

# 定常発振制御を用いた周波数応答計測に基づく 熱音響コアの振幅依存性と自励発振時圧力の推定

Amplitude-dependent frequency response of thermoacoustic core  
measured by using steady-state oscillation control and estimation of  
pressure amplitude for spontaneous oscillation

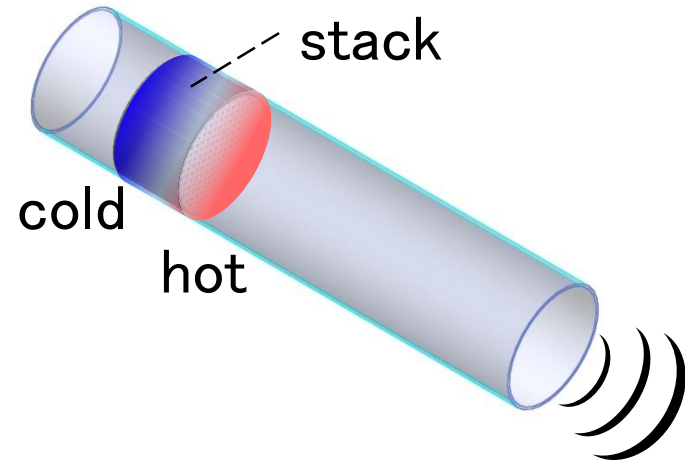
長岡技術科学大学

○廣本太郎, 小林泰秀

# 研究背景

- 熱音響現象とは・・・ 熱と音波の相互エネルギー変換

熱-音波変換デバイス（スタック）  
に温度差をつけると音波が発生



熱音響システムの利用・・・発電機, 冷凍機

設計段階で自励発振時圧力振幅の推定  
⇒ **熱音響システムを実用化するにあたり重要**

# 研究背景(つづき)

- 先行研究

  - …コア部と管路部の周波数応答を測定し

  - 自励発振時圧力振幅の推定が行われている<sup>[1-3]</sup>

- 問題点

1. 小振幅で自励発振するエンジンを対象<sup>[3]</sup>小林 他, 日本音響学会2018年度秋季研究発表会講演論文集, 67/68 (2018)

  - …コア部の振幅依存性が小さい

2. 等式条件に基づく圧力振幅の推定<sup>[1]</sup> V.Zorgnotti et al., Journal of applied physics, 124-154901 (2018)

