

# 空気遮断器の騒音防止について

## Noise Control of Air-blast Circuit-breakers

高砂 常義\*  
Tsuneyoshi Takasuna

### 内 容 梗 概

空気遮断器は遮断動作時に大きな騒音を発生し、このため都市の周密地では使用されにくい欠点をもっている。そこで、空気遮断器の騒音を低減させる研究を始めた。まず騒音を測定してその性質をはあくし、次に新しい消音原理に基づく二つの防音方式を理論的に考察した。その結果、実現可能な見通しを得たので、種々の基礎実験を行い、従来より著しく低騒音で、遮断性能はほとんど低下しない空気遮断器を製作することが可能となった。

### 1. 結 言

空気遮断器(以下ABBと略称する)は遮断性能がすぐれているほか多くの利点があるので、現在広く使用されているが、遮断動作時に発生する大きな騒音のために、市街地に近接した変電所では住民の苦情を受け、そのためABBが好まれない場合がある。この騒音はほかの遮断器の騒音に比べて著しく大きいので、ABBの最大の欠点とされている。

わが国のみならず諸外国においても、遮断時の騒音を防止したABBは開発されていないので、日立製作所では昭和32年から基礎的な研究を開始し、理論的ならびに実験的に検討を行ってきた。その結果、ABBの形式および動作責務により、種々の方式が考案された。すなわち、高速度再投入を行わない屋内形ABBおよび電車用ABBに対しては、排気タンクを付けた方式(排気タンク方式と呼ぶ)を、屋外形ABBに対しては高速度再投入に支障のない消音器を付けた方式(消音器方式)を研究し、十分実用化しうる見通しを得た。これらの方式は新しい原理に基づくもので、いずれも遮断性能にはほとんど影響を与えずに騒音を著しく低減させることができた。このような遮断時の騒音の低いABB(低騒音ABBともいう)は、騒音を特に嫌う特殊な要求に対して適用することができる。

### 2. ABBの騒音

#### 2.1 ABB騒音の測定法

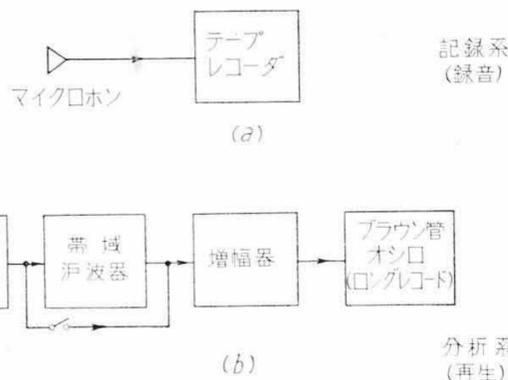
ABBから出る騒音は普通0.2ないし0.3秒ぐらいしか継続しない瞬間的な音である。しかも音の強さは、かならずしも一定でない。このような音の測定は、一般に使用されている指示騒音計を用いては指針の応答に要する時間(約0.2秒)のために正しい指示が得られない。どうしてもブラウン管オシログラフのようなもので測定せざるを得ない。また、騒音の周波数は連続的に変化しているため、音の分析を行って最も強い音の周波数を知ることが消音器の設計上必要となる。第1図(a)、(b)は測定装置の記録系および分析系を示す。記録系は音をマイクロホンで受けて、そのままテープレコーダに記録する。このテープレコーダはエンドレスになっているので、いつ音が発生しても2秒以内であれば重複せずに録音される。分析計はテープレコーダに記録された音を帯域濾波器を通して、いくつかの周波数帯に分析し、それをロングレコードブラウン管オシログラフに記録する。こうしてABBの騒音は周波数分析される。第2図はテープレコーダの外観を示す。

#### 2.2 騒音測定結果

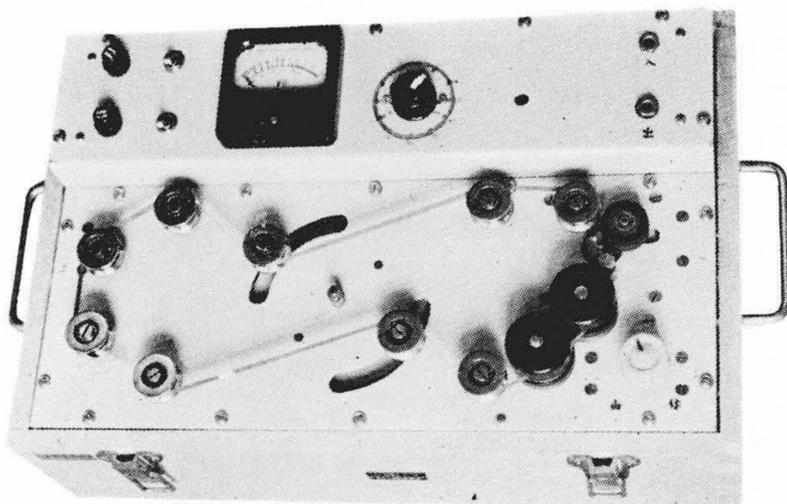
##### 2.2.1 300 kV ABBの騒音

第3図は300 kV ABBの騒音を測定したときの位置を示した

\* 日立製作所日立研究所

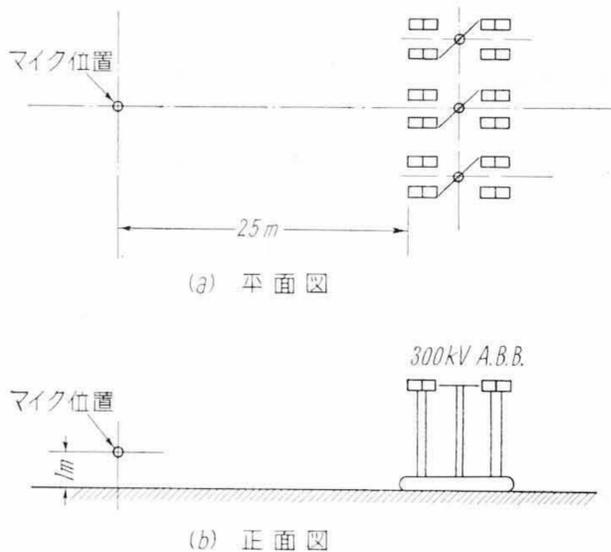


第1図 騒音の記録系および分析系



(試作品)

