

ポンプの戦略的な開発事例

Examples of strategic pump development

株式会社 西島製作所
技術本部
兼森祐治
TORISHIMA PUMP Mfg. Co., Ltd.
Engineering Div
KANEMORI Yuji

1

アジェンダ

会社紹介

東証プライム (東京証券1部)
グローバルネットワーク

1. 高効率ポンプの開発事例

CFDによる流れ解析
半径流ラビリンスシール

2. 渦防止装置付立軸ポンプ

環境問題への戦略
経済性：工事費と日数削減
特許のネットワーク戦略

3. ポンプ水中軸受用外部診断装置の開発

社会変化に対する戦略
少子高齢化

4. 高速ポンプ設計技術の確立

SDGs

2

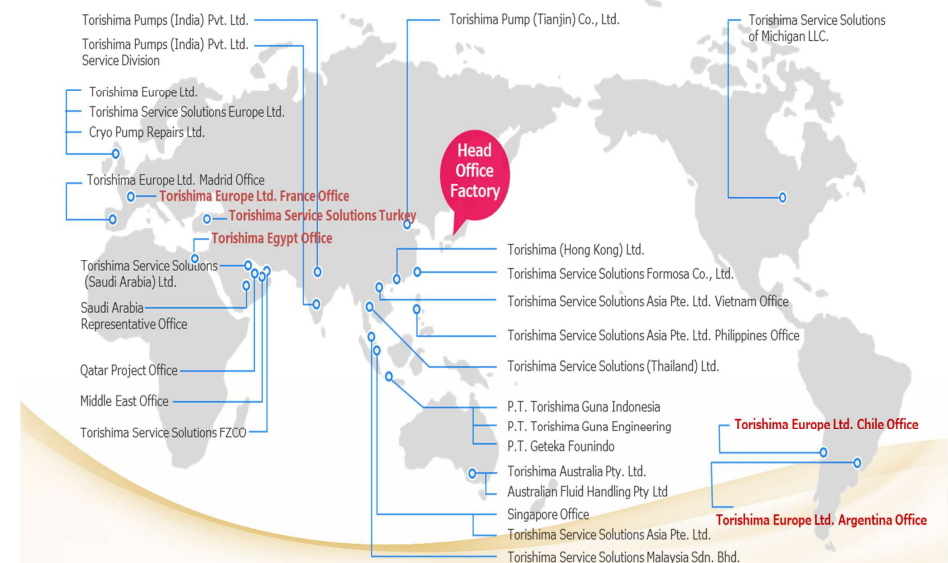
トリシマポンプは様々な分野で人々の生活を
支えています



○ 従業員数 1,665人 (連結) / 934人 (単体) **会社紹介**
○ 国内拠点 【工場】 本社工場 (大阪府高槻市)、九州工場 (佐賀県武雄市)
東証プライム (東京証券1部)

3

グローバルネットワーク



4

環境変化に対する戦略

1. 高効率ポンプの開発事例

5

いま何故、海水淡水化プラントなのか？

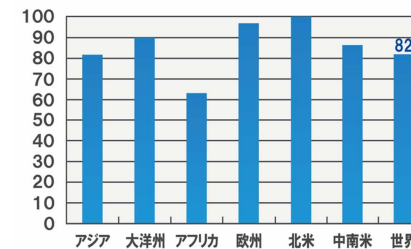
深刻化する水不足問題

2000年:12億人(18%の人)、

2050年:63億人(70%の人)が水不足に悩む...

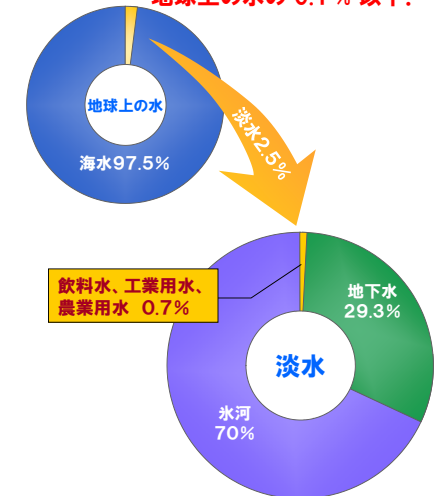
40%以上の人が深刻な水不足に悩む

淡水の不足(2000)



■ 安全淡水利用可能人口比率
※上記の数値は、IPCCによる調査数値から抽出したものです。

容易に飲み水に使える水は、
地球上の水の0.1%以下。



6

ユーザーニーズの分析

淡水化方式

多段フラッシュ法

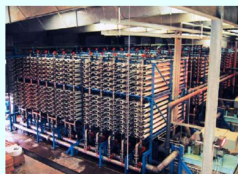
(MSF法, Multi Stage Flush Distillation)



- ・ 海水を蒸留して淡水を作り出す方式
- ・ 蒸発法プラントでの多くの納入実績

逆浸透膜法

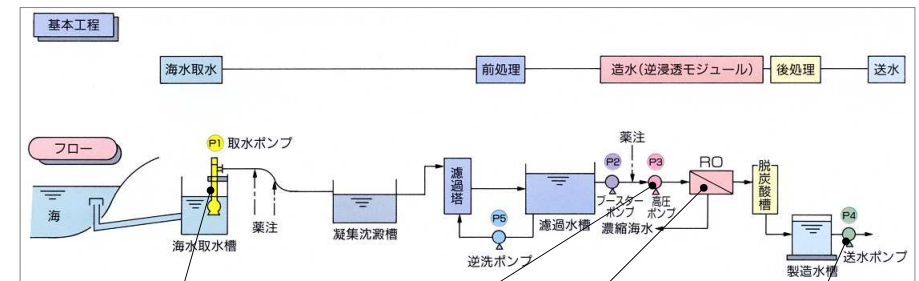
(RO法: Reverse Osmosis Membrane)



- ・ 海水に圧力をかけて逆浸透膜(RO膜)と呼ばれるろ過膜の一種に通し、淡水を造り出す方式
- ・ MSF法に変わり主流となりつつなる方式

7

RO法で使用されるポンプ



ROプラントで心臓部となる重要な高圧ポンプ

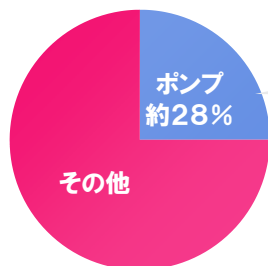
8

日本におけるポンプの使用電力量の現状

年間消費電力量は約1兆kWh

産業用の年間消費電力量は、4,900億kWh※1

一般的に産業分野で用いる最終製品のうち、
電力使用量の約28%をポンプ※2が占めている。



※1. 経済産業省 第16回省エネルギー基準部会の開催結果 資料参照 (2011年1月24日)

※2. IEA 資料参照

【ポンプでの省エネシミュレーション】

ポンプでの年間消費電力量: 1,200億kWh (約12%)
電力単価 : 10円
CO₂関西排出係数: 0.000311 (2010年関西電力)

全ポンプで
20%の省エネ
を達成した場合

CO₂排出量
746万t
削減

消費電力
240億kWh
低減

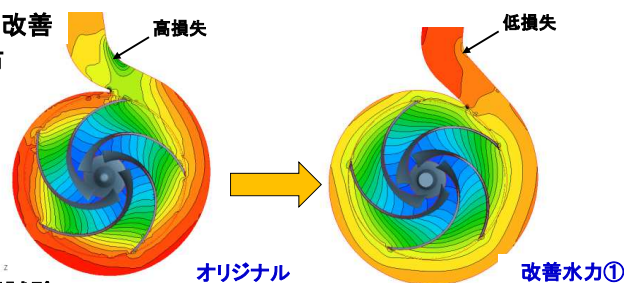
コストダウン
2,400億円

全消費電力の約2.4%
産業分野の消費電力の約4.9% に相当

CFD (Computational Fluid Dynamics) の活用

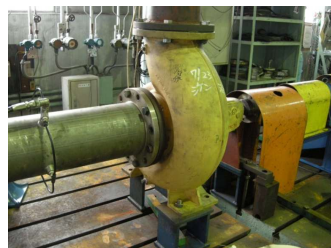
■ CFDによるエコポンプの開発

●渦巻きケーシングの改善
仕様点で圧力分布
(CFD結果)



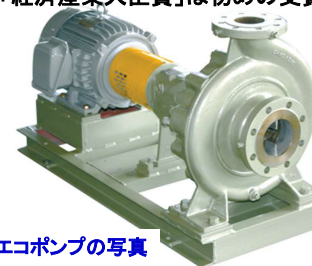
●ポンプ性能の確認試験

ポンプの性能試験により、改善したポンプ性能が確認された。



■ CFDによるエコポンプの開発

一般財団法人 省エネルギーセンター主催の平成26年度「省エネ大賞一製品・ビジネスモデル部門」において、当社の「ポンプdeエコ」が評価され、最高位である「経済産業大臣賞(ビジネスモデル分野)」を受賞した。ポンプ業界で「経済産業大臣賞」は初めの受賞となる。

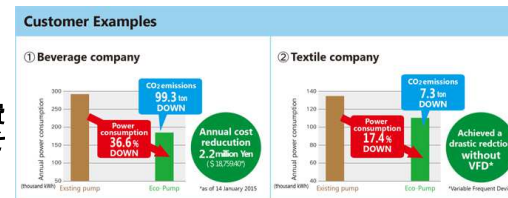


業界初の受賞!

