が大きな Num を示すが, Re の大きいところでは逆になる傾向をもっている. このことは風速が大となれば, 軸平行流れの方が軸直角流れの場合よりも大きな α_m を示すことを意味する.

3. 結 論

以上, 棒を気流中で回転した場合の熱伝達について, 気流の方向を変え, 風速および回転数に対して実験を行いその結果を対数図表上で無次元化して表わし, 筆者の今までの円柱および円板の実験結果と比較検討を行い, Num の値は Re と Re_r に対して曲面的に表わされ, Re の大きいところでは円柱および円板の場合のように平面的であるが, Re の低いところでは, 回転による効果が顕著となり Num は大きい値を示すので曲面的となる.

両面放熱の円板と比較すれば, 回転しない場合は約 60% の過大なるヌッセルト数を与え, 棒が回転している場合は回転円板に対してヌッセルト数は平均約 40% の過大値を与えることがわかった.

最後にこの研究は文部省科学研究費によったものであり, 御指導をいただいた東北大学棚沢 泰教授に深く感謝の意を表わす.

また実験に当っては, 本学金子祝郎君の助力をうけ

第 15 図

た. ここにその労に対し感謝する.

注: 一

- (1) 昭和 29 年 11 月 28 日 東京秋季講演会において講演, 原稿受付 昭和 30 年 5 月 6 日.
- (2) 正員, 山形大学工学部.
- (3) 筆者, 機械学会論文集, 20 巻 100 号, 791 ページ (昭 29).
- (4) 筆者, 機械学会論文集, 20 巻 92 号, 297 ページ (昭 29).

621.165—15

複回転タービンの段落効率の理論的研究⁽¹⁾

中 村 行 三⁽²⁾ 沢 田 照 夫⁽³⁾

A Theoretical Analysis on The Stage Efficiency of Double-Rotation Turbines

by Kozō NAKAMURA and Teruo SAWADA

In this paper, the stage efficiency of double-rotation turbines was analyzed, and the performance of double-rotation turbines was made clear numerically. In general we may expect to realize more efficient double-rotation turbines, if we are able to get the combination of blades having the sections suited to the theoretical condition. Further, a method was obtained to design double-rotation turbines, of which two shafts have any combination of different angular velocities, without decreasing stage efficiency.

1. 緒 言

われわれは既発表の「複回転軸流タービンの段落効率の理論的研究」⁽⁴⁾において, 複回転軸流タービンの周辺効率の理論式を誘導し, これを用いて複回転軸流タ

ービンの性能を理論的に研究した. また同時に複回転半径流タービンの段落効率についての二, 三の解析を行い, 複回転軸流型との比較を試みた. しかし更に複回転半径流タービンの性能を詳細に知りたい. このためまず複回転タービンのすべての型式に適用出来る段

落効率の一般式を誘導し、これに基づいて複回転半径流タービンの性能を調査した。

2. 段落効率の理論式

今互に反対方向に回転する多段落半径流タービンにおいて、任意の 1 組の回転羽根 I, II をとって 1 段落と考える。第 1 図にこれを示す。回転羽根 I, II の入口および出口の側をそれぞれ 1', 2' および 1, 2 であらわす。両車の回転角速度はそれぞれ ω' , ω であり、周速度はそれぞれ c_1' , c_2' , c_1 , c_2 であって、回転方向は矢印で示した。回転羽根 I, II における速度線図は一般に第 2 図で示され、残留速度利用の完全な中間段落に対しては第 3 図で与えられる。絶対速度 w , 相対速度 u とし、これが平均羽根円に対する接線方向となす角をそれぞれ α , β とする。入口に

第 1 図

第 2 図

第 3 図

おけるもの、出口におけるものはいずれも 1, 2 を付し、また回転羽根 I に対してはすべて「ダッシュ」をつけて区別した。

第 1 図に示すような回転羽根 I, II をもって 1 組とする多段落タービンの中間段落を考え、この段落の断熱熱落差を H_0 、回転羽根 I, II における熱落差を、それぞれ $\Delta i' = (1 - \rho)H_0$ 、および $\Delta i = \rho H_0$ とする。ただし ρ は回転羽根 II における断熱熱落差 Δi の、この段落における断熱熱落差 $H_0 = \Delta i' + \Delta i$ に対する割合である。すなわち

$$\rho = \Delta i / (\Delta i' + \Delta i) \quad \dots\dots\dots (1)$$

多段落半径流タービンでは中心部の数段を除く中間段落においては前段落よりの流出速度 w_0 は、この段落よりの流出速度 w_2 と、大きさ、方向ともに等しいと考えてさしつかえない。また w_0 はこの段落で、 w_2 は次の段落で全部有効に利用できるものとすれば、

