

エンジン実稼働振動計算プログラム

ESTECH.PS-X

のご紹介

ESTECH

株式会社 エステック
Engineering Solutions and Technologies

2020年 11月

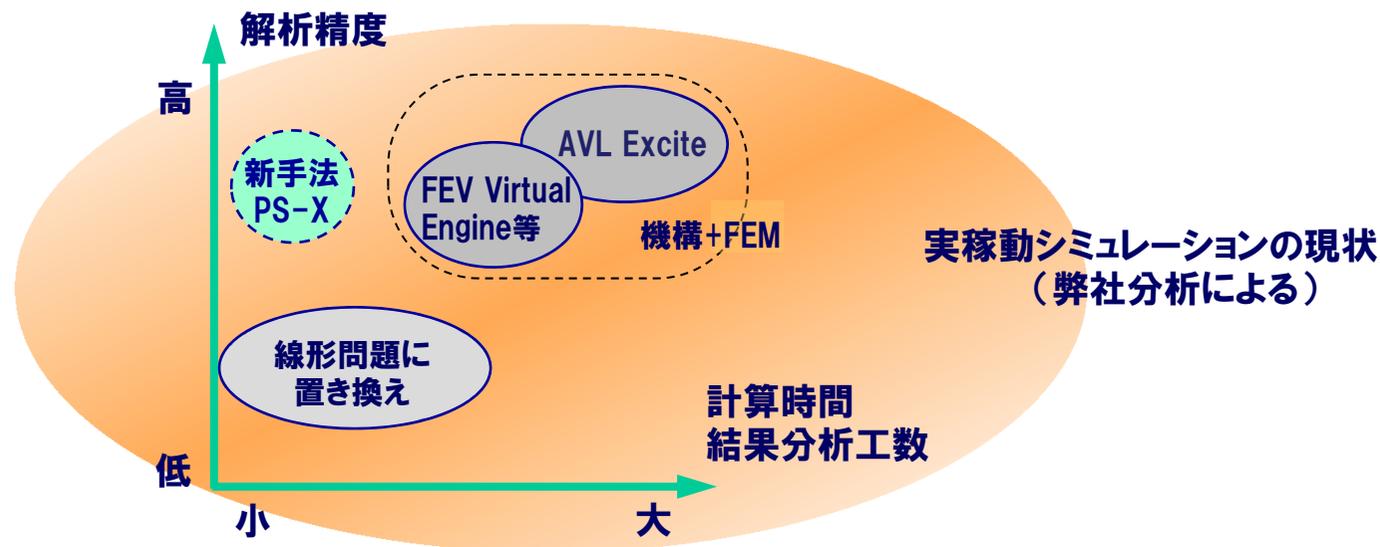
はじめに ～ PS-X開発の背景（1）

レシプロエンジンの開発では、クランクシャフトとエンジンブロックの連成振動を予測する実稼働シミュレーションはもっとも重要な検討項目のひとつです。

従来の実稼働シミュレーションは優れた解析精度を実現していますが

① 多くの計算時間が必要なこと、 ② 解析結果の分析が困難なことが多条件のパラメタスタディを要するNV性能の開発において制約となっていました。

皆様のエンジン開発業務を支援すべく、エステックは独自の解析ソルバーの開発を進めてきました。



下記目標を実現するべく、新ソルバー PS-X の開発に取り組んできました。

新ソルバーに求められる機能と存在意義

1. 従来ソルバーに対する圧倒的な速さ
2. 独自の分析機能
3. 同等の解析精度

ご紹介させていただく内容

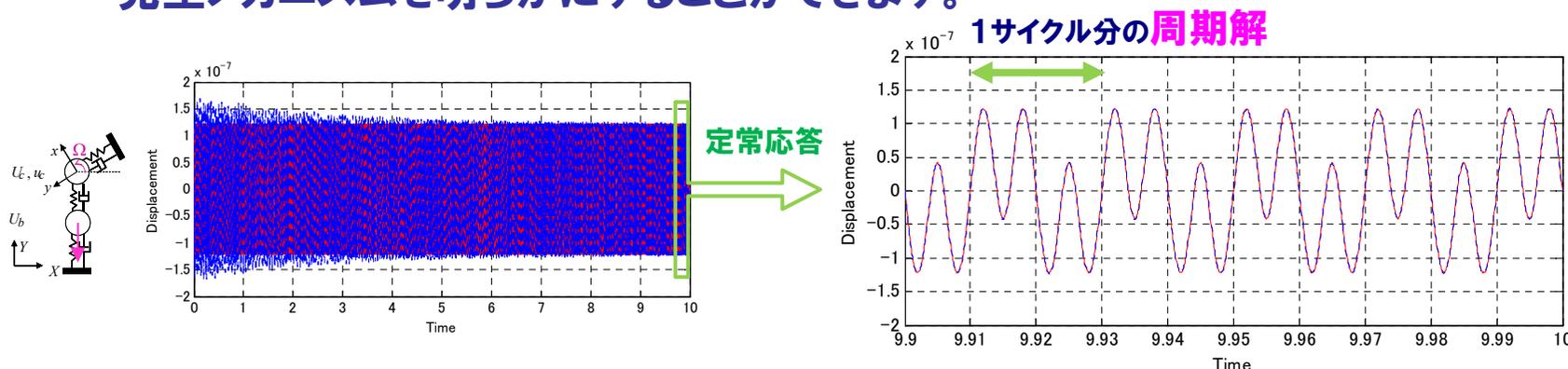


1. PS-Xの特長
2. PS-Xの解析理論
3. 高速な数値解法
4. ソフト構成と分析機能
5. 応用事例
6. ユーザー様ご発表事例
7. まとめ

1. PS-Xの特長

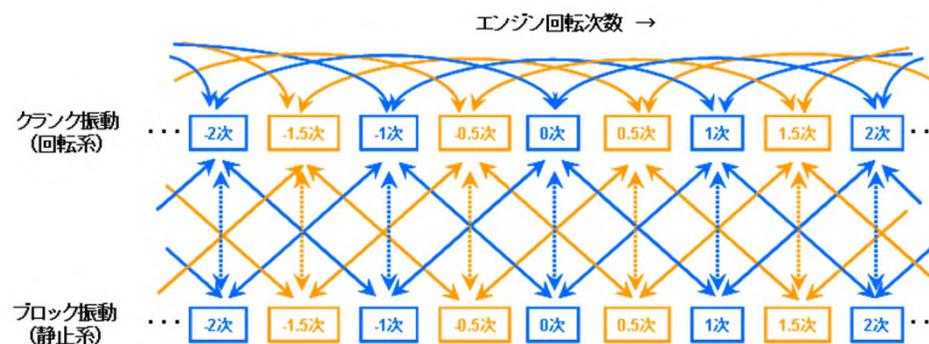
● 周波数領域の解法を採用

- ・時間領域解法に比べきわめて高速に解が得られます。
- ・モード解析理論をベースにした豊富な分析機能によりエンジン振動の発生メカニズムを明らかにすることができます。



● 回転系のクランクシャフトと静止系のエンジン本体の振動が連成

- ・座標系間の次数が異なる振動の連成を予測できます。
- ・ジャイロ効果等、クランク回転運動の影響を考慮できます。



◎ **本ソフトの計算原理は2013年8月、日本国内の特許を取得しました。**

特許番号： 特許第5352026号

発明の名称： 解析システム、解析方法、および解析プログラム

登録日： 平成25年8月30日

2. PS-Xの解析理論

独自解法の背景 background

- エンジンの実稼働振動では、回転するクランクシャフトの振動がエンジン本体の振動と連成 elastic vibration of rotating crankshaft has influence on crankcase vibration under operating condition

- 回転体の振動を解く従来の手法 conventional method for rotating structure

メカニズム分析が困難
tough post-analysis

- a. 時間領域解法
time domain simulation

計算負荷大
high computational cost

- b. 静止座標系の周波数領域解法
frequency domain simulation in stationary coordinate system

クランクシャフトのような回転体の応答は計算できない
inappropriate to solve vibration of crankshaft which is not axisymmetric

- c. 回転座標系の周波数領域解法
