

© 1983 ISIJ

エアークッションによるストリップ振動抑止 理論および実験

論 文

下川靖夫*・石川英毅*・酒井完五*・日戸 元*²

Vibration Prevention of a Strip by Air Cushion Method

Yasuo SHIMOKAWA, Hidetake ISHIKAWA, Kango SAKAI, and Hajime NITTO

Synopsis :

In the surface finishing line of cold rolled steel sheet, it is desirable that a strip runs stably without vibration and without being supported by rolls in order to prevent the surface defects.

An investigation was carried out to clarify the effect of the air cushion method on the prevention of the strip vibration in order to develop the technics of stable running of a steel strip. The following conclusions are obtained,

- (1) Stable running of a steel strip is possible by the air cushion method with the economical amount of air from nozzles.
- (2) Vibration behavior of a strip can be estimated by a theoretical calculation under various conditions of factors such as thickness of strip, length of strip between rolls, tension, and frequency of vibration.

1. 結 言

冷延鋼板の熱処理、表面処理ラインにおいては、疵の発生を防ぐため、通常のロールによる板支持ではなく、非接触でストリップを支持することが望ましい部位が多数ある。とくに近年、通板速度の増加にともない、走行中のストリップの振動もいちじるしく増大する傾向にあり非接触で板の振動を抑止する技術の必要性が高まってきた。

本研究はエアークッションによるストリップの振動抑止効果を理論的、実験的に追求したものである。ストリップの振動を抑止する原理¹⁾⁵⁾は、空気カーテン方式のノズルから噴出する空気の運動量変化によつて発生する静圧の支持力が、ノズルとその被支持物の距離に反比例することに注目して、このノズルを被支持物を挟んで一対にして用いれば、被支持物を中立の位置に復元させるバネ効果が生じるという現象の利用である。

一般に、エアークッションのノズルとしては、動圧ノズルと静圧ノズルが知られているが¹⁾⁷⁾、板の中立復元力では静圧ノズルが優れていると判断される。静圧ノズルの流体力学的特性、発生圧力などについては、従来の研究²⁾³⁾⁸⁾⁹⁾があるが、実際のストリップ走行ラインの振

動の特性を把握したうえで、この静圧力と振動抑止効果の関係を定量的に解明した研究⁴⁾⁶⁾は少ない。

本研究は実際のストリップ走行ラインにエアークッション支持を適用するにあつての設備設計の指針を得ることを目的としたものであり、まず、ストリップの振動抑止に関する理論モデルを作成し、実験結果が理論とよく一致することを確かめた。さらに、この理論モデルを実際の生産ラインに適用するにあつて留意すべき点について、理論的、実験的に検討を加えたので、設備設計の指針を得るに十分な計算手法が確立されたと考えられる。なお、当報告で理論モデルの作成と非走行の振動抑止実験による検証結果について述べ、後に、実際設備への応用にあつて発生するラインスピード、およびストリップ支持間隔が長い場合の課題について検討結果を述べる。

2. ストリップ振動抑止の解析

2.1 実機でのストリップ振動挙動

ストリップの安定走行技術を開発するためには、まず現状のストリップ走行時の振動挙動((1)振幅、(2)周波数)を知る必要がある。よつて、当社の実ラインで、その調査をおこなつた。

昭和57年9月30日受付 (Received Sept. 30, 1982)

* 新日本製鉄(株)生産技術研究所 (Process Technology R & D Laboratories, Nippon Steel Corp., 1-1-1 Edamitsu Yawatahigashi-ku Kitakyushu 805)

*² 新日本製鉄(株)製品技術研究所 (Products R & D Laboratories, Nippon Steel Corp.)

(1) 振動測定装置と測定方法

Fig. 1 にストリップの振動を測定した位置を示す。測定は板の変位を非接触式変位計でとらえ、その出力を

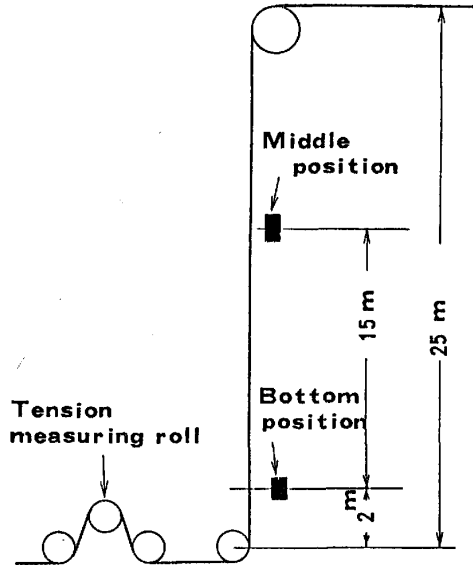


Fig. 1. Schematic illustration measured equipment.

