

タービン排気室特性の解明

Investigation of Characteristics for Turbine Exhaust Hood Losses

In the design of a modern large capacity steam turbine such parts as exhaust hood and final stage long blade constitute important elements. Particularly, loss of energy due to aerodynamic resistance caused in the exhaust hood has a direct bearing on the efficiency of a turbine plant. When designing a high efficiency steam turbine, therefore, prime consideration should be taken in the construction of the turbine exhaust hood. In this article, relationship between the construction of the exhaust hood and the exhaust hood loss is discussed based on the results of the characteristics tests and experiments.

佐藤 武* Takeshi Sato
 安ヶ平紀雄* Norio Yasugahira
 植西 晃* Akira Uenishi
 二宮 敏** Satoshi Ninomiya

1 緒 言

最近の蒸気タービンは大容量化が進み、単機出力が増大するとともに、たとえば1,000MW級では、タービンを通過する蒸気量は毎時千数百トンにも及ぶ膨大な量になる。この多量の蒸気はタービン内で仕事をし、比較的低温低圧となって排出されることになるが、発電用大容量タービンでは、この蒸気は復水器に導かれて凝縮され、蒸気発生器の給水としてもどされるサイクルを形成している。ところで、タービン内で仕事をした蒸気を復水器まで導くための流路を排気室と称しており、原子力、火力ともに大容量化に伴って、その流路形状が大形で複雑となり、また低圧のため膨脹した大量の蒸気、すなわち大量のエネルギーを処理しなければならない。したがって、排気室における流体力学的な抵抗によるエネルギー損失は、プラントの性能およびタービン出力に直接影響することになるので、長翼などと同様重要な要素として配慮しなければならない。

以下に大容量蒸気タービンに供する排気室の構造および損失の機構などについて実験的検討を行なった結果について述べる。

表1 タービンの排気損失 タービンの排気損失の種類と内容を説明した。

Table 1 Exhaust Losses of Steam Turbine

損 失	内 容
(1) フード損失	タービン最終段翼出口から復水器までの蒸気導入部分における流路抵抗による損失である。
(2) リーピング損失	タービン最終段翼出口における蒸気の運動エネルギーに相当するもので、仕事に変換されないで排出されるエネルギー損失である。
(3) ターンアップ損失	タービンが低負荷になった場合、最終段翼出口に生ずる蒸気の偏流および逆流によって生ずる損失である。
(4) 凝縮潜熱損失	復水器に流入した蒸気が凝縮するために、冷却水に放出する凝縮潜熱の損失である。

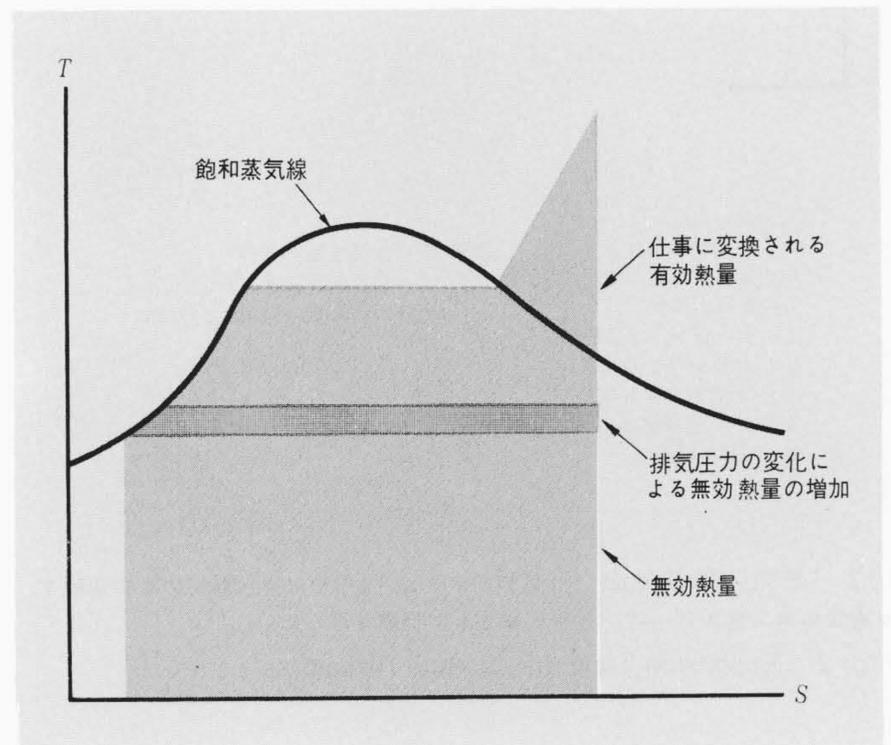


図1 ランキンサイクルで作動する蒸気の温度—エントロピ線図 発電所がランキンサイクルで作動すると仮定した場合の熱量の分配状態を示した。

Fig. 1 T-S Diagram of Rankin Cycle

2 タービンの排気損失

排気損失は、タービンで仕事をし排出される蒸気を持つエネルギーの全量とも考えることができる。しかしその内容は、タービンの排気部における流路抵抗によるものだけではなく、表1に示すように(1)~(4)に示す4種の損失が相互に関連しながら総合されたものとして表わされる。これらの損失はタービンの性能面から考えると、(1)、(2)および(3)の損失の増加によってタービン最終段翼出口の圧力が上昇するために、図1に示した無効熱量、すなわち(4)の潜熱損失が増加して仕事に変換される熱量が減少するので、タービン出力が減少してプラント効率が低下するという現象を示す。ところで、原子力、火力発電プラントともに、蒸気サイクルを用いるかぎ

