

2022 年度 学位論文

円弧ばね型油膜ダンパの動特性に関する研究



名古屋大学大学院工学研究科

機械システム工学専攻

武内 遼太

第 1 章 緒言	1
1.1 スクイズフィルムダンパによるターボ機械の振動低減.....	1
1.1.1 ターボ機械における軸振動問題	1
1.1.2 スクイズフィルムダンパによる振動低減.....	4
1.2 スクイズフィルムダンパの設計と適用.....	6
1.2.1 スクイズフィルムダンパの動特性.....	6
1.2.2 スクイズフィルムダンパを用いたロータダイナミクス設計.....	9
1.2.3 スクイズフィルムダンパの形式	10
1.2.4 スクイズフィルムダンパの適用例.....	13
1.3 スクイズフィルムダンパの動特性予測.....	14
1.3.1 古典潤滑理論による動特性予測	15
1.3.2 給排油構造, 流体慣性, キャビテーションの影響を考慮した予測.....	15
1.3.3 数値流体力学による動特性予測	19
1.3.4 実験による予測手法の検証	20
1.4 円弧ばね型ダンパ	21
1.4.1 円弧ばね型ダンパの構造と機能	21
1.4.2 円弧ばね型ダンパの特徴	25
1.4.3 円弧ばね型ダンパおよび多重 SFD の既存研究.....	26
1.5 本研究の目的.....	28
1.5.1 CASD の動特性係数, およびそれらに対する形状の影響の理解	29
1.5.2 CASD の動特性予測手法の構築と油膜力に対する考察.....	31
1.5.3 実機械への CASD の適用検証.....	33
1.6 本論文の構成.....	33
第 2 章 動特性係数, およびそれらに対する形状の影響	35
2.1 CASD 反力の表現方法	35
2.1.1 構造反力と油膜反力の分離表現のための仮定	35

2.1.2	伝達関数による CASD 反力の表現およびその適用範囲.....	38
2.2	加振実験の方法.....	39
2.2.1	供試体.....	40
2.2.2	実験装置.....	41
2.2.3	実験条件.....	46
2.2.4	動特性係数の同定方法.....	47
2.2.5	誤差の評価.....	50
2.3	加振実験の結果と考察.....	51
2.3.1	構造部分の剛性および可動質量.....	51
2.3.2	加振力波形および油膜伝達関数.....	53
2.3.3	オープンエンド条件での動特性係数 (Type-1 および Type-2)	56
2.3.4	エンドシールド条件での動特性係数 (Type-1 および Type-2)	57
2.3.5	ダッシュポット型の動特性係数 (Type-3) および簡易式による減衰係数予測 ..	59
2.4	本章のまとめ.....	62
第 3 章	動特性予測と油膜力の考察.....	64
3.1	流体構造連成解析に基づく CASD の非線形数値シミュレーション	64
3.1.1	シミュレーションの概要.....	64
3.1.2	流体構造連成手法.....	65
3.1.3	キャビテーションのモデル化.....	66
3.1.4	微小振動に対する動特性係数の同定.....	67
3.2	実験との比較.....	68
3.2.1	FSI 解析条件.....	69
3.2.2	ドライ条件の結果.....	73
3.2.3	時間刻み・総計算周期の検討.....	74
3.2.4	伝達関数の解析結果.....	75
3.2.5	動特性係数の解析結果.....	77

3.3	CASD の油膜反力に対する考察	78
3.3.1	円弧ばねの変形形状および油膜力の影響.....	79
3.3.2	各スリットで発生する油膜力.....	81
3.3.3	真円 SFD との比較.....	85
3.4	本章のまとめ.....	86
第 4 章	実機械への適用.....	87
4.1	対象機械.....	87
4.2	実スケール模擬ロータによる高速回転試験.....	88
4.2.1	CASD 軸受	88
4.2.2	試験方法	89
4.2.3	試験条件	91
4.2.4	不釣り合い応答計測結果.....	92
4.2.5	その他の試験結果.....	94
4.3	解析との比較.....	96
4.3.1	解析モデル.....	96
4.3.2	不釣り合い応答の比較.....	98
4.4	本章のまとめ.....	99
第 5 章	結言	100

Nomenclature

略語

- AF : Amplification Factor (応答倍率)
- API : American Petroleum Institute (アメリカ石油協会)
- CASD : Circular Arc Spring Damper (円弧ばね型ダンパ)
- CCO : Centered Circular Orbit (すきま円中心まわりの等速真円振れ回り運動)
- CSR : Critical Speed Ratio (危険速度比)
- DCSFD : Dual Clearance Squeeze Film Damper (二重すきまスクイズフィルムダンパ)
- DOF : Degrees Of Freedom (自由度)
- DE : Drive End (駆動側)
- ERSFD : Elastic Ring Squeeze Film Damper (弾性リングスクイズフィルムダンパ)
- FEM : Finite Element Method (有限要素法)
- GVF : Gas Volume Fraction (気体の体積分率)
- HSB : High Speed Balancing (高速バランスング)
- HSFD : Hermetic Squeeze Film Damper (密閉型スクイズフィルムダンパ)
- ISFD : Integral Squeeze Film Damper (一体型スクイズフィルムダンパ)
- LBA : Long Bearing Assumption (長軸受幅近似)
- MSFD : Multi-Squeeze Film Damper (多重スクイズフィルムダンパ)
- NCG : Non-Condensable Gas (不凝縮ガス)
- NDE : Non-Drive End (反駆動側)
- OSA : Off-centered Small Amplitude (静的偏心位置まわりの微小振幅運動)
- SBA : Short Bearing Assumption (短軸受幅近似)
- SFD : Squeeze Film Damper (スクイズフィルムダンパ)
- SSV : Sub-Synchronous Vibration (回転非同期振動)
- UDMF : Uni-Directional Multi Frequency (一方向複数周波数)
- UDSF : Uni-Directional Single Frequency (一方向単一周波数)
- WEDM : Wire Electric Discharge Machining (ワイヤ放電加工)

記号

[スカラー]

- a : 加速度 [m/s²]
- a_x, a_y : 加振振幅 (cos 成分) [m]
- b : 絞りの幅 [m]
- b_x, b_y : 加振振幅 (sin 成分) [m]
- A, B : Walther の式の定数 [m]
- A_p : ピストンの断面積 [m²]
- c : 減衰係数 [Ns/m]
- c_{pd} : ピストン-ダッシュポット減衰器の減衰係数 [Ns/m]
- C : ラジアルすきま [m]
- C_e : エンドシールすきま [m]
- D : ダンパ直径 [m]
- e : 偏心率 [m]
- e_{static} : 静的偏心率 [m]
- $-f$: ダンパの反力 [N]
- $-F$: ダンパの流体反力 [N]
- h : 絞りの高さ [m]
- j : 虚数単位
- k : 剛性係数 [N/m]あるいは加振周波数次数
- l : 絞りの長さ [m]
- L : ダンパ幅 [m]
- m : 慣性係数 [kg]
- n : 多自由度系の節点数あるいは加振周波数次数の上限
- N : 周波数データの個数
- p : 油膜圧力 [Pa]
- p_0 : 基準状態における圧力 [Pa]
- p_B : 気泡内部の圧力 [Pa]

p_{NCG}	: 気泡内部の不凝縮ガスの分圧 [Pa]
p_v	: 液体（油）の飽和蒸気圧力 [Pa]
R	: ダンパ半径 [m]
R_B	: 気泡半径 [m]
Re^*	: スクイズレイノルズ数
S	: 気泡表面に働く表面張力 [N/m]
t	: 時間 [s]
T	: 給油温度 [°C]
t_a	: 円弧ばね厚み [m]
v	: 速度 [m/s]
x, y	: X 方向, Y 方向の変位 [m]
z	: 軸方向座標 [m]
α	: 気体の体積分率 (GVF)
α_0	: 基準状態における気体の体積分率 (GVF)
ε	: 偏心率
η	: $(p_0 - p_v)/(p - p_v)$
κ	: 表面張力による体積粘性 [Ns/m]
μ	: 流体の粘度 [Pa-s]
ρ	: 流体の密度 [kg/m ³]
ϕ	: 偏角 [rad]
θ	: 角度座標 [rad]
ω	: 振動角周波数 [rad/s]
ω_1	: 基本角周波数 [rad/s]

[ベクトル]

$\{f\}$: 作用力ベクトル [N]
$\{x\}$: 変位ベクトル [m]

[マトリックス]

- [C_F] : 油膜減衰マトリックス [Ns/m]
- [C_S] : 構造減衰マトリックス [Ns/m]
- [G] : CASD の伝達関数 [N/m]
- [K_F] : 油膜剛性マトリックス [N/m]
- [K_S] : 構造剛性マトリックス [N/m]
- [M_F] : 油膜慣性マトリックス [kg]
- [M_S] : 構造慣性マトリックス [kg]
- [Φ] : Guyan 静縮小の変換マトリックス

[下添え字]

- F : 油膜
- k : 加振周波数次数
- L : 液体 (油)
- r, t : 半径方向, 接線方向
- S : 構造
- x, y : X 方向, Y 方向

[上添え字]

- (X), (Y) : X 軸方向, Y 軸方向加振時の値

[修飾、演算子]

- {■} : ベクトル
- [■] : マトリックス
- ̇ : 時間の一階微分
- ̈ : 時間の二階微分
- ̄ : 複素振幅
- * : 多自由度系のベクトルおよびマトリックス
- ' : 試験温度における値
- D/Dt : ラグランジュ微分

第1章 緒言

1.1 スクイズフィルムダンパによるターボ機械の振動低減

以下では、本研究の背景として、スクイズフィルムダンパ(Squeeze Film Damper:SFD)によるターボ機械の振動低減について解説する。まず、ターボ機械における軸振動問題について概観し、その後 SFD の特性、設計、形式、および適用例について述べる。

1.1.1 ターボ機械における軸振動問題

エネルギー需要の増大、温室効果ガス削減の要請、製品のライフサイクルコスト低減の要求などを背景として、各種ターボ機械において小型・軽量化や出力・効率の向上がますます求められるようになってきている^[1]。その結果、軸系はより柔構造化（薄肉化・長軸化）かつ高速化し、また、作動流体による軸系への力・トルクは増大の一途をたどっている。Fig. 1-1 にそれらの例^[2]を示す。例えばガス圧送用の多段遠心圧縮機では、海底天然ガス田の沖合化・大深度化による圧送距離の増加^[3]や、二酸化炭素の地中固定技術の開発^[4]を背景としてより高い圧力比が求められるようになってきており、その達成のためにロータは多段長軸化・高速化し、また流体力も増大する。また、発電用蒸気タービンでは発電効率の向上やコンバインドサイクルの増加に伴い、蒸気条件が高温高圧化している^[5]。航空用ガスタービンエンジンでは単位重量あたりの推力向上や燃費性能向上の要求により、ロータやケーシングがより薄肉に設計されるようになってきている^[6]。

軸系の柔構造化／高速化と流体力の増大に伴い、軸系のラテラル方向（軸線に直角な方向）の強制振動および自励振動の危険性が高まる。すなわち、代表的な強制振動である不釣合い振動については、柔構造化／高速化によって通過あるいは離調すべき共振点（危険速度）の数が増えるとともに、同じ不釣合い量による振動振幅はより大きくなる。また、サージや旋回失速などの異常流動現象による強制振動については、流体の圧力・密度が大きいほど加振力がより大きくなる。一方、自励振動としては

- ① 回転系に存在する減衰（内部減衰）による振動
- ② すべり軸受の油膜力による振動（オイルホイップ）

③ 羽根車やシールで発生する不安定化流体力による振動

などが問題となる^[7]が、①～③の振動はいずれも固有モード周波数に対する回転周波数の比が大きいほど、すなわち柔構造かつ高速であるほど発生しやすくなり、回転周波数以下の**非同期振動**(Sub-Synchronous Vibration: SSV)となって現れる。また、③の流体力による振動は、作動流体の圧力・密度の増大に伴ってより発生しやすくなるため、高圧・高密度のガスを扱う多段遠心圧縮機や蒸気タービンにおいて問題となり、それぞれガスホワール、スチームホワールなどと呼ばれる^[8]。本論文ではこれらを総称して**流体起因 SSV**と呼ぶこととする。以上述べたような強制振動および自励振動は、ロータの曲げ変形や破断、軸受の損傷、すきま部での接触、基礎・周辺の励振や騒音の原因となる。機械の信頼性向上のために、これらの振動をロータダイナミクス設計において予測・対策することが必要である。

本論文では、代表的なターボ機械として多段遠心圧縮機を例に挙げ、研究の応用面での議論を行う。Fig. 1-2 に多段遠心圧縮機の構造と振動原因を示す。多段遠心圧縮機では、ロータの不釣合い、ディフューザ／インペラで発生する旋回失速、吐出配管系で発生するサージなどが強制振動の原因となる。また、インペラや内部シールで発生する不安定化流体力が原因で流体起因 SSV が発生する。天然ガス圧送用の多段遠心圧縮機では、歴史的に有名な Keybob プラント^[10]や Ekofisk 油田^[11]で発生した振動問題を皮切りに、1970 年代後半から徐々に流体起因 SSV が重大視されるようになり、そのメカニズムや予測・対策手法が研究されてきた^{[12][13]}。現在では、Oil & Gas 業界の標準である**アメリカ石油協会**(American Petroleum Institute: API)規格において、設計上の流体起因 SSV の安定性評価を行うことが要求されている^[14]。特に、ロータの柔軟さや高速運転の程度を表す指標である**危険速度比**(Critical Speed Ratio: CSR)¹が大きいものは、流体起因 SSV の安定性が低くなりがちであるので、より入念な事前評価が行われる^[14]。

¹ 軸受部を単純支持した場合の 1 次危険速度に対する、最大常用回転数の比率。

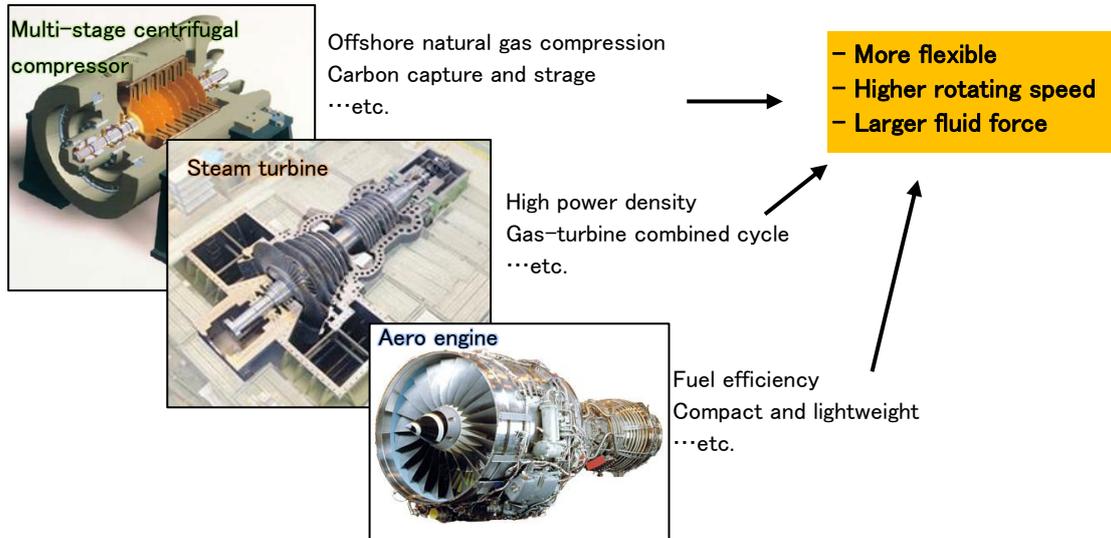


Fig. 1-1 Examples of turbomachinery and their trend

Created based on [2]

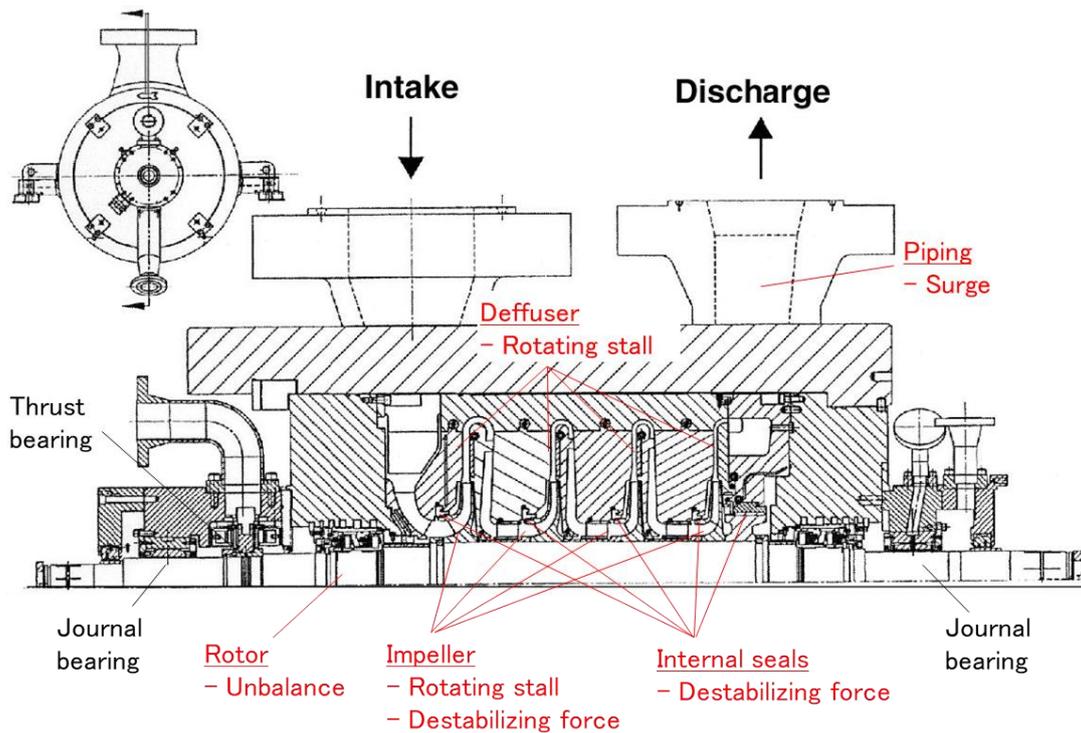


Fig. 1-2 Cross section of multi-stage centrifugal compressor and factors of lateral vibration

Created based on [9]

1.1.2 スクイズフィルムダンパによる振動低減

ターボ機械のラテラル方向振動に対して主にとられる対策方針を Fig. 1-3 に示す。強制振動への対策としては

- ① バランシングや異常流動現象の抑制などによる励振力の低減
- ② 剛性やマスの変更による軸系の共振回避（離調）

がある。また、自励振動への対策としては

- ③ 内部減衰・軸受油膜力・流体力などの不安定化力の低減

がある。また、強制および自励の両方の振動に有効な対策として、

- ④ 外部減衰の導入による減衰比向上

がある。軸系の柔構造化・高速化・流体力増大が進むにしたがって①～③の対策は徐々に困難となるため、④の対策が重要となるが、その手段として最も効果的で広く採用されているのは、狭いすきまに満たされた油の粘性抵抗を利用した SFD を軸受部に設置することである^{[15][16]}。

以下、典型的なケージばね型の SFD を例に、SFD の構造と機能を説明する。ケージばね型 SFD の模式図を Fig. 1-4(a) に示す。ロータは軸受（転がり軸受あるいはすべり軸受）により支えられている。軸受を納めたスリーブとハウジングの間にはラジアルすきま (radial clearance) と呼ばれる狭いすきま（油膜すきまあるいはスクイズフィルムなどとも呼ばれる）が存在し、そこに給油穴や給油溝などの構造を通して油が供給される。多くの場合、油は軸受に供給されるものと同じ潤滑油である。ロータが振動し油膜すきまが変動したとき、油の粘性抵抗によって動的な圧力が発生し（これをスクイズフィルム効果と呼ぶ^[15]）、ロータに対して粘性減衰力を発生する。さらに、スリーブは、ケージあるいは鳥かごと呼ばれるばね構造により、ハウジング中心に弾性的に支持されている。このような機能を持つばね構造をセンタリングばね (centering spring) と呼ぶ。センタリングばねは偏心率 $\varepsilon = e/C$ (e : ハウジング中心からの偏心量, C : ラジアルすきま) を小さくして減衰力を安定化させるとともに、ロータを一定の剛性で支持する役割を持つ。給油量の低減や減衰力の増大を目的として、ラジアルすきまの端部にエンドシール (end seal) と呼ばれる流路抵抗が設けられる場合もある (Fig. 1-4(b))。

SFD は、Cooper ら^[17]によって 1960 年代に提案されて以降、その有用性から多くの研究

および実機への適用が行われてきた。SFD については、Gunter ら^[18]による設計理論の解説、Zeiden ら^[19]による形式や特性の解説があるほか、Pietora & Adiletta^{[20][21]}の包括的なレビューによってこれまでの研究が詳細にまとめられている。国内では宮地ら^{[22][23]}、小林^[24]による解説がある。

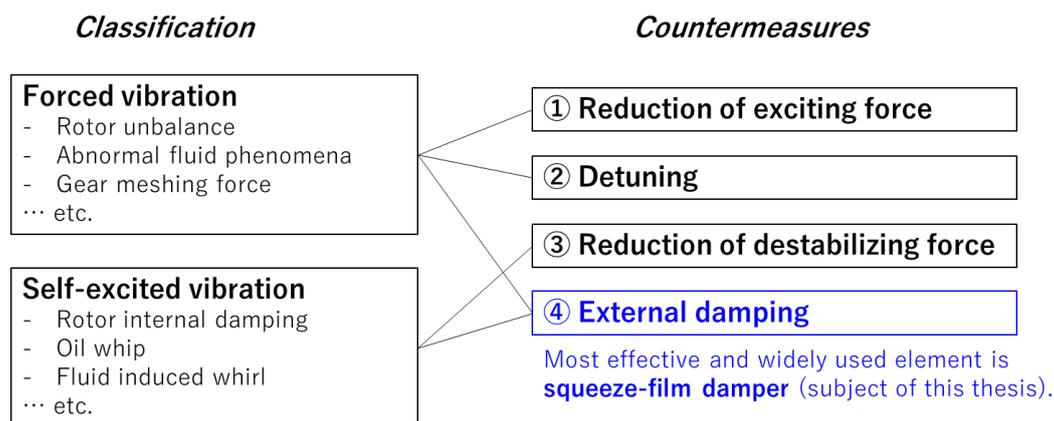


Fig. 1-3 Classification of lateral vibrations in rotating machinery and countermeasures

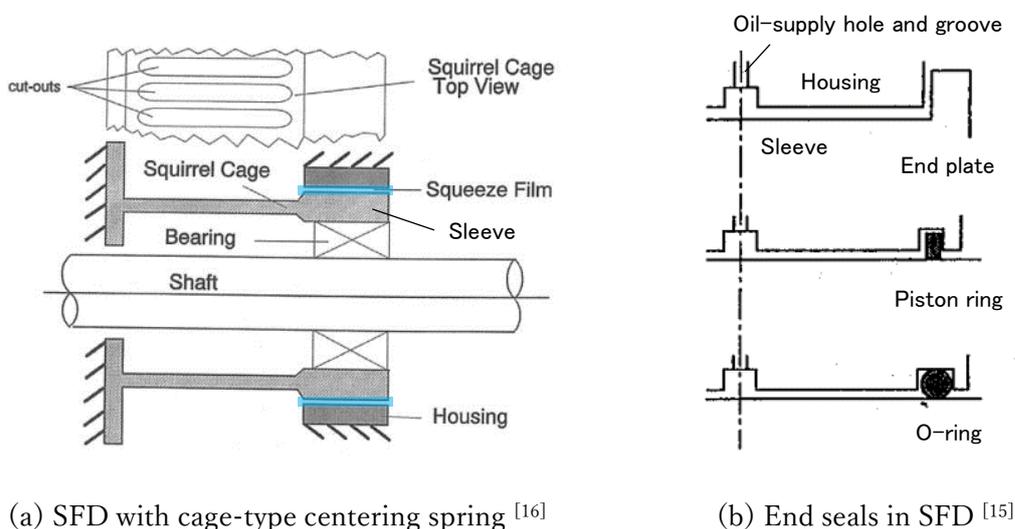


Fig. 1-4 Schematics of squeeze-film damper

Light blue area: damper land, Radial clearance is exaggerated for clarity.

1.2 スクイズフィルムダンパの設計と適用

1.2.1 スクイズフィルムダンパの動特性

ロータ側の振動変位に対して SFD が発生する動的な反力は、センタリングばねなどの構造体が発生する反力と、油膜が発生する反力に分けることができる。以降、本論文では、前者を構造反力(structural reaction force)、後者を油膜反力(fluidic reaction force)と呼ぶ²。SFD の反力を表現するための運動モデルとして、通常、以下の2種類が用いられる^[19]：

- ・ハウジング中心まわりの有限振幅等速真円振れ回り運動
- ・静的偏心位置まわりの微小振幅の運動

以降、本論文では、前者を CCO(Centered Circular Orbit)モデル、後者を OSA(Off-centered Small Amplitude)モデルと呼ぶ。それぞれの運動の概略図を Fig. 1-5 に示す。CCO モデルでは、スリーブ中心はハウジング中心まわりに半径 e 、角周波数 $\omega(= \dot{\phi})$ で等速真円振れ回り運動を行っているとは仮定する。一方、OSA モデルでは、スリーブ中心はハウジング中心に対して e_{static} だけ偏心した位置を中心に、 X および Y 方向に微小振動をしているとは仮定する(各方向の振動変位を x および y とする)。

CCO モデルでは、半径方向および接線方向の油膜反力 $-f_r$ および $-f_t$ は次式で表現される：

$$-f_r = m_{Frr}a_r + c_{Frt}v_t \quad (1-1)$$

$$-f_t = m_{Ftr}a_r + c_{Ftt}v_t \quad (1-2)$$

ここで、 $v_t = e\omega$ は接線方向速度、 $a_r = -e\omega^2$ は半径方向加速度である。一方、OSA モデルでは X および Y 方向の油膜反力 $-f_x$ および $-f_y$ は次式で表現される³：

$$-\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = [M_F] \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + [C_F] \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (1-3)$$

² 両者の反作用として、ダンパから見て、ロータから構造体と油膜それぞれに働く作用力を表したものを構造作用力(structural acting force)と流体作用力(fluidic acting force)と呼ぶこととする。本論文では、ロータから見たダンパの反力を負(“ $-f_x$ ”など)、ダンパから見たロータからの作用力を正(“ f_x ”など)として表記する。

³ 本論文ではベクトルを $\{\blacksquare\}$ 、マトリックスを $[\blacksquare]$ で表す。また、 \blacksquare および \blacksquare はそれぞれ時間の1階微分および2階微分を表す。

$$[M_F] = \begin{bmatrix} m_{Fxx} & m_{Fxy} \\ m_{Fyx} & m_{Fyy} \end{bmatrix}, \quad [C_F] = \begin{bmatrix} c_{Fxx} & c_{Fxy} \\ c_{Fyx} & c_{Fyy} \end{bmatrix} \quad (1-4)$$

式(1-1)～(1-4)において、 $c_{F_{\bullet\bullet}}$ は油膜の減衰係数(fluidic damping coefficient)であり、油膜反力のうち粘性作用による速度比例成分を表す係数である。 $m_{F_{\bullet\bullet}}$ は油膜の慣性係数(fluidic inertia coefficient)、あるいは付加質量(added mass)や仮想質量(virtual mass)とも呼ばれ、あたかもロータの質量が増加するかのような、加速度比例の油膜反力成分を表す係数である。CCO モデルでは、減衰係数および慣性係数は振れ回り半径 e の関数として表され、主に有限振幅の不釣り合い振動の評価に用いられる^[19]。一方、OSA モデルでは、これらの係数はスリーブの振幅に対して線形化された、静的偏心量 e_{static} の関数で表現され、振動安定性評価に用いられる^[19]。本論文では、OSA モデルにおける $[M_F]$ 、 $[C_F]$ をそれぞれ油膜慣性マトリックス(fluidic inertia matrix)、油膜減衰マトリックス(fluidic damping matrix)と呼ぶ。なお、振幅の2次項や周方向の速度変化も含めたより一般的な運動モデルを用い、さらに多くの減衰係数や慣性係数でSFDの油膜反力を表現した研究^[25]もあるが、パラメータ数が多く、また時間進行法による過渡的なロータダイナミクス計算が必要となるため、実用的ではない。

OSA モデルに基づき、構造反力も含めてSFDの反力を表現すると次式のようなになる^[26]。

$$-\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = [M_S + M_F] \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + [C_S + C_F] \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + [K_S + K_F] \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \quad (1-5)$$

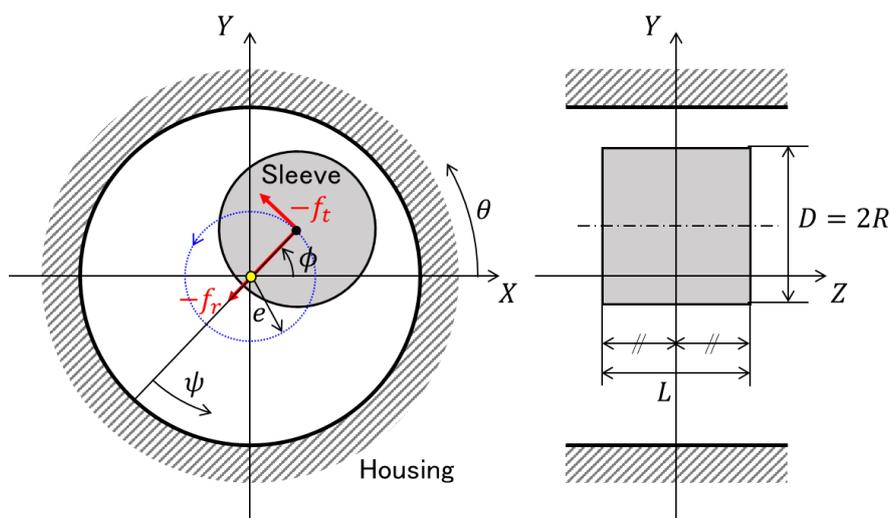
$$[M_S] = \begin{bmatrix} m_{Sxx} & m_{Sxy} \\ m_{Syx} & m_{Syy} \end{bmatrix}, \quad [C_S] = \begin{bmatrix} c_{Sxx} & c_{Sxy} \\ c_{Syx} & c_{Syy} \end{bmatrix}, \quad [K_S] = \begin{bmatrix} k_{Sxx} & k_{Sxy} \\ k_{Syx} & k_{Syy} \end{bmatrix} \quad (1-6)$$

$$[K_F] = \begin{bmatrix} k_{Fxx} & k_{Fxy} \\ k_{Fyx} & k_{Fyy} \end{bmatrix} \quad (1-7)$$

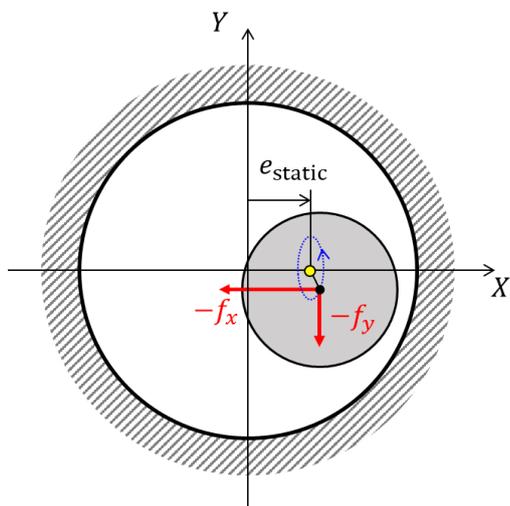
ここで、構造慣性マトリックス $[M_S]$ 、構造減衰マトリックス $[C_S]$ 、および構造剛性マトリックス $[K_S]$ は、それぞれ、ダンパの可動部分の質量による慣性、構造内の粘弾性体や摩擦などによって発生する減衰、およびセンタリングばねが発生する剛性を線形化して表したものである。また、式(1-5)では、油膜反力として油膜剛性マトリックス(fluidic stiffness matrix) $[K_F]$ を追加している。 $[K_F]$ はダンパへの強制給油による静圧効果で発生する静的な剛性であり、その成分は $[M_F]$ や $[C_F]$ の成分に比べると小さく、無視されることも多い。しかし、油膜反力を精度よく表現するために考慮される場合もあり^[26]、本論文でも $[K_F]$ を含めた式(1-5)の

表現を用いる.

OSA モデルにおける係数マトリックスは動特性係数(dynamic coefficients)、力係数(force coefficients)、あるいはロータダイナミック係数(rotordynamic coefficients)と呼ばれるが、本論文では動特性係数という呼称に統一する. また, $c_{F_{xx}}, c_{F_{yy}}$ などの対角成分を主対角項(direct components), $c_{F_{xy}}, c_{F_{yx}}$ などの非対角成分を連成項(cross-coupled components)と呼ぶこととする.



(a) CCO (Centered Circular Orbit)



(b) OSA (Off-centered Small Amplitude)

Fig. 1-5 Schematics of CCO motion and OSA motion of squeeze-film damper

Yellow point: static position of sleeve center, Black point: dynamic position of sleeve center, Blue dotted line: orbit, Red arrow: components of fluidic reaction force. Radial clearance is exaggerated for clarity.