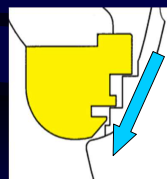


エコポンプの写真

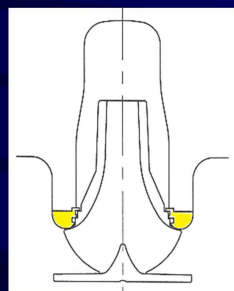
●トリシマでは、エコポンプに取替えることで、実際にどのくらい省エネになるかを具体的な数値で提示。「消費電力量」「CO₂排出量」「電力コスト」それぞれに、年間の削減量を見積もった「省エネ提案書」を提出している。



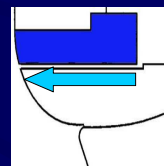
半径流ラビリンスシール によるポンプ性能の改善 (要素技術)



(a)Radial labyrinth seal



Impeller shape applied
radial labyrinth seals

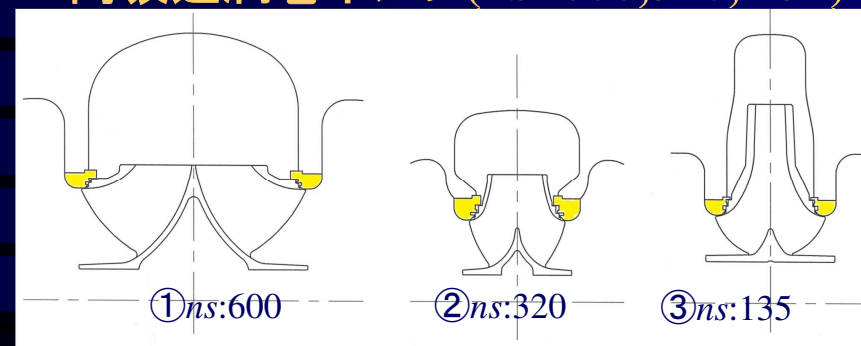


(b)Plain seal

13

実験装置

両吸込渦巻ポンプ($ns=600, 320, 135$)



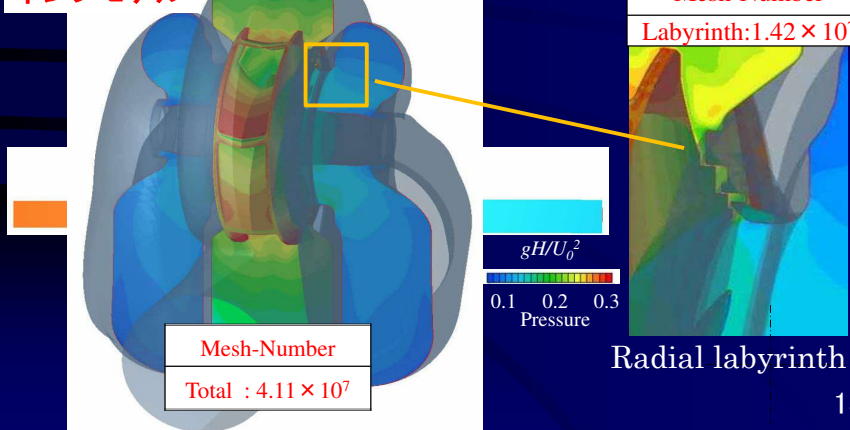
未だ明らかにされていない半径流ラビリンスシール(1.1)~(1.3)
が比速度 ns の異なるポンプ性能の及ぼす影響
静特性(効率・吸込性能)(1.4)

14

CFDによる流れ解析(1.1)~(1.4)

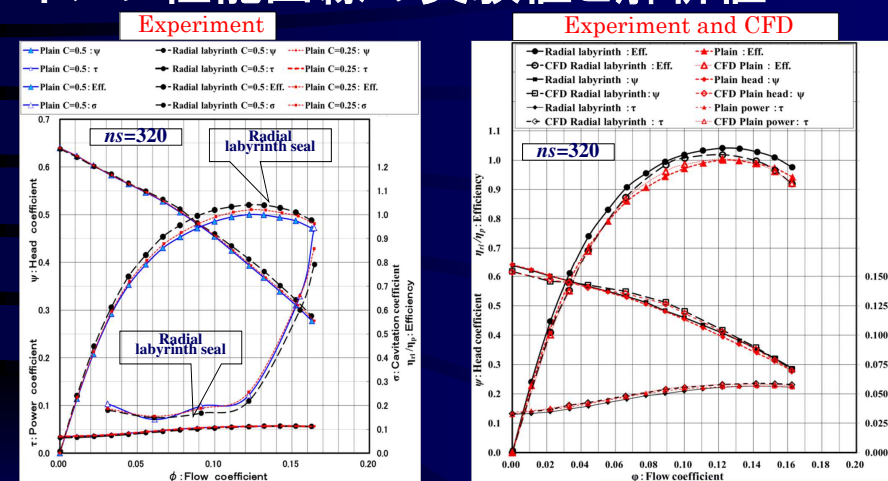
Inlet	Outlet	Mesh-Number	Turbulence model	Analytical wall function
Mass-flow rate is constant	Ave. static pressure is 0.0(Pa)	Total : 4.11×10^7 Labyrinth: 1.42×10^7	ANK model Improved $k-\varepsilon$ model	Log-law wall function considered low-Reynolds number

ポンプモデル



15

ポンプ性能曲線の実験値と解析値(1.4)



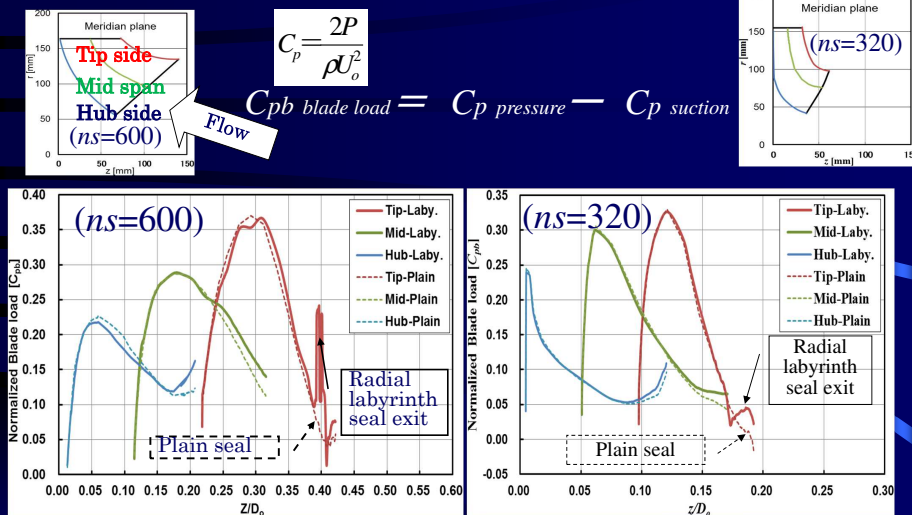
(a) Pump performance
curves of radial labyrinth
and plain seal

②($ns=320$)

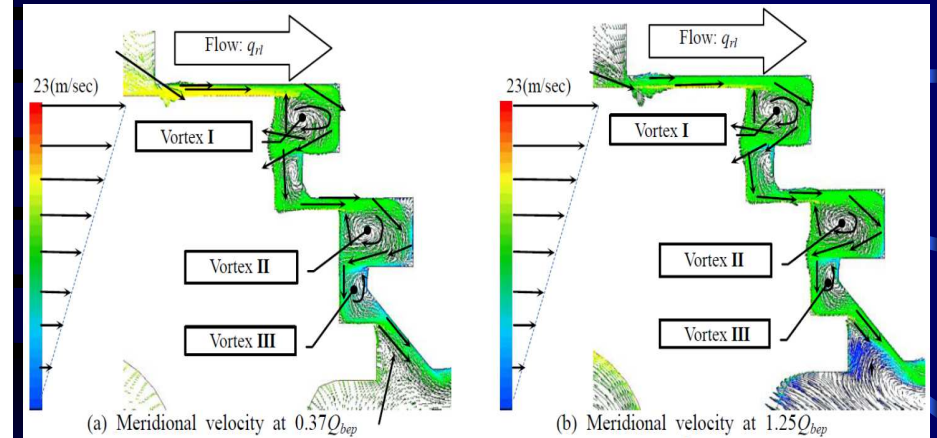
(b) Comparison of
measured and CFD

16

羽根車の翼面負荷(1.1)~(1.3)



半径流ラビリスシールのCFD解析(1.4)



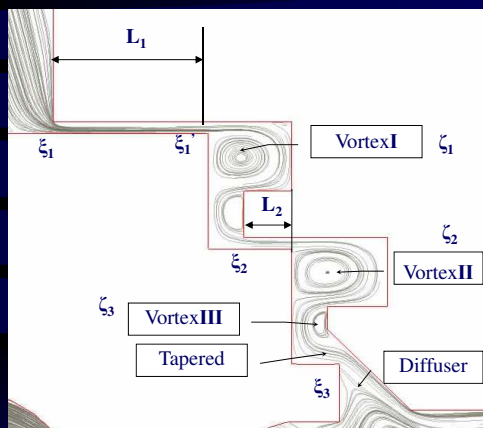
Velocity of radial labyrinth seal model by CFD ①(ns=600)

各段の入口での流の方向が変わり、これにより大きな損失が生ずる。半径流ラビリスシールでは各段の入口前部に溝部(groove)があり、ここで急な速度変化が生じ、渦により大きな損失が起こるため、漏れ量を小さくすることができる^(1.4)。

18

理論解析(1.1)

ラビリスシール内部の経路に添う圧力の理論値とCFD



各段の溝部分での
渦損失係数

	First stage	Second stage	Third stage
Inlet losses	$\xi_1:0.5$	$\xi_2:0.5$	$\xi_3:0.75$
Outlet losses	$\xi_1':1$	$\xi_2':1$	$\xi_3':1$
Vortex losses	$\xi_1:1$	$\xi_2:1$	$\xi_3:1$

$$P_0 - P_{ex} = \frac{1}{2} \rho v^2 \left\{ 1 + \sum_{i=1}^j (\xi_i + \xi_i' + \xi_i) + \sum_{i=1}^j 2 \lambda_i \frac{L_i}{C_i} \right\} - \frac{(u_i^2 - u_j^2)}{v^2} \quad (1)$$

$$= \frac{1}{2} \rho v^2 f \left(\xi, \xi', \lambda, \frac{L}{C} \right)$$

19

式(1)に遠心力の項を加え

$$P_0 - P_{ex} = \frac{1}{2} \rho v^2 f \left(\xi, \eta, \lambda, \frac{L}{C} \right) + \frac{1}{2} \rho \omega^2 \{ (r_1^2 - r_2^2) + (r_2^2 - r_3^2) \}$$

シールの漏れ量 q

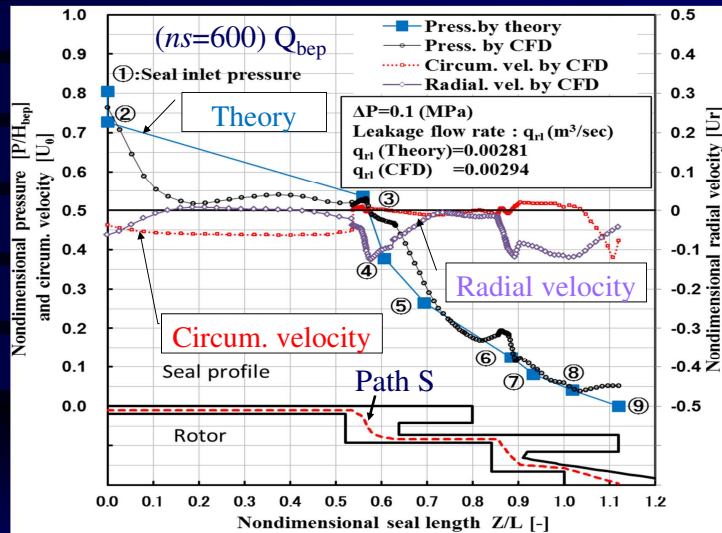
$$q = \int_0^{2\pi} 2\pi C_v R d\theta$$