* 日立製作所日立研究所 ** 日立製作所日立工場

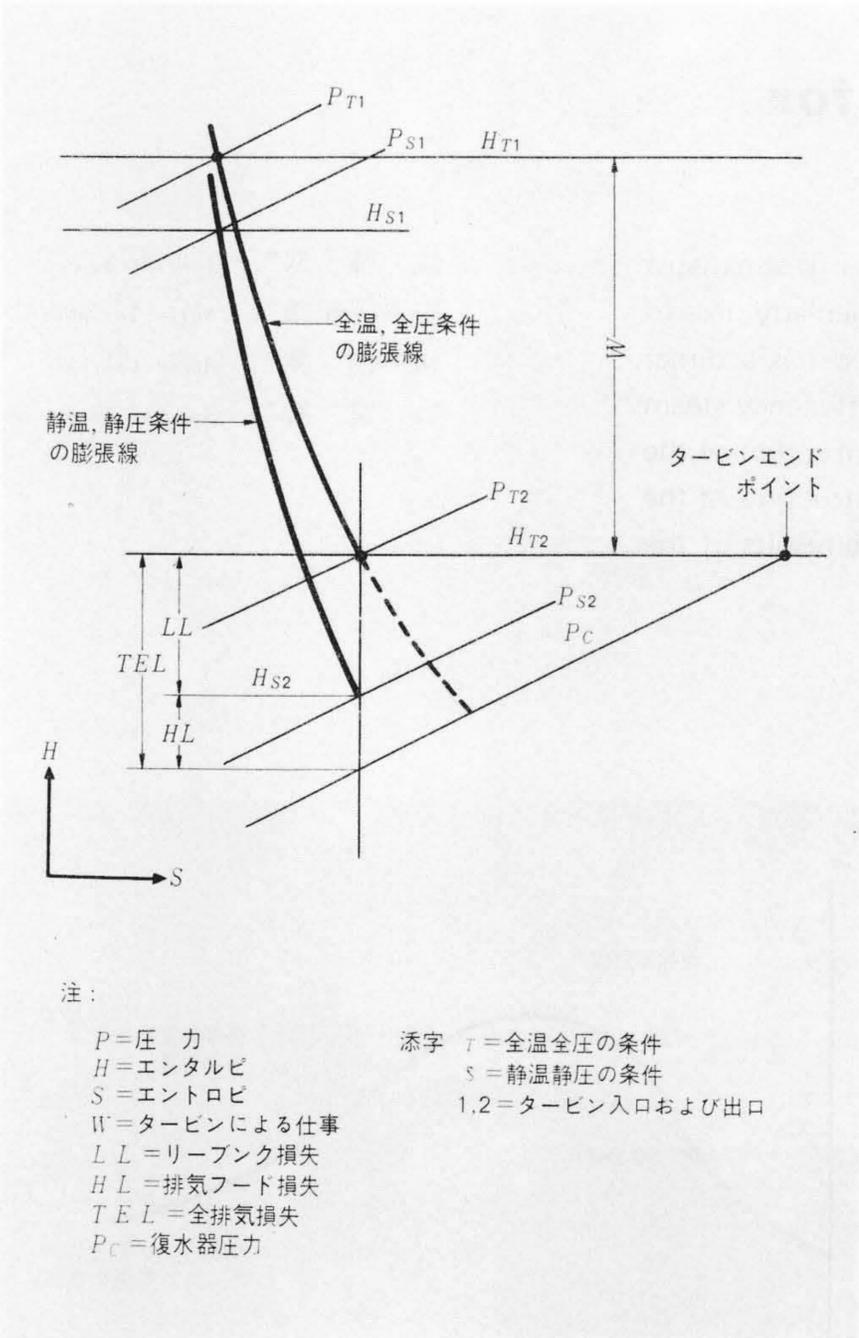


図2 蒸気の膨張線図 蒸気がタービン内部から復水器圧力まで膨張する場合のエンタルピー-エントロピー線図上の状態を示した。

Fig. 2 Expansion Line for Steam Turbine

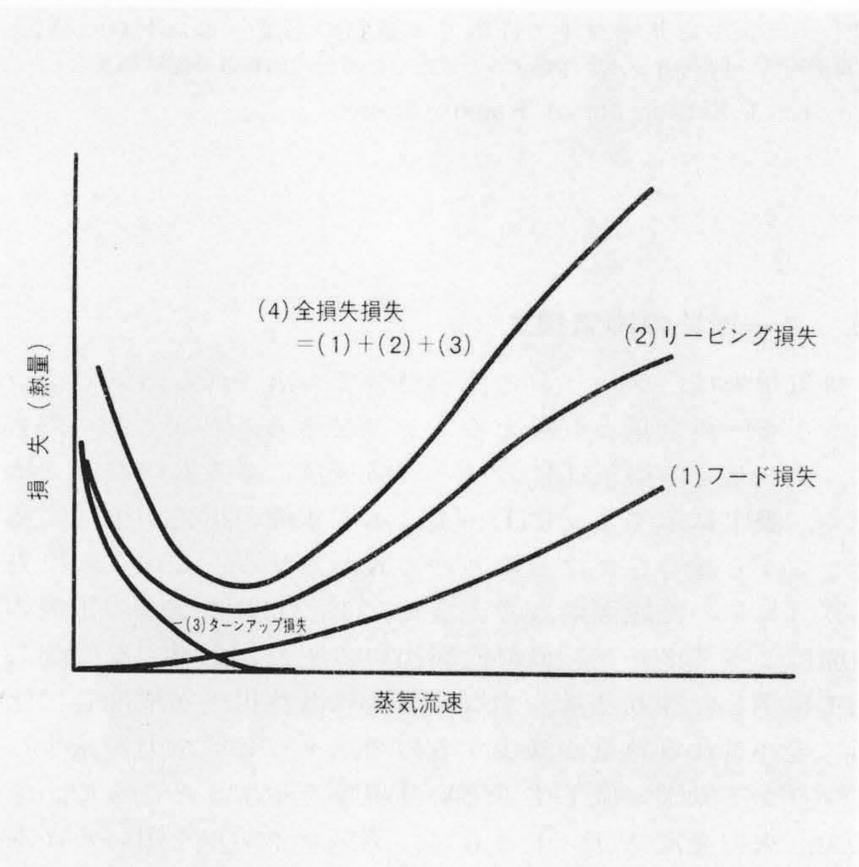


図3 排気損失曲線 タービンの排気部における損失の分配の傾向を示した。

Fig. 3 Total Exhaust Losses Curve

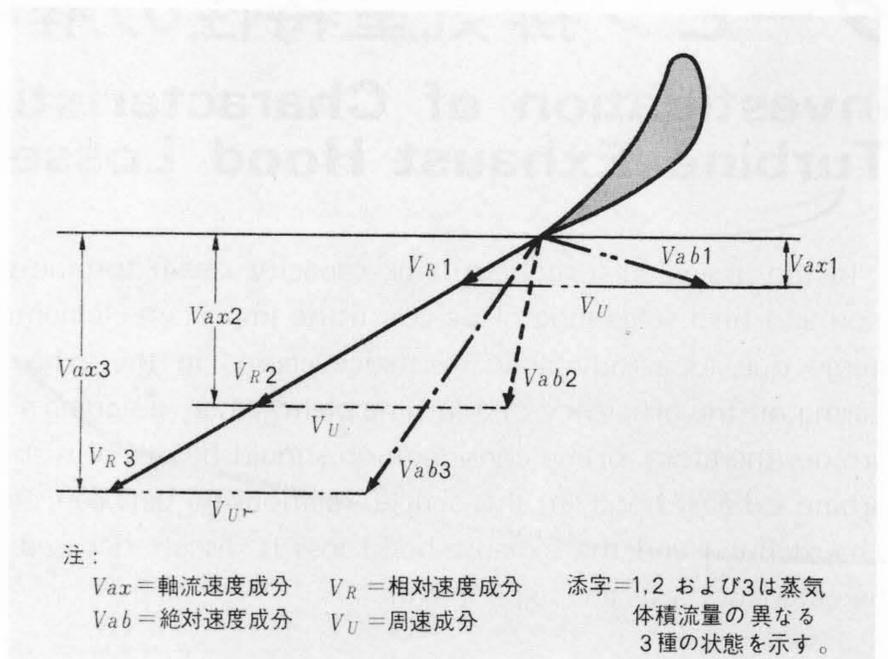


図4 最終段翼出口における速度三角形 最終段翼の出口における速度三角形が、圧力変化による体積流量の増加によって1(添字)の状態から2,3(添字)の状態に変化することを示した。