1.2.2 スクイズフィルムダンパを用いたロータダイナミクス設計

SFD を採用した軸系の力学モデルを Fig. 1-6 に示す。ロータは軸受の動特性と SFD の動特性で直列に支持される。共振や自励振動を抑えるためには軸系の固有モードの減衰比をできるだけ高める必要があるが、減衰比は支持部の剛性および減衰の影響を大きく受ける。一般に、任意のロータのある固有モードについて、減衰比を最大化するための剛性と減衰の最適な組み合わせがある^[27]。転がり軸受のみで支えた場合には、支持部の減衰はほとんど無いため、危険速度を通過する運転のためにはダンパの設置が必須である^[23]。油膜すべり軸受のみで支えた場合には、支持部に剛性と減衰が発生する。しかし、剛性と減衰はともに油膜の流体力に基づいており、また、軸受機能を成立させるための制約⁴があるため、それぞれ独立に調整することができず、減衰比の最大化は難しい。これに対し、油膜すべり軸受到にセンタリングばねつきの SFD を組み合わせれば、支持部の剛性と減衰を独立に設計することができるようになり、大きな減衰比を実現することができる^[16]。SFD の動特性は、固有モードの固有振動数および減衰比、各部の振幅や軸受動荷重などが所要条件を満たすよう、最適な値に調整される^[24]。

SFD の動特性係数で最も重要なのは、ロータの固有モード減衰比に対する影響が大きい構造剛性の主対角項 (k_{Sxx}, k_{Syy}) および油膜減衰の主対角項 (c_{Fxx}, c_{Fyy}) である。油膜減衰の連成項 (c_{Fxy}, c_{Fyx}) は振れ回り運動に対して動的な剛性として働く^[19]。同成分は、センタリングばねによる支持剛性調整の妨げになるだけでなく、非線形剛性によるジャンプ現象⁵の原因ともなるため、設計上は小さい方が望ましい。油膜慣性係数の主対角項 (m_{Fxx}, m_{Fyy}) は、動的な支持剛性を低下させ、ロータの固有振動数を低くする作用を持つため、自励振動の発生可能性を高める。また、高周波数の振動に対してダンパの振動を拘束し、減衰の効きを弱めてしまうため、高速回転機械の不釣り合い振動低減にとって障害となる^[24]。

SFD の構造部分の特性は有限要素法 (Finite Element Method: FEM) 等により正確に予測することが可能である。一方、油膜部分の特性についてはダンパ内部の非定常流れを解析して求める必要があり、これらをいかに正確に予測し、最適な値に設計することができるかが、

⁴ 最小油膜すきまの確保、最大油膜温度あるいは最大パッド温度の上限など。

⁵ 非線形ばねで支持された軸系は複数の安定平衡点を持ち得るため、不釣り合い振動の危険速度付近で振幅が不連続に変化する場合がある。これをジャンプ現象という^[21]。

ロータダイナミクス設計において課題となる。

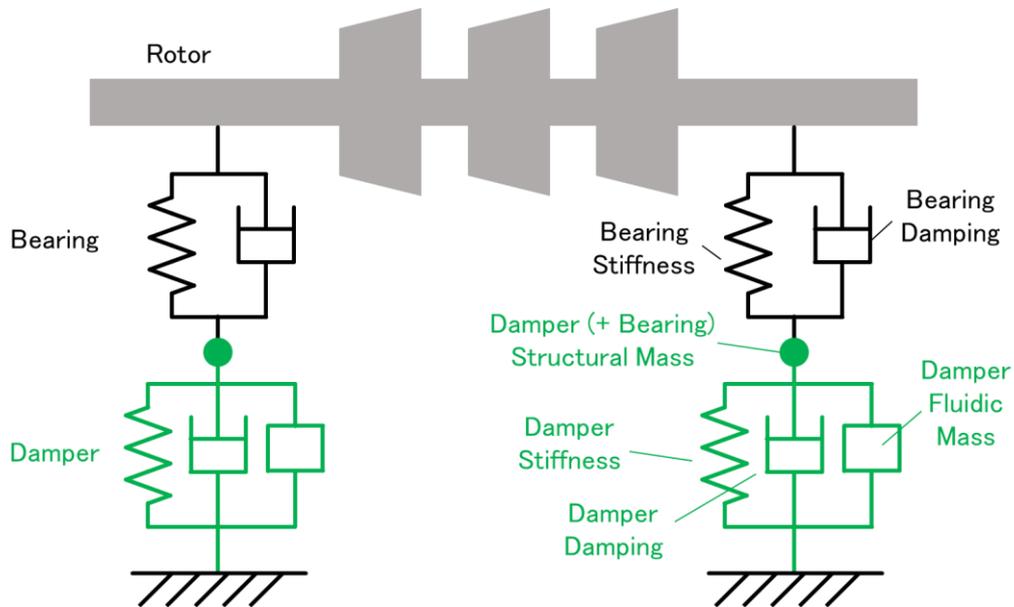


Fig. 1-6 Dynamic model of rotor-bearing system with squeeze-film damper

1.2.3 スクイズフィルムダンパの形式

回転機械には、1.1.2項で述べたケージばね型SFD以外にも様々な形式のSFDが用いられている。Fig. 1-7にそれらの概略図を示す。

まず、Fig. 1-7(a)に示すような、センタリングばねを省略したSFD（以降、ばね無しSFDと呼ぶ）がある。ばね無しSFDでは、振動速度が小さい場合にはスリーブ⁶はハウジングのすきま内で底つきしている。しかし、振動速度が大きくなると、油膜の連成減衰係数が動的な剛性として働くことで、スリーブが浮上する。スリーブには軸受摩擦による回転を防止するため、回り止め機構（ピン等）が必要である。本形式は小型・軽量であるメリットがあるが、（静的および動的な）偏心率 ϵ が大きくなることや、大振幅でスリーブとハウジングの接触が起きることから減衰力の振幅・周波数に対する非線形性が強く、設計が難しいという欠点がある^[19]。

次に、Fig. 1-7(b)に示すようにOリングでスリーブを支持したSFD（以降、Oリング支持

⁶ 転がり軸受の場合はスリーブを用いず、軸受の外輪に直接油膜すきまを作ることもある^[22]。

SFD と呼ぶ) がある^[28]。O リングはその弾性によってスリーブをセンタリングすると同時に、エンドシールとして油膜の減衰力を高める役割を持つ⁷。また、O リングの粘弾性によるヒステリシス減衰もダンパの減衰力として寄与する。ばね無し SFD と同様に小型・軽量に構成でき、かつセンタリングにより非線形性のある程度抑えることが可能である。一方、O リングの剛性に限界があるため大型ロータは支持できないこと、O リングの特性が温度やつぶし代等によって大きく変化するために予測設計が困難であること、また、経時的にクリープし特性変化や底つきを起こすことなどが欠点として挙げられる。

O リング支持 SFD の欠点を克服するため、Fig. 1-7(c)に示すように半円状の金属ばねを追加で設置し、鉛直方向の支持剛性を高めた形式（以降、**半円ばね型 SFD** と呼ぶ）も提案され、実機に適用されている。Kuzdal & Hustak^[29]は多段遠心圧縮機を模擬したロータで半円ばね型 SFD の有効性を検証している。Edney & Nicholas^[30]は大型蒸気タービン、Memmott^[31]は大型多段遠心圧縮機へ、それぞれこのダンパの適用を行っている。金属ばねはロータの自重が作用した際にスリーブがすきま円中心に来るようにオフセット加工されている。大型のロータを支持可能であるが、金属ばねとスリーブの接触部がへたりや摩耗を起こすこと、水平方向は O リング剛性で支持されること、および、ロータ自重を越える動荷重が作用した場合にスリーブの浮き上がりが起きることなどが考えられる。

1990 年代後半に提案され、現在も活発に研究が続けられている形式として、Fig. 1-7(d)に示す**一体型スクイズフィルムダンパ**(Integral Squeeze Film Damper: ISFD)がある^[19]。ISFD は、**ワイヤ放電加工**(Wire Electric Discharge Machining: WEDM)によって、一つの円筒部品の中に、4 つの S 字状のセンタリングばねと 4 つに区分されたダンパランドを同時に形成したものである。De Santiago らは ISFD を搭載した転がり軸受で支えられたロータの不釣り合い応答をエンドシールの無い場合^[32]とある場合^[33]について調べている。テイルティングパッドすべり軸受と ISFD を組み合わせた場合については、De Santiago & San Andres^[34]はロータの不釣り合い応答を調べ、Agnew & Childs^[35]や Delgado ら^[36]は加振試験による特性の同定を行っている。Gerbet ら^[37]は多段遠心圧縮機を想定したフルスケールのダミーロータに ISFD を適用し、その有効性を確認している。鈴木ら^[38]は S 字ばね及びダンパランドの数を

⁷ O リングにより油が完全にシールされてしまうので、熱や気泡の滞留を防ぐため、別途排油のための細い流路を設けることもある^[24]。

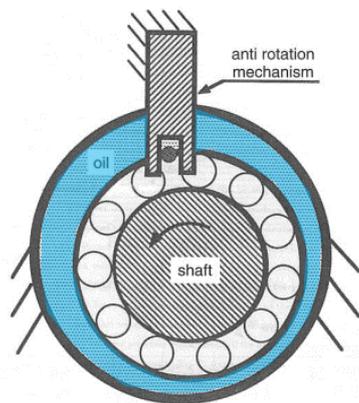
3 つにした ISFD について実験を行っている。Ertas ら^[39]は超臨界 CO₂ エキスパンダ向けの ISFD について動特性係数を求め、予測と比較している。最近では、San Andres ら^[40]がエンドシールすきまが ISFD の動特性に及ぼす影響を実験的に調べている。

ISFD はケージばね型 SFD に比べ軸方向のスペースを小さくすることができ、部品点数も削減できる^[32]。また、半円ばね型のような接触部を持たない。WEDM によりラジアルすきまが一体品から加工されるため、膜厚の管理、すなわち減衰力の管理が容易である⁸。さらに、ダンパランドが周方向に区画分けされていることにより、ラジアルすきまを大きくとった場合でもエンドシールすきまにおける減衰（ダッシュポット減衰、1.4.1 項で後述。）を確保することができる^[41]。一方、S 字状のばねを採用することによりケージばね型 SFD よりも径方向に大きくなってしまふことが欠点である。

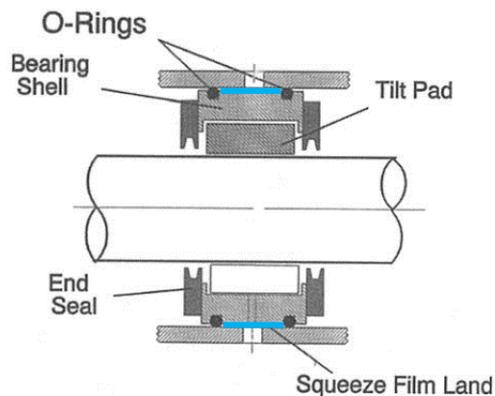
さらに最近提案されている SFD としては、**密閉型スクイズフィルムダンパ**(hermetic squeeze film damper: HSFD)^[42]がある。HSFD は、粘性流体を狭い流路でつながれた 2 つのキャビティに封入し、ロータの振動によって生じるキャビティ間の動的な流れに対する粘性抵抗により、振動減衰能力を発生するものである。キャビティと流路は WEDM あるいはアジティブ製法により形成される。気体軸受と組み合わせることでオイルフリーかつ高減衰なラジアル軸受^[43]・スラスト軸受^[44]を実現し、高速回転機械への適用を目指している。Ertas & Gary^[45]は流体構造連成解析により HSFD の動特性の解析を行っている。

さらに最近では**中空ばね**(double-ended beam spring)を用いた SFD が Li ら^[46]によって提案されている。本形式は半円ばね型ダンパと同様に軸受カートリッジを下半のみ支持するもので、“口”の字型の部品 4 個で弾性支持を行っている。ティルティングパッド型油膜すべり軸受と組合せ、多段遠心圧縮機への適用を目指している^[47]。

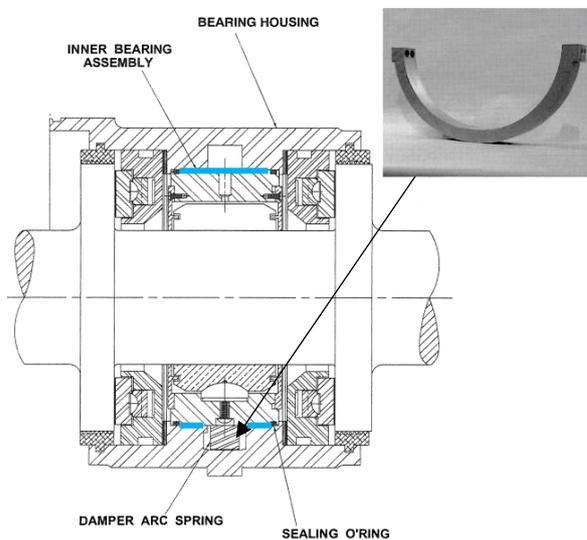
⁸ SFD では 2 つの部品の間の円筒すきまを油膜すきまとするため、両部品の機械加工誤差、組立誤差、および運転時の熱膨張差などの影響を受ける。一方、ISFD では WEDM の加工条件（電流や送り量）によりすきまを精密に調整可能であり、また、一体品に加工されるために組立誤差や運転時の熱膨張差は発生しない。



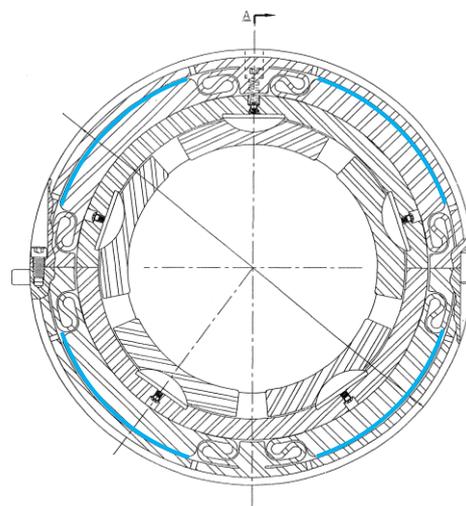
(a) SFD without centering spring [16]



(b) O-ring-supported SFD [16]



(c) SFD with semicircular spring [30]



(d) ISFD [19]

Fig. 1-7 Various types of squeeze-film damper for rotating machinery

Light blue area: damper land, Radial clearance is exaggerated for clarity.

1.2.4 スクイズフィルムダンパの適用例

SFD は、1963 年に Cooper ら^[17]によってその効果が確認されて以降、まず、減衰がほとんど期待できない転がり軸受を用いたロータで、危険速度を安全に通過するために用いられるようになった。危険速度を通過する転がり軸受系の代表である航空用ガスタービンエンジンに関しては、1970 年代にはすでに SFD は必要不可欠な機械要素となっており^[19]、その後、小型発電用ガスタービンや過給機など、他の小型高速ターボ機械にも SFD の使用

が広がっていった^[24]。また、多段遠心圧縮機や蒸気タービンなど油膜すべり軸受を使用するロータについても、こちらは主に自励振動(1.1.1項参照)を防止する目的で、同じく SFD が設置されるようになった^[8]。

以下、代表的ターボ機械のひとつである多段遠心圧縮機に関して、SFD の適用例を述べる。多段遠心圧縮機では、主に流体起因 SSV の予防設計あるいは発生後の対策手段として SFD が用いられる。前述した Keybob プラント^[10]や Ekofisk 油田^[11]における最初期の自励振動トラブルにおいても、対策の一つとして、通常のすべり軸受からダンパ軸受への変更が行われた^[48]⁹。その後 1970 年代中ごろより O リング支持 SFD が小型の圧縮機に用いられ^[50]、1980 年代後半からは圧縮機の大型化に伴い半円ばね型 SFD が用いられるようになった^[51]。Memmott は高圧圧縮機への O リング支持 SFD の適用例^[52]、大型圧縮機への半円ばね型 SFD の適用例を報告している^[51]。また、同著者は、2010 年の時点で、自身の所属する圧縮機メーカーで 800 件以上の SFD 適用実績(うち 400 件近くが半円ばね型 SFD)があることを述べている^[51]。ISFD については、1990 年代後半より Zeidan ら^[19]や Locke & Faller^[53]などにより遠心圧縮機への適用が報告されている。Kim ら^[54]はインジェクション圧縮機¹⁰において、O リング支持 SFD を ISFD に交換することで振動が低減でき、また毎年の O リング交換が不要になった例を報告している。近年では、Vannini らのグループが超高速圧縮機^[55]、高速・高圧試験圧縮機^[56]、大型高速圧縮機^[57]へ ISFD を適用しているほか、馬場らはインテグラルギアド圧縮機¹¹への適用^[58]を報告している。なお、特殊な例として、軸受部以外にダンパを設置したオーバハングダンパと呼ばれる形式も遠心圧縮機に適用された報告がある^[59]。

1.3 スクイズフィルムダンパの動特性予測

1.2.2 項で述べたとおり、SFD を用いたロータダイナミクス設計では、油膜部分の動特性

⁹ 前者のプラントではダンパ軸受により明確な振動低減は得られなかったが、Gunter^[49]によると、これは当時の設計ツールでは正確な軸系の安定性予測や SFD の最適設計が困難であったためとされる。

¹⁰ 天然ガスの採掘効率を高めたり、二酸化炭素を地中に固定したりする際に用いられる高圧の多段遠心圧縮機。

¹¹ 大歯車の回りに小歯車のついた圧縮機ロータを複数配置する多段遠心圧縮機の形式

を正確に予測することが重要である。油膜の動特性の予測に関しては、過去数十年にわたってさまざまな研究が行われてきた^[20]。本節ではこれらの研究を概観する。

1.3.1 古典潤滑理論による動特性予測

初期には、SFD の特性は古典的な Reynolds 方程式を用いた流体潤滑理論（以下、古典潤滑理論と呼ぶ）に基づいて解析が行われた^[60]。Fig. 1-5(a)に示す座標系において、Reynolds 方程式は以下のように表される：

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1-8)$$

ここで、 θ と z はそれぞれ周方向角度と軸方向座標、 t は時間、 $h(\approx C(1 + \varepsilon \cos \psi))$ は油膜すきま、 p は油膜圧力、 μ は油の粘度である。 $D(= 2R)$ はスリーブ直径、 L はダンパ幅であり、 L/D を幅径比と呼ぶ。幅径比が十分小さい場合あるいは幅径比が十分大きい場合には、式(1-8)の左辺第 1 項あるいは左辺第 2 項をゼロとみなすことができ、それぞれ、**短軸受幅近似** (Short Bearing Approximation: SBA) あるいは**長軸受幅近似** (Long Bearing Approximation: LBA) と呼ばれる^[20]。これらの近似を用いると、CCO モデルに対し油膜圧力の分布 $p(\psi, z)$ が解析的に求まり、さらにそれらを特定の境界条件のもと積分することで油膜反力の各成分 ($-f_r$ および $-f_t$) と減衰係数 (c_{Frt} および c_{Ftt}) が導出される。その際、動的圧力が負となる領域 ($\pi < \psi < 2\pi$) では油膜の破断 (キャビテーション) が起こるため圧力はゼロであるとし、動的圧力が正となる半周 ($0 < \psi < \pi$) のみ積分範囲とする場合と、キャビテーションが発生しないとして全周 ($0 < \psi < 2\pi$) を積分範囲とする 2通りの境界条件が用いられる。前者は π フィルム条件 (π -film condition) と呼ばれ、後者は 2π フィルム条件 (2π -film condition) と呼ばれる^[20]。 π フィルム条件は Gumbel 条件あるいは half-Sommerfeld 条件ともいわれる。キャビテーションについては次項でより詳しく述べる。

1.3.2 給排油構造、流体慣性、キャビテーションの影響を考慮した予測

古典潤滑理論では考慮されないものの、SFD の動特性に大きく影響を与えるものとして、次の 3 点が挙げられる^[19]。

- ① 流体慣性の影響
- ② 給排油構造の影響
- ③ キャビテーションの影響

以下、それぞれの影響について概説する。

流体慣性の影響

前項で述べた古典潤滑理論では、Navier-Stokes 方程式から Reynolds 方程式を導出する際に流体慣性（時間項および移流項）を無視している。しかし、実際には流体慣性が SFD の油膜力に影響を及ぼすことが多数の研究により明らかとなっている^[20]。CCO モデルでは、流体慣性によってラジアル方向の油膜力が発生し、その成分は慣性係数 (m_{Frr}) として表される。また、接線方向の油膜力も若干影響を受ける。流体慣性による影響は、給油溝やエンドシールがある場合、 L/D が大きい場合、あるいは小振幅の場合により大きくなる。流体の粘性力に対する慣性力の影響を表すパラメータとして、次式で定義されるスクイズレイノルズ数 (squeeze Reynolds number) がある。

$$Re^* = \frac{\rho C^2 \omega}{\mu} \quad (1-9)$$

ここで ω は振動の角周波数である。 Re^* が大きいほど流体慣性の影響は大きくなる。Smith^[61] は Navier-Stokes 方程式において粘性項を無視して Reynolds 方程式と同様の式展開を行い、慣性係数を求めた。Tichy^[62] は流体慣性が SFD の反力に及ぼす影響について定性的な説明を与え、また、 $Re^* > 10$ の場合に慣性力成分が減衰力成分を上回ることを示した。San Andres & Vance^[63] は、OSA モデルに基づき、境界層理論と同様に Navier-Stokes 方程式を膜厚方向に平均化した方程式（移流項は無視）を構築し、その数値計算を行った。また、その方程式を各種近似条件（SBA もしくは LBA、 π フィルムもしくは 2π フィルム）の下で解いて、 $Re^* < 25$ の範囲で有効な減衰係数および慣性係数の解析表現を導出した。同著者らは CCO モデルに対しても慣性係数の解析表現を近似的に求めている^[64]。El-Shahei & Crandall^[25] は近似的に CCO とみなせる運動について、流体慣性による油膜反力を各方向の加速度の非線形項まで含めて 10 個の慣性係数で表した。

給排油構造の影響

古典潤滑理論では、給油溝部分の境界条件は圧力一定（動的圧力ゼロ）で与えられるが、実際には給油溝内部でも無視できない動的圧力が発生し、動特性に影響を及ぼすことが知られている^[65]。また、周方向数か所の給油穴で給油を行う場合にも、それらによって生じる圧力分布が動特性に影響を与える^[66]。

エンドシールやドレン穴などの排油構造がある場合の境界条件も、圧力一定ではなく適切な境界条件を与える必要がある。エンドシールがある場合の油膜圧力の計算手法として、SBA と LBA の線形足し合わせで表現するもの^[67]、実験から求めた圧力と漏れ量の関係式を境界条件として用いるもの^[64]、エンドシールすきま内部をモデル化して油膜流れ解析を行い各接続面で圧力と流量に連続の条件を与えるもの^[68]などがある。Delgado & San Andres^[69]は複雑な溝形状を持つ SFD の数値的な解析を行っており、Ertas ら^[39]は同じモデルを用いて ISFD の解析を行っている。

キャビテーションの影響

SFD では、動的な圧力が負となる領域（負圧領域）において、圧力の低下に伴い油膜の破断（キャビテーション）が発生し、動特性に大きな影響を与えることが良く知られている^[19]。Braun & Hannon^[70]はすべり軸受および SFD におけるキャビテーションに関する研究の包括的なレビューを行い、その発生機構を次の 4 種類に分類している。

蒸気性キャビテーション (vaporous cavitation, evaporation)：圧力がその温度における飽和蒸気圧以下になることで、油が蒸発し油膜破断が生じる。

気体性キャビテーション (gaseous cavitation)：油に溶解しているガスが圧力の低下に伴い放出されることにより、油膜破断が生じる。

疑キャビテーション (pseudo-cavitation)：油中に微小な気泡として分散している不凝縮ガス (Non-Condensable Gas: NCG) が圧力の低下に伴い膨張し、油膜破断が生じる。

エア流入 (air-ingestion, air-entrainment, ventilation)：圧力の低下に伴い端部より周囲空気が流入し、油膜破断が生じる。

Zeidan & Vance^[71]は油膜圧力計測と可視化実験に基づいて、CCO で運動する SFD にお

けるキャビテーションをいくつかの形態^{1,2}に分類した。Gehannin ら^[73]は、Sun & Brewster^[72]によるキャビテーションの時間スケール評価に基づき、SFD では気体性キャビテーションの時間スケールは一般的な振動周期に比べて非常に大きいため考慮する必要はないとしている。エア流入については、エンドシールがある SFD では比較的発生しにくい。

次に、解析におけるキャビテーションの考慮について述べる。古典潤滑理論では、1.3.1項で述べたとおり、 π フィルム条件を適用することでキャビテーションを考慮する。しかし、現実にキャビテーションが発生しているときの圧力分布は、キャビテーションの種類や程度・給油圧力条件により様々であり、 π フィルム条件だけではそれらを表現することはできない^[20]。より適切な境界条件として Reynolds 条件 (Swift-Stieber 条件)、Jakobson-Floberg-Olsson (JFO) モデル、Elrod モデルなどが提案されている^[70]。

また、近年では、すべり軸受や SFD に対して均質流体モデル (homogeneous fluid model) を適用する研究も複数行われている。均質流体モデルは混相流解析手法の一つで、流体が、気体成分が液体成分中に均質に分布した混合流体であると考えられる手法である^[74]。ここで、液体成分は潤滑油である。気体成分は蒸発した潤滑油、放出された溶解ガス、給油に含まれていた不凝縮ガス、および端部から取り込まれた空気である。両成分は場の圧力/速度/温度を共有すると仮定する。物理量としては気体成分の体積分率 (ボイド率) α が追加され、混合流体の密度および粘度は α の代数式として与えられる^[75]。混合流体中には半径 R_B の気泡が均質に分散していると仮定することで、 α は R_B の関数となる。 R_B は次の Rayleigh-Plesset 方程式を支配方程式として求められる^[76]。

$$R_B \frac{D^2 R_B}{Dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{DR_B}{Dt} \right)^2 + 4 \frac{\mu_L}{\rho_L R_B} \frac{DR_B}{Dt} + \frac{S}{\rho_L R_B} + \frac{4\kappa}{\rho_L R_B^2} \frac{DR_B}{Dt} = \frac{p_B - p}{\rho_L} \quad (1-10)$$

ここで、 D/Dt は流れに沿ったラグランジュ微分を表す。 μ_L および ρ_L は液体成分の粘度および密度、 S は気泡表面に働く表面張力、 κ は界面の伸縮に対して働く粘性抵抗により発生する見かけ上の体積粘性、 p は流れ場の圧力である。 p_B は気泡内部の圧力であり、気体成分によって取扱いが異なる。

^{1,2} I: キャビテーション無し, II: スリーブの運動について回る気泡, III: 油と空気の混合物, IV: 蒸気性キャビテーション, V: 蒸気性および気体性キャビテーション。振れ回り速度が大きくなると I⇒V の順に状態が変化する。なお、同研究では気体性キャビテーション/疑キャビテーション/エア流入の三つを区別せず gaseous cavitation と呼称している。

Natsumeda & Someya^[77]は気泡の慣性の影響（左辺第 1 項および 2 項）を無視した Rayleigh-Plesset 方程式を Reynolds 方程式と組合せ、すべり軸受の解析を行った。Gehannin ら^[73]は、同じく慣性項を無視した Rayleigh-Plesset 方程式を、薄膜近似を用いたバルクフローモデル^[78]と組合せ、SFD の数値解析を行っている。Diaz & San Andres^[79]は左辺の 5 つの項をすべて無視、すなわち、流れ場の圧力 p と気泡圧力 p_B は準静的にバランスしていると仮定し、Reynolds 方程式とともに SFD の解析を行った。また、SFD 端面からエア流入を考慮し、空気の流入量を振動周期にわたって平均し、ボイド率を補正する手法を提案している。Gehannin^[80]は式(1-8)左辺の各項の省略が SFD 内部の動的圧力に及ぼす影響を理論的に調べた。また、Adiletta & Pietra^[81]が実験で計測した圧力波形と解析結果を比較し、その実験条件では、Diaz & San Andres^[79]の準静的なモデル化でも動的圧力をよく再現できることを示した。

1.3.3 数値流体力学による動特性予測

1.3.1 項や 1.3.2 項で述べた SFD の解析手法は、いずれも Reynolds 方程式^[60]やバルクフローモデル^[78]など薄膜の近似を用いた支配方程式に基づくものである。近年では、それらに代わるものとして、数値流体力学(Computational Fluid Dynamics: CFD)に基づいた SFD の解析が行われるようになってきている^[82]。汎用 CFD ツールを用いた SFD 解析は、従来の薄膜近似ベースの解析に比べ、近似が少なく高精度な流れ解析が可能、複雑な幾何形状に対応可能、解析のための専用コードの作成が不要、というメリットがある。デメリットとしては計算負荷の高さが挙げられるが、昨今の計算機能力増大に伴い、現実的な時間で SFD 特性の予測が可能となりつつある^[83]。

Chen & Hahn^[82]は SFD を含む流体潤滑問題に対する CFD の適用可能性を調べた。また、慣性項の影響を調べ、従来の薄膜近似の理論との比較を行っている。さらに、同著者らは別の研究^[84]で、CFD を用いて SFD 特性に対するエンドシールすきまの影響を調べている。Guo ら^[83]は回転機械への CFD 適用の一例として SFD の計算を行っている。Xing ら^{[85][86]}は均質流体モデルにより気体性キャビテーションを再現し、油膜圧力分布や動特性に与える影響を調べた。Ngondi ら^[87]は座標変換とメッシュ変形法を組み合わせ SFD の過渡 CFD 解析を行い、実験結果との比較を行っている。Lee ら^[88]はスリーブの振れ回り運動に

乗った座標系で SFD の CFD 解析を行い、流体慣性および給排油構造の影響を調べた。Wang ら^[89]は、Xing ら^[85]と同様に均質流体モデルを用いた CFD で給油溝のある SFD の解析を行い、古典潤滑理論や San Andres^[90]の解析手法との比較を行った。Zhou ら^[91]は静的偏心のある SFD を CFD で解析し、油膜反力を周期的に変化する剛性係数および減衰係数で表現することを試みた。

1.3.4 実験による予測手法の検証

前項までで述べたような SFD 動特性の予測について、その精度を実験的に検証する研究も数多く行われてきた。それらの実験は要素レベルの実験^[20]とシステムレベルの実験^[21]に大別できる。

要素レベルの実験では、SFD に対して動電型加振機、偏心ロータ、能動型磁気軸受などで加振力を与え、油膜圧力、油膜反力などを計測し、動特性係数を同定する^[20]。キャビテーションの発生状況を調べるために油膜の可視化が行われる場合もある^[71]。例えば、San Andres ら^[26]は航空エンジンを想定した幅の短い SFD に対し、ダンパの幾何形状（幅、ラジアルすきま、エンドシール有無など）、加振軌跡、静的偏心などの影響を調べた要素レベル実験の結果を述べている。Ertas ら^[39]はエンドシール条件の異なる複数の ISFD に対して要素レベル実験を行い、慣性係数を含む動特性係数の同定やキャビテーションの発生状況を調べた。

システムレベルの実験では、Fig. 1-6 のような軸-軸受-ダンパ系における不釣り合い応答や振動安定性を評価し、SFD による振動低減効果や予測精度の検証を行う。ロータは、単純化されたロータ^[34]など、実機械を模擬したダミーロータ^[29]など、あるいは実機械そのもの^[56]などが用いられる。不釣り合い応答は、意図的に錘を付与した状態でロータを回転させて、軸振動や支持系の振動を計測する。振動安定性は、運転中に非同期のスweep加振¹³を与えたときの応答や、不安定振動の発生限界に基づいて評価する。

以下、過去に行われた多段遠心圧縮機向け SFD のシステムレベル実験について述べる。Kuzdzal & Hustak^[29]は、ダミーロータに O リング支持 SFD や半円ばね型 SFD など異なる

¹³ ロータの回転周波数と異なる周波数でのスweep加振

数種類の SFD を搭載して、不釣り合い応答や振動安定性を評価した。振動安定性はラビリンスシールで発生する不安定化流体力による SSV の発生限界（回転数やシール圧力）で評価している。さらに、古典潤滑理論で求めた減衰係数に基づいて不釣り合い応答や振動安定性の計算を行い、実験結果と比較している。Gill ら^[59]はオーバハングダンパを搭載した試験圧縮機に対しケーシング外部からの非同期加振を行い、安定性の向上効果を計測した。Gerbet ら^[37]は高速バランシング設備を利用してダミーロータの不釣り合い応答および非同期加振応答を計測し、ISFD の振動減衰効果を検証した。Vannini^[55]はディスク積み上げ型の超高速圧縮機ロータに ISFD を適用し、高速バランシング設備で不釣り合い応答を評価した。Vannini ら^[56]は高圧の試験圧縮機に ISFD を採用し、不釣り合い応答や流体起因 SSV の発生限界を評価した。Li ら^[47]は、中空ばねを用いた SFD による不釣り合い応答低減効果を、単純化されたロータで確認している。Baba ら^[58]はギアド型の試験圧縮機を対象にインペラ背面からの電磁力加振を行い、ISFD を適用した場合の振動安定性を評価している。

1.4 円弧ばね型ダンパ

本研究では、近年提案された円弧ばね型ダンパという SFD を研究対象とする。本節では、その構造と機能、ほかの形式の SFD を比較した場合の特徴、および既存研究について述べる。

1.4.1 円弧ばね型ダンパの構造と機能

2005 年に神吉ら^[92]によって、複数の円弧状のセンタリングばねと 2 重の油膜すきまをもつ新たな形式の SFD が提案された (Fig. 1-8)。神吉らはこの SFD を Compact damper bearing^[92], Standard damper bearing^[93], 新型ダンパ軸受^[94]などと呼んでいるが、本論文では、ほかの形式の SFD と区別するため**円弧ばね型ダンパ**(Circular Arc Spring Damper : CASD) と呼称することにする。また、CASD の円弧ばねの数は 2 個、3 個、4 個などいくつかのバリエーションがある^[95]が、本論文ではそれぞれ 2 円弧型、3 円弧型、4 円弧型などと呼ぶことにする。

Fig. 1-9 に 4 円弧型および 2 円弧型 CASD の概略図を示す。CASD は軸受を格納する内

環(inner rim),ハウジングに固定される外環(outer rim),およびそれらの間をつなぐ複数の円弧ばね(arc spring)からなる。一体部品から WEDM により円弧ばねが加工され,同時にその両側にスリット(ラジアルすきま C)が形成される。本論文では円弧ばねの内側と外側のスリットをそれぞれ内側ラジアルすきま(inner radial clearance),外側ラジアルすきま(outer radial clearance)と呼び,両者が接続される箇所を接続部(connecting part)と呼ぶ。また,円弧ばねとスリットは Fig. 1-9(a)(b)に緑字と赤字で示すようにナンバリングする。座標系は,+X 軸から+Y 軸方向の回転に対し,接続部において外側ラジアルすきまから内側ラジアルすきまに接続されるようにとる。ラジアルすきま内には外環および円弧ばねを貫通する給油オリフィス(supply orifice)から少量の潤滑油が供給され,両端のエンドシールすきま C_e を通じて排出される。

円弧ばねは外環を固定端,内環を自由端とする曲がり梁とみなすことができ,内環(軸受)は外環(ハウジング)に対し同心かつ弾性的に支持される。すなわち,円弧ばねが従来の SFD におけるセンタリングばねの役割(1.1.2 項参照)を果たす。円弧ばねの厚み t_a や内環・外環への接続部の形状は必要な支持剛性が得られるように調整される。2 円弧型 CASD の剛性は異方性($k_{Sxx} < k_{Syy}$)となる^[94]。一方,4 円弧型 CASD は軸線に対して4回の回転対称形状をしているため,等方剛性($k_{Sxx} = k_{Syy}$)となる。ロータの支持剛性に異方性を持たせることは,不安定振動の抑制に効果がある一方,不釣り合い応答ピークが2つにスプリットする悪影響もある^[7]。よって,不釣り合い振動よりも振動安定性を重視する場合は2円弧型 CASD,不釣り合い振動において危険速度の離調が必要な場合は4円弧型 CASD などの使い分けが考えられる。

ラジアルすきま内の潤滑油は2重のスクイズフィルムとして働く。つまり,ロータから CASD に動的な荷重が作用したとき,円弧ばねのたわみによってラジアルすきまが動的に変化することでスクイズフィルム効果による減衰力を発生する。また,その際,エンドシールすきま内にも動的な流れが生じ,それに対する粘性抵抗も減衰力の源となる。Ertas らは ISFD を対象にした研究^[96]の中で,Taylor & Fehr による油膜が分割されたダンパの議論^[41]を参照しながら,エンドシールの粘性抵抗による減衰力発生のことをダッシュポット効果(piston/dashpot effect)と呼んでいる。

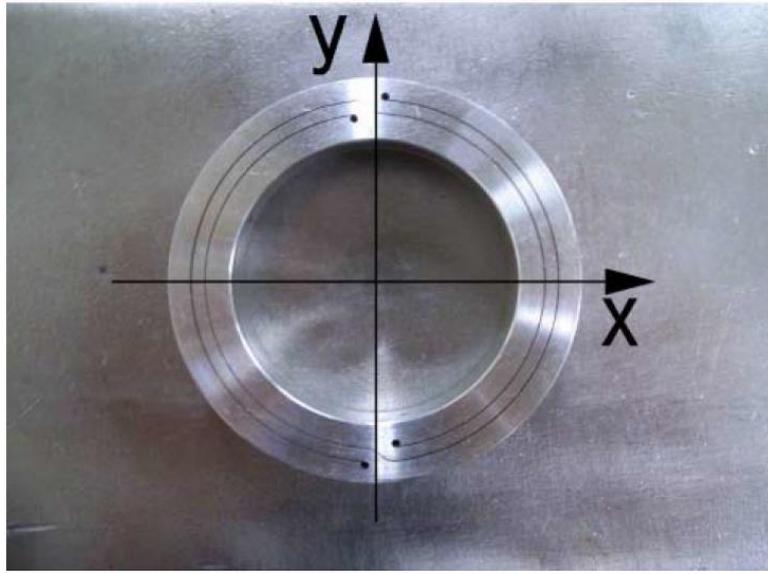
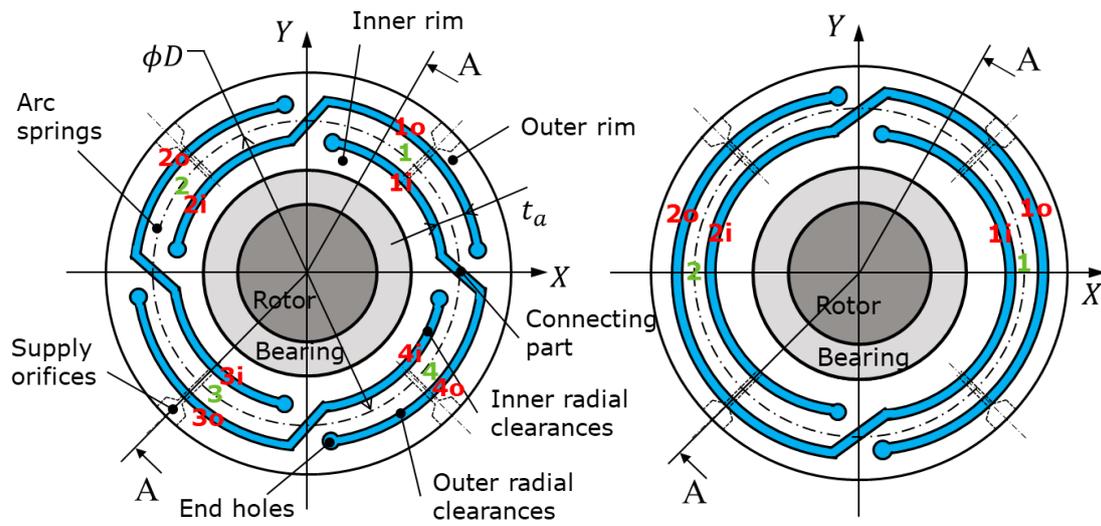
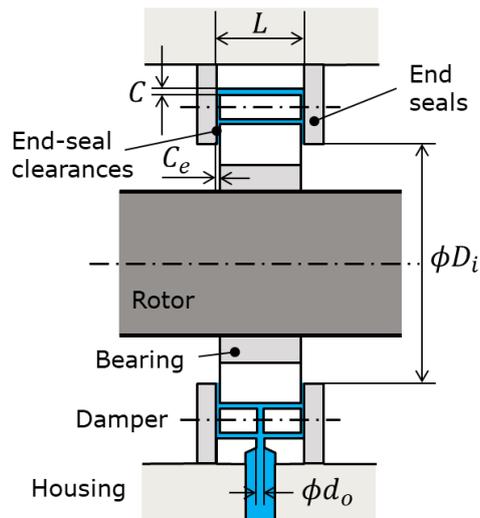


Fig. 1-8 Circular Arc Spring Damper(CASD)^[92]



(a) Front view of 4-arc type (without end seals)

(b) Front view of 2-arc type (without end seals)



(c) Cross-section A-A (with end seals)

Fig. 1-9 Schematic drawings of 4-arc and 2-arc type CASD

Radial and end-seal clearances are exaggerated for clarity.
 Red number: Spring designation, Green number: Slit designation

1.4.2 円弧ばね型ダンパの特徴

著者の考えに基づき、CASD の特徴を他形式の SFD (1.2.3 項参照) と比較したものを Table 1-1 に示す。CASD の最大の特徴は、円弧ばねを用いることで、軸方向にも径方向にもコンパクトにセンタリング機能を実現できることである。円弧ばねの厚み調整により大型ロータを支えられる剛性を持たせることも可能である。また、接触部やエラストマ要素を持たないため耐久性が高い。一体品からの WEDM 加工によりラジアルすきまの管理が容易である (p.12 脚注 8 を参照)。1.4.1 項で述べた通り異方性支持も可能である。以上のように CASD は他の SFD と比較して多数の優れた特徴を持つ。