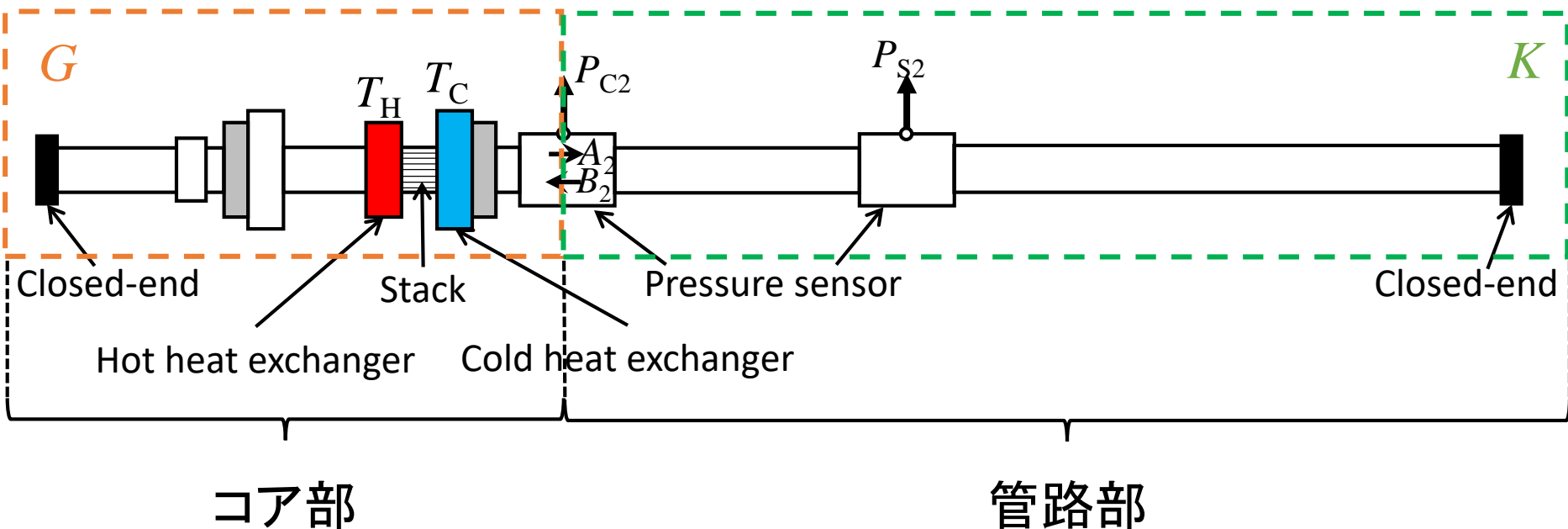
  - …発振余裕を容易に把握できない

  - ⇒ナイキストの安定判別を用いる<sup>[3][2]</sup>小林 山田, システム制御情報学会論文誌, 28-9, 392/399 (2015)

## 本研究の目的

大振幅で自励発振するより一般的な熱音響エンジンの圧力振幅を推定する

# 熱音響エンジン



- 自励発振時圧力振幅

$$T_H = 430^\circ\text{C}, T_C = 16^\circ\text{C}$$

片振幅: 900 Pa

発振周波数: 47.4 Hz

$$T_H = 400^\circ\text{C}, T_C = 16^\circ\text{C}$$

片振幅: 775 Pa

発振周波数: 47.2 Hz

# 自励発振時圧力振幅の推定手法<sup>[2,3]</sup>

- ナイキストの安定判別を用いる

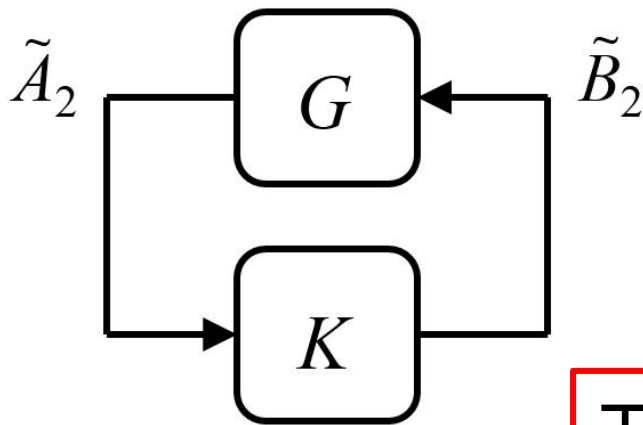
ナイキストの安定判別

図の閉ループ系が

安定となるための必要十分条件は

$$\phi := 1 - GK$$

のナイキスト軌跡が原点を囲まないこと



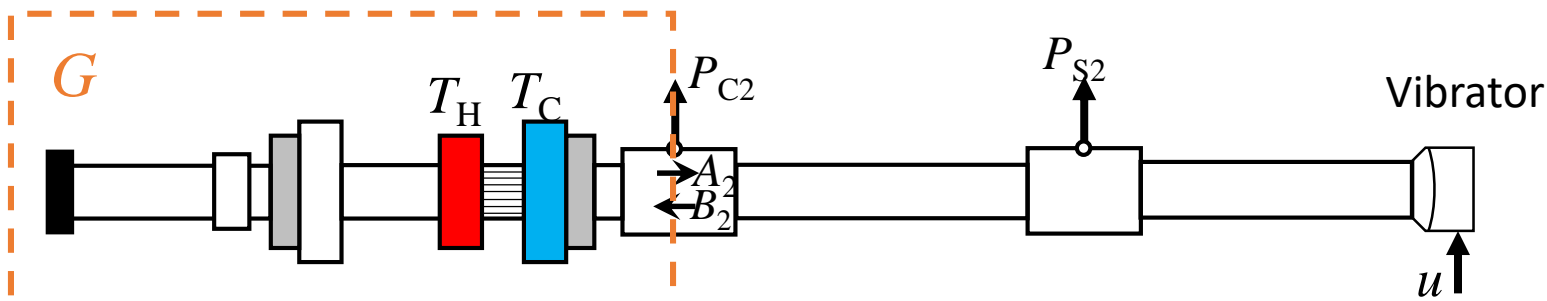
軌跡が原点を通る

⇒ 定常発振状態 (安定限界)

