タービンノズル翼の振動

Vibration of Turbine Nozzle Blade

小 娟 与 一*
Yoichi Kobori

内 容 梗 概

タービンノズル翼は隣接するタービン翼より、(翼数)×(回転数)のサイクルで励振力を受ける。これに対しノズル翼の固有振動が共振を起さないようにすることは、タービン翼の振動問題と同様に重要である。ノズル翼の固有振動に関する資料を得るため、高圧タービンの第1段ノズルの模型数種について固有振動の振動数およびモードを測定した。その結果振動数fを

$$f = \frac{\lambda^2 (\tan \theta + c)}{2 h^{1.8}} \sqrt{\frac{Eg}{3(1 - \sigma^2) \gamma}}$$
 (c/s)

なる形に表わすことができた。ただし λ およびcは実験的に定めた振動数係数で振動モードにより異なる。 θ はノズル蒸気出口側後縁の厚さ角,hはノズルの高さ (cm) であり,この式の根号内は周辺固定板の振動数の式の場合(単位は kg, cm) と同じである。

1. 緒 言

ある種の蒸気タービンダイヤフラムの高圧側1段ノズル翼が運転中破壊したことがある。この原因は主としてノズルの固有たわみ振動が隣接した動翼から生ずる衝撃的脈動圧力の振動数に共振を起し、このためノズル出口端付近に過大な振動応力が発生し、疲労破壊するに至ったのであると解釈されている。この対策としてあらかじめノズルの固有振動数を推定し、運転に際して共振が起らないようにするか、たとえ共振しても強度的に十分耐えうるような寸法、材料などを決定する必要がある(い)。かかる対策を実施するにはあらかじめノズルの固有振動数がわかっていなくてはならない。本研究は固有振動の振動数ならびに振動形に関して実物の約2倍大の簡単な模型について実験を行ない、ノズルの寸法から固有振動数ならびにモードを求める実験式を定めることである。

2. 供試材料

2.1 ノ ズ ル 翼

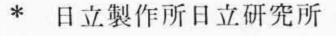
第1図に高圧タービンノズル翼の一例を示す。このノズルに隣接したタービン動翼よりは、 定格速度では約 12,000 c/s 〔翼回転数 6,427 rpm)×(翼数 114)=12,200 c/s〕の脈動蒸気圧が加わる。このノズル翼の固有振動数を静的に測定した結果では(第2図参照)、基本振動数は約 16,000 c/s であった。

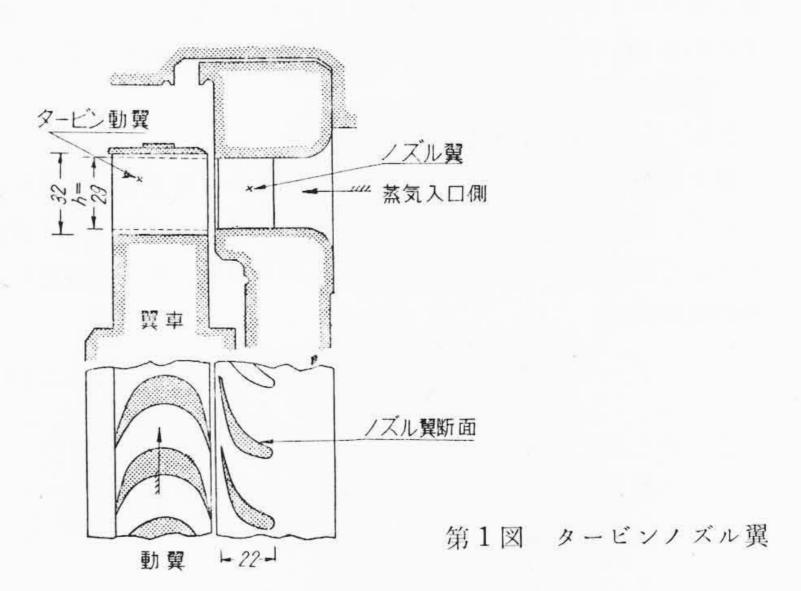
2.2 模型ノズル翼

本実験に供した模型ノズルは第3図(b), (c)に示すように実物ノズル第3図(a)の蒸気出口側相当の部分(簡単なくさび断面の板)で寸法は実物の約2倍である。

実物ノズルで振動が問題となる部分は励振力の位置、ノズルの曲 げこわさを考慮すれば出口端縁付近の肉の薄い部分であり、肉の厚 い部分は振動的に関係ないとみなしてさしつかえない。したがって ノズルの振動について研究するには出口側の肉の薄い部分と厚い部 分、すなわちくさび形断面板の二辺を自由とし、他の二辺が固定された板の薄い部分の振動を調べればよいであろう。厚さが均一の板 に対し周辺固定された正方形板、一辺あるいは隣接二辺固定された 正方形板の固有振動数に関する計算式はあるが⁽²⁾、上記のような変 断面の板に対しては固有振動数を与える計算式はないようである。