Table 1-1 Aspects of CASD comparing to other squeeze-film dampers

	SFD with cage-type centering spring	SFD without centering spring	SFD with centering O-ring	SFD with semi-circular arc spring	ISFD	CASD
Centering function	○ Yes	× No	△ Non-linear	△ Vertical only	○ Yes	○ Yes
Requisite space and weight	× Large axial dimension	◎ Very small	◎ Very small	○ Small	× Large radial dimension	○ Small
Application to large rotor	○ High available stiffness	× No stiffness	× Low available stiffness	○ High available stiffness	○ High available stiffness	○ High available stiffness
Durability	○ No contact	△ Contact	△ O-ring creep	△ Contact	○ No contact	○ No contact
Control of radial clearance	△ Tolerance and thermal expansion	○ No assembly and thermal expansion	○ No assembly and thermal expansion			
Anisotropic support	× No	× No	× No	△ Un-controllable	× No	○ Yes

Synbols are qualitative scoring in rotordynamic design. ◎: Excellent, ○: Good, △: Fair, ×: Not good

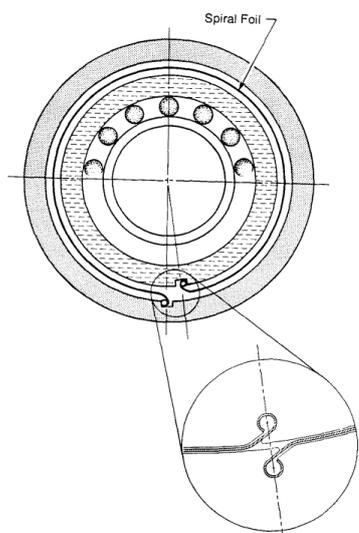
1.4.3 円弧ばね型ダンパおよび多重 SFD の既存研究

本項では、神吉らのグループによる CASD の研究内容と、CASD と同じく多重の油膜を持つ SFD に関するいくつかの既存研究について述べる。

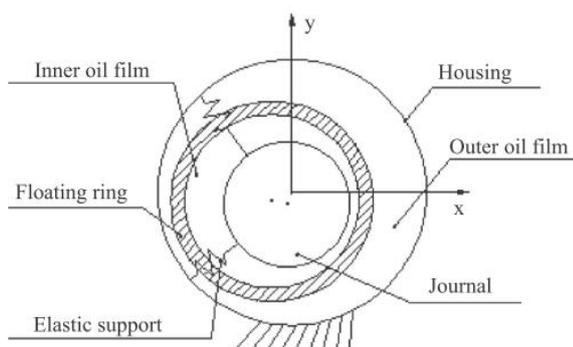
Kanki ら^[92]は転がり軸受支持ロータを想定した小型（外径 35mm）の 2 円弧型 CASD に

対し、静荷重試験による剛性評価を行い、剛性に複雑な方向依存性が有ることを求めた。また、偏心ロータによる加振試験から CASD の主対角減衰係数 (c_{Fxx} および c_{Fyy}) を求め、エンドシールがある場合に減衰係数が大きくなることを明らかにした (ただし、エンドシールすきまは不明)。上島^[94]はより大型 (内径 100mm) の 2 円弧型 CASD に対する加振試験を行い、主対角減衰係数に対する静的偏心の影響を調べ、従来の SFD に対する古典潤滑理論の式と比較を行っている。また高周波数でキャビテーションの発生により減衰力が急激に低下する現象を実験で確認している。神吉&東^[98]は、真円すべり軸受で支持されたロータに対する CASD の適用を解析的に検討した。CASD の減衰係数は実験で求めたものを使用している。すべり軸受を有する試験装置も製作したが、試験結果は未報告である。神吉らのグループの実験はいずれも 2 円弧型 CASD を対象にしており、また、連成項や減衰や油膜の慣性係数については調べられていない。

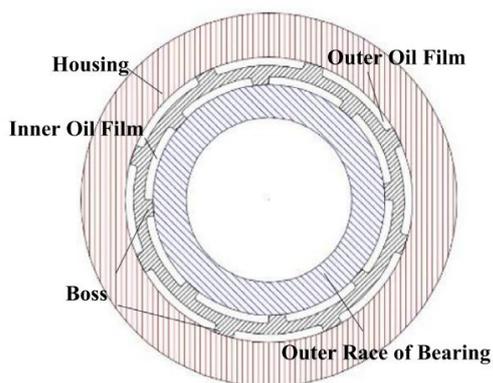
Heshmat & Walton^[99]は、SFD のすきまに薄い金属膜 (フォイル) をらせん状に挿入した SFD (Multi-Squeeze Film Damper : MSFD, Fig. 1-10(a)) を提案し、古典潤滑理論に基づいた考察を行っている。フォイルの剛性や接点の形状は無視し、各層の油膜の減衰係数を直列に接続した単純な計算式を提案している。Walton & Heshmat^[100]は小型の試験ロータに MSFD を搭載し、定常不釣合いおよび突発的に発生した不釣合いに対する振動の低減効果を確認した。Zhou ら^[101]は、浮動リングにより 2 重の油膜を形成した SFD (Dual Clearance Squeeze Film Damper : DCSFD, Fig. 1-10(b)) に対し、Reynolds 方程式に基づいた数値解析と加振実験を行っている。Shoyama & Fujimoto^[102]は、O リングで支持された、水を作動流体とする DCSFD を提案し、2 自由度系によるモデル化、実験による特性同定、乱流の影響評価などを行った。Han ら^[103]は弾性リング SFD (Elastic Ring Squeeze Film Damper : ERSFD, Fig. 1-10(c)) と呼ばれる複雑構造の SFD に対し、Reynolds 方程式による油膜解析/弾性リングの変形解析/剛性ロータの運動方程式を連成させた解析を行っている。



(a) Multi-squeeze film damper (MSFD)^[99]



(b) Dual-clearance squeeze film damper (DCSFD)^[101]



(c) Erastic ring squeeze film damper (ERSFD)^[103]

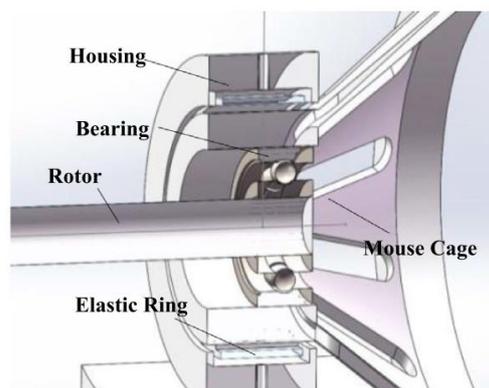


Fig. 1-10 Dampers with multiple oil-film

1.5 本研究の目的

1.4.2 項で述べたように、円弧ばね型ダンパ (CASD) は既存の SFD よりも優れた点を多く持ち、多段遠心圧縮機、航空エンジン、蒸気タービン等の各種ターボ機械に対して適用することで、それらの信頼性および性能を向上することができる。しかし、CASD の実際の機械への適用例はいまだ報告されていない。その理由として、CASD に対する研究

は神吉らのグループによるもの（1.4.3 項参照）以外に存在せず，特性や作動メカニズムの理解，予測設計の手法，検証試験がいずれも不十分であることが挙げられる．そこで，本論文では，CASD に関する既存研究で明らかにされていないことのうち，特に重要であると思われる以下の 3 点について研究を行い，実機適用に向けて必要な知見を蓄積することを旨とする（Fig. 1-11）．

- ① CASD の動特性係数，およびそれらに対する形状の影響の理解
- ② CASD の動特性予測手法の構築と油膜力に対する考察
- ③ 実機械への CASD の適用検証

上記 3 点は CASD という特定の形式のダンパに関する研究であるが，②については，CASD に限らず，油膜減衰を利用する他の機械要素の解析にも広く利用することが可能である．以下，本節では，上記 3 点について説明する．

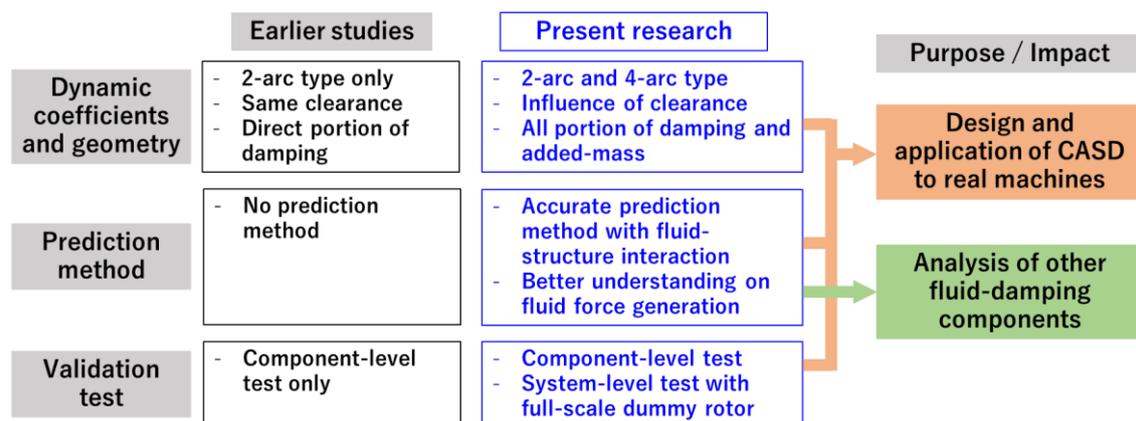


Fig. 1-11 Objectives of present research

1.5.1 CASD の動特性係数，およびそれらに対する形状の影響の理解

1.2.2 項で述べたとおり，SFD の効果を最大化するためには，軸系に合わせてその動特性を最適な値に調整することが必要である．よって，CASD を実機に適用していくにあたり，まずは CASD の反力をどのような動特性で表現するのが適切かを明らかにし，次にそれらの動特性が，CASD の各部の形状によってどのような影響を受けるかを理解することが必要となる．

ケージばね型 SFD やその他の SFD（Fig. 1-7）は構造部分と油膜部分が並列に配置され

ているため、式(1-5)～(1-7)で示したように、両者の反力をそれぞれ独立な動特性係数で表すことが可能である。神吉らの研究では、CASD についても同様に油膜部分の主対角減衰と構造部分の主対角剛性の並列による反力表現を用いている^[92]。しかし、CASD では円弧ばねと油膜が入り組んで配置されている (Fig. 1-9) ため、このような取扱いは本来自明ではなく、いくつかの仮定が必要となると考える。本研究では最初にこの点について考察し、CASD を用いた軸系の設計計算の理論的根拠を与える。

神吉らの研究では、CASD の油膜反力を減衰係数の主対角項のみで表現している。しかし、CASD においても、Navier-Stokes 方程式の慣性項の影響 (1.3.2 項参照) は無視できず、通常の SFD^[26]や ISFD^[39]と同様に慣性係数で表される油膜反力成分が発生することが想定される。また、真円形状の SFD では、静的な偏心がありかつキャビテーションが発生する場合にのみ連成項が発生する^[19]が、CASD の場合、X 軸や Y 軸に対して非対称な形状をもつため¹⁴、静的偏心やキャビテーションがなくとも連成項が発生する可能性がある。本研究では、慣性係数および連成項がどの程度発生するかを実験的に確かめる。これにより、連成減衰係数や慣性係数による見かけ上の剛性変化が、CASD を用いた軸系の固有振動数にどの程度の影響を与え得るかを明らかにする。

通常、SFD の設計では、外形寸法 (内外径や幅) は機械のレイアウト設計の制約から自由に選ぶことができないため、ラジアルすきまやエンドシール条件の調整により減衰を最適化することが多い。CASD においてもこれらの形状パラメータにより減衰設計を行うことになる想定される。また、1.4.1 項で述べた通り、ロータダイナミクス設計の要件に応じて等方性支持 (4 円弧型) と異方性支持 (2 円弧型) の使い分けができることが望ましい。しかしながら、神吉らの研究は全て 2 円弧型を対象に行われており、また、同一の外径寸法でラジアルすきまやエンドシールすきまを変更した場合の影響については調べられていない。そこで、本研究では、同一の外径寸法で、円弧数やラジアルすきま・エンドシールすきまの異なる数種類の CASD に対して加振実験を行い、これらの形状パラメータの影響を調べる。特に、ラジアルすきまを非常に大きくとり、スクイズ膜効果はほとんど期待できない場合でも、エンドシールすきまにおけるダッシュポット効果により減衰が発生することができれば、静的偏心や振幅の影響を受けにくい CASD が実現できると考えられる。本研究

¹⁴ 4 円弧型の場合は X 軸および Y 軸に対して、2 円弧型の場合は Y 軸に対して反対称形状となる。

ではこのような形態(以降, **ダッシュポット型 CASD** と呼ぶ)についても動特性の評価を行う。以上のように各種形状パラメータの影響を明らかにすることで, 軸系に合わせた最適な CASD の設計が可能となる。

1.5.2 CASD の動特性予測手法の構築と油膜力に対する考察

SFD の設計にはその反力を予測し, 適切な動特性が得られるよう設計することが必要である(1.2.2 項参照)。しかし, CASD に対しては, これまで油膜を含めた動特性予測手法の検討は行われていない。神吉らは, 円弧ばねの剛性係数については FEM により正確に予測できることを述べているものの^[92], 油膜の減衰係数については, 真円型の SFD に対する古典潤滑理論の式を CASD の実験結果と比較するにとどまっている^[94]。また, CASD の適切な使用と今後の改良のためには, その内部でどのように反力(特に油膜反力)が発生しているかを正しく把握する必要がある。神吉らの研究では反力の計測を行ったのみで, 油膜反力発生の様相については全く述べられていないが, CASD 内部の油膜流れを計算できる解析手段があれば, これらはある程度明らかにすることができるはずである。そこで, 本研究では, CASD の動特性予測および油膜反力の発生状況把握を目的として, CASD 内部の油膜流れの数値的解析手法を構築する。

CASD の解析においては, 既存の SFD と同様に, 給排油構造, キャビテーション, および流体慣性の影響を考慮する必要があると考えられる。さらに, CASD 特有の難しさとして, 円弧ばねと油膜流れの**流体構造連成**(Fluid-Structure Interaction: FSI)が挙げられる。従来の SFD では, ラジアルすきまの周方向分布はインナースリーブの偏心量より一意に決まる。しかし, CASD では, ロータが偏心したとき, 内側/外側ラジアルすきまの分布は円弧ばねの変形から決まり, その一方で, 円弧ばねの変形は内側/外側ラジアルすきまの分布によって生じた油膜圧力の影響を受ける (Fig. 1-12 にそのイメージを示す)。つまり, 双方向(2-way)の FSI が CASD における反力発生を支配していると考えられる。以上のような様々な現象を, 正確, 簡便, かつ統一されたやり方で取り扱うには, CFD による油膜解析と FEM による構造解析を連成させて解く方法が望ましいと考える。本研究では, このような数値的 FSI 解析のフローを構築する。

SFD の解析における本研究の位置づけを Fig. 1-13 に示す。1.3 節で述べたとおり, これ

まで SFD の解析は、古典的流体潤滑理論 (1.3.1 項), 修正 Reynolds 方程式やバルクフローモデルによる解析 (1.3.2 項), CFD による解析 (1.3.3 項) と進化してきた。しかし, 著者の知る限り, 本研究で構築するような数値的 FSI 解析手法を SFD に適用した例はない。今後, 軽量コンパクト化の要求や加工技術の発展 (WEDM やアジティブ製法など) に伴い, CASD のように油膜と構造が双方向に連成する減衰機構は増えていくと予想され, 本研究で構築する数値的 FSI 解析手法は, このような減衰機構の解析にも役立つものとする。

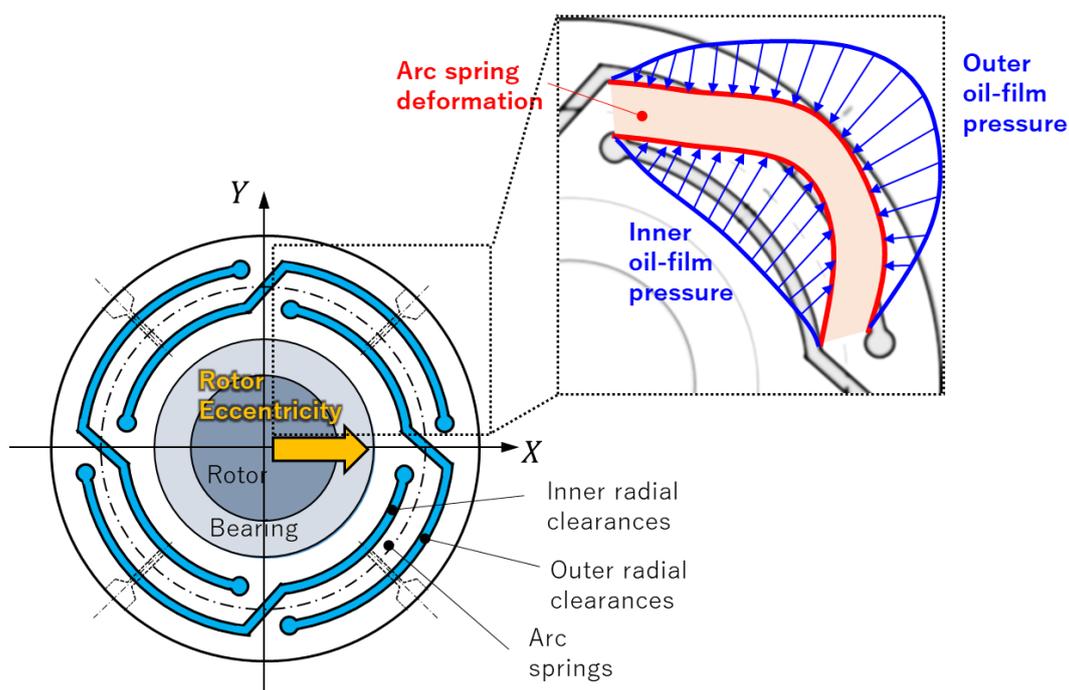


Fig. 1-12 Fluid-structure interaction between arc spring deformation and oil-film pressure

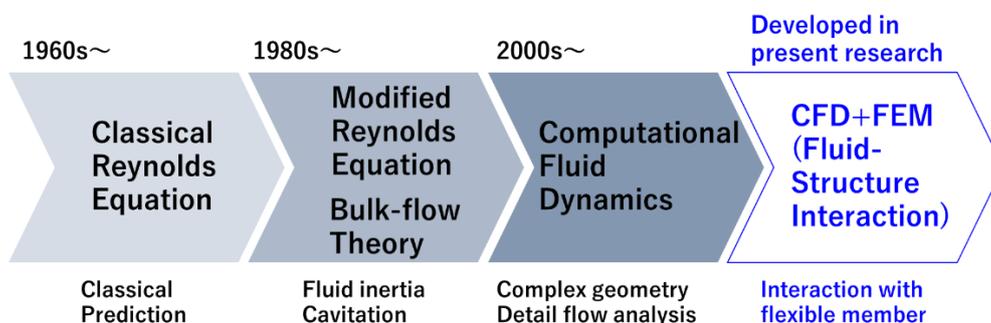


Fig. 1-13 Evolution of analysis method on squeeze-film dampers and the position of analysis method developed in this research

1.5.3 実機械への CASD の適用検証

通常、SFD の実製品適用に先立って、実機と同等の軸受やロータと組み合わせたシステムレベルでの検証試験が行われる (1.3.4 項参照)。しかし、1.4.3 項で述べたとおり、神吉らの CASD の実験はいずれもコンポーネントレベルの加振実験である。実機械への CASD の適用にあたっては、システムレベル試験により、実機相当の環境における減衰性能や運用性を検証する必要がある。

本研究では、代表的なターボ機械の一つであるガス圧送用の多段遠心圧縮機 (1.1.1 項参照) を例にとり、CASD の実機械への適用を検証する。1.2.4 項で述べたとおり、多段遠心圧縮機にはすでに各種形式の SFD が用いられているが、本研究では、多くのすぐれた特徴を持つ CASD を適用することで、多段遠心圧縮機の信頼性をさらに向上することを目指す。具体的には、高い CSR (p.2 脚注 1 参照) を持つ実在の多段遠心圧縮機をモデルケースとし、テイルティングパッドすべり軸受と CASD を組み合わせたダンパ軸受を設計製作する。さらに、製作したダンパ軸受を、実機を模擬したフルスケールのダミーロータに搭載し、高速バランシング設備を用いた回転試験を実施する。それらの結果に基づき、CASD の減衰性能および運用性の検証を行う。

1.6 本論文の構成

第 2 章では、1.5.1 項で述べた CASD の動特性の定式化と加振実験による評価を行う。まず、CASD の構造反力と油膜反力を分けて取り扱うための仮定について考察し、次に加振実験の方法について述べ、最後に実験結果に対して議論を行う。加振実験は、小型の多段遠心圧縮機を想定した 3 種類の CASD に対して行われ、その結果から、動特性に対する円弧数・ラジアルすきま・エンドシールすきまの影響が議論される。

第 3 章では、1.5.2 項で述べた CASD の解析手法の構築とそれによる動特性の予測、および油膜力に対する考察を行う。CASD の動特性予測と内部現象の把握のために、CFD による油膜解析と FEM による円弧ばね変形解析を組み合わせた双方向 FSI 解析手法を構築する。また、構築した FSI 解析手法を用いて第 2 章の実験との比較解析を行うことでその動特性予測精度の検証を行う。最後に、CASD の油膜力についていくつかの側面から議論す

る。

第4章では、1.5.3項で述べた実機械(多段遠心圧縮機)へのCASDの適用検証を行う。まず、対象とする機械の概要と、そのために設計製作したダンパ軸受について述べる。次に、高速バランス設備を用いた回転試験の方法を述べ、最後に、それらの結果に基づいてCASDの減衰性能および運用性について議論する。

各章の終わりに、それぞれの研究内容の結果や得られた知見をまとめる。第5章では本研究全体に対する結言を述べる。

第2章 動特性係数, およびそれらに対する形状の影響

2.1 CASD 反力の表現方法

本論文では, CASD の構造部分の反力と油膜部分の反力を分けて取り扱う. 本節では, そのために必要な仮定について考察する. また, 伝達関数による CASD の反力表現, およびその適用範囲について議論する.

2.1.1 構造反力と油膜反力の分離表現のための仮定

1.5.1 項でも述べたように, 従来の SFD では, 構造部分と油膜部分が並列に配置されているために, 式(1-5)~(1-7)で示したような構造反力と油膜反力を分離した動特性の表現が可能である. 神吉ら^[92]は, CASD に対しても同様に構造と油膜の分離表現を用いているが, 本来, CASD においては油膜部分と構造部分が複雑に入り組んでいるために, このような取扱いは自明ではない. 著者は, CASD における構造反力と油膜反力の分離表現のために, 以下の4つの仮定が必要であると考え:

- (a) 構造部分における材料非線形性および幾何学的非線形性は小さく, 無視できる.
- (b) 円弧ばね上の任意の点に作用する油膜力は剛性係数(ばね) / 減衰係数(ダンパ) / 慣性係数(イナータ)の並列組合せによってあらわすことができる.
- (c) 加振周波数は円弧ばね部分の最低次固有振動数¹⁵に比べて十分低く, 円弧ばねの変形状は静的な荷重に対する変形状と同じとみなせる.
- (d) 油膜力は構造が発生する力に比べて小さく, 円弧ばねの変形状は油膜力によって変化しない.

以下, 上記の仮定に基づいて式(1-5)~(1-7)が導出できることを示す.

CASD の運動モデルを Fig. 2-1 に示す. 図では1つの円弧ばねに着目して描いているが, 複数の円弧ばねを含めても同じ運動モデルで表現可能である. 内環は円弧ばねに比べて十分剛であり, 剛体とみなせるとする. また, 外環は十分剛なハウジングに固定されており,

¹⁵ 内環の質量をゼロとし, 外環を固定した場合の固有振動数.

その変位はゼロとする。また、構造部分による減衰（式(1-5)の $[C_S]$ ）は無いとする。まず、仮定(a)および(b)により、円弧ばねは近似的に Fig. 2-1 中央図のような多自由度系（節点数 n ）でモデル化することができる。なお、同図では、簡単のため、X 軸方向の自由度のみ示し、また、お互いに離れた節点の間の連成成分は省略しているが、以下では Y 軸方向の自由度や連成成分も含めて議論する。この多自由度系についての運動方程式は、油膜が無いとき（以下、Dry 条件と呼ぶ）、油膜があるとき（以下、Wet 条件と呼ぶ）それぞれ次式で表される：

$$\text{Dry 条件：} [M_S^*]\{\ddot{x}^*\} + [K_S^*]\{x^*\} = \{f^*\} \quad (2-1)$$

$$\text{Wet 条件：} [M_S^* + M_F^*]\{\ddot{x}^*\} + [C_F^*]\{\dot{x}^*\} + [K_S^* + K_F^*]\{x^*\} = \{f^*\} \quad (2-2)$$

ここで、 $\{x^*\} = \{x_1, y_1, x_2, y_2, \dots\}^T$ は内環および円弧ばね上の各節点の変位ベクトル ($2n \times 1$) であり、 $\{f^*\} = \{f_x, f_y, 0, 0, \dots\}^T$ は内環に働く作用力ベクトル ($2n \times 1$) である。

$[M_S^*], [M_F^*], [C_F^*], [K_S^*], [K_F^*]$ は各節点で生じる力を表すマトリックス ($2n \times 2n$) である。

次に、Dry 条件の場合には、Guyan 静縮小^[104]を用いることで運動方程式(2-1)は次の 2 自由度系に縮退することができる：

$$[M_S]\{\ddot{x}\} + [K_S]\{x\} = \{f\} \quad (2-3)$$

$$\{x^*\} = [\Phi]\{x\} \quad (2-4)$$

$$\{f\} = [\Phi]^T\{f^*\} \quad (2-5)$$

$$[M_S] = [\Phi]^T[M_S^*][\Phi] = \begin{bmatrix} m_{Sxx} & m_{Sxy} \\ m_{Syx} & m_{Syy} \end{bmatrix} \quad (2-6)$$

$$[K_S] = [\Phi]^T[K_S^*][\Phi] = \begin{bmatrix} k_{Sxx} & k_{Sxy} \\ k_{Syx} & k_{Syy} \end{bmatrix} \quad (2-7)$$

ここで $\{x\} = \{x, y\}^T$ は内環の変位ベクトルであり、 $\{f\} = \{f_x, f_y\}^T$ は内環に働く作用力ベク

トルである。[Φ]は変換マトリックスで、Dry 条件において内環に静的な荷重が作用したときの円弧ばねの変形形状から構成される。仮定(c)により、上記の縮退の精度が保証される。 $[M_S]$ は内環および円弧ばねの一部の可動質量による構造慣性マトリックスであり、 $[K_S]$ は円弧ばねの剛性による構造剛性マトリックスである。

最後に、仮定(d)に基づいて、Wet 条件の運動方程式(2-2)についても、同じ変換マトリックス[Φ]により2自由度系 (Fig. 2-1 右図) に縮退することが可能となる：

$$[M_S + M_F]\{\ddot{x}\} + [C_F]\{\dot{x}\} + [K_S + K_F]\{x\} = \{f\} \quad (2-8)$$

$$[M_F] = [\Phi]^T [M_F^*] [\Phi] = \begin{bmatrix} m_{Fxx} & m_{Fxy} \\ m_{Fyx} & m_{Fyy} \end{bmatrix} \quad (2-9)$$

$$[C_F] = [\Phi]^T [C_F^*] [\Phi] = \begin{bmatrix} c_{Fxx} & c_{Fxy} \\ c_{Fyx} & c_{Fyy} \end{bmatrix} \quad (2-10)$$

$$[K_F] = [\Phi]^T [K_F^*] [\Phi] = \begin{bmatrix} k_{Fxx} & k_{Fxy} \\ k_{Fyx} & k_{Fyy} \end{bmatrix} \quad (2-11)$$

$[M_F]$ および $[C_F]$ はラジアルすきま内の動的な油膜圧力によって生じる油膜慣性マトリックスおよび油膜減衰マトリックスである。 $[K_F]$ は給油オリフィスによる静圧効果で生じる油膜剛性マトリックスである。

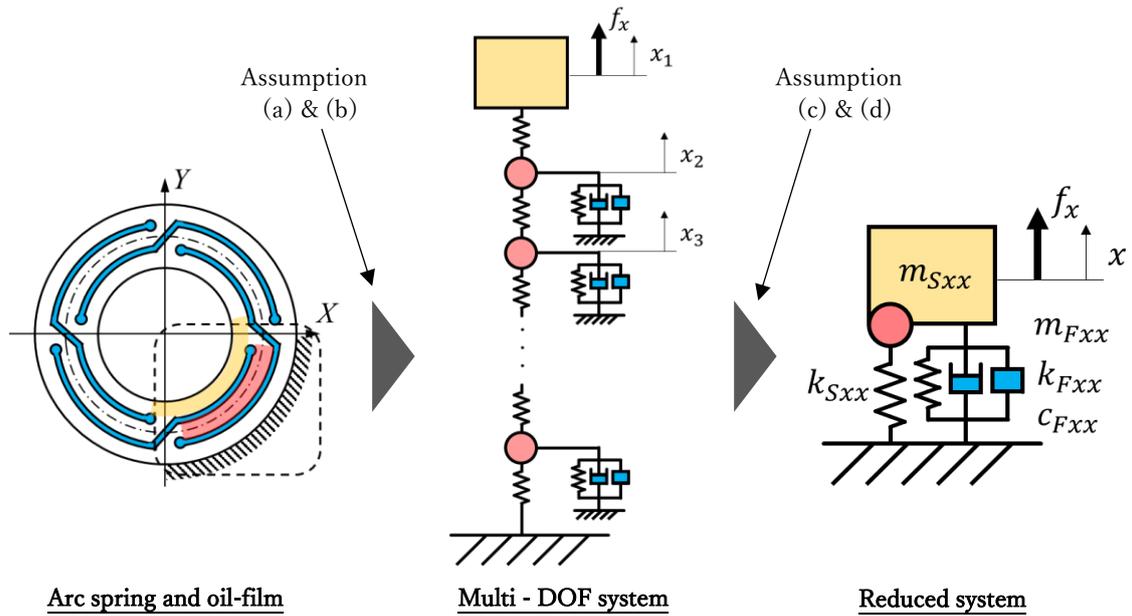


Fig. 2-1 Dynamic system of CASD

For the sake of simplicity, the Y-direction and cross-coupled components are not shown.

2.1.2 伝達関数による CASD 反力の表現およびその適用範囲

Wet 条件における CASD の伝達関数 $[G]$ を次式で定義する：

$$\begin{Bmatrix} \bar{f}_x \\ \bar{f}_y \end{Bmatrix} = [G] \begin{Bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{xx} & G_{xy} \\ G_{yx} & G_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{Bmatrix} \quad (2-12)$$

ここで、バー付き (■) の記号は複素振幅を表す。すなわち：

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{f}_x \\ \bar{f}_y \end{Bmatrix} e^{j\omega t}, \quad \{x\} = \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{Bmatrix} e^{j\omega t} \quad (2-13)$$

次に、Dry 条件における伝達関数を構造伝達関数 (structural transfer function) と定義して $[G_S]$ で表す。さらに、これを用いて油膜伝達関数 (fluidic transfer function) $[G_F]$ を次式により定義する：

$$[G_F] = [G] - [G_S] \quad (2-14)$$

$$[G_F] = \begin{bmatrix} G_{Fxx} & G_{Fxy} \\ G_{Fyx} & G_{Fyy} \end{bmatrix}, [G_S] = \begin{bmatrix} G_{Sxx} & G_{Sxy} \\ G_{Syx} & G_{Syy} \end{bmatrix} \quad (2-15)$$

前項で述べた構造と油膜の独立な動特性表現が成り立つ場合には、式(2-3)および(2-8)より、

これらの伝達関数は次式のように振動の角周波数 ω の2次関数で表される：

$$[G_S(\omega)] = -\omega^2[M_S] + [K_S] \quad (2-16)$$

$$[G_F(\omega)] = -\omega^2[M_F] + i\omega[C_F] + [K_F] \quad (2-17)$$

4 円弧型 CASD は軸線に対して 4 回の回転対称形状をしているため、その伝達関数は X-Y 等方性 ($G_{xx} = G_{yy}, G_{xy} = -G_{yx}$) となる。

前項の仮定(a)~(d)およびその帰結である式(2-17)の反力表現は、通常用いるような剛性(円弧ばね厚み)で設計された CASD において、ラジアルすきまの数%程度の微小振幅かつ比較的低周波数の運動に対しては十分に成立すると考えられる。また、その妥当性については本章の加振実験結果(2.3.2 項で後述)により示される。

多段遠心圧縮機の SSV の安定性評価など、微小振幅かつ比較的低周波数を対象にする場合には式(2-17)の反力表現を用いることができると考えられる。一方、航空エンジンの不釣合い振動評価など、振幅が大きく、また、周波数が高い振動を対象にする場合には、油膜のキャビテーション等により油膜力は非線形となり仮定(b)は成り立たなくなる。また、油膜による力が円弧ばねの剛性に比べて大きくなると仮定(d)が崩れる。このような条件では、油膜伝達関数 $[G_F]$ を式(2-17)のような2次関数で表現することはできず、他の表現方法が必要となる。

2.2 加振実験の方法

本節では、CASD の動特性係数を同定するために行った加振実験の方法を述べる。本実験では、最も基本的な条件として、静的偏心が無い状態での微小振動に対して動特性係数の同定を行う。実験は 2.1.1 項で述べた 4 つの仮定が成立するような振幅および周波数で行い、構造部分と油膜部分それぞれに動特性係数を求める。以下、本実験で用いた供試体と実験装置、実験の条件、動特性係数の同定方法、および誤差解析の結果を述べる。

2.2.1 供試体

本実験では、CASD の内環を固定した状態で外環を加振し、その際の加振力と応答加速度から動特性係数を同定する。供試体は、同じ外形寸法（ダンパ幅、外環外径、および内環内径）を持ち、円弧数およびラジアルすきまの異なる3種類のCASD (Type 1~3) である。各供試体の寸法を Table 2-1 に示す（各寸法については Fig. 1-9 を参照）。なお、各部のすきまは数点で計測した値の平均値である。各供試体の外観写真を Fig. 2-2 に示す。これらの供試体は、小型の多段遠心圧縮機を想定して設計されたものである。また、各供試体の材料はオーステナイト系のステンレス鋼で、機械加工で外形および穴加工を行った後、WEDM で円弧ばねおよびラジアルすきまを加工した。

Type-1 は比較的小さなラジアルすきま (0.332 mm) を持つ4円弧型CASD であり、エンドシールが無い状態（以降本論文では、**オープンエンド条件**と呼ぶ）および有る状態（以降本論文では、**エンドシールド条件**と呼ぶ）の2種類で実験を行った。エンドシールド条件では、エンドシールを交換することで3種類のすきま (0.389 / 0.193 / 0.116 mm) で実験を行った。Type-2 は Type-1 とほぼ同じラジアルすきま (0.343 mm) を持つ2円弧型CASD であり、Type-1 と同じくオープンエンド条件および3種類のエンドシールド条件で評価した。

Type-3 はラジアルすきまを大きく (1.22 mm) とった4円弧型CASD (ダッシュポット型, 1.5.2 項参照) であり、3種類のエンドシールド条件で評価した。ダッシュポット効果による減衰を増すためには、エンドシールすきまへの動的な油膜流れをできるだけ大きくするため、周方向に逃げる油膜流れをできるだけ小さくする必要があると考えられる。そこで、本実験の供試体 Type-3 では、スリット幅を接続部でのみやや狭く (約 0.2 mm) し、周方向流れが抑制されるようにした。

各供試体は、幅方向中央・周方向等配に4箇所の給油オリフィスを設けてある。また、それらとは別に、すべり軸受と組み合わせた使用を想定して軸受への給油穴を模擬するための流路（クロス穴）を、X 軸および Y 軸の位置でラジアルすきまを貫通する形で4箇所設けている。

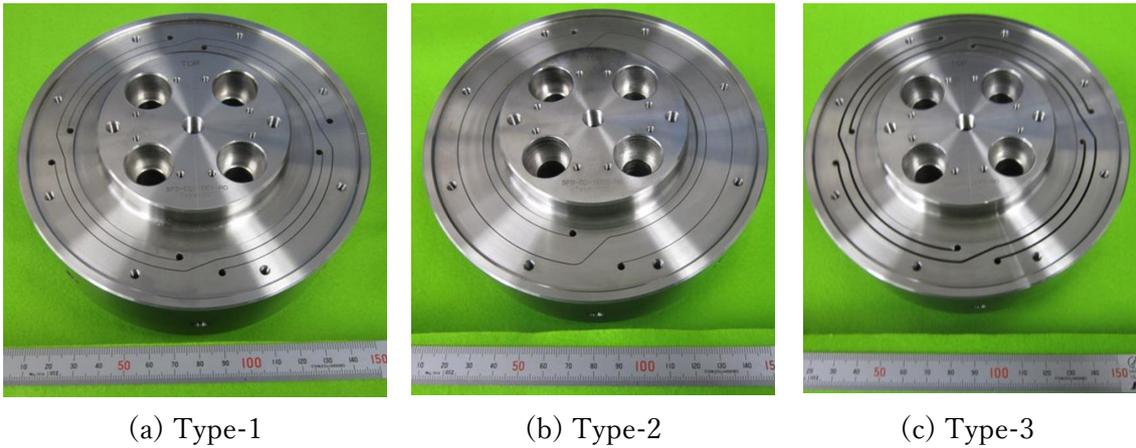


Fig. 2-2 Photograph of test pieces

Table 2-1 Geometry of tested CASDs

	Type-1	Type-2	Type-3
Arc pattern	4-arc	2-arc	4-arc
Damper diameter D [mm]	122	116	122
Damper width L [mm]	44	44	44
Thickness of arc springs t_a [mm]	4.3	11.8	4.3
Radial clearances* C [mm]	0.332	0.343	1.22
Supply orifices diameter d_o [mm]	2	2	2
Inner diameter of end-seals D_i [mm]	109.6	109.6	109.6
End-seal clearances* C_e [mm]	0.389 / 0.193 / 0.116**		