Fig. 4 Velocity Diagram for Last Stage Blades Outlet

り蒸気を凝縮して復水させるための潜熱損失(4)は避けられないものであり、復水器内の圧力も冷却水の温度によって制限されるのが実情であるから、(1)、(2)および(3)の損失をできるだけ少なくして無効エネルギーを少なくすることが設計技術上重要になってくる。これらの関係を蒸気の膨張線図で示すと図2のようになり、タービンの内部の膨張をできるかぎり復水器圧力 P_c の近くまで行なわせるために、全排気損失 TEL を少なくすることである。 TEL の内容は表1の(1)、(2)および(3)であり最終段翼出口の蒸気流速との関係で示すと、図3のような凹(おう)状の曲線になる。一般にはタービンの作動範囲が凹状の谷よりも右側、すなわち蒸気流速が増加するとフード損失、リーピング損失とも増大する領域であるから、ターンアップ損失は除外されて、主要な損失はフード損失とリーピング損失となる。この二つの損失は相互に密接な関係があり、リーピング損失は次の関係式で表わされる。

$$\text{リーピング損失 } LL = (Vab)^2 / 2gJ \dots \dots \dots (1)$$

ここに、 Vab ：最終段出口における蒸気の絶対速度成分

g ：重力の加速度

J ：仕事の熱当量

たとえば、蒸気流量が一定でフード損失の小さい場合を想定すると、最終段出口圧力が低下するために体積流量が増大して、図4に示した最終段翼出口の速度三角形の絶対速度成分 Vab が Vab_1 から Vab_2 のように増加することになるので、リーピング損失が増大して全排気損失の減少は必ずしも期待できない。また、フード損失の大きい場合、最終段出口圧力が上昇するので、最終段出口流速が低下してリーピング損失が低減されることになり、全排気損失への影響は両損失の兼ねあいによって表わされることになる。したがって全排気損失を予測し、プラント効率を算定することが技術的に困難なものになってくる。しかし、このむずかしさもフード損失が明確に決定できるならば最終段出口における蒸気の状態量が求まるので、リーピング損失は最終段出口の速度三角形から(1)式によって決定できる。したがって、全排気損失を算定するためのキーポイントは、フード損失をいかにして見積るかにかかっている。しかし、フード損失に影響する蒸気流路は、形状が複雑なうえに多くの部材が挿(そう)入されているなど

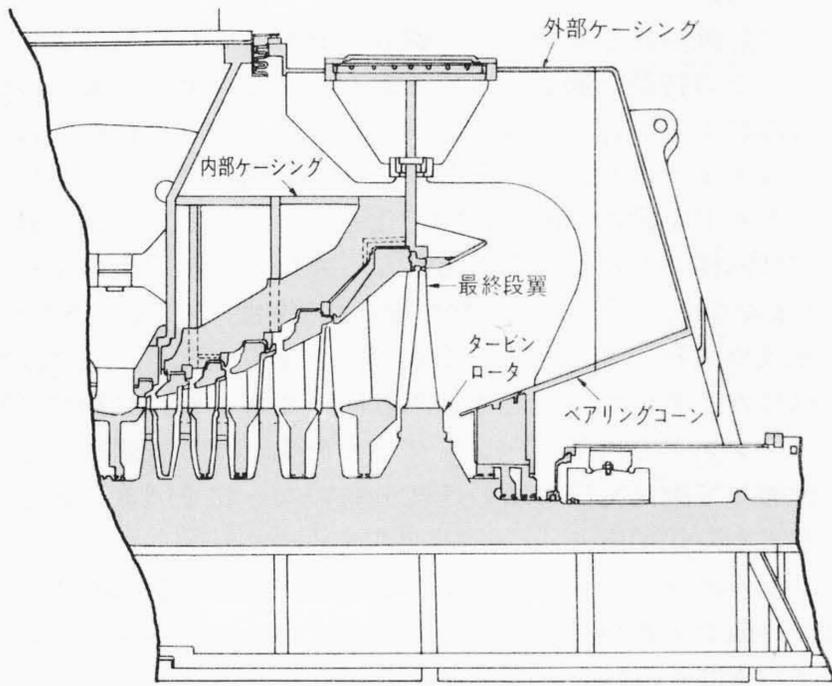


図5 タービン排気室の断面図 一般的なタービン排気室の断面図を一例として示した。

Fig. 5 Sectional View of Turbine Exhaust Hood(Example)

のために、損失を正確に理論的に算定することは不可能であるといっても過言ではない。そのために、フード損失の検討は実験によらざるを得ない。次にわれわれが行なった種々の実験的検討の結果をもとに、大容量蒸気タービンの排気室の特性につき述べることにする。

3 フード損失の実験的な検討

3.1 排気室の形状

蒸気タービンの排気室の形状としては、図5に示した断面のものが一般的である。これをモデル化すると図6のA形のようになり、蒸気流は最終段翼出口から90度方向転換して復水器に導かれることになる。この形式の特徴は、表2のA形に示すように、強度的な理由によって挿入されているリップなどのために、内部ケーシングと外部ケーシングとで形成される空間を十分に利用していない。ところで、フード損失を低減するための方策としては、内部ケーシングと外部ケーシングとで形成される空間a、a'、bおよびcを排気蒸気の流路として十分に活用し、復水器へ流入する蒸気流を偏流のない均一

表2 排気室形式の特徴 排気室の3形式における内部構造の特徴を説明した。

Table 2 Typical Exhaust Hood

形式	流路上の特徴
A形	図6のa, a'空間がおもに利用されるが, b, c空間の利用度が少ない。
B形	図6のディフューザガイドgによってa, a', bおよびc空間を積極的に利用する。さらに図のように、それぞれの空間にガイドを設ける。
C形	図6のようにそれぞれの空間にガイドを設けるが、B形のディフューザガイドgは設けない。

