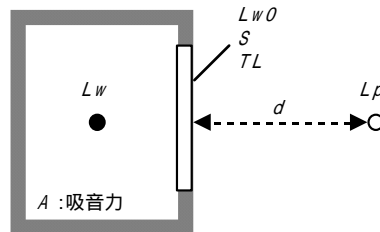


図 4.3 音の伝搬 (c)

d. 屋外騒音が窓などから室内に入射するとき

$$L_p = L_W + 10 \cdot \log_{10} \frac{4S}{A} - TL + 10 \cdot \log_{10} \frac{Q}{4\pi d^2}
 \tag{4.4}$$

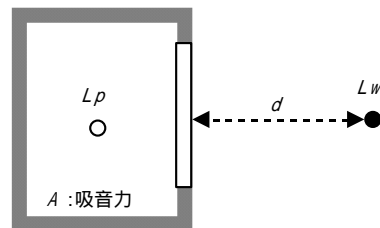


図 4.4 音の伝搬 (d)

[2] 距離減衰

a. 点音源のとき

$$L_p = L_w - 11 - 20 \cdot \log_{10} d + 10 \cdot \log_{10} Q \quad (4.5)$$

- L_p : 受音点音圧レベル(dB)
- L_w : 音源のパワ-レベル(dB)
- d : 音源受音点間距離(m)
- Q : 指向係数
音源が建物の壁面にあるときは2
壁と地面の接線近くあるときは4

b. 面音源のとき

$$L_p = L_{w(m^2)} - 8 + 10 \cdot \log_{10} \psi \quad (4.6)$$

- L_p : 受音点音圧レベル(dB)
- $L_{w(m^2)}$: 音源の単位面積当たりのパワ-レベル(dB)
- ψ : 下のグラフより求める。(a、bは音源の辺の長さ、dは距離)

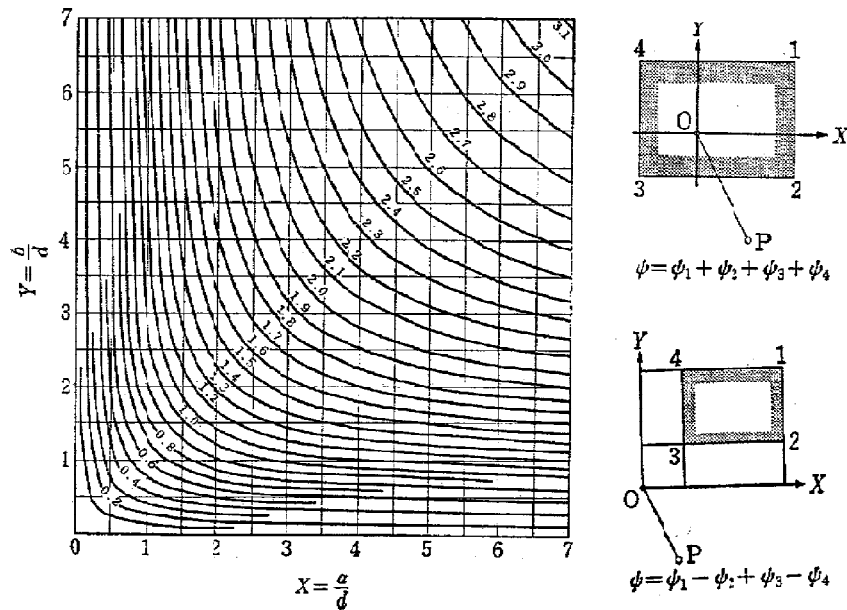


図4.5 長方形面音源の ψ を求める計算図

この値をコンピュータ等で計算するときは、下記の近似式を用いると良い。

$$\psi = \frac{\pi}{2} \ln \frac{(A + \sqrt{1 + A^2})(B + \sqrt{1 + B^2})}{A + B + \sqrt{1 + A^2 + B^2} + kAB} \quad (4.7)$$

k : 定数(=0.72676)
 A : a/d
 B : b/d

また、面音源からの距離 d が、 $d > a/2$ (ただし $a > b$) のときは、点音源と考えて

$$L_p = L_{W(m^2)} + 10 \cdot \log_{10}(ab) - 11 - 20 \cdot \log_{10} d + 10 \cdot \log_{10} Q \quad (3.8)$$