* Average clearance measured at several points

** In the open-end configuration, the end-seals were removed.

2.2.2 実験装置

実験装置の概略図および外環写真を Fig. 2-3 および Fig. 2-4 に示す。また、供試部分の断面図および外観写真を Fig. 2-5 に示す。振動および荷重の計測システム図を Fig. 2-6 に示す。最後に、主要機器のリストを Table 2-2 に示す。

CASD 供試体の内側シャフトはベースプレートにボルトで固定されており、外側はハウジングに焼き嵌めされている。供試体の可動部分（外環、ハウジングおよびエンドシール）は円弧ばねによって内側シャフトに対して自動的にセンタリングされる（つまり、静的偏心はゼロである）。動電型加振機とスティーナガーを用い、ハウジングを一方向に正弦波でスイ

ープ加振する。供試体の向きを変えて取り付けることでX方向およびY方向の加振を行う。加振力はスティンガー先端に設置したピエゾ式動荷重計（LC03）で計測し、また、加振方向および加振と直角方向の振動応答は内側シャフトと可動部それぞれに設置したピエゾ式加速度計（AC01～04）で計測する。計測した入力と振動応答から CASD の伝達関数を算出し、動特性係数の同定を行う（詳細は 2.2.4 で述べる）。加振力はラジアルすきまの 10%以下となるように調整される。

給油ポンプにより、供試体には給油オリフィスおよびクロス穴を通して潤滑油が一定圧力で供給され、エンドシール内径側から排出される。排油はオイルパンで受けた後、返油ポンプで再循環させる。給油の温度および圧力はヒータと圧力調整バルブで所定の値に調整し、その際の流量を計測する。

加振機への入力電流はファンクションジェネレータの信号をアンプで増幅したものを使用する。加振力と振動応答は振動計測データロガーに取り込み、分析する。その際、ファンクションジェネレータからの位相同期パルスを利用して、1 周期あたり 64 点の同期サンプリングおよび次数トラッキング分析を行い、加振周波数成分のみを抽出する。なお、加速度計の感度は $10 \text{ mV}/(\text{m}/\text{s}^2)$ 、最大応答周波数は 15 kHz である。潤滑油系統やエア系統の計測データについては 1 Hz でサンプリングしてデータロガーに取り込む。

静荷重試験では、供試体外側にエアシリンダとワイヤーロープを設置し、それらにより静的な引張荷重を 2 方向に与えた。エアシリンダへの供給圧力はエア操作パネルでコントロールし、調整する。荷重はひずみゲージ式ロードセルで計測し、内環に対する外環の相対変位はハウジングに取り付けた渦電流式非接触変位計で計測する。

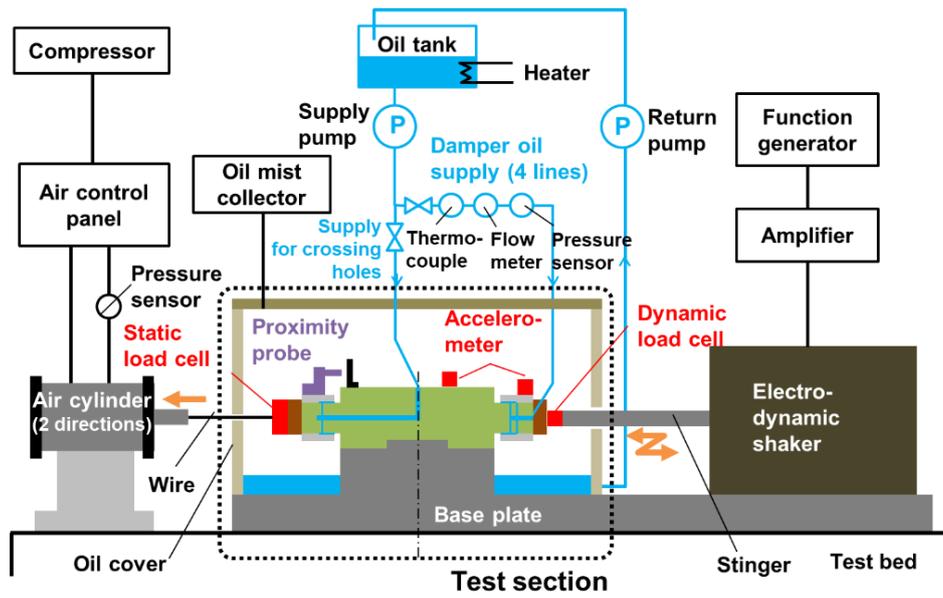


Fig. 2-3 Schematics of the excitation test apparatus

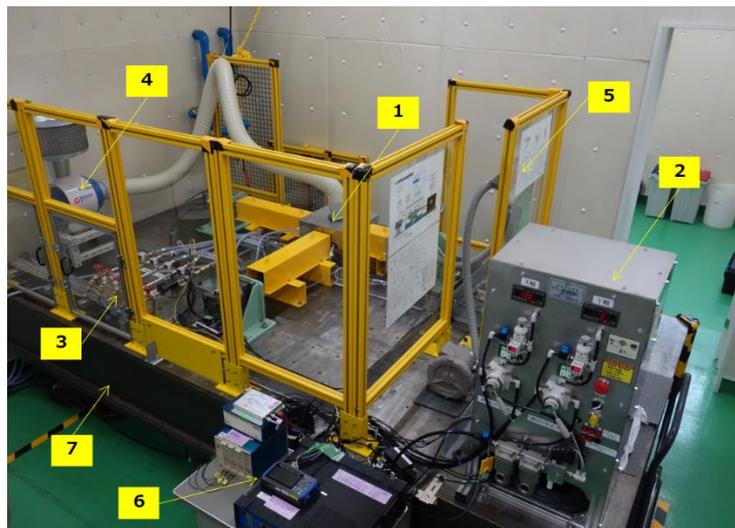


Fig. 2-4 Photograph of the excitation test apparatus

- 1: Test section; 2: Air control panel; 3: Lubrication valves; 4: Oil mist collector;
5: Safety fence; 6: Measurement hardware; 7: Test bed.

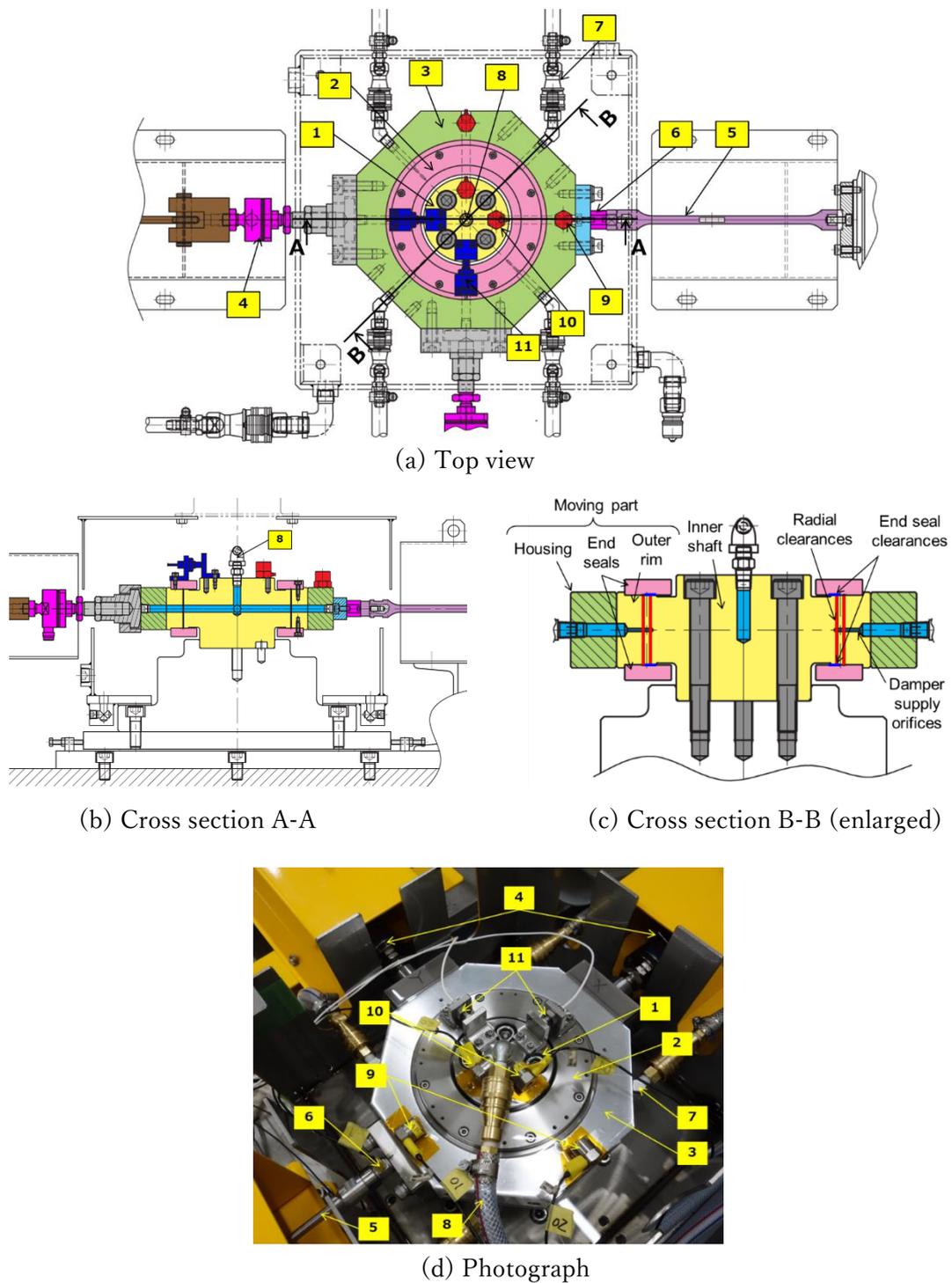


Fig. 2-5 Assembly drawings and photograph of the test section

1: CASD test piece; 2: End seals; 3: Housing; 4: Static load cells; 5: Stinger; 6: Dynamic load cell; 7: Damper oil supply (4 lines); 8: Oil supply for crossing holes; 9: Housing accelerometers; 10: Inner shaft accelerometers; 11: Proximity probes.

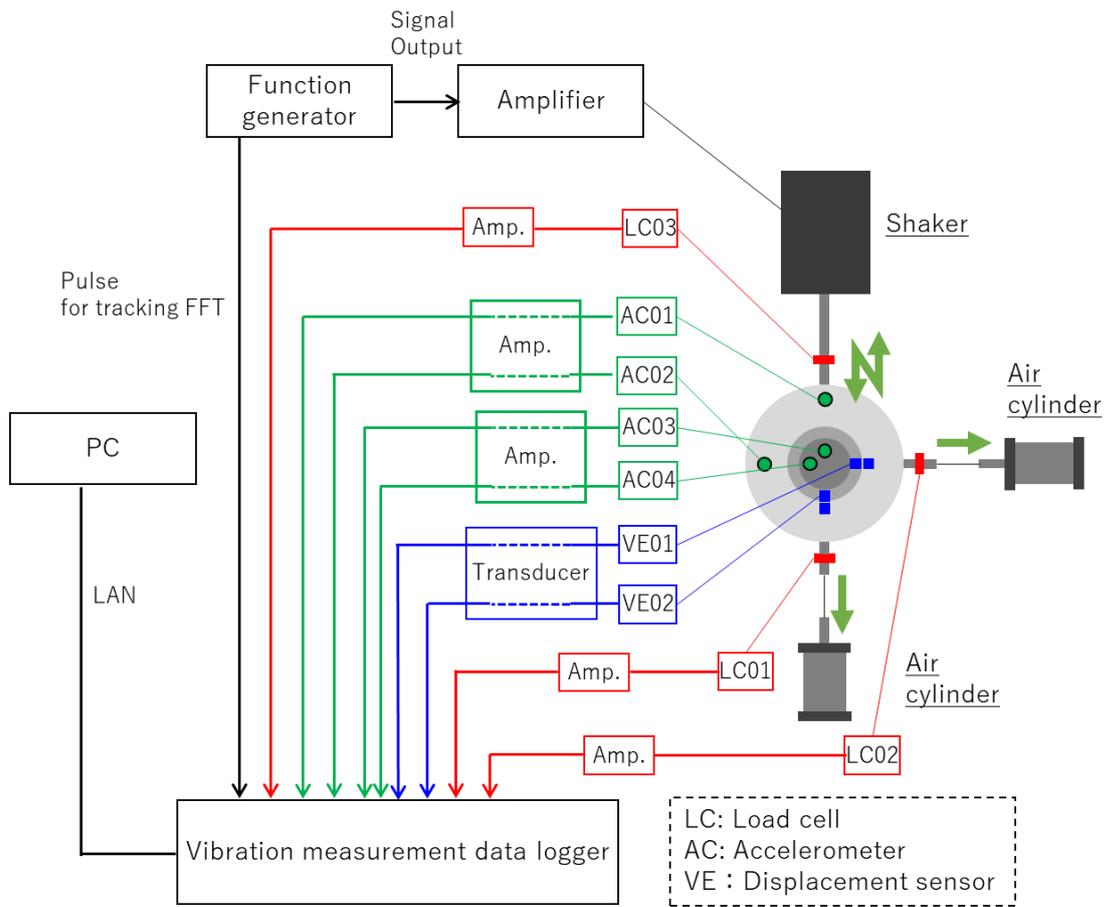


Fig. 2-6 Measurement system for force and vibration in excitation test

Table 2-2 Hardware list for excitation test

Use	Hardware	Manufacturer / Type number	Qty.
Excitation	Shaker	Asahi / C-5015	1
	Shaker	Asahi / APD-602	1
	Function generator	NF corporation / NF-1974	1
Measurement	Dynamic load cell	PCB / 208C03 & 482A22	1
	Static load cell	Kyowa / LUX-B-5KN-ID Z5 & WGI-400A-00	2
	Accelerometer	RION / PV85 & UV15	4
	Displacement sensor	Shinkawa / VS-020L-2WPF & VCD-020A-24SLC	2
	Vibration measurement data logger	Bently Nevada / ADRE 408 DSPi	1
	Data logger	HIOKI / LR8431	1
	PC	Dell / Latitude E5530	1
Air system	Compressor	Hitachi / PBD 1.5MA	1
	Air control panel	in-house	1
	Air cylinder	SMC / CA2KL80-100	2
Lubricating system	Lubricating unit	Kowa	1
	Heater	Hakko Denki / BAB3220	1
	Oil pressure sensor	Nagano Keiki / GC31	5
	Oil flowmeter	Keyence / FD-Q10C	1
	Oil temperature sensor	Thermocouple (K type)	1

2.2.3 実験条件

本実験は 2.1.1 項の 4 つの仮定が成り立つような範囲で行う。本実験の条件を Table 2-3 に示す。加振振幅が 5~20 μm (0-pk)となるよう、加振機の加振力を調整した。また、加振波形は正弦波とし、40~300 Hz の範囲で一定レート (2 Hz/s) のスイープ加振を行った。加振はアップ (40⇒300 Hz) とダウン (300⇒40 Hz) それぞれに 3 回、計 6 回行い、それぞれの加振データより同定した動特性係数の平均値を求めた。ただし Type-2 では系の共振点回避のため加振範囲は 170~260 Hz とした。加振振幅はラジアルすきまの数%程度であるため、仮定(a)(b)(d)は成立すると考えられる。また、円弧ばね部分の最低次固有振動数は

事前の FEM 固有値解析により約 1,200~1,700 Hz であることが分かっており、実験の加振周波数よりも十分高いため、仮定(c)も成立すると考えられる。静荷重試験では Dry 条件で X 軸および Y 軸方向に最大で 4,000 N の引張荷重を与えた。無荷重~最大荷重まで計 2 回の上げ下ろしを行った。

潤滑油の供給条件は実機械相当とし、VG 46 のタービン油を 45 °C、60(±10) kPaG で供給した。ただし、実験時の供給温度には 41~47 °C の範囲でバラつきが生じた。給油温度のバラつきによって粘度が変化し、減衰係数が変化すると考えられる。そこで、減衰係数は粘度に比例するとし、Walther の式^[105]に基づき次式のように減衰係数の補正を行って、公称温度 (45 °C) での値で評価した。

$$c_F = c_F' \frac{\mu}{\mu'} = \frac{10^{\{10^A/(T+273.15)^B\}} - 0.7}{10^{\{10^A/(T'+273.15)^B\}} - 0.7} \quad (2-18)$$

ここで、 T' は試験時の給油温度、 T は公称給油温度 (45 °C)、 μ および μ' は公称温度および試験温度での潤滑油粘度、 c_F および c_F' は公称温度および試験温度での減衰係数である。 $A = 9.320$ と $B = 3.646$ は使用潤滑油 (VG46) の定数である。

Table 2-3 Test condition for excitation test

Lubricant oil	VG 46 (Turbine oil)
Nominal oil supply temperature T [degC]	45
Oil viscosity at nominal supply temperature μ [Pa-s]	0.0320
Oil density ρ [kg/m ³]	866
Oil supply pressure [kPaG]	60
Excitation frequency [Hz]	40 - 300
Linear sweep rate [Hz/s]	2
Excitation amplitude [μm (0-pk)]	5 - 20
Static tensile load [N]	0 - 4,000

2.2.4 動特性係数の同定方法

以下、本実験における動特性係数の同定方法について述べる。本実験では、小林の行ったケージ型 SFD の実験^[106]を参考に、2 回の一方向加振により動特性係数を同定する。実機械

での振動は真円あるいはだ円であることが多く、本実験とは異なるが、本実験で対象とするような微小振幅の範囲内では CASD 動特性係数の振動軌跡に対する依存性は無いと仮定する¹⁶。

供試体の運動モデルを Fig. 2-7 に示す。実験中、加振時に内環（内側シャフト）部にも若干の振動が見られたため、内環の運動も考慮して運動方程式をたてる。CASD の反力表現式(2-8)に基づき、供試体の可動部分の運動方程式は次式のようになる：

$$[M_F] \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + [C_F] \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} - [M_S] \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \end{Bmatrix} + [K_S + K_F] \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \quad (2-19)$$

ここで x_1, y_1 は外環の変位である。 x, y は外環の内環に対する相対変位であり、内環の変位を x_0, y_0 として次式で表される：

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_1 - x_0 \\ y_1 - y_0 \end{Bmatrix} \quad (2-20)$$

また、 f_x, f_y は外環への作用力である。 $[M_S]$ は供試体外側の可動質量（外環、ハウジング、エンドシールおよび円弧ばねの一部）である。2.1.1 項とは異なり x, y は外環の相対変位であり、また、 f_x, f_y および $[M_S]$ は外環に対して定義されている。

加振力および応答が正弦波であると仮定して、以下のように複素振幅を定義する：

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{x}_1 \\ \bar{y}_1 \end{Bmatrix} e^{j\omega t}, \quad \begin{Bmatrix} x_0 \\ y_0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{x}_0 \\ \bar{y}_0 \end{Bmatrix} e^{j\omega t} \quad (2-21)$$

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{Bmatrix} e^{j\omega t} = \begin{Bmatrix} \bar{x}_1 - \bar{x}_0 \\ \bar{y}_1 - \bar{y}_0 \end{Bmatrix} e^{j\omega t} \quad (2-22)$$

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{f}_x \\ \bar{f}_y \end{Bmatrix} e^{j\omega t} \quad (2-23)$$

本実験では、 x_1, y_1 および x_0, y_0 は、ハウジングおよび内側シャフトに設置した加速度計（AC01,02 および AC03,04）で計測した振幅を $-\omega^2$ で除して求めた。 f_x, f_y は動荷重ロードセル（LC03）で計測した。各振幅は次数トラッキングにより加振周波数成分のみ抽出した値を用いた。構造慣性マトリックス $[M_S]$ および構造剛性マトリックス $[K_S]$ は、各供試体について、Dry 条件（すきま内に潤滑油がない状態）で加振して求めた伝達関数を 2 次関数（式

¹⁶ 従来型 SFD においてはこの仮定は妥当であることが実験的に確認されている^[26]。

(2-16)) でフィッティングして求めた。なお、その際、加振と直角方向の振動は加振方向の 1%以下と小さかったため、連成項 $m_{Sxy}, m_{Syx}, k_{Sxy}, k_{Syx}$ はゼロとした。

X 軸方向加振および Y 軸方向加振における、油膜作用力 (p.6 脚注 2 参照) と応答変位の関係を、油膜伝達関数 (2.1.2 項参照) を用いて次式で表す：

$$\begin{bmatrix} G_{Fxx} & G_{Fxy} \\ G_{Fyx} & G_{Fyy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x}^{(X)} & \bar{x}^{(Y)} \\ \bar{y}^{(X)} & \bar{y}^{(Y)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{F}_x^{(X)} & 0 \\ 0 & \bar{F}_y^{(Y)} \end{bmatrix} \quad (2-24)$$

ここで上添え字(X)および(Y)はそれぞれ X 軸方向加振時および Y 軸方向加振時の値であることを表す。 $\bar{F}_x^{(X)}$ および $\bar{F}_y^{(Y)}$ は油膜作用力の複素振幅で、計測した加振力から構造作用力を差し引いて次式から求める：

$$\bar{F}_x^{(X)} = \bar{f}_x^{(X)} - k_{Sxx}\bar{x}^{(X)} + \omega^2 m_{Sxx}\bar{x}_1^{(X)} \quad (2-25)$$

$$\bar{F}_y^{(Y)} = \bar{f}_y^{(Y)} - k_{Syy}\bar{y}^{(Y)} + \omega^2 m_{Syy}\bar{y}_1^{(Y)} \quad (2-26)$$

油膜の伝達関数は式より次式で求める：

$$\begin{bmatrix} G_{Fxx} & G_{Fxy} \\ G_{Fyx} & G_{Fyy} \end{bmatrix} = \frac{1}{\bar{x}^{(X)}\bar{y}^{(Y)} - \bar{x}^{(Y)}\bar{y}^{(X)}} \begin{bmatrix} \bar{F}_x^{(X)} & 0 \\ 0 & \bar{F}_y^{(Y)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{y}^{(Y)} & -\bar{x}^{(Y)} \\ -\bar{y}^{(X)} & \bar{x}^{(X)} \end{bmatrix} \quad (2-27)$$

本実験では、まず、 N 個の周波数 ω_n ($n = 1, 2, \dots, N$) に対して得られた加振力および応答変位の離散データより、式(2-27)で油膜伝達関数の各成分 $G_{pq}(\omega_n)$ ($p, q = x, y$) を求める。次に、式(2-17)をモデル式として最小二乗フィッティングを行い、次式より油膜の慣性係数 m_{Fpq} 、減衰係数 c_{Fpq} 、および剛性係数 k_{Fpq} を求めた：

$$\begin{bmatrix} -m_{Fpq} \\ k_{Fpp} \end{bmatrix} = \frac{1}{ad - bc} \begin{bmatrix} d & -b \\ -c & a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e \\ f \end{bmatrix}, \quad c_{Fpq} = \frac{g}{a} \quad (p, q = x, y) \quad (2-28)$$

$$a = \sum_{n=1}^N \omega_n^2, \quad b = N, \quad c = \sum_{n=1}^N \omega_n^3, \quad d = \sum_{n=1}^N \omega_n,$$

$$e = \sum_{n=1}^N \text{Re}[G_{Fpq}(\omega_n)], \quad f = \sum_{n=1}^N \omega_n \text{Re}[G_{Fpq}(\omega_n)], \quad (2-29)$$

$$g = \sum_{n=1}^N \omega_n \text{Im}[G_{Fpq}(\omega_n)] \quad (p, q = x, y), (n = 1, 2, \dots, N)$$

なお、4 円弧型の Type-1 および Type3 については、等方性 ($G_{Fxx} = G_{Fyy}, G_{Fxy} = -G_{Fyx}$) を利用して X 軸方向加振のみの結果から動特性係数を求めた。念のため、Type-1 のオープンエンド条件では Y 軸方向についても加振を行い、差±2 %以内で X 軸方向と同じ動特性係数が得られることを確認している。

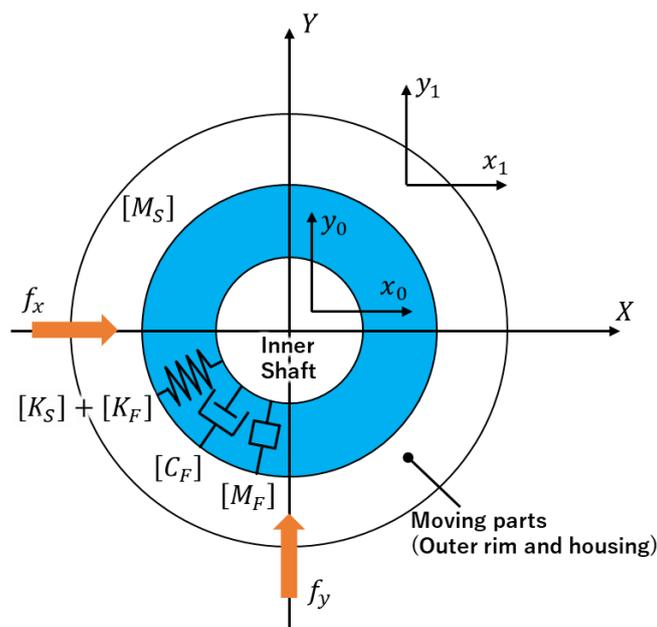


Fig. 2-7 Dynamic system of excitation test

2.2.5 誤差の評価

静荷重試験および動特性係数の同定にあたっては誤差の評価を行った。誤差としては、機器による誤差（計測機器の精度やデータの読み取り解像度）、フィッティング誤差（静荷重試験における直線フィットや、動特性係数の同定における2次曲線フィット）、および試行回数による再現性誤差を評価した。次節で示す実験結果では、以上の3種類の誤差の二乗和平方根を誤差(Uncertainty)として記載している。考慮した各種誤差の大きさを Table 2-4 に示す。フィッティング誤差および再現性誤差の評価にあたっては、それぞれ標準分布およびT分布を仮定し95%の信頼区間を取った。Table 2-4のフィッティング誤差および再現性誤差の「Min.」、「Max.」は複数の試験条件（供試体およびエンドシール条件）において誤差が最も小さかった時の値、大きかった時の値をそれぞれ示している。

Table 2-4 Uncertainty factor

Instrumental errors	Resolution error of proximity probe		± 0.0005 V
	Calibration error of proximity probe gain		± 0.32 %
	Resolution error of accelerometer		± 0.5 m/s ²
	Resolution error of static load cell		± 5 N
	Resolution error of dynamic load cell		± 5 N
	Resolution error of frequency		± 0.5 cpm
Fitting errors	Linear fitting error for static load test *	Structural stiffness	Min. ± 0.08 MN/m Max. ± 1.42 MN/m
	Quadratic fitting error for oil-film FRFs *	Damping coefficients	Min. ± 0.05 kNs/m Max. ± 2.70 kNs/m
		Added-mass coefficients	Min. ± 0.01 kg Max. ± 0.59 kg
Repeatability errors	Dynamic excitation test**	Damping coefficients	Min. ± 0.01 kNs/m Max. ± 6.53 kNs/m
		Added-mass coefficients	Min. ± 0.02 kg Max. ± 2.62 kg

* Normal distribution and 95 % confidence interval ($\pm 1.96 \sigma$) was adopted.

** Student T distribution and 95 % confidence interval ($\pm 1.96 \sigma$) was adopted.

2.3 加振実験の結果と考察

本節では静荷重試験および加振試験の結果を述べ、CASDの動特性に対する形状パラメータの影響について議論する。

2.3.1 構造部分の剛性および可動質量

Fig. 2-8 に静荷重試験における荷重-変位曲線を示す。各供試体とも良好な線形剛性を示している。4円弧型 (Type-1 および Type-3) の剛性係数はほぼ等方となっているのに対し、2円弧型 (Type-2) の剛性係数は $k_{Syy}/k_{Sxx} \approx 5$ の異方性を持っている。この比率は、神吉ら^[92]が中型の2円弧型CASDについて計測したものとほぼ同じである。次に、計測した剛性係数をFEMによる予測結果と比較したものをTable 2-5に示す。若干の差異はあるものの、FEMによりCASDの剛性係数は精度良く予測できている (差異は円弧ばねの厚みや根元部

分における製造誤差の影響と考えられる)。よって、CASD の構造部分の剛性は FEM を用いることで高精度に設計が可能である。

Dry 状態の加振から同定した剛性係数は静荷重試験のものと同様であった。また、オープンエンド条件での可動質量 m_{Sxx} , m_{Syy} は、Type-1 で $m_{Sxx}=m_{Syy}=5.85$ kg, Type-2 で $m_{Sxx}=5.89$ kg, $m_{Syy}=5.94$ kg, Type-3 で $m_{Sxx}=m_{Syy}=5.82$ kg であった。エンドシールド条件ではこれらの値にエンドプレート 2 枚と締結ボルトの重量を加えたもの (2.32 kg) を可動質量とした。

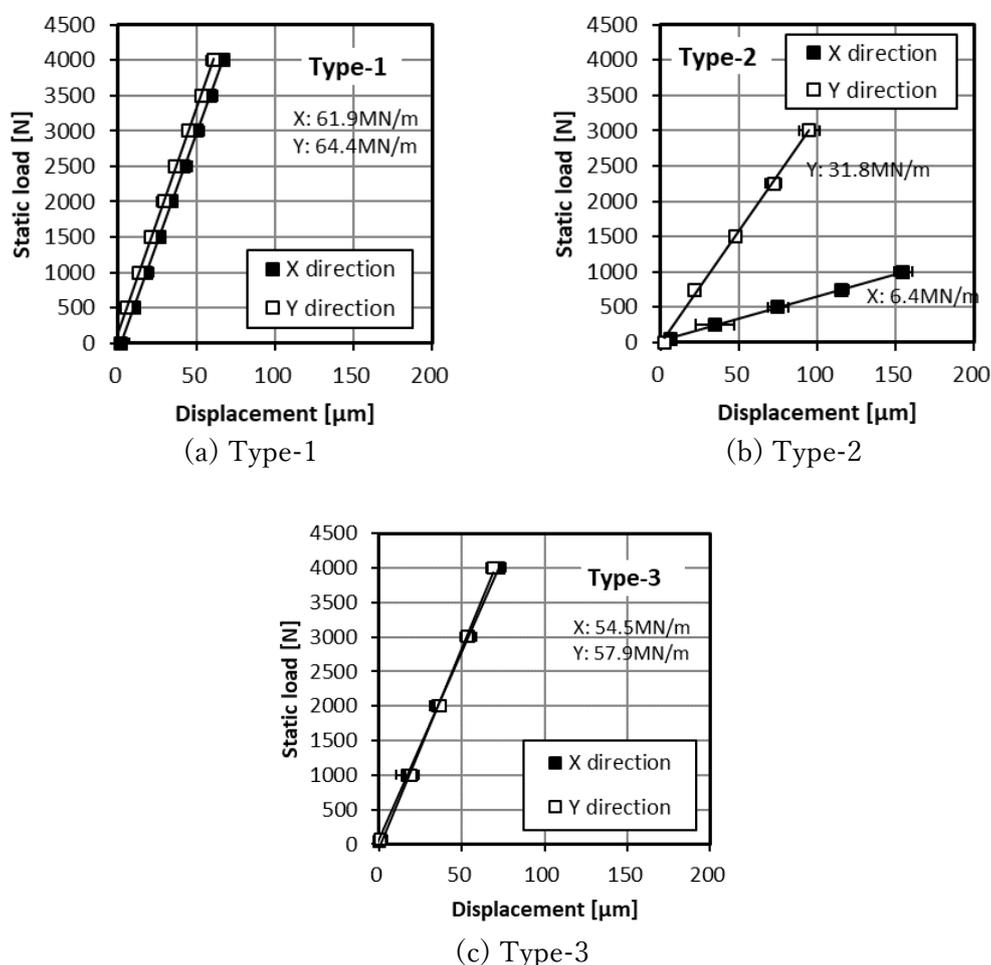


Fig. 2-8 Static load test results

Error bar denotes combined error of instrumental and repeatability errors for displacement measurements.

