

〔原著〕 松本歯学 24 : 58~71, 1998

key words : エアタービン・ハンドピース — 歯科用切削器具 — 精密騒音測定

歯科用エアタービン・ハンドピースの静音設計に関する検討 第1報 異なる形態のタービン翼の騒音測定と評価方法について

野村寿男, 伊藤正明, 内田昌治, 矢島芳明, 鷹股哲也

松本歯科大学 口腔診断科 (主任 鷹股哲也教授)

Examination of the Stillness Sound Design of
an Air Turbine Handpiece for Dentistry

1. Noise evaluation of different types of turbine wings

TOSHIO NOMURA, MASAOKI ITOU, MASAHARU UCHIDA, YOSHIKI YAJIMA and TETSUYA TAKAMATA

*Department of Dental Diagnostic Sciences, Matsumoto Dental University School of Dentistry
(Chief : Prof. T. Takamata)*

Summary

Noise reduction of an air turbine hand piece in general practice helps to reduce a patient's physical and psychological pain and suffering. The relationship has not been determined between the wing shape of an air turbine hand piece and noise. This study was conducted to evaluate the relationship between the noise of an air turbine hand piece and wing shapes, rotational frequencies and torque. The results were as follows :

1. The actual frequency of an air turbine hand piece whose pneumatics were changed from 0.5 kgf/cm² to 3.0 kgf/cm² almost coincided with predicted measurements. The results suggested that the noise of an air turbine hand piece was similar to an air blower piece. Furthermore, the kind of noise was nearly equal to that of the rotational noise of a moving blade. There was no evidence of a relationship between frequencies and wing shape.
2. When comparing standard and small types of turbine wings regarding rotational frequency the latter was less than 2.5 kgf/cm².
3. Increased rotational frequencies were observed when the back of the turbine wings was slightly thinned. Rotational noises also increased with this type.
4. It was suggested that to maintain the torque of an air turbine hand piece a concave wing and closed structure should be used.

緒 言

現在の歯科医療の現場では歯科用エアタービ

ン・ハンドピース (以下, HP) は必要不可欠な治療器具として広く使われ, また臨床に使用される HP は, 性能的にはトルクの向上, 扱いやす

さ、オートクレーブに耐える滅菌可能なものが当然とされ、今日でも研究・改良が続けられている。しかしながら患者が歯科治療に対して最も嫌悪感を感じる“金属音”として表現されるタービン音については直接的対策はなされておらず、密閉形態に近いカートリッジ式やベアリングからの振動を抑えたエアベアリング式など二次的に騒音が減少したものが普及しているのが現状である。

騒音発生機構や測定などの研究¹⁻¹⁰⁾は数多く報告されているが、タービン翼形態自体の対策に関する報告は少なく、対策の遅れている分野で、いまだに患者に強い恐怖感と不安を与えていることは周知の事実である。

「歯医者は怖い」と言われている内容には治療時の疼痛とともにタービン音が嫌悪の対象になっており、発生する騒音は患者のみならず使用する術者側にも衛生学的な見知からも血圧や脈拍にも影響があると考えられている^{5,9,12,15)}。

送風機やターボ機械の分野での騒音分類に関する検討^{13,14)}は進んでおり、分類¹⁴⁾もされている。歯科用 HP で発生している騒音は、これらの騒音の種類と比較したとき回転騒音としての動翼回転騒音と干渉騒音、および翼の間隙や翼に当たる噴流、回転時の空気の乱流などから生じている乱流騒音が主体と考えられる。

そこで著者らは、まず騒音発生と歯科用 HP の騒音の種類を評価するとともに、タービン翼の形態を変えることにより騒音の種類に変化が生じるかどうか、切削時の空気圧がタービン翼の形態と騒音にどのような影響を与えるかについて検討を加えた。

材料と方法

実験装置および実験方法

騒音の測定に際して使用した機種は RION 社製・精密騒音計 SA-74 (Fig. 1), マイクロホンは同リオン社製・UC-27, NH-40 を使用、特性レベルは A 特性 (聴感補正) で行った。

測定する受音点は HP 製作会社の従来の測定条件に従い、排出するエアーの直接かからない HP ヘッドの 9 時の位置、300mm 離れた位置 (Fig. 2) で計測した。回転数計測計は MICRON 社製・HP カウンタ (Fig. 3), 手元の気圧計に COPAL 社

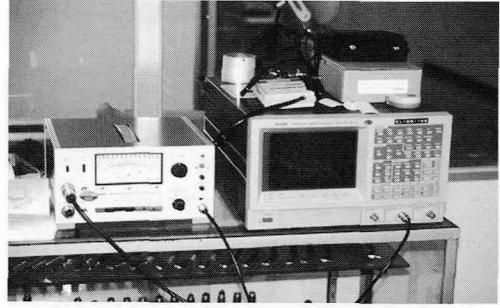


Fig. 1: 精密騒音測定装置

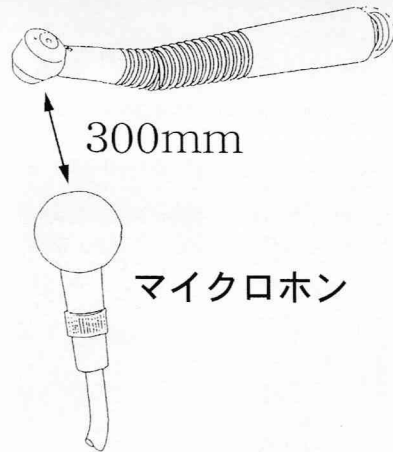
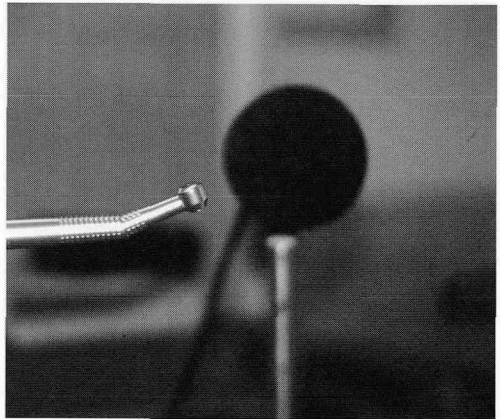


Fig. 2: 騒音測定状況

製 PRESSURE GAGE を使用した。

トルク測定は IMADA 社製 DIGITAL FORCE GAUGE をトルク測定用に改良したものを使用し、回転軸に垂直方向に加重をかけるラジアル荷重で計測した (Fig. 4)。

計測条件はタービンの注水がオフ状態でパ-

装着は騒音測定時には無しで行い、回転数測定時およびトルク計測では測定専用のバーを装着して行った。

騒音測定に際しての測定環境条件としての室内騒音レベルは、低音域を示し、今回の測定に大きな影響を与えるものでないことを確認した。その後、比較実験としてタービン翼無しの状態を測定したところ、80 dB 程度のピーク周波数の判定が困難なホワイトノイズ様騒音が計測された

