

丸のこの騒音に関する研究

— 空気力学的に発生する空転騒音について —

田中 千秋[※]・長谷川 泰[※]・塩田 洋三[※]・高橋 徹[※]

Chiaki TANAKA, Yasushi HASEGAWA, Yozo SHIOTA and
Akira TAKAHASHI

A study of Aerodynamic Noise generation by
Circular Saw Blades.

1. はじめに

丸のこ盤は規模の大小にかかわらず、あらゆる木材加工工場¹⁾で利用されており、各種木材加工機械の中で最も普及している機械の1つである。反面その騒音は騒音規制法で規制されていることからわかるように、公害問題として社会に問題を投げかけている。測定例によれば、空転時で 90 dB (A)、切削時では 100 dB (A) にも及ぶことが報告されている。このように大きなレベルの騒音は作業者にも悪影響を与えることは充分考えられる。

丸のこの騒音に関する多くの研究報告^{2),3)}によると、空転時に発生する丸のこの騒音は 1) のこの歯先とその周辺の空気が相互に作用することに原因する、いわゆる空気力学的に発生する騒音、2) 歯先とその周辺の空気の相互作用に起因するこの振動がこの固有振動数と共鳴することによって発生する騒音とに大別される。

一般に空気力学的に発生する騒音において、その強さのレベル (W) と騒音を発生させる原因となる空気流の代表速度 (U) との間には次の関係式が成立することが知られている⁴⁾。

$$W_m \propto \rho L^2 \frac{U^4}{C} \dots \dots (1)$$

ρ : 空気密度

$$W_a \propto \rho L^2 \frac{U^6}{C^3} \dots \dots (2)$$

C : 音速

$$W_q \propto \rho L^2 \frac{U^8}{C^5} \dots \dots (3)$$

L : 音源の代表長さ

騒音の強さのレベルと代表速度の間に(1)、(2)、(3)の関係が成立すると、それぞれの騒音は偏位騒音、圧力騒音、

乱流騒音⁵⁾といわれており、その発生源は湧点 (Monopole)、双極子 (Dipole)、4極子 (Quadrupole) であると説明されている。さらに空気力学的に発生する騒音を検討する場合、Reynolds 数 ($Re = UL/\nu$)、Strouhal 数 ($S = FL/U$)、Mach 数 ($M = U/C$)、無次元化された騒音の強さのレベル ($\bar{W} = W/\rho U^3 L^2$)、(ν : 空気の動粘性係数、 F : 周波数) は重要な検討因子となる。Mach 数と式(1)、(2)の関係より、 U が音速以下 ($M < 1$) では、双極子音源は湧点音源の放射するパワー小さくなる。

以下に丸のこの空転時において、空気力学的に発生する騒音について検討した結果を報告する。周速、歯数、歯先の諸角度、歯室の面積や形状、歯高、のこ厚、あさり幅、歯距等が丸のこの空気力学的に発生する騒音の影響因子として考えられるが、本報告ではチップソを用い、周速、歯数、のこ厚 (あさり幅) を検討因子とした。

2. 実 験

2.1. 供試機械および丸のこ

テーブル傾斜万能丸のこ盤を測定に用いた。本機の重量は 320kg で、1.5kw の三相四極のモータを用い V ベルト・プーリの系で丸のこ軸を回転させた。不要な騒音発生を防ぐため、テーブル、ミソ削り装置、カバ等を取り除いた。モータ軸およびのこ軸のプーリ交換により、回転数を 4 段階変化させた。フランジ直径は 95mm である。

測定用丸のことして、直径 305mm、スリットを持たないチップソを用いた。使用のこのあさり幅はすべての

※ 木材加工学研究室

こ厚より 1mm 大である。使用のこの歯喉角，歯端角および歯背角はそれぞれ 10°，65°，15° である。歯数とこの厚の関係を表 1 に示す。周速は 34.4 m/sec, 45.5 m/sec, 68.6m/sec および 89.4m/sec の 4 段階に設定した。

表 1 使用のこの諸元

のこ	1	2	3	4	5	6	7
歯数	4	12	24	48	80	80	80
この厚 (mm)	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.00	1.65

2.2. 測定方法

測定は無響室内で実施した。無響室の中央部に供試機械を設置後、無響室の特性がそなわれてないことを確認し、測定をすすめた。マイクロホンは、騒音の音圧レベルが最も高くなる床面より 80cm，主軸に対して 30° (丸のこ面に対して 60°) の角度をなす点を選び、丸のこ面より 1m 離れた地点に設置した (図 1)。