動特性係数

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} m_{xx} & m_{xy} \\ m_{yx} & m_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix}$$

20

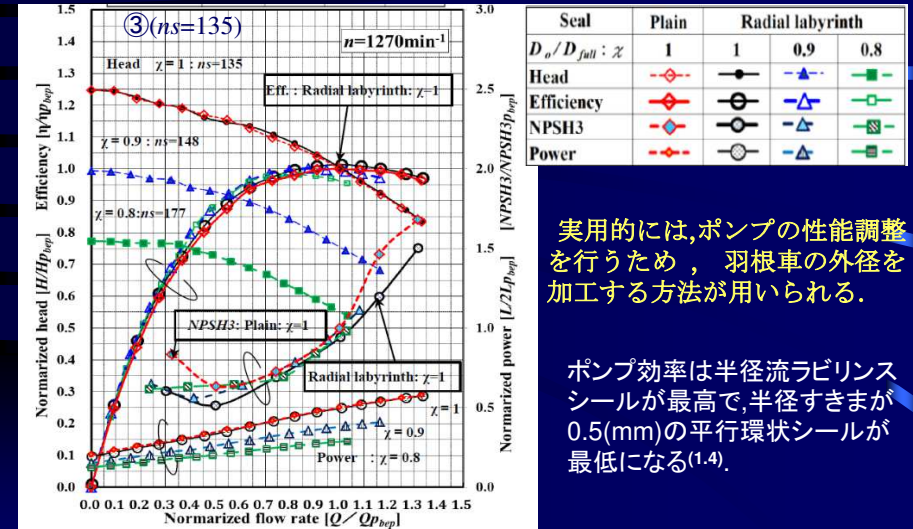
半径流ラビリンスシール理論値とCFD解析との比較^(1.3)



圧力の理論値はCFD解析値より高くなっているがシール漏れ量 q_{rl} の理論値とCFD解析値の誤差は約10%以内で、半径方向ラビリンスシール内の圧力分布の変化を定性的に表している^(1.3)。

21

羽根車外径加工によるポンプ性能^(1.4)



実用的には、ポンプの性能調整を行うため、羽根車の外径を加工する方法が用いられる。

ポンプ効率は半径流ラビリンスシールが最高で、半径すぎみが0.5(mm)の平行環状シールが最低になる^(1.4)。

半径流ラビリンスシールのNPSH3 < 平行環状シールのNPSH3 22

結 論

- 半径流ラビリンスシールによる漏れ流量損失の抑制により、ポンプ効率の上昇が図れる。
- ポンプ比速度に関わらず、キャビテーション発生部分に圧力水を吹きかけ翼面圧力を高めることにより、吸込性能が改善されることを確認した。
- 半径流ラビリンスシール内部で渦が発生する箇所はポンプ吐出し流量にかかわらずおよそ同一位置にあるため、半径流ラビリンスシール内部流れは同じモデルで解析できる。

23

半径流ラビリンスシール参考文献

- (1.1) 兼森・半田, ポンプ性能に及ぼす半径流ラビリンスシールの影響, 日本機械学会論文集Vol. 86, No. 887, 2020 [DOI: 10.1299/transjsme.19-00408]
- (1.2) 兼森・半田, ポンプ比速度による半径流ラビリンスシールの影響, 日本機械学会講演論文集, [No. 21-23] 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2021 [2021. 9. 13-17]
- (1.3) 兼森・半田, ポンプ性能に及ぼす半径流ラビリンスシールの影響, 日本機械学会講演論文集, [No. 19-13] Dynamics and Design Conference 2019 USB論文集 [2019. 8. 27-30, 福岡]
- (1.4) 兼森・半田, 半径流ラビリンスシールのポンプへの適用, ターボ機械第50巻第10号(2022), p26.

ターボ機械協会 2023年度 論文賞 受賞

24

2. 渦防止装置付立軸ポンプ Vortex Inhibitory Pump (V. I. Pump)

25



大量の水を送るポンプ

立軸斜流ポンプ

25mのプール(300m³)を
20秒で
いっぱいになります！

人間がこの大きさ！

27

環境問題・集中豪雨の増加

2-2 増加傾向の集中豪雨

気象庁の1975～2015年までの80 mm以上の「猛烈な雨」の発生回数(Table 2)は、最近10年

(H18-27)と30年前(S60-H6)を比較すると、1.48倍に増加しており、従前に比べて、内水排除施設の重要性が増している状況である(Fig. 2)。

30年⇒1.48倍

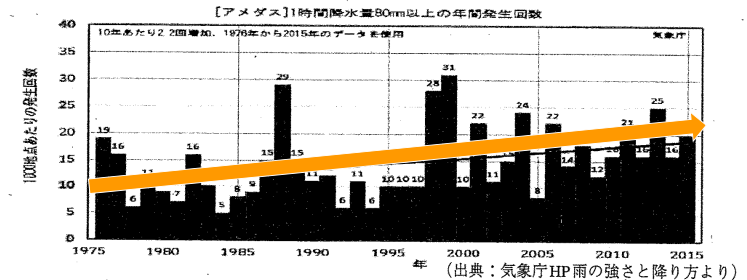


Fig. 2 Annual number of occurrences with an hourly rainfall of 80 mm or more

これからのポンプ市場は設備更新による

小型・大流量化・低い水槽水位が市場ニーズ

出典: ターボ 機械, Vol.45, No.7 (2017-7), pp426.

26

Research & Market Development

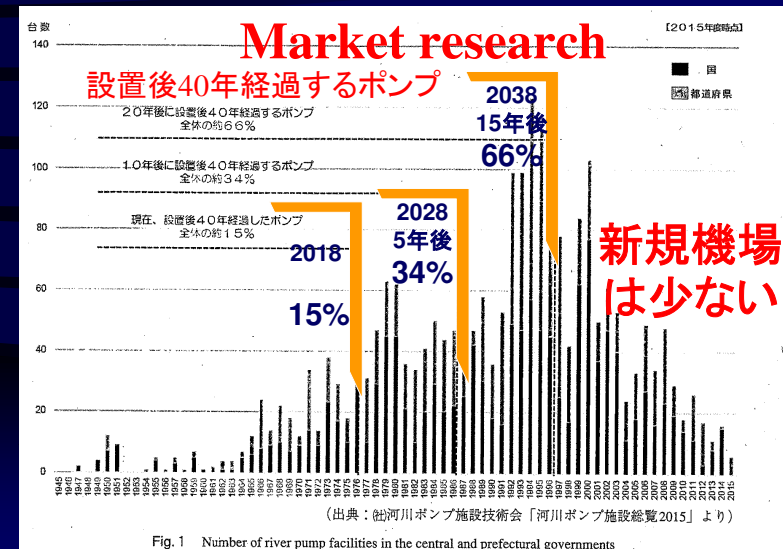
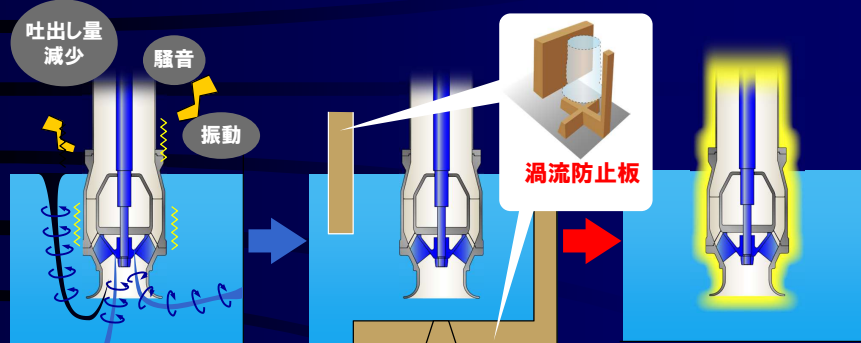


Fig. 1 Number of river pump facilities in the central and prefectural governments

出典: ターボ 機械, Vol.45, No.7 (2017-7), pp42.

28

研究開発の背景



渦対策なし 渦流防止板による従来の渦対策

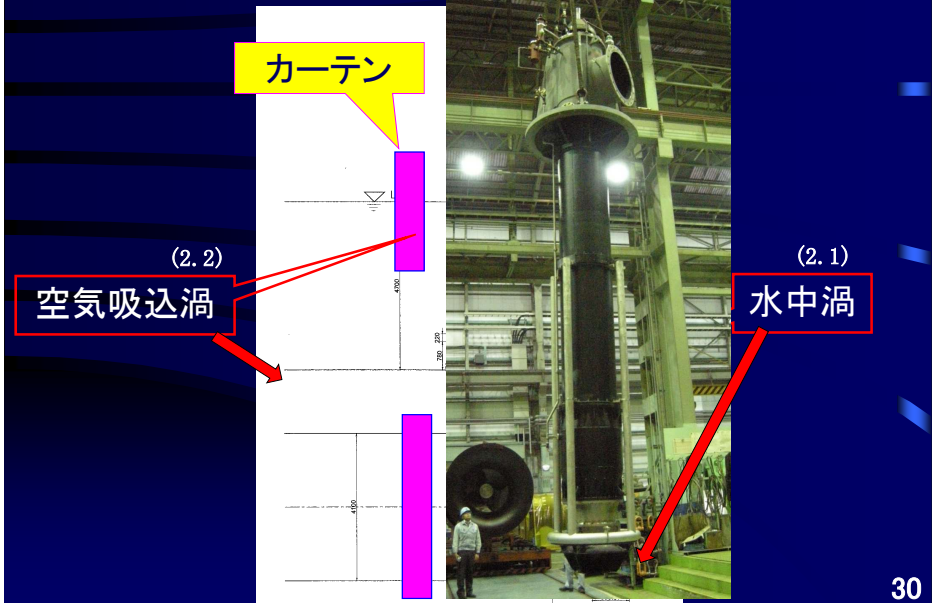
ポンプ性能に悪影響を及ぼす水中渦と空気吸込渦が発生 (2.1)