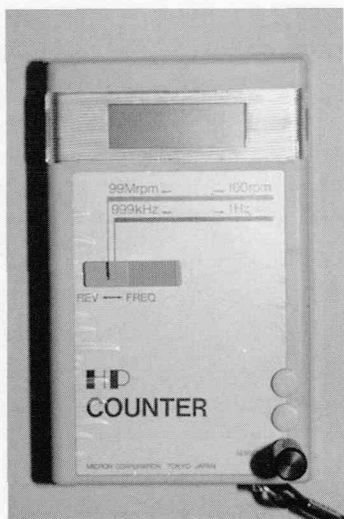


Fig. 3 : 回転数測定装置

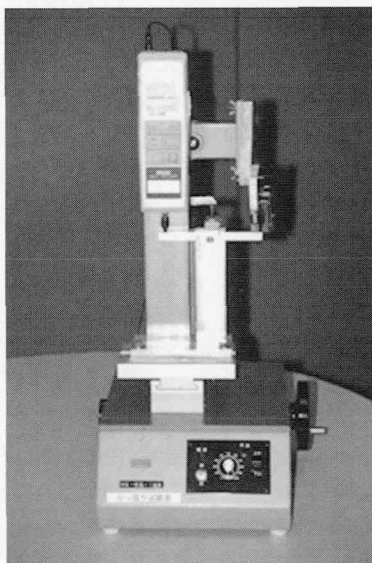


Fig. 4 : トルク測定装置

(Fig. 5). 周波数は0.0 Hz~10,000 Hz までの可聴実用域で測定、周波数成分のうち、最大 dB を示した部位を結果とした。

実験1. 翼先端と隔壁の間隙量について

HPは現在市販されている吉田製作所製 HI-TORQUE 535 B を使用した。外壁とタービン翼外周辺縁の距離が0.35 mm で製作されており、内蔵しているタービン翼を標準型とした。

このタービン翼の類似形態で、翼枚数を8枚、外壁からさらに1.00 mm の距離をおいた小型タービン翼を製作(合計間隙1.35 mm)し、これを小型とした(Fig. 6, 7)。

標準型の形態は8枚翼で構成されており、翼の空気を受ける面が回転途中で噴射流と直交する状

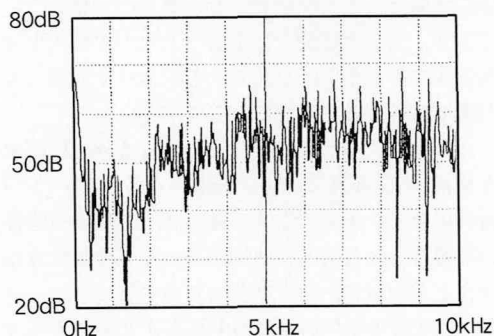
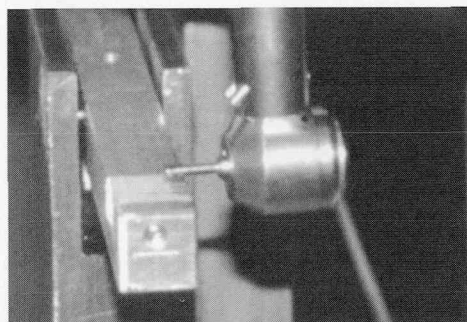


Fig. 5 : カートリッジなしの騒音測定



ラジアル加重

況を有する形態で、さらに効率を上げるために凹型面を有している。小型は同様形態であるが、外形の形態の制約から噴射流との直交はできなかった。計測は標準型、小型ともに空気0.5 kgf/cm²から0.5 kgf/cm²毎に3.0 kgf/cm²までの6つの圧

力で測定、それぞれの回転数、トルク、騒音レベル、および周波数を測定した。

実験2. 翼背面の空気抵抗について

標準型形態の翼背面のエッジ部分を半径0.5 mm、および1.0 mm に丸めた形態2種類(Fig. 8)を製作(以下、R0.5型、R1.0型とする)した。これについても空気圧を0.5 kgf/cm²から0.5 kgf/cm²ごとに3.0 kgf/cm²までの6項目について、実験1と同様にそれぞれの回転数、トルク、騒音レベルおよび周波数を測定した。

実験3. 1/2反転標準型、Edge Cut型、Edge Cut 1/2反転型とこれらのシフト型について

標準型のタービン翼の軸に対して直角に輪切り状に切断した形態を作成し、この翼を切断面で裏返した形態を1/2反転標準型として製作した。

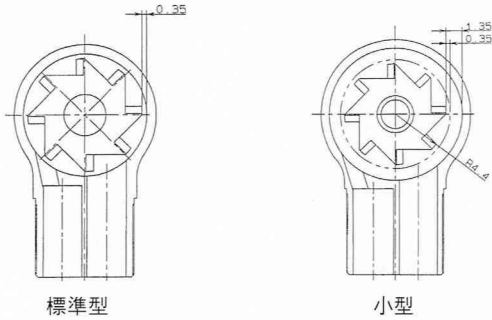
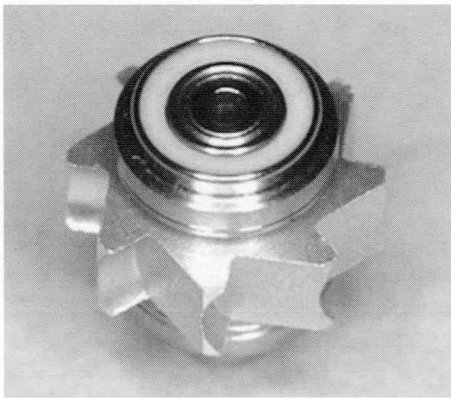
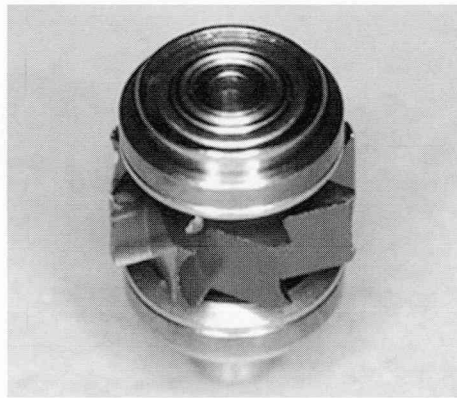