Table 2-5 Measured and predicted structural stiffness

Test piece	Direction of static load	Direct Stiffness [MN/m]		
		Measured (Uncertainty)	Predicted by FEM (Discrepancy vs Exp.)	
Type-1	X	61.9 (± 7.9)	62.5	+0.9 %
	Y	64.4 (± 8.6)	62.5	-2.9 %
Type-2	X	6.4 (± 0.5)	6.8	+6.3 %
	Y	31.8 (± 3.1)	31.9	+0.5 %
Type-3	X	54.5 (± 9.6)	59.7	+9.6 %
	Y	57.9 (± 6.6)	59.7	+3.2 %

2.3.2 加振力波形および油膜伝達関数

動特性係数の同定結果を議論する前に、その前段階の加振力波形および油膜伝達関数の計測結果を本項にて例示する。

まず、Type-1 で X 軸方向に加振したときの加振力 f_x 、油膜作用力 F_x 、および相対加速度 \ddot{x}, \ddot{y} の時刻歴波形の例を Fig. 2-9 に示す。加振方向の加速度 \ddot{x} はおおよそ正弦波状になっており、加振力と応答の線形関係が成り立っていることが分かる。また、加振と直角方向の加速度 \ddot{y} は小さく、連成項が小さいことを示している。さらに、 \ddot{x} に対する F_x の位相差は約 287 deg の進み、すなわち伝達関数 G_{Fxx} の位相 (x に対する F_x の位相差) は約 107 deg となっており、油膜の主対角減衰 ($\text{Im}[G_{Fxx}] > 0$) 係数および主対角慣性係数 ($\text{Re}[G_{Fxx}] < 0$) の両方が発生していることを示唆している。

つぎに、Type-1 の油膜伝達関数 G_{xx}, G_{xy} の例を Fig. 2-10 に示す。各グラフにはモデル式 (2-17) でフィッティングした結果と、その際の決定係数 (R^2) を記載している。主対角項 G_{xx} (Fig. 2-10(a)(b)) については実虚部とも高い精度でフィッティングできている。周波数に対する虚部の線形的な増加は、本実験の条件では速度振幅がキャビテーションの発生限界^[71]には到達していないことを示している。一方、連成項 G_{xy} については主対角項よりも一桁程度値が小さい。また、そのために計測誤差の影響が大きく、フィッティング精度は比較的低い。Type-2 および Type-3 の油膜伝達関数の例を Fig. 2-11 および Fig. 2-12 に示す (連成項については Type-1 と同様に小さかったため省略している)。両供試体とも、Type-1 と同様、高い精度で主対項のフィッティングができている。

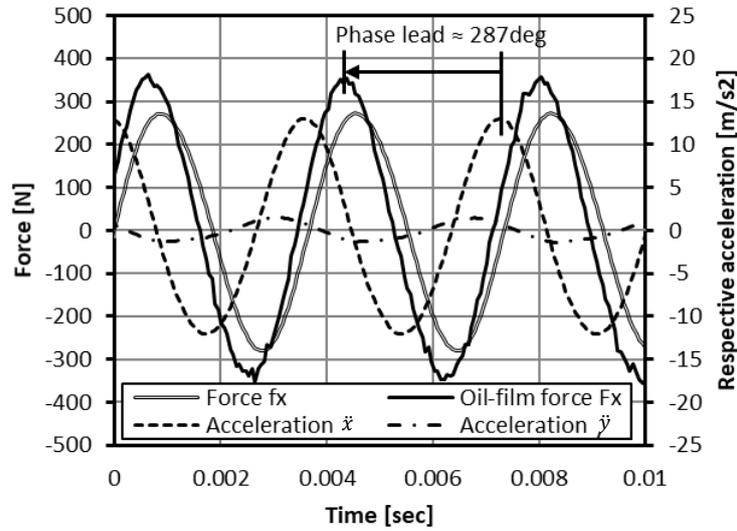
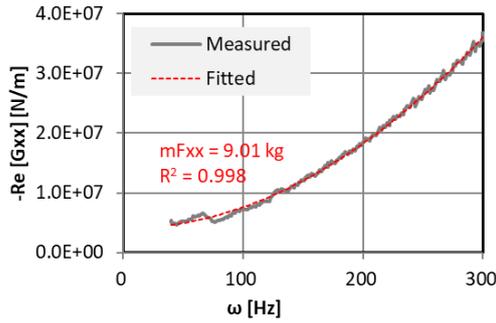
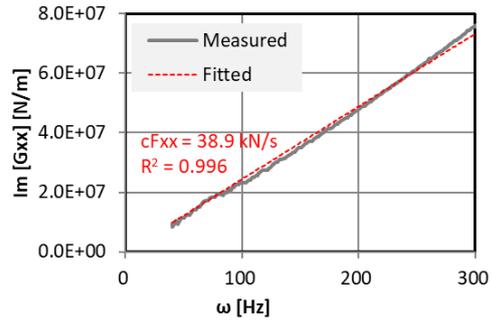


Fig. 2-9 Example of excitation force and response acceleration

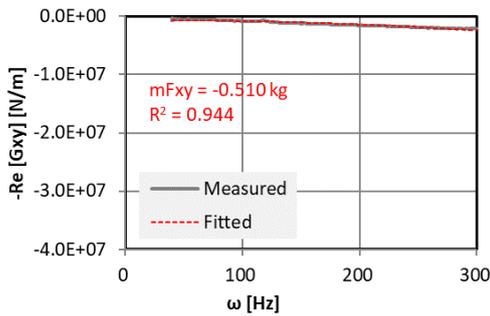
Type-1, End-sealed condition $C_e=0.193$ mm, Excited in X direction at 272 Hz



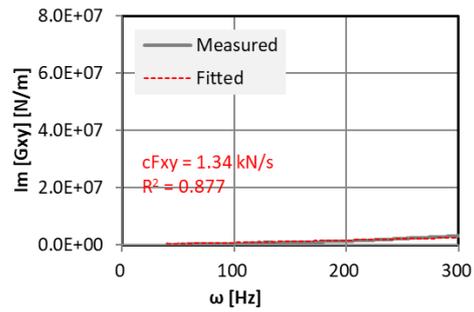
(a) Real part of direct portion



(b) Imaginary part of direct portion



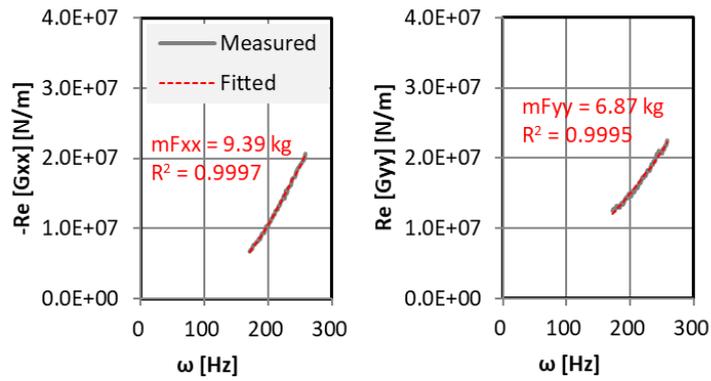
(c) Real part of cross-coupled portion



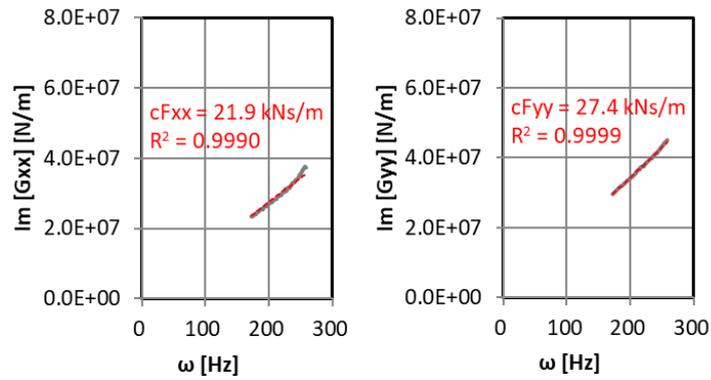
(d) Imaginary part of cross-coupled portion

Fig. 2-10 Example of fluidic transfer function (Type-1)

End-sealed condition $C_e=0.193$ mm



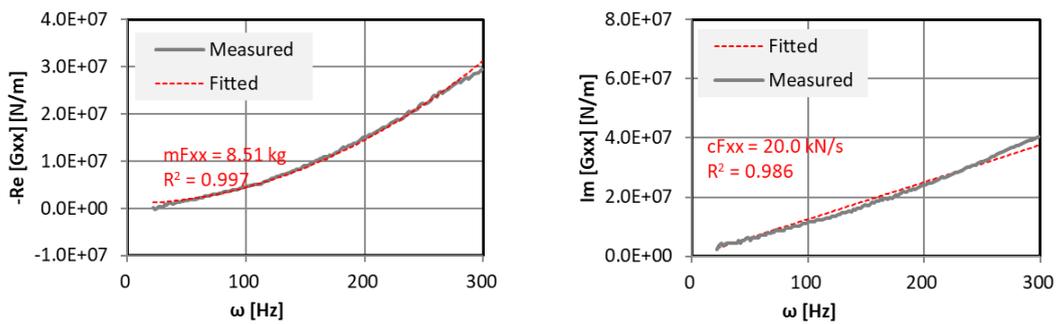
(a) Real part of direct portion



(b) Imaginary part of direct portion

Fig. 2-11 Example of fluidic transfer function (Type-2)

End-sealed condition $C_e=0.193$ mm



(a) Real part of direct portion

(b) Imaginary part of direct portion

Fig. 2-12 Example of fluidic transfer function (Type-3)

End-sealed condition $C_e=0.193$ mm

2.3.3 オープンエンド条件での動特性係数 (Type-1 および Type-2)

オープンエンド条件で同定した Type-1 および Type-2 の動特性係数を Fig. 2-13 に示す。Type-1 については等方性のため c_{Fyy} , c_{Fyy} , m_{Fyy} , m_{Fyx} は記載していない。図より、4 円弧型 (Type-1) は 2 円弧型 (Type-2) のおおよそ倍程度の主対角減衰係数および主対角慣性係数を持つことが分かる。2 円弧型では、主対角減衰係数については Y 方向が大きい ($c_{Fxx} < c_{Fyy}$)。一方で、主対角慣性係数については X 方向の方が大きい ($m_{Fxx} > m_{Fyy}$)。2 円弧型では、X 方向に振動する場合と Y 方向に振動する場合で、内環の振幅が同じであってもラジアルすきまの変化量が異なるため、減衰係数および慣性係数にこのような異方性が生じると考えられる。連成減衰係数 c_{Fxy} , c_{Fyx} については、Type-1, 2 とも主対角項よりもかなり小さく、実用上無視してよいレベルである¹⁷。ただし、従来型 SFD では静的偏心があり、また、速度振幅が大きい場合に連成項が大きくなることを考えると、CASD についても同様の条件で連成項が無視できなくなる可能性はある。

Fig. 2-13 には、比較のため、本実験の供試体と同じダンパ直径 D 、ダンパ幅 L 、およびラジアルすきま C を持つ従来型 SFD の主対角慣性係数および主対角減衰係数の理論値を記載している。理論値は、以下の OSA モデルと SBA に基づく解析的近似式^[19]に基づき、 π フィルム条件 (図中黒点線) および 2π フィルム条件 (図中黒実線) の 2 パターンで計算した。なお、給油オリフィスの影響は無視している。

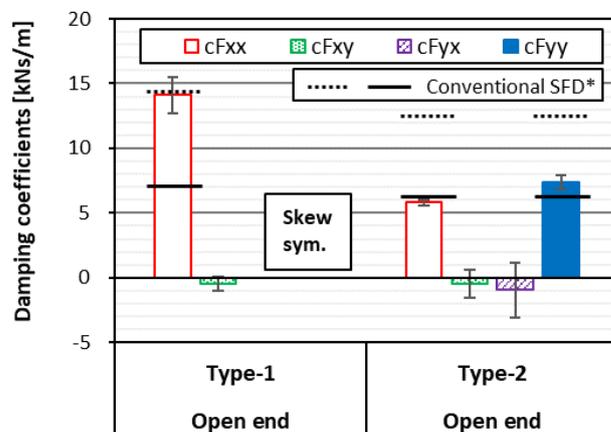
$$c_{Fxx} = c_{Fyy} = \begin{cases} \frac{\pi\mu D}{4} \left(\frac{L}{C}\right)^3 \cdots \pi \text{ film} \\ \frac{\pi\mu D}{2} \left(\frac{L}{C}\right)^3 \cdots 2\pi \text{ film} \end{cases} \quad (2-30)$$

$$m_{Fxx} = m_{Fyy} = \begin{cases} \frac{\pi\rho D L^3}{48 C} \cdots \pi \text{ film} \\ \frac{\pi\rho D L^3}{24 C} \cdots 2\pi \text{ film} \end{cases} \quad (2-31)$$

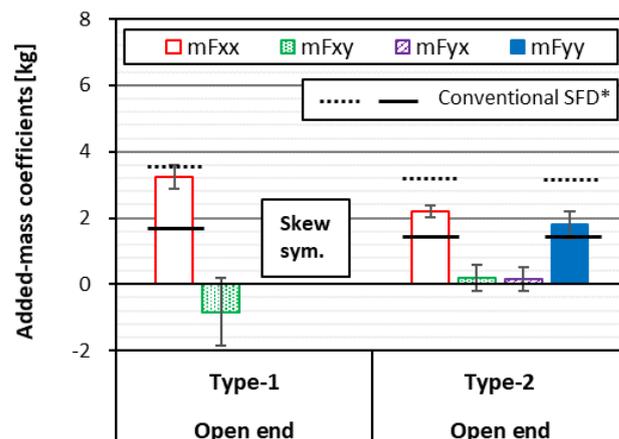
これらの式との比較により、オープンエンド条件の CASD が、同程度の外形寸法とラジア

¹⁷ c_{Fxy} は -0.44 Ns/m (Type-1) と -0.48 Ns/m (Type-2) であった。これによる見かけ上の動的剛性 $c_{Fxy}\omega$ (1.2.2 項参照) は、加振周波数 $\omega/2\pi=300$ [Hz] の場合で、それぞれ -8.24×10^2 N/m と -9.12×10^2 N/m となり、円弧ばねの剛性 (Table 2-5) に比べて著しく小さい。

ルすきまを持つ従来型 SFD に比べて遜色ない減衰係数を発生できることが分かる。



(a) Damping coefficients



(b) Added-mass coefficients

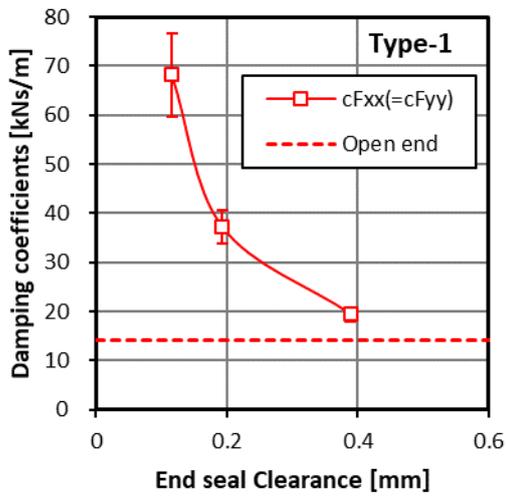
Fig. 2-13 Dynamic coefficients in open-end configuration

* The coefficients of conventional SFDs are calculated by short-bearing assumption
(Dotted line: 2π -film, Solid line: π -film)

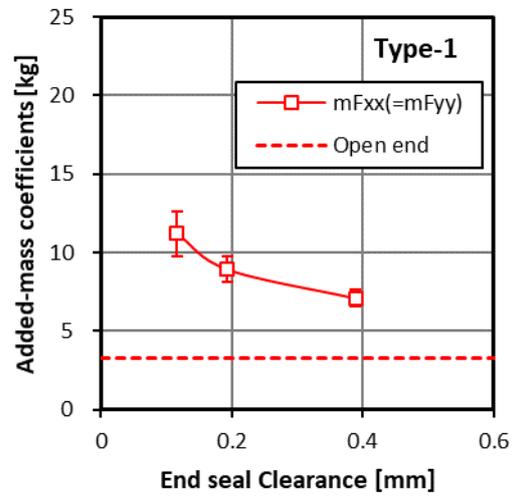
2.3.4 エンドシールド条件での動特性係数 (Type-1 および Type-2)

Fig. 2-14 にエンドシールド条件での Type-1 および Type-2 の動特性係数の同定結果（主対角項，エンドシールドすきまの影響）を示す。両供試体とも，オープンエンド条件に比べて大きな減衰係数を発生しており，またその値はエンドシールドすきまを小さくすることで著しく増大させることができている。一方，慣性係数についてもオープンエンド条件より大きな

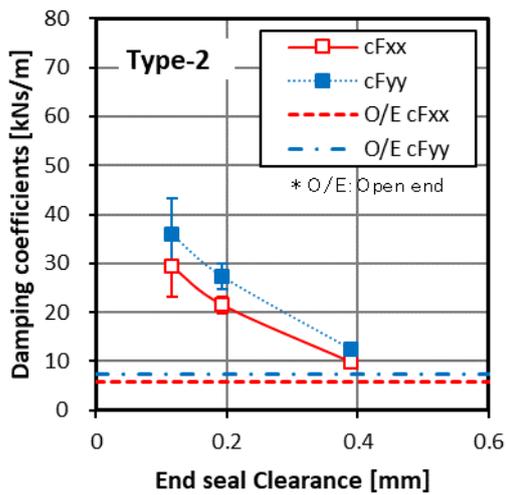
値が発生しており、その値はエンドシールすきまが小さくなるほど増大している。Type-1の最も小さなエンドシールすきま ($C_e = 0.116$ mm) では慣性係数の値は 11.2 kg であり、それによる動剛性の低下 ($-m_{Fxx}\omega^2$) は 300 Hz において -39.8 MN/m、すなわち円弧ばねによる構造剛性 (Table 2-5) を半分以下に低下させる効果を持つ。よって、特にエンドシールド条件において、CASD の油膜が発生する付加質量効果は無視できず、ロータダイナミクス設計において考慮される必要があると言える。なお、連成項は主対角項よりも一桁以上小さい値であり、また、エンドシールすきまに対して有意な傾向が認められなかったため省略する。



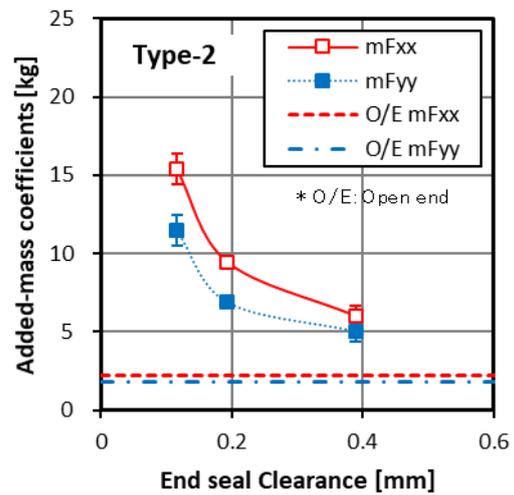
(a) Type-1, Direct damping coefficients



(b) Type-1, Direct added-mass coefficients



(c) Type-2, Direct damping coefficients



(d) Type-2, Direct added-mass coefficients

Fig. 2-14 Dynamic coefficients in end-sealed configuration: Type-1 and Type-2

O/E: values in open-end configuration

2.3.5 ダッシュポット型の動特性係数 (Type-3) および簡易式による減衰係数予測

Fig. 2-15 にダッシュポット型 (Type-3) の動特性係数の同定結果 (主対角項, エンドシールすきまの影響) を示す. なお, 連成項は主対角項よりも一桁以上小さい値であり, また, エンドシールすきまに対して有意な傾向が認められなかったため省略する. Type-1 および Type-2 と同様, Type-3 でもエンドシールすきまが小さいほど減衰係数および慣性係数が増大する. 減衰係数については, エンドシールがもっとも小さい条件 ($C_e = 0.116$ mm) で,

Type-1 と同等の値を発生できている。一方、慣性係数については、いずれのエンドシールすきまにおいても Type-1 を上回っている。これは、従来の SFD (1.3.2 項参照) と同様に、ラジアルすきまが大きいほど流体慣性の影響が強くなるためと考えられる。ここで、SFD における付加質量効果の指標として、慣性力比(Added-mass force ratio) $(m_{Fxx}\omega)/c_{Fxx}$ を導入する。1.2.2 項で述べたとおり、ロータダイナミクス設計上は、減衰係数は大きく付加質量効果は小さい方が望ましい。すなわち、慣性力比は小さい方が望ましい。Type-1 および Type-3 に対し、加振周波数 300 Hz で慣性力比を計算すると Fig. 2-16 のようになる。この結果より、CASD の付加質量効果はダッシュポット型においてより顕著に表れることが分かる。

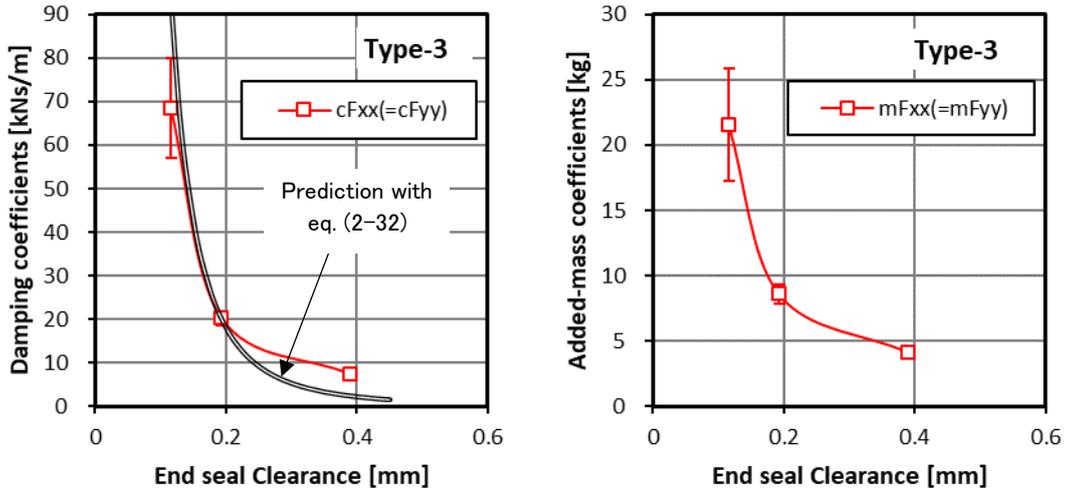
次に、ダッシュポット型 CASD の減衰係数を簡易的に計算することを考える。Fig. 2-15(a) には、矩形型絞りを持つピストン-ダッシュポット減衰器の減衰係数算出式^[107]：

$$c_{pd} = \frac{12\mu l}{bh^3} A_p^2 \quad (2-32)$$

に基づき、減衰係数を概算した結果を黒二重線で示している。ここで A_p はピストンの断面積で、 b , h , l はそれぞれ絞りの幅、高さ、長さである。CASD に上式を適用するに当たって、以下のアナロジーを用いた (説明図を Fig. 2-17 に示す)。

$$\left\{ \begin{array}{l} A_p = (D + t_a)L : \text{ダンパの投影面積} \\ b = \pi D_i : \text{エンドシール内周長の半分} \\ h = C_e : \text{エンドシールすきま} \\ l = \frac{D+t_a-D_i}{2} : \text{外側ラジアルすきま～エンドシール内径までの距離} \end{array} \right. \quad (2-33)$$

これらの関係にはそれほど明確な物理的根拠があるわけではないが、Fig. 2-15(a)の通り、減衰係数とエンドシールすきまに対する傾向をある程度捉えることはできている。上記簡易式により、初期設計段階においてはダッシュポット型 CASD の減衰係数を大まかに予測することが可能となる (数値シミュレーションによるより正確な動特性予測については第 3 章で取り組む)。



(a) Direct damping coefficients (b) Direct added-mass coefficients

Fig. 2-15 Dynamic coefficients in dashpot-type CASD: Type-3

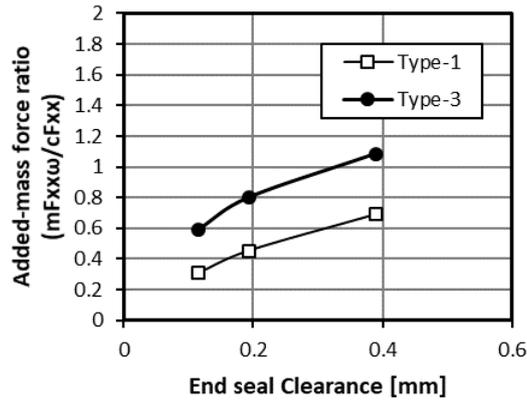


Fig. 2-16 Added-mass force ratio: Type-1 and Type-3

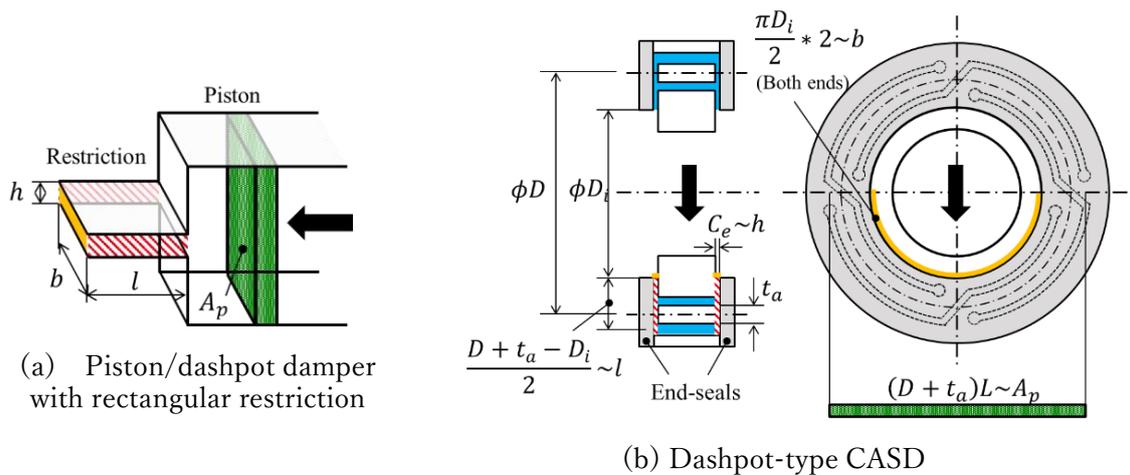


Fig. 2-17 An analogy between Piston/dashpot damper and dashpot-type CASD

2.4 本章のまとめ

本章では、CASDの動特性とそれに対する形状パラメータの影響の解明を行った。

まず、油膜と円弧ばねが複雑に入り組んだ構造を持つCASDにおいて、従来SFDと同様に油膜の動特性係数（ $[M_F]$, $[C_F]$, $[K_F]$ ）と構造の動特性係数（ $[M_S]$, $[K_S]$ ）の足し合わせで反力を表現することの妥当性を検討した。その結果、小振幅・低周波の振動で成り立つ4つの仮定の下であれば、このような油膜・構造分離表現が可能であることを示した。なお、ここで行った考察は、CASDに限らず、同じく複雑構造を持つ（つまり、油膜と弾性要素が単純な並列配置となっていない）すべてのSFDに対して適用可能である。

次に、小振幅・低周波かつ静的偏心なし¹⁸での加振実験を行い、CASDの反力を上記の動特性係数で正確に表現できることを実験的に示した。また、CASDが実用上無視できない慣性係数（付加質量効果）を発生すること、減衰係数および慣性係数の連成項は小さいことを初めて明らかにした。実験では、さらに形状パラメータ（円弧数、ラジアルすきま、エンドシールすきま）が油膜の慣性係数および減衰係数に与える影響をしらべ、以下の新たな知見を得た：

- 4円弧型は2円弧型の2倍程度の減衰係数を発生できる。

¹⁸ 比較的軽量な多段遠心圧縮機であれば、これらの条件は十分満たされる。

- エンドシールすきまが小さいほど減衰係数および慣性係数が著しく増大する.
- ラジアルすきまの極端に大きなダッシュポット型でも十分な減衰係数を発生できるが、慣性係数はより大きくなる.

また、ダッシュポット型の減衰係数を大まかに予測できる簡易式を構築した.

第3章 動特性予測と油膜力の考察

3.1 流体構造連成解析に基づく CASD の非線形数値シミュレーション

本節では、CASD の動特性予測および内部現象の把握のために構築した数値シミュレーション手法について述べる。

3.1.1 シミュレーションの概要

1.5.2 項で述べたように、CASD では円弧ばねの変形と油膜圧力が相互に影響を及ぼすため、その解析では 2-way の FSI を考慮する必要がある。特殊な場合として、小振幅・低周波数のため円弧ばね変形への油膜力の影響が無視できる（つまり 2.1.1 項の仮定(d)が成立する）条件では、構造⇒流体の片方向 (1-way) の FSI を考慮できればよい。しかしながら、航空エンジンなどで発生する大振幅・高周波数の振動に対してはこの仮定は成立しないと考えられるため、本研究では、これらの条件にも対応できる 2-way FSI に基づいたシミュレーション手法を構築する。また、大振幅・高周波数のために 2.1.1 項の仮定(a)(b)(c)が崩れる場合にも対応できる、すなわち、構造の非線形性、流体の非線形性、および円弧ばねの高次変形を考慮できるような手法とする。

本研究では、CASD の構造部分は 3 次元のソリッド要素を用いた FEM で解析する。油膜部分については 3 次元の構造格子でモデリングし、CFD による油膜解析 (1.3.3 参照) を適用する。これらを双方向に連成させ、非定常過渡シミュレーション（以下、本数値シミュレーションと呼ぶ）を行う。3 次元の FEM および CFD を用いる理由は以下の通りである：

- ① 形状の単純化が不要で、複雑形状を持つ CASD の構造部分および油膜部分の正確な解析が可能である。
- ② 流体慣性やキャビテーションの影響を考慮し、油膜の減衰効果や付加質量効果を精度よく計算することが可能である。
- ③ 詳細な構造変形状や油膜流れを計算・可視化することができるため、内部現象の把握が容易である。
- ④ 大振幅・高周波数の場合に問題となる流体・構造の非線形性や円弧ばねの高次変形につ

いても、特別な変更なく考慮可能である。

3.1.2 流体構造連成手法

本数値シミュレーションにおける FSI 解析のフローを Fig. 3-1 に示す。一般に、連成解析は、複数の場を別々に解く分離型解法(partitioned method)と、複数の場を一つのマトリックスで同時に解く一体型解法(monolithic method)に大別される¹⁹。本数値シミュレーションでは、分離型解析のうち分離反復型解法(partitioned iterative method)と呼ばれる手法^[108]を採用する。この手法では、ある時間ステップにおいて各物理現象を順番に反復計算し(これを sub-iteration と呼ぶ)、それぞれの場の間で交換される物理量が一定値に収束した時点で次の時間ステップに進む。分離反復型解法は、並列計算に適している、大規模問題に対応できる、それぞれの物理現象に対する既存のソフトウェア資産を活用できるなどの分離型解法の利点を持ちつつ、一体型解法と同程度の精度が得られるとされている^[109]。

本数値シミュレーションでは、CASD の構造部分と油膜部分それぞれに対し、交互に反復計算を行う。構造解析では、CASD の内環を変位加振したときの円弧ばね表面の変位量分布(境界変位)を計算し、油膜解析に渡す。油膜解析では、受け取った境界変位に基づきメッシュ変形法(mesh deformation method)を用いて油膜流れの計算を行い、その結果得られた円弧ばね表面の油膜圧力を構造解析に渡す。構造解析では油膜解析から受け取った圧力を考慮して再度変位の計算を行う。受け渡しされる物理量(変位と油膜圧力)が収束するまでこれを繰り返し、次の時間ステップに移行する。なお、円弧ばね表面において、構造解析と油膜解析の格子は 1:1 対応ではなく、マッピングにより物理量を補間している。分離型解法による FSI 解析では、構造部分の計算において、流体の粘性効果・付加質量効果が正確に評価されないため構造側の変形が過大に評価され、数値的安定性が低下することが知られている^[110]。本数値シミュレーションでは、これによる sub-iteration 発散の対策として、変位および圧力の受け渡しに緩和係数を導入している。

本研究では、以上に述べた FSI 解析を行うため、商用のマルチフィジックスソフトウェア ANSYS^[111]を使用した。構造部分は ANSYS Mechanical^[112]、油膜部分は ANSYS CFX^[113]で

¹⁹ それぞれ弱連成法、強連成法と呼ばれる場合もある。

計算した。前者は汎用の構造 FEM ツールで、後者は有限体積法と圧力ベース連成ソルバーに基づく CFD ツールである。上述の分離反復型解法は、同ソフトウェアの System Coupling^[114]と呼ばれる機能を用いて実装した。

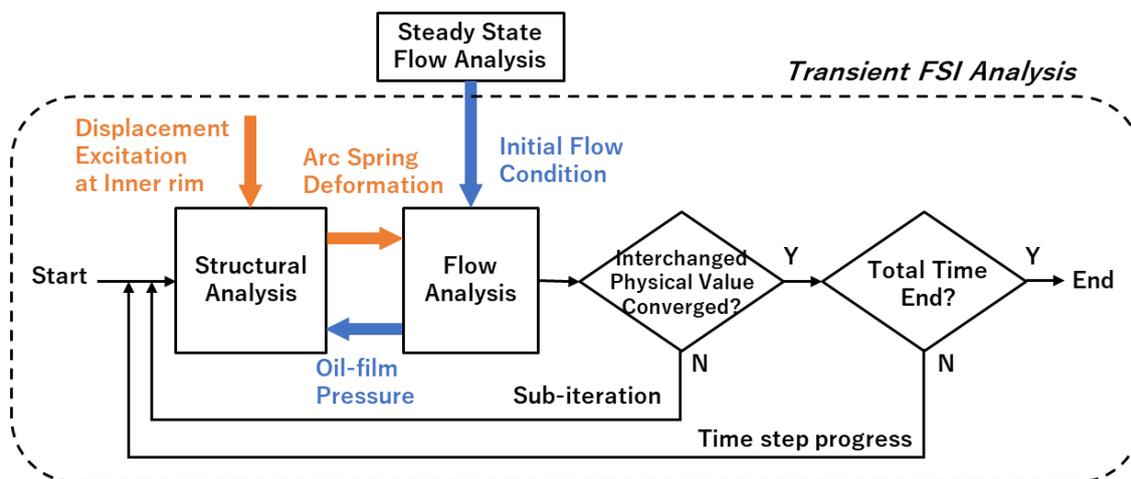


Fig. 3-1 Workflow of present numerical simulation

3.1.3 キャビテーションのモデル化

1.3.3 項で述べたように、SFD の CFD 解析を行う既存研究では、Gumbel 条件に圧力積分、あるいは、均質流体モデルによる二相流解析のどちらかを用いてキャビテーションのモデル化を行っている。前者は簡便だが精度が低い。特に CASD に適用する場合、油膜の質量保存が成り立たないため、エンドシールでの油の流出入およびそれによる減衰効果・付加質量効果を正しく予測できないと考えられる。一方、後者は、精度は高いものの計算負荷が大きく、構造が複雑で格子数が大きくなってしまいがちな CASD には適さない。そこで、本数値シミュレーションでは、低い計算負荷で比較的高精度にキャビテーションをモデル化するために、Diaz & SanAndres^[79]が Reynolds 方程式と組み合わせて用いた準静的均質モデル（1.3.2 項参照）を CFD に組み込む。

準静的均質モデルでは、流体（液体成分と微小な気泡の均質な混合体）の密度 ρ および粘度 μ を以下のように表す：

$$\rho = (1 - \alpha)\rho_L \quad (3-1)$$

$$\mu = (1 - \alpha)\mu_L \quad (3-2)$$

$$\alpha = \frac{\alpha_0 \eta}{1 - \alpha_0 + \alpha_0 \eta}, \quad \eta = \frac{p_0 - p_V}{p - p_V} \quad (3-3)$$

ここで、変数 p は流れ場の圧力であり、変数 α は気体成分の体積分率(Gas Volume Fraction: GVF)である。 ρ_L および μ_L は液体成分の密度および粘度、 p_V は液体成分の飽和蒸気圧であり物性条件として与える。 p_0 および α_0 は基準状態の圧力およびGVFであり、これも入力パラメータとして与える必要がある。式(3-1)~(3-3)により、流体の密度 ρ および粘度 μ は場の圧力 p の関数となる。本数値シミュレーションでは油膜部分のCFD計算に圧力ベース連成ソルバー^[113]を用いているため、内部収束計算の各ステップにおいて密度および粘度を更新することで式(3-1)~(3-3)を考慮した計算が可能となる。上記の関係式はANSYS CFXの専用言語(CFX expression language)を用いて実装した。

本モデルでは、液体(潤滑油)中に均質に分布した気泡の圧力 p_B が流れ場の圧力 p と常に等しいと仮定する。気泡内のガスの成分は潤滑油の蒸気と空気などのNCGであり、その圧力 p_B はNCGの分圧 p_{NCG} と p_V の和である。 p が変化することで p_{NCG} と p_V の比(=NCGと蒸気の質量比)が変化、すなわち、液体から蒸気への質量移動が生じる。よって、本モデルでは、蒸気性キャビテーションおよび凝キャビテーション(1.3.2項参照)が考慮されることとなる。一方、気体性キャビテーション(溶解ガスの放出)およびエア流入は考慮されない。

3.1.4 微小振動に対する動特性係数の同定

本数値シミュレーションにより、微小振動に対する動特性係数を同定する方法を述べる。第2章の加振実験と同様に、一方向加振によりCASDの伝達関数 $[G]$ を求める。X軸方向加振、Y軸方向加振それぞれにおいて、内環に与えられる変位は次式で表される：

$$x = \sum_{k=1}^n (a_{xk} \cos \omega_k t + b_{xk} \sin \omega_k t) \quad (3-4)$$

$$y = \sum_{k=1}^n (a_{yk} \cos \omega_k t + b_{yk} \sin \omega_k t) \quad (3-5)$$

$$\omega_k = k\omega_1 \quad (3-6)$$

ここで、 n は加振周波数成分の総数（任意の正整数）、 $k(= 1, 2, \dots, n)$ は加振次数、 ω_1 は基本角周波数である。本論文では、 $n = 1$ の場合を一方向単一周波数(Uni-Directional Single Frequency: UDSF)加振と呼び、 $n > 1$ の場合を一方向複数周波数(Uni-Directional Multi-Frequency: UDMF)加振と呼ぶ。UDMF加振は、複数の周波数に対する反力を一度のシミュレーションで求めることができるため、本論文では主に動特性係数の算出に用いる。一方、UDSF加振は、加振変位と CASD 内部の現象（油膜圧力等）の位相関係を把握しやすいため、本論文では主に油膜反力に対する考察のために用いる。

伝達関数 $[G]$ の各成分は、加振の結果得られる反力の時系列データから、次式により得られる：

$$\text{X 軸方向加振の結果より} \quad G_{xx}(\omega_k) = \frac{\overline{f_{xk}}}{\overline{x_k}}, \quad G_{xy}(\omega_k) = \frac{\overline{f_{yk}}}{\overline{x_k}} \quad (3-7)$$

$$\text{Y 軸方向加振の結果より} \quad G_{yy}(\omega_k) = \frac{\overline{f_{yk}}}{\overline{y_k}}, \quad G_{yx}(\omega_k) = \frac{\overline{f_{xk}}}{\overline{y_k}} \quad (3-8)$$

ここで、 $\overline{x_k} = (a_{xk} - ib_{xk})/2$ および $\overline{y_k} = (a_{yk} - ib_{yk})/2$ は各加振次数の加振変位の複素振幅である。 $\overline{f_{xk}}$ および $\overline{f_{yk}}$ は各加振次数に対する CASD 作用力の複素振幅であり、数値シミュレーションの結果得られた反力波形の離散フーリエ変換より求まる。次に、伝達関数 $[G]$ から、構造部分単体の周波数応答解析より求めた構造伝達関数 $[G_S]$ を差し引き、油膜伝達関数 $[G_F]$ が求まる。最後に、油膜部分の動特性係数 $[M_F]$ 、 $[C_F]$ 、 $[K_F]$ が $[G_F]$ の最小二乗フィッティング (2.2.4 項参照) から求まる。

3.2 実験との比較

構築した数値シミュレーション手法の妥当性検証のため、第 2 章の加振実験を対象にした解析を行った。本節ではその解析条件および結果を述べる。

3.2.1 FSI 解析条件

比較対象は、加振実験の Type-1 供試体（4 円弧型・ラジアルすきま小，2.2.1 項参照）とした。同供試体について実物と同じ幾何寸法でモデルを作成し、オープンエンド条件およびエンドシールド条件（エンドシールドすきま 3 種類）で解析を行った。なお、ラジアルすきま及びエンドシールドすきまは実測値（Table 2-1）を用いた。加振実験と同じく X-Y 等方性を仮定し、加振方向は X 軸方向のみとした。また、軸方向の対称性に基づき半領域で計算を行った。

本解析の条件を Table 3-1 に示す：

- ① 潤滑油（液体成分）の粘度は公称給油温度（45 °C）における値を用いた。ダンパ給油穴およびクロス穴における供給圧力は実験と同じ（70 kPaG）とし、出口の圧力条件は大気圧（101.3 kPaA）とした。
- ② 実験の給油中の GVF は不明のため 20，キャビテーションモデルにおける基準 GVF α_0 は 0（純液体）から 0.02 の範囲で振って解析を行った。基準圧力 p_0 は大気圧とした。
- ③ 加振はラジアルすきまに比べて十分小さい振幅で行い、実験と同じ周波数範囲（～300 Hz）で UDSF 加振および UDMF 加振計算を行った。計算初期の発散を防止するため、加振変位には一次遅れ係数（ $1 - \exp(-t/\tau)$ ）をかけ、その時定数 τ は 1 基本周期（ $T_1 = 2\pi/\omega_1$ ）の 1/10 とした。
- ④ 時間刻みおよび総計算周期については事前に予備解析（3.2.3 項で後述）を行い適当な値に設定した。動特性の評価は計算の最終周期の波形を用いて行った。
- ⑤ 構造部分のモデルおよび境界条件を Fig. 3-2 に示す：
- ⑥ 対象供試体から、円弧ばねの変形に関わる最小限の部分を切り出してモデル化した。外環上の X, Y 方向自由度を拘束した状態で、内環上の節点に強制変位で加振を与えた。
- ⑦ ラジアルすきまの両側に FSI 境界面を設定し、流体側からの圧力をかけた。軸方向の対称境界面は摩擦無し壁（Z 方向のみ拘束）とした。
- ⑧ 計算では幾何学的非線形性を考慮し、また、連立方程式の解法は直接法を用いた。

²⁰ 実験では供給油量（0.4～2.4[L/min]）に比べて十分大きい容量（200[L]）の潤滑油タンクを用いていたため、給油に含まれる気泡成分はかなり小さいと推測される。なお、実験では、オープンエンド条件・エンドシールド条件ともに、出口からのエア流入は観測されなかった。