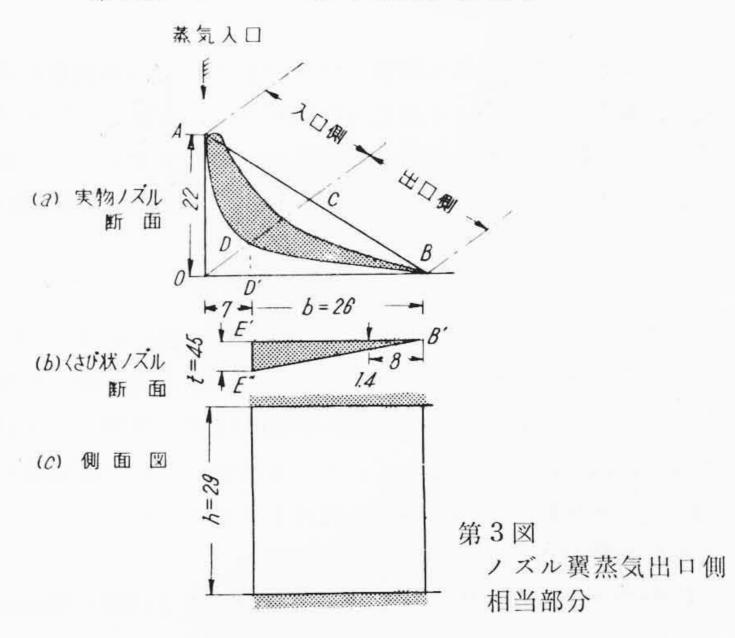
第3図(a)に示す実物ノズルの断面図において、ノズル入口端 Bを結んだ弦の中点CとOを結び、 交点を D とすれば、OB 上に D'B = 26 mm なる長さが得られる。これを模型ノズルの幅 E'B'と





加振用交流電磁石 プロノメータピックアップ ダイヤフラムノズル 一プロノメータ 一加振用発振器 フズルは図左上のダイヤフラムに熔接してある

ノズルは図左上のダイヤフラムに熔接してある第2図 ノズル 翼の振動数測定



日

する。実物ノズルではB端より8mmの位置の厚さが指定されており、端の厚さは指定されていないので研究の便宜上これを零とする。かくしてノズルの実際上振動が問題となる部分は $\mathbf{第3}$ 図(\mathbf{b})のような簡単なくさび状断面の両端固定板と等価とおくことができる。このノズルの高さは $\mathbf{第3}$ 図(\mathbf{c})に示すように実物と等しく \mathbf{h} にとる。

さて模型ノズルの形状は前記のように定まったが、模型の寸法を実物と同等にすると、厚さがよほど薄くない限り、非常に高くなり実験がやりにくくなる。たとえばこのノズルを厚さ 1 mm の方形断面鋼製両端固定はりとして計算すると最低の振動数でも約6,000 c/sであり、中心を固定された円周長が 6h (174 mm)、厚さ 1 mm の鋼製円板の 3 節直径の固有振動の振動数にしても約 4,100 c/s となる。実用上かかる薄いノズルはあり得ないし、これより厚さを増した場合の実験を行なうとすると全体に振動数が高くなり、測定困難となるばかりでなく、かんじんの振動モードの決定もできなくなる。そこで模型の大きさを 2 倍大とし 、h = 55 mm 、b = 50 mm と定め、厚さを t = 2 から 10 mm までの 5 種を作り、厚さ角が変った場合、すなわち $\tan \theta = t/b$ を変えた場合板の固有振動数がどう変るかについて実験することにした。

2.3 ノズル翼の固有振動数

第1図に示したノズルの断面および寸法から考えて、ノズルは板として、特に後縁付近が部分的に振動しやすいものであり、固定はりとして振動しにくいものであることがわかる。そこで板としての振動数の式を

$$f = \frac{\lambda^2 (\tan \theta + c)}{2 h^{1.8}} \sqrt{\frac{Eg}{3(1 - \sigma^2)\gamma}} \quad (c/s) \quad(1)$$

と表わすことにする。ただし

べる)。

 $E = 板のヤング率 2.05 \times 10^6 \text{kg/cm}^2$

 $g = 980 \text{ cm/s}^2$

 $\sigma = ポアソン比 0.316$

 $\gamma =$ 比重量 7.86×10^{-3} kg/cm³

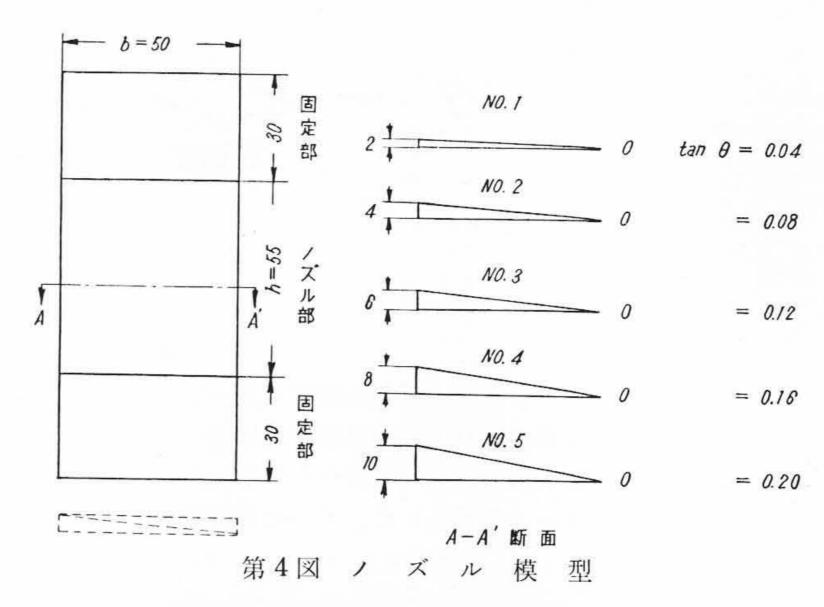
そこで(1)式の根号の値は $3.076 \times 10^5 \text{cm/s}$ となる。hはノズル高さで本模型では 5.5 cm 一定であるので,(1)式は