$w_1' = w_0 = w_2$ であって速度線図は第 3 図のようになる。図において

$$w_1' = w_2, \quad w_2' = w_1, \quad \alpha_1' = \alpha_2, \quad \alpha_2' = \alpha_1 \quad \dots\dots\dots (2)$$

である。また両車の入口、出口の半径 r_1' , r_2' , r_1 , r_2 よりそれぞれの半径比をとって、これを l' , l で表わせば

$$r_1'/r_2' = l', \quad r_1/r_2 = l \quad \dots\dots\dots (3)$$

さらに両車の回転角速度比 ω'/ω を考え、これを Ω と表わせば、周速度 c_1' , c_2' , c_1 , c_2 と l' , l , Ω との間には $r_2' = r_1$ と考えることによって次の関係が成り立つ。

$$\omega'/\omega = \Omega \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$c_1' = l' \Omega c_2, \quad c_2' = l \Omega c_1, \quad c_1 = l c_2 \quad \dots\dots\dots (5)$$

なお両羽根において熱落差と相対速度との間には次の関係がある。

$$\left. \begin{aligned} \Delta i' &= (1 - \rho)H_0 = A \{ (1 + \zeta')u_2'^2 - u_1'^2 - (c_2'^2 - c_1'^2) \} / (2g) \\ \Delta i &= \rho H_0 = A \{ (1 + \zeta)u_2^2 - u_1^2 - (c_2^2 - c_1^2) \} / (2g) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (6)$$

さて単位重量の流体が羽根 I, II においてなす周辺仕事を、それぞれ、 $A(W_c)_I$, $A(W_c)_II$ とすれば、この段落における仕事 $A(W_c)_{I+II}$ は両車の和である。

$$\begin{aligned} A(W_c)_{I+II} &= A(W_c)_I + A(W_c)_{II} \\ &= A \{ c_1'w_1' \cos \alpha_1' + c_2'w_2' \cos \alpha_2' \\ &\quad + c_1w_1 \cos \alpha_1 + c_2w_2 \cos \alpha_2 \} / g \\ &= A c_2 \{ l(1 + \Omega)w_1 \cos \alpha_1 \\ &\quad + (1 + l'\Omega)w_2 \cos \alpha_2 \} / g \quad \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

ゆえに周辺効率を η_c とすると、

$$\begin{aligned} \eta_c &= A(W_c)_{I+II} / H_0 \\ &= A c_2 \{ l(1 + \Omega)w_1 \cos \alpha_1 \\ &\quad + (1 + l'\Omega)w_2 \cos \alpha_2 \} / (gH_0) \quad \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

式 (8) を用いて周辺効率を求めるには、その段落の熱落差 H_0 と速度線図が与えられなければならない。速度線図を描かずに周辺効率に及ぼす諸因子の影響を知るためには、式 (8) を変形して得られる別の効率式によらなければならない。

回転羽根の出口角 β_2' , β_2 は Ljungström タービンの例からみて $16^\circ \sim 25^\circ$ が適当で、これより小さくなることは避けるべきである。また回転羽根よりの流出速度 u_2' , u_2 は段落熱落差に相当して、羽根効率の低下する亜音速域をさけて、適当に見積らねばならない。周辺効率を回転羽根出口における、これら諸量の関数として与える式を誘導する。

さて第 3 図より

$$w_1 \cos \alpha_1 = \{u_2'^2 - u_1^2 - l^2 c_2^2 (\Omega^2 - 1)\} / 2lc_2(1 + \Omega) \quad \dots\dots\dots (9)$$

また式 (6) より

$$\left. \begin{aligned} u_2'^2 &= \varphi'^2 \{ u_2^2 + (1 + l'l\Omega)^2 c_2^2 \\ &\quad - 2(1 + l'l\Omega) c_2 u_2 \cos \beta_2 \} \\ &\quad + (l\Omega c_2)^2 - (l'l\Omega c_2)^2 + 2g(1 - \rho) H_0 / A \} \\ u_1^2 &= u_2'^2 / \varphi'^2 - (1 - l^2) c_2^2 - 2g\rho H_0 / A \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