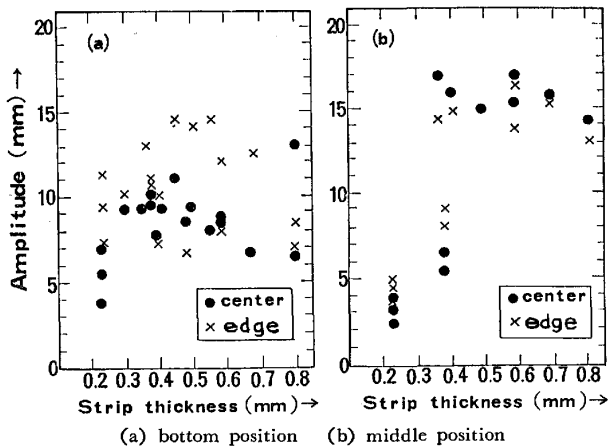


Fig. 2. Relation between strip thickness and oscillatory amplitude.

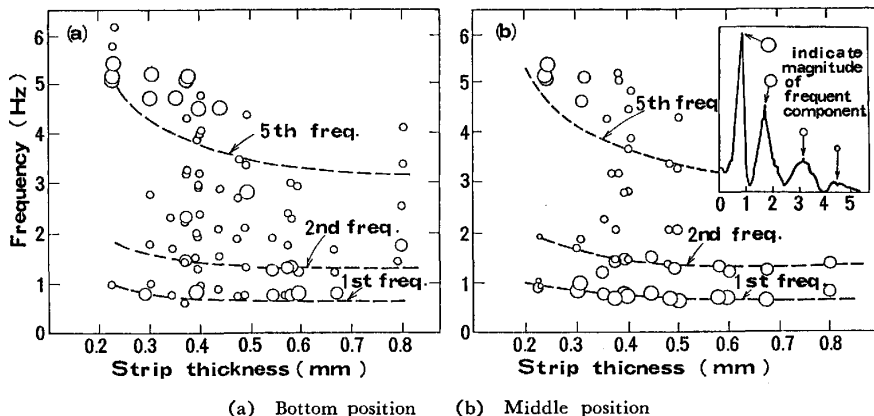


Fig. 3. Relation between strip thickness and frequency.

データレコーダに記録し、その後振幅と周波数をコンピュータにて統計処理と、FFT (Fast Fourier Transformation) 解析をおこなった。

(2) 振幅と周波数

実ラインのストリップの変位は一見、ランダムな信号であるが、周波数解析をした結果以下のことがわかった
イ) 周期が 1~5 Hz くらいの比較的振幅の大きい振動波形の上に変動幅の小さいアトランダムな変動が重複している。また周波数は走行速度にほとんど無関係であった。

ロ) 前者は上下ロールを支点とするストリップの振動によるものと考えられ、後者は板の端部の形状不良などによるものと考えられる。

振幅は、Fig. 2 に示すように、板厚、測定位置により差があり、ほぼ 5~20 mm の範囲である。

周波数は、Fig. 3(a) と Fig. 3(b) の比較からわかるように測定位置にあまり関係なく板厚に強く依存しており、薄手 (板厚=0.23 mm) で約 5.5 Hz, 厚手 (板厚=0.5 mm 以上) で 2 Hz 以下が主成分である。また周波数 Hz は両端固定の弦の振動と考えれば、次式で計算され、図中の破線で示す値となる。

$$Hz = i/2l \cdot \sqrt{P/\rho} \quad (i=1, 2, \dots)$$

Fig. 3 より、本測定のような支点間距離の長い場合、基本振動のみでなく 4~5 次程度までの振動が重複していることがわかる。

(3) 振動次数の解析

ストリップの振動形態をモデル化すると Fig. 4 のように両端固定のモデルとなり振動波形を示す式は

$$Y(x) = A \sin(i\pi/l \cdot x) \dots \dots \dots (1)$$

となる。これによると、たとえば基本周波数はライン中央部の振幅がもつとも大きく、ラインの上下とも同位相で振動し、2次周波数の場合はライン中央部の振幅は 0 であり、ラインの上下で異位相で振動する。

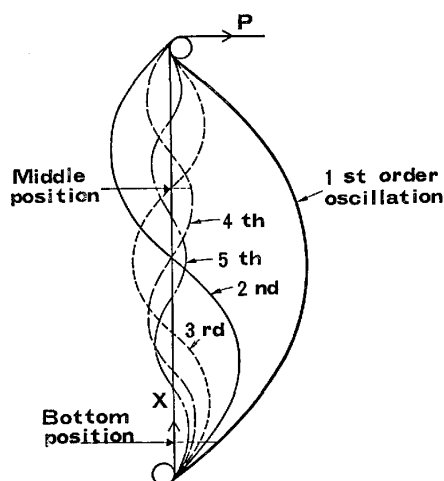
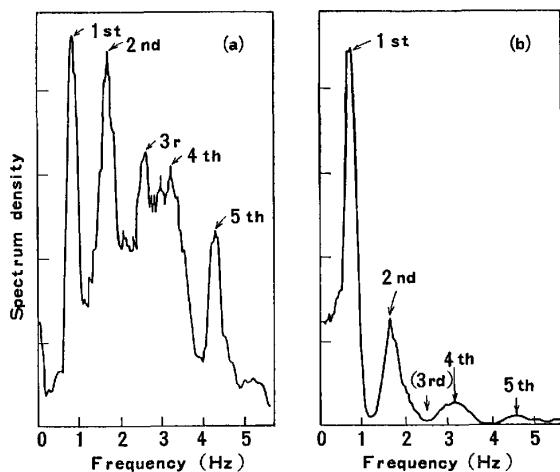


Fig. 4. Explanatory scheme of oscillatory mode.