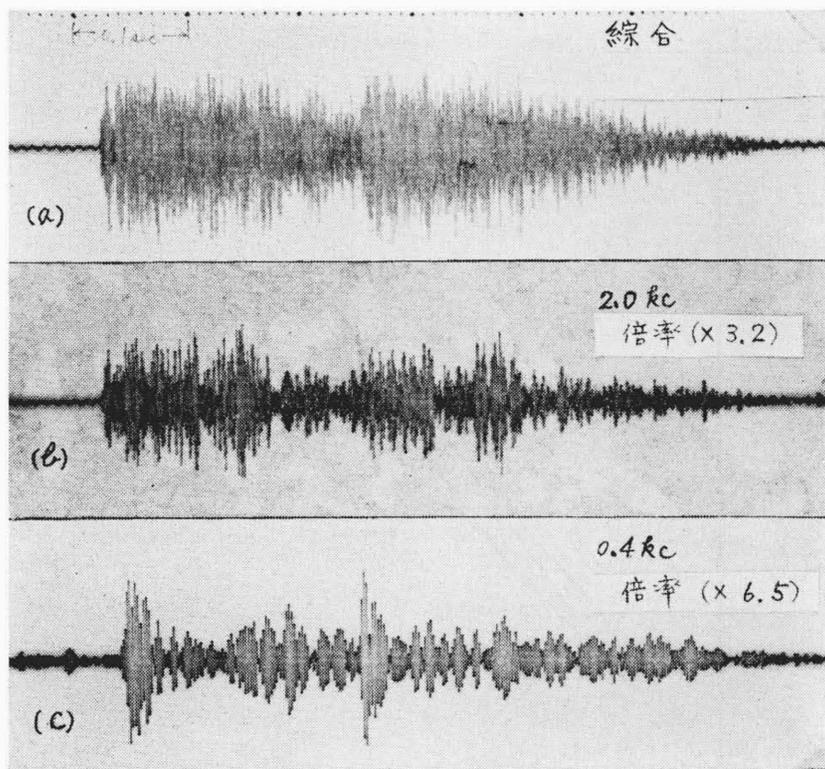
第2図 エンドレステープレコーダ



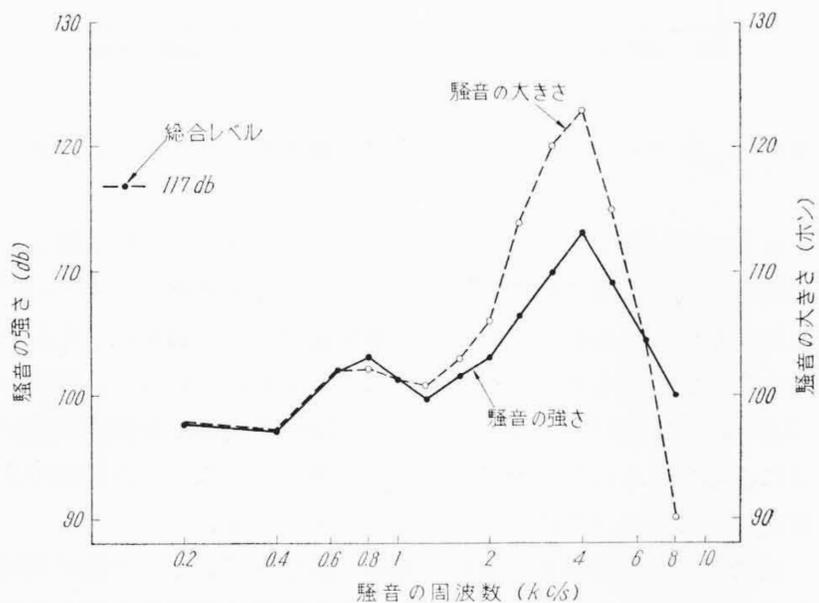
第3図 300 kV, ABBの騒音測定配置

ものである。このABBは三相ともそれぞれ、8遮断点から構成されているので、合計24の遮断点が同時に動作する。

第4図はテープレコーダに記録された音の再生波形を示すオン



第4図 騒音の再生波形 (300 kV, ABB)



第5図 300 kV, ABB の騒音の周波数特性

プログラムの例である。図の(a)は分析しない原音で、(b)、(c)はそれぞれ2 kc、0.4 kcの成分の音を再生したものである。周波数と騒音の強さ(オシログラムの振れの大きさ)との関係を求めると、第5図の実線が得られる。

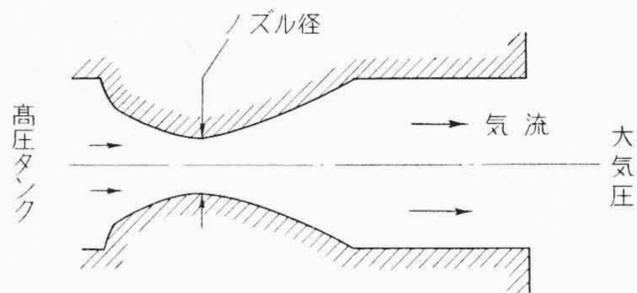
総合レベルは約117 dbで、これを周波数に分析すると音の強さは4 kcを最大とした、いわゆる連続スペクトルとなっている。4 kcでは113 dbで、1 kc以下の音に比べて約10 db強い。これらを単純音の合成と考えて音の強さ(単位はdb)を音の大きさ(単位はホン)のレベルに換算してみると、第5図の点線で示すようになる(Fletcher-Munsonの聴感曲線により換算した)。厳密には単純音の結果をそのまま複合音の場合に適用できないが、数kc程度の高周波成分が多く、騒音の大きさと不快さの大きいことがうなづけよう。なお上述のABBの騒音を同じ位置で指示騒音計によって測定したとき105ホンが得られた。指示騒音計は指針の時定数のためにテープレコーダで記録された値より小さい値を指示したものと思われる。

### 2.2.2 モデル ABB の騒音

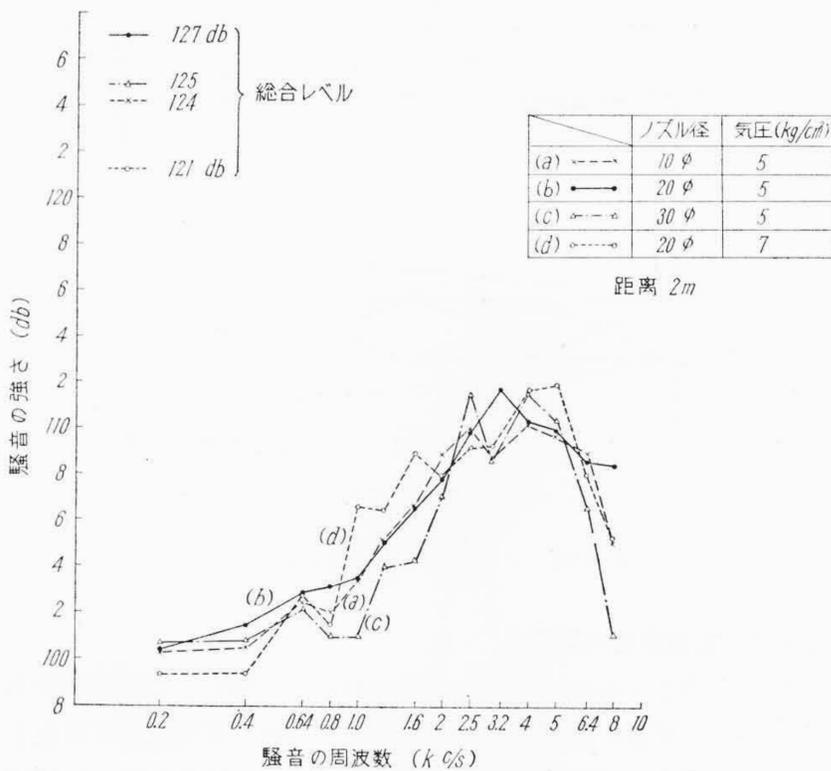
実寸法を縮尺したモデル ABB について、実験室内で騒音を測定すると、やはり第5図と同様な周波数分布をもった騒音特性が得られた。高速気流の相似性から考えれば当然であろう。

### 2.2.3 ジェット流による騒音

第6図に示すようなラバールノズルから放出される超音速流に



第6図 ラバールノズル



第7図 ジェット流による騒音の周波数特性

よっても、やはり同様な騒音を発生する。そこでノズル径を変えることにより放出流量を変えて、騒音の強さを測定すれば、流量が増加するにしたがって騒音も増加するであろうと推察された。測定結果を第7図に示す。ノズル径は10, 20, 30mmの場合で、流量が1:4:9に変化しているにもかかわらず騒音の強さはほとんど変わっていない。これは予期に反した結果であるが、次節に述べるようにこの原因は騒音防止の上に重要な役割を果たす要素を含んでいる。

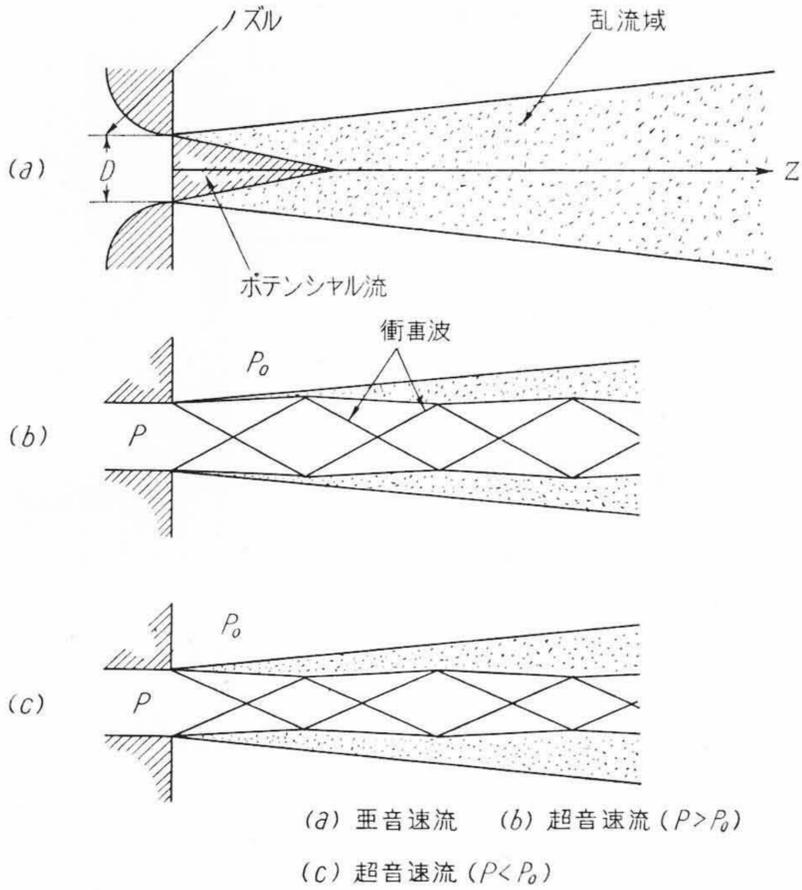
## 2.3 検 討

### 2.3.1 ABB 騒音の特質

ABBの騒音は可聴周波全域にわたって合成された音で、いわゆる連続スペクトルを示すことが周波数分析の結果からわかった。その中で4 kc付近の音がもっとも大きいことは第5図に示したとおりである。

