空気圧で浮上する平板と支持構造の動的安定性
(支持構造の弾性が自励振動の発生条件に及ぼす影響)武田 真和^{*1}, 小澤 和典^{*2}, 渡辺 昌宏^{*3}Dynamic stability of a floating plate and a support structure
(Influence of elasticity of a support structure on occurrence conditions
of the self-excited vibration)Masakazu TAKEDA^{*1}, Kazunori OZAWA^{*2} and Masahiro WATANABE^{*3}^{*1, *2, *3}Aoyama Gakuin Univ. Dept. of Mechanical Engineering

5-10-1 Fuchinobe, Chuo-ku, Sagami-hara-shi, Kanagawa 252-5258, Japan

Received: 6 July 2018; Revised: 14 January 2019; Accepted: 17 March 2019

Abstract

This paper presents experiments and an analysis of the self-excited vibration of a floating plate and a support structure. The system in which a floating plate and a support structure vibrate, the elasticity of the support structure influences the stability of the system. Therefore, in this paper, the influence of the elasticity of the support structure on the vibration characteristics and occurrence conditions of the self-excited vibration is examined. In the analysis, the unsteady fluid force is calculated based on the basic equation of a two-dimensional leakage-flow between the plate and the support structure surface. The basic equation of leakage-flow considers the effect of air compressibility. Moreover, the equation of continuous air flow in the chamber includes the effect of air compressibility. The characteristic equation on the stability of the system is derived from the plate and the support structure motion coupled with the unsteady fluid force. The experiment consists of a floating plate and a support structure, where the vibration characteristics are examined. The influence of elasticity of the support structure on the vibration characteristics and occurrence conditions of the self-excited vibration are clarified comparing the analysis with experiments. Lastly, the local work done by the unsteady fluid force acting on the plate surface and the support structure surface is shown, and the instability mechanism is discussed.

Keywords : Self-excited vibration, Plate, Support structure, Unsteady fluid force, Instability mechanism

1. はじめに

製鉄所や液晶ディスプレイ用ガラス基板の製造工程などでは、チャンバ表面に設けたスリットや孔から供給される空気の圧力により、鋼板やガラスなど（以下、平板と表記する）を浮上させて搬送を行う空気圧浮上搬送装置が利用されている（下川他, 1994; 下川, 神山, 1996）。また、火力発電所などでは、ベルトとベルト走行面（トラフ）の間に空気を流すことでベルトを浮上させて積載物（石炭やコークスなど）を搬送する空気浮上式コンベアが利用されている（石原, 2007）。このような機械は、従来のローラーを用いた接触式搬送装置に比べて、平板表面に傷が発生するリスクが小さいことから、多く利用されている。しかしながら、上述の空気圧浮上搬送装置やコンベアに激しい自励振動が発生することが報告された（石原, 2007）。自励振動が発生すると、平板表面に傷が発生するリスクが増大し、さらに騒音問題を引き起こすことがある。このため、自励振動の振動特性と発生条件および励振メカニズムを解明することは、上述の機械の設計や自励振動抑止手法の確立のために重要である。

これまでに、大森ら（大森, 小林, 2000, 2001）は、空気浮上式コンベアを対象に安定性解析と実験を行い、ベ

No.18-00289 [DOI:10.1299/transjsme.18-00289], J-STAGE Advance Publication date : 26 March, 2019

^{*1} 正員, 青山学院大学大学院 理工学研究科 (〒252-5258 神奈川県相模原市中央区淵野辺 5-10-1)^{*2} 青山学院大学大学院 理工学研究科^{*3} 正員, 青山学院大学 理工学部 機械創造工学科

E-mail corresponding author: takeda@me.aoyama.ac.jp

ルトの弾性変形と空気のすき間流れが連成することで、空気浮上したベルトに自励振動が発生することを示した。また、石原ら（石原, 2007; Ishihara, 2008; Ishihara and Eto, 2011）は、空気浮上式コンベアに発生する自励振動の振動特性を調べ、自励振動はベルトとトラフの間を流れる空気の流れに起因した、すき間流れ励起振動であることを示した。すき間流れ励起振動に関しては、稲田ら（稲田, 葉山, 1987）の研究報告があり、この研究では、すき間流れ励起振動の特性と発生条件、および励振メカニズムが示されている。

また、一般的な空気圧浮上搬送装置やコンベアは、配管から送られた空気を一度チャンバに蓄えてから供給する構造となっているため、著者ら（武田, 渡辺, 2016）は、空気圧で浮上する平板について、チャンバ内の空気の圧縮性を考慮した簡易解析モデルを構築し、解析と実験により自励振動の特性と発生条件を調べた。さらに、平板（下部表面）に作用する流体力による仕事分布を調べることで、励振メカニズムを考察した。そして、石原ら（石原, 2007; Ishihara, 2008; Ishihara and Eto, 2011）が報告した、すき間流れに起因する自励振動の発生機構だけでなく、チャンバ内の空気の圧縮性に起因して自励振動が発生することを示した。また、著者ら（武田, 渡辺, 2018）は、チャンバ内の空気の圧縮性に加えて、すき間内空気の流体慣性と圧縮性を考慮した解析モデルを構築し、解析と実験により、チャンバ体積と空気を供給するスリットの幅が自励振動の発生条件に及ぼす影響を明らかにした。

しかしながら、空気圧浮上搬送装置やコンベアは、積荷の重量により支持構造が弾性変形する場合があり、支持構造の弾性変形または弾性支持に起因した上下方向の激しい自励振動が発生することが示されている（石原, 2007）。上述の研究報告（武田, 渡辺, 2016, 2018）では、支持構造が固定された系を対象としたことから、支持構造の弾性が系の動的安定性に及ぼす影響については調べられていない。特に、空気圧で浮上する平板と支持構造が振動する系では、平板と支持構造の間の流体力を介して、平板と支持構造が連成して振動することから、支持構造の弾性は系の安定性に大きな影響を及ぼすと考えられる。

そこで、本研究では、空気圧で浮上する平板と支持構造を対象に、空気の圧縮性と流体慣性を考慮した解析モデルを構築し、空気圧で浮上する平板と支持構造に発生する自励振動の特性と発生条件を調べた。また、実験を行い、解析と実験結果を比較することで、支持構造の弾性が自励振動の特性と発生条件に及ぼす影響を明らかにした。特に本研究では、空気圧で浮上する平板と支持構造の安定性を支配する無次元数を新たに定義し、自励振動が発生する条件を整理した。さらに、平板と支持構造の表面に作用する流体力の仕事分布を調べることで、自励振動発生時のエネルギー収支を明らかにし、励振メカニズムを考察した。