屋外での減衰には、上記の単純な距離減衰の他以下のようなものを考慮しなければならない場合もあるので注意しなければならない。

- 1) 空気の吸音による減衰
- 2) 気温の上下(地表面と上空)分布の影響
- 3) 風の影響
- 4) 地面の影響

[3] 塀等の回折

屋外で音源と受信点の間に塀を立てて騒音対策とすることがある。これは音源-受信点間の直線距離と塀の先端で回折してくる距離の差から下のグラフで求めることができる。この場合は地面から反射して来る音も考慮しなければならない。また、塀そのものの透過損失も十分ある必要がある。

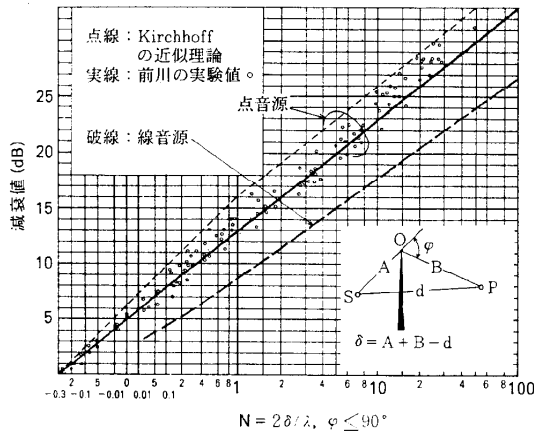


図 4.6自由空間の半無限障壁による減衰値

また、この値を計算で求める場合は以下のように行う。

$$N = \frac{\delta}{\lambda/2}$$

- N : フレネル数
- : 行路差(m)
- : 波長(m)、 $\lambda = c / f$ 、 c は音速(m/s)、 f は周波数(Hz)

$N \geq 1.0$ のとき

$$R = 10 \cdot \log_{10} N + 13$$

R : 回折による減衰量(dB)

$-0.324 \leq N < 1.0$ のとき(式の A は、 $N < 0$ で-、 $N > 0$ で+)

$$R = 5 \pm \frac{8}{\sinh^{-1}(1)} \cdot \sinh^{-1} \left(|N|^{0.485} \right)$$

$N < -0.324$ のとき

$$R = 0$$

(4.9)

5. 空調設備消音計画のチェックポイント

[1] 消音設計は騒音源データが大切

消音設計に際しては、その基となる音源のデータが最も重要な要素なので、空調機・送風機等の騒音データは、メーカーより周波数バンド別のパワーレベルの提出を求めることが原則となる。ただし、消音設計時と施工時のメ-カ-が異なるということがないように注意しなければならない。そのようなときは、可能性のある数社の騒音データを取り寄せ騒音値の高いデータを使用するのが望ましい。

メ-カ-からのデータ入手が不可能なときは、ASHRAE の式などで近似することになるが、空調機の場合その機外静圧だけでなく、使用している送風機の全静圧が必要になる。