(a) Bottom position (b) Middle position

Fig. 5. Analysis of frequency (Auto correlation).

測定では、これらの現象がFFTによる周波数解析の結果確認された。すなわち、Fig. 5(a)の下段では1, 2, 3, 4, 5次の周波数があるのに対し、Fig. 5(b)の中段では3次の周波数がない。これは、中段がちょうど3次の振動の節になっているからである。またFig. 6は下段と中段の周波数相互相関分析であり、この図のPhase(図中の破線で示す)からわかるように、1次は同位相(Phase=0)、2次は異位相(Phase=±π)、4次は同位相5次は異位相となっており、Fig. 4のモデルに振動の位相が一致する。またFig. 2で板厚が0.23mmの時、下段と中段の振幅がほぼ同じように小であった理由は、この板厚での周波数がFig. 3より5~6次の高次振動であることより説明がつく、以上の解析により、ストリップの振動は弦の振動と梁の振動の要素をあわせもつと考えられるが、大部分弦の振動で説明がつくことがわかった。

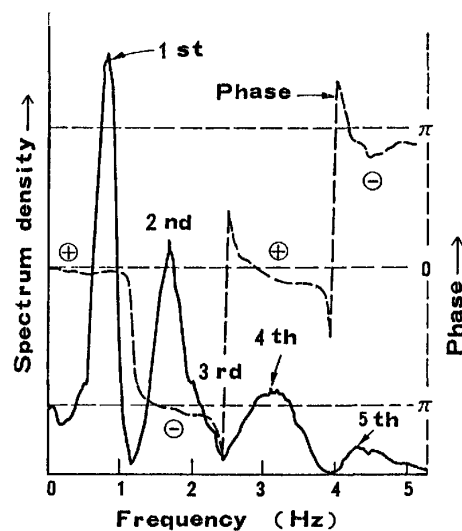
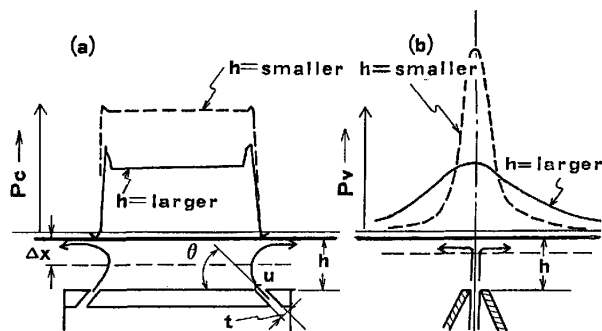


Fig. 6. Analysis of frequency. (Cross-correlation)



(a) Generated by static nozzle (b) Generated by kinetic nozzle
Fig. 7. Pressure distribution.

2.2 ストリップ振動防止の理論解析

2.2.1 静圧ノズルと動圧ノズル

静圧ノズルとはFig. 7(a)に示すように周囲にスリットがあり、そのスリットから流体を噴出させるとその囲まれた部分に圧力(これを静圧という)が発生するノズルである。静圧分布の概念図はFig. 7(a)の中に示している。静圧レベルは低い静圧発生面積が広いので十分な支持力(圧力×面積)を保持できる。さらにこの支持力はノズルと被支持物との距離 h に反比例することが、静圧ノズルの特徴である。

動圧ノズルは単一のスリットまたは孔より噴出するジェット動圧によつて支持するノズルである。動圧分布を概念的に示すとFig. 7(b)のようになり、支持力はノズルと被支持物の距離 h にほとんど無関係である。

2.2.2 振動防止力のモデル化

静圧はFig. 7(a)のスリットから噴出する流体の流線によつて囲まれる部分に発生し、その理論式は、流体の運動量の変化率に等しいとする考えで導かれる。

$$P_c = \rho_a \cdot u^2 t / h \cdot (1 + \cos \theta)$$

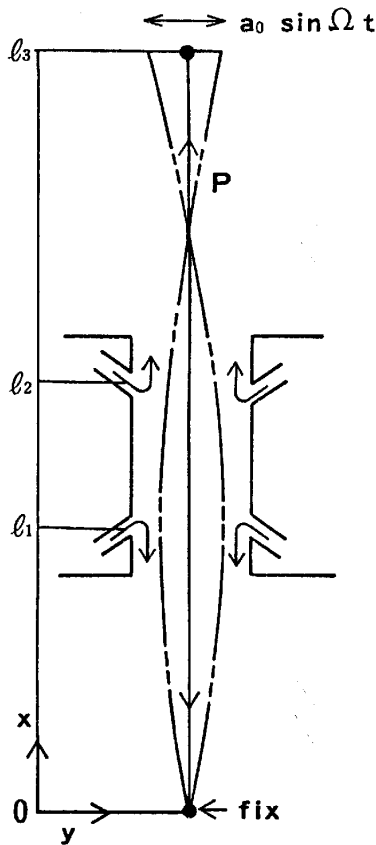


Fig. 8. Calculating model for theory of vibration prevention.