2. 動的安定性解析

2・1 解析モデルと動的安定性解析の流れ

図1に解析モデルを示す。座標系は横方向に X 軸、奥行方向（図1(b)の縦方向）に Y 軸、鉛直方向に Z 軸を定める。空気圧浮上搬送装置やコンベアの支持構造には、弾性変形または弾性支持に起因した上下方向の自励振動が発生する。前報（武田, 渡辺, 2016, 2018）では、空気圧で浮上する平板のみが振動する1自由度系を対象としたため、支持構造の弾性を考慮した系の動的安定性は明らかにされていない。そこで本研究では、ガラス基板の搬送工程などで広く使用されている表面が平らなストレートモデルの支持構造と空気圧で浮上する平板からなる2自由度系を対象として、自励振動の振動特性と発生条件を調べる。平板は、支持構造表面の中央に設けた1本のスリットから供給される空気の圧力により浮上し、上下方向に並進振動すると仮定する。また、支持構造はバネとダンパにより支持され、平板と同様に上下方向に並進振動すると仮定する。なお、浮上する平板の X 方向の対称軸とスリットの位置は一致させて解析を行う。

平板下面と支持構造上面の間のすき間における空気の流れは、横方向（ X 方向）と奥行方向（ Y 方向）に流れる二次元流れとし、流路は X 方向に N_x 分割、 Y 方向に N_y 分割する。そして、二次元すき間流れの基礎理論（Li et al., 2002）を基に、流体慣性と空気の圧縮性を考慮することで、動的安定性解析を行う。また、前報（武田, 渡辺, 2016, 2018）より、空気圧で浮上する平板は、チャンバ内の空気の圧縮性に起因して自励振動が発生することが示されている。このため、本研究で対象とする空気圧で浮上する平板と支持構造からなる2自由度系においても、チャンバ内の空気の圧縮性は、系の安定性に影響を及ぼすと考えられる。そこで、前報（武田, 渡辺, 2016, 2018）と同様に、チャンバ内の空気の圧縮性を考慮して、動的安定性解析を行う。

動的安定性解析の主な流れは、平板のみが振動する 1 自由度系を対象とした前報（武田, 渡辺, 2018）とほぼ同様であるが、本研究では、平板に加えて支持構造の運動方程式を考慮して、平板と支持構造の振動に関する 2 自由度系の特性方程式を導出する。そして、特性方程式の特性根であるラプラス変数 s の値により系の安定性を判別し、自励振動が発生する条件を求める。詳細な安定性解析の流れは、前報（武田, 渡辺, 2018）を参照のこと。

なお、空気圧浮上搬送装置において、平板は搬送時の張力および減衰に起因するバネ特性とダンパ特性を有するために、前報（武田, 渡辺, 2018）では、平板にバネとダンパを付加した。一方、本研究では、支持構造の弾性変形または弾性支持に起因した上下方向の自励振動の特性と発生条件を調べるために、支持構造にバネとダンパを付加する。このとき、平板にはバネとダンパを付加しない系を対象とすることで、モデルを簡易化して解析を行う。そして、支持構造の弾性が自励振動の特性と発生条件に及ぼす影響を明らかにする。平板にバネとダンパを付加した系に発生する自励振動の特性と発生条件は、前報（武田, 渡辺, 2018）を参照のこと。

Fig. 1 Schematic illustrations of the analytical model. The plate floats due to the pressure of the air supplied from the slit at the center of the upper surface of the support structure. The plate and the support structure vibrate to vertical direction.

2・2 平板と支持構造の運動方程式

平板の変位、平板質量（平板と積載物の合計質量）をそれぞれ Z_p , M とし、重力加速度を g とすると、平板の運動方程式は、以下のように得られる。

$$M\ddot{Z}_p + Mg = A_d \sum_{j=1}^{N_x} \sum_{k=1}^{N_y} P_g(j, k) \quad (1)$$

上式において、右辺は平板に作用する流体力を示している。 P_g は、平板下面と支持構造上面の間のすき間における空気の圧力を表し、記号 j と k は節点番号、 N_x と N_y はそれぞれ X 方向と Y 方向の流路分割数を表す。また、 A_d は離散化した流路の格子面積を表し、以下のように与えられる。

$$A_d = \ell_x L \ell_y D \quad (2)$$

式中の L は平板の幅、 D は平板の長さを表す。また、 ℓ_x , ℓ_y は、それぞれ X 方向と Y 方向の無次元化した流路格子長さを表す。格子モデルの詳細は、前報（武田, 渡辺, 2018）を参照。

一方、支持構造の変位、支持構造の質量、減衰係数、バネ定数をそれぞれ Z_s , M_s , c , k_s とすると、支持構造の運動方程式は、以下のように得られる。

$$M_s \ddot{Z}_s + c \dot{Z}_s + k_s Z_s + M_s g = -A_d \sum_{j=1}^{N_x} \sum_{k=1}^{N_y} P_g(j, k) \quad (3)$$

また、支持構造に対する平板の相対変位（平板の浮上変位） h は、以下のように得られる。

$$h = Z_p - Z_s \quad (4)$$

2・3 流体系の基礎式

流体系の基礎式は、前報（武田, 渡辺, 2018）と同様とする。平板下面と支持構造上面の間のすき間における空気の圧縮性を考慮した連続の式と、すき間内の空気密度 ρ と圧力 P_g の関係式は、以下のように与えられる。

$$\frac{\partial \rho Q_x}{\partial X} + \frac{\partial \rho Q_y}{\partial Y} + \rho \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad (5)$$

$$\rho = P_g \frac{\rho_a}{P_a} \quad (6)$$

また、すき間における X 方向と Y 方向の空気流れの基礎式は、以下のように与えられる。

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P_g}{\partial X} = -\frac{1}{h} \left\{ \frac{\partial Q_x}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{Q_x^2}{h} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{Q_x Q_y}{h} \right) + \frac{12\nu Q_x}{h^2} \right\} \quad (7)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P_g}{\partial Y} = -\frac{1}{h} \left\{ \frac{\partial Q_y}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{Q_y^2}{h} \right) + \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{Q_x Q_y}{h} \right) + \frac{12\nu Q_y}{h^2} \right\} \quad (8)$$