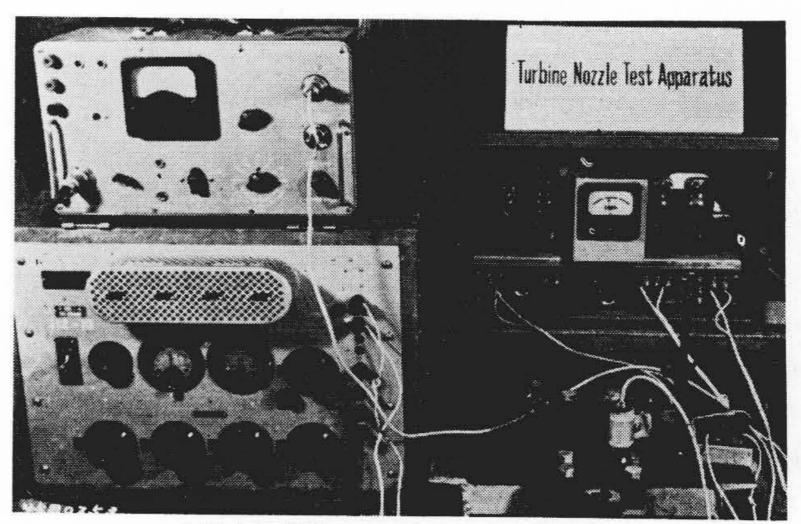
 λ^2 および c はいずれも模型ノズルの板としての振動数に関する係数で、振動モードにより異なった値をとり、実験から定めるべき値である。(1)式のh は板の一辺の長さに相当するもので、常識的には普通 2 なる指数であるが、これを 1.8 とした理由は後で説明する。

3 宝 騇 方 注

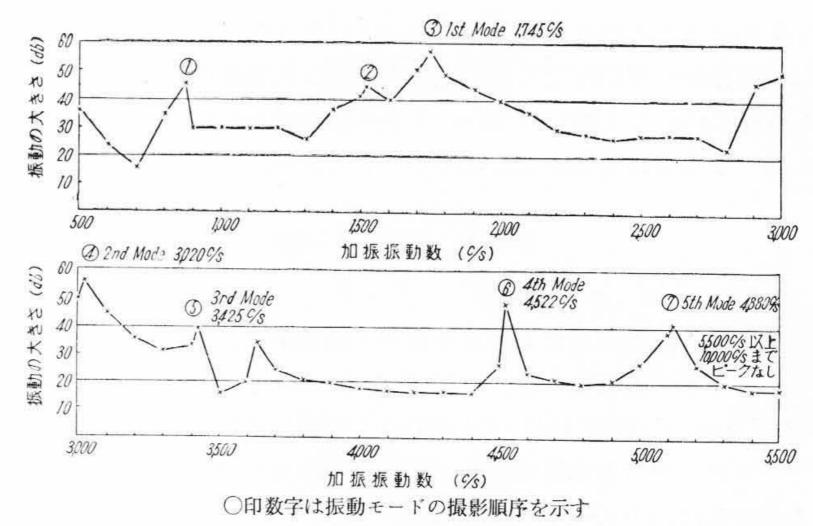
供試ノズルすなわちくさび状板 5 種を**第**4図に示す。(1)式の係数 λ^2 および c を実験的に定めるため後縁の厚さ角を変えた試料 5 種を作った。すなわち $\tan \theta = 0.04 \sim 0.20$ であり,実物ノズル(**第**1図)ではこの値が約0.17となっている。各試料について振動数を測れば(1)式より係数がわかるから,設計上 θ および h を与えてノズルの固有振動数を知ることができる。

模型の両端の固定部分を厚さ 20 mm, 大きさ 100×80mm のコ形

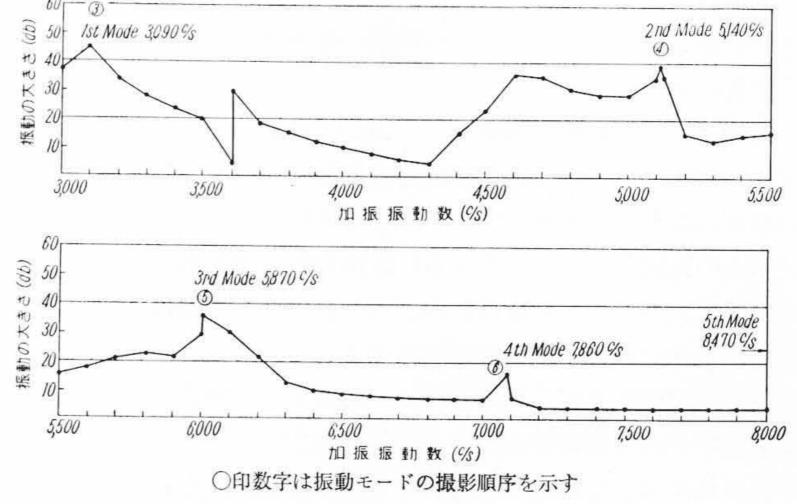




図右下方に模型ノズル, P.U., 電磁石がある 第5図 実 験 装 置 外 観



第6図(A) 模型ノズル No. 1の振動特性



第6図(B) 模型ノズル No. 2の振動特性

わくで固定し、ノズル後縁部に相当する端の中央より交流電磁石で 加振する。電磁石に流れる交流および直流電流は実験を通じほぼ一 定とした。電磁石により振動する振動の相対的大きさはプロノメー タ(日本電子工業株式会社製)クリスタルP. U. の出力電圧の指示を読んだもので、dB単位で表わした(dBの基準は付属較正器で100c/s,100dBとしてある)。測定位置はノズル後縁固定端付近である。振動数にはdBの極大となるときの発振器のc/sをとり、振動モードは共振時において模型表面に鉄粉を散布して生ずるクラドニー図形を写真撮影することにより定めた。装置の外観を第5図に示す。