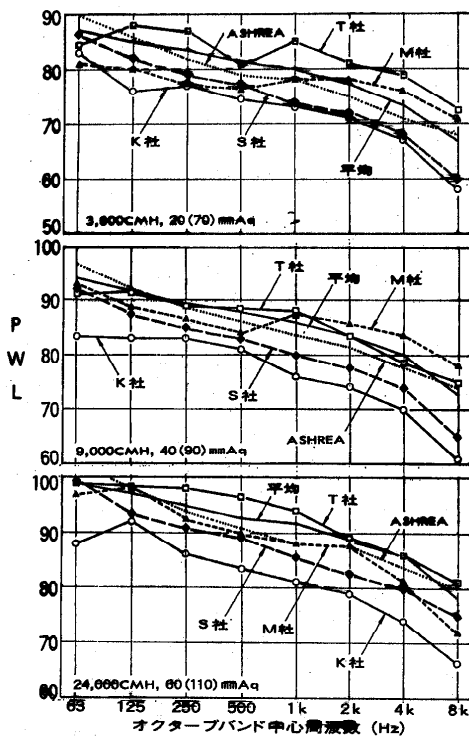


図 5.1 空調機(一般型)の騒音レベル

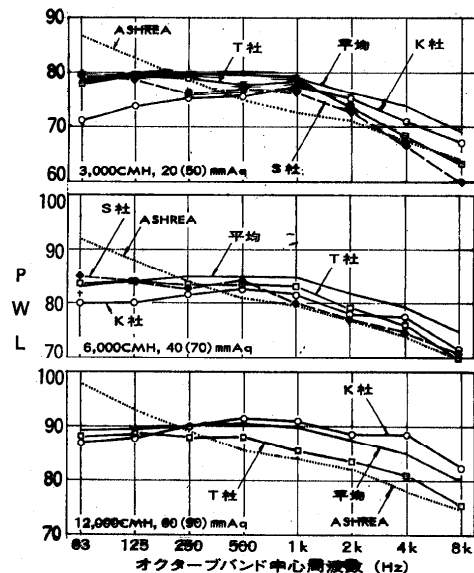


図 5.2 空調機(コンパクト型)の騒音レベル

[2] 間仕切り壁の近くに空調機を設置しない

機械室が狭いために空調機と間仕切り壁が非常に近接してしまうことがあるが、ここの音圧が上がって予想以上の影響を隣室に与えることがある。このような箇所はある程度の距離を取って置く必要がある。

[3] 機械室内騒音のダクトへの再入射

空調機や送風機の機外騒音が機械室内へ拡散し、機械室内の消音器以降のダクトへ再入射して

ダクト内レベルに影響を与える事がある(特に低周波で)。したがって、

- 1) 機械室内のダクトは遮音処理を
- 2) 送風機のキャンパス継ぎ手等も遮音
- 3) 機械室内壁はグラスウール等の吸音材を貼る

などを行う必要がある。

[4] ダクト貫通部の遮音処理

空調機械室の隣室にホール、居室、会議室などを設けないことが基本となるが、機械室と隣接する室の消音計画をするときは、かなり慎重に総合的な判断を行う必要がある。間仕切り壁は十分な遮音構造を持ったものとするはもちろんだが、ダクト貫通部の遮音処理は、施工後問題になる可能性の高い箇所である。

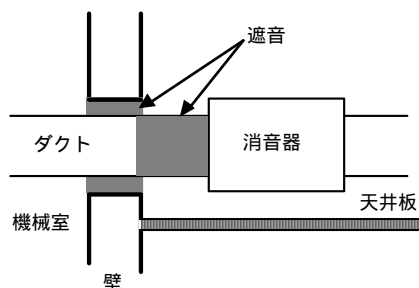


図 5.3 壁貫通部付近の遮音処理

[5] 天井内ダクトの透過音の影響

天井内ダクトの透過音が天井板を透過し、室内へ影響する事が少なくない。特にシステム天井のような薄い天井板や開口(スリット)のある天井板では、この影響を無視する事はできない。また、TVスタジオなどの天井板の無い室では、ダクト透過音の検討は必須事項と言える。

ダクトからの透過音が心配される場合は、消音器を追加するか天井内のダクトを鉛板などを用いて遮音する事になる。ここで特に注意が必要なのは、天井内に消音器が設置される場合のその手前のダクト部分である。このダクトはその長さが短くてもダクト内音圧レベルが高いため、影響が大きい事がある。

次の表は鉛の遮音処理効果を示したものの。

表5.1 ダクト遮音処理の効果(竣工測定値)