記号の詳細と式の仮定については、末尾の記号表と前報（武田, 渡辺, 2018）を参照。

また、チャンバ内の空気の体積弾性係数を K_e とすると、空気の圧縮性を考慮したチャンバ内の空気流れの連続の式は、以下のように得られる。

$$\frac{V}{K_e} \frac{dP}{dt} = Q_s - Q \quad (9)$$

図2に、支持構造表面に設けたスリット部の概略図を示す。図2の赤線部では、スリット入口の絞り（流体抵抗）に起因した圧力降下が生じる。このとき、チャンバ内部とスリット直上の差圧（ $P - P_s$ ）およびスリットを通過する空気の流量 Q の関係式は、以下のように与えられる。

$$Q = C_{ds} A_s \sqrt{2(P - P_s) / \rho_s} \quad (10)$$

式中の ρ_s はスリット部の空気密度を、 C_{ds} はスリット部の流量係数を表す。また、 A_s は、スリット入口部（絞り部）の面積を表し、スリットの長さ B とスリットの幅 d を用いて、 $A_s = B \cdot d$ で与えられる。

一方、図2の黄線部では、すき間入口の絞り（流体抵抗）に起因した圧力降下が生じる。1本のスリットから空気が供給される場合、スリットから供給される空気の流れは、スリット端部を除き、スリット長手方向にほぼ一様な分布となる。このため、本研究では、スリットから供給される空気は、すき間内に一様に供給されると仮定する。このとき、スリット直上とすき間入口の差圧（ $P_s - P_{g0}$ ）およびすき間入口を通過する空気の流量 Q の関係式は、すき間入口の流量係数 C_{dg} を用いて、以下のように与えられる。

$$Q = C_{dg} A_g \sqrt{2(P_s - P_{g0}) / \rho_s} \quad (11)$$

式中の A_g は、すき間入口部（絞り部）の面積を表し、スリットの長さ B 、スリットの幅 d 、すき間幅 h を用いて、 $A_g = 2(B + d)h$ で与えられる。

Fig. 2 Schematic illustration of air flowing through the slit provided on the support structure surface. The pressure drop occurs in the red line section (the slit entrance) and the yellow line section (the gap entrance).

2・4 定常方程式と非定常方程式

平板と支持構造の運動方程式および流体系の基礎式に含まれる変数を，摂動法を用いて定常項と非定常項に分離すると，定常方程式は以下のように得られる．式中の記号 $\bar{}$ は定常成分であることを表す．すき間内の空気流れの連続の式（式（5））と X 方向と Y 方向の空気流れの基礎式（式（7），（8））は，二次元すき間流れの基礎理論（Li et al., 2002）に基づき，離散化して式を整理した．式の導出仮定と記号の詳細は，前報（武田，渡辺, 2018）と末尾の記号表を参照．

$$\bar{P}_g(j+1, k) = \bar{P}_g(j, k) - \frac{12\rho_x(j, k)L\ell_x\nu\bar{Q}_x(j, k)}{\bar{h}^3} \quad (12)$$

$$\bar{P}_g(j, k+1) = \bar{P}_g(j, k) - \frac{12\rho_y(j, k)D\ell_y\nu\bar{Q}_y(j, k)}{\bar{h}^3} \quad (13)$$

$$\bar{P}_g(j, k) = \left[b_1 \left\{ \bar{P}_g(j+1, k) + \bar{P}_g(j-1, k) \right\} + b_2 \left\{ \bar{P}_g(j, k+1) + \bar{P}_g(j, k-1) \right\} \right] / A_p \quad (14)$$

$$b_1 = \ell_y^2 D^2, \quad b_2 = \ell_x^2 L^2, \quad A_p = 2(\ell_y^2 D^2 + \ell_x^2 L^2) \quad (15)$$

$$\bar{Q} = Q_s \quad (16)$$

$$\bar{P}_s = \bar{P} - \frac{\rho_s \bar{Q}^2}{2C_{ds}^2 A_s^2} \quad (17)$$

$$\bar{P}_{g0} = \bar{P}_s - \frac{\rho_s \bar{Q}^2}{2C_{dg}^2 A_g^2} \quad (18)$$

$$Mg = A_d \sum_{j=1}^{N_x} \sum_{k=1}^{N_y} \bar{P}_g(j, k) \quad (19)$$

$$k_s \bar{Z}_s + M_s g = -A_d \sum_{j=1}^{N_x} \sum_{k=1}^{N_y} \bar{P}_g(j, k) \quad (20)$$

$$\bar{h} = \bar{Z}_p - \bar{Z}_s \quad (21)$$

一方、非定常方程式は、以下のように得られる。式中の s は、ラプラス変数を表す。また、記号 Δ は非定常成分（非定常項）であることを表し、記号 $\sim$ はラプラス変換した変数であることを表す。以下の式では、振動に関する非定常項は小さいとして、これらの項に関して非定常方程式を線形化した。

$$\Delta \tilde{P}_g(j+1, k) = \Delta \tilde{P}_g(j, k) + \frac{\rho_x(j, k) L \ell_x}{\bar{h}} \left\{ -s \cdot \Delta \tilde{Q}_x(j, k) + \frac{\bar{Q}_x(j, k)}{\bar{h}} s \cdot \Delta \tilde{h} - \frac{12\nu \Delta \tilde{Q}_x(j, k)}{\bar{h}^2} + \frac{36\nu \bar{Q}_x(j, k) \Delta \tilde{h}}{\bar{h}^3} \right\} \quad (22)$$

$$\Delta \tilde{P}_g(j, k+1) = \Delta \tilde{P}_g(j, k) + \frac{\rho_y(j, k) D \ell_y}{\bar{h}} \left\{ -s \cdot \Delta \tilde{Q}_y(j, k) + \frac{\bar{Q}_y(j, k)}{\bar{h}} s \cdot \Delta \tilde{h} - \frac{12\nu \Delta \tilde{Q}_y(j, k)}{\bar{h}^2} + \frac{36\nu \bar{Q}_y(j, k) \Delta \tilde{h}}{\bar{h}^3} \right\} \quad (23)$$

$$\Delta \tilde{P}_g(j, k) = \left[b_1 \left\{ \Delta \tilde{P}_g(j+1, k) + \Delta \tilde{P}_g(j-1, k) \right\} + b_2 \left\{ \Delta \tilde{P}_g(j, k+1) + \Delta \tilde{P}_g(j, k-1) \right\} \right] / A_p - \frac{b_1 b_2}{A_p} \frac{\rho(j, k)}{\bar{h}^3} (\bar{h}^2 s + 12\nu) s \Delta \tilde{h} \quad (24)$$

$$\frac{V}{K_e} \Delta \tilde{P} \cdot s = -\Delta \tilde{Q} \quad (25)$$

$$\Delta \tilde{P}_s = \Delta \tilde{P} - \frac{\rho_s \bar{Q}}{C_{ds}^2 A_s^2} \Delta \tilde{Q} \quad (26)$$

$$\Delta \tilde{P}_{g0} = \Delta \tilde{P}_s - \frac{\rho_s \bar{Q}}{C_{dg}^2 A_g^2} \left(\Delta \tilde{Q} - \frac{\bar{Q}}{\bar{h}} \Delta \tilde{h} \right) \quad (27)$$