4. 実 験 結 果

上記方法によって得られた測定結果の一例を第6図(A),(B)に示す。各試料の共振振動において,振動のモードを撮影した結果の例を第7図(A),(B)に示す。各試料について第6図および第7図を対照することにより,振動数と厚さ角との関係を整理した結果を第8図のダイヤグラムとして示す。第8図で1~5形の5本の直線は第7図に示した振動モードに対応するものである。この形以外に第1形に相当する振動数付近に6,7,8形なる3種の共振振動数があり,モー

ドは第1形と大差はない。これらの形は試料により現われることもあり、現われないこともあり明瞭でない。第6図に示すように、最初に最も大きなdBをもって現われるものは第1形であるので、これをもってノズル模型の最低の固有振動の振動数とした。6、7、8形は装置(基礎)の構造物としての固有振動とみなしてまちがいないであろう。

これを確認するため,固有振動数の測定をノズル後縁を打撃し,最低の基本振動をオシログラムに記録する方法をとった。結果は $\mathbf{\hat{s}}$ 9 図のとおりで,試料 No. 1 および No. 2 でそれぞれ 1,700 c/s および 3,150 c/s となり,前記の推定が正しいことがわかった。

5. 結果の検討

5.1 係数の決定

第8図の線図を用いて(1)式の係数 λ および c を定めることができる。すなわち第8図より第1形については

tan $\theta = 0.04$: f = 1,745 c/stan $\theta = 0.16$: f = 5,320 c/s

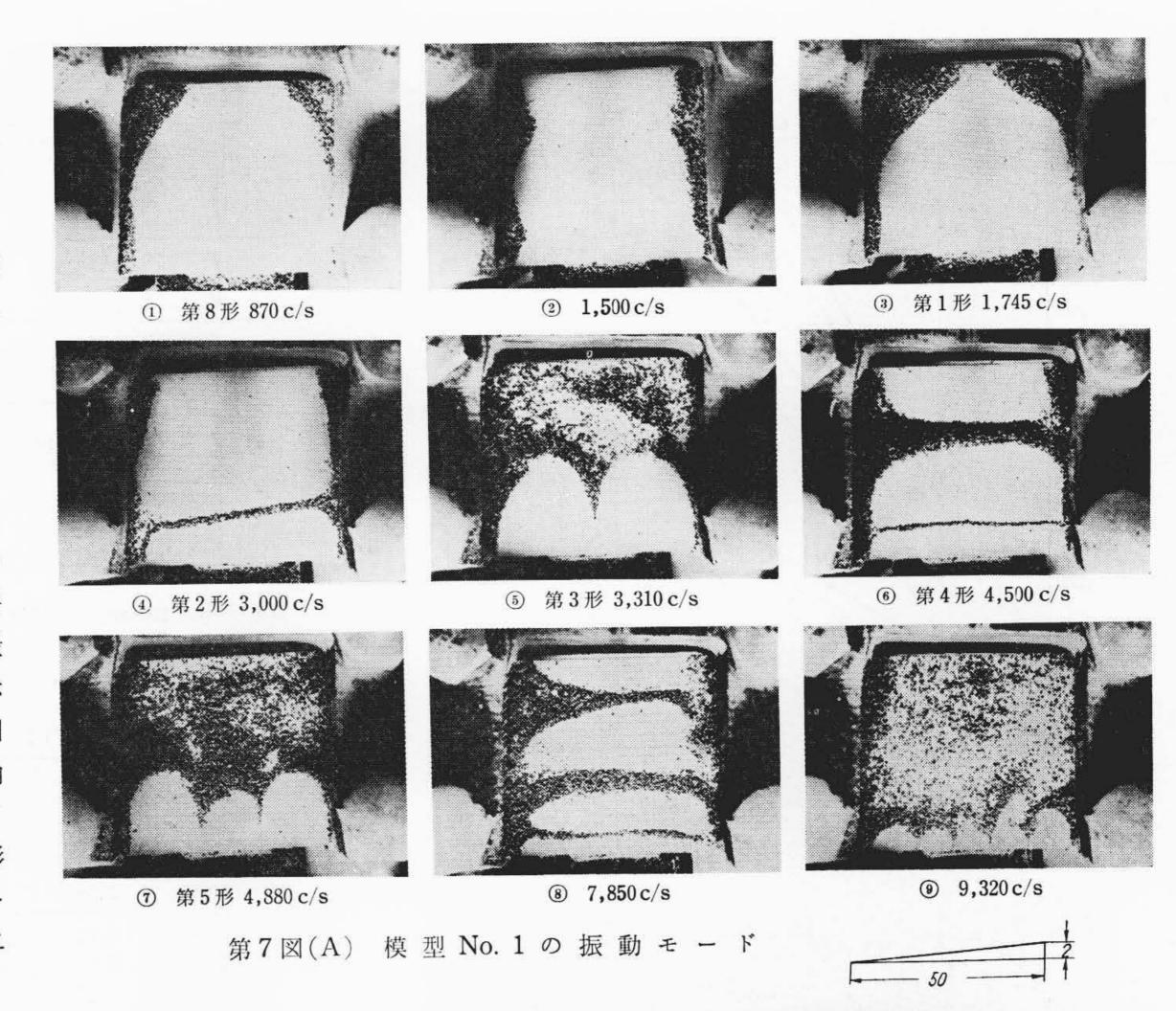
とおくことより係数は

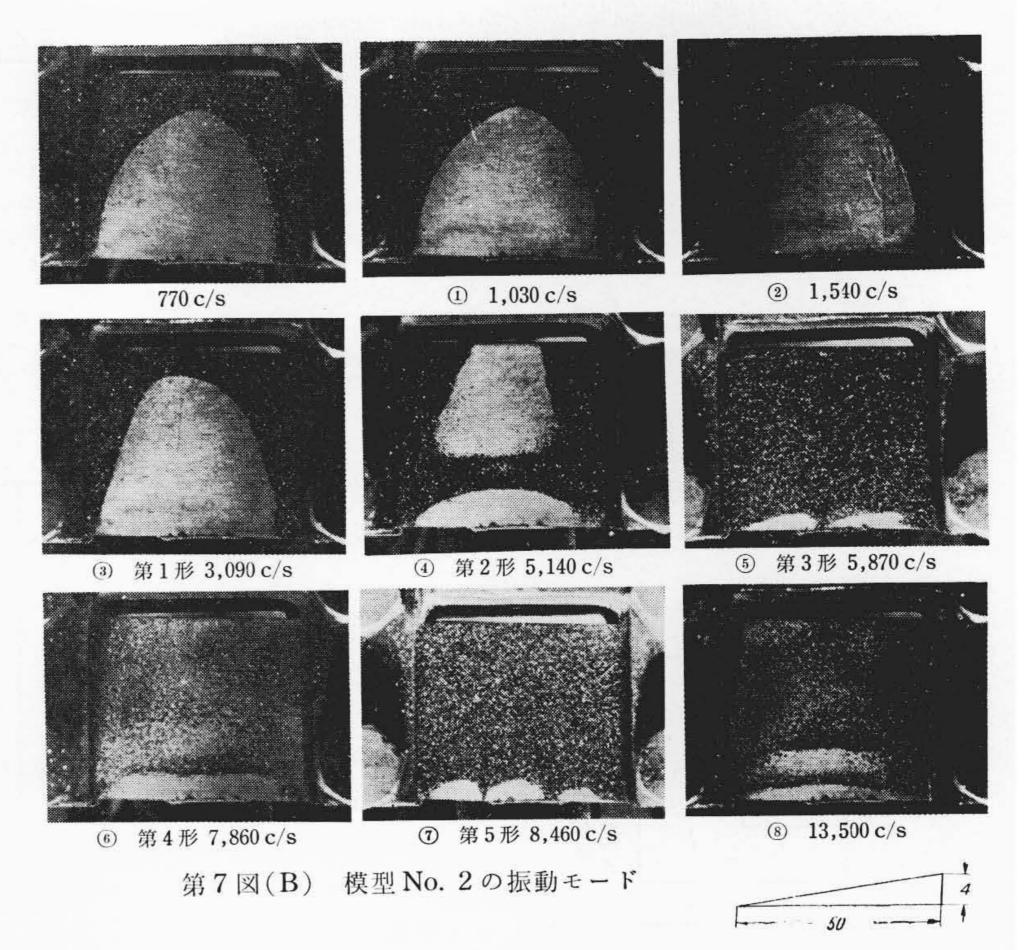
 $\lambda^2 = 4.16$: c = 0.01859

となる。同様に各振動形に対して係数を定めた結果を**第** 1 表に示す。この表より係数が既知であるから、ノズルの設計においては後縁の角度 θ および高さhを既知として振動数を(1)式により計算することができる。

5.2 模 型

本実験に使用したノズルは第3図に示すように出口側後半部(くさび部分)を2倍大にした模型で、入口側前半部はノズルの振動に関係しないものとして省略してある。しかし前半部分も後半部に多少影響を及ぼすかもしれない。この影響を検討するため、さらに第10図に示すような実物に近似な模型ノズル2種について振動数を測定し、これとこれに対応する模型ノズルの振動数を比較してみた。