D. A. Lairdの研究<sup>(1)</sup>によれば、音の不快さは周波数と大きさに関係し、周波数が500 c/s以下では大きさとともに増減するが、1,000 c/s以上では大きさおよび周波数とともに不快さも増減する。たとえば、ABBの場合、4 kc、60ホンの音と500 c/s、90ホンの音とでは、後者のほうが30ホンも大きいのに不快さの点ではほぼ同じである。このような結果を、4 kc、120ホンまで補外してみると、500 c/sに対しては160~170ホンの不快さに相当すると推定される。このようにABBの騒音は単に音が大きいばかりでなく、不快さも非常に強く、短時間ではあってもかなり強いショックを人体に与えることがうなづかれる。

第5図と第7図とから、ABBの騒音とジェット流によるものとは同じ性質の音であることがわかった。このことは、ジェット流による騒音とABBの騒音とは同じ発生機構を持ち、したがってジェット流に対する研究結果が、ABB騒音防止の上にも役立つことを示すものである。



第8図 ノズルからの噴流の状況

2.4.2 騒音発生の原因

騒音を防止するためにはその発生の原因を知ることが重要である。一般に気流の放出に伴う騒音は放出される高速気流が静止した大気と衝突して乱流となり、このじょう乱が騒音となって伝播する。このときの様相は2種に分類される。すなわち、

- (a) 放出気流が亜音速流(マッハ数 $M < 1$ )である場合
- (b) 放出気流が超音速流( $M > 1$ )である場合

(a)の場合に発生する騒音には、本質的に異なった二つの形があるが、通常はこれらの二つの混合されたものである。その一つは大気中に放出された気流の乱れに基づくランダムノイズであり、ほかの一つは規則的に発生する渦に基づくもので一定の周波数スペクトルを有する。後者の例としてはカルマンの渦列などがあげられる。

第8図(a)は亜音速流の場合の気流の状況を図示したものである。ノズルから放出される亜音速流は円錐状に広がってゆくが、その中でポテンシャル流は層流であるから騒音を発生しない。しかし、周辺に存在する乱流域は乱流となっていて、ランダムノイズは主としてここから発生する。乱れの強さはノズル出口付近が最大で、ノズルから遠ざかるにしたがい弱くなる。

このような場合に発生する騒音の強さについて Lighthill は理論的に解析し、興味ある結果を述べている<sup>(2)</sup>。すなわち、騒音エネルギー  $Pa$  は

$$Pa = K \rho d^2 a_0^{-5} V^8 \dots\dots\dots(1)$$

または

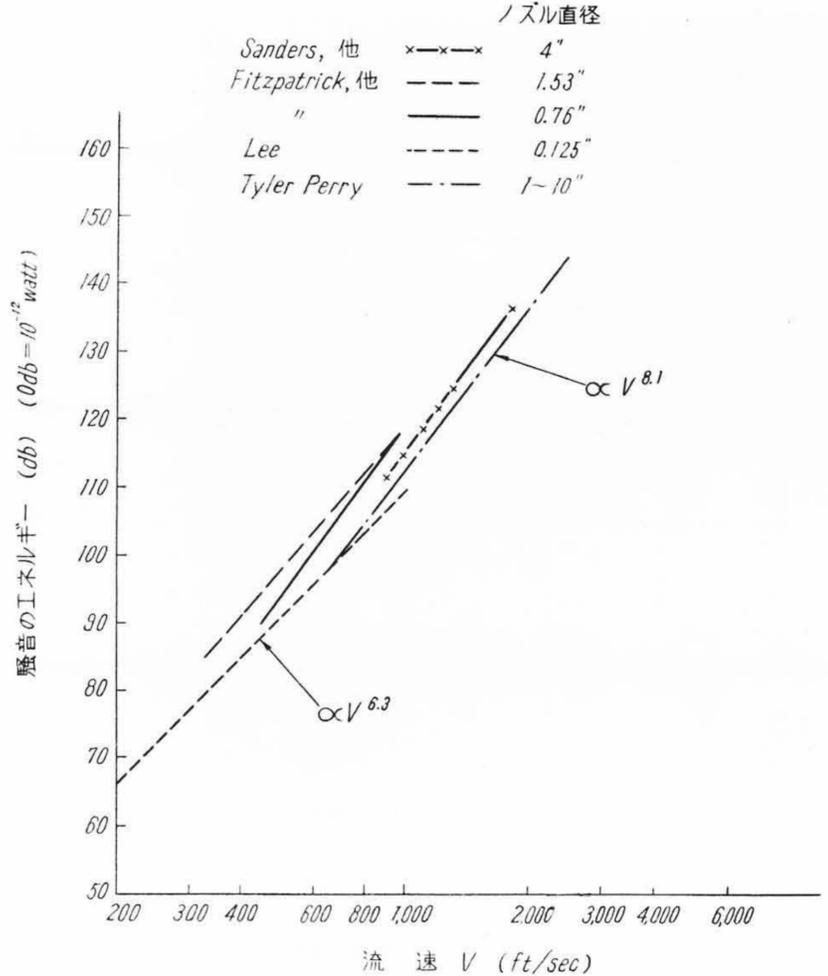
$$Pa \propto W V^7 \dots\dots\dots(2)$$

- ここに、  $K$ : 音響出力係数
- $\rho$ : 流体の密度
- $d$ : ジェット流の直径
- $V$ : 流速
- $a_0$ : 音速

$$W: \text{流量} \left( = \frac{\pi}{4} d^2 \rho V \right)$$

で示される。

すなわち、流量を減少すれば騒音も減少するが、流速を減少し



第9図 モデルジェットによる流速と騒音エネルギーとの関係

たほうがきわめて効果的であることがうなづける。これに対して諸氏の実験結果はこの理論結果をかなりよく裏書きし、 $V^6 \sim V^8$  に比例した結果を与えている<sup>(3)</sup>。第9図はその一例を示したものである。いずれもモデルジェットによって求めたもので、推力を10,000 lb に換算して比較してある。Lee の結果は比較的低速気流によって得られたもので、 $V^6$  に比例している。一方流速の比較的高い結果は  $V^8$  に比例する傾向が見られる。

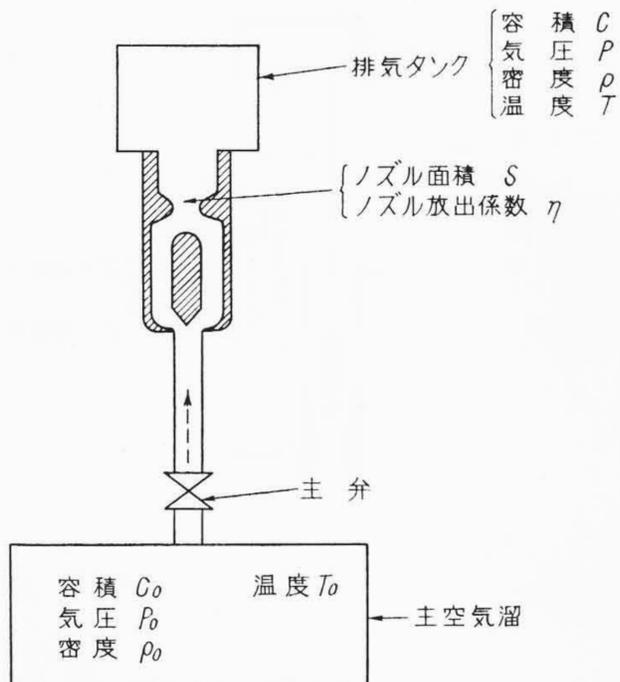
次に超音速流の場合は流れの様相が異なっていて、一般に第8図(b), (c)のようになる。この場合も騒音は周囲の大気と衝突して発生した気流の乱れにより生じているので、根本的には(a)の場合と同じ原因と考えられる。そして流速が速いほど騒音も大きく、諸氏の実験結果によると超音速流の場合(ただし、 $M = 2.75$  以下)も亜音速流と同様に、騒音エネルギー  $Pa$  は流速  $V$  の6~8乗に比例している。ただし例外的に  $V^{15}$  または  $V^{17}$  に比例する結果もみだされている<sup>(3)</sup>。