- ⑨ 構造部分のメッシュ (Fig. 3-3) は 4 面体二次要素で作成した。総要素数は 111,403 である。

油膜部分のモデルおよび境界条件を Fig. 3-4 に示す：

- ⑩ 給油オリフィス入口およびクロス穴入口に給油圧力，エンドシール出口（オープンエンドの場合はラジアルすきま端面）に周囲圧力を与えた（図中赤色）。なお，圧力は静圧指定の開放条件で与えた。
- ⑪ ラジアルすきま両側を FSI 境界面とし，構造側からの変位をメッシュ変形の境界条件として与えた（図中白色）。なお，メッシュ変形は給油オリフィス入口，クロス穴の入口と突き当たり，およびエンドシール流路の内外径において拘束した。
- ⑫ 壁面はすべてすべり無し壁とした。対称面には対称境界条件を指定した（図中黄緑色）。
- ⑬ 流体モデルは層流・等温・非圧縮とした。
- ⑭ 移流項計算スキームは High resolution（二次精度風上差分）とし，時間進行スキームは Second order backward Euler を用いた。
- ⑮ 流体部分のメッシュ図を Fig. 3-5 に示す。格子は六面体の構造格子で作成した。格子密度は既存の SFD の CFD 解析[82][84][88]を参考に決め，ラジアルすきまおよびエンドシールすきまを膜厚方向に 10 等分割している。総格子数はエンドシール条件により異なり 656,128～ 1,364,888 である。
- ⑯ 流体部分の初期条件として，定常状態（加振無し）での解析結果を用いた。

Table 3-1 Condition for validation analysis

Oil viscosity μ_L [Pa-s]		0.0320
Oil density ρ_L [kg/m ³]		866
Oil supply pressure [kPaG]		70
Ambient pressure [kPaA]		101.3
Reference pressure p_0 [kPaA]		101.3
Oil vapor pressure p_V [kPaA]		0.08
GVF at reference pressure α_0		0 (pure liquid) / 0.005 / 0.01 / 0.02
UDSF excitation	a_k [μm]	0
	b_k [μm]	5
	n	1
	$\omega_1/2\pi$ [Hz]	100 / 200 / 300
UDMF excitation	a_k [μm]	0
	b_k [μm]	1
	n	6
	$\omega_1/2\pi$ [Hz]	50
Time step [s]		UDSF exc. $T_1/100$ UDMF exc. $T_1/300$
Total calculation time		$2T_1$
Time constant for excitation τ [s]		$T_1/10$

$T_1 = 2\pi/\omega_1$: Fundamental period

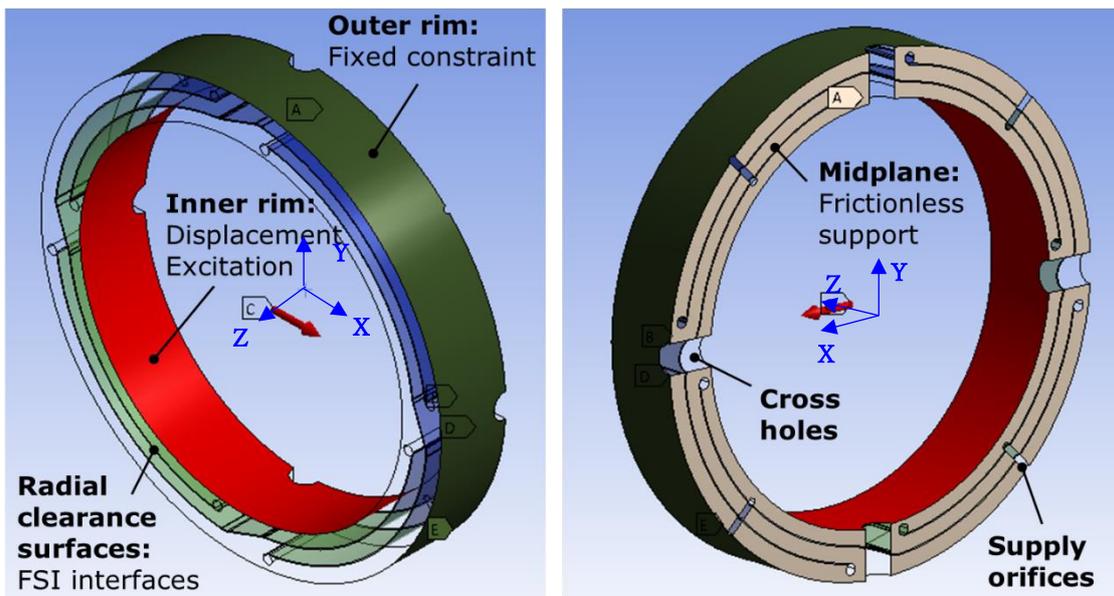


Fig. 3-2 Model and boundary condition of structural part

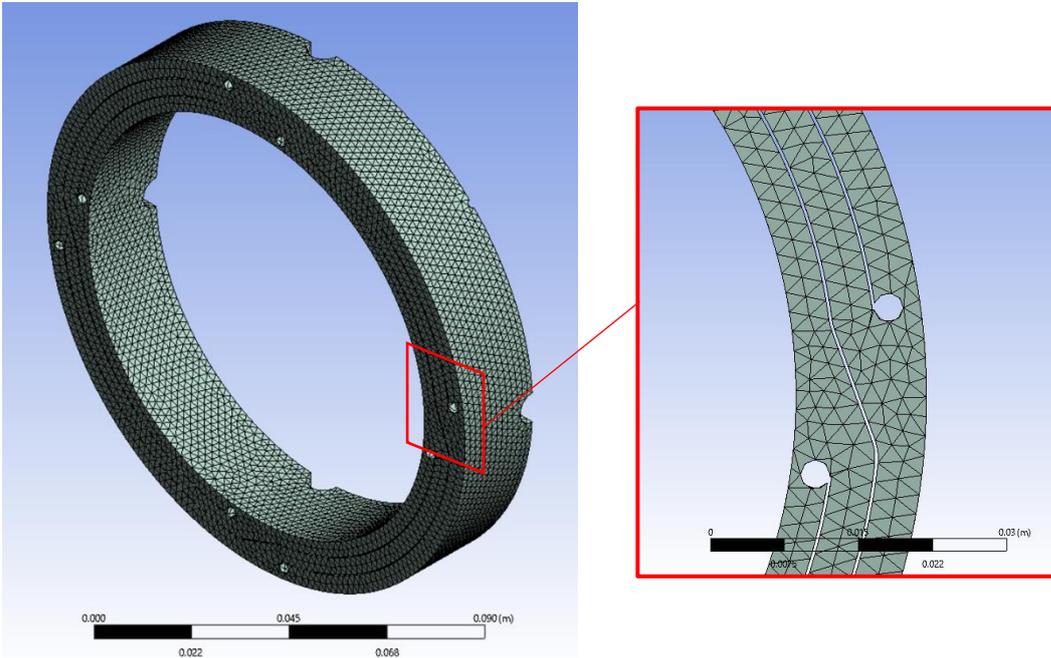


Fig. 3-3 Calculation mesh of structural part

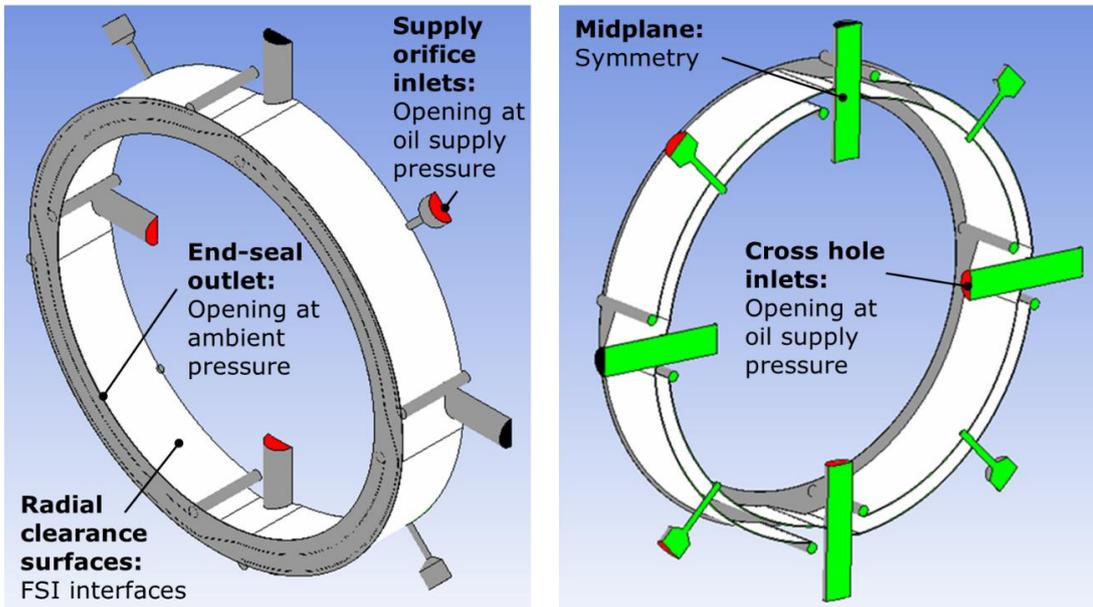


Fig. 3-4 Model and boundary condition of fluid part (with end-seal)

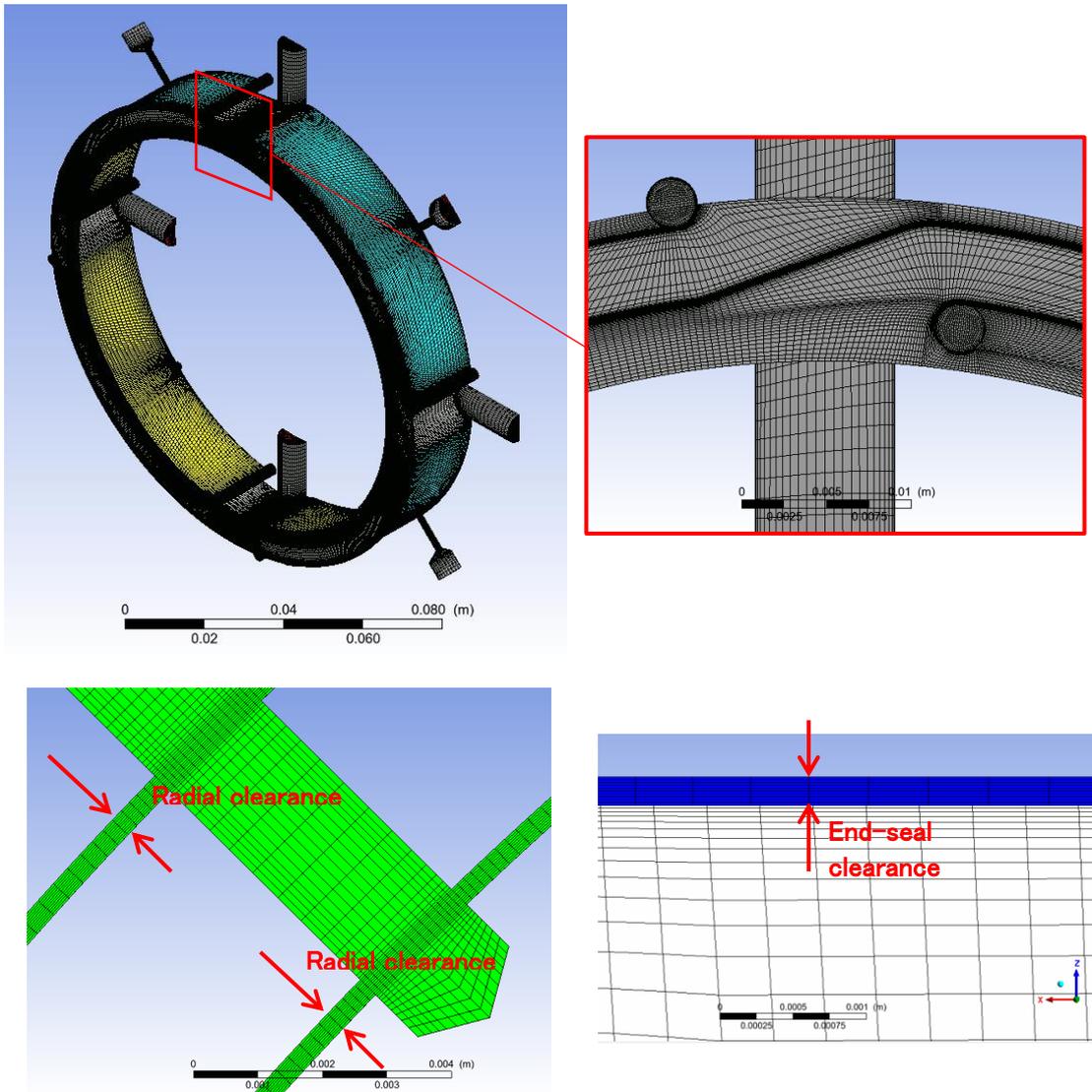


Fig. 3-5 Calculation mesh of fluid part (with end-seal)

3.2.2 ドライ条件の結果

ドライ条件（油膜なし）での加振，すなわち構造部分のみの FEM 周波数応答解析（～300 Hz）から動剛性 $G_{Sxx} = k_{Sxx} - m_{Sxx}\omega^2$ を求めたものを Fig. 3-6 に示す．動剛性は 2 次関数でよくフィッティングできており，また，最低次の共振点（ $G_{Sxx} = 0$ となる周波数）は加振範囲よりも十分上にあり 2.1.1 項の仮定(c)が満たされていることが分かる．同定された構造剛性 k_{Sxx} および可動質量 m_{Sxx} はそれぞれ 6.071×10^7 N/m および 0.7936 kg であった．なお，実験と同じく，加振と直角方向の反力は非常に小さかった（加振方向の 0.1% 以下）た

め、連成項 m_{sxy}, k_{sxy} はゼロとした。

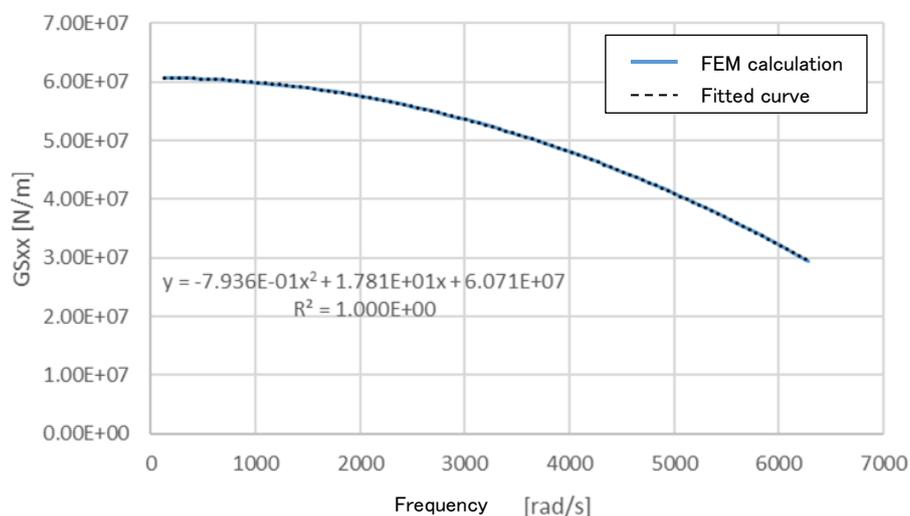


Fig. 3-6 Structural dynamic stiffness

3.2.3 時間刻み・総計算周期の検討

計算にかかる時間を可能な限り短くするため、必要な精度を得るための時間刻みおよび総計算周期の検討を行った。結果を Table 3-2 および Table 3-3 に示す。エンドシールド条件 ($C_e=0.193$ mm) で、加振方法は UDMF とした。時間刻みについては、同定される減衰係数および慣性係数の誤差が、想定する軸系設計において許容可能な範囲に納まる最も粗い刻みとして、 $T_1/300$ を選択した。これにより、最高次の周波数成分 ($k = 6, 300$ Hz) については加振周期の $1/50$ の時間刻みで計算していることになる。なお、UDSF 加振については加振周期の $1/100$ とした。総計算周期については、2 周期目以降で同定した動特性係数は全く同じであったため、すべての計算で 2 周期目の値を用いることとした。

Table 3-2 Result of study on time step

Time step	Direct damping coefficient c_{Fxx}		Direct added-mass coefficient m_{Fxx}	
	Value [kNs/m]	Difference vs $T_1/600$ [kNs/m]	Value [kg]	Difference vs $T_1/600$ [kg]
$T_1/50$	36.48	-3.75	11.89	+7.00
$T_1/100$	38.83	-1.40	8.38	+3.49
$T_1/200$	39.81	-0.42	6.35	+1.46
$T_1/300$	40.15	-0.08	5.57	+0.68
$T_1/600$	40.23		4.89	

End-sealed condition $C_e=0.193$ mm, $T_1 = 2\pi/\omega_1$: Fundamental period

Table 3-3 Result of study on total calculation period

Total calculation period	Direct damping coefficient c_{Fxx}		Direct added-mass coefficient m_{Fxx}	
	Value [Ns/m]	Difference vs $5T_1$ [kNs/m]	Value [kg]	Difference vs $5T_1$ [kg]
T_1	24.69	-14.14	11.11	+2.73
$2T_1$	38.83	0.000	8.38	0.00
$3T_1$	38.83	0.000	8.38	0.00
$4T_1$	38.83	0.000	8.38	0.00
$5T_1$	38.83		8.38	

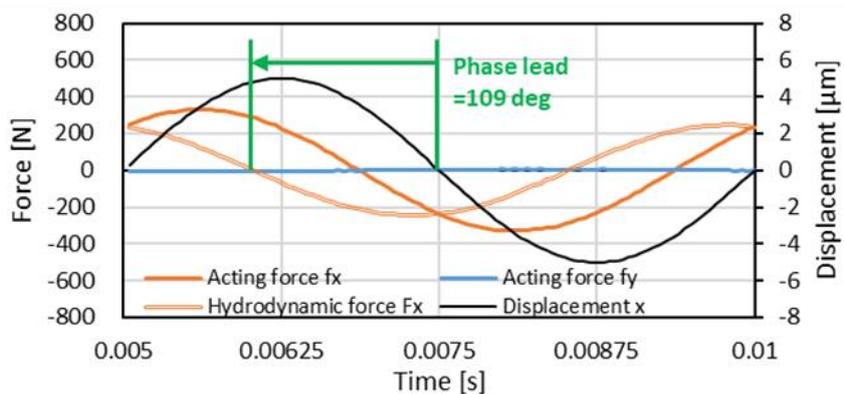
End-sealed condition $C_e=0.193$ mm, $T_1 = 2\pi/\omega_1$: Fundamental period

3.2.4 伝達関数の解析結果

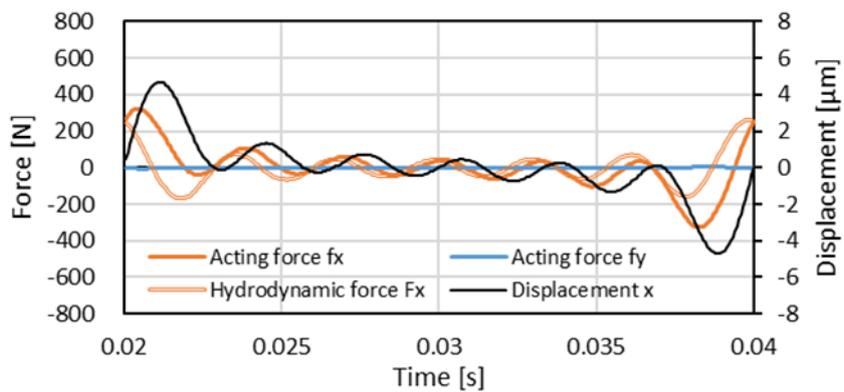
本解析で得られた CASD 反力の時刻歴波形の例を Fig. 3-7 に示す。黒の実線は変位加振の波形であり、オレンジおよび青の実線が X 方向および Y 方向の作用力 (f_x, f_y) である。オレンジ色の二重線が、X 方向の作用力から構造による力を差し引いた油膜作用力 (F_x) である。UDSF 加振 (Fig. 3-7(a)) では、X 方向の油膜作用力の位相が変位に対して 109 deg 進んでおり、慣性係数で表される油膜力成分が発生していることが分かる。

次に、CASD 反力波形から求めた伝達関数の例と、それらを実験と比較したものを Fig. 3-8 に示す。実験が黒線、UDSF 加振による解析が緑線、UDMF 加振による解析がオレンジ線である。最初に、UDMF 加振の解析結果は UDSF 加振の解析結果とほぼ同じであり、本解析の条件では、複数周波数成分の重ね合わせに線形性が成り立っていることが分かる。

主対角項 (G_{Fxx}) については解析で求めた伝達関数は実験と良く一致している。また、連成項 (G_{Fxy}) については値の正負は一致しているものの実験と乖離が見られる。ただし、連成項は主対角項よりも一桁程度小さいため、以降本章では主対角項のみを議論する。



(a) UDSF excitation (200 Hz)



(b) UDMF excitation

Fig. 3-7 Example of acting force waveform

End-sealed condition ($C_e=0.193$ mm), Pure-oil ($\alpha_0 = 0$)

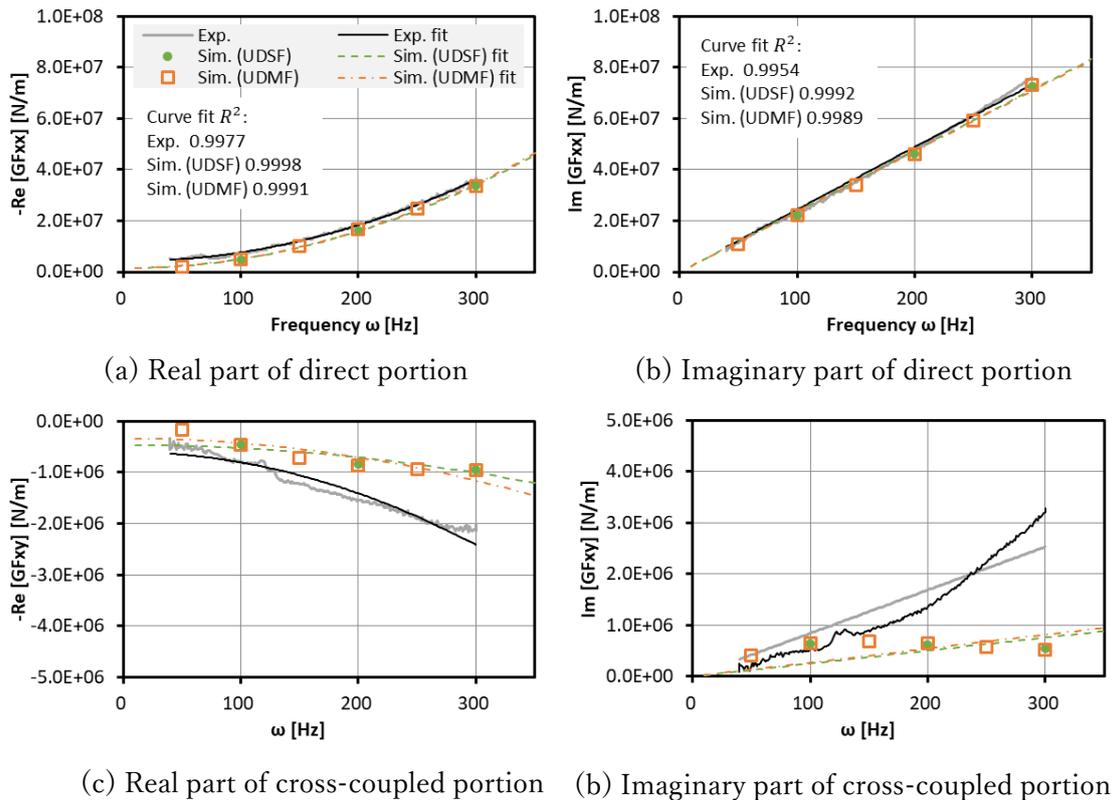


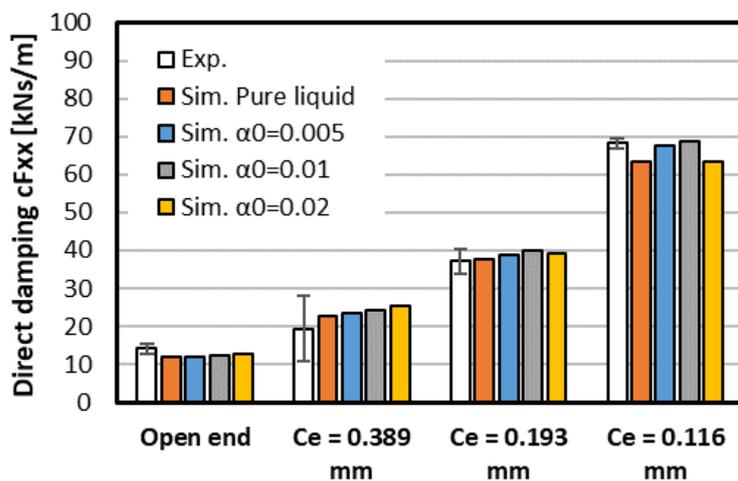
Fig. 3-8 Example of fluidic transfer function: comparison with experiment

End-sealed condition ($C_e=0.193$ mm), Pure-oil ($\alpha_0 = 0$)

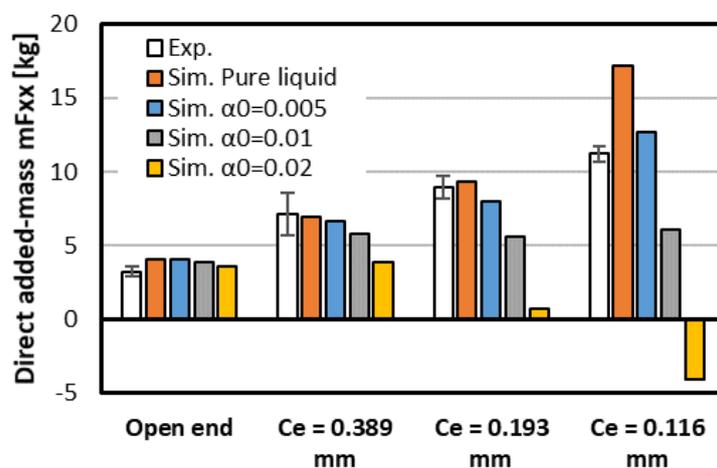
3.2.5 動特性係数の解析結果

解析 (UDMF 加振) の結果から同定した減衰係数および慣性係数の主対角項を、実験結果と比較したものを Fig. 3-9 に示す。減衰係数は、エンドシール条件に対する傾向を含め、実験結果と良く一致している。また、GVF の影響をあまり受けない。一方、慣性係数は GVF の影響を非常に強く受け、基準 GVF (α_0) が大きいほど慣性係数は小さくなる。これは、GVF による圧縮性が動的な剛性を発生し、付加質量効果を打ち消すためと考えられる。エンドシールすきま (C_e) が小さいほど GVF による慣性係数減少の影響は大きく、 $C_e=0.116$ mm, $\alpha_0=0.02$ の条件では慣性係数が負となっている。実験との比較では、 $\alpha_0=0.005$ の解析結果が良く一致している。3.2.1 項 (脚注 20) で述べたように、実験時の給油の GVF はかなり小さかったと想定され、 $\alpha_0=0.005$ という値はさほど実態と乖離した値ではないと考えられる。

以上のように、本数値シミュレーションの解析結果は実験と良く一致しており、構築した解析手法は妥当であるといえる。



(a) Direct damping coefficient



(b) Direct added-mass coefficient

Fig. 3-9 Dynamic coefficients: comparison with experiment

3.3 CASD の油膜反力に対する考察

本節では、前節で行った FSI 数値シミュレーションに基づき、CASD 内部で発生する油膜反力についていくつかの観点から考察を行う。

3.3.1 円弧ばねの変形形状および油膜力の影響

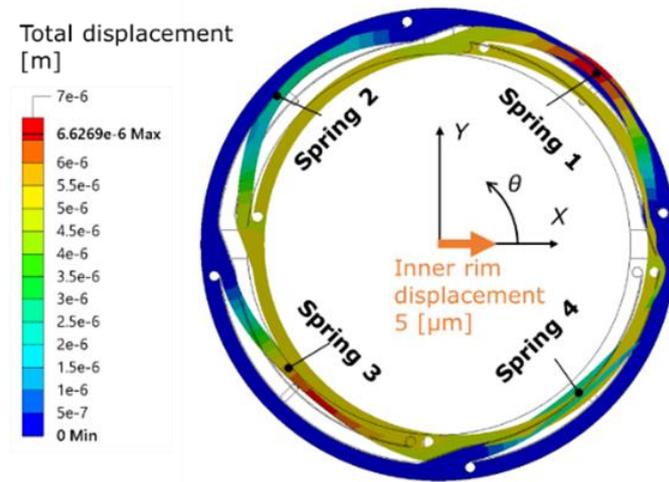
本項では、4円弧ばね型の変形形状や、円弧ばね変形に対する油膜力の影響について考察する。第2章の加振実験、およびそれを再現した数値シミュレーション(3.2節)は、CASD反力の線形表現のための仮定(2.1.1項の(a)~(d))が成り立つ小振幅・低周波数の条件で実施した。そこでは「Wet条件で加振したときの円弧ばねの変形形状は、Dry条件で静的に変形させたときと同一である」ことを仮定している。以下では、この仮定の成立性についても議論する。

まず、Dry条件での静的変形形状をFig.3-10に示す。図では、内環を+X方向に5 μm 変位させた場合の変形形状(Fig.3-10(a))、および、円弧ばね表面の各節点における半径方向変位量(Fig.3-10(b))を示している。+X方向に内環が変位したとき、最も大きく変形するのは1番および3番のばねであり、それらの中央($\theta = 45\text{ deg}$ および 225 deg)付近の半径方向変位量は内環の変位量を少し上回っている。ラジアルすきまの変化量が最も大きくなるのは、それらの外側のスリット(1oおよび3o、スリット番号についてはFig.1-9参照)である。

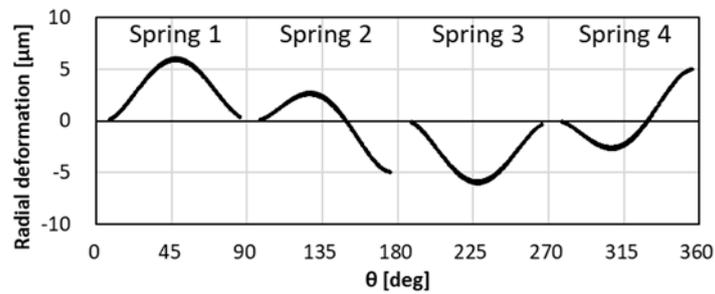
Fig.3-11は、Wet条件で加振した場合の最大変位時($\omega t = \pi/2$)における半径方向変位量を、Dry・静的条件からの差異として表したものである。加振周波数が大きくなるほど発生油膜力が大きくなり、Dry・静的条件からの差は大きくなるものの、最大でも0.3 μm 程度であり、変形の絶対量(～約6 μm)の5%程度と小さい。つまり、本解析の条件では、円弧ばねの変形形状は油膜力の影響をほとんど受けず、上述の仮定は十分成立していることが分かる。

3.1.1項でも述べたように、上記の仮定が成り立つのであれば、数値シミュレーションは構造⇒流体の1-way FSI解析で良い。Fig.3-12に、1-way FSI解析で求めた油膜部分の伝達関数を、2-way FSIの結果と比較したものを示す。1-wayと2-wayの結果は良く一致している。なお、1-way FSI解析では、流体部分のFSI境界面(Fig.3-4)に対し、Dry・静的条件のFEMから得られた変位分布(Fig.3-10)に $\sin \omega t$ を乗じたものを円弧ばねの変位として与えている。つまり、油膜圧力による円弧ばねの変形は考慮していない。FSI境界面以外の計算条件は2-way FSI解析と同じ(3.2.1項)とした。1-way FSI解析の方が計算時間は短く

なるため、本解析のような小振幅・低周波数の強制振動や線形安定性を問題とする場合には、1-way FSI 解析を用いることが望ましい。



(a) Deformation shape



(b) Radial displacement of arc springs

Fig. 3-10 Deformation of arc springs in dry, static condition

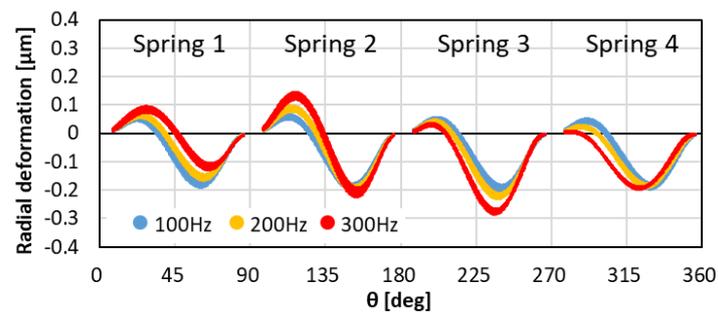


Fig. 3-11 Difference in radial displacement from dry, static deformation
UDSF excitation, End-sealed condition ($C_e=0.193$ mm), Pure-oil ($\alpha_0 = 0$), $\omega t = \pi/2$

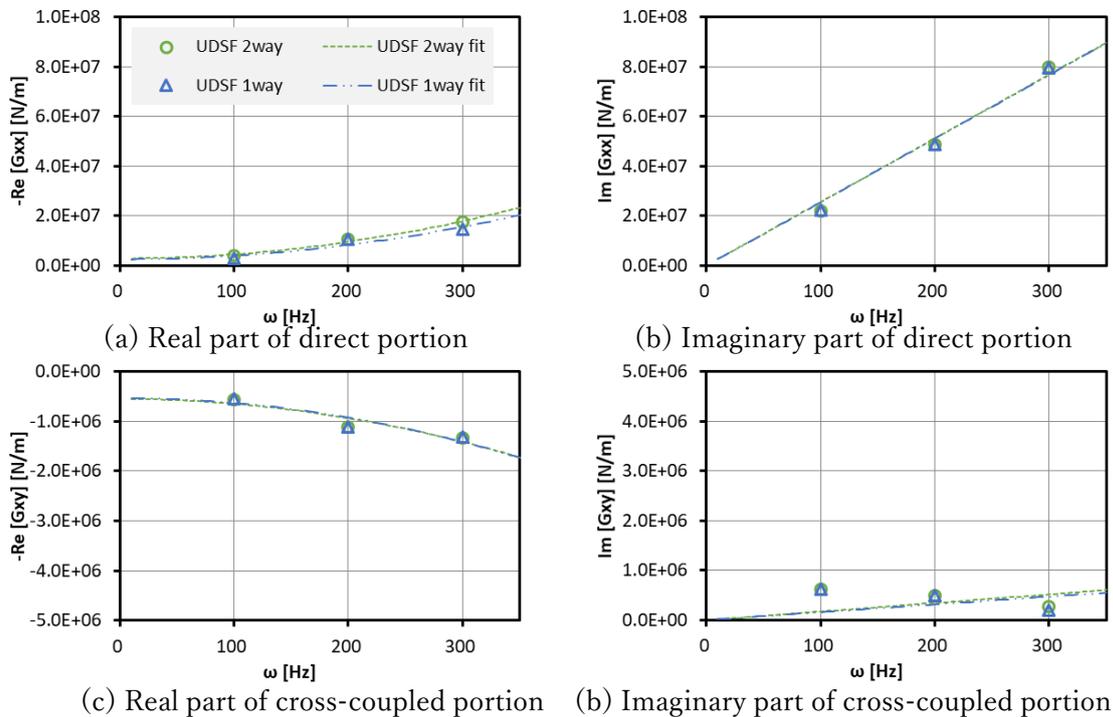


Fig. 3-12 Fluidic transfer function from 1-way FSI: comparison with 2-way FSI

UDSF excitation, End-sealed condition ($C_e=0.193$ mm), Pure-oil ($\alpha_0 = 0$)

3.3.2 各スリットで発生する油膜力

本項では CASD の各スリット（ラジアルすきま）で発生する動的油膜圧力および油膜力について考察する。

エンドシールすきま $C_e = 0.193$ mm, UDSF 加振 (200 Hz) の場合について, 各スリットにおける動的油膜圧力 (加振時の圧力から非加振時の定常圧力成分を差し引いたもの) の分布を Fig. 3-13 に示す. 図では, 加振周期内の各時刻 ($\omega t = 0, \pi/5, \pi/2, 4\pi/5, \pi$) におけるキャプチャを示している. スリット 1o および 3o で動的圧力の変動が最も大きくなっているが, これは, これらのスリットにおいてラジアルすきまの変化が最も大きくなるためである (3.3.1 項参照). また, 動的圧力の変動は各スリットの閉端部 (スリット 1o であれば $\theta = 0$ deg 付近) に近いほど大きい. これは閉端部ではスクイズされた流体が周方向に逃げることができず, エンドシールを通して排出されるほかないためである. 一方, 開端部 (スリット 1o であれば $\theta = 90$ deg 付近) では, 動的な流れが接続部を通して隣のスリット (スリ