ダクト長辺 mm (板厚 mm)	遮音処理	オクタ-バンド中心周波数 [Hz]							
		63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
300-450mm (0.5mm)	鉛 0.5mm	5	5	4	3	4	7	11	10
	鉛 1mm	7	7	6	5	5	8	12	11
	鉛 0.5mm+GW25mm	3	3	4	12	17	21	24	15
	鉛 1mm+GW25mm	5	5	8	15	18	21	24	17
	鉛 0.5mm+GW50mm	4	3	10	18	22	26	28	17
451-750mm (0.6mm)	鉛 0.5mm	4.5	4.5	3.5	3	4	7	11	10
	鉛 1mm	6.5	6.5	5.5	5	5	8	12	11
	鉛 0.5mm+GW25mm	2.5	2.5	3.5	12	17	21	24	15
	鉛 1mm+GW25mm	4.5	4.5	7.5	15	18	21	24	17
	鉛 0.5mm+GW50mm	3.5	2.5	9.5	18	22	26	28	17
751-1500mm (0.8mm)	鉛 0.5mm	4	4	3	3	4	7	11	10
	鉛 1mm	5.5	5.5	4.5	5	5	8	12	11
	鉛 0.5mm+GW25mm	2	2	3	12	17	21	24	15
	鉛 1mm+GW25mm	3.5	3.5	6.5	15	18	21	24	17
	鉛 0.5mm+GW50mm	3	2	9	18	22	26	28	17
1501-2200mm (1.0mm)	鉛 0.5mm	3.5	3.5	2.5	3	4	7	11	10
	鉛 1mm	5	5	4	5	5	8	12	11
	鉛 0.5mm+GW25mm	1.5	1.5	2.5	12	17	21	24	15
	鉛 1mm+GW25mm	3	3	6	15	18	21	24	17
	鉛 0.5mm+GW50mm	2.5	1.5	8.5	18	22	26	28	17

* GWはグラスウール。鉛とグラスウールの組み合わせの場合、ダクトをグラスウールで巻き、外側が鉛になる。

[6] 天井内開放ダクト騒音の天井透過音

システム天井ではレタ-ンダクトが天井内で開放となっていることが多いので、ダクト内騒音が天井内へ放射され、天井板を透過して室内に影響することがある。天井内ダクト開放端が天井板のスリットの近くにあるときは、特に注意が必要である。

[7] 気流によるダクトの板振動

ダクト内気流によってダクト板が板振動を起こし、騒音源となる事がある。これは偏平サイズのダクト(WH寸法の片方が極端に長い)で起こり易く、特に逆曲がり(図6.2)のダクトで起こり易いと言える。これを防止するには

- 1) ダクト内風速を下げる(6~7m/s以下)*
- 2) ダクトに振動防止材を取り付ける
- 3) ダクト内で偏流にならないように複雑な曲がり方を避ける

などがある。

[8] 吹出口発生騒音の影響

吹き出し口及び吸い込み口器具の発生騒音は、直接受音点に影響するため、吹き出し口メーカーにデータを要求して確認しなければならない。もちろん、吹き出し口風速を十分低くすれば良いのだが、通常の器具で通常の風速で許容値 NC40 以上であれば問題はない。

下の表は一般事務室の場合の各 NC 値に対する吹出口の限界距離(これ以下であれば影響しない)である。これは設置条件などにより変化するので注意しなければならない。

表5.2 吹出口風速の限界(首風速)

	NC30	NC35	NC40	NC45
アネモディヒューザ	1.8 m/s	2.3 m/s	3.0 m/s	3.8 m/s
グリ-ズライン	垂直吹出し	3.0 m/s	3.9 m/s	5.1 m/s
	45度吹出し	0.9 m/s	1.2 m/s	1.6 m/s
	水平吹出し	0.5 m/s	0.8 m/s	1.1 m/s

また、取付けの状態でもその発生音は大きく変わる。フレキダクトを無理に接続したために、偏流や接続部の不良で音が発生することがある。

[9] ダンパー・ダクト分岐部発生騒音の影響

許容値が比較的低い場合(NC35 以下)、ダクト内のダンパー・分岐部などからの発生騒音が室内に影響する事があるので消音設計に含める必要がある。

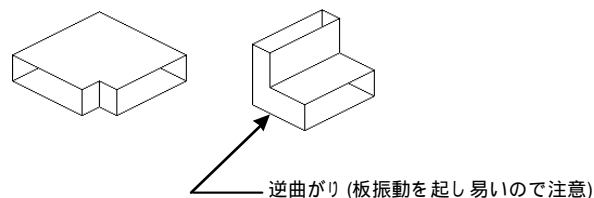


図 5.4 板振動を起こしやすいエルボダクト

[10] クロストークにも注意

ある室とある室が同じ系統のダクトで接続されている場合、片方の室の騒音がもう一方の室へこのダクトを通じて影響する事がある。対策としてはこのダクトに消音器を設置するなどが考えられる。