かようにノズルから放出される高速気流は、流速が大きいために著しく大なる騒音を発生する。ABBの場合も騒音発生の原因はノズルからの放出気流の速度が著しく大きいためである。前節に示したように、ABBおよびジェット流の騒音を測定し、周波数分析を行った結果、その騒音特性は2kc以上の周波数成分が多いこと、超音速ジェット流とABBの騒音はほぼ同様な周波数スペクトルをもつことおよびラバールノズルでノズル径を小さくしたとき、噴出速度が増加したために流量の減少にもかかわらずジェット流の騒音減少しなかったことなどがわかり、この原因を裏書きしている。

3. 低騒音 ABB の空気力学的考察

3.1 排気タンク方式

ABBの排気孔に適当なタンクをつけて排気タンクとし、圧縮空気を直接外部に放出しない方式で問題となるのは、第1に排気タンクの容量とノズルにおいて気流の吹いている時間との関係である。第2には、大電流を遮断するときのアークエネルギーが及ぼすさま



第10図 ABBの空気流路略図

さまの影響である。これらの問題点について、まず理論的に考察しよう。

3.1.1 無負荷時の条件

アークの影響を無視しうるような小電流遮断時でも、接触子が開離したのち一定時間はノズルにおける気流臨界条件（ノズルの最小断面において気流は音速になっている）を満足していなければならない。しかし、電流遮断後は臨界条件を保つ必要がなく、むしろ、なるべくすみやかに気圧を高めるために臨界条件をはずす必要がある。余裕を見込んでも気流の臨界条件の継続時間は2〜（商用周波数に対して）あれば十分であろう。一般に臨界条件はノズル形状とノズル前後の圧力によって決まるので、排気タンクをつけたときも排気タンク内の圧力を計算することにより、ノズル形状から臨界条件の継続時間（以下、この時間を音速で吹いている時間という意味で音速吹付時間という）が求められる。したがって、この時間を2〜程度に選べば、ノズル形状から排気タンク容量が求められる。

第10図はABBの遮断時の空気流路を示す略図である。主空気だめにたくわえられた圧縮空気は、主弁を開くと、ノズルを通過して排気タンクに充てんされる。実際のABBでは、ノズルは最初ほかの電極によってふさがれているが、ここでは簡単のためにノズルは最初から開いているとする。また、計算を簡単にするために、ノズルでは等エントロピ断熱変化をし、渦や乱れによる損失はないと仮定する。

ノズルを通過する流量は臨界条件を満足していれば、

$$\rho_n u_n s \eta t = (0.63 \rho_0) (0.91 a_0) s \eta t = 0.57 \rho_0 a_0 s \eta t \quad (3)$$

で表わされる。

ここに、 $u$ ：気流の速度

$a$ ：音速

$\rho$ ：気流の密度

$s$ ：ノズル面積

$\eta$ ：ノズルの放出係数

$t$ ：時間

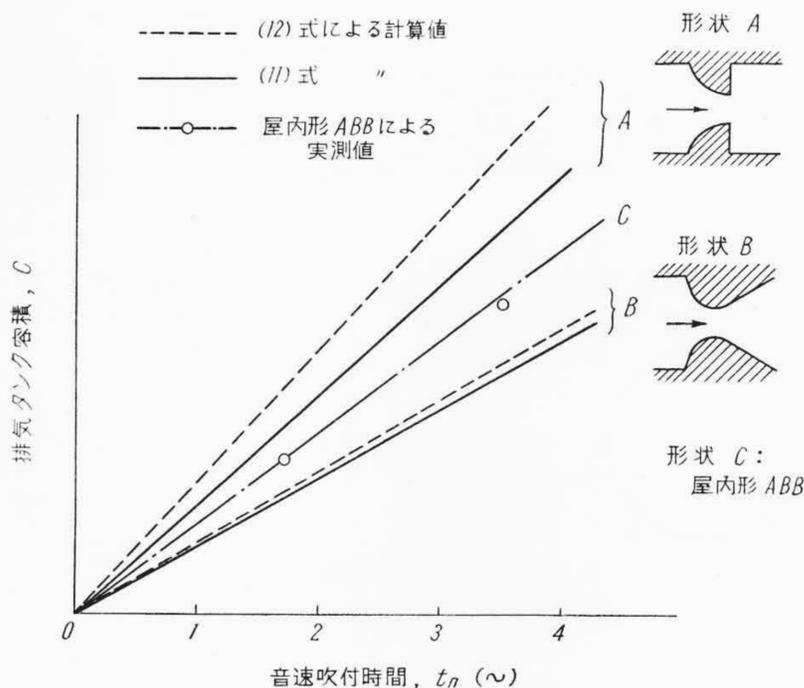
接尾記号  $o, n$ ：主空気だめおよびノズルにおける量を示す。

一方、排気タンクに流入する流量は、

$$C(\rho - \rho_1) \quad (4)$$

ここに、 $\rho_1$ ：最初にあった排気タンク内の気体密度

$C$ ：排気タンクの容積



第11図 ノズル形状と排気タンク容積

$\rho$ ：排気タンク内の気体の密度（時間  $t$  における）

で与えられ、これは当然(3)式と等しくなければならない。排気タンク内の気体の温度  $T$  は、断熱変化により主空気だめ内温度  $T_0$  と異なった値を取る。すなわち

$$T = \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^{k-1} T_0 \quad (5)$$

ここに、 $k$ ：空気の断熱指数 (=1.40)

で示される値をとる。このために排気タンク内の圧力は、

$$p = \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^k p_0 \quad (6)$$

ここに、 $p$ ：排気タンク内の圧力

$p_0$ ：主空気だめ内の圧力

となる。(6)式を用いると(4)式は次のようになる。

$$C \left\{ \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} \rho_0 - \rho_1 \right\} \quad (7)$$

よって、(3)式と(7)式とを等しいとおくと、次式をうる。

$$0.57 \rho_0 a_0 s \eta t = C \left\{ \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} \rho_0 - \rho_1 \right\} \quad (8)$$

ここで、 $\frac{p}{p_0}$  は時間とともに増加するが、ある値をこえると臨界条件が成立しなくなる。このときの  $\frac{p}{p_0}$  を  $\alpha$  で表わすと、音速吹付時間  $t_n$  は、

$$t_n = \frac{C(\rho_0 \alpha^{0.72} - \rho_1)}{0.57 \rho_0 a_0 s \eta} \quad (9)$$

となる。この式から音速吹付時間  $t_n$  に必要なタンク容量  $C$  は、

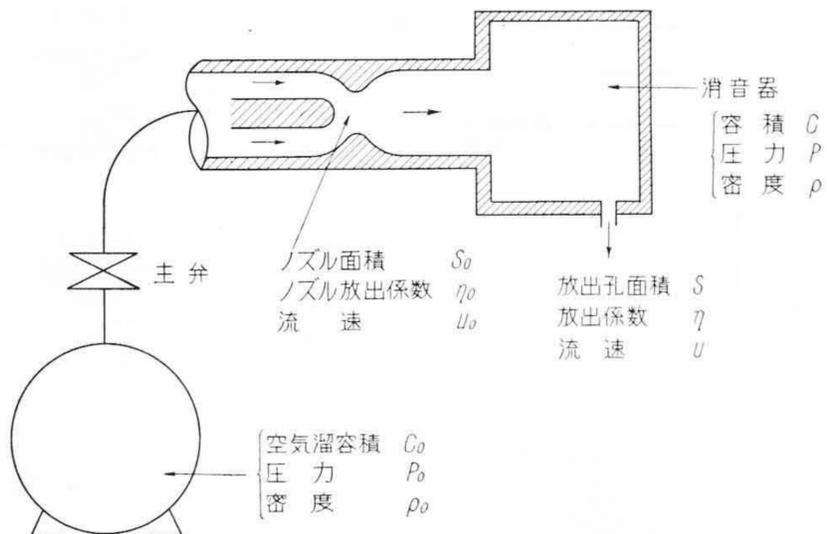
$$C = \frac{0.57 \rho_0 a_0 s \eta t_n}{\rho_0 \alpha^{0.72} - \rho_1} \quad (10)$$