渦流防止板は土木構造物のため多額の工事費と日数が必要

渦流防止板を不要とし、ポンプ本体で有害な渦の発生を防止することが望まれている。

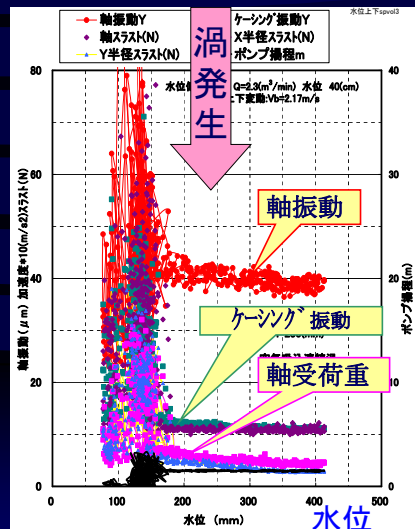
29

渦防止土木工事の削減



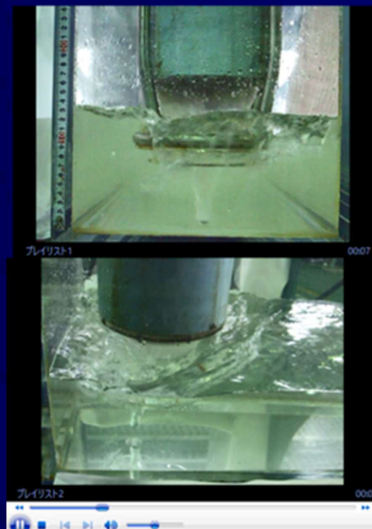
30

水位による振動と軸受荷重の増加 (2.3) ~ (2.4)



正面

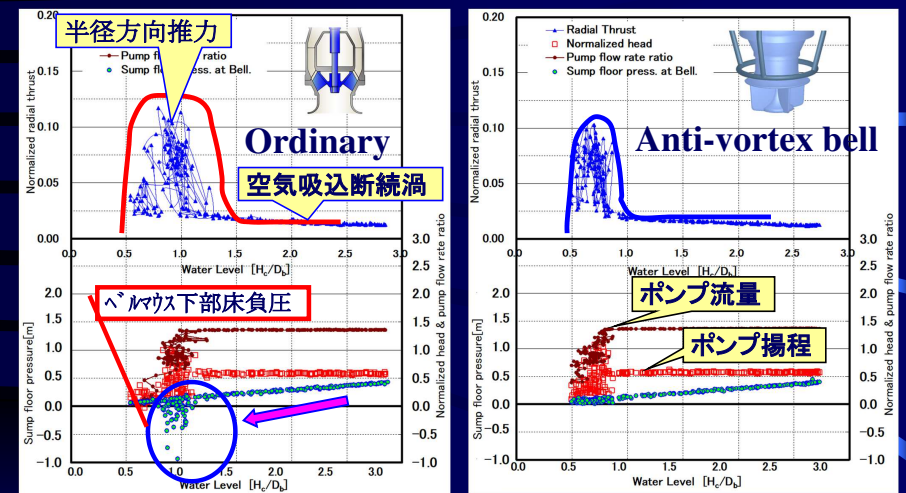
横



渦による軸受荷重7~8倍 軸振動の増大 (2.3) ~ (2.4)

31

水位と半径方向推力の関係 (2.3)



(a) Ordinary bellmouth

(b) Anti-vortex bellmouth

Radial thrust increment due to water level decline (2.3)

32

特許のネットワーク戦略 大阪府発明実施功労者表彰:2018年度 受賞



33

二重ベルマウス参考文献

(2.1) 兼森・本崎, 渦防止ベルマウスによるポンプ振動抑制, ターボ機械, 39-10, 606-615

ターボ機械協会 2011年度 論文賞 受賞

(2.2) 兼森・潘, ポンプ水槽の空気吸込渦予測と防止技術, ターボ機械, Vol. 43, No. 2, (2015), pp90-98.

(2.3) 兼森・半田, 立軸斜流ポンプ羽根車に働く動的半径方向推力の挙動, 日本機械学会論文集, Vol. 82, No. 837

機械力学・計測制御分野特集号(2016), DOI:10.1299/transjsme.15-00580.

(2.4) 兼森・半田, 立軸斜流ポンプ羽根車に働く軸スラストの挙動, 日本機械学会学会論文集, Vol. 83, No. 850

DOI:10.1299/transjsme.16-00513.

(2.5) 兼森, 排水ポンプの現状と開発課題, ターボ機械, 特集号 Vol. 45, No. 7, (2017), pp2-10.

34

社会状況の変化に対する戦略

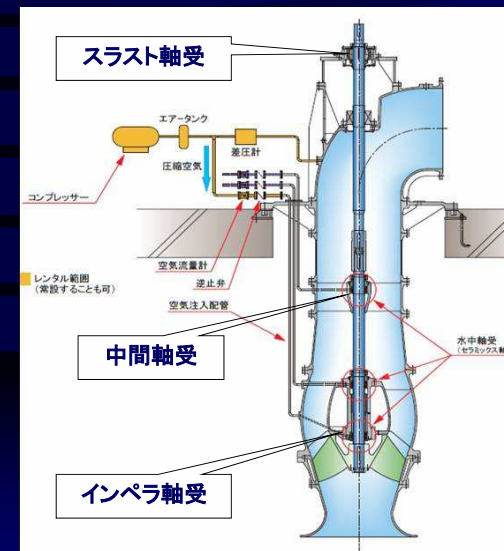
3. ポンプ水中軸受用外部診断装置の開発

日本機械学会 関西支部
2010年度 技術賞 受賞

 TORISHIMA PUMP MFG.CO.,LTD.

35

水中軸受外部診断装置の構造



実績 8機場

- ①広島県・機織
- ②宮城県・新四日市
- ③宮城県・十五丁
- ④京都市・鳥羽
- ⑤和歌山県・高川
- ⑥大阪府・池田市
- ⑦広島県・福山市
- ⑧大阪府・豊中市

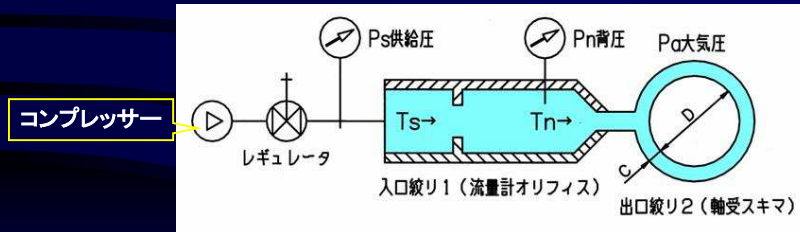
空気供給管は
内視鏡がドパイプ
ベアドクター

36

開発目的

- ・ **アセットマネジメント** → ポンプ分解せずに健全度診断

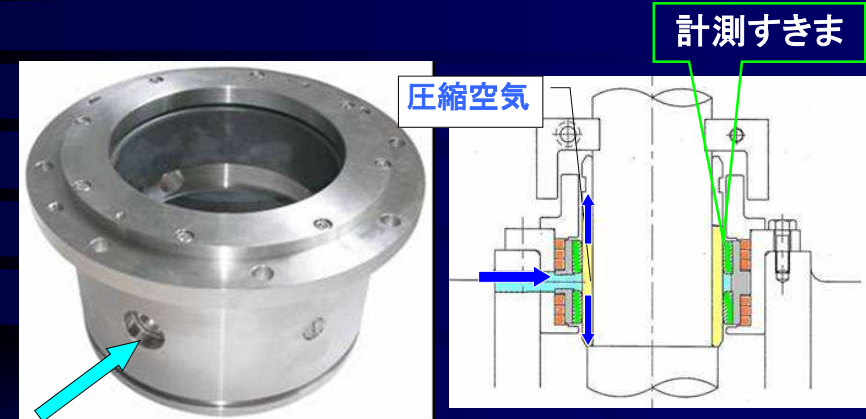
↓
水中軸受診断装置および圧搾空気による
軸受すきま計測と清掃



- ・ **空気マイクロメータ***の応用
- ・ *1931年フランスで発明された(Air micrometer)
- ・ これから発達したノズル・フラップは微小長さの測定技術として重要な地位をしめる。

37

外部診断型セラミックス軸受

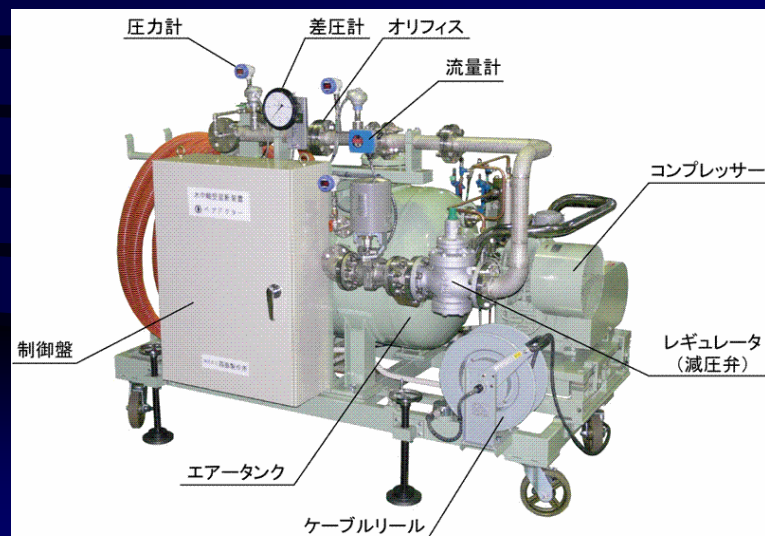


セラミックス軸受の空気注入口

軸受断面図

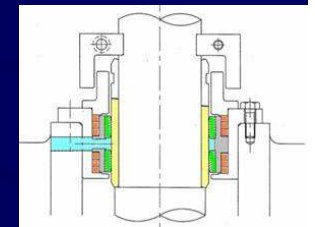
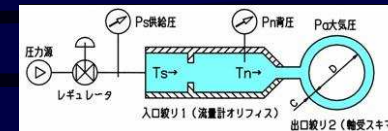
38

可搬式水中軸受診断装置



39

【高圧式空気マイクロメータ】(3.1)



$$Q_1 = \frac{\alpha_1 \pi d^2 P_s}{4 \gamma_n \sqrt{R T_s}} \sqrt{\frac{2 g k}{k-1} \left\{ \left(\frac{P_n}{P_s} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_n}{P_s} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right\}}$$