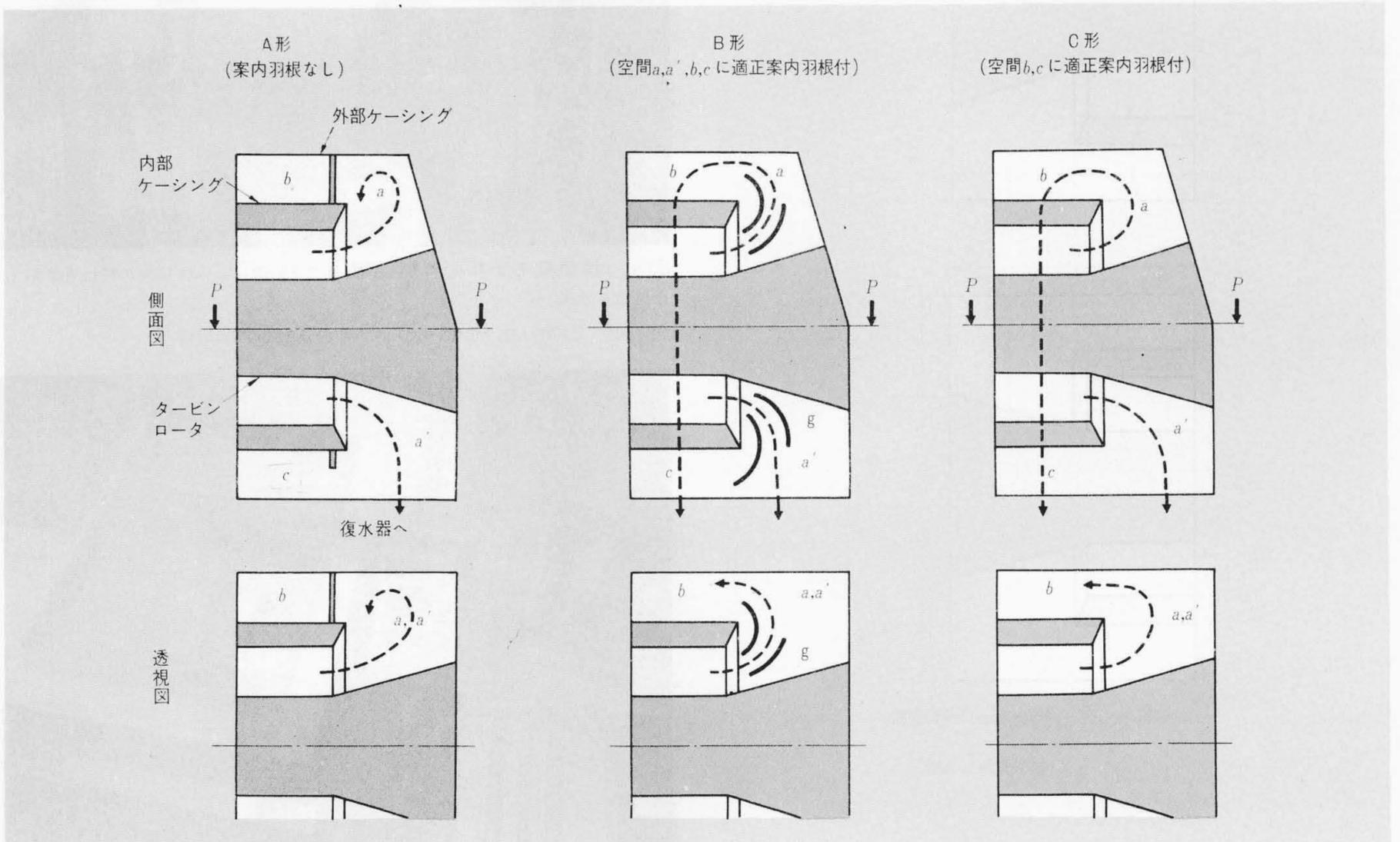


図6 タービン排気室の形式 タービン排気室の諸形式をモデル化して示めすととも、流れの方式を説明した。

Fig. 6 Several Types of Exhaust Hood Model

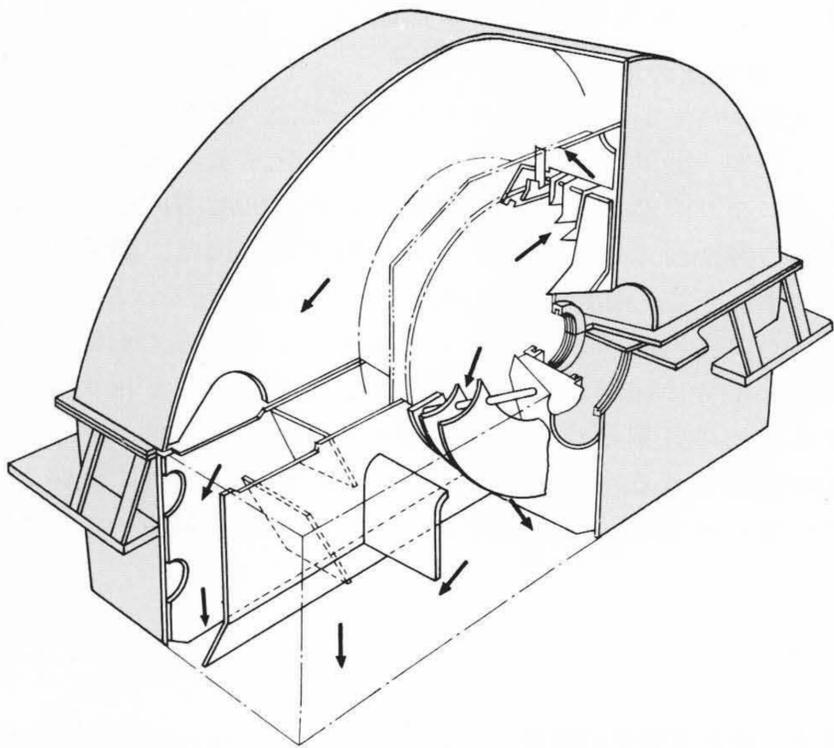


図7 排気室 排気損失の低減を図るために設けられた案内羽根の取付状況を示した。

Fig. 7 Construction of Exhaust Hood

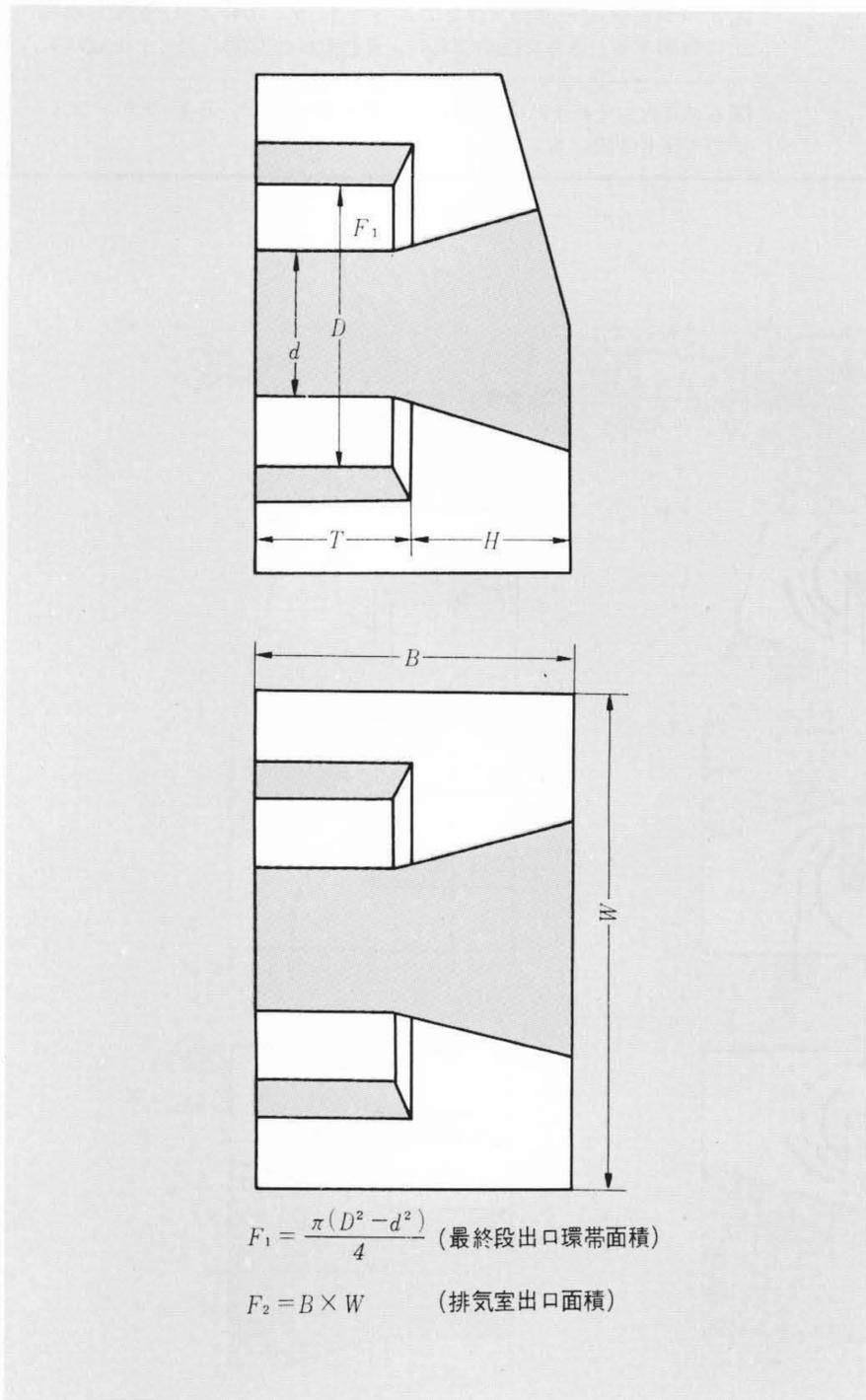


図8 排気室の主要諸元 排気室の損失に影響する内外ケーシングの寸法および相対位置をモデル化して示した。

Fig. 8 Dimensions of Exhaust Hood Model

化したものとするのが重要である。このような考え方に基づいて計画された排気室は、図6のB形およびC形のようになり、その特徴は表2に示すとおりである。B形は最終段翼出口部にガイドgを設けて空間a、bおよびcに積極的に蒸気を流すようにし、かつ空間b、cには図7に示すように多数のガイドを設けて流れの均一化を図っている。C形はB形とほぼ同様であるが、B形と異なる点は最終段翼出口部のガイドgがなく、空間a、a'部で流れを強制的に方向転換させない方式である。また、C形とA形とを比較すると、最終段翼出口部にガイドのないことでは両者同一であるが、C形では外部ケーシングと内部ケーシングとで形成される空間にガイドを付加して排気室出口端の速度分布の均一化を図ることを主眼とする方式である。

以上のように、A、BおよびC形は排気室の内部構造から見た特徴であるが、排気室は内部ケーシングと外部ケーシングとの空間を流路として利用する場合に、内外ケーシングの相対位置および大きさなどによる流路形状によっても特徴づけることができる。このような排気室全体形状の諸元としてフード損失に重要な影響をもつ因子は、図8に示した各部の寸法である。