板の振動防止の理論解析をおこなう前に流体の圧力が板の振動による変位に対して、いかなる変化をするか解析する。

静圧ノズルの静圧は、Fig. 7(a) の符号で表せば

$$P_c(h) = \rho_a \cdot u^2 t (1 + \cos \theta) / h \dots\dots\dots (2)$$

となる。ここで注目することは、静圧 P_c は h の関数であることである。板にかかる全圧力は、静圧面積を S_c とすると、

$$F(h) = S_c \cdot P_c(h) \dots\dots\dots (3)$$

ここで、流量一定の時、 ρ_a, u, t, θ は一定であるから $\rho_a u^2 t (1 + \cos \theta)$ を定数 C とおくと

$$F(h) = C \cdot S_c \cdot 1/h \dots\dots\dots (4)$$

今、Fig. 7(a) において、一対の静圧ノズルをストリップを挟んで、設置した場合、板が下方へ Δx だけ変化したときを考えると、静圧バランスより

$$\begin{aligned} \Delta F(h_0 \Delta x) &= F(h_0 - \Delta x) - F(h_0 + \Delta x) \\ &= 2CS_c \cdot 1/h_0^2 \cdot \Delta x \dots\dots\dots (5) \end{aligned}$$

の力が上方へ働く。上式は、板の変位 Δx に対して、それに比例した復元力が働くことを示しており、 $K = 2CS_c \cdot 1/h_0^2$ とおくと、

$$\Delta F = K \cdot \Delta x \dots\dots\dots (6)$$

となり、バネによる振動抑止力と等価と考えられる。

2.2.3 ストリップ振動抑止の理論解析

静圧ノズルで板振動を抑止する場合の板の変位の理論計算式を以下のことを前提として導き出した。

(1) ストリップの幅方向への運動は無視し、かつ幅方向の条件は一樣であるとして、二次元で解析する。

(2) 板厚の影響をあきらかにしうるよう、弦の要素に加えて、弾性梁の要素を合成した運動方程式で解析する。

(3) 簡単なために、まず静止系で考える。Fig. 8 に示すような、一端固定、一端強制振動で、中間に静圧ノズルのある系で計算式¹⁰⁾¹¹⁾を作成した。

(4) 静圧ノズル内部では、一樣の振動抑止力が働き、また、噴出ガス流れによるストリップ変位への影響も無視する。

$0 \leq x \leq l_1$ における運動方程式は

$$\rho_s A \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} = -EI \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^2} - P \frac{\partial^2 y_1}{\partial x^2} \dots\dots\dots (7)$$

となる。(7)式の偏微分方程式は変数分離型であるので、 $y_1(x, t) = Y_1(x) \cdot \sin \Omega t$ 、とおき(7)式に代入すると

$$\frac{d^4 Y_1}{dx^4} - 2\omega^2 \frac{d^2 Y_1}{dx^2} - \lambda_1^4 Y_1 = 0 \dots\dots\dots (8)$$

となり、(8)式の解は(9)式で表される。

$$\begin{aligned} Y_1 &= C_1 \cos \sqrt{\phi_1} x + D_1 \sin \sqrt{\phi_1} x \\ &+ E_1 e^{\sqrt{\phi} x} + F_1 e^{-\sqrt{\phi} x} \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

同様に

$l_1 < x \leq l_2$ における運動方程式は

$$\rho_s A \frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} = -EI \frac{\partial^4 y_2}{\partial x^4} + P \frac{\partial^2 y_2}{\partial x^2} - K y_2 \dots (10)$$

ここで $\phi_n = \sqrt{\omega^2 + \lambda_n^4} - \omega^2$ ($n=1, 2, 3, 4$)

$$\phi_n = \sqrt{\omega^2 + \lambda_n^4} + \omega^2 \quad (n=1, 2, 3, 4)$$

となり、 $y_2(x, t) = Y_2(x) \sin \Omega t$ とおき(10)式を解くと

i) $(K - \rho_s A \Omega^2) / EI = \lambda_1^4 > 0$ かつ $\omega^2 > \lambda_2^2$ のとき

$$\begin{aligned} Y_2 &= C_2 e^{\sqrt{\phi_2} x} + D_2 e^{-\sqrt{\phi_2} x} + E_2 e^{\sqrt{\phi_2} x} \\ &+ F_2 e^{-\sqrt{\phi_2} x} \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

ii) $(K - \rho_s A \Omega^2) / EI = \lambda_1^4 > 0$ かつ $\omega^2 < \lambda_2^2$ のとき

$$\begin{aligned} Y_2 &= C_2 e^{-\sqrt{\phi_5} x} \cos \sqrt{\phi_5} x + D_2 e^{\sqrt{\phi_5} x} \sin \sqrt{\phi_5} x \\ &+ E_2 e^{\sqrt{\phi_5} x} \cos \sqrt{\phi_5} x + F_2 e^{-\sqrt{\phi_5} x} \sin \sqrt{\phi_5} x \\ &\dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

iii) $(\rho_s A \Omega^2 - K) / EI = \lambda_1^4 < 0$ のとき

$$\begin{aligned} Y_2 &= C_2 \cos \sqrt{\phi_4} x + D_2 \sin \sqrt{\phi_4} x \\ &+ E_2 e^{\sqrt{\phi_2} x} + F_2 e^{-\sqrt{\phi_2} x} \dots\dots\dots (13) \end{aligned}$$