Fig. 6 : 標準型および小型の形状比較 1

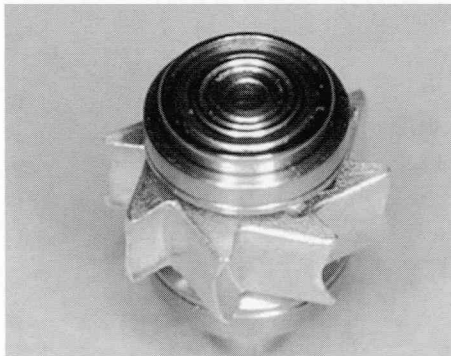


標準型



小型

Fig. 7 : 標準型および小型の形状比較 2



R0.5型



R1.0型

Fig. 8 : R0.5型およびR1.0型の形状比較

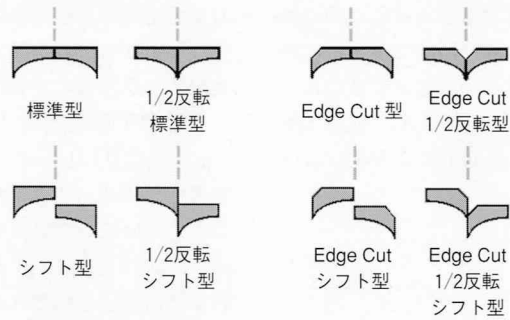


Fig. 9: 1/2 cut型およびシフト型の翼先端の比較

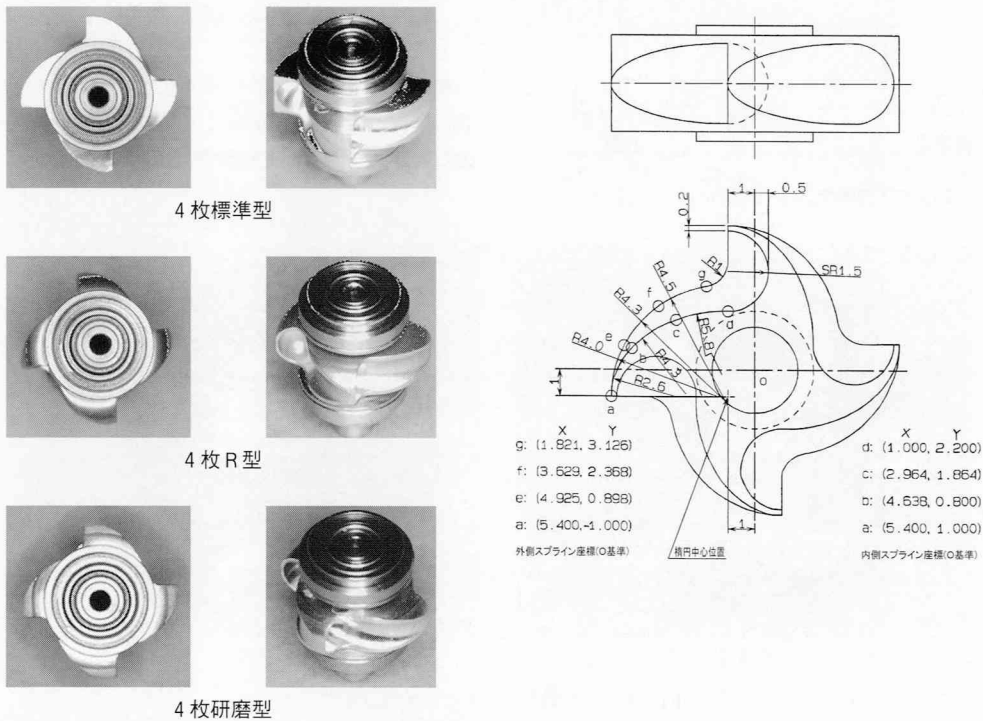


Fig. 10: 4枚型の形状比較

反転せずに翼先端をわずかにカットした形態をEdge Cut型とし、その反転型をEdge Cut 1/2反転型、さらにこれら4形態について翼をずらした形態をシフト型として製作した (Fig. 9)。

シフト角度は 0.0° 、 2.5° 、 5.0° 、 10.0° 、 15.0° 、 20.0° および 22.5° の7つの角度を設定し、すべての形態について3つ製作し平均値を結果とした。測定条件は空気圧を 2.0 kgf/cm^2 として使用機器は実験1、2と同じ機種を使用し、回転数、騒音レベルおよび周波数を測定した。

実験4. 4枚翼について

翼枚数の変化と発生する周波数および騒音レベルを検討するために4枚翼を製作した。タービン翼形態は (Fig. 10) に示した様に曲面で構成されており、空気を受ける面積と排気方向に検討をくわえた。製作した種類は切削のみ (4枚標準型)、面取りした形態 (4枚R型) さらにパレル研磨を施した形態 (4枚研磨型) を製作し、回転数、騒音レベルおよび周波数を測定した。

結 果

実験結果 1：標準型と小型のタービン翼の騒音測定について

標準型、小型の回転数、トルク、騒音レベルの結果を (Table.1) および回転数の測定結果 (Fig. 11) を示す。

標準型では回転数は低い気圧から上昇を示すが、規定気圧の2.0 kgf/cm²以上では気圧を上げても回転数の上昇は押さえられる結果となり、逆に小型では高回転での伸びの傾向が見られた。

トルク測定結果 (Fig.12) を示す。標準型では

Table 1：標準型および小型の測定結果

空気圧	標準型			小 型		
	回転数	トルク	騒音レベル	回転数	トルク	騒音レベル
kgf/cm ²	×10 ³ rpm	g	dB	×10 ³ rpm	g	dB
0.5	181.0	310	62	128.0	120	63
1.0	261.5	370	63	212.3	200	63
1.5	305.4	410	67	261.5	260	67
2.0	351.0	520	70	320.0	290	69
2.5	376.0	530	74	353.0	350	70
3.0	388.5	560	73	396.5	400	74