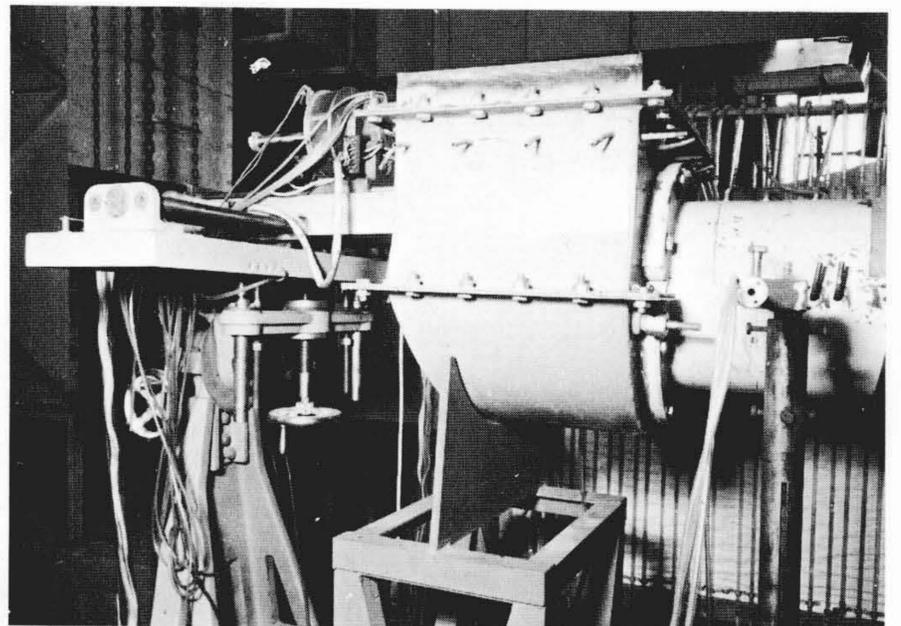


図9 排気室モデルの実験装置 空気流によって損失の特性を実験した装置を示す。

Fig. 9 Exhaust Hood Model Air Test Facility

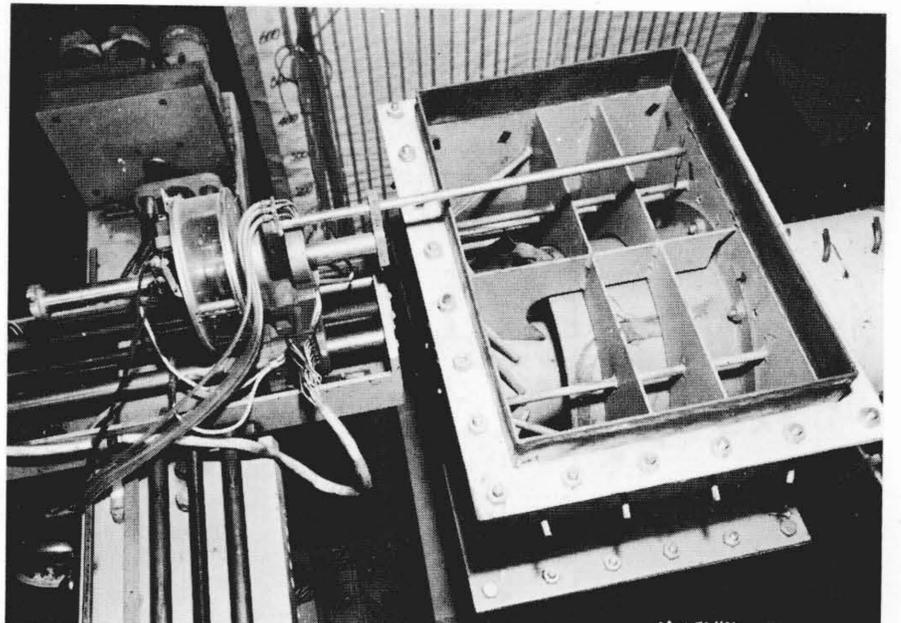


図10 排気室モデルによる測定状況 排気室モデル実験における排気室出口のピトー管トラバース法による測定状況を示した。

Fig. 10 Instrumentation of Exhaust Hood Model

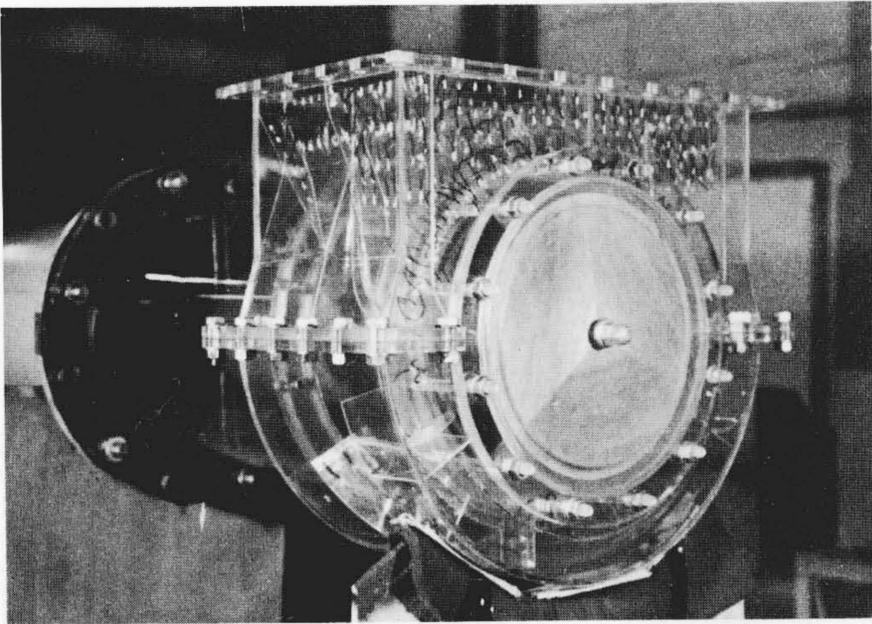


図11 流動状況の観察モデル 排気室内部に設けた案内羽根の形と位置の適正化を図るために流動状況を観察した透明モデルである。

Fig. 11 Flow Visualization Test of Exhaust Hood Model

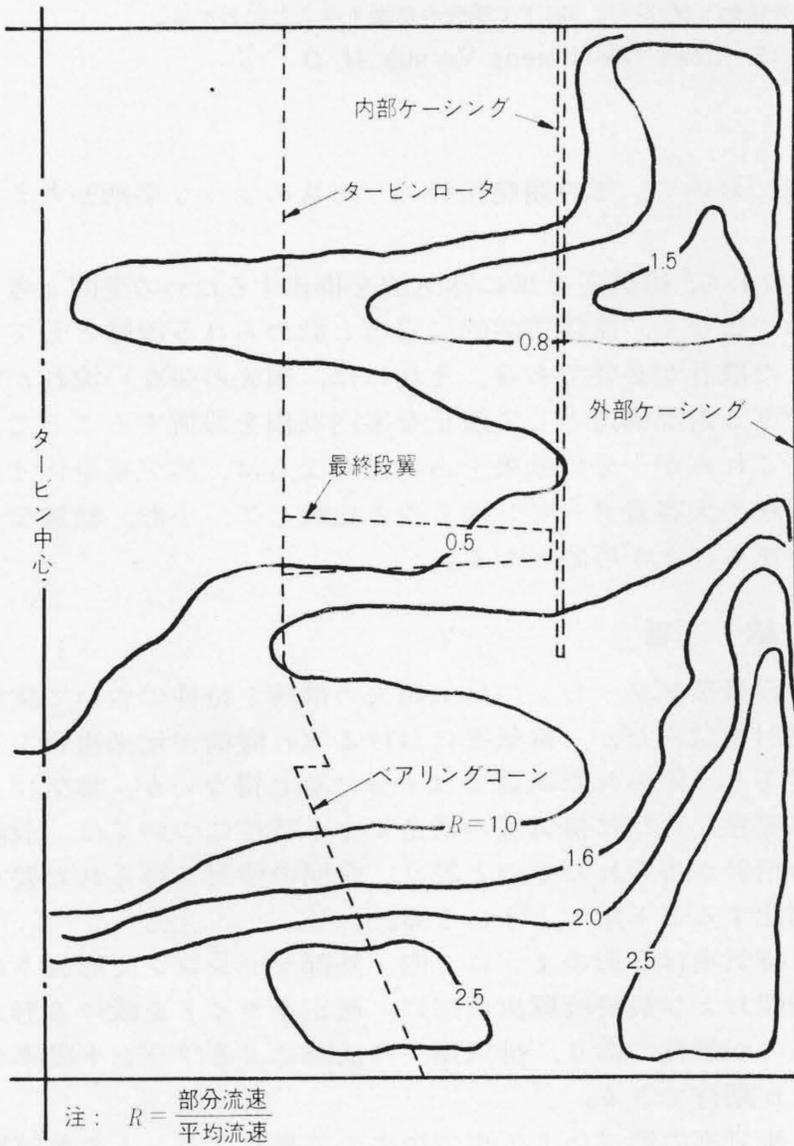


図12 流速分布(A形例) A形排気室の出口部における流速分布の測定結果の一例を示した。

Fig. 12 Velocity Distribution (A Type)