$$M s^2 \Delta \tilde{Z}_p = A_d \sum_{j=1}^{N_x} \sum_{k=1}^{N_y} \Delta \tilde{P}_g(j, k) \quad (28)$$

$$(M_s s^2 + c s + k_s) \Delta \tilde{Z}_s = -A_d \sum_{j=1}^{N_x} \sum_{k=1}^{N_y} \Delta \tilde{P}_g(j, k) \quad (29)$$

$$\Delta \tilde{h} = \Delta \tilde{Z}_p - \Delta \tilde{Z}_s \quad (30)$$

2・5 安定判別

非定常方程式（式（22）～（30））をラプラス変数 s に関して整理すると、以下の 6 次の特性方程式が得られる。式中の係数 a_i は、定常方程式（式（12）～（21））を解くことで得られる定常項、空気の物性値、平板質量、支持構造質量、減衰係数、バネ定数および流路寸法からなる係数を表す。

$$a_6 s^6 + a_5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 = 0 \quad (31)$$

本研究では、チャンバに供給する空気流量 Q_s を変化させて、式（31）を満足する特性根 s の値を求めることで、系の安定判別を行う。得られる特性根 s のうち 1 つでも実数部が正（ $\text{Re}[s] > 0$ ）の根があれば、系は不安定となり、このとき $\text{Im}[s] \neq 0$ の場合には、平板と支持構造が連成して振動する自励振動が発生する。

2・6 平板と支持構造の振動モード

平板と支持構造の振動モードを調べるために、非定常方程式を整理する。平板と支持構造に作用する非定常流体力を $\Delta \tilde{F}(s)$ とすると、平板と支持構造の運動方程式（非定常方程式）は、以下のように表すことができる。

$$Ms^2 \Delta \tilde{Z}_p(s) = \Delta \tilde{F}(s) \quad (32)$$

$$(M_s s^2 + cs + k_s) \Delta \tilde{Z}_s(s) = -\Delta \tilde{F}(s) \quad (33)$$

式 (32), (33) を平板の振動変位 $\Delta \tilde{Z}_p(s)$ と支持構造の振動変位 $\Delta \tilde{Z}_s(s)$ に関して整理すると, 以下の式が得られる.

$$\frac{\Delta \tilde{Z}_p(s)}{\Delta \tilde{Z}_s(s)} = -\frac{M_s s^2 + cs + k_s}{Ms^2} \quad (34)$$

式 (34) に, 特性方程式 (式 (31)) を解くことで得られる特性根 s の値を代入することで, 支持構造の振動変位に対する平板振動変位の位相差を求めた.

2・7 流体力による仕事

平板と支持構造に発生する自励振動の励振メカニズムを考察するために, 自励振動の励振に関与している流体力が作用する領域を調べる. 平板と支持構造表面の各節点 (j, k) に作用する流体力 $F_{j,k}$ による 1 周期当りの局所的仕事 $E_{local}^{(j,k)}$ (仕事分布) は, 以下の式 (35) で与えられる. 式中の $|F_{j,k}|$ は流体力の振幅を表し, $|h|$ は平板の支持構造に対する相対振動変位の振幅を表す. また $\phi_{j,k}$ は, 相対振動変位に対する流体力の位相差を表す. 以下の安定性解析では, 自励振動が発生する臨界流量 ($Q_s = Q_{s-cr}$) における仕事分布を計算して示した.

$$E_{local}^{(j,k)} = \oint F_{j,k} \cdot \dot{h} dt = |F_{j,k}| \cdot |h| \cdot \pi \sin \phi_{j,k} \quad (35)$$

2・8 支配無次元数

本研究では, 空気圧で浮上する平板と支持構造の安定性を支配する無次元数を新たに定義し, 自励振動が発生する条件を整理する. 無次元数を定義するにあたり, 代表長さを平板の幅 L , 代表時間を $T_s = \sqrt{M/K_{e0}L}$ に設定する. ここで, K_{e0} は大気圧中の空気 の体積弾性係数を表す. そして, 空気圧で浮上する平板と支持構造の安定性を支配する無次元数を以下のように定義する. ここで, μ は支持構造に対する平板の質量比, q_s は無次元流量, k_s^* は無次元バネ定数を表す.

$$\mu = \frac{M}{M_s}, \quad q_s = Q_s \frac{T_s}{L}, \quad k_s^* = \frac{k_s}{K_{e0}L} \quad (36)$$

2・9 解析パラメータ

解析に用いた主なパラメータを表 1 に示す. 支持構造の構造減衰比 ζ の値は, (後述する実験装置の) 支持構造の打撃試験より実験的に求めた値 ($\zeta = 0.05$) である. 本研究の動的安定性解析では, 特記する場合を除き, $\zeta = 0.05$ として計算を行うが, 支持構造の減衰要素は系の動的安定性に重要な因子になると考えられる. そこで, 支持構造の減衰比を変化させた場合の動的安定性解析も行う.

また, スリット部の流量係数 C_{ds} とすき間入口の流量係数 C_{dgs} の値は, 前報 (武田, 渡辺, 2018) と同様に, すき間入口の前後とスリットの前後で圧力を測定し, その圧力差から実験的に求めた値を用いた. 平板下面と支持構造上面間のすき間における流路の分割数は, X 方向分割数 $N_x = 100$, Y 方向分割数 $N_y = 100$ で計算を行った. 設定した分割数は, 計算結果がほぼ一定値に収束するまで増加させて決定した.

計算は, チャンバに供給する空気流量 Q_s と平板質量 M を変化させることで, 平板と支持構造に自励振動が発生する臨界条件を求めた. そして, 式 (36) に示した 3 つの無次元数を用いて結果を整理した.

Table 1 Parameters used in the calculation.