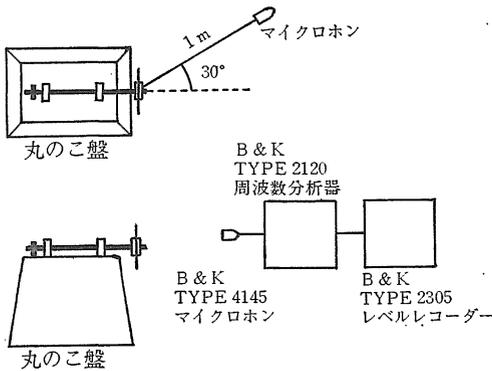


図 1 測定位置および測定ブロックダイアグラム

測定にはコンデンサマイクロホン，周波数分析器およびレベルレコーダを用いた。それらの仕様は Brüel & Kjaer 社製の Type 4145, 2120, 2305 である。測定のダイアグラムを図 1 に示す。

3. 結果と考察

3.1 音圧レベルと周速の関係

図 2 に歯数，この厚 (あさり幅) の異なる丸のこを用い，音圧レベルと周速の関係を検討した結果を示す。同図より周速の増大により音圧レベルは上昇すること，その上昇の程度は歯数，この厚 (あさり幅) が異なっても大きな変化がないことがわかる。図 2 に $L_p \propto 10n \log_{10} \left(\frac{U_p}{U_0} \right)$ なる音圧レベルと周速との関係式 (L_p : 音圧レ

ベル， U_p : 周速， U_0 : 1m/sec) を当てはめると，歯数が 4 枚に対して n は 3.4，歯数が 8 から 80 枚に対して n は 4.4 と 4.8 の間 (平均 4.6) であることがわかった。

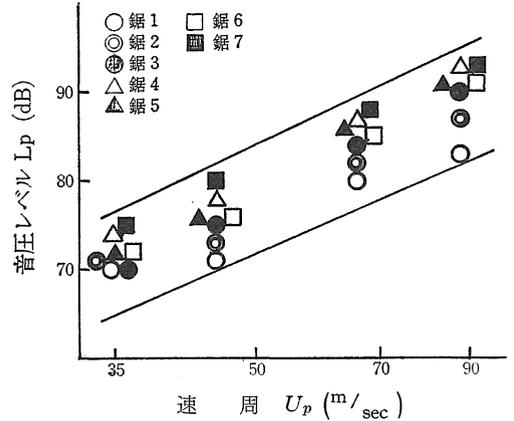


図 2 周速と音圧レベルの関係

図 3 に図 2 の関係を無次元化した音圧レベル ($\bar{L}_p = L_p / \rho U_p^3 L_2^2$) と Mach 数 ($M = U_p / C$) で示す (L_2 : この半径)。図 2 の場合同様それぞれのこのに対する直線の勾配は同傾向で，両者は $\bar{L}_p \propto M^{1.5 \sim 1.7}$ という関係式で整理できる。すなわち $L_p \propto \frac{\rho L_2^2}{C^{1.5 \sim 1.7}} U_p^{4.5 \sim 4.7}$ (平均 4.6)

なる式が成立し，これらの関係から騒音の強さのレベルはほぼ周速の 4.6 乗に比例すると判断できる。これらの値は桜井，横山，Segal 等の結果と比較的よく一致する。

図 4 に使用したのこの Strouhal 数 ($S = FL_1 / U_p$) と Reynolds 数 ($Re = U_p L_2 / \nu$) の関係を示す。この両者の値を求めるに当って，各のこが発生する騒音の 3% - オクターブバンドスペクトルでの最も高い音圧レベルを示す周波数を F とした。また L_1, L_2 はそれぞれあさり幅とのこの半径とした。同図に示すように S は歯数が 12 枚以上では 0.12 から 0.25 の間に存在し，あつみが 1.25mm (あさり幅 2.25mm) で歯数が 12, 24, 48 では， Re の値が異なっても S はほぼ一定値を示すことが，歯数 80 では， S は一定値を示すものの，その値は少し小さくなることがわかった。また歯数が同一の場合，この厚が大なる程 S は小となった。

円形断面形状の棒が Reynolds 数 $150 \sim 3 \times 10^5$ の範囲となる流れの中におかれると，Strouhal 数は 0.2 前後の値をとり，渦流が発生すると報告されている。このことから歯数が 4 枚のこのを除いて，すべてのこのは渦流の発生領域にあり，これが騒音発生に関与しているといえる。歯数が 4 枚のこのは S の値が渦流の発生領域以下であることや音圧レベルは周速の 3.4 乗に比例するとい