ット 1o であれば 2i) に逃げるができるため、動的圧力は発生しにくい²¹。

各スリットの動的圧力を積分して求めた油膜力の時刻歴波形を Fig. 3-14 に示す。まず、純液体の場合 ($\alpha_0 = 0$) の油膜力波形 (Fig. 3-14 (a)) について議論する。上段グラフには内環の変位と CASD 全体が発生する油膜力、中段および下段グラフには各スリットの油膜力波形を示している。純液体モデルではキャビテーションが考慮されないため、すきまが縮小する正圧側とすきまが拡大する負圧側で動的圧力波形は対称となる。よって、すきまの時刻歴変化が対称であるスリットのペア (1i と 3i, 2i と 4i, 1o と 3o, 2o と 4o) では、油膜力の波形は同一になる。全油膜力は変位に対し 90 deg 以上の位相進みを持っており、付加質量効果が発生している (3.2.4 項参照)。また、各スリットの油膜力の位相は全油膜力の位相とほぼ同じであり、付加質量効果は全てのスリットにおいて発生していることが分かる。付加質量効果の発生は、ラジアルすきまの変化速度がゼロ、つまり粘性による油膜力がゼロとなる時刻 ($\omega t = \pi/2$, $t = 0.00625$ s) において動的圧力が発生している (Fig. 3-13 右上) ことから読み取れる。同時刻の動的圧力はダンパ給油穴を中心に分布しており、動的な流れの向きが変化するダンパ給油穴付近での移流項が付加質量効果の発生に寄与していることが推測される。

次に、GVF が大きい場合 ($\alpha_0 = 0.02$) の油膜力波形 (Fig. 3-14 (b)) を見ると、油膜力の位相は純液体よりも遅れて 90 deg に近づいており、Fig. 3-9 で示したように慣性係数は小さくなっている。特に、圧力振幅の大きいスリット 1o および 3o において位相の遅れが大きい。これは、動的圧力の変動が大きい方が、気泡の圧縮性による動的な剛性 (3.2.5 項参照) がより顕著に表れるためと考えられる。また、キャビテーションにより動的圧力波形の対称性が崩れるため、スリットのペア (1i と 3i, 2i と 4i, 1o と 3o, 2o と 4o) における油膜力波形は同一でなくなる。これも動的圧力振幅の大きい (=キャビテーションの影響が大きい) 1o と 3o のペアにおいてより顕著となる。

²¹ 加振試験で対象としたダッシュポット型 CASD (2.2.1 項参照) において接続部のすきまを小さくしたのは、このような流れを小さくし、エンドシールによるダッシュポット効果を高めるためである。

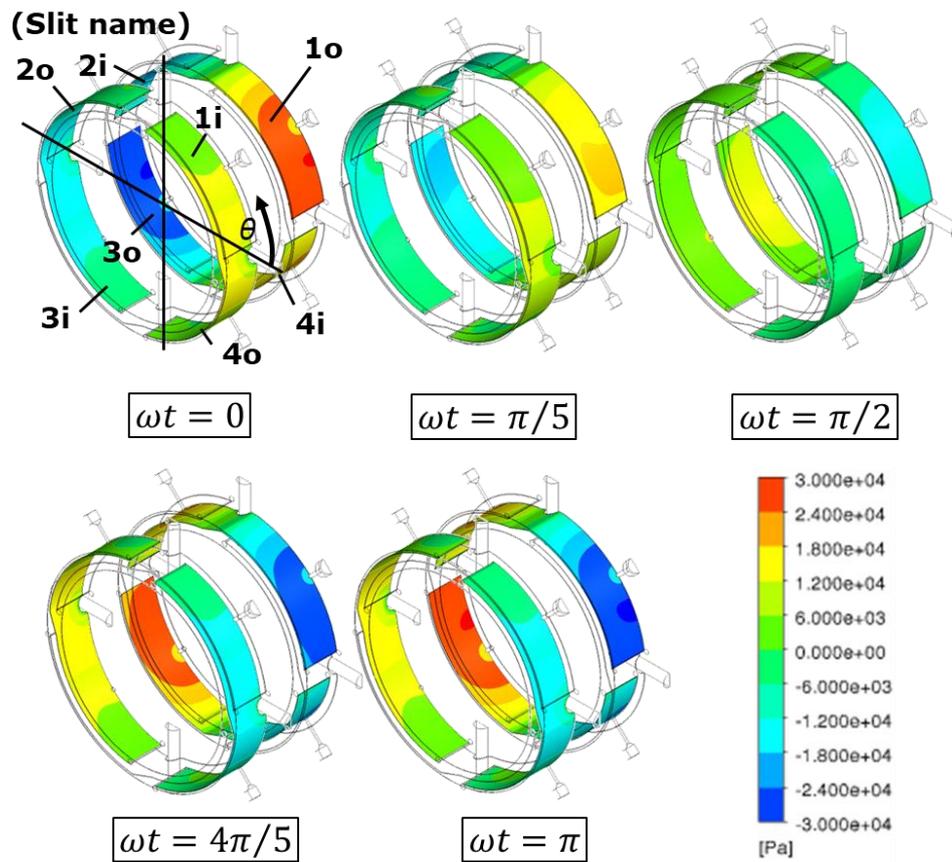
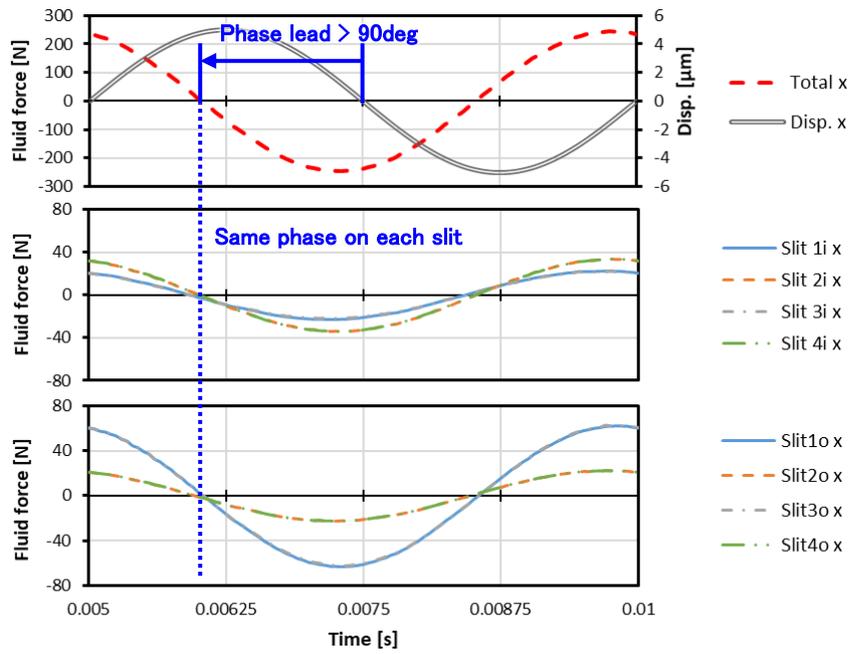
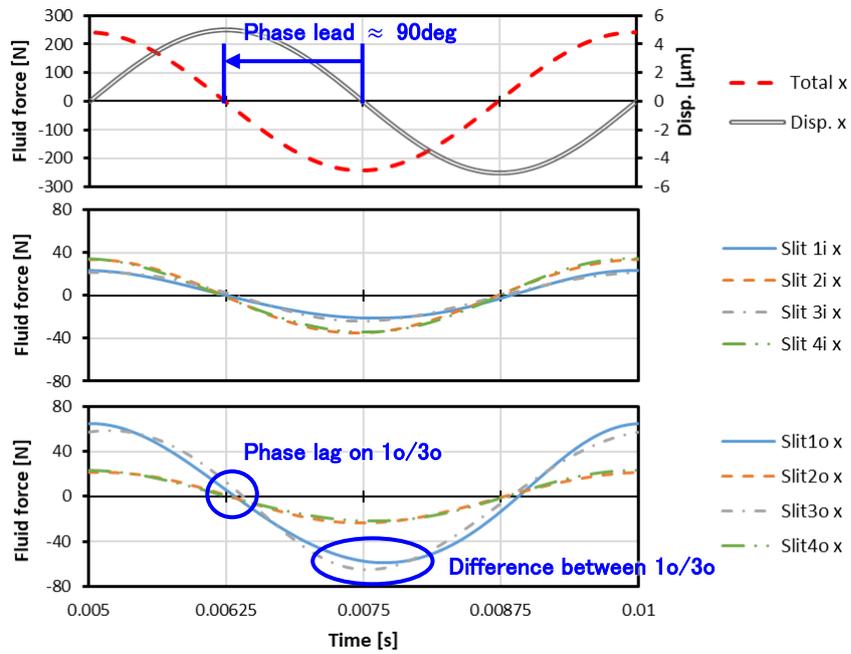


Fig. 3-13 Dynamic pressure distribution

UDSF excitation (200Hz), End-sealed condition ($C_e=0.193$ mm), Pure-oil ($\alpha_0 = 0$)



(a) $\alpha_0 = 0$ (pure oil)



(b) $\alpha_0 = 0.02$ (oil with air)

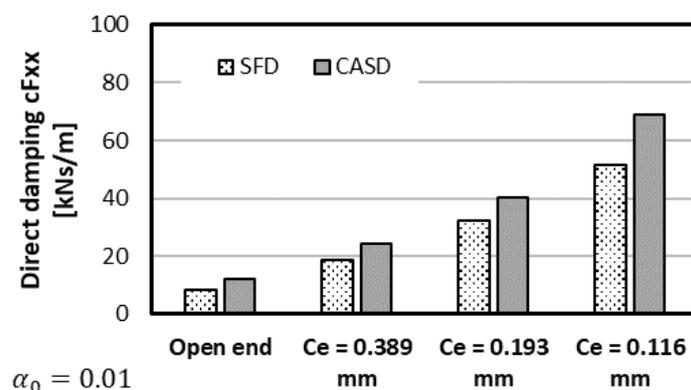
Fig. 3-14 Waveforms of hydrodynamic force on each slit

UDSF excitation (200 Hz), End-sealed condition ($C_e=0.193$ mm)

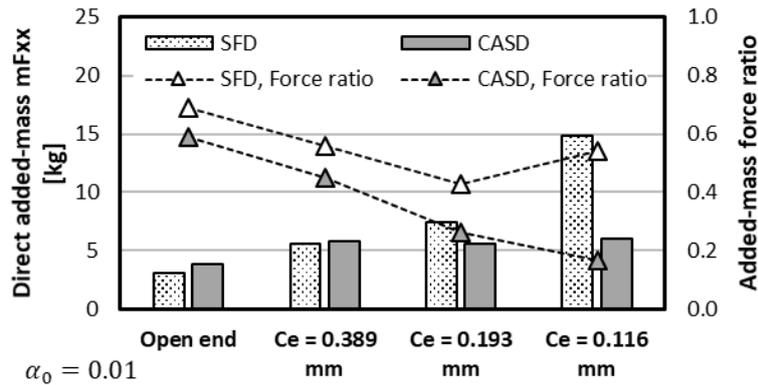
Upper: Total force and displacement, Middle: slit number 1i to 4i, Lower: slit number 1o to 4o

3.3.3 真円 SFD との比較

本節では 4 円弧型 CASD と従来型の真円 SFD の動特性係数解析結果を比較し、両者の違いについて述べる。本シミュレーションで対象とした CASD と同じダンパ直径、ダンパ幅、ラジアルすきま、エンドシール、ダンパ給油穴およびクロス穴を持つ真円 SFD の解析モデルを作成し、同じ加振方法 (UDMF 加振) で動特性係数を求めた。ただし、真円 SFD の場合はジャーナル面の変位に対してラジアルすきまの分布が一意に決まるため、境界壁面変位を与えた非定常 CFD (1-way FSI) により油膜力波形を得た。減衰係数および慣性係数の主対角項を CASD と真円 SFD で比較したものを Fig. 3-15 に示す。慣性係数の図 (Fig. 3-15 (b)) には、慣性力比 ($m_{Fxx}\omega/c_{Fxx}$, 2.3.5 項参照) も合わせて示してある ($\omega/2\pi = 300$ Hz とした)。Fig. 3-15 (a) より、同じ体格・同じラジアルすきま・エンドシール条件であれば、CASD の方がやや大きな減衰係数を発生できることが分かる。また、慣性係数は CASD の方が小さく、慣性力比は、最もタイトなエンドシールすきま ($C_e = 0.116$ mm) において、真円 SFD の半分以下となる。1.2.2 項で述べたように、SFD の付加質量効果はできるだけ小さい方が望ましく、この点では従来型 SFD に対して CASD は優位性を持つと言える。



(a) Direct damping coefficient c_{Fxx}



(b) Direct added-mass coefficient m_{Fxx} and force ratio $m_{Fxx}\omega/c_{Fxx}$ (300 Hz)

Fig. 3-15 Comparison of dynamic coefficients with conventional SFD

UDMF excitation, $\alpha_0 = 0.01$

3.4 本章のまとめ

本章では、CASDの動特性を予測するための数値シミュレーション手法の構築を行った。本手法では、構造部分のFEM解析と油膜部分のCFD解析を双方向に連成させて解くことで、円弧ばね構造の複雑な変形や流体の慣性力、キャビテーションなどを考慮した解析が可能である。第2章の加振実験結果との比較により、本手法が高い精度で減衰係数および慣性係数を予測できることを示した。また、数値シミュレーション結果を詳細に分析することで4円弧型CASDの油膜反力についていくつかの考察を行い、以下の点を明らかにした：

- ラジアルすきまの変化が最も大きくなるのは外側の2つのスリットであり、そこで発生する油膜圧力および油膜反力が最も大きくなる。
- 小振幅・低周波数の条件では円弧ばね変形に対する油膜圧力の影響は小さく、構造⇒流体の片方向のFSIでも高い精度で動特性を予測できる。
- GVFが大きくなるほどCASDの付加質量効果は小さくなり、また、各スリットで発生する油膜力に位相差が大きくなる。
- 同サイズの従来型SFDと比較して、付加質量効果が小さい。

第4章 実機械への適用

4.1 対象機械

本研究では、代表的なターボ機械の一つであるガス圧送用の多段遠心圧縮機を例にとり、CASDの実機械への適用を検証する。1.1.1項でも述べたとおり、多段遠心圧縮機ではインペラや内部シールで発生する流体力が原因で起きる不安定振動（流体起因 SSV）が問題となり、その発生可能性はロータが高速・長軸であるほど高まる。本章では、高速・長軸仕様の実在の圧縮機を対象に、CASDの適用による振動安定性向上を実験的に検証する。当該圧縮機のロータ諸元を Table 4-2 に示す。

流体起因 SSV の発生可能性を評価するためのツールとして、横軸に圧縮機の平均ガス密度、縦軸に CSR(p.2 脚注 1 参照)を取った CSR マップ^[14]と呼ばれる線図がある (Fig. 4-1)。CSR マップの右側に行くほどインペラやシールで働く不安定化力は大きくなり、また、上側に行くほどより高回転で柔軟なロータであることを意味する（すなわち、右上にあるほど流体起因 SSV が発生しやすくなる）。API 規格（1.1.1 項参照）では、CSR マップを A 領域と B 領域に区分し (Fig. 4-1 黒実線)、B 領域の場合には詳細な安定性解析を実施することを要求している。Memmott^[51]は自身の所属するメーカーで製造した圧縮機を CSR マップ上にプロットした (Fig. 4-1 に黒色のシンボル○, ●, □, ■, ▲で示す)。本章で対象とする圧縮機の仕様範囲を Fig. 4-1 に青枠で示す。CSR は 3.1 であり、一般的な圧縮機に比べかなり高速・長軸な仕様となっていることがわかる。

Table 4-1 Rotor configurations of compressor used in this study

Total weight [kg]	337
Total length [mm]	2,109
Bearing span [mm]	1,664
Maximum operating speed [rpm]	14,000
Critical speed ratio (CSR)	3.1

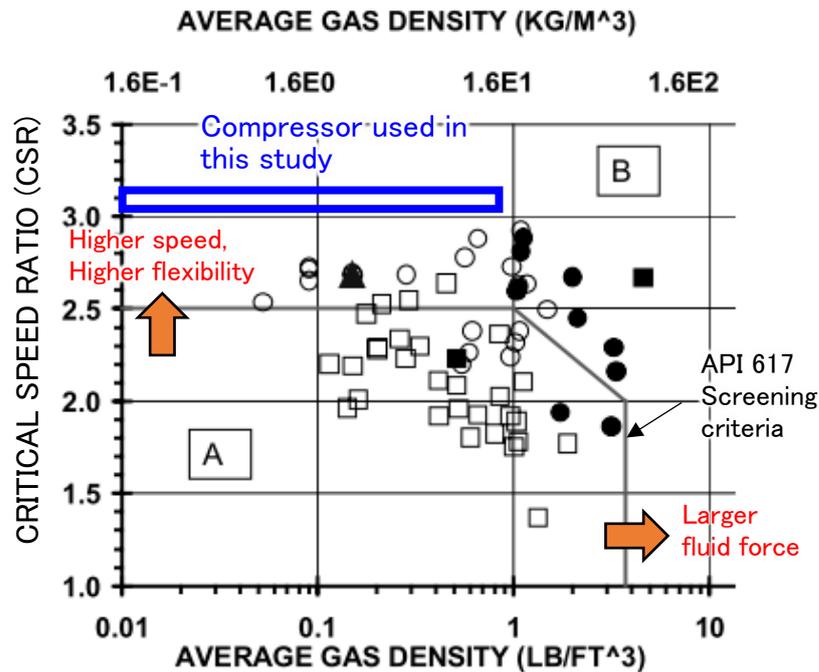


Fig. 4-1 Plotting the compressor used in this study on CSR map

Created based on [51]. Black symbols (○, ●, □, ■, ▲) are earlier compressors manufactured in the company that the author of [51] belongs to. Black line is the screening criteria of API 617 stability analysis.

4.2 実スケール模擬ロータによる高速回転試験

実機への適用可能性検証のため、対象圧縮機のロータを実スケールで模擬した供試ロータに CASD を搭載し、最大運転回転数まで運転する試験（高速回転試験）を実施した。以下、同試験で用いた CASD 軸受および供試ロータ、試験の方法と条件、および試験結果について述べる。

4.2.1 CASD 軸受

高速回転試験のため、すべり軸受と CASD を組み合わせたダンパ軸受（以降、CASD 軸受と称する）を開発した。開発した CASD 軸受の組立図および外観写真を Fig. 4-2 に示す。また、主要諸元を Table 4-2 に示す。軸受形式は多段遠心圧縮機で一般的に用いられるティルティングパッド型（5パッド、Load on pad 配置）とした。潤滑形式は高速運転が可能な指向性潤滑方式とした。ダンパ部には 4 円弧型の CASD をエンドシールド条件で用いた。

CASD の円弧ばね剛性および減衰は、試験ロータの最低次前向きモードの減衰比を最大化するように調整してある。開発した CASD 軸受の軸方向寸法は従来型のすべり軸受（ダンパなし）と同じであり、従来型 SFD に比べてコンパクトにダンパ機能を実現できている。また、組立・分解を容易にするため上下に半分に分割できる構造となっている。

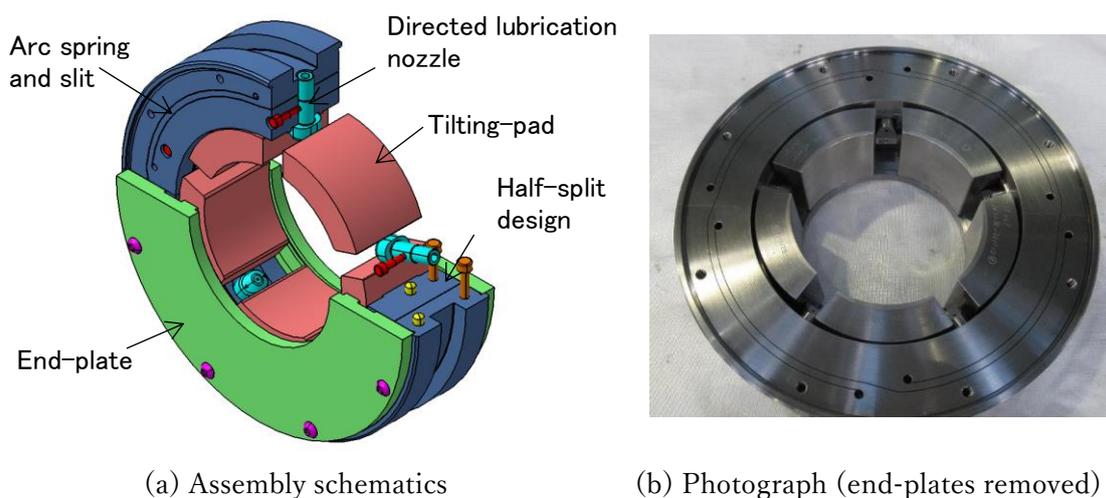


Fig. 4-2 Developed CASD bearing

Table 4-2 Configurations of developed CASD bearing

Bearing	Pad configuration	5Pad Lad-on-pad
	Lubrication	Directed lubrication
	Journal diameter	101.6 mm
	Bearing width	48 mm
CASD	Configuration	4-arc type End-sealed
	Damper diameter	182 mm
	Damper width	50 mm
	Radial clearance	0.30 – 0.35 mm
	End-seal clearance	0.19 – 0.21 mm

4.2.2 試験方法

高速回転試験では、CASD 軸受の減衰性能を検証するため、既知の不釣り合い（重量計測済

みの付加錘)を供試ロータに付与して回転させた際の振動応答を計測した。また、軸受としての運用可能性を確認するため、軸心の浮上やパッド温度の計測も行った。試験は**高速バランシング**(High Speed Balancing: HSB)設備で行った。HSB 設備を用いる利点として、不釣り合い錘の付け外しを効率的に行うことができ、また実際の機械では計測できないロータ中央部の振動振幅を計測できる点がある。比較のため、従来型のすべり軸受(ダンパなし)を搭載した試験も実施した。

試験設備の外観、軸振動計測位置、および付加錘の取付位置を Fig. 4-3 に示す。供試ロータは実際のロータの曲げ剛性や質量分布を再現するように設計されており、ディスクやバランスピストン、スラストカラーなどを模擬したディスクを焼き嵌めで取り付けてある。供試ロータは弾性カップリングと増速機を介してモータから駆動される。軸受は HSB 設備のペDESTAL (Schenck DH-50)におさめられ、供試ロータを支持する。軸振動は駆動側(Drive End: DE)軸受部(VXE-01/VYE-01)、1/4 軸受スパン部(VE-03)、軸受スパン中央部(VE-04)、および反駆動側(Non-drive end: NDE)軸受部(VXE-02/VYE-02)において渦電流式の非接触変位計で計測し、高速データロガー(Bently Nevada ADRE 408DSPi)で収集した。DE 側および NDE 側軸受の変位計の平均成分より、軸心の浮上を計測した。また、軸受のパッド温度および給排油温度を計測した。

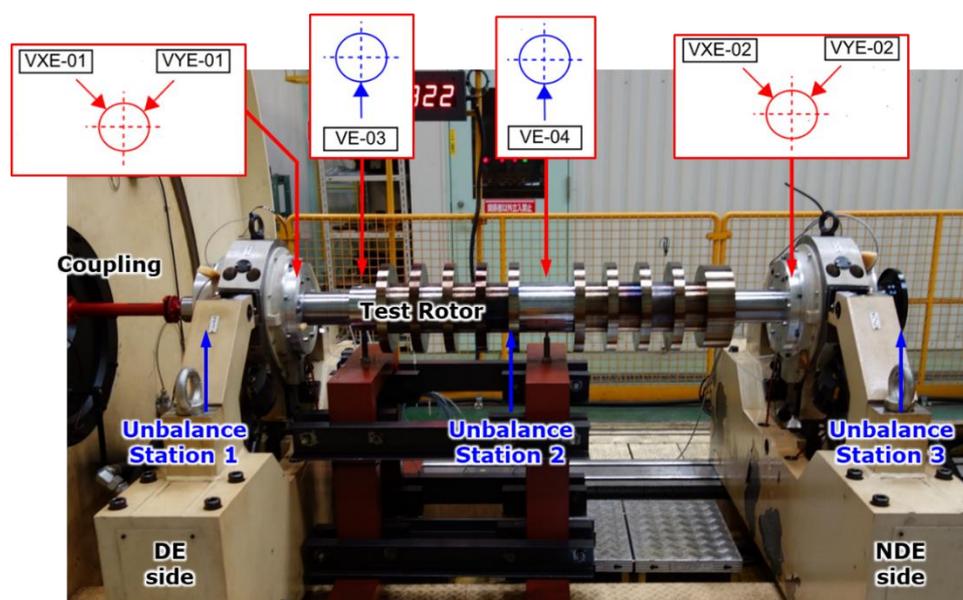


Fig. 4-3 High-speed rotating test

4.2.3 試験条件

Table 4-3 に試験条件を示す。試験では実機の最大運転回転数（～14,000 rpm）まで一定レートで昇速・減速を行った。軸受およびダンパの潤滑油条件は実機と同一とした。供試ロータに付与した不釣り合い量を Table 4-4 に示す。不釣り合い量は API 規格^[14]の Unbalance response verification test^{2,2}に準拠し、ロータ中央部不釣り合い (Case1), オーバハング不釣り合い (Case2), および軸端逆相不釣り合い (Case3) の 3 種類を定めた。ロータ自体の残留アンバランスによる応答を計測するため、付加錘なしでの運転も行った。軸振動はトラッキングフィルタにより回転 1 次成分の振幅および位相を抽出して評価した。各回転数において錘付加前後の振動ベクトルの差分をとり、既知錘に対する応答を求めた。

Table 4-3 Operating condition of high-speed rotating test

Rotating speed	0 ~ 14,000 rpm
Lubrication oil	VG 46
Oil supply pressure	140 kPaG
Oil supply temperature	35 ~ 45 degC
Ambient pressure	40 PaA

Table 4-4 Unbalance case

Case	Case 1: Mid span	Case 2: Overhung	Case 3: Opposite phase
Position	Station 2	Station 3	DE: Station 1 NDE: Station 3
Amount	316.8 g-mm @ 0 deg	53.6 g-mm @ 0 deg	DE: 148.6 g-mm @ 171 deg NDE: 153.1 g-mm @ 0 deg

^{2,2} 同規格では、製品のロータダイナミクス設計の妥当性を検証するため、工場試験において既知不釣り合いに対する振動応答を計測し、解析結果と比較することが求められている。この試験を Unbalance response verification test という。

4.2.4 不釣り合い応答計測結果

不釣り合い応答計測結果を Fig. 4-4～Fig. 4-6 に示す。各図において CASD 軸受の場合を青線、従来型軸受の場合を黒線で示している。約 4,000 rpm のピークが 1 次危険速度である。いずれの不釣り合いケースにおいても、1 次危険速度通過時のロータ中央部 (VE-04) および 1/4 スパン部 (VE-03) の振幅は、CASD 軸受の適用により大幅に低減できている。また、Case 1 の VE-04 で計測した応答曲線から、同危険速度の応答倍率 (Amplification Factor: AF) を算出すると Table 4-5 のようになる。CASD 軸受の AF は従来軸受の半分以下となっており、1 次前向きモードの減衰比が向上していることが分かる。このことから、高速回転時においても、CASD 軸受の採用により 1 次前向きモードの安定性は大幅に向上し、流体起因 SSV に対する耐性が高まるものと考えられる。一方、軸受部分 (VXE-01 および VXE-02) の振幅については、CASD 軸受採用により支持剛性が低下しロータの振動形状が剛体に近づくことにより、従来軸受より CASD 軸受の方が大きくなっている場合もある。ただし、この振幅はあくまで軸受ハウジングから見たロータの振幅であることに留意が必要である。ロータと軸受 (=CASD 内環) の相対振幅については、標準軸受より CASD の方が小さくなり、振動によるロータと軸受接触のリスクは低下する。

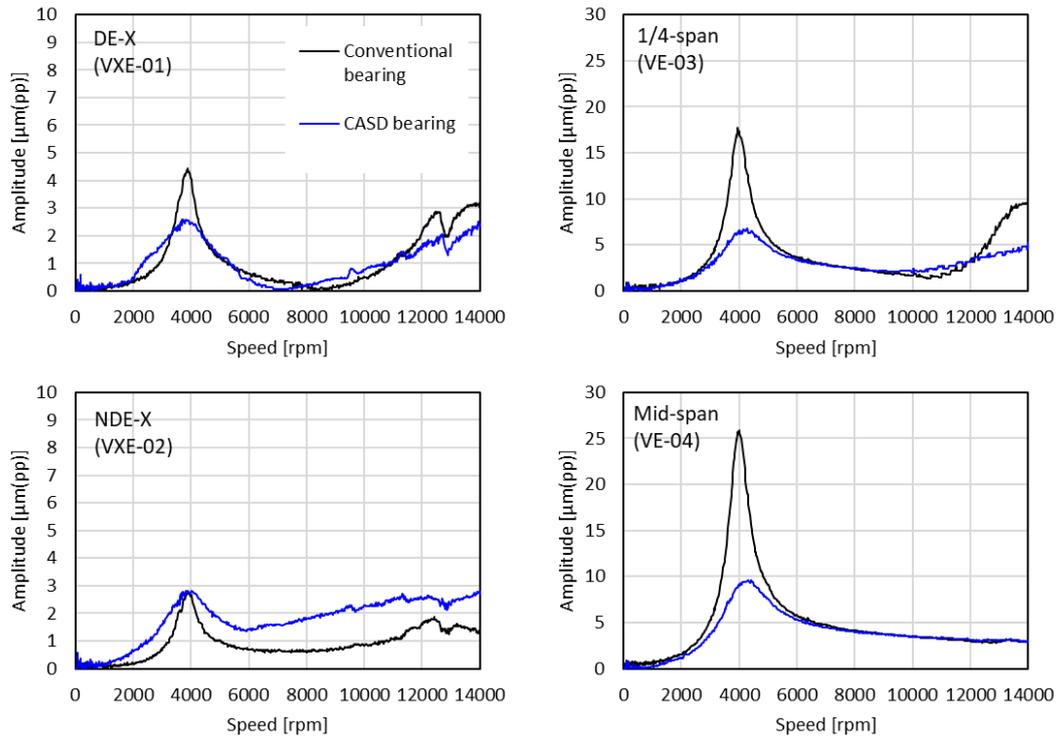


Fig. 4-4 Unbalance response results: Case 1 (Mid-span unbalance)

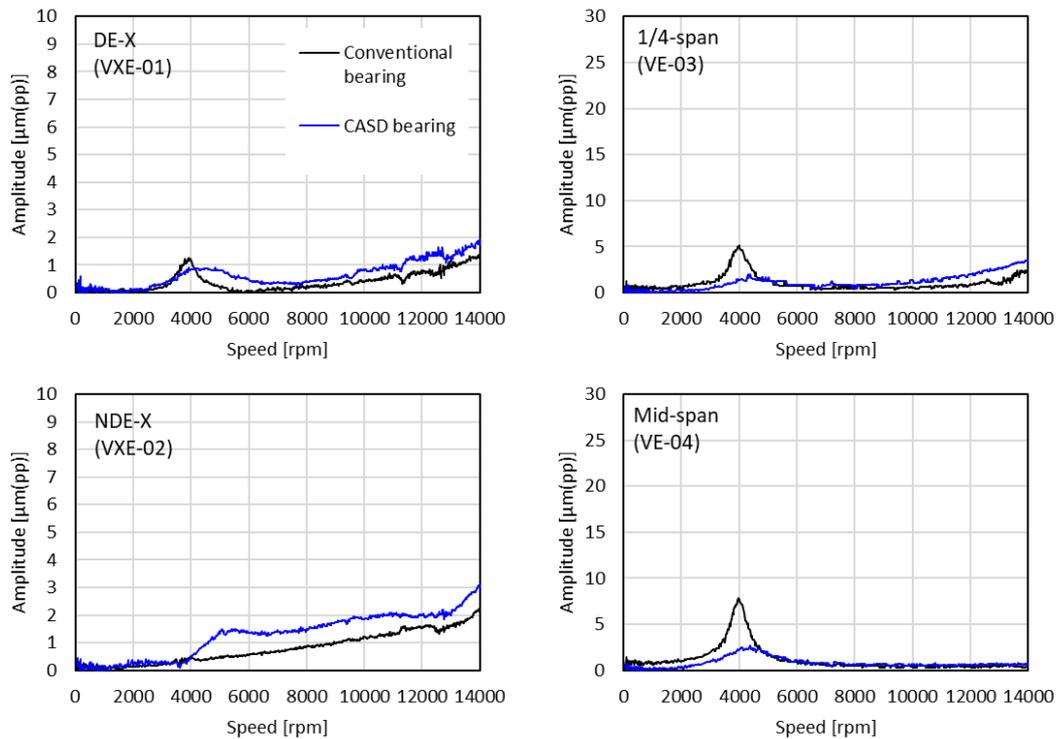


Fig. 4-5 Unbalance response results: Case 2 (Overhung unbalance)

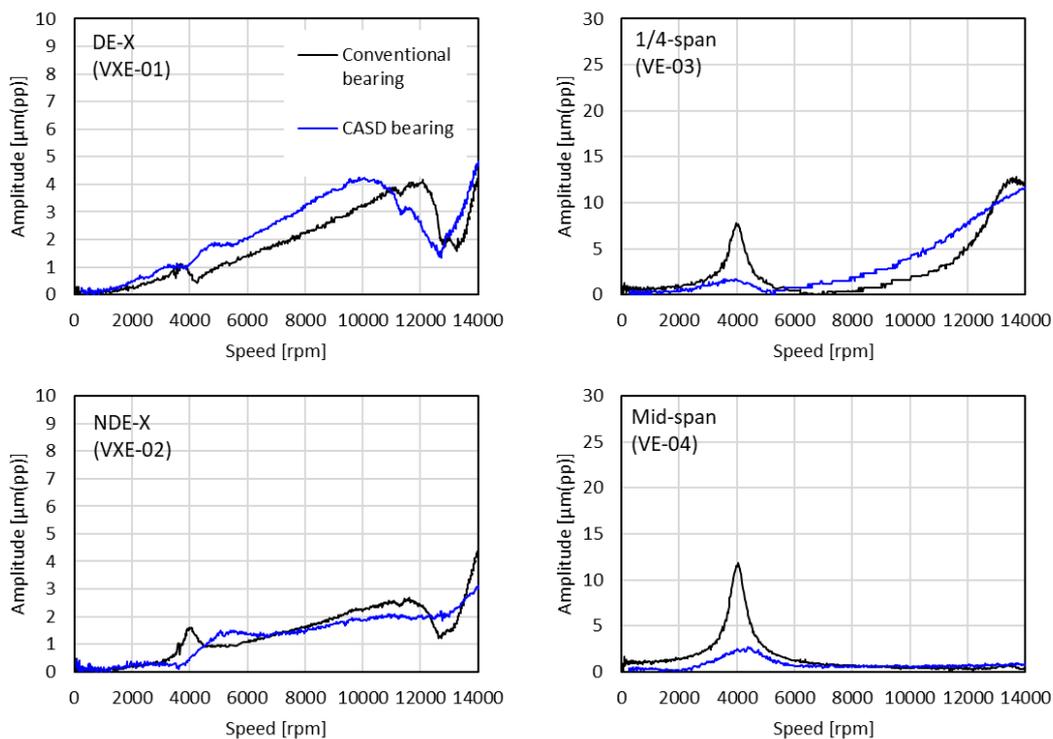


Fig. 4-6 Unbalance response results: Case 3 (Opposite-phase unbalance)

Table 4-5 Amplification factor of 1st critical speed response

Conventional bearing	6.72
CASD bearing	2.67

Calculated from Case 1, VE-04

4.2.5 その他の試験結果

CASD 軸受で 0~14,000 rpm まで運転した際の軸心浮上軌跡を Fig. 4-7 に示す。鉛直方向に真っすぐに浮き上がりが見られており、テイルティングパッド軸受として正常な軸心浮上軌跡となっている。また、CASD 軸受のパッド温度等の計測結果を Fig. 4-8 に示す。パッド温度は最大でも 83℃であり、基準アラーム値 105℃よりも十分低い。以上より、開発した CASD 軸受は軸受として正常に機能していることが確認できた。

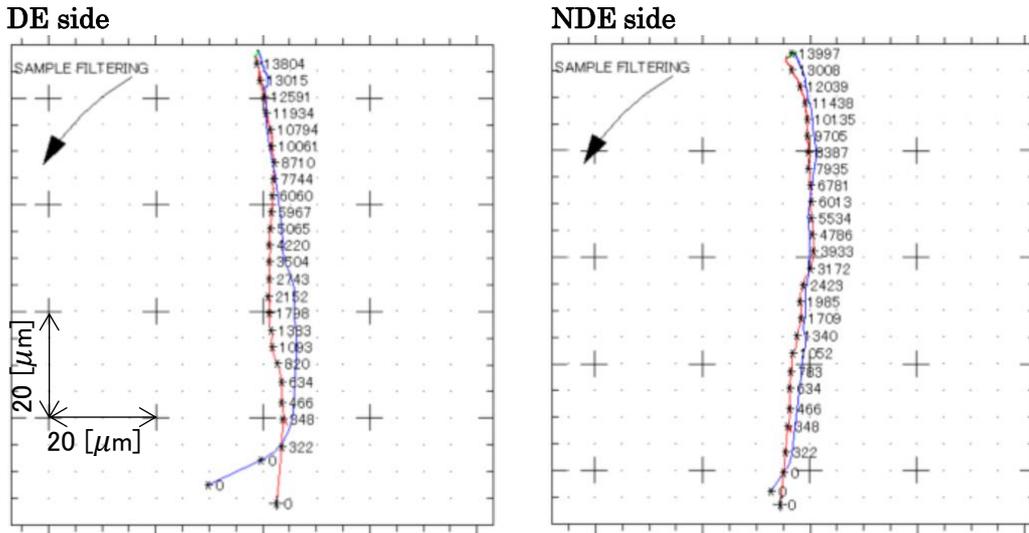


Fig. 4-7 Shaft centerline plot of CASD bearing

Red line: Run-up, Blue line: Run-down, Numbers: Rotational speed [rpm]