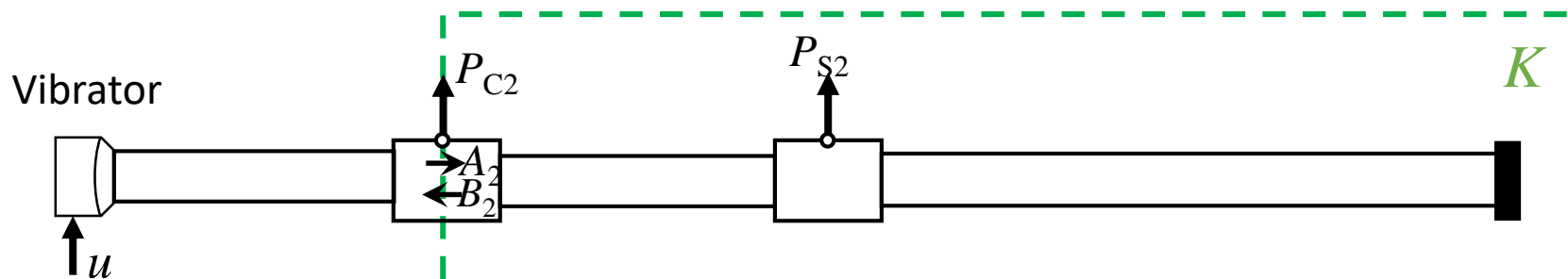


エンジンの自励発振時圧力振幅と推定

# 周波数応答計測



コア部の周波数応答計測



管路部の周波数応答計測

コア部の周波数応答  $G$

$$G = \frac{\widetilde{A}_2}{\widetilde{B}_2}$$

管路部の周波数応答  $K$

$$K = \frac{\widetilde{B}_2}{\widetilde{A}_2}$$

# 周波数応答計測(つづき)

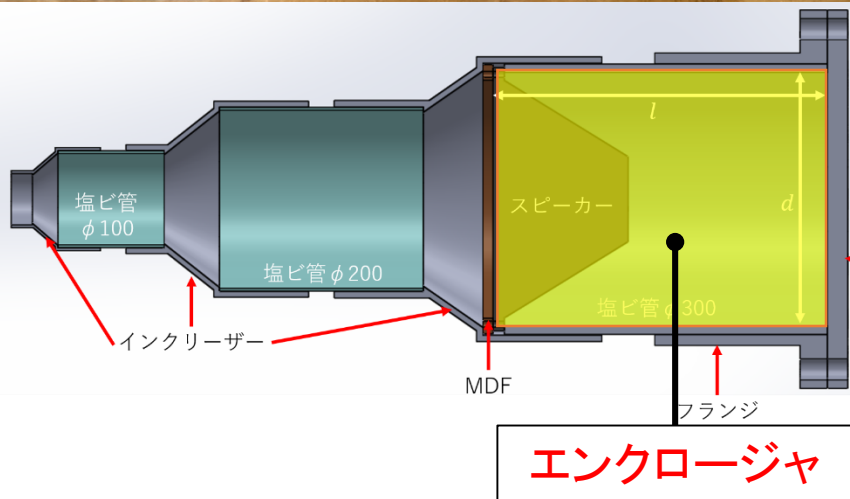
- 目標圧力振幅 $P^*$ : 500, 1000, 1500, 2000 Pa
- 大振幅加振可能な加振器