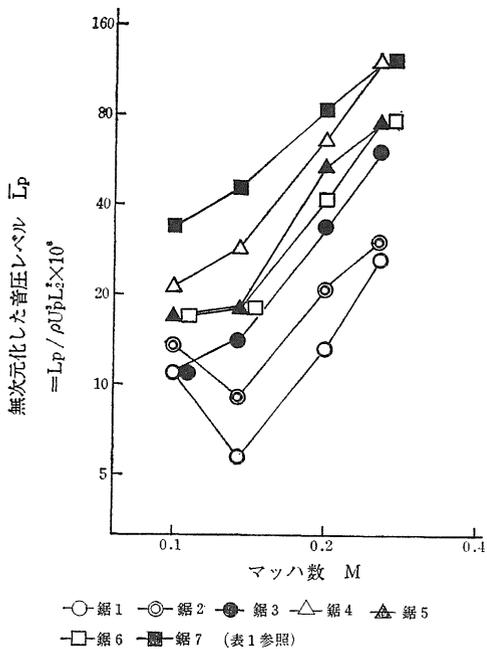


図3 無次元された音圧レベルとマッハ数の関係

うことより、空気力学的に発生する騒音が騒音の主因であると判断することはむづかしい。

空転時での騒音の音圧レベルは周速の4.6乗に比例することがわかった。この値は空気力学的に発生する騒音の一般理論の数値とは良好な一致を示さず、その中間の値を示している。したがって、丸のこの場合、湧点音源と双極子音源が同時に作用しているといえる。

湧点音源は静止した空気あるいは空気流中に、ある作用によって空気の吹き出し、あるいは吸い込み（空気の周期的な変位）が生じ、その強さが非正常な場合に発生するゆえ、丸のこのにおいて湧点音源となり得る因子として、歯室およびその面積が考えられる。この音源が支配的であれば、丸のこの回転による歯室での空気の流出入の影響が大となり、歯先が通過することに起因する周波数 ($BPF = N \cdot n / 60$, n : 1分間のこの回転数, N : 歯数) に関連する音圧レベルが大となる筈である。一方、双極子音源は物体が動いて空気に非正常な力加えられる（空気が周期的に力を受ける）と発生するゆえ、丸のこの場合、歯背面の形状、のこ厚（あさり幅）、歯数等がこの音源に影響する因子と考えられる。この音源が支配的であると、上述の BPF に関連する音圧レベル、歯背面後方での渦流による音圧レベルの影響が顕著となり、さらに乱流境界層および歯先が通過することによって生ずる乱流に起因する非正常な力が発生させる音

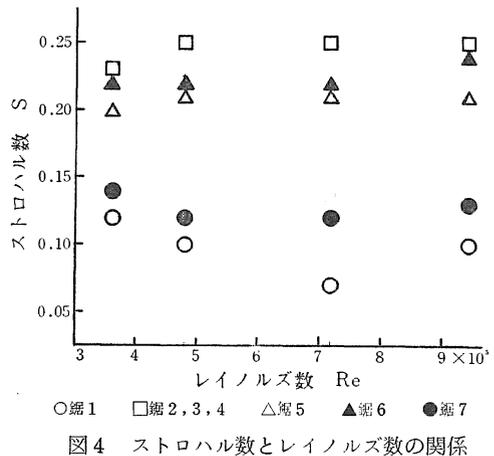


図4 ストロハル数とレイノルズ数の関係

圧レベルの効果も存在する筈である。周速を変化させた場合での騒音の周波数分析の結果より、最も高いレベルを示す音圧の周波数は、のこ厚、歯数によって値は異なるものの一定の Strouhal 数で整理できることがわかった (図4)。さらに BPF に関連する音圧レベルの効果は小さいことがわかった。このことは歯背面後方で発生する渦流に起因する音圧レベルの効果が顕著であることを示しており、一般には Mach 数が1より小の場合、湧点音源が双極子音源に対して支配的であるが、丸のこの場合では、Mach 数が1より小さくても、双極子音源が支配的であると言える。

Ffowcs は丸のこのように edge のある物体が空気力学的な騒音を発生させた場合、edge 近傍は流体力学的な乱流の場となり、騒音のエネルギーは代表速度の5乗に比例し、騒音は変形した四極子音源に支配されることを理論的に解析している¹⁰⁾。実験結果は Ffowcs の値に最も近いことから、丸のこの騒音は変形した四極子音源に支配されるとも考えられるが、その発生源についてはさらに追究する必要がある。