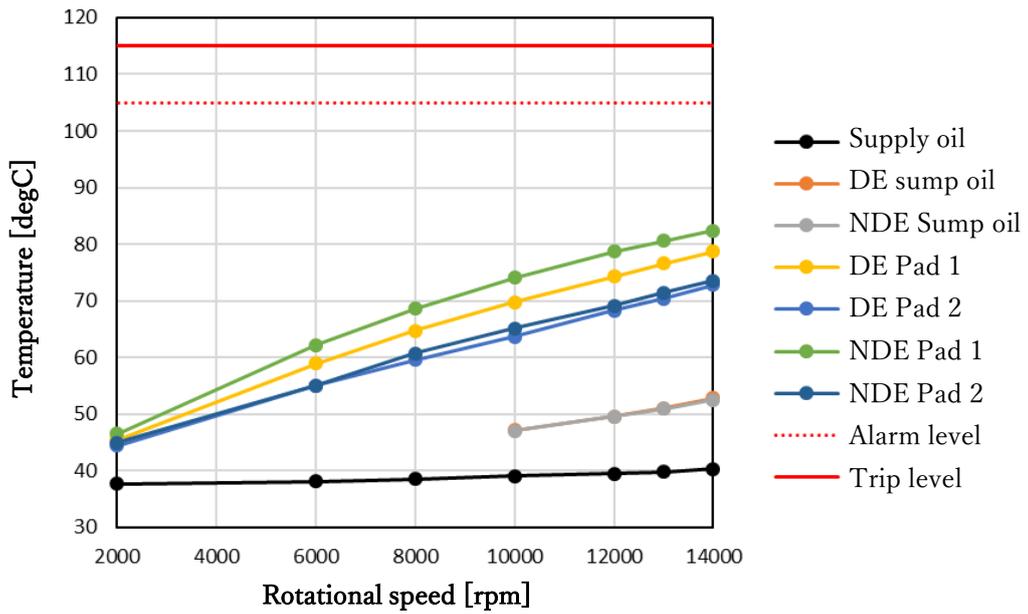


Fig. 4-8 Temperature measurement results of CASD bearing

4.3 解析との比較

前節で述べた高速回転試験における CASD 軸受の不釣り合い応答計測結果を解析と比較することで、CASD を含む軸系の振動応答の予測精度検証を行った。以下に解析モデルと比較結果を述べる。

4.3.1 解析モデル

高速回転試験の軸系解析モデルを Fig. 4-9 に示す。ロータ計算は梁要素 FEM ベースの商用ツール XLRotor (ver.5.6)^[115]を用いた。ペDESTALの特性は、事前のペDESTAL加振試験で取得した周波数応答を再現するよう、2自由度のばねマス系でモデル化した。すべり軸受の動特性計算は、Reynolds 方程式に基づいた熱流体潤滑計算を行う商用ツール XLHydroDyn^[115]で行った。すべり軸受の計算は実測の軸受すきまおよび給油温度で実施した。CASD の動特性は、第 3 章で述べた FSI 解析手法を用いて計算した。計算モデルを Fig. 4-10 および Fig. 4-11 に示す。油膜温度は 38 [°C]、基準 GVF α_0 は 0.005 (p_0 は大気圧) とした。加振振幅は微小振幅 (CASD ラジアルすきまの 5 [%]) とし、UDMF 加振を用いた。特性計算結果を Fig. 4-11 に示す。

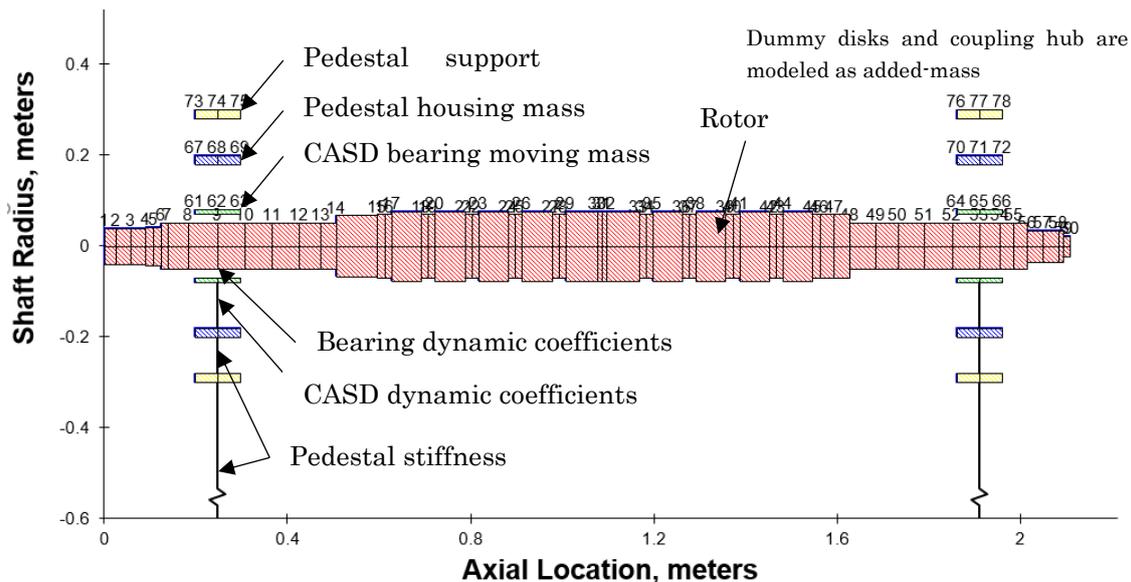
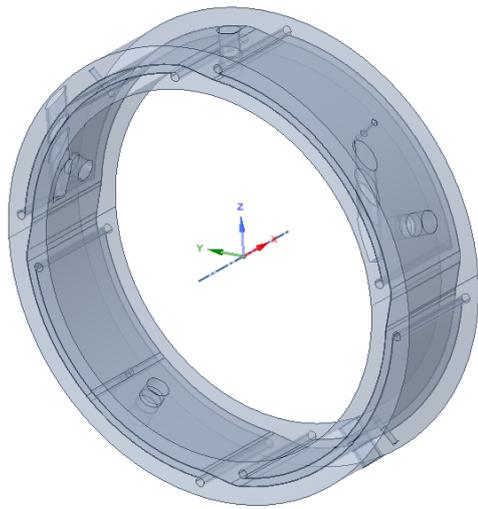


Fig. 4-9 Rotor-bearing system model of high-speed rotating test



(a) Geometly



(b) Mesh

Fig. 4-10 FSI model of CASD for high-speed rotating test (Structural part)

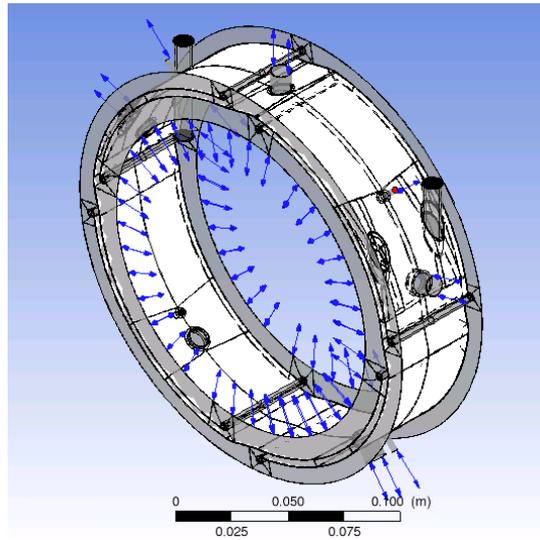


Fig. 4-11 FSI model of CASD for high-speed rotating test (Fluid part)

Table 4-6 Calculation results of CASD dynamic coefficients

Structural stiffness [N/m]	1.37×10^7
Structural moving mass [kg]	0.5
Fluidic direct damping coefficient [Ns/m]	1.560×10^5
Fluidic added-mass coefficient [kg]	15.1

4.3.2 不釣り合い応答の比較

CASD 軸受の不釣り合い応答計算結果を試験と比較したものを Fig. 4-12 に示す。1 次危険速度通過時の振幅は、1/4 スパンおよび軸中央部において試験よりも小さめに予測されているものの、危険速度や軸受部での振幅は正確に予測できており、設計に用いることができるレベルの予測精度となっている。参考までに、Fig. 4-12 には CASD の主対角減衰係数を 2 倍 ($3.12 \times 10^5 \text{Ns/m}$) にして計算したもの（赤一点鎖線）を併せて記載している。減衰を 2 倍とすることでやや減衰過大となり、振幅は増加して試験結果とほぼ同じになる。3.2 節で示した通り、要素レベルの加振試験との比較では CASD の減衰係数を正しく予測できている。よって、上記の応答予測誤差は、軸受と組み合わせたこと（上下分割構造やそのためのボルト穴の影響）あるいは CASD 軸受の周囲環境が大気圧でないことなどに起因すると考えられる。

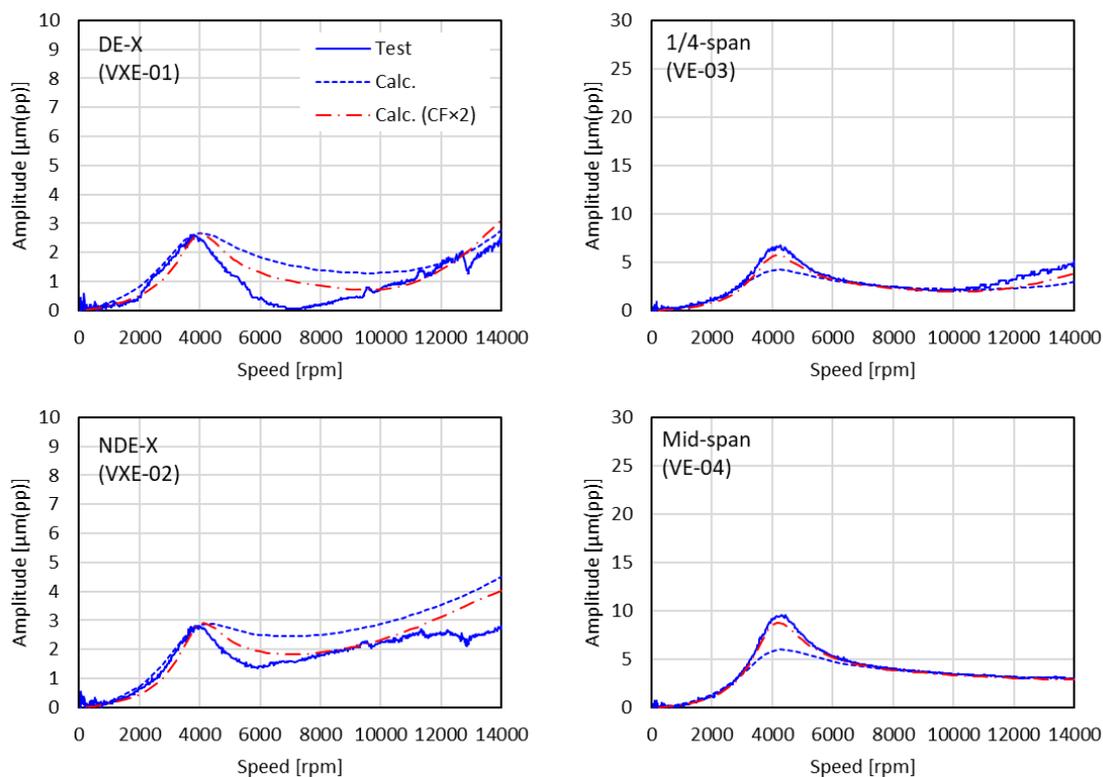


Fig. 4-12 Unbalance response analysis results compared with the test:

Case 1 (Mid-span unbalance)

Test: Measured, Calc.: Analysis, Calc.(CF×2): Analysis (Fluidic direct damping doubled)

4.4 本章のまとめ

本章では実機械への CASD の適用に対してシステムレベルの検証試験を行った。実在の多段遠心圧縮機を対象に、テイルティングパッドすべり軸受と CASD を組み合わせた CASD 軸受を開発し、実スケールの模擬ロータに搭載して高速回転試験（不釣り合い応答試験）を行った。その結果、開発した CASD 軸受が設計意図通りに振動を低減できること、また、軸受としての機能に問題がないことを確認できた。さらに、第 3 章で構築した CASD の動特性予測手法を用いて不釣り合い応答の予測を行い、試験結果をよく再現することを示した。

第5章 結言

本研究では、従来の SFD に比べて小型・軽量であるなど多くの優れた点を持つ円弧ばね型ダンパ (CASD) に対し、実機適用に際して重要な以下の 3 点について研究を行った：

- ① CASD の動特性係数、およびそれらに対する形状の影響の理解
- ② CASD の動特性予測手法の構築と油膜力に対する考察
- ③ 実機械への CASD の適用検証

①に関しては、まず、小振幅・低周波数の条件下であれば、従来の SFD と同様の構造・油膜分離表現が可能であることを理論的検討から示した。次に、3 種類の CASD に対して加振実験を行い、CASD の慣性係数 (付加質量効果)、連成項、および動特性係数に対する形状パラメータ (円弧数、ラジアルすきま、エンドシールすきま) の影響を初めて明らかにした。

②に関しては、まず、構造部分の FEM 解析と油膜部分の CFD 解析を双方向に連成させた数値シミュレーション手法の構築を行った。提案した手法では、円弧ばね構造の複雑な変形、流体の慣性、油膜のキャビテーションを考慮した詳細な解析が可能である。次に、加振実験との比較により、本手法が CASD の動特性を高い精度で予測できることを示した。最後に、数値シミュレーション結果を詳細に分析することで、4 円弧型 CASD の油膜反力についていくつか考察を行った。

③に関しては、実在の多段遠心圧縮機を対象に、テイルティンクパッドすべり軸受と CASD を組み合わせたダンパ軸受を開発し、模擬ロータによる適用検証実験を行った。その結果、開発したダンパ軸受が従来型すべり軸受 (ダンパなし) に比べて高い振動低減効果を持つこと、また、軸受としての機能に問題が無いことを確かめた。

①で特性と形状パラメータの影響が明らかになったこと、および、②で解析手段が確立されたことで、CASD を軸系に合わせて最適に設計することが可能になった。さらに③により多段遠心圧縮機への適用可能性が実証できたことで、これまでラボレベルの研究にとどまっていた CASD を実機械に適用できる準備が整ったと言える。本研究の知見をもとに、多段遠心圧縮機や航空エンジンの試作において CASD が適用され、機械の制振やコンパクト化に貢献し始めていることを付記しておく。また、CASD に限らず、今後、軽量コンパクト

ト化の要請や加工技術の発展により、構造と油膜が双方向に連成する減衰機構は増えていくと予想されるが、②で構築した数値シミュレーション手法は、これらの設計や現象理解にも役立つものとする。

今後の課題としては、蒸気タービンなどの大型の機械でロータ重量が大きく静的偏心がある場合や、航空エンジンなど大振幅・高周波数の加振を受ける場合について、CASD の特性を研究することが挙げられる。すなわち、これらの条件では 2.1.1 項の仮定(a)～(d)が成り立たないため、式(2-8)とは異なる油膜反力の定式化が必要である。また、このような条件における CASD の油膜反力の発生状況を、静的偏心あり／大振幅・高周波数の加振実験や FSI シミュレーションによって明らかにしていく必要がある。これらを含め、今後も各種回転機械における CASD 適用と信頼性向上に向けた研究を行っていく。

謝辞

本研究の終始にわたり，指導教員として懇切丁寧にご指導を賜りました名古屋大学大学院 工学研究科 機械システム工学専攻 井上剛志教授に深く感謝致します。また，博士課程への挑戦をご支援いただきました川崎重工業株式会社の皆様，なかでも，解析・実験から論文作成に至るまで広くアドバイスを頂いた石丸英嗣様，多段遠心圧縮機向けの CASD 軸受設計およびその検証試験にご助力頂いた山下英明様と井上孝彦様に感謝申し上げます。加振実験の遂行をサポート頂きました川重テクノロジー株式会社の小林謙太様と橘亮様，また金山雄二様にもこの場をお借りしてお礼申し上げます。

さらに，御多忙の中，本論文の主査を引き受けて頂きました名古屋大学 井上剛志教授，副査を引き受けて頂きました名古屋大学 原進教授，近畿大学 田浦裕生教授，および東京都市大学 藪井将太准教授に感謝申し上げます。

最後に，少ない休日を論文執筆に充てることを快く許し，研究への気力を与えてくれた妻 麻理子と 3 人の子供たちに深く感謝します。

参考文献

- [1] Fuller, Robert, Jason Preuss, and Jeff Noall. "Turbomachinery for supercritical CO2 power cycles." Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Vol. 44717. American Society of Mechanical Engineers, 2012.
- [2] 川崎重工業株式会社ホームページ <https://www.khi.co.jp/>
- [3] Wenrui, Hu, Bao Jingwei, and Hu Bin. "Trend and progress in global oil and gas exploration." Petroleum Exploration and Development 40.4 (2013): 439-443.
- [4] Moore, J. Jeffrey, et al. "Development of advanced centrifugal compressors and pumps for carbon capture and sequestration applications." Proceedings of the 40th Turbomachinery Symposium. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, 2011.
- [5] 角家義樹. "最近の発電用蒸気タービンの技術動向." ターボ機械 25.1 (1997): 42-47.
- [6] Ballal, Dilip R., and Joseph Zelina. "Progress in aeroengine technology (1939-2003)." Journal of aircraft 41.1 (2004): 43-50.
- [7] 松下修己, 田中正人, 神吉博, 小林正生. 回転機械の振動 -実用的振動解析の基本-, コロナ社 (2009)
- [8] 神吉博. "ターボ機械の不安定現象." ターボ機械 37.5 (2009): 295-306.
- [9] PetroWiki, Centrifugal compressor, https://petrowiki.spe.org/Centrifugal_compressor
- [10] Fowlie, D., and D. Miles. "Vibration Problems with High Pressure Centrifugal Compressors." ASME Paper 75 (1975): 21-25.
- [11] Geary Jr, Carl H., L. P. Damratowski, and C. Seyer. "Design and operation of the world's highest pressure gas injection centrifugal compressors." Soc. Pet. Eng. AIME, Pap.:(United States) 1.CONF-760577-Vol. 1 (1976).
- [12] Childs, Dara W., and John M. Vance. "Annular Gas Seals And Rotordynamics Of Compressors And Turbines." Proceedings of the 26th Turbomachinery Symposium. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, 1997.
- [13] Childs, Dara. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis. John Wiley & Sons, 1993.

- [14] American Petroleum Institute, 2014, "API Standard 617, Eighth Edition, Axial and Centrifugal Compressors and Expander-Compressors," Washington, D.C., USA, API Publishing Services.
- [15] 松下修己, 田中正人, 小林正生, 古池治孝, 神吉博. 続 回転機械の振動 -実機の振動問題と振動診断-, コロナ社 (2012): 234-240.
- [16] Vance, John M., Fouad Y. Zeidan, and Brian G. Murphy. Machinery vibration and rotordynamics. John Wiley & Sons, 2010:216-238.
- [17] Cooper, S. Preliminary investigation of oil films for the control of vibration. London, UK: Institution of Mechanical Engineers, 1963.
- [18] Gunter, Edgar J., P. E. Allaire, and L. E. Barrett. "Design and application of squeeze film dampers for turbomachinery stabilization." Proceedings of the 4th Turbomachinery Symposium. Texas A&M University. Gas Turbine Laboratories, 1975.
- [19] Zeidan, Fouad Y., Luis San Andres, and John M. Vance. "Design And Application Of Squeeze Film Dampers In Rotating Machinery." Proceedings of the 25th Turbomachinery Symposium. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, 1996.
- [20] Della Pietra, L., and G. Adiletta. "The squeeze film damper over four decades of investigations. Part I: Characteristics and operating features." The Shock and Vibration Digest 34.1 (2002): 3-26.
- [21] Adiletta, G., and L. Della Pietra. "The squeeze film damper over four decades of investigations. Part II: Rotordynamic analyses with rigid and flexible rotors." The Shock and vibration digest 34.2 (2002): 97-126.
- [22] 宮地敏雄, 星谷昌二, and 祖父江靖. "ダンパ軸受." 日本ガスタービン学会誌 4.14 (1976): 24-32.
- [23] 宮地敏雄. "スクイズフィルムダンパとその応用例." 潤滑 27.1 (1982): p9-12.
- [24] 小林正生. "スクイズフィルムダンパ軸受の適用例と動特性について." 日本機械学会, RD セミナー(1999)
- [25] El-Shafei, A., and S. M. Crandall. "Fluid inertia forces in squeeze film dampers."

International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Vol. 6265. American Society of Mechanical Engineers, 1991.

- [26] San Andrés, Luis, et al. "Squeeze film dampers: a further experimental appraisal of their dynamic forced performance." Proceedings of the 45th Turbomachinery Symposium. Turbomachinery Laboratories, Texas A&M Engineering Experiment Station, 2016.
- [27] Balda, M., Dynamic properties of turboset rotors, Proc. IUTAM Symp. Dynamics of Rotors, 1974, .p.27
- [28] Leader, Malcolm E., et al. "The Design And Application Of A Squeeze Film Damper Bearing To A Flexible Steam Turbine Rotor." Proceedings of the 24th Turbomachinery Symposium. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, 1995.
- [29] Kuzdzal, Mark J., and Jerry F. Hustak. "Squeeze Film Damper Bearing Experimental Vs Analytical Results For Various Damper Configurations." Proceedings of the 25th Turbomachinery Symposium. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, 1996.
- [30] Edney, Stephen L., and John C. Nicholas. "Retrofitting A Large Steam Turbine With A Mechanically Centered Squeeze Film Damper." Proceedings of the 28th Turbomachinery Symposium. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, 1999.
- [31] Memmott, Edmund A. "Application of squeeze-film dampers to a large centrifugal compressor." Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Vol. 44014. 2010.
- [32] De Santiago, Oscar, L. San Andrés, and J. Oliveras. "Imbalance response of a rotor supported on open-ends integral squeeze film dampers." (1999): 718-724.
- [33] De Santiago, Oscar C., and Luis A. San Andrés. "Imbalance response and damping force coefficients of a rotor supported on end sealed integral squeeze film dampers." Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Vol. 78613. American Society of Mechanical Engineers, 1999.
- [34] De Santiago, Oscar C., and Luis San Andrés. "Field methods for identification of

bearing support parameters—part II: Identification from rotor dynamic response due to imbalances." (2007): 213-219.

- [35] Agnew, Jeff, and Dara Childs. "Rotordynamic characteristics of a flexure pivot pad bearing with an active and locked integral squeeze film damper." *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 44731. American Society of Mechanical Engineers, 2012.
- [36] Delgado, Adolfo, et al. "Identification of Force Coefficients in a 5-Pad Tilting Pad Bearing With an Integral Squeeze Film Damper." EDF/Pprime Poitiers Workshop, Poitiers, France, Oct. 2011.
- [37] Gerbet, Matthieu, et al. "Rotordynamic evaluation of full scale rotor on tilting pad bearings with integral squeeze film dampers." *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 44724. American Society of Mechanical Engineers, 2012.
- [38] 鈴木崇史, 井上剛志, and 松山和弘. "スクイズフィルムダンパのモデル化と実験的検証 (3 方向で支持するセンタリングバネを有する機構)." 年次大会 2016. 一般社団法人 日本機械学会, 2016.
- [39] Ertas, Bugra, Adolfo Delgado, and Jeffrey Moore. "Dynamic characterization of an integral squeeze film bearing support damper for a supercritical CO₂ expander." *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 140.5 (2018).
- [40] Lu, Xueliang, et al. "On the effect of the gap of end seals on force coefficients of a test integral squeeze film damper: experiments and predictions." *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 143.1 (2021).
- [41] Taylor, D. L., and V. S. Fehr. "Analysis and Design of Segmented Dampers for Rotor Dynamic Control." (1982): 84-90.
- [42] Ertas, Bugra, and Adolfo Delgado. "Hermetically Sealed Squeeze Film Damper for Operation in Oil-Free Environments." *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 141.2 (2019).
- [43] Ertas, Bugra, and Adolfo Delgado. "Compliant hybrid gas bearing using modular hermetically sealed squeeze film dampers." *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 141.2 (2019).

- [44] Ertas, Bugra, Keith Gary, and Adolfo Delgado. "Additively Manufactured Compliant Hybrid Gas Thrust Bearing for Supercritical Carbon Dioxide Turbomachinery: Experimental Evaluation and Fluid-Structure Model Predictions." *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 143.8 (2021): 081023.
- [45] Ertas, Bugra, and Keith Gary. "Frequency Dependency of Dynamic Force Coefficients for Hermetic Squeeze Film Dampers Utilizing Fluid-Bounding Flexible Structures." *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 85024. American Society of Mechanical Engineers, 2021.
- [46] Li, Wei, et al. "Squeeze Film Damper Bearing With Double-Ended Beam Centering Springs: Part I—Design and Analysis." *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 84218. American Society of Mechanical Engineers, 2020.
- [47] Li, Wei, et al. "Squeeze film damper bearing with double-ended beam springs: Part ii—experimental validation." *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 84218. American Society of Mechanical Engineers, 2020.
- [48] 横山英二. "高圧遠心圧縮機に関する振動問題." *ターボ機械* 7.12 (1979): 725-730.
- [49] Gunter, Edgar J., and Brian K. Weaver. "ANALYSIS AND BEARING-DAMPER REDESIGN FOR A \$100 MILLION HIGH PRESSURE COMPRESSOR FAILURE." https://mfpt.org/wp-content/uploads/2019/10/Paper_-_Gunter-Weaver.pdf
- [50] Memmott, E. A. "Stability of centrifugal compressors by applications of tilt pad seals, damper bearings and shunt holes." *INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS CONFERENCE PUBLICATIONS*. Vol. 6. MEDICAL ENGINEERING PUBLICATIONS LTD, 1992.
- [51] Memmott, Edmund A. "Application of squeeze-film dampers to a large centrifugal compressor." *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 44014. 2010.
- [52] Memmott, E. A. "Stability analysis and testing of a train of centrifugal compressors for high pressure gas injection." (1999): 509-514.
- [53] Locke, Stephen R., and Wolfgang Faller. "Recycle Gas Compressor Designed For High Unbalance Tolerance And Stability." *Proceedings of the 32nd Turbomachinery*

- Symposium. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, 2003.
- [54] Blair, Barry J., Jong Kim, and Marcio Felipe dos Santos. "A Solution to Years of High Vibration Problems in Three Reinjection Compressor Trains Running at 33 MPA Discharge Pressure." Asia Turbomachinery & Pump Symposium. 2016 Proceedings.. Turbomachinery Laboratories, Texas A&M Engineering Experiment Station, 2016.
- [55] Vannini, Giuseppe. "Rotordynamic validation of an ultra high speed multistage centrifugal compressor stacked rotor." Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Vol. 45769. American Society of Mechanical Engineers, 2014.
- [56] Vannini, Giuseppe, et al. "Rotordynamic Test Results from a High Flexibility Ratio-High Pressure Fully Instrumented Centrifugal Compressor Test Vehicle." Proceedings of the 46th Turbomachinery Symposium. Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station, 2017.
- [57] Vannini, Giuseppe, et al. "Rotordynamic Evaluation of a Large High-Speed Rotor Equipped with Flexure Pivot Journal Bearings and Integral Squeeze Film Damper." Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Vol. 85031. American Society of Mechanical Engineers, 2021.
- [58] Baba, Toshiaki, et al. "TL06-Experimental Evaluation of Performance and Mechanical Reliability for High Pressure CO2 Integrally Geared Compressor." Proceedings of the 48th Turbomachinery Symposium. Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station, 2019.
- [59] Gill, Richard S., et al. "Improvement Of Centrifugal Compressor Reliability Handling High Pressure And High Density Gas." Proceedings of the 28th Turbomachinery Symposium. Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station, 1999.
- [60] 堀, 振動工学ハンドブック, 養賢堂, (1976):935
- [61] Smith, D. M, 1965, "Journal Bearing Dynamic Characteristics-Effect of Inertia Lubricant," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 179, Pt.3J, 37-44.
- [62] Tichy, JA. "The Effect of Fluid Inertia in Squeeze Film Damper Bearings: A Heuristic

- and Physical Description." Proceedings of the ASME 1983 International Gas Turbine Conference and Exhibit., 1983.
- [63] San Andres L. A., and Vance, J. M., 1987, "Force Coefficients for Open-Ended Squeeze-Film Dampers Executing Small-Amplitude Motions About an Off-Center Equilibrium Position," /LS'LE Transactions, Vol. 30, No. 1, 69-76.
- [64] San Andres L. A., and Vance, J. M., 1987, "Effects of Fluid Inertia on Squeeze-Film Damper Forces for Small Amplitude Circular Centered Motions," ASLE Transactions, V01. 30,'No. 1, 63-68.
- [65] Arauz, G. L., and L. San Andrés. "Effect of a circumferential feeding groove on the dynamic force response of a short squeeze film damper." (1994): 369-376.
- [66] Chen, P. Y. P., and E. J. Hahn. "Pressure distribution in squeeze film dampers with oil hole feed." Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 208.2 (1994): 105-112.
- [67] Dede, M. M., M. Dogan, and R. Holmes. "Damping capacity of a sealed squeeze film bearing." NASA. Lewis Research Center Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery (1984).
- [68] 小林正生, 石原大治. "シール付きスクイズフィルムダンパの動特性.", 日本機械学会, 機械力学・計測制御講演論文集, (1998):512
- [69] Delgado, Adolfo, and Luis San Andrés. "A model for improved prediction of force coefficients in grooved squeeze film dampers and oil seal rings." (2010): 032202.
- [70] Braun, M. J., and W. M. Hannon. "Cavitation formation and modelling for fluid film bearings: a review." Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 224.9 (2010): 839-863.
- [71] Zeidan, Fouad Y., and John M. Vance. "Cavitation regimes in squeeze film dampers and their effect on the pressure distribution." Tribology transactions 33.3 (1990): 447-453.
- [72] Sun, D. C., and Brewe, D. E. (July 1, 1992). "Two Reference Time Scales for Studying the Dynamic Cavitation of Liquid Films." ASME. J. Tribol. July 1992; 114(3): 612-615.
- [73] Gehannin, Jérôme, Mihai Arghir, and Olivier Bonneau. "Complete squeeze-film

- damper analysis based on the “bulk flow” equations." *Tribology transactions* 53.1 (2009): 84-96.
- [74] ANSYS Inc., ANSYS FLUENT 12.0. Theory Guide, 2009.
- [75] Awad, M. M., and Y. S. Muzychka. "Effective property models for homogeneous two-phase flows." *Experimental Thermal and Fluid Science* 33.1 (2008): 106-113.
- [76] Braun, M., K. Pierson, and T. Snyder. "Two-way coupled Reynolds, Rayleigh-Plesset-Scriven and energy equations for fully transient cavitation and heat transfer modeling." *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 174. No. 1. IOP Publishing, 2017.
- [77] Natsumeda S., Someya T., 1987, “Negative pressures in statically and dynamically loaded journal bearings”, *Proc. 13 th Leeds-Lyon Symposium on Tribology.*, pp.498-505.
- [78] Constantinescu, V. N. (1995), *Laminar Viscous Flow*, Springer-Verlag, New York.
- [79] Diaz, Sergio, and Luis San Andrés. "A model for squeeze film dampers operating with air entrainment and validation with experiments." *J. Trib.* 123.1 (2001): 125-133.
- [80] Gehannin, Jérôme, Mihai Arghir, and Olivier Bonneau. "Evaluation of Rayleigh–Plesset equation based cavitation models for squeeze film dampers." (2009): 024501.
- [81] Adiletta, Giovanni, and Lelio Della Pietra. "Experimental study of a squeeze film damper with eccentric circular orbits." (2006): 365-377.
- [82] Chen, P. Y. P., and E. J. Hahn. "Use of computational fluid dynamics in hydrodynamic lubrication." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 212.6 (1998): 427-436.
- [83] Guo, Zenglin, Toshio Hirano, and R. Gordon Kirk. "Application of CFD analysis for rotating machinery: Part 1—hydrodynamic, hydrostatic bearings and squeeze film damper." *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 36878. 2003.
- [84] Chen, P. Y. P., and E. J. Hahn. "Side clearance effects on squeeze film damper performance." *Tribology international* 33.3-4 (2000): 161-165.
- [85] Xing, Changhu, Minel J. Braun, and Hongmin Li. "A Three-Dimensional Navier-

Stokes-Based Numerical Model for Squeeze-Film Dampers. Part 1—Effects of Gaseous Cavitation on Pressure Distribution and Damping Coefficients without Consideration of Inertia." *Tribology transactions* 52.5 (2009): 680-694.

- [86] Xing, Changhu, Minel J. Braun, and Hongmin Li. "A three-dimensional Navier-Stokes-based numerical model for squeeze film dampers. Part 2—Effects of gaseous cavitation on the behavior of the squeeze film damper." *Tribology transactions* 52.5 (2009): 695-705.
- [87] Ngondi, Eric M., Thomas GröNsfelder, and Rainer Nordmann. "Mesh movement method for transient simulation of annular cavities: application to prediction of fluid forces in squeeze film dampers." *Tribology transactions* 53.3 (2010): 440-451.
- [88] Lee, Gil Jun, Jay Kim, and Tod Steen. "Application of computational fluid dynamics simulation to squeeze film damper analysis." *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 139.10 (2017).
- [89] Wang, Zhen-lin, et al. "Numerical modeling of the flow in the squeeze film dampers with oil feed groove by computational fluid dynamic analysis." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 231.6 (2017): 693-707.
- [90] San Andrés, Luis, and Sung-Hwa Jeung. "Experimental performance of an open ends, centrally grooved, squeeze film damper operating with large amplitude orbital motions." *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 137.3 (2015).
- [91] Hai-lun, Z., C. Xi, and Z. Ming. "Numerical Investigation on Periodically Time-Varying Dynamic Characteristics of Static Eccentric Squeeze Film Damper." *Journal of Applied Fluid Mechanics* 14.2 (2021): 389-399.
- [92] Kanki, Hiroshi, Yosichika Sato, and Takayuki Ueshima. "Development of Compact Damper Bearing." *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. Vol. 47381. 2005.
- [93] Kanki, Hiroshi, Yoshichika Sato, and Takayuki Ueshima. "Development of standard damper bearing for small and medium sized rotating machinery", *IMEchE* (2005)

- [94] 上島啓之. “新型スクイズフィルムダンパーに関する研究” 神戸大学修士論文 (2006)
- [95] 神吉博, “軸受のダンパ要素及びその製造方法, 並びにガスタービンエンジン” 特開 2007-56976
- [96] Ertas, Bugra, et al. "Stabilizing A 46 MW multi-stage utility steam turbine using integral squeeze film bearing support dampers." Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Vol. 45769. American Society of Mechanical Engineers, 2014.
- [97] 神吉博. "新型ダンパー軸受の研究." 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2006 論文集.
- [98] 神吉博. "油軸受で支持されたロータシステムへの新型スクイズフィルムダンパの適用研究." 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2007 CD-ROM 論文集. 2007.
- [99] Heshmat, Hooshang, and James F. Walton. "Advanced multi-squeeze film dampers for rotor vibration control." Tribology transactions 34.4 (1991): 489-496.
- [100] Walton, J. F., and H. Heshmat. "Rotordynamic Evaluation of an Advanced Multi-Squeeze Film Damper: Imbalance Response and Bladloss Simulation." Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Vol. 79023. American Society of Mechanical Engineers, 1991.
- [101] Zhou, Hai Lun, et al. "Two dynamic models of dual clearance squeeze film damper and their verification." Tribology International 66 (2013): 187-193.2013
- [102] Shoyama, Tadayoshi, and Koji Fujimoto. "Dynamic properties of water-lubricated double clearance squeeze film damper supported by O-rings." Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Vol. 51142. American Society of Mechanical Engineers, 2018.
- [103] Han, Zhifei, Qian Ding, and Wei Zhang. "Dynamical analysis of an elastic ring squeeze film damper-rotor system." Mechanism and Machine Theory 131 (2019): 406-419.
- [104] Guyan, R. J., 1965, “Reduction of Stiffness and Mass Matrices,” AIAA Journal, 3.2, pp. 380-380.
- [105] Seeton, Christopher J. "Viscosity-temperature correlation for liquids." International Joint Tribology Conference. Vol. 42592. 2006.

- [106] 小林正生. "環状給油溝を有するスクイーズフィルムダンパの動特性の研究: 第 1 報, 加振試験による動特性の計測." 日本機械学会論文集 C 編 62.600 (1996): 3013-3020.
- [107] 浅見敏彦, and 関口久美. "流体減衰器のダンピング特性: オイルフィルムダンパ, オイルダンパと空気ダンパ." 日本機械学会論文集 C 編 57.534 (1991): 437-445.
- [108] 片岡俊二. 分離反復型解法に基づく大規模並列流体構造連成解析. Diss. University of Tokyo (東京大学), 2015.
- [109] 吉村忍, 岡本真史, and 山田知典. "流体構造連成問題の分離反復型解法における安定性と効率." 日本機械学会論文集 B 編 72.716 (2006): 869-876.
- [110] 山田知典, and 吉村忍. "連成解析における逐次互い違い法の緩和について." 理論応用力学講演会 講演論文集 第 56 回理論応用力学講演会. 日本学術会議 「機械工学委員会・土木工学・建築学委員会合同 IUTAM 分科会」, 2007.
- [111] ANSYS Inc., ANSYS 2021R1 Workbench User's Guide, 2021.
- [112] ANSYS Inc., ANSYS 2021R1 Mechanical APDL Theory reference, 2021.
- [113] ANSYS Inc., ANSYS 2021R1 CFX Solver Theoy Guide, 2021.
- [114] ANSYS Inc., ANSYS 2021R1 System Coupling User's Guide, 2021.
- [115] Rotating Machinery Analysis, Inc., XLRotor Reference Guide Ver.5.6., 2019.