となる。 $\rho_1$  および  $\rho_2$  はともに温度  $T_0$  にあるとすれば（普通  $\rho_1$  は大気圧であるから、温度は  $T_0$  である。） $\rho_0$  を  $p_0$  に、 $\rho_1$  を  $p_1$  に書き換えることができ、(10)式は次のようになる。

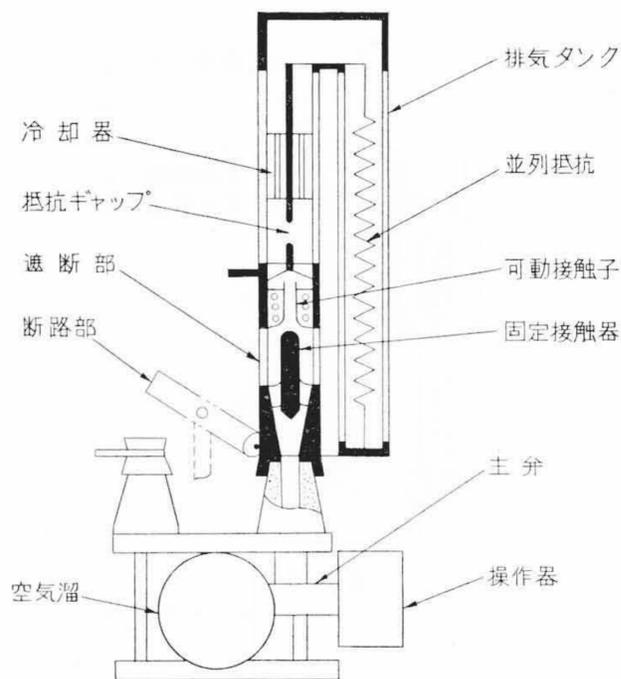
$$C = \frac{0.57 p_0 a_0 s \eta t_n}{p_0 \alpha^{0.72} - p_1} \quad (11)$$

ここに、 $p_1$ ：最初から排気タンクにはいていた温度  $T_0$  なる気体の圧力

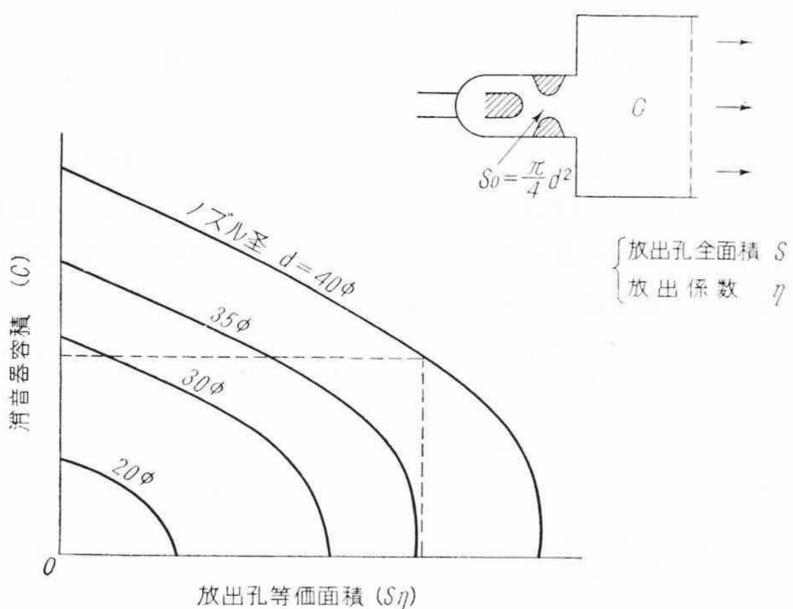
ところで、いままでの議論は排気タンクが遮熱材で作られていると仮定したが、実際には後述するようにその中の気体と熱の授受を考えると考えられる。したがって、ノズルでは断熱変化をするけれどもタンク内部では常温にもどると仮定すると、(11)式に対応する式は次のようになる。



(消音器方式の場合)  
第12図 空気流路略図

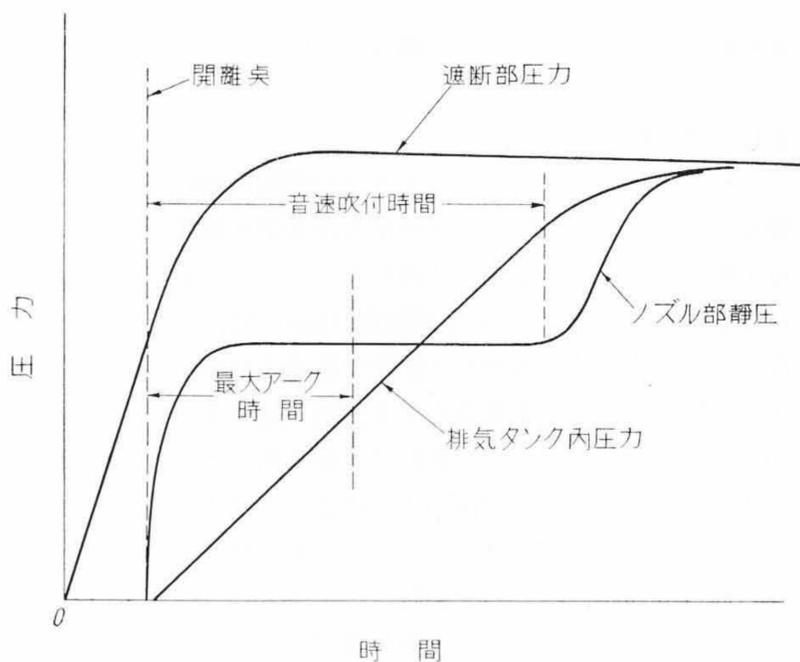


第14図 屋内形低騒音ABBの構造



第13図 消音器容積と排気孔面積との関係

$$C = \frac{0.57 p_0 a_0 s \eta}{p_0 \alpha - p_1} t n \dots \dots \dots (12)$$



(排気タンク方式の場合)  
第15図 圧力特性

要である。

次に、高温ガスの強制対流により金属板へ伝達される熱量は

$$Q = hA(T - T_0) \dots \dots \dots (13)$$

ここに、 $Q$ ：単位時間当り金属板へ伝達される熱量(cal/sec)

$h$ ：板の表面の熱伝達率(cal/cm<sup>2</sup> sec °C)

$A$ ：金属板の表面積(cm<sup>2</sup>)

$T$ ：高温ガスの温度(°C)

$T_0$ ：金属板の温度(°C)

で表わされる。 $h$ は気流の状態によって異なった値を取り、一般には層流より乱流のほうが、また低速気流より高速気流のほうが大きい。(13)式からわかるように伝達面の表面積 $A$ および温度差 $(T - T_0)$ が大なるほど冷却器の冷却能力は大である。

3.1.3 空気消費量

排気タンク容積を  $C$ 、主空気だめ容積を  $C_0$ 、送気がい管などノズルより上流側の死空間および操作部の容積と空気漏れ分を含めた総合等価容積を  $C'$  とすると、遮断操作前後の空気量は保存されるとして

$$p_0 C_0 = p(C_0 + C + C') \dots \dots \dots (14)$$

ここに、 $p_0$ ：操作前の主空気だめ内の圧力(ゲージ圧)

$p$ ：操作後の主空気だめ内の圧力(ゲージ圧)