[11] 消音器の発生騒音と圧力損失を確認

消音器の選定では、その減音性能ばかりでなく、気流による発生騒音と圧力損失も考慮に入れる必要がある。マフラー型の消音器で気流の影響が予想される場合、その前後にレデュサ-を取付け、消音器部のみダクト寸法を大きくしてこの問題を回避する方法もある。

[12] 消音エルボの減音量

消音エルボはL寸法が小さいと、内側からの回り込み音の影響が大きく、あまり減音性能が良くない。L寸法はなるべく大きく取るようにすべきである。消音エルボの減音量を増すため、空気層を設ける方法があるが、低周波での効果を期待するには、空気層を 200mm 以上取る必要がある。低周波のためには、それよりもマフラータイプの消音器の方が、減音量もスペース的にも有効と言える。

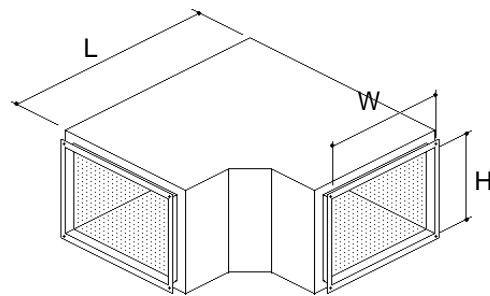


図 5.5 消音エルボの寸法

[13] 消音エルボを連続して設置しない

消音エルボを連続で設置する場合は、単体のときの2倍の減音量は確保できないので注意が必要である。2倍の性能を見込む場合は、その2つの消音エルボ間の直管部がダクト対角線長の2倍以上の長さが必要になる。

[14] 消音プレナムチャンバーの寸法は大きく

空調機のすぐ後に取り付ける消音プレナムチャンバーは、その寸法より波長の大きくなる周波数では有効ではなくなるので、できるだけ大きく設計すべきである。

[15] 騒音許容値が設定されていない箇所もチェック

事務室、会議室、ホール等の他で特に騒音許容値が設定されていない箇所についても考慮して置く必要がある。例えば、廊下・エレベータホール(特に機械室の隣の場合)など。

[16] 空調機以外の騒音もチェック

空調機以外の例えば換気ファン等の騒音も消音設計時に考慮すべきである。また、室内の機器や換気扇の騒音、さらに屋外騒音(交通騒音など)が窓、換気口を透過してくる音などは確認して置く必要がある。

6. 騒音計算に必要なデータは揃ってますか？

表 8.1 騒音計算データチェックリスト

種別	No.	チェック項目	チェック内容	絶対に必要	あれば良い	計算内容で必要
ダクト系計算 室内NC値評価	A1	送風機発生騒音	メーカーデータがある場合 周波数別 SPL または PWL、A 特性・C 特性の別 メーカーデータがない場合 形式(シロッコ、軸流など) 風量と静圧(空調機の場合は機外静圧か全圧の別)			
	A2	機械室内仕様	室内寸法と吸音材の有無			
	A3	機械室と受音室の間仕切壁の仕様	壁構造または音響透過損失値			
	A4	ダクト経路図	各ダクト寸法と通過風量			
	A5	ダクト遮音	範囲と方法			
	A6	消音器の条件	設置可能な箇所、許容圧損			
	A7	ダンパー	種類、寸法、処理風量			
	A8	VAV	発生騒音データ(周波数別)			
	A9	吹出口(吸込口)	種類、寸法、風量、数、位置			
	A10	許容値	NC 値または騒音値			
	A11	受音室寸法と種別	事務室、会議室などの区別			
	A12	受音室の仕様	壁・床・天井の材料			
	A13	受音室天井内の寸法と仕様				
	A14	その他の騒音	換気ファン、屋外交通騒音、隣室の話し声など			
境界線での騒音値評価	B1	受音点位置	隣地に建物がある場合はその窓位置			
	B2	音源室(機械室)内仕様	室内寸法と吸音材の有無			
	B3	屋外放射口寸法	ガラの W×H など			
	B4	騒音伝搬経路の形状(建屋内)	コンクリートシャフトなど			
	B5	許容値	境界線上で規制区域が違う場合もあるので注意			
	B6	暗騒音の程度				
	B7	消音器の条件	設置可能な箇所、許容圧損			
	B8	屋外開口の名称	騒音放射口が複数ある場合は、記号を付けて区別			
<p>[計算内容により必要なデータ]</p> <p>計算種類1: 機械室内音が壁を透過して隣室に影響する音 A2、A3 のデータが必要</p> <p>計算種類2: 機械室内音が機械室内ダクトに再入射する音 A2 のデータが必要</p> <p>計算種類3: 天井内ダクトの透過音 A5 のデータが必要</p> <p>計算種類4: 天井内騒音が天井板を透過して室内へに影響する音 A13 のデータが必要</p> <p>計算種類5: 機械室内音が壁または開口を透過して屋外に影響する音 B2 データが必要</p>						