Spring constant k_s	[N/m]	$10.5 \times 10^4, 50.2 \times 10^4$
Support structure mass M_s	[kg]	26.5
Slit width d	[mm]	3.0
Slit length B	[mm]	620
Plate width L	[mm]	180
Plate length D	[mm]	700
Chamber volume V	[m ³]	3.0×10^{-3}
Fluid density ρ_a	[kg/m ³]	1.2
Kinematic viscosity ν	[m ² /s]	1.5×10^{-5}
Damping ratio ζ		0.05
Flow coefficient of slit C_{ds}		0.85
Flow coefficient of gap entrance C_{dg}		0.85
Gravity acceleration g	[m/s ²]	9.81

3. 実験装置および実験方法

図3と図4に実験装置の概略図と写真を示す。また、図5に平板の写真を、図6に支持構造表面の写真を示す。実験の主なパラメータを表2に示す。支持構造は、コイルバネとリニアベアリングにより上下方向に動くように支持されている。ブロウから送られた空気はチャンバへ蓄えられた後、支持構造表面の中央に設けた1本のスリットから流出する。そして、流出する（平板下面と支持構造上面間のすき間に供給される）空気の圧力により、平板は浮上する。このとき、支持構造表面に設けたストッパーによって、平板の X 方向の対称軸がスリットの位置と一致するようにした（図3参照）。なお、このストッパーは十分に小さいため、平板下部の空気流れに対する影響は小さい。

チャンバに供給される空気の流量 Q_s は、配管に設置した流量計で計測した。また、平板の上に載せた重りの大きさを調整することで、質量 M （平板と積載荷重の合計質量）を変化させた。平板および支持構造の変位は、平板上部の右端部と左端部の2箇所、および支持構造下部に設置したレーザ変位計を用いて測定した。また、平板の支持構造に対する相対変位 h は、平板上に設置した渦電流式ギャップセンサを用いて測定した。

さらに本実験では、自励振動発生時における相対振動変位と、平板下面と支持構造上面の間のすき間内空気の圧力変動を同時測定することで、流体力による局所的仕事を調べて、励振メカニズムを考察した。すき間内の空気の圧力変動は、圧力センサと、平板表面上の X 方向と Y 方向多点の位置に設けた圧力測定孔（図5参照）をチューブで接続することにより測定した。そして、位相平均法（武田、渡辺, 2016）を用いて、最大で計80点の位置で圧力変動を測定した。流体力による1周期当たりの局所的仕事 E_{local} （流体力の仕事分布）は、圧力変動の振幅 $|P_i|$ 、相対振動変位の振幅 $|h|$ 、および（相対振動変位に対する圧力変動の）位相差 ϕ_i を用いて以下のように求める。

$$E_{local} = \oint P_i \dot{h} dt = |P_i| \cdot |h| \cdot \pi \sin \phi_i \quad [\text{J/m}^2] \quad (37)$$

式中の i は平板表面上の圧力測定点の番号を表す。流体力による局所的仕事が正の領域を調べることで、平板と支持構造に発生する自励振動を励起する圧力変動が、すき間内のどこで発生しているのか（励振エネルギーが流入する場所）を明らかにすることができる。

Fig. 3 Schematic illustration of the experimental apparatus. In the experiments, air sent from the blower is firstly stored in the chamber. Then, air flow out from the slit on the support structure surface. The plate floats by the pressure of the air. Also, the self-excited vibration occurs in the plate and the support structure depending on conditions.

Fig. 4 Photograph of the experimental apparatus. The weight is loaded on the top of the plate. The chamber is provided at the bottom of the support structure.

Fig. 5 Photograph of the plate surface. The plate has pressure measurement holes.

Fig. 6 Photograph of the support structure surface. The slit is provided at the center of the support structure surface.

Table 2 Parameters of the experiments.

Inflow rate Q_s	[m ³ /min]	0.04 ~ 0.3
Plate mass M	[kg]	6.0 ~ 44.4
Support structure mass M_s	[kg]	26.5
Spring constant k_s	[N/m]	10.5×10^4 , 50.2×10^4
Slit width d	[mm]	3.0
Slit length B	[mm]	620
Plate width L	[mm]	180
Support structure surface width L_s	[mm]	230
Plate length D	[mm]	740
Support structure surface length D_s	[mm]	700
Chamber volume V	[m ³]	3.0×10^{-3}

4. 解析結果と実験結果および考察

4・1 実験で得られた時刻歴波形

図7に、実験によって得られた平板と支持構造に発生する自励振動の時刻歴波形を示す。ここでは、代表的な結果として、空気流量 $Q_s = 0.30 \text{ m}^3/\text{min}$ 、バネ定数 $k_s = 50.2 \times 10^4 \text{ N/m}$ 、平板質量 $M = 40.4 \text{ kg}$ (図7(a))と $M = 11.6 \text{ kg}$ (図7(b))の結果を示す。これらの結果は、振動中心の位置を変位0として表示している。なお、平板の振動中心である定常的な浮上変位 $\bar{h}$ の値は、図中に数値で示している。これらの図に示した平板の振動変位については、平板上部の右端部と左端部に設置したレーザ変位計 (図3参照) により得られた、2つの時刻歴波形を示している。

図より、平板と支持構造が連成して振動する系では、平板と支持構造がほぼ同位相で振動する同位相モード (図7(a)) と、ほぼ逆位相で振動する逆位相モード (図7(b)) の自励振動が発生することがわかる。この同位相モードと逆位相モードの自励振動は、どちらの振動モードにおいても、支持構造の振幅より平板の振幅の方が大きいことがわかる。さらに、逆位相モードに対して同位相モードの方が、平板と支持構造の振幅が大きい。

また、どちらの振動モードにおいても、平板右端部と左端部の振動変位は、位相と振幅がほぼ一致している。このことから、空気圧で浮上する平板は上下方向に並進振動していることがわかる。支持構造については、シャフトとリニアベアリングによって並進移動以外の動きを拘束しているため (図3参照)、こちらも上下方向に並進振動している。

Fig. 7 Time histories of the vibration displacement of the plate and the support structure for $Q_s = 0.30 \text{ m}^3/\text{min}$, $k_s = 50.2 \times 10^4 \text{ N/m}$. The self-excited vibration of in-phase mode and anti-phase mode occurs in the plate and the support structure.

4・2 根軌跡と振動モード

図8に、空気流量を変化させた場合の根軌跡の計算結果を示す。また、図9に、流量を変化させた場合の、支持構造の振動変位に対する平板振動変位の位相差を示す。これらの図は、平板質量 $M = 40.4 \text{ kg}$ 、バネ定数 $k_s = 50.2 \times 10^4 \text{ N/m}$ の場合の結果である。図9に示した位相差は、平板振動変位が支持構造の振動変位に対して位相進みである場合は正の位相差を、位相遅れである場合は負の位相差を示す。また、図9の赤の実線と青の破線で示した結果は、それぞれ図8に示した赤の実線で示した特性根と、青の破線で示した特性根に対応している。

図8より、空気流量が小さい場合は、特性根の実部は負であり系は安定であるが、空気流量が増加すると、赤の実線と青の破線で示した2つの特性根の実部が正になり、自励振動が発生することがわかる。図9より、赤の実線で示した特性根が不安定化することで発生する自励振動は、平板と支持構造がほぼ同位相で振動する同位相モードの自励振動であることがわかる。一方、青の破線で示した特性根が不安定化することで発生する自励振動は、平板と支持構造がほぼ逆位相で振動する逆位相モードの自励振動である。この解析結果と上述の実験結果 (図7参照) より、支持構造が弾性支持された系 (支持構造が上下方向に自由度を有する系) では、同位相モードと逆位相モードの自励振動が発生することがわかる。しかしながら、自励振動が発生する臨界流量は、同位相モードと逆位相モードで異なる。同位相モードと逆位相モードの自励振動が発生する条件、また支持構造の弾性が自励振動の発生条件に及ぼす影響については、後述の4・3節で示す。

Fig. 8 Root locus with increasing air flow rate for $k_s = 50.2 \times 10^4 \text{ N/m}$, $M = 40.4 \text{ kg}$. As air flow rate increases, the real part of the characteristic roots of red line and blue line become positive and the system becomes unstable.