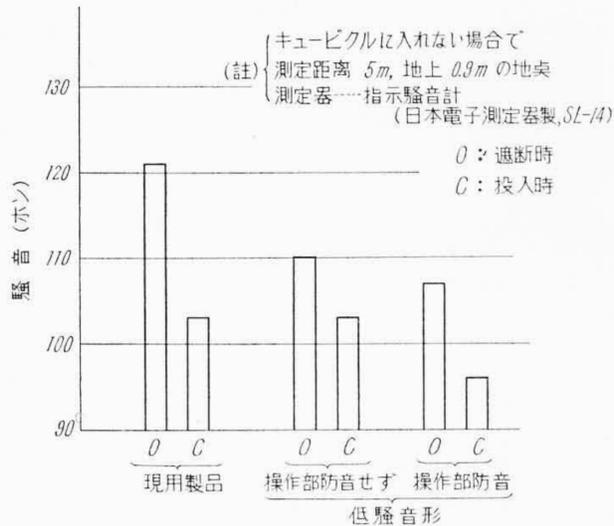
で示される。したがって空気消費量は

第11図には理想的な条件での形状A、Bに対する(11)、(12)式の計算例および屋内形ABB(形状C)による実測値を示す。形状Aは先細ノズルの場合で、ノズル背後の圧力が空気だめ圧力の約半分に達すると、ノズルからの噴流は音速以下に低下する。形状Bはラバールノズルで、ノズル背後の圧力が空気だめの圧力にほぼ等しくなるまでノズルの喉(のど)では音速が保たれている。

以上の計算例に対し、屋内形ABBに排気タンクを付け、ノズル部およびタンク内の圧力変化から実測した例を形状Cとして示した。形状CはA、Bのほぼ中間にあり、形状Bで計算されるタンク容積の約1.2~1.3倍とすればよいことがわかる。以上の例から、ノズル部の形状の良否により排気タンクの容積が異なることは注意されねばならない。

3.1.2 電流遮断時の気流条件

大電流遮断時に発生するアークエネルギーはタンク内に送り込まれ、そこで気体を膨脹させる。そのため排気タンクを著しく拡大するかまたはアークエネルギーの十分なる処理が必要である。たとえばアークが発生しているときノズルを通過する流量はノズルにおける気体の平均温度  $T_g$  の平方根に逆比例して減少し  $\sqrt{T_0/T_g}$  倍になる。ノズル通過後熱冷却が完全に行われたとすると、排気タンク内の気体の圧力はアークのないときの圧力の  $\sqrt{T_0/T_g}$  倍に減少し、タンク容量も  $\sqrt{T_0/T_g}$  倍ですむことになる。このことから排気タンクに内蔵される冷却器は小形で熱伝達のよいものでなければならぬし、冷却容量の大きいことが必



第16図 屋内形ABB(36kV, 1500MVA)の騒音

$$(p_0 - p) C_0 = \frac{(C + C') C_0}{C_0 + C + C'} p_0 \quad (15)$$

となる。通常  $C_0 \gg C + C'$  であるから(15)式は近似的に、 $(C + C_0) p_0$  となる。前述のように排気タンクを付けることはノズルにおける空気吹付時間を約3〜に限定したことに相当するので、3〜以上の吹付時間をもつ従来のABBでは空気消費量が低減される。

### 3.2 消音器方式

排気タンク方式は高速度再投入形ABBに適用できない欠点をもっているが、消音器方式は遮断動作時の空気をすみやかに大気中に放出するので、高速度再投入形にも適用することができる。

#### 3.2.1 無負荷時の気流条件

排気タンク方式の場合と同様に、アークの影響を無視できるような小電流に対しては次のように計算される。第12図はABBの空気流路略図を示す。ノズルは最初から面積  $s$  であるとし、ノズルで音速が保たれている間は、

$$\frac{d p}{d t} + k p = A \quad (16)$$

で示される。

- ここに、 $p$  : 消音器内の圧力
- $k$  :  $0.63 a s \eta / c$
- $A$  :  $0.63 a s_0 \eta_0 p_0 / c_0$
- $a$  : 音速
- $s_0$  : ノズル面積
- $s$  : 消音器の放出孔総面積
- $\eta, \eta_0$  : それぞれ排気孔およびノズルの放出効率
- $C, C_0$  : 消音器容積および空気だめ容積
- $p_0$  : 空気だめ内圧力

これを解き、初期条件としてノズルが開く前に  $C$  に気圧  $p'$  (大抵 1 atm.) があるとすると、

$$p = p' e^{-kt} + \frac{s_0 \eta_0}{s \eta} p_0 (1 - e^{-kt}) \quad (17)$$

となる。

ノズルで気流が音速になっているためには一般に、

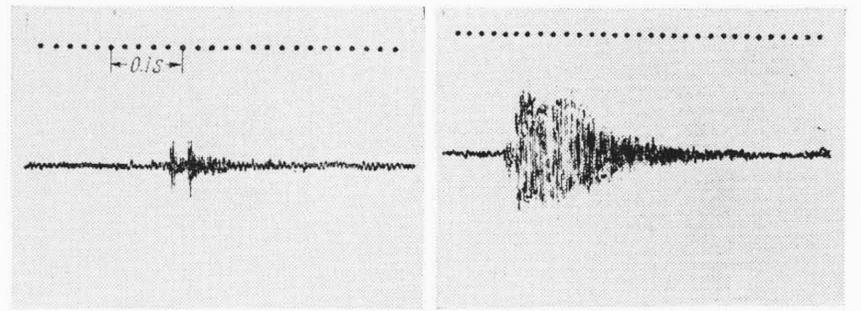
$$p \geq m p_0 \quad (18)$$

が満足されねばならぬ。この条件が常に満足されるためには(17)式より

$$\frac{s \eta}{s_0 \eta_0} \geq \frac{1}{m} \quad (19)$$

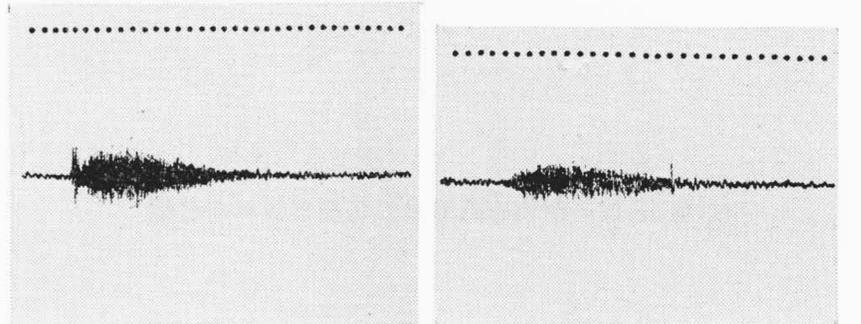
となる。

この条件が満足されればノズルでは音速以下に流速の低下することがない。

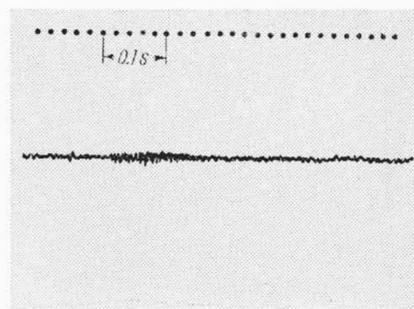


(a) 現用製品「投入」 (b) 現用製品「遮断」

第17図 屋内形ABBの騒音の時間的变化



(a) 遮断時 (操作部防音せず) (b) 遮断時 (操作部防音)



(c) 投入時 (操作部防音)