式 (9) と式 (10) から

$$\begin{aligned} w_1 \cos \alpha_1 &= [(\varphi'^2 - 1/\varphi'^2) u_2^2 \\ &\quad - 2\varphi'^2 (1 + l'l\Omega) c_2 u_2 \cos \beta_2 \\ &\quad + \{\varphi'^2 (1 + 2l'l\Omega + l^2 \Omega^2) + (1 - l^2 \Omega^2)\} c_2^2 \\ &\quad + 2gH_0 \{\varphi'^2 (1 - \rho) + \rho\} / A] / \{2lc_2(1 + \Omega)\} \\ w_2 \cos \alpha_2 &= u_2 \cos \beta_2 - c_2 \end{aligned}$$

以上の関係を式 (8) に代入して, 速度係数 φ' , φ の代りに損失係数 ζ' , ζ を用いて整理すると, 周辺効率 η_c は次の式で表わされる.

$$\eta_c = \frac{1 + \rho\zeta'}{1 + \zeta'} - \frac{Au_2^2}{2gH_0} \left\{ \frac{\zeta'}{1 + \zeta'} (1 + 2l'l\Omega + l^2 \Omega^2) \left(\frac{c_2}{u_2} \right)^2 - \frac{2\zeta'}{1 + \zeta'} (1 + l'l\Omega) \cos \beta_2 \left(\frac{c_2}{u_2} \right) + \left(\frac{\zeta'}{1 + \zeta'} + \zeta \right) \right\} \quad \dots\dots\dots (11)$$

今速度比として, 羽根車 II の周速度 c_2 と流出相対速度 u_2 との比をとる. すなわち

$$c_2/u_2 = \xi_{r2} \quad \dots\dots\dots (12)$$

とおき, 更に羽根 II からの流出エネルギーの, 段落熱落差に対する割合を表わす. *

$$\beta_2' = \cos^{-1} \frac{[(1 + l^2 \Omega^2)(2 + \zeta') + 2l\Omega \{l' + l(1 + \zeta')\}] \xi_{r2}^2 - 2(1 + l'l\Omega) \cos \beta_2 \xi_{r2} - (\zeta' + \zeta + \zeta'\zeta) + (1 + \rho\zeta')/\Phi}{2l(1 + \Omega) \sqrt{1 + \zeta'} \xi_{r2} \sqrt{(1 + 2l'l\Omega + l^2 \Omega^2) \xi_{r2}^2 - 2(1 + l'l\Omega) \cos \beta_2 \xi_{r2} + 1 + (1 - \rho)/\Phi}} \quad \dots\dots\dots (16)$$

この段落の熱落差比 ρ , 第 II 回転羽根の出口における状態を規定する $\cos \beta_2$ および Φ を与えるとき, 第 I 回転羽根の出口角 β_2' は式 (16) で与えられる. あるいは角 β_2' が適当な値であるためには, 速度比 ξ_{r2} が式 (16) によって制限されねばならない. すな

$$\left. \begin{aligned} \eta_c &= \frac{1 + \rho\zeta'}{1 + \zeta'} - \Phi \left\{ \frac{\zeta'}{1 + \zeta'} \xi_2^2 - \frac{2\zeta'}{1 + \zeta'} \xi_2 \cos \beta_2 + \left(\frac{\zeta'}{1 + \zeta'} + \zeta \right) \right\} \\ \cos \beta_2' &= \frac{(2 + \zeta') \xi_2^2 - 2\xi_2 \cos \beta_2 - \{\zeta' + \zeta(1 + \zeta')\} + (1 + \rho\zeta')/\Phi}{2\sqrt{1 + \zeta'} \xi_2 \sqrt{(\xi_2 - \cos \beta_2)^2 + (1 + \cos^2 \beta_2) + (1 - \rho)/\Phi}} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (17)$$

3. 計算例とその検討

効率式 (14) および式 (16) を用い, 次のような例

$$* \quad Au_2^2 / (2gH_0) = \Phi \quad \dots\dots\dots (13)$$

なる量を採用すれば

$$\eta_c = \frac{1 + \rho\zeta'}{1 + \zeta'} - \Phi \left\{ \frac{\zeta'}{1 + \zeta'} (1 + 2l'l\Omega + l^2 \Omega^2) \xi_{r2}^2 - \frac{2\zeta'}{1 + \zeta'} (1 + l'l\Omega) \cos \beta_2 \xi_{r2} + \left(\frac{\zeta'}{1 + \zeta'} + \zeta \right) \right\} \quad \dots\dots\dots (14)$$