Fig. 9 Phase difference of the plate displacement ΔZ_p against the support structure displacement ΔZ_s with increasing air flow rate for $k_s = 50.2 \times 10^4 \text{ N/m}$, $M = 40.4 \text{ kg}$. The mode of red line is in-phase mode in which the plate and support structure vibrate in almost same phase. On the other hand, the mode of blue line is anti-phase mode in which the plate and support structure vibrate in almost opposite phase.

4・3 自励振動発生条件

図 10(a)～(c)に、平板質量 M と空気流量 Q_s を変化させた場合の自励振動発生条件を示す。図 10(a)は、支持構造のバネ定数が小さい場合 ($k_s = 10.5 \times 10^4 \text{ N/m}$)、図 10(b)は、支持構造のバネ定数が大きい場合 ($k_s = 50.2 \times 10^4 \text{ N/m}$) の結果である。さらに、図 10(c)には、支持構造を固定し ($k_s = \infty$)、空気圧で浮上する平板のみが上下方向に振動する場合の結果を示す。また、図 11 に、図 10 の結果を式 (36) に示した無次元数を用いて無次元化した自励振動発生条件を示す。図中に示した曲線は解析結果を示し、赤の曲線で囲まれた領域は同位相モード、青の曲線で囲まれた領域は逆位相モード、緑の曲線で囲まれた領域は支持構造を固定した場合の自励振動発生領域を示している。また、 $\times$ と $\bullet$ 、 $\odot$ 、 $\bullet$ は実験結果を示しており、 $\times$ が安定状態、 $\bullet$ が同位相モード、 $\odot$ は逆位相モード、 $\bullet$ は平板のみが振動する自励振動が発生したことを示している。

なお、図 10(b)と図 11(b)では、赤の曲線で囲まれた同位相モードの自励振動発生領域と青の曲線で囲まれた逆位相モードの自励振動発生領域が重なる領域がある。この領域については、振動が成長し安定なリミットサイクルに入る過程で、どちらかの振動モードが卓越するが、本研究の動的安定性解析では振動に関する非定常項は小さいとした線形解析モデルを用いているため、その過程を追うことができない。このため、同位相と逆位相モードの自励振動発生領域が重なる領域の境界については、参考として解析結果を点線にて示している。

図10と図11より、支持構造のバネ定数が小さい場合、つまり支持構造を柔軟に支持した場合は、逆位相モードの自励振動発生領域が広がることになる。一方、支持構造のバネ定数が大きい場合、つまり支持構造を硬く支持した場合は、同位相モードの自励振動発生領域が広がる。また、支持構造を固定した場合（空気圧で浮上する平板のみが振動する場合）は、支持構造を硬く支持した場合と比較して自励振動発生領域に大きな変化はないことがわかる。

これらの結果では、解析結果と実験結果は定性的には一致しているものの、自励振動が発生する臨界流量の下限に定量的な差異が見られる。これは、平板と支持構造に生じる曲げ変形の影響が主な原因であると思われる。平板には、平板上部に載せた重り（図3参照）と、平板下部のすき間に供給した空気の圧力により曲げ変形が生じる。また、支持構造も同様に、供給した空気の圧力により曲げ変形が生じる。本研究の解析モデルでは、支持構造の弾性を考慮するためにバネを付加したが、支持構造と平板に生じる曲げ変形（弾性変形）の影響は考慮していないため、解析結果と実験結果に差異が生じたと考えられる。

Fig. 10 Critical flow rate Q_{s-cr} as a function of plate mass M for various spring constant k_s . When the elasticity of the support structure is small, the anti-phase mode vibration occurs in a wide area. On the other hand, when the elasticity of the support structure is large, the anti-phase mode vibration and the in-phase mode vibration occur. In the case which the support structure is fixed, only the plate vibrates to vertical direction.

Fig. 11 Critical dimensionless flow rate q_{s-cr} as a function of mass ratio μ for various dimensionless spring constant k_s^* . When the mass ratio is small, the system is stable. On the other hand, as the mass ratio becomes large, the self-excited vibration occurs regardless of the value of the dimensionless spring constant.

さらに、支持構造の減衰要素が系の動的安定性に及ぼす影響を調べるために、図 12 に支持構造の減衰比 ζ を変化させた場合の自励振動発生領域を示す。図の横軸は支持構造に対する平板の質量比 μ 、縦軸は無次元流量 q_s を表し、ここでは無次元バネ定数 $k_s^* = 19.6$ において、支持構造の減衰比 ζ を 0.01, 0.05, 0.1 と 3 通りに変化させた場合の解析結果を示す。図より、支持構造の減衰比が小さい場合では、赤の曲線で示した同位相モードの自励振動発生領域は広くなることがわかる。また、青の曲線で示した逆位相モードの自励振動発生領域についても、減衰比が小さい場合では、その領域は広くなるが、同位相モードの自励振動発生領域と比べて変化は小さい。

この結果から、支持構造の弾性に加えて、支持構造の減衰要素も系の動的安定性に重要な因子であることがわかる。

Fig. 12 Critical dimensionless flow rate q_{s-cr} as a function of mass ratio μ for various damping ratio of the support structure ζ for $k_s^* = 19.6$. When the damping ratio is small, the self-excited vibration occurs in a wide area. Particularly, the region where the in-phase mode vibration occurs becomes wider. On the other hand, the change of the region where the anti-phase mode vibration occurs is small.