$l_2 < x \leq l_3$ における、運動方程式は

$$\rho_s A \frac{\partial^2 y_3}{\partial t^2} = -EI \frac{\partial^4 y_3}{\partial x^4} + P \frac{\partial^2 y_3}{\partial x^2} \dots\dots\dots (14)$$

となり、解は

$$Y_3 = C_3 \cos \sqrt{\phi_1} x + D_3 \sin \sqrt{\phi_1} x + E_3 e^{\sqrt{\phi_1} x} + F_3 e^{-\sqrt{\phi_1} x} \dots (15)$$

解の未知数 C_1, D_1, \dots, F_3 は次の境界条件より求める

$$\begin{aligned}
 x=0 & \begin{cases} Y_1=0 & (\text{変位が} 0) \\ d^2 Y_1/dx^2=0 & (\text{モーメントが働かない}) \end{cases} \\
 x=l_1 & \begin{cases} Y_1=Y_2 & (\text{変位が等しい}) \\ dY_1/dx=dY_2/dx & (\text{傾きが等しい}) \\ d^2 Y_1/dx^2=d^2 Y_2/dx^2 & (\text{モーメントが等しい}) \\ d^3 Y_1/dx^3=d^3 Y_2/dx^3 & (\text{剪断力が等しい}) \end{cases} \\
 x=l_1+l_2 & \begin{cases} Y_2=Y_3 \\ dY_2/dx=dY_3/dx \\ d^2 Y_2/dx^2=d^2 Y_3/dx^2 \\ d^3 Y_2/dx^3=d^3 Y_3/dx^3 \end{cases} \\
 x=l_1+l_2+l_3 & \begin{cases} Y_3=1 & (\text{強制振動の変位}) \\ dY_3/dx=0 & (\text{傾きが} 0) \end{cases}
 \end{aligned}$$

3. 実験装置と方法

3.1 静圧測定

Fig. 9(a) (b) に示すように、ノズルの前面に測定板を固定し、ノズルとの間に圧力を発生させ、測定板にあけた孔より圧力をとりだした。

3.2 振動抑止

Fig. 10 に示す実験装置の下端を固定し、上端を周波数別に強制変動させ中間に設置したエアノズルの静圧により、ストリップの振動を抑止する。そのときのストリップの変位を非接触変位計で測定する。

4. 実験結果と考察

4.1 発生圧力

静圧の実測値は、Fig. 11 に示すように、(2)式の静圧理論値より若干低目であった。これは流線のみだれによる損失によると考えられる。スリット角度 θ は、Fig. 12 から $30^\circ \sim 45^\circ$ がもつとも効率が良いことがわかつ

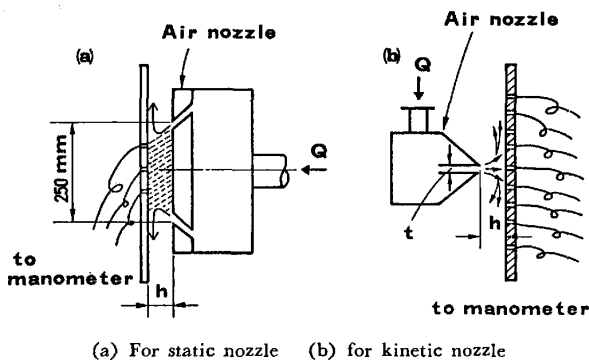


Fig. 9. Apparatus for measuring pressure distribution.

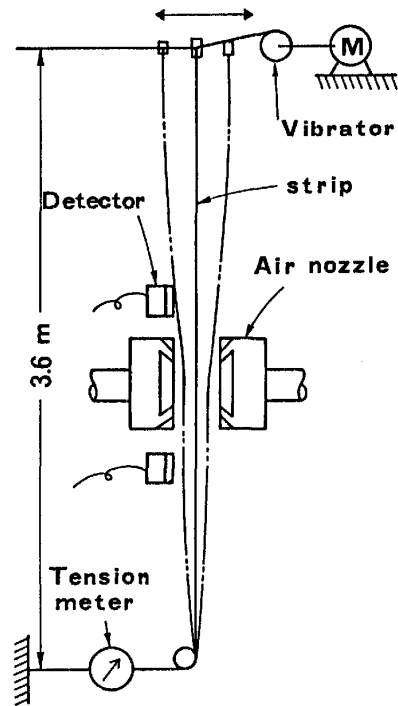


Fig. 10. Schematic illustration of experimental installation.