低い気圧からトルクが上昇、規定気圧で約520 gを示した。小型では標準型の2/3程度のトルクであった。

騒音レベルの測定値は標準型、小型ともに62～74 dB以内での変化があり、小型では規定気圧付

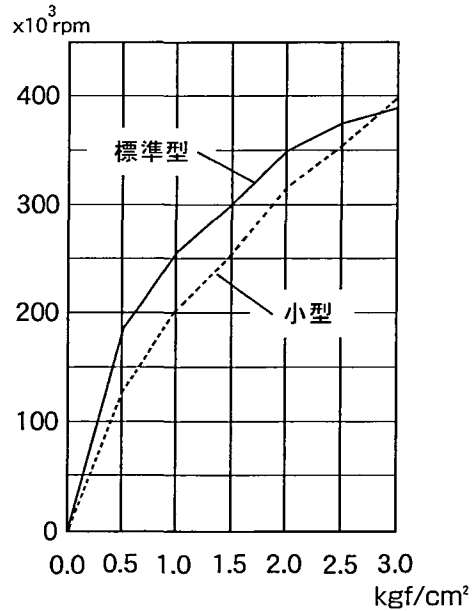


Fig. 11：標準型および小型の回転数の比較

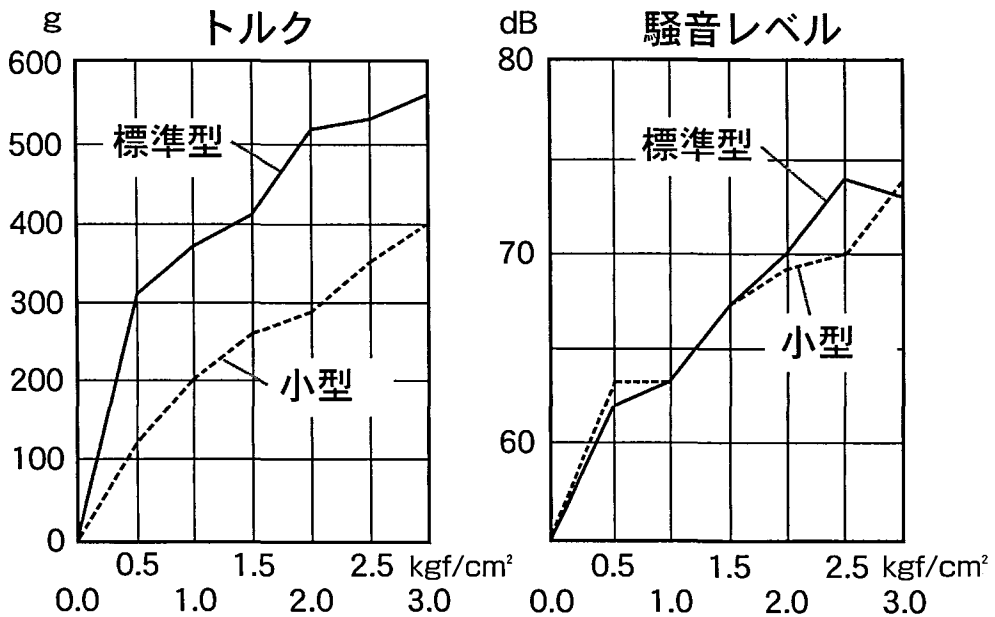


Fig. 12：トルクおよび騒音レベルの比較

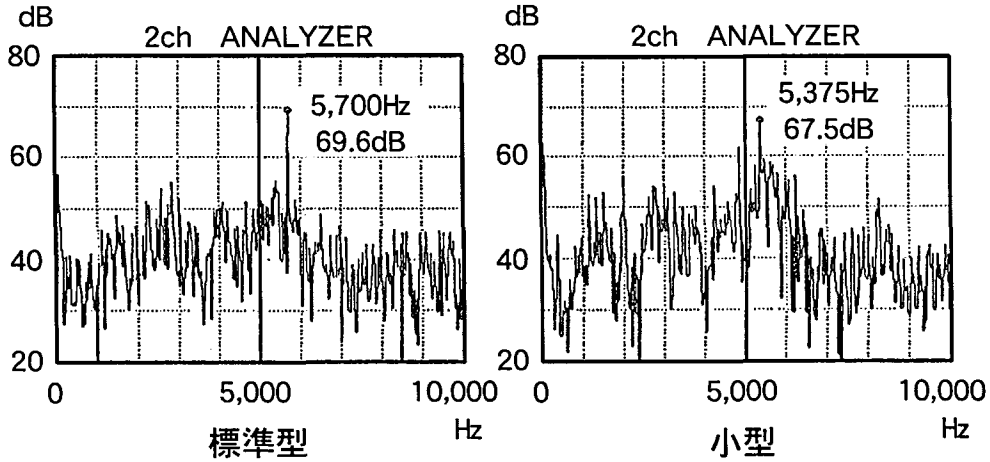


Fig. 13：標準型および小型の精密騒音測定結果

Table 2：R型の測定結果

空気圧 kgf/cm ²	標準型			小 型		
	回転数 ×10 ³ rpm	トルク g	騒音レベル dB	回転数 ×10 ³ rpm	トルク g	騒音レベル dB
0.5	190.5	270	64	189.0	210	63
1.0	274.0	310	68	273.0	320	67
1.5	332.0	410	69	334.0	380	71
2.0	384.0	450	74	380.0	420	72
2.5	404.0	510	78	401.0	500	75
3.0	442.0	530	78	421.5	550	77

近で1～4 dBの低減が見られた。

周波数は規定気圧域で低い値を示した。実測した2.0 kgf/cm²下での精密騒音測定結果 (Fig. 13) を示す。標準型の周波数は5,700 Hzにピークが計測され小型では、5,375 Hzであった。騒音レベルは標準型で69.6 dB, 小型が67.5 dBであった。小型は最大ピークの前後で別の周波数が存在し、騒音レベルに2.1 dBの低減がみられた。実際に感じた騒音はホワイトノイズ様騒音であり、マスキングされる傾向が感じられた。

実験結果 2：翼背面の空気抵抗について

規定気圧での回転数は標準型より約3万 rpm 程度の高回転 (Fig. 14) を示した。R0.5型とR1.0型の削除量についての变化は少なかったが、3.0 kgf/cm²以上では両者に伸びが予想された。

トルクでは標準型と比較して、若干の減少傾向

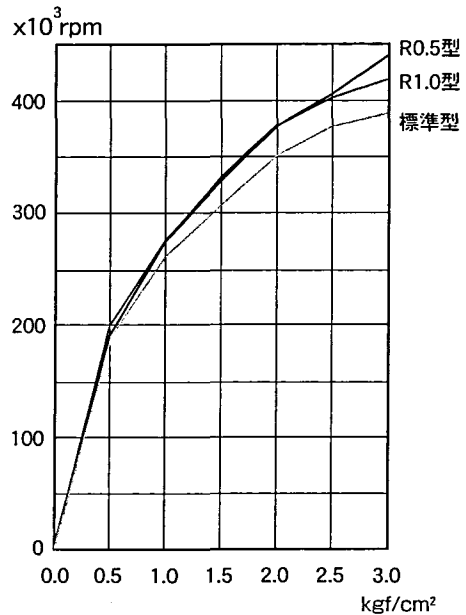


Fig. 14：R型の回転数の比較

(Fig. 15) があり、2.0 kgf/cm²の測定では標準型が520 g, R0.5型で450 g, R1.0型で420 gで、削除量が多いR1.0型ほど減少傾向をしめした。