4・4 流体力の仕事分布と励振メカニズムの考察

図 13(a)～(c)に、解析と実験で得られた流体力の仕事分布 E_{local} ((a1)～(c1)), Y 軸中央断面 ($Y/D=0$) における流体力の仕事分布 E_{local} ((a2)～(c2)), 流体力の(支持構造に対する平板の)相対振動変位に対する位相差 ((a3)～(c3)) を示す. 図 13(a)は同位相モードの結果, 図 13(b)は逆位相モードの結果である. また, 比較のために, 図 13(c)に支持構造を固定 ($k_s^* = \infty$) した場合の結果, つまり平板のみが振動する場合の結果を示す. 設定した空気流量は, 解析では臨界流量 ($Q_s = Q_{s-cr}$) とした. 一方, 実験では, 自励振動が発生する流量(同位相モードは $Q_s = 0.16 \text{ m}^3 / \text{min}$, 逆位相モードと支持構造を固定した場合は $Q_s = 0.25 \text{ m}^3 / \text{min}$) で測定を行った. 流体力による仕事は, それぞれの最大値で正規化して(最大値を 1 で)表示している. ここで, 赤色は流体力による仕事が正の領域を, 青色はその仕事が負の領域を表している. また, 流体力(圧力変動)の相対振動変位に対する位相差は, 圧力変動が振動変位に対して位相進みである場合は正の位相差を, 位相遅れである場合は負の位相差を示す.

ここで, 平板と支持構造の振動は, 前述の図 7 に示した結果より, 並進振動していることがわかる. 本研究で対象とした流路中央に設けた 1 本のスリットから空気を供給する系では, 並進振動する場合, すき間内の圧力変動はスリットの位置を基準として, ほぼ対称な分布を有することが示されている(武田, 渡辺, 2016). このため, 実験結果は, $X/L=0 \sim 0.5$, $Y/D=0 \sim 0.5$ の範囲で圧力変動を計測することで得られた結果を, 対称性を利用して $X/L=-0.5 \sim 0.5$, $Y/D=-0.5 \sim 0.5$ の範囲で表示している.

図 13(a1), (a2)と(b1), (b2)より, 振動モードによらずスリット直上およびその付近で流体力による仕事が正であり, エネルギーが流入していることがわかる. つまり, スリット直上およびその付近の領域で流体力(圧力変動)が, 平板と支持構造の振動に対して正の仕事をするために自励振動が発生する. また, 図 13(c1), (c2)より, 支持構造を固定した場合(空気圧で浮上する平板のみが振動する場合)でも同様に, スリット直上およびその付近で流体力による仕事が正であることがわかる. つまり, 支持構造の弾性によらず, 自励振動を励起する励振流体力は, スリット直上およびその付近で作用する.

ここで示した流体力の仕事分布の解析結果と実験結果について, エネルギー流入と散逸の傾向は一致しているが, 仕事分布には差が見られる. これは, 前述の 4・3 節で考察した, 支持構造と平板に生じる曲げ変形(弾性変形)が主な原因と思われる. 解析では曲げ変形の影響は考慮していないが, 実験では曲げ変形に起因して平板と支持構造の間のすき間幅が変化する. そして, このすき間幅の変化に起因して, すき間内の流体力の大きさが変化したため, 流体力の仕事分布に差が生じたと考えられる.

図 13(a3), (b3)より, 同位相モードと逆位相モード, どちらの振動モードにおいても, スリット直上およびその付近での圧力変動が, 支持構造に対する平板の相対振動変位に対して位相進みであり, この領域における圧力変動が自励振動を励起する. この結果は, 図 13(c3)に示した, 空気圧で浮上する平板のみが振動する 1 自由度系の結果と同様の傾向を示している. このことから, 空気圧で浮上する平板と支持構造が連成して振動する系の励振機構は, 空気圧で浮上する平板のみが振動する 1 自由度系の励振機構と同様であることがわかる. さらに, 前報(武田, 渡辺, 2016)に示した, 系の動的安定性を支配する位相特性を調べた結果より, 自励振動を励起するスリット直上およびその付近の圧力変動の位相進みは, チャンバ内の空気の圧縮性に起因して発生することが明らかにされている. つまり, 空気圧で浮上する平板と支持構造が連成して振動する系でも基本的な励振メカニズムは同様であり, チャンバ内の空気の圧縮性に起因して, 平板と支持構造に自励振動が発生する.

Fig. 13 Normalized local work done E_{local} by the unsteady fluid force and phase difference of fluid pressure ΔP_g against relative vibration displacement Δh . Regardless the vibration mode, the local work around the slit is positive, in particular, above the slit where it is the largest. The phase lead of the pressure fluctuation around the slit contributes to the occurrence of the positive work.

5. まとめ

本研究では、空気圧で浮上する平板と支持構造を対象に、空気の圧縮性と流体慣性を考慮した解析モデルを構築し、空気圧で浮上する平板と支持構造に発生する自励振動の特性と発生条件を調べた。また、実験を行い、解析と実験結果を比較することで、支持構造の弾性が自励振動の特性と発生条件に及ぼす影響を明らかにした。特に本研究では、空気圧で浮上する平板と支持構造の安定性を支配する無次元数である、無次元流量、質量比、無次元バネ定数を定義し、自励振動が発生する条件を整理した。さらに、平板と支持構造の表面に作用する流体力の仕事分布を調べることで、自励振動発生時のエネルギー収支を明らかにし、励振メカニズムを考察した。得られた主な結果を以下に示す。

- (1) 支持構造が弾性支持された系（支持構造が上下方向に自由度を有する系）では、空気流量が増加すると、平板と支持構造が同位相で振動するモード（同位相モード）と、逆位相で振動するモード（逆位相モード）、2つのタイプの自励振動が発生する。
- (2) 支持構造のバネ定数が小さい場合、つまり支持構造を柔軟に支持した場合は、逆位相モードの自励振動発生領域が広がる。一方、支持構造のバネ定数が大きい場合、つまり支持構造を硬く支持した場合は、同位相モードの自励振動発生領域が広がる。
- (3) 支持構造を固定した場合（空気圧で浮上する平板のみが振動する場合）は、支持構造を硬く支持した場合と比較して自励振動発生領域に大きな変化はない。
- (4) 同位相モードと逆位相モード、どちらの振動モードにおいても、スリット直上およびその付近での圧力変動が、支持構造に対する平板の相対振動変位に対して位相進みであり、この領域における圧力変動が自励振動を励起する。
- (5) 前報(武田, 渡辺, 2016)より、自励振動を励起するスリット直上およびその付近の圧力変動の位相進みは、チャンバ内の空気の圧縮性に起因して発生することが示されている。つまり、空気圧で浮上する平板と支持構造が連成して振動する系でも基本的な励振メカニズムは同様であり、チャンバ内の空気の圧縮性に起因して自励振動が発生する。