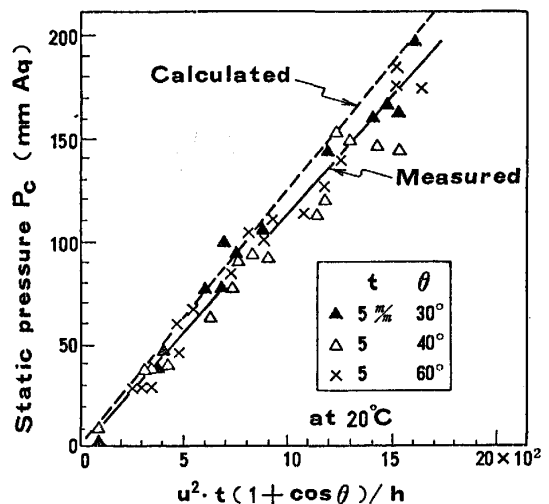


Fig. 11. Comparison of calculated value and measured value on static pressure.

た。ノズルでの圧力損失 ΔP はスリット幅 t に関係なくスリットでの噴出速度 u の 2 乗に比例し、 $\Delta P = 0.1 u^2$ であった。これらにより、必要な静圧を確保するための条件を明らかにすることができる。

動圧ノズルの圧力分布の測定結果は衝突噴流における従来の諸測定結果とほぼ一致した。この測定された動圧にその作用面積を乗じ動圧ノズルの支持力を算出し、静圧ノズルの支持力と比較して Fig. 13 に示した。この実験結果より、ノズルによる復元力は静圧ノズルのそれにくらべ数段劣つていることが確認された。よつて動圧

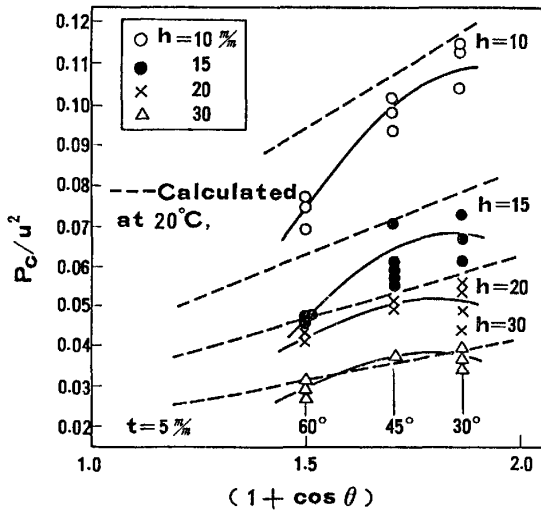


Fig. 12. Relation between nozzle-angle and measured static pressure.

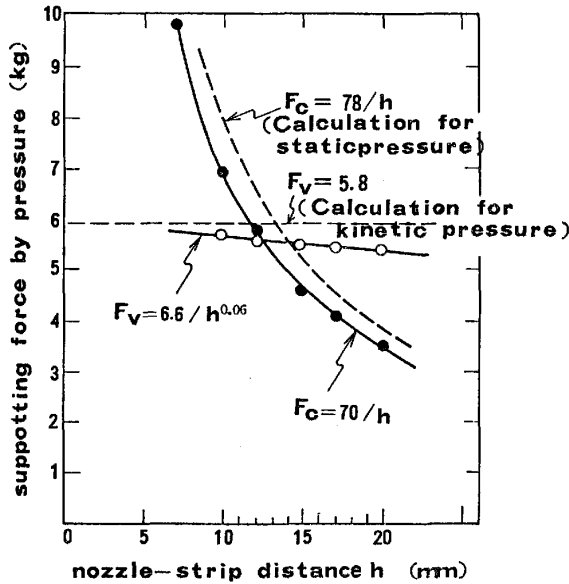


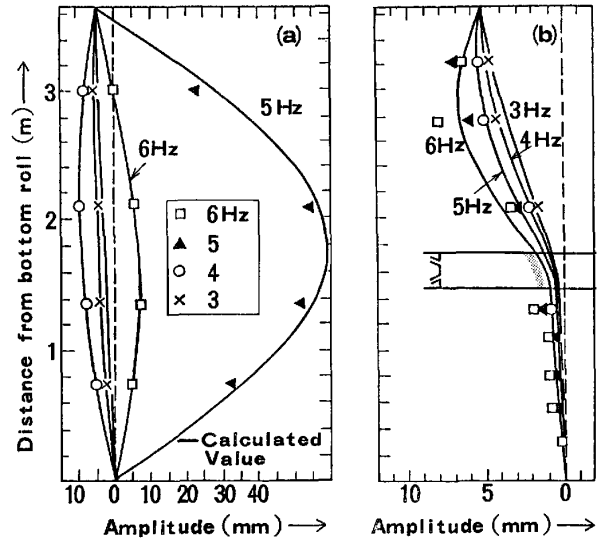
Fig. 13. Relation between h and supporting force.