3.2 フード損失の測定結果

3.2.1 実験装置

実験方法としては実機タービンの $\frac{1}{10}$ 寸法のモデルを製作し、空気流を用いて、流路の復水器に流入する位置に相当する流路断面内の圧力と流速の分布を測定して、最終段翼出口からの圧力損失を求める方法で行なった。なお、実験装置および測定状況は、図9および図10に示したとおりである。

実験に供したモデル形状は、3.1で述べたように図6のA、BおよびC形の3種とし、B形、C形について空間 a' 、 b および c のガイド(図7参照)の適正な形状と位置を決定するために、図11に示すような実機タービンの $\frac{1}{10}$ 寸法のプラスチックモデルを作製して、煙注入法およびタフト法により流れの状況を観察する実験も行なっている。

3.2.2 流速分布の測定結果

排気室出口においてピトー管トラバース法で測定した流速分布は、A形については図12、B形については図13に一例を示した。それぞれの形式の特徴を示すと、A形は最終段出口から直進して外部ケーシングに突きあたり、流れが90度転向して外部ケーシングの角(かど)の部分に集中し、平均流速の2.5倍に達しており、また、内部ケーシングの下側の部分はわずかしか流れないなど、図6に示した a 、 a' 空間に流量が多くなる偏流現象が現われている。B形は案内羽根の効果により比較的流れが均一化し、流路面積の70~80%が有効に利用されていることがわかる。

以上のように、実験結果によると各形式によって表2に示した特徴が現われているが、フード損失の低減を考えるとB形が有効であると思われる。このように大容量タービンの排気室は、設計上内部構造が重要な因子として考えなければならないことがわかる。

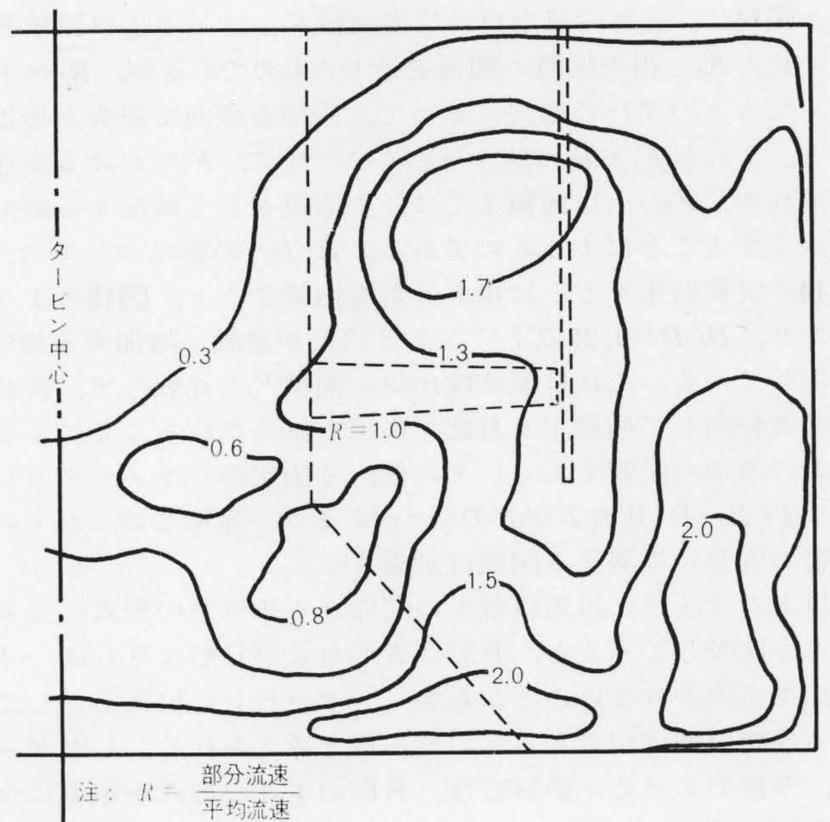


図13 流速分布(B形例) B形排気室の出口部における流速分布の測定結果の一例を示した。

Fig. 13 Velocity Distribution (B Type)