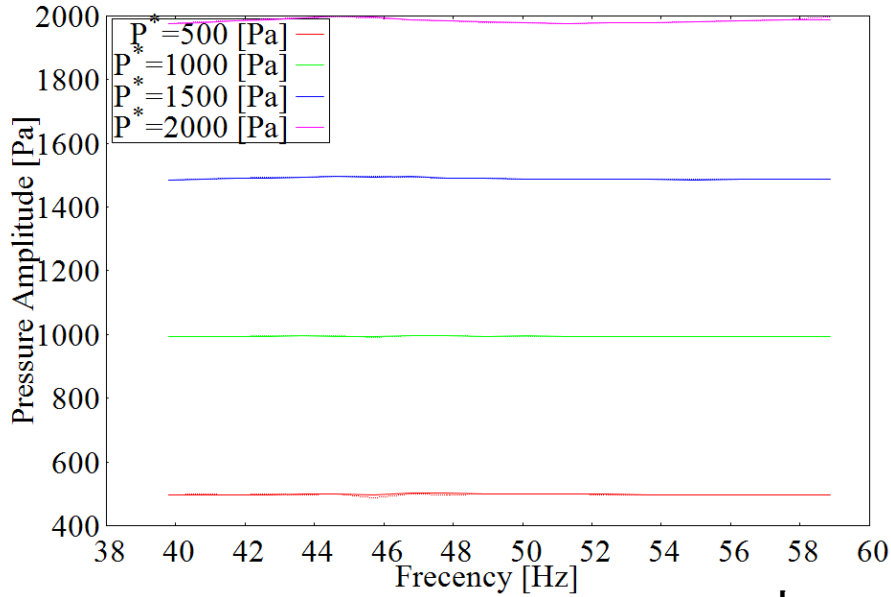
熱音響エンジンの  
共振周波数(約47Hz)付近

エンクロージャ容積を調整

加振器の共振周波数約49Hz



# コア部Gの周波数応答計測結果



## コア部の温度条件

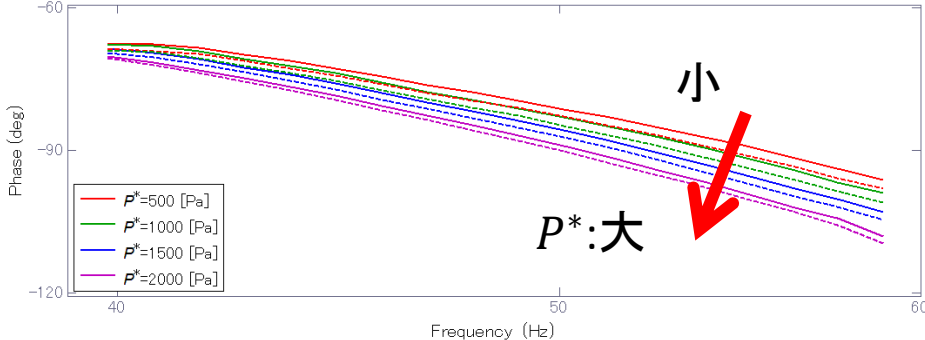
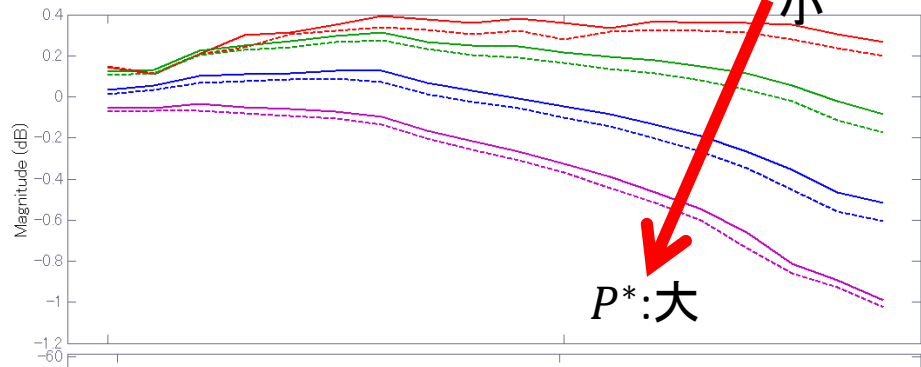
高温側温度 $T_H$ [°C]	430 (実線)	400 (破線)
低温側温度 $T_C$ [°C]	16	