ノズルによる振動抑止は省略することにした。

4.2 振動防止

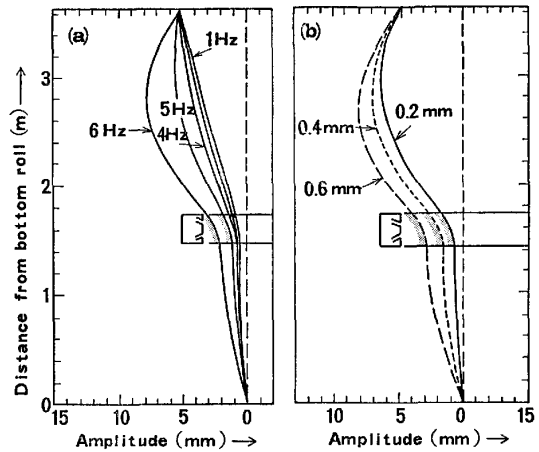
① 第一節で示したように、振動周波数は 1~6 Hz の合成波であるが、実験では、各周波数要素別に実験をおこなえば、合成波の振動を十分予測できると判断した。Fig. 14(a) にはエアノズルなしにストリップの上端をおのおの 1~6 Hz で強制振動させた時の振動モードを示している。すべての振動周波数において、実験値と計算値はよく一致している。

② Fig. 14(b) に、エアノズルによる静圧 P_c を 35 mmAq かけて、振動防止をおこなったときの実験結果と計算値を示している。符号の実験値と実線の計算値は非常によく一致している。ストリップはエアノズル



(a) Without air-cushion (b) With air-cushion at $P_c=35$ mmAq and $h=15$ mm

Fig. 14. Comparison between calculated and experimental values for vibration prevention at $T_s=0.25$ mm and $T_{en}=1$ kg/mm².

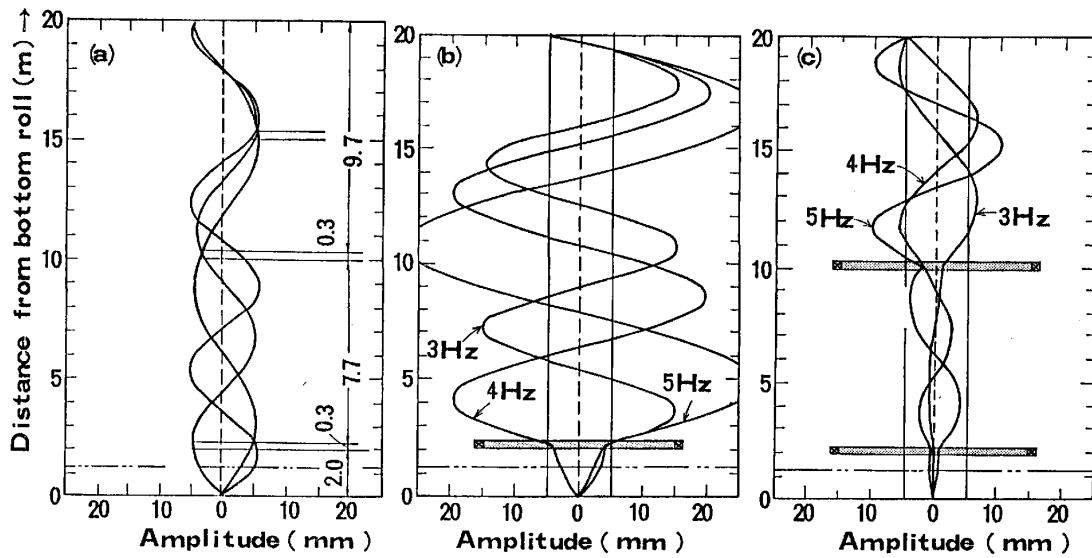


(a) On the oscillatory frequency at $P_c=35$ mmAq and $T_s=0.25$ mm (b) On the strip thickness at $P_c=65$ mmAq and $F_r=6$ Hz

Fig. 15. Estimated effects of vibration prevention by calculation on the oscillatory amplitude at $T_{en}=1$ kg/mm² and $h=15$ mm.

より固定点側において、振幅は 4 Hz 以下で ± 1 mm 以下、6 Hz でも ± 2 mm 以下に小さくなっていることがわかり、振動抑止力が大きいことがわかった。この結果、実験条件変更時のストリップの振動挙動の予測が計算できることがわかった。

③ 振動抑止実験結果、実験値と計算がよく一致することがわかったので、前出の計算式より、振動抑止に対する周波数、板厚、静圧およびノズル位置の影響を計算により求めた。Fig. 15(a)(b) によると、周波数が大きくなるにしたがい、また板厚が大になるにしたがい、振動抑止効果は減少する傾向にある。また静圧は 35 mm



(a) Without air-cushion (b) With single air-cushion at $h=15$ mm (c) With double air-cushions $h=15$ mm
 Fig. 16. Estimated effects of vibration prevention by calculation for long vertical path.