7. 計算御依頼から施工完了まで

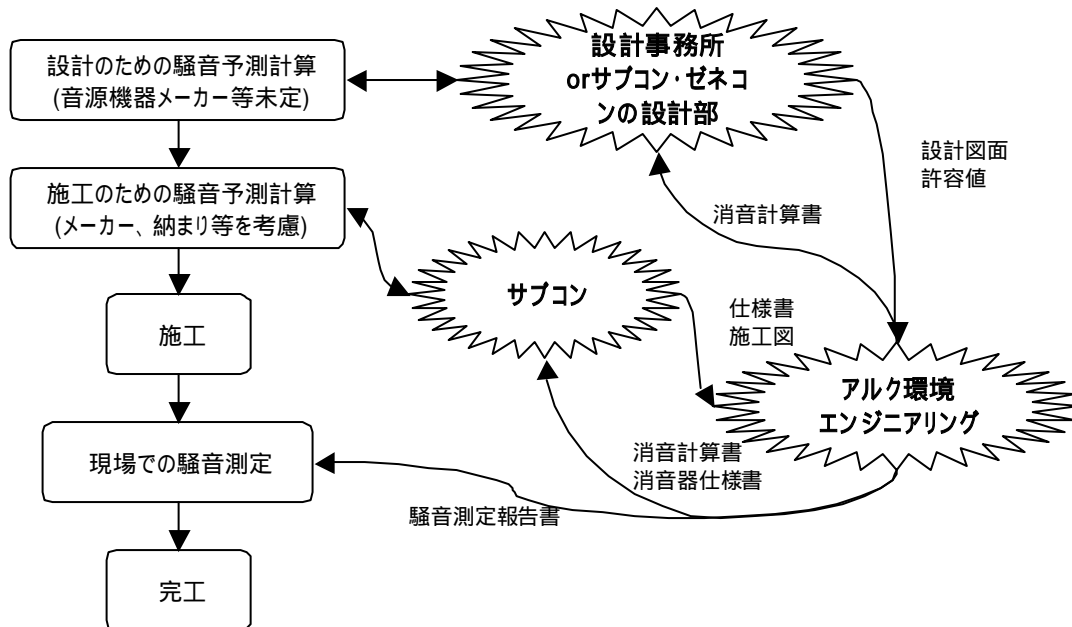


図 7.1 計算御依頼から施工完了まで

8. 参考文献

- 1) 騒音振動対策ハンドブック：日本音響材料協会編、技報堂出版
- 2) 実務的騒音対策指針：日本建築学会編、技報堂出版
- 3) 音響工学講座 4、騒音振動(上)：日本音響学会編、コロナ社
- 4) 空調設備の消音設計：板本守正監修、空調設備騒音研究会編
- 5) ASHRAE Handbook 1987 HVAC Applications
- 6) 建築、環境音響学：前川純一著、共立出版
- 7) 騒音、振動基準集 平成 5 年 3 月：東京都環境保全局
- 8) 騒音レベル測定マニュアル：編者 福原博篤、社団法人 日本環境測定分協会