主な記号

A_d	: 流路の格子面積	k_s^*	: 無次元バネ定数
A_g	: すき間入口の面積	L	: 平板の幅
A_s	: スリットの面積	L_s	: 支持構造表面の幅
B	: スリットの長さ	ℓ_x	: 無次元化した X 方向の流路格子長さ
C_{dg}	: すき間入口の流量係数	ℓ_y	: 無次元化した Y 方向の流路格子長さ
C_{ds}	: スリット部の流量係数	M	: 平板と積載物の合計質量
c	: 減衰係数	M_s	: 支持構造の質量
D	: 平板の長さ	N_X	: X 方向の流路分割数
D_s	: 支持構造表面の長さ	N_Y	: Y 方向の流路分割数
d	: スリットの幅	P	: チャンバ内の圧力
E_{local}	: 局所的な流体力による仕事	P_a	: 大気圧
F	: 平板と支持構造に作用する流体力	P_g	: すき間内の圧力
g	: 重力加速度	P_{g0}	: すき間入口の圧力
h	: 支持構造に対する平板の相対変位	P_s	: スリット直上の圧力
j	: 節点番号	Q	: スリットを通過する空気流量
K_e	: 空気の体積弾性係数	Q_x	: すき間内の X 方向に流れる空気の単位幅あたりの流量
K_{e0}	: 大気圧中の空気の体積弾性係数	Q_y	: すき間内の Y 方向に流れる空気の単位幅あたりの流量
k	: 節点番号		
k_s	: バネ定数		

Q_s	: チャンバに供給される空気流量	θ	: 支持構造の振動変位に対する
q_s	: 無次元流量		: 平板振動変位の位相差
s	: ラプラス変数	μ	: 支持構造に対する平板の質量比
T_s	: 代表時間	ν	: 空気の動粘性係数
t	: 時間	ρ	: すき間内の空気密度
V	: チャンバ内部の体積	ρ_a	: 大気圧下における空気密度
X	: X 方向	ρ_s	: スリット部の空気密度
x	: 無次元化した X 方向座標	ϕ	: 相対振動変位に対する流体力の位相差
Y	: Y 方向		
y	: 無次元化した Y 方向座標	添え字	
Z	: Z 方向	i	: i 番目
Z_p	: 平板の変位	—	: 定常成分であるパラメータ
Z_s	: 支持構造の変位	Δ	: 非定常成分であるパラメータ
ζ	: 減衰比	$\sim$	: ラプラス変換したパラメータ

文 献

- 稲田文夫, 葉山眞治, すきま流励起振動に関する研究 (第 1 報, 一次元テーパすきまの壁面に作用する流体力の評価), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 53, No. 488 (1987), pp.933-939.
- 石原国彦, 空気浮上式コンベアにおいて発生する異常振動について (現象の理解), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 73, No. 729 (2007), pp.1279-1284.
- Ishihara, K., On abnormal vibration generated in flow dynamic conveyer, Journal of System Design and Dynamics, Vol. 2, No. 2 (2008), pp.550-560.
- Ishihara, K. and Eto, D., Study on generation mechanism of abnormal vibration of flow dynamic conveyer, Journal of System Design and Dynamics, Vol. 5, No. 4 (2011), pp.589-602.
- Li, D.-W., Kaneko, S. and Hayama, S., A study on annular leakage-flow-induced vibrations, Journal of Fluids and Structures, Vol.16 (2002), pp.909-930.
- 大森直陸, 小林正生, 空気浮上した柔軟ベルトの安定性に関する研究, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2000 CD-ROM 講演論文集, No.342 (2000).
- 大森直陸, 小林正生, 空気浮上した柔軟ベルトの安定性に関する研究 (第 2 報 荷を積載した場合), 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2001 CD-ROM 講演論文集, No.609 (2001).
- 下川靖夫, 大久保雅章, 神山新一, 流体クッションによる薄鋼板の非接触支持に関する研究 (サイドプレートによる浮上力および復元力の向上), 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 60, No. 575 (1994), pp.2425-2430.
- 下川靖夫, 神山新一, 流体クッションによる薄鋼板の非接触支持に関する研究 (浮上搬送用サイドプレートの最適化による消費流量軽減策), 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 62, No. 600 (1996), pp.3082-3087.
- 武田真和, 渡辺昌宏, 空気圧で浮上する平板の動的安定性と励振メカニズムの考察, 日本機械学会論文集, Vol. 82, No. 838 (2016), DOI:10.1299/transjsme.16-00015.
- 武田真和, 渡辺昌宏, 空気圧で浮上する平板に発生する自励振動の特性と発生条件 (チャンバ体積とスリット幅が自励振動の発生条件に及ぼす影響), 日本機械学会論文集, Vol. 84, No. 858 (2018), DOI:10.1299/transjsme.17-00415.

References

- Inada, F. and Hayama, S., A study on leakage-flow-induced vibrations (1st report, Fluid-dynamic forces acting on the walls of a one-dimensional, narrow, tapered passage), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 53, No. 488 (1987), pp.933-939 (in Japanese).
- Ishihara, K., On abnormal vibration generated in flow dynamic conveyer (Understanding of phenomenon), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 73, No. 729 (2007), pp. 1279-1284 (in Japanese).
- Ishihara, K., On Abnormal vibration generated in flow dynamic conveyer, Journal of System Design and Dynamics, Vol. 2, No. 2 (2008), pp.550-560.
- Ishihara, K. and Eto, D., Study on generation mechanism of abnormal vibration of flow dynamic conveyer, Journal of System Design and Dynamics, Vol. 5, No. 4 (2011), pp.589-602.

- Li, D.-W., Kaneko, S. and Hayama, S., A study on annular leakage-flow-induced vibrations, *Journal of Fluids and Structures*, Vol.16 (2002), pp.909-930.
- Oomori, N. and Kobayashi, M., Stability analysis of flexible belt floating on air flow, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Dynamics and Design Conference 2000*, No.342 (2000) (in Japanese).
- Oomori, N. and Kobayashi, M., Stability analysis of flexible belt floating on air flow (2nd report), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Dynamics and Design Conference 2001*, No.609 (2001) (in Japanese).
- Shimokawa, Y., Okubo, M. and Kamiyama, S., Basic study of non-contacting support of thin plate by fluid cushion force (Effect of side plates on supporting characteristics), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 60, No. 575 (1994), pp. 2425-2430 (in Japanese).
- Shimokawa, Y. and Kamiyama, S., Non contacting support of strip by fluid cushion force (Reducing flow rate for floating strip by optimizing shape of side plates), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 62, No. 600 (1996), pp. 3082-3087 (in Japanese).
- Takeda, M. and Watanabe, M., Dynamic stability and exciting mechanism of a plate supported by air pressure, *Transactions of the JSME (in Japanese)*, Vol. 82, No. 838 (2016), DOI:10.1299/transjsme.16-00015.
- Takeda, M. and Watanabe, M., Characteristics of a self-excited vibration of a plate supported by air pressure (Influence of chamber volume and slit width on occurrence conditions of the self-excited vibration), *Transactions of the JSME (in Japanese)*, Vol. 84, No. 858 (2018), DOI:10.1299/transjsme.17-00415.