～65 mmAq の範囲で十分であり、静圧ノズルは、振幅の腹に当たる場所に設置すること、さらに振動抑止が必要な部分の近くに設置すると振動抑止効果は大きいことがわかった。

5. スケールアップに対する考察

実験結果とその計算値は非常によく一致したので、実機設備に適用する場合のスケールアップに対して、計算解は指針になると判断される。Fig. 16(a) に、支持間隔が長い場合の上端をエアークッションを使用せずに強制振動させた時の振動モードを示し、Fig. 16(b)(c) に、エアークッション位置、個数を変化させた時の振動抑止効果を示している。この結果次のことがわかった。

① エアークッションは一ヶ所より複数ヶ所の方が、振動抑止効果は大きい。

② 4 m 以下のストリップの支持間隔が短い実験では現われなかったエアークッションにより逆に振動が大きくなる現象、すなわち共振の問題が支持間隔が長い場合においては現れる可能性がある。

6. ま と め

6.1 振動抑止について

① 4 Hz 以下の振動であれば、静圧 35～65 mmAq で、振幅 1 mm 以下に抑えることが可能である。

② 基本的には、理論式によりエアークッション使用後のストリップの振動挙動を計算できるので、実機設計の指針になると考えられる。

③ 振動抑止効果に対して、エアークッションの配置は重要な要因となる。

④ ストリップの厚みが大になると、振動抑止効果は低下する。

⑤ 動圧ノズルによる振動抑止効果は非常に小さい。

6.2 今後の課題

① 当報告では、ストリップは走行しない振動抑止実験であったので、ストリップ走行時における実験でエアークッションの効果を確認する必要がある。

② 実機化にあつての現状モデルの支持間隔を長くした場合の理論計算では、エアークッションにより、ストリップに共振現象が発生し振動を防止できないケースも現れる。この問題については今後、理論計算モデルの再検討と支持間隔の長いモデルによるその確性試験が必要になる。

7. 結 論

① エアークッションの利用により、経済的な風量と静圧によつて、ストリップの非接触安定通板の可能性が大きい。

② ストリップの板厚、長さ、張力および振動周波数などの条件変更に対し、ストリップの振動挙動は理論計算により推定が可能である。

記 号

- A : ノズル出口の面積 [m²]
- A_S : ストリップの断面積 [m²]
- B_S : ストリップの幅 [m]
- C : $C = \rho_a u^2 t (1 + \cos \theta)$ [kg/m]
- E : ストリップのヤング率 [kg/m²]
- F_c : 静圧による支持力 [kg]
- F_r : 振動周波数 [Hz]
- F_v : 動圧による支持力 [kg]
- ΔF : 支持力の変化量 [kg]

h : ノズルとストリップの距離 [m]
 Hz : 振動周波数
 I : ストリップの断面慣性 2 次モーメント [m⁴]
 K : 静圧によるバネ定数 $K=2CS_c/h_0^3$ [kg/m²]
 k : 単位長さ当たりの静圧によるバネ定数 [kg/m²]
 l : ストリップの長さ [m]
 P : ストリップの張力 [kg/mm²]
 P_c : 静圧 [mmAq]
 P_1 : エアークッションノズルの内圧 [mmAq]
 P_v : 動圧 [mmAq]
 ΔP : ノズル出口での圧力損失 [mmAq]
 Q : 空気流量 [Nm³/min]
 S_c : 静圧発生面積 [m²]
 T_{en} : ストリップの張力 [kg/mm²]
 T_s : ストリップの厚み [m]
 t : スリットのギャップ [m]
 u : スリットでの空気の噴出速度 [m/s]
 θ : スリットの角度
 λ_n : $\rho_s A \Omega^2 / EI = \lambda_n^4$
 ρ_a : 空気の密度 [kgs²/m⁴]
 ρ_s : ストリップの質量 [kgs²/m⁴]
 Ω : 強制振動の角速度 [—]
 ω : $2\omega^2 = P/EI$
 添字
 a : 空気
 c : クッション部
 i, n : 整数 ($i, n=1, 2, 3, \dots$)

s : ストリップ

文 献

- 1) 鳴井新生: 機械の研究, 20 (1968), p. 548, p. 697, p. 935
- 2) 鳴井新生: 日本機械学会前刷集 ('65, 42) 134, p. 133, ('65-10, 43) 146, p. 55
- 3) 鳴井新生: 日本機械学会誌, 69 (1966, 7) 570, p. 13
- 4) 芋瀬正行, 勢能考雄: 中外技録 75
- 5) W.G. TAFFVEY, G.M. BOXALL: JISI, May (1963), p. 401
- 6) E.J. KUVIE: National Coil Coater Association September (1976), p. 3
- 7) 鳴井新生: 潤滑, 15 (1970) 9, p. 81
- 8) 森 美郎, 池内 健: 潤滑, 16 (1970) 4, p. 33
- 9) 池内 健: 潤滑, 18 (1973) 11, p. 45
- 10) 北郷 薫, 玉置正恭: 機械振動学 (1977), p.130 [工学図書]
- 11) S. TIMOSHEUKO: 工学振動学 (1956), p. 273 [東京図書]
- 12) 酒井完五, 石川英毅, 斎藤勝士, 下川靖夫, 日戸元, 白土昌治: 鉄と鋼, 66 (1980), S393
 日戸元, 守末利弥, 酒井完五, 下川靖夫, 横山英男: 鉄と鋼, 66 (1980), S932
 酒井完五, 下川靖夫, 斎藤勝士, 綾部 稔, 高木正明: 鉄と鋼, 66 (1980), S933