第17図 低騒音屋内形ABBの騒音の時間的变化

$$\frac{s \eta}{s_0 \eta_0} < \frac{1}{m} \quad (20)$$

の場合は音速吹付時間を  $tn$  としたときの消音器容積と放出孔面積との関係が求められ、第13図のようになる。

これで排気タンク方式の場合に比べて消音器容積は一般に小さくて済むことがわかる。

#### 3.2.2 電流遮断時の気流条件

消音器方式においても大電流遮断時は十分なる冷却装置が必要となる。冷却効率は流速の大なるほど大きいので、通常は消音器方式のほうが効果的な冷却器とすることができる。

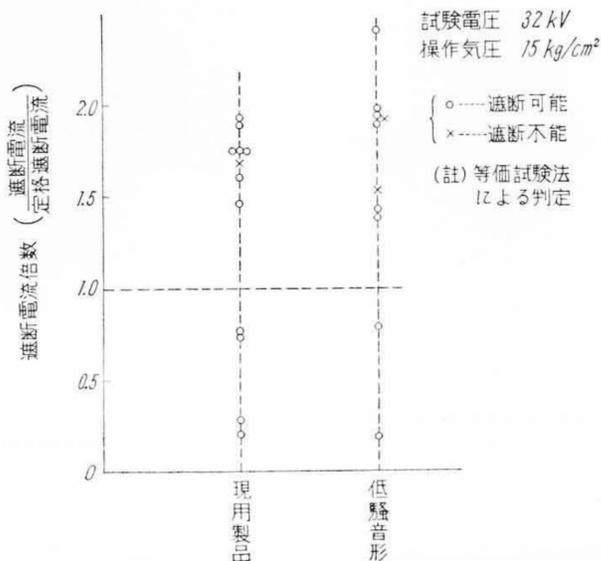
## 4. 屋内形ABBの騒音防止

### 4.1 構造

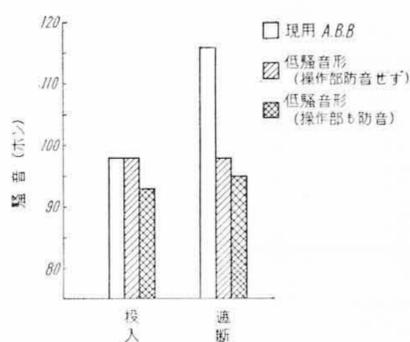
さきに述べたように、高速度再投入を行わないABBには排気タンク方式が最適である。排気タンク方式を採用した屋内形ABBの構造要部を第14図に示す<sup>(5)</sup>。二つの並行した絶縁筒は高気圧を貯蔵する排気タンクである。アークを含んだ高温ガスは抵抗ギャップを通過したのち、冷却され容積を縮小して細長い排気タンク内に蓄積される。次第に排気タンク内の気体の圧力が高くなると、ノズルでは気流が音速を保持することができなくなる。しかし、そのときにはすでにアークが消滅したあとであるので、ABBの性能は少しも低下しない。このときの圧力の時間的関係を第15図に示す。ノズル部の静圧力がほぼ一定である時間はノズルでは気流が音速に保たれている時間である。この時間(すなわち音速吹付時間)を最大アーク時間に接近した値に選ぶのが最も経済的であるが、余裕を見込んで約2倍にとってある。

### 4.2 騒音特性

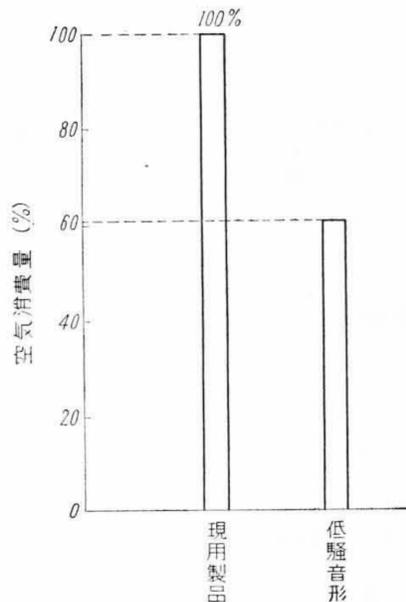
キュービクルに入れられない状態で騒音を比較測定した結果を第16図に示す。いずれもABBの中心から距離5m、地上0.9mの位置にマイクを置いて測定した。排気タンクを付けると遮断時の騒音は著しく低下し、投入時の騒音に接近する。さらに操作部の騒音を防



第 18 図 屋内形 ABB の短絡電流遮断性能



第 19 図 電车用 ABB の騒音



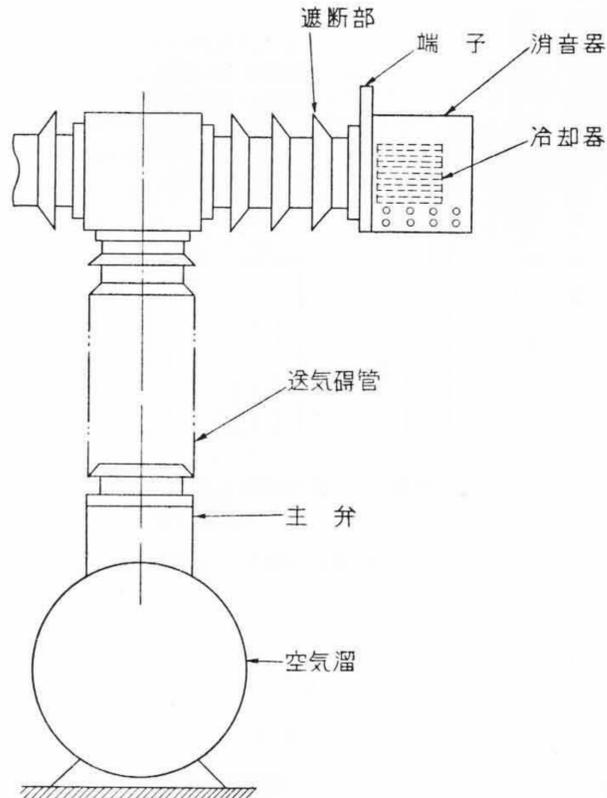
第 20 図 電车用 ABB の空気消費量の低減効果

止した構造では遮断時、投入時ともに減少するが、投入時のほうが低減効果が大きい。このような騒音をテープレコーダに記録し再生したときのオンプログラムを第 17 図(A),(B)に示す。(A)は現用の ABB の投入および遮断時の騒音である。操作部を防音すると騒音の最初の瞬間的な音が消え、したがって投入時の騒音はこれによって著しく低減していることが明りょうに示されている。しかし、遮断時の騒音は排気タンクを付けた効果のほうが大きいことはいまでもない。

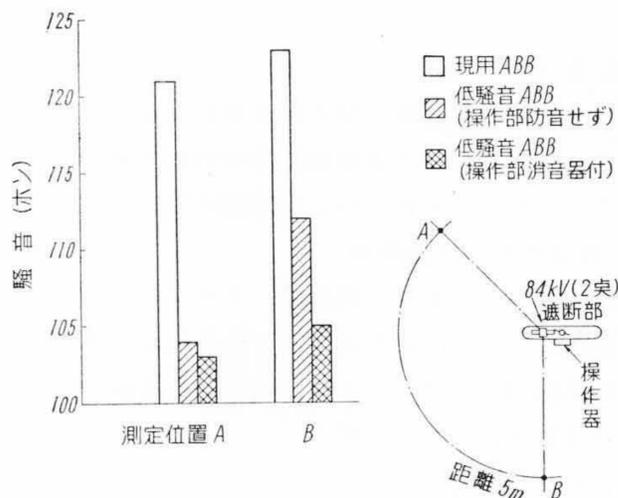
以上の騒音結果はキュービクルに入れれば、それだけさらに騒音は低下する。全体の低減量は低騒音 ABB としたための低減値 (ホン) とキュービクルの消音効果 (ホン) の和で計算される。

### 4.3 遮断性能

前に述べたように、排気タンク方式では音速吹付時間が十分あるので理論的にも遮断性能に影響しないと考えられるが、大電流遮断時の性能を実際に試験した結果を第 18 図に示す。従来の ABB とほとんど差異が認められない。



第 21 図 屋外形 (低騒音) ABB の構造略図



第 22 図 屋外形 ABB (84 kV) の騒音

### 4.4 電车用 ABB に対する適用例

排気タンク方式は屋内形と同様な方法で電车用 ABB にも適用できる。電车用 ABB では金属製の排気タンクをつけた最も簡単な構造で十分なる効果が得られた。第 19 図に指示騒音計による測定結果を示す。測定は遮断部より 2 m 離れ、地上 0.9 m の位置で行われた。操作部はカバーがついているので、遮断部の騒音を減らすための排気タンクの効果が著しく大きい。操作部の防音を行うとさらに若干低減することが測定された。