騒音レベルは標準型と比較してR型で若干大きく観察され (Fig. 15) 削除量と一致しない複雑な結果となった。

実験結果 3：1/2 反転cut型, Edge Cut型, 1/2 反転 Edge Cut型とこれらのシフト型について

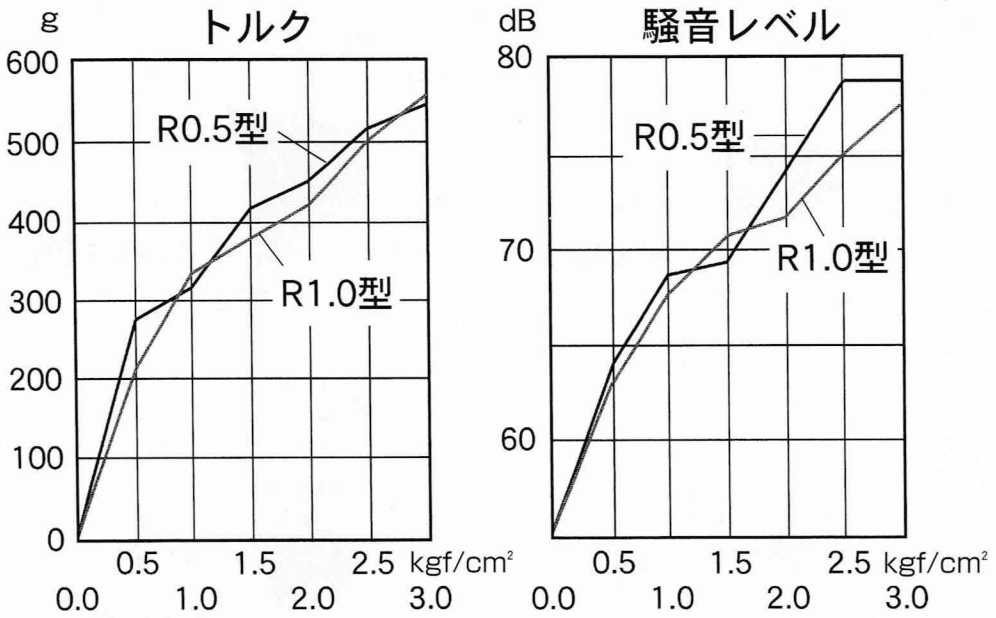


Fig. 15 : R型のトルクおよび騒音レベルの比較

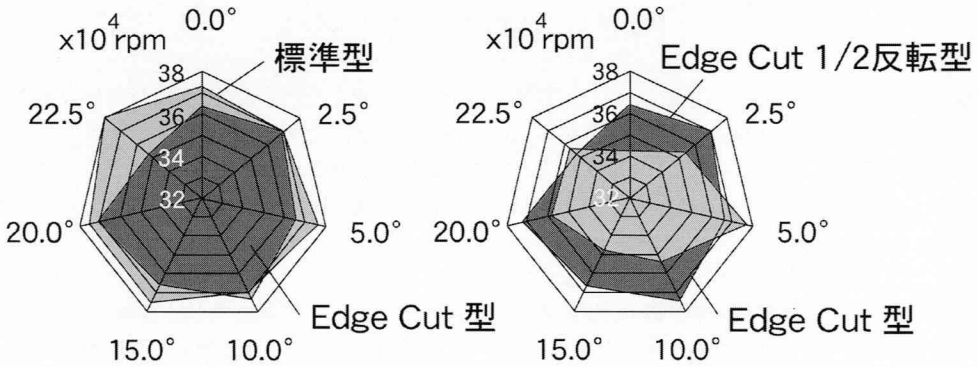


Fig. 16 : シフト型の回転数の比較 1

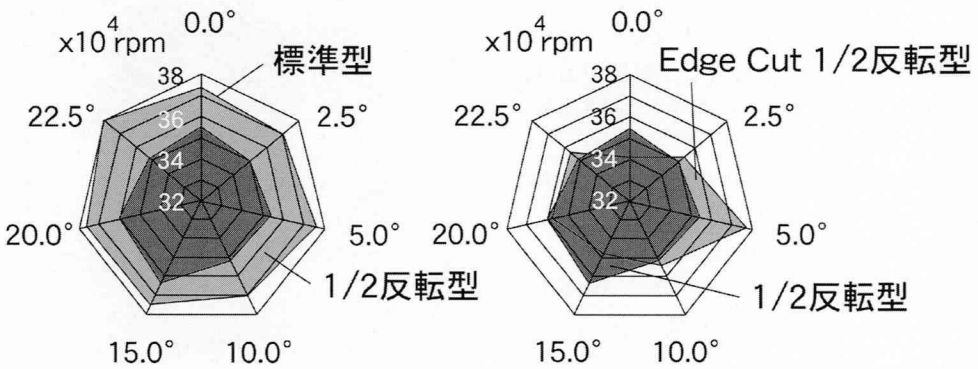


Fig. 17 : シフト型の回転数の比較 2

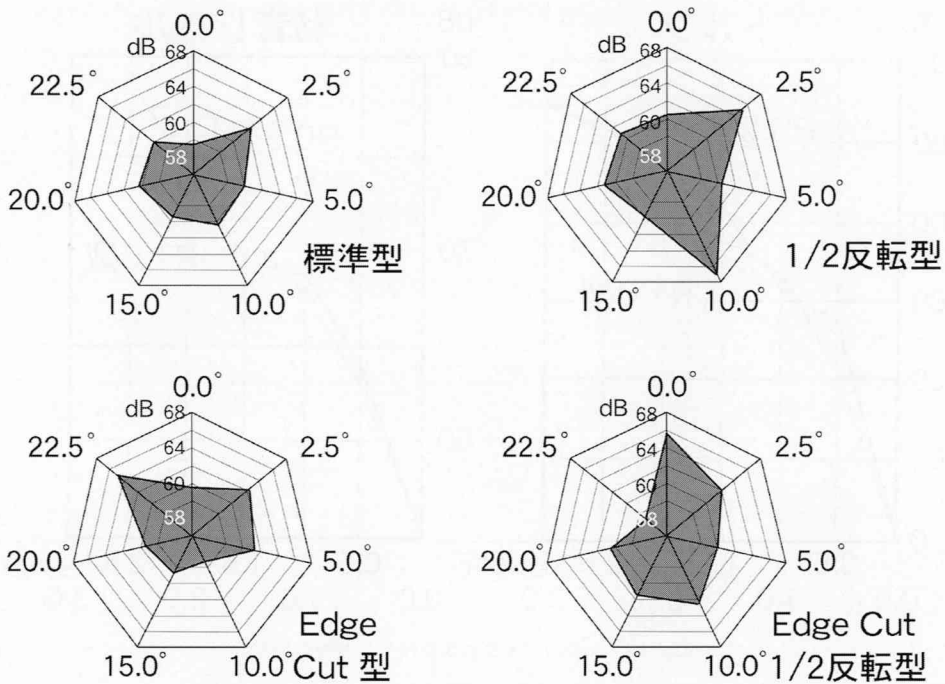


Fig. 18：シフト型の騒音レベルの比率

回転数の測定結果を示す (Fig. 16, 17). 標準型と Edge Cut 型の回転数に変化は少なかったが, 22.5°で Edge Cut 型に27,700 rpmの低下が見られた。

Edge Cut 型と Edge Cut 1/2 反転型では Edge Cut 型でやや高回転を示す傾向があった。5.0°では Edge Cut 1/2 反転型の方が高回転を示し 22.5°では Edge Cut 型が低回転を示した。

標準型と 1/2 反転型を比較した場合, 全体的に平均で18,000 rpm 標準型が高く, 全てのシフト角で標準型は高回転を示した。

1/2 反転型と Edge Cut 1/2 反転型では全体的には回転数は低く各角度での増減があり, Edge Cut 1/2 反転型の5.0°以外では顕著な傾向は見られなかった。