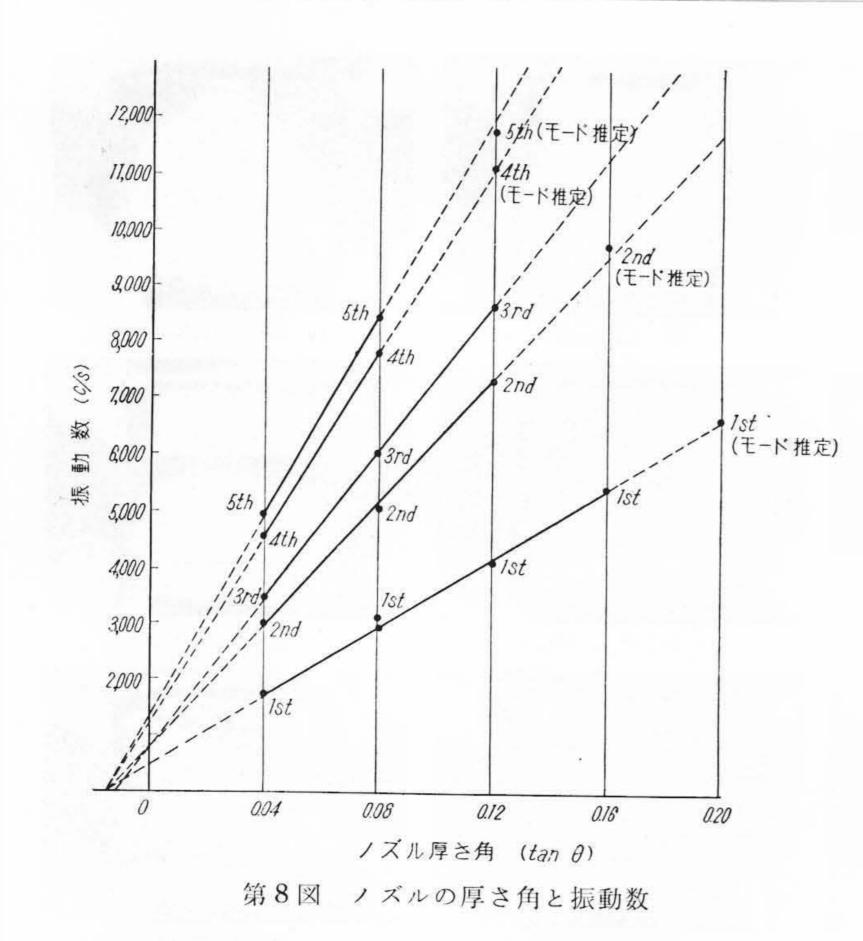


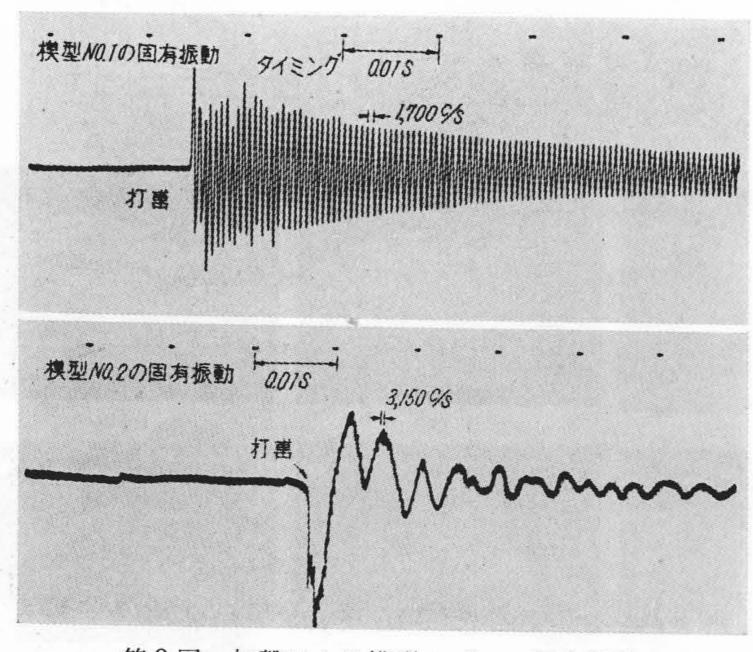


結果は第2表のとおりで、くさび状模型ノズルも実物に近似な第10回の模型ノズルでも、振動数にほとんど差のないことがわかった。したがって最初に用いたくさび状ノズルの振動数は実物ノズルの振動数を定めるための試料として適正といえる。

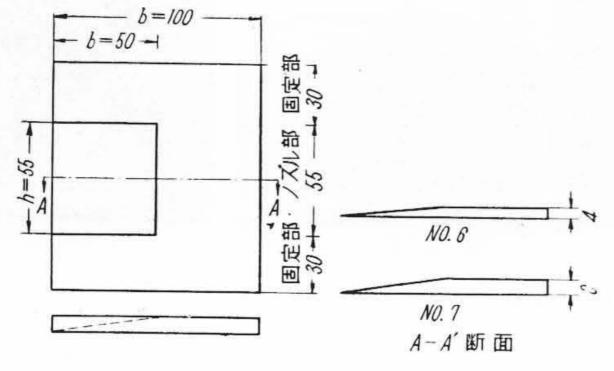
5.3 振動形と振動数

第6図(A), (B)に示す実験結果より模型ノズルの振動形は第1 形より第5形に至る5種が代表的な形であることがわかった。これらの振動形がいずれも両端固定のはりの振動でないことは次の計算 結果からわかる。すなわち既知公式により計算すると第3表のとおりNo. $1\sim4$ のノズルに対し基本振動数は 2,810 \sim 11,240 c/s であ 日





第9図 打撃による模型ノズルの固有振動



第10図 実物に近似な模型ノズル (軟鋼板)

り、各ノズルの1~3形の振動数の間にあるが実験上はこれに対応するような明瞭な共振点は認められなかった。いいかえればノズルは板として振動しやすいものであり、はりとしては振動しにくいものである。

5.4 ノズルの大きさと振動数

(1)式で振動数はノズルの高さhの 1.8 乗に逆比例するとした。 理論上均一厚の方形板あるいは円板の固有振動数は一辺の長さ,あるいは半径の平方に逆比例することから考えて⁽³⁾,このノズル模型の振動数は高さhの平方に逆比例すると考えるのが自然である。ノ

第1表 振 動 数 係 数

振 動 形		係 数	係数を定めるため	
1版 业厂 万多	22	С	用いた実験値	
1	4. 16	0.01859	ノズル NQ 1 : 1,745 NO.4 : 5,320	
2	7. 53	0.01594	NO. 1: 3,020 NO. 3: 7,340	
3	9. 23	0.01173	NO. 1: 3,425 NO. 3: 8,720	
4	11. 64	0.01418	NO. 1: 4,522 NO. 2: 7,860	
5	12. 53	0.01425	NO. 1: 4,880 NO. 2: 8,470	