亜音速域、 $P_a/P_n > P_c$, P_c : 臨界圧比=0.528

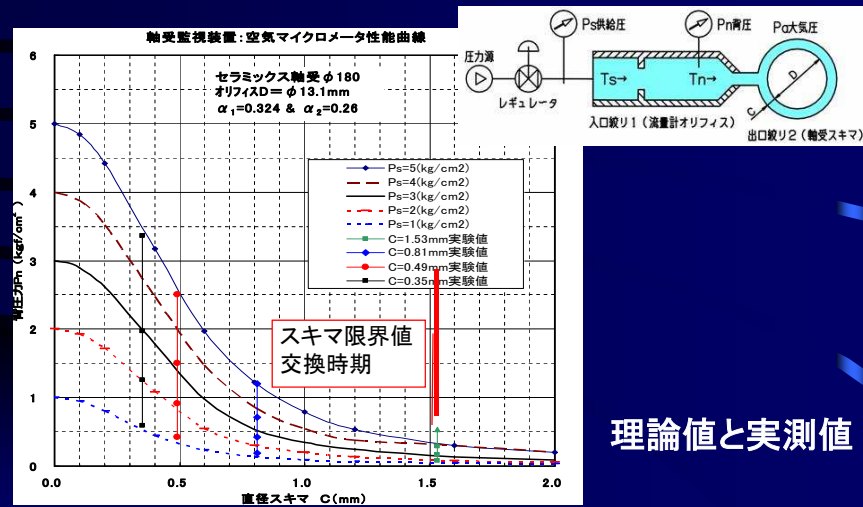
$$Q_2 = \frac{\alpha_2 \pi D c P_n}{\gamma_n \sqrt{R T_n}} \sqrt{\frac{g k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

音速域、 $P_a/P_n < P_c$, P_c : 臨界圧比=0.528

入口オリフィス絞り直径: d , 軸径: D , 供給圧力: P_s , 背圧力: P_n , 重力加速度: g , 温度: T , 軸受直径すきま: c , ガス定数: R , 断熱指数: k , 比重: γ

40

空気マイクロメータ特性曲線 すきまと圧力変化の関係^(3.1)



すきまと圧力変化の関係^(3.1)

41

1. 水中軸受外部診断と振動診断との比較

方法	振動による診断		水中軸受外部診断装置	
緒元	特徴	留意点	特徴	長所
測定原理	振動による間接的な測定による	水位・温度・運転点による振動変化	空気マイクロメータによる直接計測	誤差は少ない
測定箇所	ポンプ水中軸受から離れた地上のブラケットか駆動機	水中内部の振動がセンサに達するまでに減衰する	空気配管によるアクセス	軸受すきまを直接計測する
耐久性	上記問題の解決に水中センサ	水中であれば腐食による劣化電気部品の絶縁の経年劣化	計測・診断時にだけアクセス	診断時に地上部に設置

42

事例1 水中軸受監視装置のフィールドテスト



ガスタービンと減速機

43

実機場ポンプへの適用例

空気パイプ接続時 **カプラー継手**



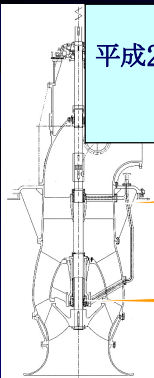
外部水中軸受診断装置

44

計測結果(軸受直径すきま)

軸受直径:Φ180

計測日時	測定箇所	計測値	許容すきま
平成20年8月8日	中間軸受	0.38(mm)	1.15(mm)
	下部軸受	0.36(mm)	1.15(mm)
平成24年4月24日	中間軸受	0.42(mm)	1.15(mm)
	下部軸受	0.41(mm)	1.15(mm)



中間軸受

3年8カ月の摩耗量(雨水ポンプ)
中間軸受 0.04(mm)

下部軸受

下部軸受 0.05(mm)

45

内視鏡によるセラミックス水中軸受の目視検査



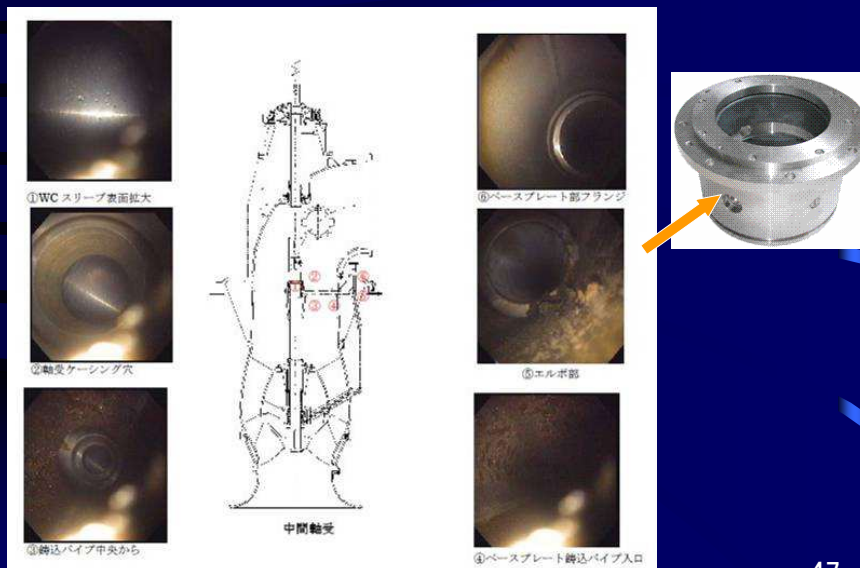
内視鏡診断の様相



内視鏡の装置

46

実負荷運転後のセラミックス軸受表面



47

まとめ

- ・ 予防保全に当たり
通常の維持管理でポンプ内部の軸受を、
非分解・非破壊により判断する診断手法
- ・ 今後のアセットマネジメント
健全度診断をサポートする技術の開発

【参考文献】

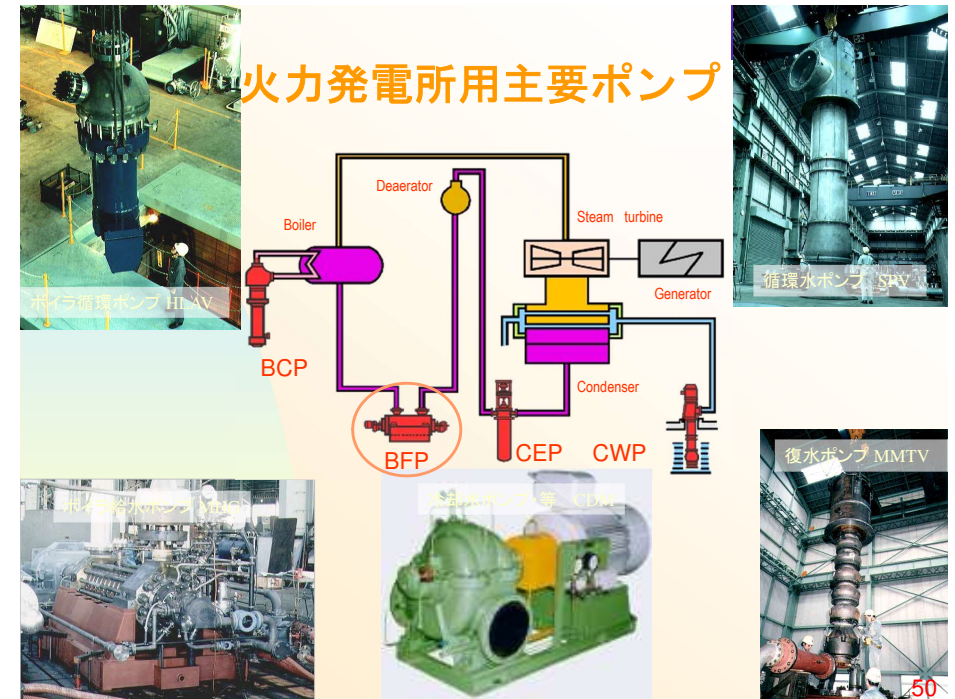
(3.1) 兼森祐治, 本崎和彦, 前田英昭, "ポンプ水中軸受監視装置の開発", 日本機械学会関西支部 第86期定時総会講演会論文集, No.909, 2011.

48

持続可能な開発目標 産業と技術革新の基盤技術

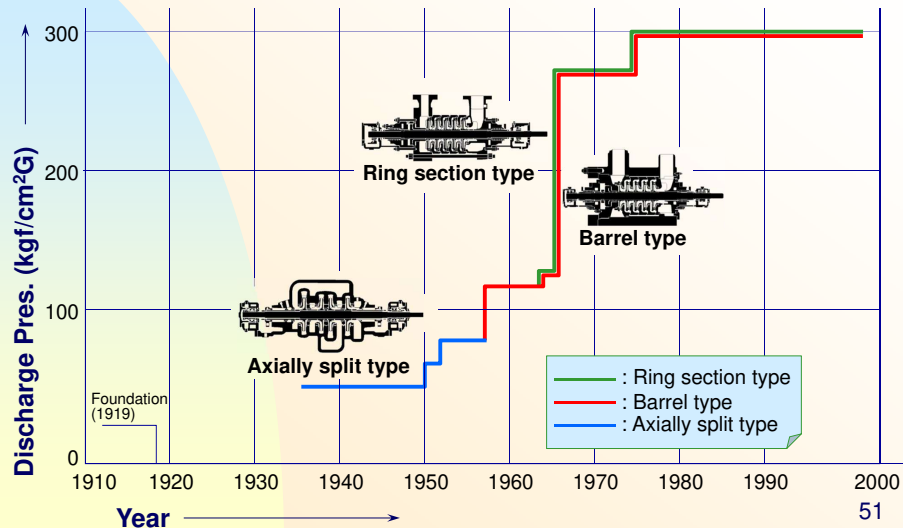
4. 高速ポンプ設計技術の確立

53



Torishima Boiler Feed Pumps

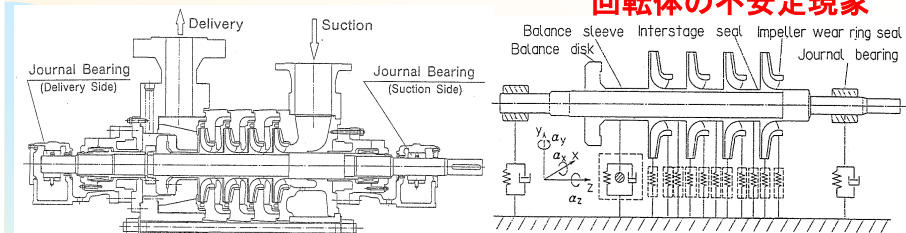
● Development of Torishima Boiler Feed Pumps.