•  $T_H$ : 高  $\Rightarrow$

$$\left\{ \begin{array}{l} \left| \frac{\widetilde{A}_2}{\widetilde{B}_2} \right| : \text{大} \\ \angle \frac{\widetilde{A}_2}{\widetilde{B}_2} : \text{進み} \end{array} \right.$$

•  $P^*$ : 大  $\Rightarrow$

$$\left\{ \begin{array}{l} \left| \frac{\widetilde{A}_2}{\widetilde{B}_2} \right| : \text{小} \\ \angle \frac{\widetilde{A}_2}{\widetilde{B}_2} : \text{遅れ} \end{array} \right.$$

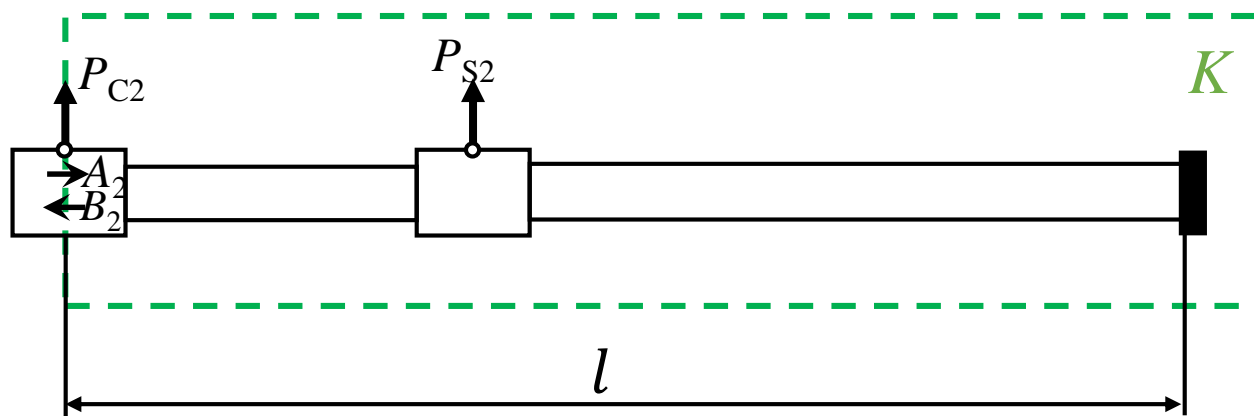


## コア部Gの振幅依存性



# 管路部 $K$ の周波数応答

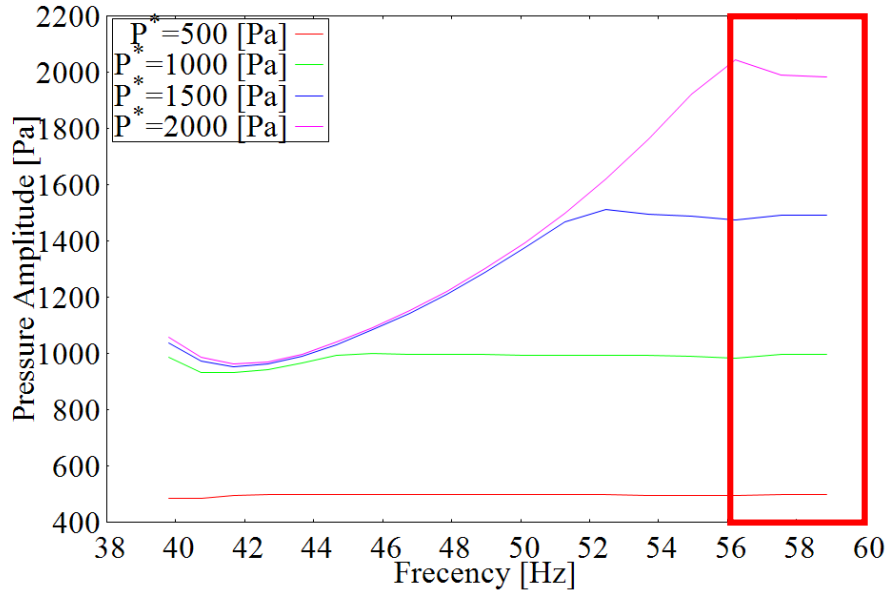
コア部に比べて構造が単純



モデルを仮定して周波数応答を構成

妥当性を検証するため実験的にも取得