騒音レベルの結果を示す (Fig. 18). 各の角度で騒音レベルが低く観察されたのは標準型と Edge Cut 型であったが Edge Cut 1/2 反転型の22.5°において実験の最小レベルの56.9 dBで標準型より若干の低下が観察された。

実験結果4. 4枚翼について

回転数は標準型と比較して20,000 rpm 程度の

上昇が観察された。4枚R型では回転数が高く計測されたが, これは3つのサンプルのうち1つに高回転が計測されたためでこれを除くと他の4枚型は同程度の回転数をしめした。騒音レベルは標準型より約3 dB 高く測定された。

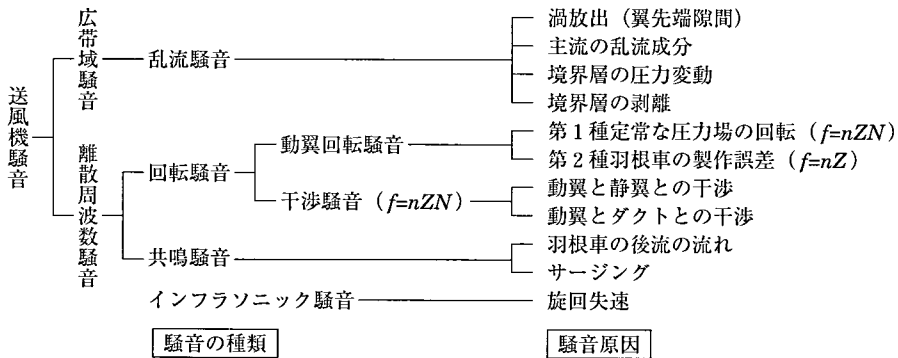
考 察

歯科機器を含め機械産業の発展はMC 機器 (コンピュータ制御による切削加工機器) の精密加



Fig. 19：最近のタービン翼

Table 3: 軸流あるいは斜流の送風機騒音の分類



引用：日本機械学会 機械騒音ハンドブック¹¹⁾

工にも及び、コンピューター制御による複雑な形状も製作可能となり、現在使用されている歯科機器の加工にもMC加工は常識となっている。しかしながら現在使用されているHPのタービン翼の基本的形態は、ほとんどの製品が8枚または6枚翼の鋸型であり、形状についての報告⁷⁾は少なく、最近になって、騒音対策を考慮したといわれる複雑な形態も作り出されている (Fig. 19)。

エアータービンを空気機械として考えた時、似た原理で作動する機械として送風機、ターボ機械などがあり¹¹⁾、この騒音は、扇風機などの騒音ではかなり対策¹²⁾も進み騒音の減少に成功し、騒音の分類も行なわれている (Table 3)。

HPから発生している騒音の周波数は、4,000~5,000 Hzと人に聞こえるものから40,000 Hz程度の超音波領域にまで⁹⁾及んでおり、騒音レベルも大きく、その騒音被爆が人体への影響を示唆する報告¹²⁾もあり、騒音対策は必要なものであると考えられる。

騒音の評価を示すものには音の強弱を騒音レベル (dB)、また高低を周波数 (Hz)、強弱と高低双方の関係を表したのがラウドネスレベル (phon)であり、これらで評価するのが、一般的とされている。

送風機から発生するの騒音の種類 (Table 3)は広帯域騒音と離散周波数騒音とに分類され、この離散周波数騒音のなかでもタービン音の第1の原因は回転騒音とされている。さらに回転騒音は動翼回転騒音と干渉騒音に分けられている。

動翼回転騒音は羽根通過時に刻々変化する空気の圧力場であり、これが“音”となる。この圧力

場はローター全周にわたって動翼枚数と同じだけの個数の圧力の大小を繰り返すパターンを作るとされ、翼枚数が周波数の直接的要因¹⁰⁾となっている。この関係は回転数 (rpm)をR、8次高周波相当位置周波数 (H 8)、タービン翼枚数を (B)とした時、1秒あたりの回転数で換算して示すと、

$$H 8 = R \times B / 60 \dots\dots\dots \text{〔基本周波数〕}$$

の関係が存在する。発生している高周波は一般的なタービン翼枚数の8枚では、回転数を300,000 rpmとすれば、超音波領域の40,000 Hzが発生することになり、これは8次高周波相当位置である (1次周波数はタービン翼1枚が発生している)。このうち人に直接な音として聞こえているのは、この内の1次周波数相当位置 (H 1)となり、上記式を簡略して以下の式で表現できる。

$$H 1 = R / 60 \dots\dots\dots \text{〔測定理論値〕}$$

つまり人に聞こえている騒音の周波数は5,000 Hzが主体として聞こえていることになる。今回の測定ではこの1次周波数相当位置について検討を加えたものである。

干渉騒音とは、高速移動している物体が固定物近くを通過するときに発生する騒音で、動翼回転時では近くに静翼または空気の出入り口などがある場合干渉して騒音となり、この騒音も翼枚数が要因となっている。

1. 小型と標準型の比較

回転数の測定では、小型が3.0 kgf/cm²以上で回転数の伸びる傾向がみられたが、これは排気効率が上がったためと考えられ、実際、遠心型エアブローなど排気側での間隙¹¹⁾は大きくとって

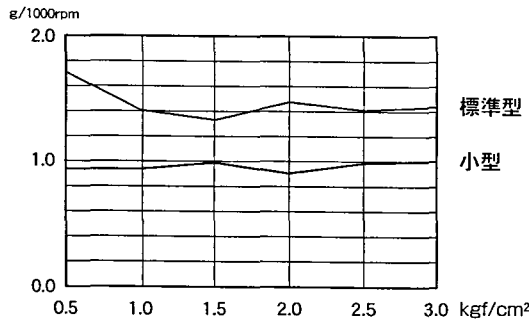


Fig. 20：トルクと回転数の比較

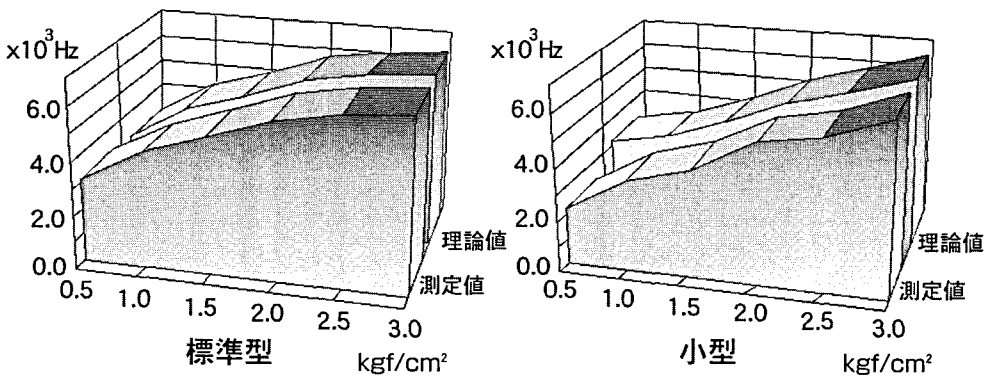


Fig. 21：標準型および小型の測定値と理論値との比較

あり、標準型にも排気部分の改善で性能の向上があると思われる。

トルク測定は低い値となったが、噴射流と直交していなかったことと、間隙量が大きく、排気効率の上昇と回転エネルギーとは反比例的要因と考えられ、今後の形態としては一部でも外壁との間隙が狭まった圧搾空気を逃がさない形態が必要であると思われる。