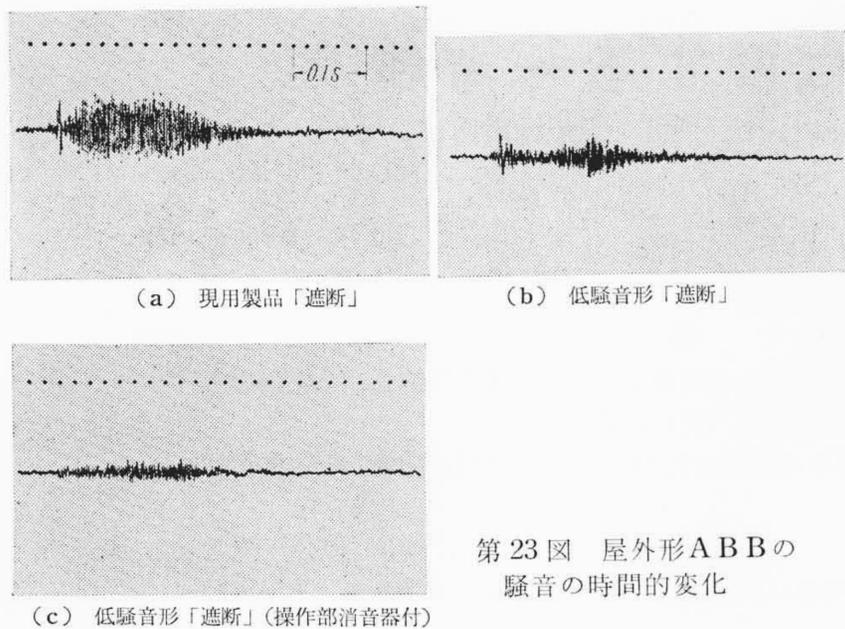
### 4.5 空気消費量

排気タンクにより空気消費量が低減することを前に述べたが、実測例を第 20 図に示した。電车用 ABB では約 60% に減少し空気だめの重量軽減、コンプレッサの容量縮少を行う利点がある。

## 5. 屋外形 ABB の騒音防止

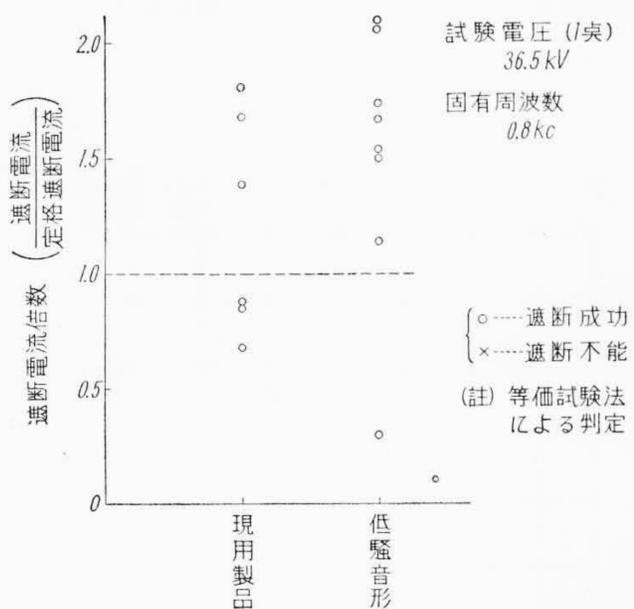
### 5.1 構造

消音器方式を使用した屋外形 ABB の概略構造を第 21 図に示した。この消音器<sup>(5)</sup>は空気の放出を比較的短時間に行うので、0.25 秒の再投入時間後でも再遮断が可能である。この特長は比較的簡単な構造でかつ排気タンクよりずっと形状の小さい消音器で、消音効果が大きいことである。この消音原理は多量の空気が大気中に放出される際の流出速度を著しく低下させ、騒音の発生を低減させたことに基づいている。



第23図 屋外形ABBの騒音の時間的变化

(c) 低騒音形「遮断」(操作部消音器付)



第24図 屋外形ABBの遮断性能

5.2 騒音特性

従来のABBと低騒音ABBとの騒音を同一遮断部(84kV ABB)で測定した結果を第22図に示す。測定位置AとBでは、操作部を防音しないときかなりの差異が認められるが、操作部を防音すると低減効果はほぼ等しくなる。この原因は操作部から発生する騒音の指向性が強く、測定位置Bはちょうど操作部から騒音を強く感ずる位置で測定したためである。測定はいずれも約5m離れた地上0.9mの位置で指示騒音計によって行われたものである。

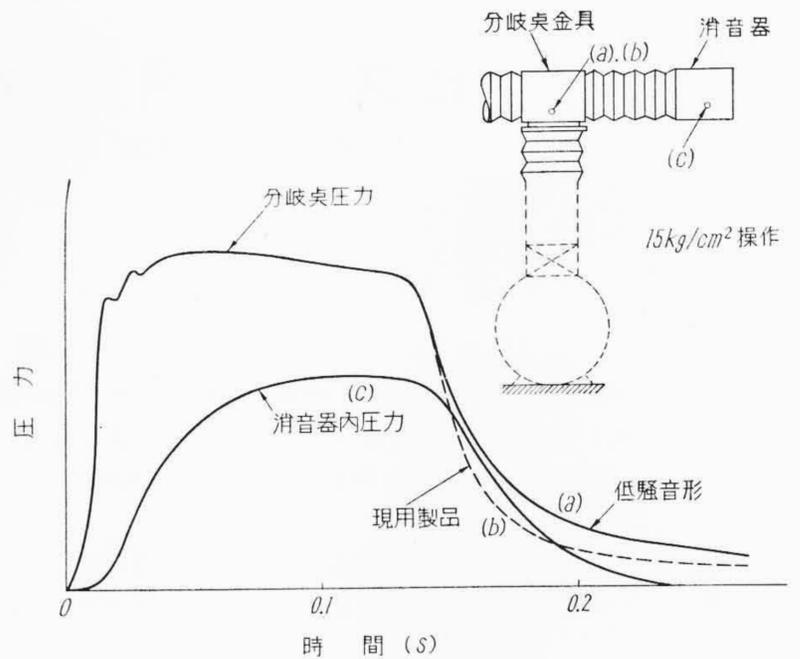
第23図は測定位置Bにおける騒音の時間的变化を示したオシログラムである。

5.3 遮断性能

消音器を付けた場合も排気タンクを付けた場合と同様に音速吹付時間を十分長く取ってあるので、第24図に示すように従来のABBとの差異は見られず、定格遮断容量に対しては十分余裕がある。

5.4 高速度再投入に対する検討

消音器は冷却された排気ガスの一部が貯蔵される構造となっているため高速度再投入の動作責務に支障をきたすのではないかと考えられたが、消音器の排気面積は十分大きくなっているためまったく動作責務に影響を与えなかった。そのときの各部の圧力特性を第25



第25図 屋外形ABBの圧力特性

図に示す。消音器内の圧力減少は比較的すみやかで0.25秒後の再投入遮断に十分性能が保持されることがわかった。

6. 結 言

空気遮断器の爆発的な騒音を低減する方法について、理論的に考察し、実験で確認したことを述べたが、それらを要約すると次のとおりである。

- (1) ABBの騒音をエンドレステープレコーダに記録し、周波数分析した結果、その騒音は2kc以上の高周波分を多く含んだランダムノイズで、モデルノズルから放出されるジェット流によって発生する空気力学的騒音とまったく同一である。したがってABBの騒音は高周波の不快音が多く、その防止が要望されている。
- (2) 騒音防止方法について種々検討した結果、排気タンク方式と消音器方式の二つの方式を考案し、これを空気力学的に考察した。すなわち、前者は比較的小さな容積の排気タンクで済み、後者はさらに小さな容積で、簡単な構造の消音器で実現可能なことが明らかにされた。
- (3) これらの理論的結果は実験的にも確認され、屋内形、屋外形および電車の各種ABBへの適用が実験され、遮断時の騒音を遮断性能を低下させることなく、10数ホン低減させうることが確認された。
- (4) 排気タンク方式では騒音低下のほかに、空気消費量を減少させる効果もある。
- (5) この研究結果により特に騒音をきらう特殊な場合に低騒音ABBを適用することも可能である。

参 考 文 献

- (1) 守田：騒音(岩波書店、昭12)
- (2) Lighthill: Proc. Roy. Soc. (L) 211 564 (1952)
- (3) たとえば, Harris: Handbook of Noise Control, Chap. 33 (1958)
- (4) 高砂, 小林: 昭35電気四学会連大 No. 723 (昭35-7)
- (5) 特許出願中