51

ロータ'イミックス解析(4.6) (4.8) (4.9)

回転体の不安定現象



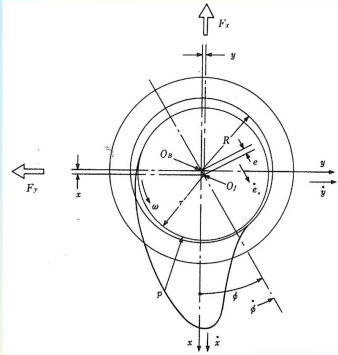
1. 軸の回転により羽根車やカップリングにジャイロ効果が作用する
2. 軸の回転によりすべり軸受や内部シールに支持剛性や減衰作用が発生する
3. 剛性や減衰のばね定数や減衰定数は、回転速度や軸受荷重に依存して変化する
4. 軸受やシールに作用するばね定数や減衰定数には、通常は連成項がある

二自由度振動系

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} m_{xx} & m_{xy} \\ m_{yx} & m_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix}$$

52

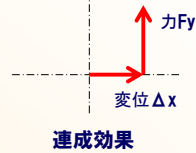
すべり軸受のモデル



すべり軸受の座標

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix}$$

F: 軸受反力
x, y: ジャーナル変位
K: ばね定数
C: 減衰定数

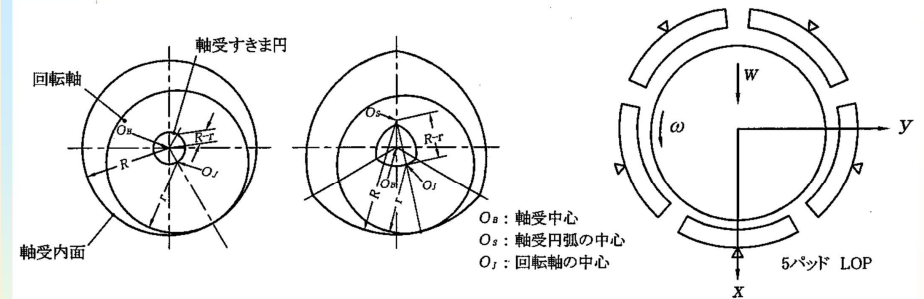


- ・軸受の形状 (内径形状、L/Dなど)
- ・ゾンマーフェルト数



日本機械学会の資料等より8個の係数を求める

軸受の種類



(a) 真円軸受 (b) 三円弧軸受 (c) ティルティングパッド軸受

(a)は最も一般的な真円軸受で、動荷重の場合に適す。

(b)の軸受円周を数等分した多円弧軸受は、オイルホイップを起こさせないようにしたもので、すきまを最小限にしても、焼付かせない工夫がしてある。

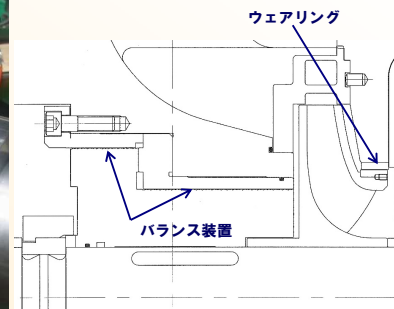
(c)のティルティングパッド軸受は、高回転用に使われる。

シール

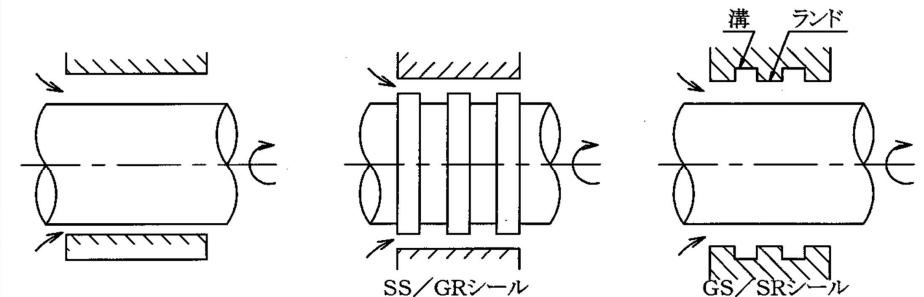
ポンプ内部の漏れ量を抑制するために設けられる
ウェアリングやバランス装置



バランス装置



ターボ機械に使用されるシール



(a) 平行環状シール

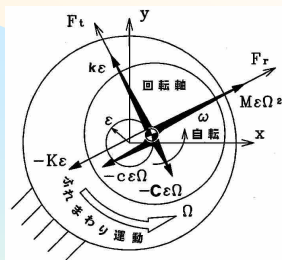
(b) 溝付シール

ポンプシールの軸支持力

シールはポンプ内部で一種のハイドロスタティック軸受として働き、ロータを支える機能がある。

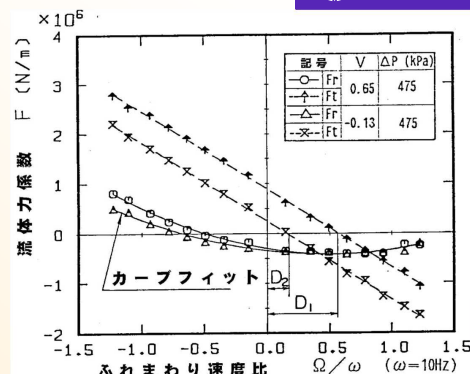
このことは、シール部に作用する流体力がロータの振動安定性に及ぼす影響が大きく、振動の原因となることを示す。

シールのモデル



$$-F_r = -M\epsilon\Omega^2 + c\epsilon\Omega + K\epsilon$$

$$-F_t = C\epsilon\Omega - k\epsilon$$

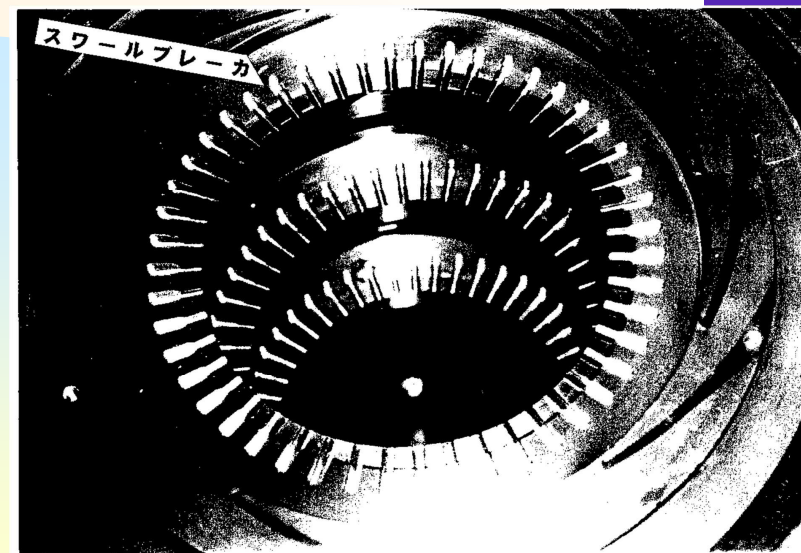


入口旋回流とふれまわり速度比との関係

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{xx} & 0 \\ 0 & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix}$$

シール径、長さ、隙間および差圧などの諸条件により係数が決まる(4.1)~(4.4)。

57

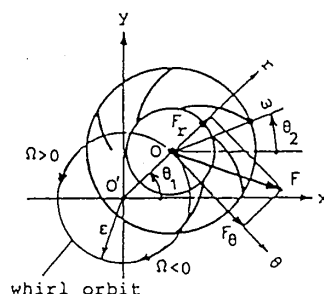
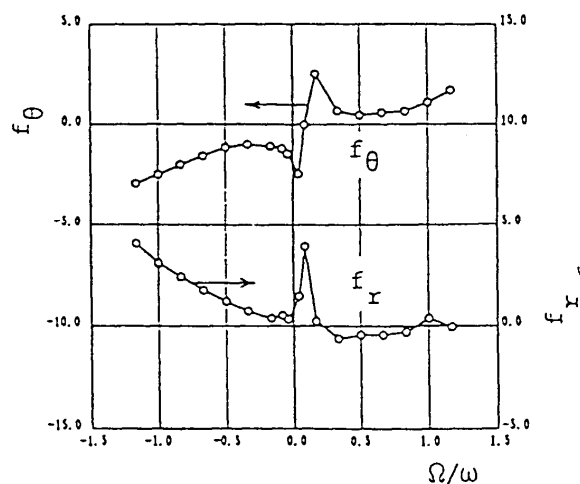


スワールブレーカの一例

58

ふれまわり運動による羽根車流体力(4.5)

Q=0.2



f_θ : ふれまわり流体力
 f_r : 復元流体力
 Ω : ふれまわり角速度
 ω : 回転角速度

59

多段タービンポンプモデルの運動方程式

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} - \{F_f\} = \{f(t)\}$$

[M]: 回転体の質量マトリックス
 [C]: ジャイロ効果による減衰マトリックス
 [K]: 回転体の剛性マトリックス
 $\{F_f\}$: 流体力(軸受、シール)
 $\{f(t)\}$: 励振力

複素固有値解析

$f(t)$ を零と置き、複素固有値 λ_i を求めて安定性を判別する(4.6) (4.8) (4.9)

$$\lambda_i = \gamma_i \pm j\beta_i$$

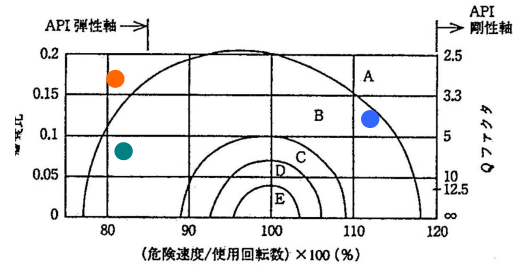
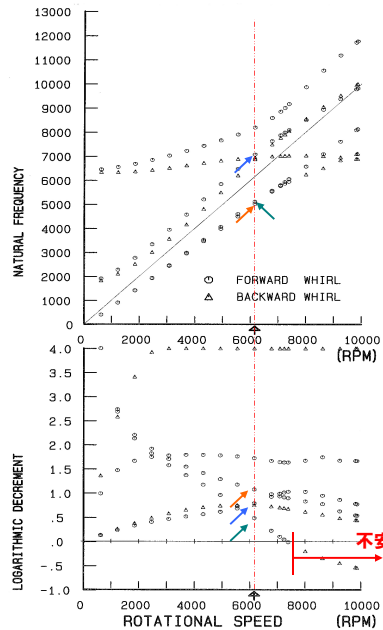
虚数部 β_i は、i 次の固有角振動数