回転数を小型と標準型で比較すると小型は0.5～2.5 kgf/cm²で回転が低く、これはタービンヘッド外壁との間隙量に影響したこと、またこれはトルクにも影響していると考えられたため、各気圧毎のトルクと回転数の比較を行なった (Fig. 20)。標準型は空気圧1.0 kgf/cm²以上で1,000 rpm 当りで1.4 gを示すのに対し、小型では1 g以下であり、切削力への変換効率が落ちていると考えられる。

騒音レベルの測定は小型に若干の減少が見られ、実際には間隙を圧搾空気が通過するときに生

じている騒音は、予備実験での騒音レベルが80 dB のホワイトノイズ様騒音が観察され、タービン使用時より大きな騒音レベルを示した。周波数を理論値と比較 (Fig. 21) したところ、小型では1.0気圧以上で理論値より低い値となったが、その他は理論値とほぼ一致していた。このホワイトノイズ様騒音が小型でも発生し、最大ピーク周波数をマスキングする結果となった。

音色の変化はわずかに観察されたが、小型になった分の回転騒音が騒音レベルに影響したか、動翼回転騒音と干渉騒音が影響したかは、確認が困難であった。

周波数は、今回空気圧を変化させても周波数と回転数の一致が確認されたことで、金属音として表現されるタービン音は、この圧搾空気がHP内のタービン翼を回転させる時に発生し、回転数と翼枚数が周波数に直接関係していると考えられた。周波数は特別な機械と測定場所で測定するが、非常に難しく、しかし回転数を測定すること

で周波数が予想でき、臨床上の性能の評価にも応用できるものと思われる。小型では乱流騒音と干渉騒音が騒音変化として現れたと考えられ、干渉騒音については直接観察できないが、ホワイトノイズ様騒音の増加が観察され、タービン翼と外壁との間隙量が乱流騒音発生に大きく関与したと思われる。

標準型および小型において計測された回転数から周波数を予測した理論値と実際の測定値を比較すると各気圧ごとでほとんど一致した結果 (Fig. 21) となった。このことは今回の測定において発生する“金属音”として表現される騒音の種類は回転騒音が主体となっており、他の騒音は少ないと思われた。

2. 翼背面の空気抵抗について

回転数は同気圧でR0.5型、R1.0型ともに標準型より高回転を示した、これは背面を削除したことによる空気抵抗の減少と考えられた。R型同士での相違は少なく、翼の削除量による変化は少なかった。

トルクは標準型、R0.5型、R1.0型の順となり、標準型が高トルクを示した。これは背面削除と凹面との境界部での空気の逃げがトルク負荷時に発生したと考えられ、トルク負荷時には若干で

も間隙の有無が大きく作用すると思われる。

騒音レベルにおいても規定気圧で2~4 dBの上昇がみられ、これは回転数の上昇からの増加と考えられた。周波数は測定理論値と差は少なかったが、1.5 kgf/cm²以上でR0.5型の測定値が理論値より低い値を示し、騒音の減少が見られ原因は今後の課題である。また騒音レベルの順位がR0.5型>R1.0型>標準型の順となり、削除量と一致しないことは、排気方向と効率および発生する乱流騒音との相互因子があることからの結果と考えられた。

背面の削除で乱流騒音の減少が観察されると思われたが、実際には騒音レベルは上昇しており、形態の大きな変化が必要と考えられる。トルクに関しては圧搾空気がわずかでも逃げる部分が翼形態に存在すると低下傾向を示したことから、閉鎖的形態と排気効率の向上が検討課題となった。

これらのことから、翼形態で背面の削除を行った場合では、空気抵抗が減少するものの、発生する周波数には影響が少なく、今後の形態としては、凹面と背面で構成される空気を受ける部位が閉鎖的形態が必要であること、翼枚数の再考、排気効率を考慮した形態が必要となると思われる。

R型においても回転数から予測される周波数と

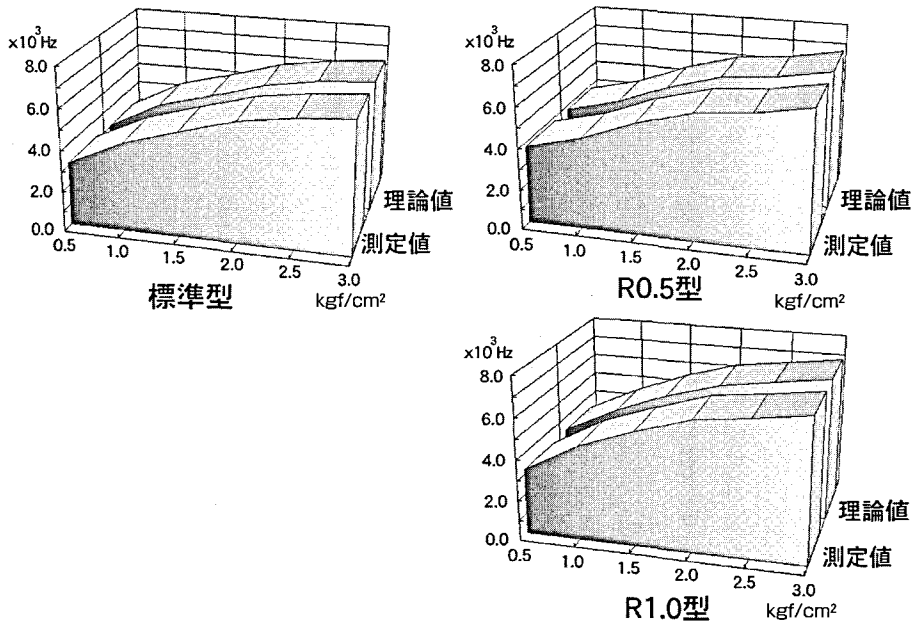


Fig. 22: 標準型およびR型の測定値と理論値との比較

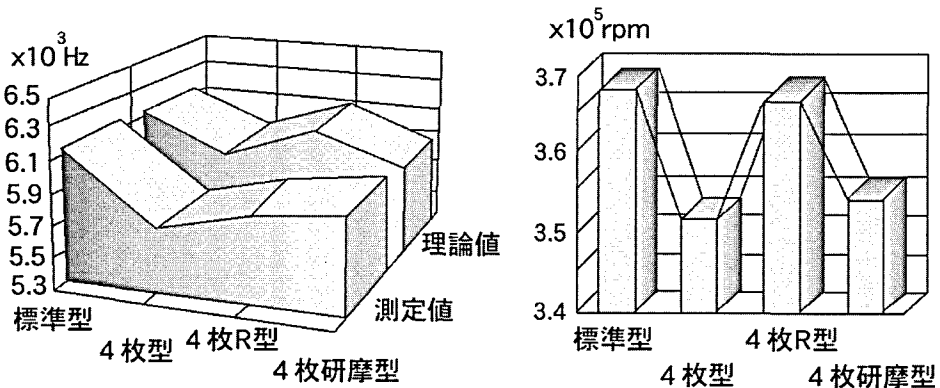


Fig. 23：4枚型の周波数および回転数

Table 4：4枚型の比較

形態	回転数 ×10 ⁵ rpm	ピース周波数 ×10 ³ Hz	騒音レベル dB
標準型	36.8	6.2	59.8
4枚型	35.2	5.7	63.3
4枚R型	36.7	5.9	63.1
4枚研磨型	35.5	5.9	62.8