# 管路部Kの周波数応答計測結果



- 56Hz以降は目標値に追従
- コア部に比べると振幅依存性が小さい

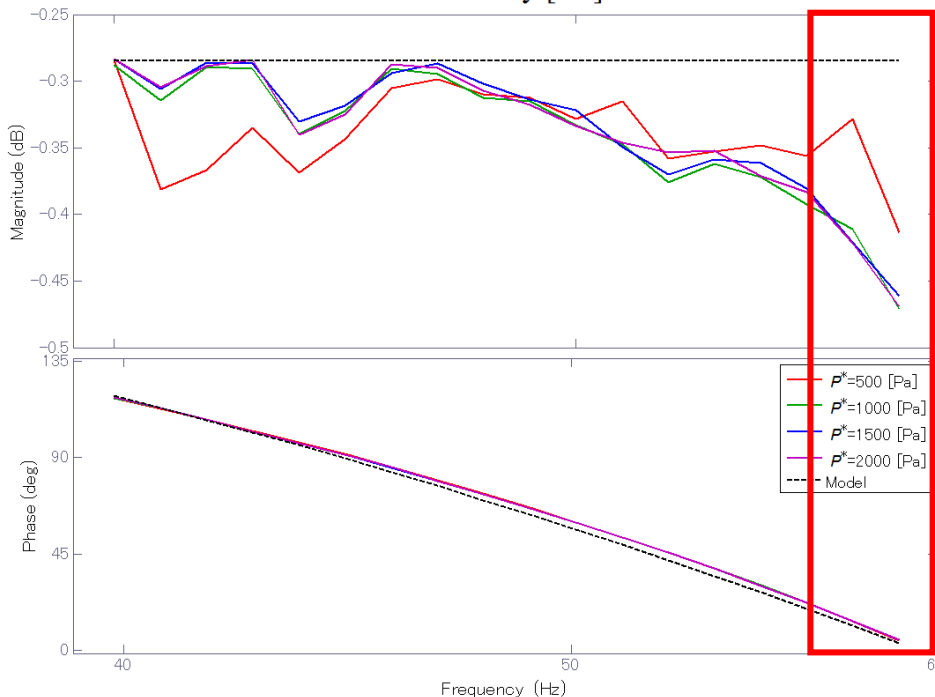


むだ時間モデル

$$K = e^{-2jkl}$$

を仮定

$l$ : 管路長,  $k$ : 波数



# 自励発振時圧力振幅の推定結果

高温側温度 $T_H$ [°C]	430	400
低温側温度 $T_C$ [°C]	16	
自励発振時圧力振幅[Pa]	900	775
発振周波数[Hz]	47.1	47.2
推定した圧力振幅[Pa]	900	678
発振周波数[Hz]	46.7	46.6

- $T_H = 430^\circ\text{C}$ の際の推定圧力が実測値900Paに合うように管路モデル調整

$$k = (\omega - 1.95j)/c_0$$

$l$ : 管路長 (2.910m),  $c_0$ : 音速 (346m/s),  $\omega$ : 角周波数,  $k$ : 波数<sub>1</sub>

# まとめ

- コア部の振幅依存性を取得した
- コア部(実測)と管路部(モデル)の周波数応答を用いて自励発振時圧力振幅と発振周波数を推定した

## 今後の課題

振幅依存性のある管路部モデルの導入