一般にタービン羽根においては, 入口角は気流の無衝突流入の条件から決定されるが, 出口角は羽根長さとの関連のもとに, 流体流動に余り無理を与えない限りにおいて適当に選ぶべきである. 式 (14) 中には出口角 β_2 を含むが, 出口角 β_2' は何でもよいわけではなく, 上述の原則は満足されねばならない. 何となれば回転羽根 I, II に対して, 第 3 図の速度線図が成立するものとして効率式を誘導したから, 速度線図が成立すべき実際の条件をみたす必要がある. これには効率式 (14) に含まれない重要量 β_2' の大きさを制限すべきである. よって次に効率式 (14) に含まれている諸因子をもって表わされたこの β_2' を与える式を次に求める.

第 3 図の速度線図から

$$u_1^2 = u_2'^2 + (1 + \Omega)^2 l^2 c_2^2 - 2(1 + \Omega) lc_2 u_2' \cos \beta_2' \quad \dots\dots\dots (15)$$

なる関係から

$$\cos \beta_2' = \{u_2'^2 - u_1^2 + (1 + \Omega)^2 l^2 c_2^2\} / \{2(1 + \Omega) lc_2 u_2'\} \quad \dots\dots\dots (15)$$

を得る. この式 (15) に式 (10), (12), (13) の関係を代入して整理すると結局次の関係が求まる.

わち, 式 (14) で与えられる効率式は, この制限の範囲内の状態に対して実際の意義を有するわけである.

なお, 効率式 (14) および式 (16) に $l' = l = 1$, $(1 + \Omega) \xi_{r2} = \xi_2$ を代入すれば既発表の複回転軸流タービンの周辺効率式を得る. すなわち,

題について効率曲線を求め, その結果を検討した.

第 1 表は Ljungström タービンの一例である. 第 1 表の 1, 2, 3, 4 の場合に対応する効率曲線を第 4 図

第 1 表

	r_1' mm	r_2' mm	l'	β_2'	r_1 mm	r_2 mm	1	β_2	$\zeta' = \zeta$	Ω	Φ
1	80	88	0.909 1	19	90	98	0.918 2	19	0.234 6	1	0.6
2	220	228	0.965 2	19	230	238	0.966 3	19	0.207 6	1	0.6
3	300	310	0.968 0	23	313	323	0.969 0	23	0.156 2	1	0.6
4	450	470	0.957 5	25	474	494	0.960 1	25	0.085 1	1	0.6

第 4 図

の (a), (b), (c), (d) に示す。図の細実線および破線は効率式 (14) に第 1 表の数値を代入して得られる η_c - ξ_{r2} 曲線であり、太実線は式 (16) で与えられる β_2' の制限を示す線である。すなわち、第 1 表に示す Ljungström タービンの各段落が、第 3 図に示すような速度線図を描きうる状態において速度比が変化した場合、それに応じて周辺効率が変化することは明らかであるが、これに対応して熱落差比もまた図の太実線で示される値をとって変化せなければならないことを示している。

図から明らかなように、効率の最高値はともに、 ξ_{r2} が 0.45 付近にあって、その $\eta_{c(max)}$ に対応する熱落差比の値は、(a) 0.67, (b) 0.69, (c) 0.61, (d) 0.54 となっている。このことは従来の Ljungström タービンの設計において、熱落差比がすべて 0.5 付近にとられているのに対して、設計条件の範囲内で適当に選ぶことによって更に効率を高めうる可能性のあることを示している。

次に半径比、損失係数、両車回転角速度比、ならびに Φ の変化が、最高効率およびそれに対応する速度比、熱落差比にどのような影響を与えるかを調べてみた。

今第 1 表中の 2 の場合について $V'=1$, $\beta_2'=\beta_2$, ζ'

$=\zeta$ と考え、 l , β_2 , ζ , Ω , Φ の五つの因子の中の四つが一定であるとして、他の一つが変化した場合の $\eta_{c(max)}$ およびこれに対応する ξ_{r2} , ρ の変化を第 5 図に示す。図から明らかとなる諸項目のうち、特に重要な点を簡単に説明すれば、次のとおりである。