実際の測定した値 (Fig. 22) ではほとんど一致しており、R型においても主体となる騒音の種類は回転騒音と思われた。

3. タービン翼を切断した形態について

標準型は各角度で安定した高回転を示し、角度では22.5°が最高値を示した。これは空気を受ける際に外壁とタービン翼との間隙となる部分が無いために効率が良いことと思われる。Edge Cut型では22.5°を除いて標準型に近い回転数を示した。20.0°の形態と比較するとほとんど差異はないように思われるが翼間の間隙量は大きくなり、この量が今後の課題と思われた。1/2反転型は標準型と比較してすべての角度で2万回転以上の低下が観察された。これは空気を受けた直後の排気方向が90°に曲がるのが影響したと考えられ、現在のHPヘッダの形態では無理が生じたためと考えられた。同様にEdge Cut 1/2型ではほとんどの角度で低回転を示したが、5.0°では高回転を示し、これは今後の課題と思われる。

4. 4枚翼形態について

4枚翼は空気を受ける際に噴流方向に対して

90°で空気を受けるように製作し、その後の回転でも空気を受け続けるようにした形態で製作した。騒音レベルが大きく観察されたが (table. 4)、これは翼1枚の量が大きく、これが音の発生に影響したと思われた。また4枚翼なので8次高周波領域が無くなったと予測されたことも影響していると考えられる。翼のエッジを丸めた形態も製作したが、空気の逃げる間隙があるため、トルクは低い結果となった。

バレル研磨は今回の測定ではその効果は殆ど観察されなかったが、表面形状も騒音の影響が大きいと思われ、実際に船舶のスクリューなどでは大きな影響があるとされている。

4枚翼においても回転数の理論値と計測値はほとんど一致していた (Fig. 23)。

結 論

今回、歯科用エアータービン・ハンドピースに使用されているタービン翼と小型、一部削除した形態の回転数、トルク、騒音レベルおよび周波数を測定した結果。

1. エアータービンを駆動させる空気圧を0.5～3.0 kgf/cm²まで変化させた場合、回転数から予想される周波数と実際測定した計測値がほとんど一致したことから、発生する騒音は送風機から発生する騒音と類似していることが分かった。また騒音の種類は動翼回転騒音が主体で発生していると考えられ、形態による周波数のずれはほとんど無かった。
2. 回転数は標準型と小型を比較した場合、2.5

kgf/cm²以下では標準型より小型が低い値を示したが、3.0 kgf/cm²以上も回転数が増加できる傾向を示した。トルクでは標準型の2/3程度であった。

騒音レベルは標準気圧付近 (2.0 kgf/cm²) で若干の減少が観察され、ホワイトノイズ様騒音にマスキングされて実際の感覚では減少しているものであった。回転数は上昇しており、周波数は回転数から計算される予測値と一致していた。

3. タービン翼背面を一部削除した形態では回転数の上昇が見られ、これに伴う騒音レベルの上昇が見られた。周波数は0.5 mm 削除した形態に理論値とにわずかなずれが生じていた。
4. タービン翼形態でトルクを減少させずに騒音を少なくするには、凹面と背面で構成される部分の形態が圧縮空気の逃げる間隙を少なくするよう、閉鎖的である必要性が示唆された。

なお、本研究の一部は平成7年度松本歯科大学特別研究補助金によって行なわれたことを付記し、感謝の意を表します。

文 献

- 1) Marrant, G. A., Powell, J. W. and Hargreaves, P. (1964) Air bearings and their application to dental air turbine handpieces. *Br Dent J* **116**: 531—9.
- 2) Ball, J. S. and Davidson, C. W. (1962) Estimation of the turbine rotational speed under clinical conditions. *Br Dent J* **112**: 208—10.
- 3) Holden, G. G. P. (1962) Some observations on the vibratory phenomena associated with high speed air turbines and their transmission to living tissue. *Br Dent J* **113**: 265—75.
- 4) 宮入裕夫, 永井正洋, 福田秀昭, 村松篤良 (1980) 歯科用エアタービンハンドピースの性能に関する研究 (Ⅲ) エアタービンハンドピースのトルクの測定. *歯理工誌* **21**: 41—7.
- 5) 木村 博, 草野雅章 (1988) 歯科用エアタービンハンドピースの開発に関する基礎的研究第1報 歯科用エアタービンハンドピースの騒音の解析. *歯科材料・機器* **7**: 829—33.
- 6) 岡 重人 (1989) 歯科環境における騒音レベルの分析—タービン音に影響する種々の要因について—. *補綴誌* **33**: 1072—82.
- 7) 草野雅章 (1989) 樹脂製エアタービン・ハンドピースの開発に関する基礎的研究. *阪大歯学雑誌* **34** (1): 174—92.
- 8) 宮入裕夫 (1992) 歯科用エアタービンハンドピースおよびマイクロモーター新技術の展開と研究の動向. *歯界展望* **80**: 905—6.
- 9) 笠井 岳 (1994) 歯科用エアタービンハンドピースから発生する騒音の高周波成分. *日大口腔科学* **20**: 129—41.
- 10) 平 雅之, 若狭郁男, 山本昌雄, 大元一弘, 佐藤尚毅, 新谷英章 (1994) 歯科用エアタービンハンドピースの高速回転性能に関する基礎的研究. *歯材器* **13**: 381—7.
- 11) 日本機械学会編 (1991) 機械騒音ハンドブック, 1版, 産業図書, 東京.
- 12) 高安 昭 (1964) 歯科用エアタービンの衛生学的研究. *日歯材器* **11**: 41—70.
- 13) 深野 徹, 児玉好雄, 高松康生 (1977) 低圧軸流送風機の乱流騒音について (第2報, 動翼枚数, 翼弦長およびそりが騒音に与える影響). *日本機械学会論文集 (第2部)* 43—375 (1977), 4168.
- 14) 深野 徹 (1993) 軸流及び斜流ファンの騒音発生機構. *日音響会誌* **49**: 785—91.
- 15) 長田泰公 (1986) 騒音の生理的影響. *東京都医師会雑誌* **39**: 604—14.