実数部 γ_i が負であれば安定、正であれば不安定

また、i 次の対数減衰率 δ_i は下式より求められる。

$$\delta_i = -2\pi\lambda_i / \beta_i$$

60



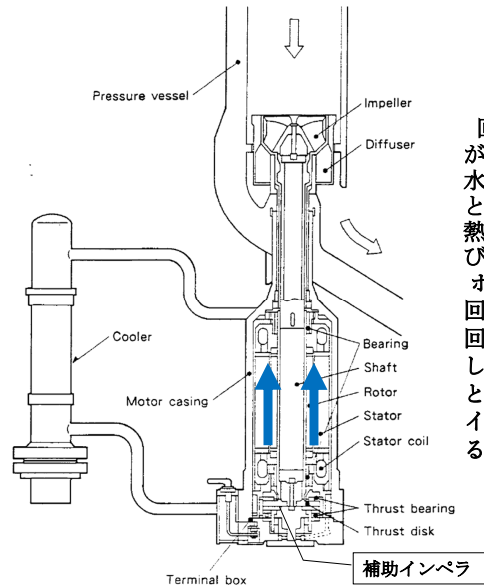
A: 危険速度はみつからない, B: 低感度 (使用可能), C: 中感度 (高速釣合せが必要), D: 高感度 (フィールドバランスが必要), E: 極高感度 (避けなければならない).

回転速度からの離調率および減衰比より感度を評価

61

水中モータポンプの振動安定性解析(4.1) ~ (4.13)

62



ABWR原子炉循環用水中モータポンプ(4.7)

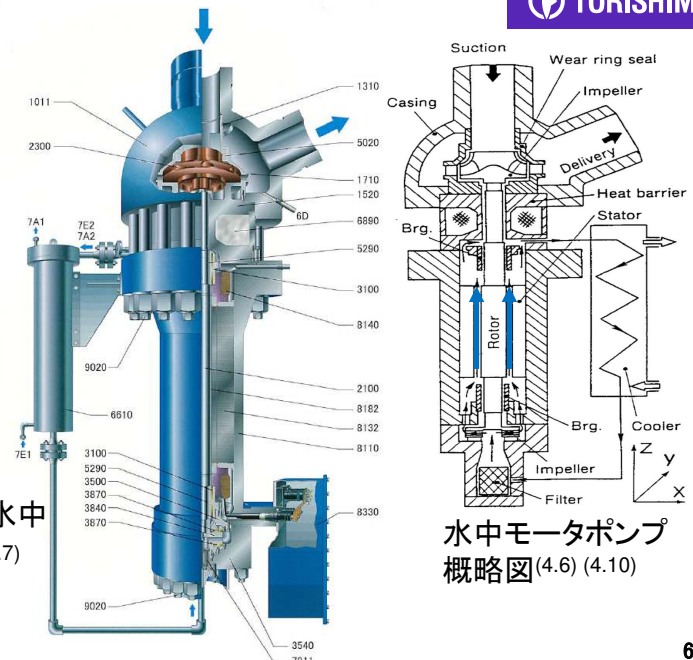
回転体の下部には補助インペラが設けられており、モータ内の水を軸方向に強制循環させることにより、モータ内に発生する熱やポンプから伝達する熱を運び去るようになっている。

ポンプは縦形で使用されるため、回転体を支えるラジアル軸受には回転体の自重が加わらない。(4.6) (4.9) しかし、実際にはモータの回転子と固定子の間に磁気吸引力が働き、インペラにも半径方向推力が加わるため軸受静荷重が働く。(4.6) (4.13)

63

No.	名称
1011	キューケーシング
1310	ガイドリング
1520	ヒートバリア
1710	ガイドベーン
2100	シャフト
2300	インペラ
3100	スベリシクウケ
3500	ベアリングブラケット
3540	スラストベアリングケース
3840	スラストカラ
3870	スラストパッド
5020	ケースウェアリング
5290	メタルスリーブ
6610	高圧冷却器
6890	ダンクワザイ
7911	フィルタ
8110	モーターケーシング
8132	ステータコア
8140	ステータコイル
8182	ロータコア
8330	ターミナルボックス
9020	スタッドボルト
6D	ポンプケーシングボレン
7E1	高圧冷却器用 低圧冷却水入口
7A1	高圧冷却器用 低圧冷却水出口
7E2	ヒートバリア用 低圧冷却水入口
7A2	ヒートバリア用 低圧冷却水出口

ボイラ循環用水中モータポンプ(4.7)



水中モータポンプ概略図(4.6) (4.10)

64

記号の説明

K, k : ばね定数の主対角項と連成項	[N/m]
K_{xx}, K_{xy} : ばね定数	[N/m]
C, c : 減衰定数の主対角項と連成項	[Ns/m]
C_{xx}, C_{xy} : 減衰定数	[Ns/m]
M : 付加質量	[kg]
M_{xx}, M_{xy} : 付加質量	[kg]
K_{xx}^*, K_{xy}^* : ばね定数を無次元化したFritzの理論値	
C_{xx}^*, C_{xy}^* : 減衰定数を無次元化したFritzの理論値	
M_{xx}^* : 付加質量を無次元化したFritzの理論値	
$K_{\theta\theta}, K_{\theta z}$: シリンドリカルふれまわりによる モーメントばね定数の主対角項と連成項	[Nm/rad]
$C_{\theta\theta}, C_{\theta z}$: シリンドリカルふれまわりによる モーメント減衰定数の主対角項と連成項	[Nms/rad]
$M_{\theta\theta}$: シリンドリカルふれまわりによる モーメント付加質量	[kgm ² /rad]
$K^{\theta\theta}_{xx}, K^{\theta\theta}_{xy}$: Fritzの理論値により無次元化したシリンドリカル ふれまわりによるモーメントばね定数	
$C^{\theta\theta}_{xx}, C^{\theta\theta}_{xy}$: Fritzの理論値により無次元化したシリンドリカル ふれまわりによるモーメント減衰定数	
$M^{\theta\theta}_{xx}$: Fritzの理論値により無次元化したシリンドリカル ふれまわりによるモーメント付加質量	
K_a, k_a : コニカル運動の回転ばね定数	[Nm/rad]
C_a, c_a : 回転減衰定数	[Nms/rad]
M_a : 回転付加質量	[kgm ² /rad]
$K_{\theta a}, k_{\theta a}$: コニカル運動による並進ばね定数	[N/rad]
$C_{\theta a}, c_{\theta a}$: コニカル運動による並進減衰定数	[Ns/rad]
$M_{\theta a}$: コニカル運動による付加質量	[kg/rad]

図 8.3 解析モデル (4.6) (4.10)

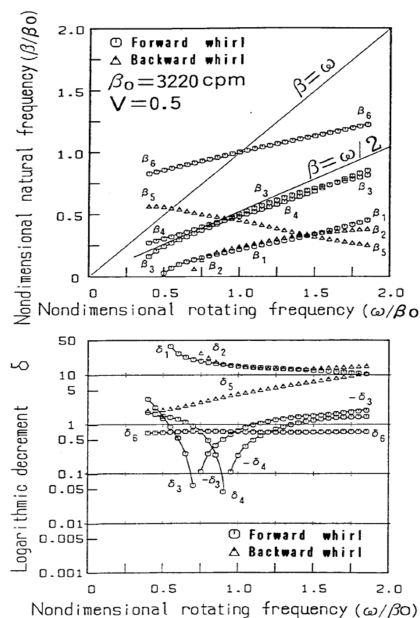
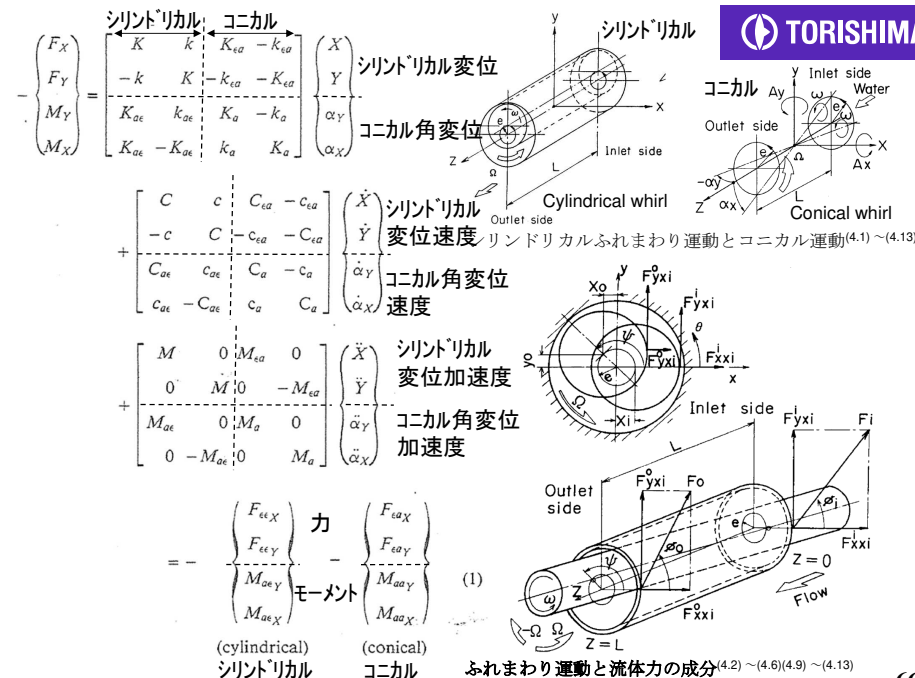


図 8.6 無次元回転数と複素固有値との関係

図8.6 に示すように、第3次の複素固有値 λ_3 および第4次の複素固有値 λ_4 が安定上問題になり、回転数の上昇に伴い不安定域に入る。水膜入口回転速度比 V が0.5の場合、複素固有値 λ_3 は回転数が0.73 β_0 以上で、 λ_4 は0.93 β_0 以上で不安定になる。

λ_3 および λ_4 の固有振動数は回転数のおよそ1/2であり、不安定域において回転速度の約1/2の速度でふれまわると考えられる。

実測によれば $\omega/4$ の振動成分も現れており、これは図8.7の β_1 に相当すると思われるが、 β_1 のモードの対数減衰比 δ_1 は大きいのでこの振動成分は大きくならない。