備考: 第3図の線図は式(2)により表わされると考え,式(2)の中に第3図の実験値を入れ、fを與えて25およびCを定めてある。

第2表 厚さ角の等しい模型ノズル2種の振動数の比較

ノズルNo.	$\tan \theta$	固 有 振 動 数 (c/s)				
2 25/2 NO.	tano	第1形	第2形	第3形	第4形	第5形
2 (くさび) 6 (第10図)	0.08 0.08	3,090 3,100	5,140 5,400	5,870 5,700	7,860 7,700	8,470 8,400
3 (くさび) 7 (第10図)	0.12 0.12	4,170 4,300	7,300 7,100	8,700 8,500	-	11,500

第3表 模型ノズルの両端固定はりとしての振動数計算値 (c/s)

ノズル	計算値	備す	き: 板としての実	験値
	計算値	第1形	第2形	第3形
1	2,810	17,450	3,020	3,310
2	5,620	3,090	5,140	5,870
3	8,450	4,170	7,340	8,700
4	11,240	5,320	9,800	不明

備考: $f = \frac{4.73}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EIg}{\gamma A}}$ により計算, $l = 5.5 \, \mathrm{cm}$, $\sqrt{\frac{Eg}{\gamma}} = 5.05 \times 10^5 \, \mathrm{cm/s}$, $\sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{t}{4.24} \, \mathrm{cm}$,t は板の厚い側の厚さ(cm),

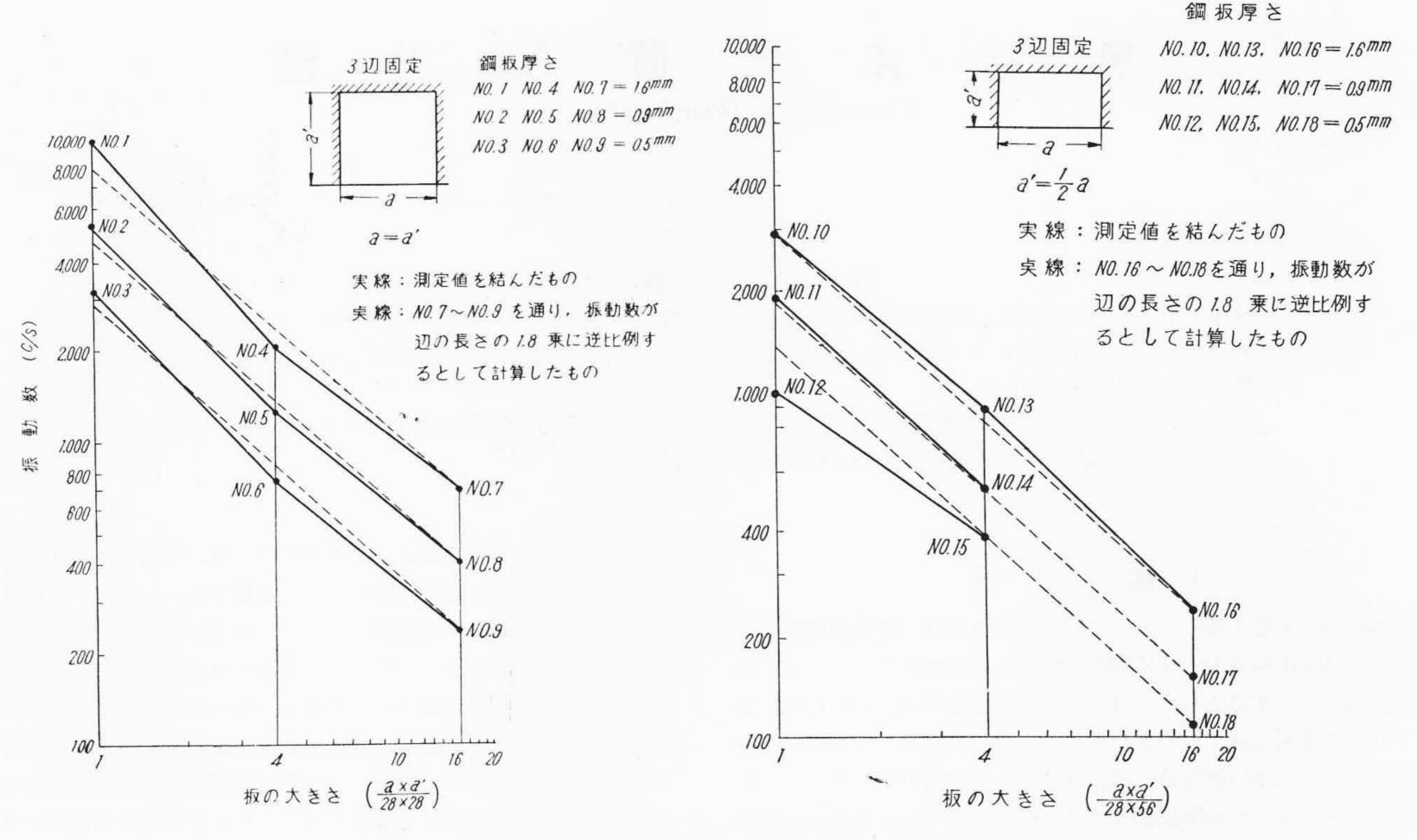
第4表 矩 形 板 寸 法 (mm)