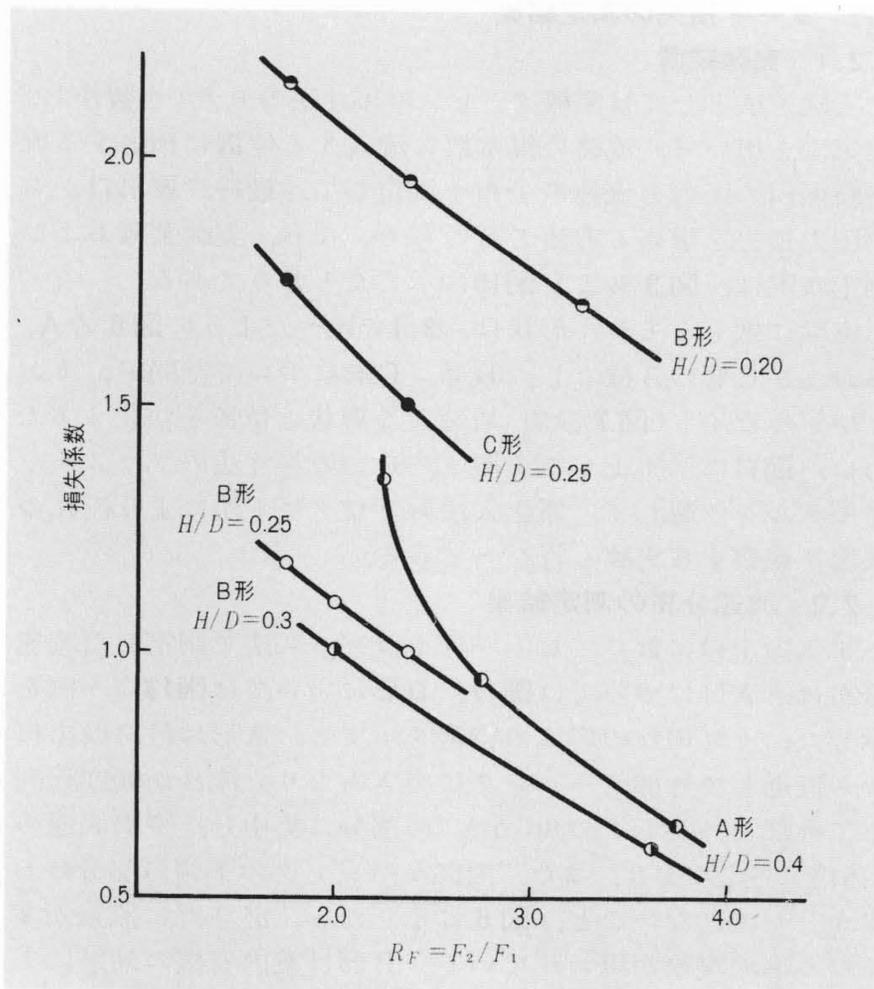


図14 損失係数と面積比との関係 排気室の各形式における損失係数と面積比 R_F との関係について実験結果を示した。

Fig. 14 Loss Coefficient Versus Area Ratio

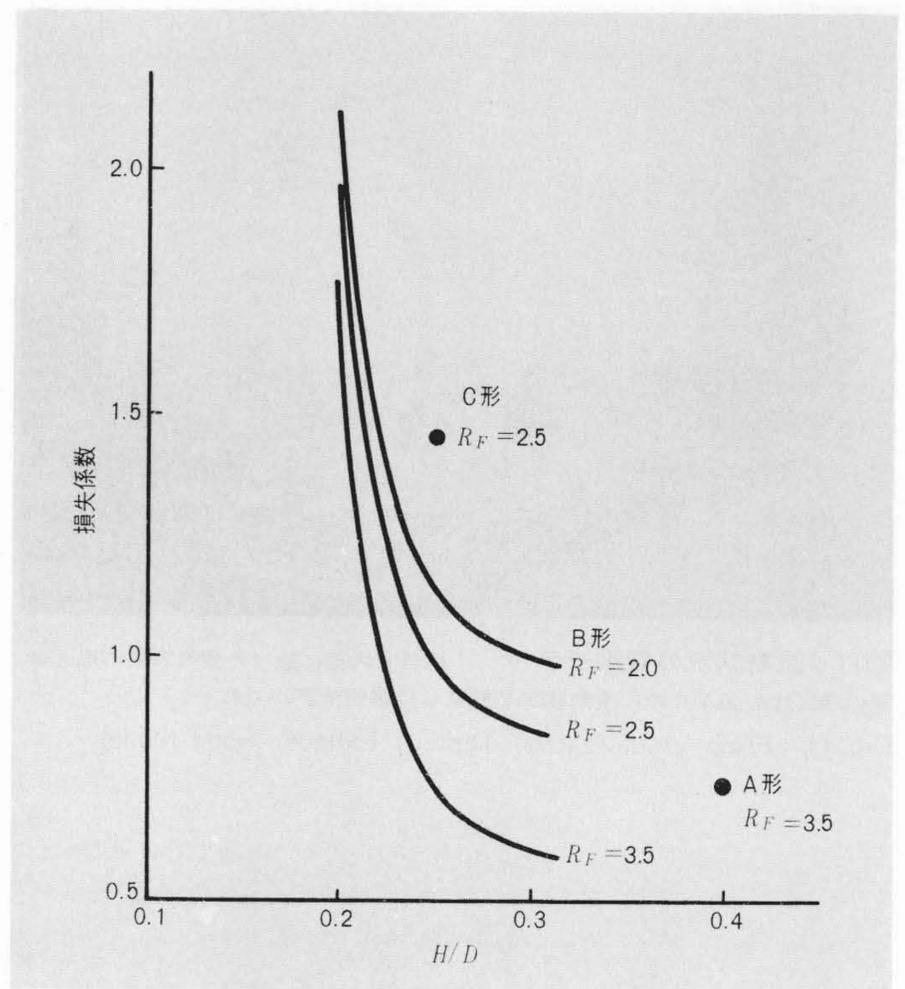


図15 損失係数と H/D (寸法比)との関係 排気室の各形式における損失係数と $H/D=2.5$ 以下で損失の急増することがわかる。

Fig. 15 Loss Coefficient Versus H/D

3.2.3 損失と寸法比との関係

フード損失と排気室の諸寸法(図8参照)との関係を明らかにすることが、排気室の形式の選択にあたって重要なことである。図14および図15は、寸法比とフード損失係数との関係を示すものである。なお損失係数は、最終段翼出口から復水器入口までの圧力差を最終段翼出口部の動圧で除した値とした。図14は、最終段翼出口の環帯面積 F_1 と排気室出口面積 F_2 との比、 R_F と損失係数の関係を示したものであるが、 R_F が小さくなるといずれの形式においても同様な傾向で損失が増加する。これは F_1 と F_2 の値が近づくとつれて、 F_1 における高速の流れが、 F_2 の出口面積までに圧力回復をして減速する効果が減少することによるものである。 H/D の影響については、図14の実験結果をもとに損失係数を内挿すると、図15のようになり、 H/D が0.25以下になると損失が急激に増加する傾向を示している。これは最終段出口の面積 F_1 と比較して、流れが90度転向して通過するH部の面積が縮小されることによる損失の増加の影響である。その他、寸法比のパラメータとしては T/B 、 B/W および d/D などがあるが、本稿ではこれらの影響の度合いに関する図表は割愛する。

以上の寸法比と損失係数との関係から排気室の形式による優劣を比較してみると、B形はA形およびC形よりも同一寸法比で損失が少ないことがわかり、タービンの排気室として良い性能の期待ができるものであると考えられる。したがって、今後のタービン排気室は、B形のような形式が主流になるものと思われる。

4 タービン排気室の性能向上に対する指針

3.までにタービン排気室の損失の機構およびその特性について、実験結果を交じえて論じてきたが、今後タービン全体の進歩とともに性能および構造面からも改良を要求される排

気室において、その開発指針として次のような事柄が考えられる。

すなわち、排気室を単に蒸気流を排出するための空間と考えるのではなく、流体力学的に妥当と認められる流路として考慮した設計が必要である。それには、損失の少ない流れが実現できる内部構造として適正な案内羽根を設置することである。これらが十分に効果をあげ得たならば、排気室全体寸法を現在の大容量タービンのものと比較して、小形、軽量なものとするのが可能となる。

5 結 言

大容量蒸気タービンの排気損失の機構と特性について実験的検討を試みたが、排気室における流れ機構が元来複雑なものであり、限られた紙数では十分に論じ得ないが、排気損失の重要性ならびに排気室の構造による特性については、設計上の指針が得られたものと思う。今回の検討で得られた要点を列記すると下記のようなになる。

- (1) 排気室はB形のように、内、外部ケーシングで形成される空間および最終段翼出口部に、適正なガイドを設ける形式のものが最良であり、排気損失の低減によるプラント効率の向上が期待できる。
- (2) 排気室の形式による排気損失の差異をプラントの熱消費率で比較すると、B形ではA形よりも0.2%程度改善されることが算定できる。
- (3) 本実験により各形式における排気室出口部の速度分布が明らかになったので、給水加熱用蒸気の抽気点および配管構成などの適正化が可能となった。

しかし、われわれとしては、さらに高性能の排気室の開発を目標として現在精力的に実験的検討を行なうとともに、新形式排気室の開発にあたって強度的な検討を行なっている。