(a) 半径比の減少に対する最高効率の減少はわずかなではあるが、半径流タービンに比べて、軸流タービンの方がすぐれていることを示している。

(b) 損失係数の増加に対する最高効率の減少は著しい。タービンの周辺効率の増加のためには羽根効率の向上がいかに重要であるかが明確に示されている。

(c) 羽根出口角の増加による最高効率の低下も相当に著しい。流体流動の許される範囲内において出口角は出来るだけ小さくすべきである。

(d) 回転角速度比の変化に対する最高効率の変化は 1% 以下である。このことは両車の回転角速度を同一とする必要のないことを示しており、ガスタービンにおいて一方で圧縮機を、他方で出力軸を減速装置を用いずに駆動する可能性のあることを示している。

(e) Φ の変化に対しては最高効率はほとんど変わらない。

4. 結 言

複回転タービンの段落周辺効率の一般式を求め、これを用いて複回転半径流タービンの性能を理論的に解

析した。その結果その性能改善の可能性のあることと
その方策, および複回転タービンの新しい利用方法が
明らかになった。

なお本理論に用いられた仮定および各係数の値の妥
当性については, 目下実験によって検討を加えている。

注: 一

- (1) 昭和 29 年 10 月 31 日 名古屋臨時大会講演会において講演,
原稿受付 昭和 30 年 2 月 8 日。
(2), (3) 正員, 浪速大学。
(4) 中村, 沢田, 機械学会論文集, 19 巻 80 号, II-37 ページ
(昭 18-10)。

621.436.1.013

排気タービン過給ディーゼル機関の特性

(第 3 報 機関性能に及ぼす諸影響)⁽¹⁾

長尾不二夫⁽²⁾ 平子善夫⁽³⁾ 久光脩文⁽⁴⁾

Research on the Characteristics of Turbo-charged Diesel Engine
(3rd Report, The Influence of several Factors on the Engine Performance)

by Fujio NAGAO, Yoshio HIRAKO and Nobuyoshi HISAMITSU

In the previous report, the equilibrium operating performance of turbocharged Diesel engines was calculated by graphical solution of the simultaneous equations, deduced from the relations existing among the operating variables under reasonable assumptions.

The same method is applied to find the influence of the efficiency of turbocharger, valve overlap, charging air cooling and exhaust pressure on the performance of the engine. In the computation, each one factor was varied, the rest being kept constant and thereby the effect of each factors on the engine performance has been found out.

1. 緒 言

排気タービン過給ディーゼル機関の性能は, タービン・圧縮機の総合効率, 弁重合, 給気冷却, 背圧などの要素により影響を受ける。本報では第 1 報⁽⁵⁾に述べた性能計算法を用い上記諸要素の機関性能に及ぼす影響を推定してみた。この場合これら要素以外の条件は空気過剰率 $\lambda=2$, 平均ピストン速度 $c_m=7$ m/s, 機関圧縮比 $\epsilon=12$, 爆発度 $\rho=1.5$ とし, またサイクルは四サイクルとする。

2. タービン・圧縮機の総合効率の影響

第 1 報および第 2 報⁽⁶⁾で述べた機関性能の計算に当っては, 負荷が変わってもタービン・圧縮機の総合効率 η_T は一定であるとしたが, 実際には負荷が変われば総合効率も変る。したがって, ここでは総合効率の値を変えて性能を計算し, この値の機関性能に及ぼす影響を求めた。

圧縮機の内部断熱効率 η_{adi} とこの他の効率が等しいと仮定すると, η_{adi} と η_T の関係は

$$\eta_{adi} = \sqrt{\eta_T} \dots\dots\dots (1)$$

によって表わされる。したがって, 圧縮機の吐出し空

気温度 (給気温度) T_i と過給圧力比 φ_i との関係は次式に示すように η_T によって変る。

$$T_i = T_0 \{1 + (\varphi_i^{\frac{\kappa_i - 1}{\kappa_i}} - 1) / \sqrt{\eta_T}\} \dots\dots\dots (2)$$

ただし T_0 = 吸込空気温度 °K, κ_i = 空気の断熱指数とする。いま $T_0=288^\circ\text{K}$ とし, $\eta_T=0.4, 0.5, 0.6,$

第 1 図