模型 No.	長 辺 a	短 辺 a'=a	厚 さ t	模型No.	長 辺 <i>a</i>	短 辺 $a' = \frac{1}{2}a$	厚 さ t
1	28	28	1.6	10	53	28	1.6
2	28	28	0.9	11	56	28	0.9
3	28	28	0.5	12	53	28	0.5
4	56	56	1.6	13	112	55	1.6
5	56	56	0.9	14	112	56	0.9
6-	56	56	0.5	15	112	56	0.5
7	112	112	1.6	16	224	112	1.6
8	112	112	0.9	17	224	112	0.9
9	112	112	0.5	18	224	112	0.5

ズルは近似的には3辺固定,1辺自由の方形板に等しいと考えられる。かかる境界条件の板について,厚さが均一ならばはたして振動数は辺の長さの2乗に逆比例するであろうか。これを明らかにするため,第4表のような正方形板と方形板について,1次の固有振動数を測定してみた。結果は第11図のとおりで,振動数は辺の長さの2乗に逆比例するとするより,1.8乗に逆比例するとしたほうが実際とよく一致することがわかった。以上の理由により,模型ノズルの振動数計算では振動数はノズル高さの1.8乗に逆比例するとしたのである。

5.5 計算値について

第3表に示すノズルについて計算を行ない、1形について実験値



第11図 3 辺固定 1 辺自由方形板の固有振動数

と比較してみた(2形以上は振動数高く測定不能)。このノズルは実際に使用したもので、固有振動数は計算上1形17,750 c/s、2形31,680 c/s ……5形52,250 c/s にわたっており、これに対し加振サイクルは11,860 c/s なので、振動的には安全なノズルであることがわかった。なおこのノズルの1形振動の測定値は16,100 c/s であった。測定値が計算値よりやや低目になっているがこれは実物ノズルと計算上のノズルの寸法の相違および熔接による方法が削出しと異なる固定条件を与えることに起因するものであろう。設計上の参考とするため計算例題を記しておく。

計算例: 後縁が下記寸法のノズル翼5種A……Eあり,

ノズル	$\tan \theta$	高さh(cm)
A	0.170	2.9
В	0.204	3.7
C	0.204	3.2
D	0.204	2.7
E	0.204	2.2

タービン回転数 6,244 rpm (104.1 c/s), ノズルに隣接する翼車上の羽根数は 114 枚である。最低固有振動数が励振サイクルに対し15%以下に近接しているノズルはどれか。

〔解〕 ノズルに対する励振サイクルは 104.1×114=11,860 c/s

である。実物ノズル No. $1 \sim 5$ の最低固有振動数(第1形の振動数) を計算式(1)式によって計算する。

$$f = \frac{\lambda^2 (\tan \theta + c)}{2 h^{1.8}} \sqrt{\frac{Eg}{3(1 - \sigma^2) \gamma}} = \frac{\lambda^2 (\tan \theta + c)}{2 \times h^{1.8}} \times 3.076 \times 10^5 \text{ (c/s)}$$

において 22 および c は第1表よりそれぞれ 4.16 および 0.01859 であ

るので、 $\tan \theta$ および \hbar に上記の値 を入れてfを計算すると右記のよう になる。すなわち、加振サイクル 11,860 c/s に対し最も近い固有振動 数を有するものはノズルBで 13,510 c/s であり、後者は前者に対し約

ノズル	1 形振動数計算値 (c/s)
A	1.775×10 ⁴
В	1.351×10^{4}
C	1.754×10^{4}
D	2.382×10^{4}
E	3.446×10^{4}

14%離れ、AおよびCはいずれも約50%離れている(ノズルの共振振動はいくら離れたら安全かという規準はないが、第6図(A)、(B)から判断して1形では約15%以上あれば共振曲線からはずれるとみてよいであろう)。 なおノズルは実際使用時高温蒸気流中にさらされるから計算式でEを温度について適宜補正する必要がある。

6. 結 言

タービンノズル翼の固有振動の振動数および振動モードを実物の 2倍大のくさび状模型ノズルにより実験した。

(1) 振動数は

$$f = \frac{\lambda^2 (\tan \theta + c)}{2 h^{1.8}} \sqrt{\frac{Eg}{3(1-\sigma^2)\gamma}} (c/s)$$
 (cm, kg 重, 単位)

なる式で表わされる。ただし θ はノズル後縁の角度,hはノズルの高さ, λ およびcはモードにより実験的に定まる常数である (第1表参照)。

- (2) 振動モードは**第7**図(A)または(B)に示す5種が主要である。
- (3) 実際のノズルの設計にあたってはノズルの第1形の固有振動数が隣接タービン翼の数とタービン回転数に対し15%以上離れさすことが必要である。

本研究にあたり,実験に協力された日立研究所振動実験室関係者 各位,実物ノズルの製作ならびに設計資料を提供された日立工場タ ービン設計課関係者各位,ご指導ごべんたつを賜わった日立研究所 今尾技師長ならびに北川部長,社外発表の機会を与えられた日立工 場綿森部長に厚くお礼申しあげる。

参考文献

- (1) 小堀: タービン翼の振動応力と減衰率 日立評論 **39**,5551~559 (昭 32)
- (2) Dana Young: Vibration of Rectangular Plates by the Ritz Method, Jl' of Applied Mechanics 448~453 (1950)
- (3) 日本機械学会: 機械工学便覧改訂第4版3~55(昭36-3日本機械学会)