これらの結果より、固有振動数の理論値と実測値は良く一致することがわかる。

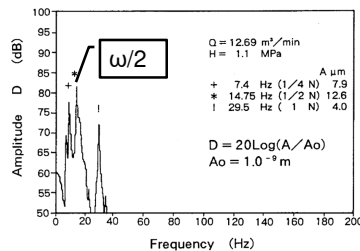


図8.21 実機ポンプの振動の周波数分析

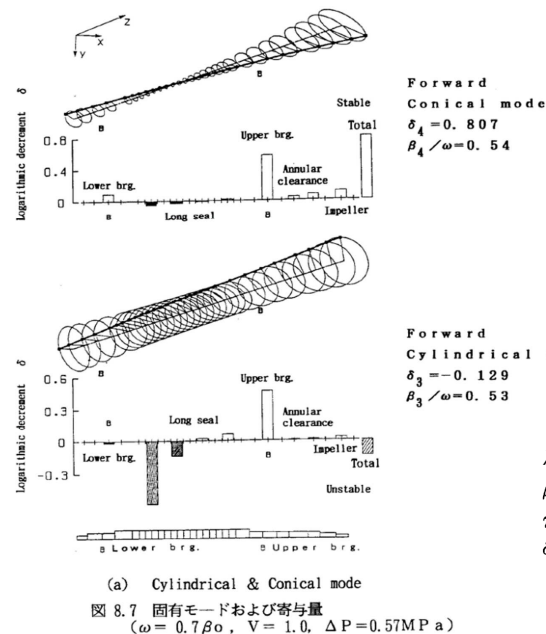
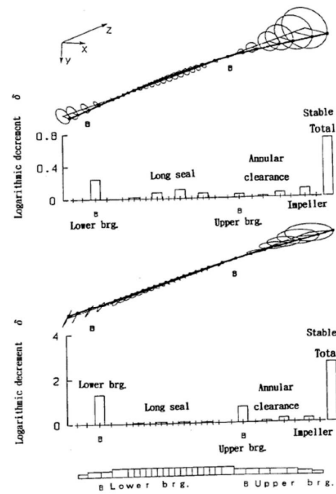


図8.7 に図8.6 の固有モードの計算結果および対数減衰比の棒グラフを示す。

図8.7 より複素固有値 λ_3 と λ_4 はそれぞれ剛性軸としてのシリンドリカルモードとコニカルモードであり、複素固有値 λ_5 と λ_6 は弾性軸としての前向きおよび後向きモードであることがわかる。

λ_i : 複素固有値
 β_i : i 次の複素固有値の虚部
 γ_i : i 次の複素固有値の実部
 δ_i : i 次の対数減衰率 $\delta_i = -2\pi\gamma_i/\beta_i$



Forward 6th
Flexible mode
 $\delta_6 = 0.719$
 $\beta_6 / \omega = 1.31$

Backward 5th
Flexible mode
 $\delta_5 = 2.627$
 $\beta_5 / \omega = 0.74$

(b) Flexible mode
図 8.7 固有モードおよび寄与量
($\omega = 0.7\beta_0$, $V = 1.0$, $\Delta P = 0.57 \text{ MPa}$)

図8.7 の複素固有値 λ_5 と λ_6 は回転体中央部の振幅が最も大きい弾性モードである^(4.7)。
また、シリンドリカルモード λ_3 において、長いシール入口より出口までふれまわり運動の位相は同じでなく連続的に変化し位相のねじれがある。

- δ_B : 軸受の寄与量
- δ_I : インペラの寄与量
- δ_S : シールの寄与量
- $\delta_{\ell\ell}$: シリンドリカル運動により発生する並進力の寄与量
- $\delta_{\ell a}$: シリンドリカル運動により発生するモーメントの寄与量
- $\delta_{a\ell}$: コニカル運動により発生する並進力の寄与量
- δ_{aa} : コニカル運動により発生するモーメントの寄与量

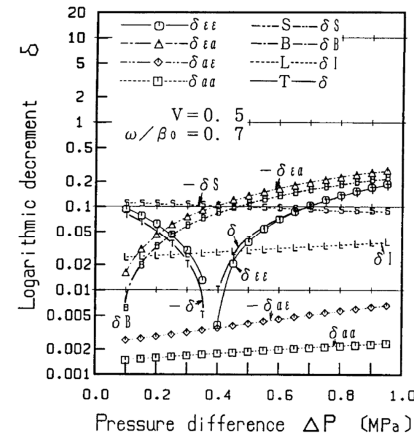


図 8.9 シール差圧による対数減衰率の変化

図8.9 にシリンドリカルモード λ_3 における、長い円環状シール差圧 ΔP と寄与量の関係を示す^{(4.6)~(4.10)}。
軸受の寄与量 δ_B の符号は正で安定的に作用する。一方、長い円環状シール δ_S の符号は負で不安定的に作用する。

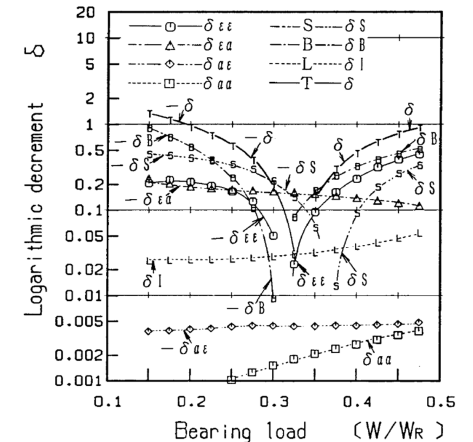


図8.15 軸受荷重による対数減衰率の変化
($V=0.5$, $\omega = 0.7\beta_0$, $\Delta P = 0.57 \text{ MPa}$)

軸受静荷重: W 回転体重量: W_R
図8.15 に軸受荷重と寄与量の関係を示す。軸受の寄与量 δ_B の符号から適正な軸受荷重が存在する^(4.6)。

まとめ

ボイラ循環用水中モータポンプについて検討した結果

- (1) 回転体がシリンドリカルまたはコニカル運動するとき、水中モータ固定子と回転子の円環状水膜に発生する流体によるモーメントと並進力が安定性に及ぼす寄与量は固有モードの形状によって変化する。
- (2) シリンドリカルモードにおいて、ふれまわり運動の円環状水膜入口部の位相が出口部より自転方向に進むならば流体力は不安定的に作用する。逆に、入口部の位相が出口部より遅れるならば流体力は安定的に作用する。
- (3) コニカルモードにおいて、コニカルふれまわり運動により発生するモーメント流体力は安定性に大きな影響を及ぼす。
- (4) 水中モータポンプの回転子と固定子間の長い円環状水膜が安定性に及ぼす影響は大きく、安定性解析にはこの長い円環状水膜を考慮する必要がある。

ポンプのロータダイナミックス参考文献

- (4.1) 兼森・岩壺, 長い平行環状シールの動的流体力に関する実験的研究 (回転体がシリンドリカルふれまわり運動する場合に発生するモーメント), 日本機械学会論文集 第55巻 510号, C編, 1989年2月
- (4.2) 兼森・岩壺, 長い平行環状シールの動的流体力に関する実験的研究 (回転体がコニカルモードでふれまわり運動場合に発生する動的流体力), 日本機械学会論文集 第55巻 520号, C編, 1989年12月
- (4.3) 兼森・岩壺, 長い平行環状シールの動的流体力に関する実験的研究 (モーメントおよび並進力に及ぼすシール入口部の旋回流速度の影響), 日本機械学会論文集 第56巻 525号, C編, 1990年5月
- (4.4) 兼森・岩壺, 長い平行環状シールの動的流体力に関する実験的研究 (シリンドリカル運動とコニカル運動が合成された場合の動的流体力), 日本機械学会論文集 第56巻 532号, C編, 1990年12月

- (4.5) 兼森・岩壺, 多段タービンポンプの安定性解析,
日本機械学会論文集 第57巻 543号, C編 1991年11月
- (4.6) 兼森・岩壺, 長いシールがポンプ回転体の安定性に及ぼす影響,
日本機械学会論文集 第58巻 547号, C編, 1992年3月
- (4.7) 兼森, ターボ形ポンプの振動と安定性に及ぼす長いシールの
動的流体力の影響に関する研究, 神戸大学博士論文, 1992年3月

【1994年度 日本機械学会 論文賞 受賞】



{日本機械学会 論文賞受賞 メダル}

References

- (4.8) Kanemori, Y. and Iwatsubo, T., Experimental Study of Dynamical Seal
(In the Case of Concentric Rotor and Outer Cylinder)
JSME International Journal Series II, Vol. 32, No.2, May, 1989
- (4.9) Kanemori, Y. and Iwatsubo, T., Rotordynamic Analysis of Multistage
Centrifugal Pumps,
ASIA-PACIFIC VIBRATION CONFERENCE November 1993.
- (4.10) Kanemori, Y. and Iwatsubo, T., Rotordynamic Analysis of Submerged Motor
Pumps (Influence of Long Seal on the Stability of Fluid Machinery),
JSME International Journal Series C, Vol. 37, No.1, 1994.
- (4.11) Kanemori, Y. and Iwatsubo, T., Experimental Study of Dynamic Fluid Forces and
Moments for a Long Annular Seal,
ASME Journal of Tribology, Vol. 114, Oct., 1992, pp779.

- (4.12) Kanemori, Y. and Iwatsubo, T., Forces and Moments Due to Combined Motion
of Conical and Cylindrical Whirls for a long Seal,
ASME Journal of Tribology, Vol. 116, July, 1994, pp489.
- (4.13) Kanemori, Y. and Iwatsubo, T., A Study on the Fluid Moment Characteristics of
Pump Annular Seal,
ISROMAC-6, 1996 1996/2/1

— 戦略成否指標 —
新製品受注高比率

1. Seedsよりも Needs

新製品受注高比率

「Seeds型の研究開発は想像する以上につらい」
研究開発が事業になるまでの歩みは、魔の川を
渡り、死の谷、を歩み、ダーウィンの海を生き抜
き対岸に渡ると呼称される。

2. 企業への貢献

基礎研究(探索研究)での研究成果は開発、生産、販売、
利益の過程を経て、初めて企業への貢献になる。

3. 研究開発の成果

研究部門が独自に、あるいは他部門と協力して
生み出す重要な成果には特許と論文がある。