3.2. 音圧レベルと歯数の関係

図5、6に歯数およびのこ厚（あさり幅）が音圧レベルに与える効果を示す。歯数およびのこ厚の増大は音圧レベルの上昇に参与するが、その程度は歯数、厚みが倍になっても2乃至3dB程度と、周速の音圧レベルに与える効果に比して著しく小さい。したがって、この2つの因子が騒音レベルに与える影響は周速の効果に比して第2次的であるといえる。

図7に示すように、のこ厚の増大は、騒音スペクトルに影響し、のこ厚が大になると高い周波数領域の音圧レベルが減少することは興味深い。

3.3. 空転時の音圧レベル

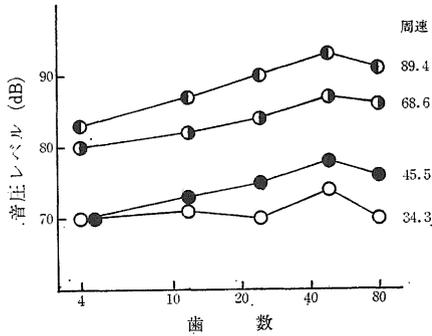


図5 歯数と音圧レベルの関係

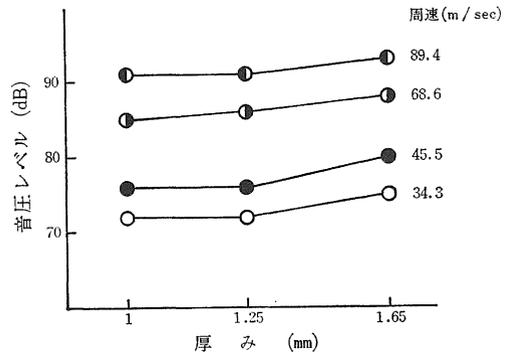


図6 厚みと音圧レベルの関係

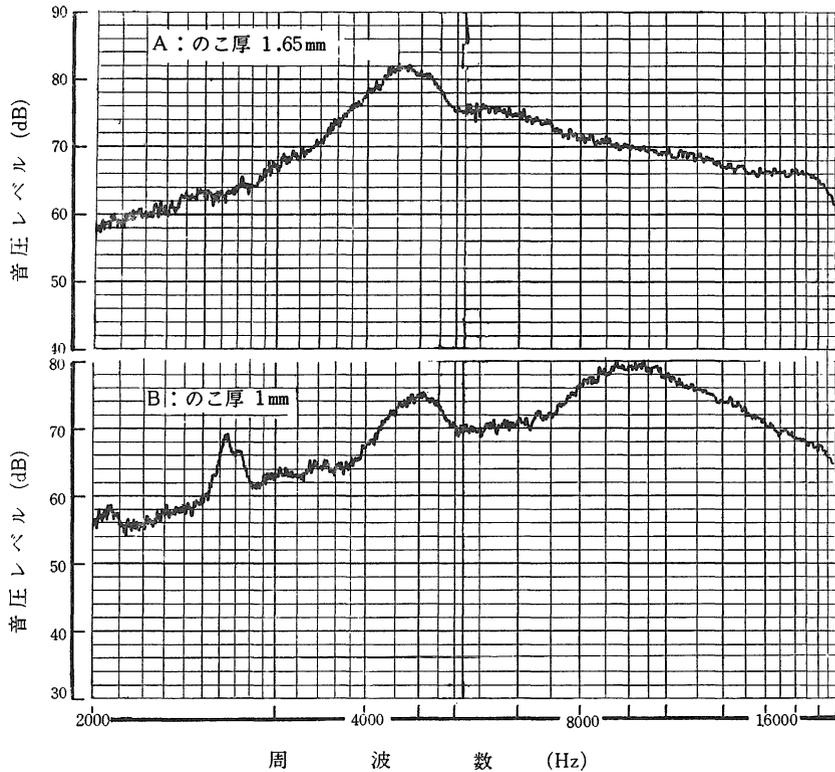


図7 のこ厚と騒音スペクトルの関係 (のこ速度, 89.4m/sec)

丸のこの騒音が空気力学的に発生する騒音の影響を受ける場合、騒音のレベルに直接影響するのは丸のこの周速で、歯数、のこ厚(あさり幅)の影響は大きくないことがわかった。そこで重回帰分析法を用い、周速、歯数、のこ厚(あさり幅)が、騒音のエネルギーに与える効果を検討した。その結果、周速 (U_p)、歯数 (N)、のこ厚 (T) と音圧レベル (SPL) の間には:

$SPL = 45.4 \log_{10} U_p + 4.6 \log_{10} N + 13.8 \log_{10} T - 97.6 \text{ dB}$ という式が成立した。同式の重相関係数は0.99、周速、歯数およびのこ厚に対する偏相関係数はそ

れぞれ0.99、0.81および0.66であった。同式より周速、歯数、のこ厚を設定値の1/2にすると、音圧レベルはそれぞれ14 dB、1.4 dB、4 dB程度の減音が期待でき、周速の音圧レベルに対する効果が著しく大きいことがわかる。したがって、多数歯を有する薄のこを低速回転で運転させることは、減音対策として有効な手段といえ、またこれは低速回転のため生ずる被削材の面粗さの低下を多歯によって補ない得るし、薄のこゆえに挽き減り減少も期待でき、被削材の歩留り向上にも有効な手段と考えられる。

4. おわりに

丸のこの空転時において空気力学的に発生する騒音をチップソを用い検討し、次の結果を得た。

1) 騒音のエネルギーは丸のこの周速の約5乗に比例する。

2) 歯数、のこ厚（あさり幅）を増大させると、音圧レベルは僅かであるが増大し、騒音のエネルギーは歯数の0.5乗、のこ厚の1.4乗に比例する。

3) Strouhal 数は0.12と0.25の間にあり、周速が変化しても、それぞれののこに対するその値はほとんど変化しない。のこ厚の増大によって、その値は小となった。歯数が12, 24, 48では同じ値を示したが、80枚ではその値は小となった。

参 考 文 献

1. 桜井久夫・藤本茂夫：機技研報27：192-202, 1973.
2. REITER, W. F. and KELTIE, R. F. : J. of Sound and Vibration 44 : 531-543, 1976.
3. SEGAL, A, BECKER, S. R, SLONE, M. R. Jr. and ROBERTSON, E. J. : For. Prod. Res. Soc. 31st annual meeting : 1-26, 1977.
4. BERANEK, L. L. : Noise and Vibration Control : McGraw-Hill, New York : 512-515, 1971.
5. 板谷樹：日機誌67：1219-1221, 1964.
6. 島大農学部木材加工研究室：島大農研報13：216, 1979.
7. 横山晴雄・山田伸志他2名：日本騒音制御工学会技術発表会講論集：123-126, 1977.
8. 日本機械学会編：機械工学便覧8編，24 1977.
9. 小竹進：航空学会誌11：162-171, 1963.
10. FLOWCS, J. E. and HALL, L. H. : J. Fluid Mech 40 : part 4, 657-670, 1970.

Summary

The aerodynamic noise produced by idling circular saw blades was investigated experimentally. All blades used in this series of measurements were un-slotted, carbide tipped blades. They were 305 mm in diameter, and 1 mm, 1.25 mm and 1.65mm, respectively, in thickness. Carbide tips were 1 mm thick, and had 10 and 15 degrees in hook and clearance angles respectively. The number of teeth chosen was 4, 12, 24, 48 and 80. The tip speed of the blades, which was 34.4 m/sec, 45.5 m/sec, 68.6 m/sec and 89.4 m/sec, was altered by using different pulleys on the moter (Table 1).

The saws were tested in an anechoic chamber whose external dimensions were 7.7 m² by 2 m high and which provided inverse square acoustic propagation for frequencies above 125 Hz. A microphone was placed 30 degrees to and 1 m from the end of the saw drive shaft as shown in Figure 1. Its height was 80 cm above the floor. The linear scale overall sound pressure level and 3 percent-octave band spectra of the noise which was generated by each blade tested was measured by a precision sound level meter, frequency analyzer and level recorder.

The results, based on the data presented, are as follows :

- 1) The sound power increases as the 4.8th power of the blade tip speed (Fig. 2).
- 2) The sound power generated increases as the 0.5th and 1.4th power of the number of teeth and the blade thickness, respectively (Fig. 5 and 6).
- 3) Strouhal numbers based on the frequency of maximum sound pressure level, the carbide block thickness and the tip speed were between 0.12 and 0.25 for the range of Reynolds numbers based on blade radius tested. The Strouhal number of each blade was constant for the range of Reynolds numbers tested and increased with decreasing carbide block thickness (Fig. 4).

It is conjectured from these results that tip speed is the dominant factor in the noise production, that the noise sources of idling circular saws are some combination of monopoles and dipoles and that the dipole sound generation process is the major source of noise produced by saw blades.