frequency domain simulation in rotating coordinate system

エンジン本体の振動は求められない
incapable of solving crankcase vibration



- PS-X では高速、かつクランクと本体両者の振動を予測できる解法を
めざした we developed a new frequency-domain simulation through which one can obtain operational vibrations (up to 1kHz) of crankcase and crankshaft in a short time

本手法の特徴(従来手法とのちがい) features of proposed method

		従来解法			PS-X
		a	b	c	
解析手法 の分類	時間/周波数領域	時間	周波数		周波数
	静止/回転座標系	静止 および 回転	静止	回転	静止 および 回転
適用性	計算時間	×	○		○
	エンジン本体振動	○	○	×	○
	クランクシャフト振動	○	×	○	○
振動分析の容易さ		×	○		○

- 特徴**
- 高速な周波数解法
 - エンジン本体とクランクシャフトの振動を連成計算
 - モード解析理論をベースにした振動分析が容易

PS-Xの定式化 formulation

- PS-X は機関1サイクル(クランク2回転)で1周期の定常振動解を仮定

クランク角速度 $\Omega \Rightarrow$ 変位を基本角振動数 $\Omega/2$ のフーリエ級数解で表現

$m/2 = n$: order number
 $[\cdot]_{(n)}$: complex amplitude of n -th order vibration

- ◆ 静止系で見たエンジン本体の振動
crankcase deformation in stationary system

$$U_s(t) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} U_{s(m/2)} e^{i(m\Omega/2)t}$$

- ◆ 回転系で見たクランクシャフト振動
crankshaft deformation in rotating system

$$u_r(t) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} u_{r(m/2)} e^{i(m\Omega/2)t}$$

- ◆ 運動方程式 (回転次数 n 次)

$$n = 0, \pm 1/2, \pm 1, \pm 3/2, \pm 2, \dots$$

equations of motion in frequency domain (n -th order)

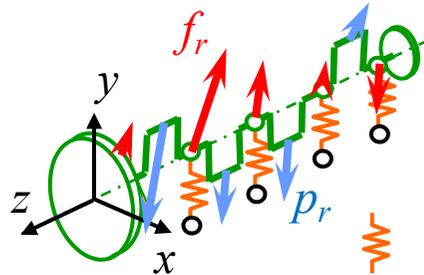
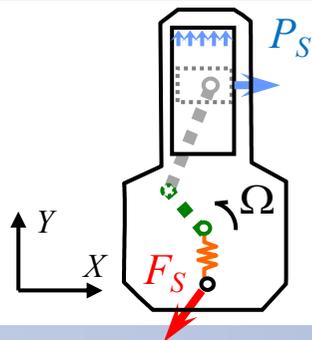
crankcase: $(-n^2\Omega^2 M_s + in\Omega C_s + K_s) U_{s(n)} = P_{s(n)} + F_{s(n)}$
 crankshaft: $(-n^2\Omega^2 m_r + in\Omega c_r + k_r) u_{r(n)} = p_{r(n)} + f_{r(n)}$

P_s, p_r : 主運動系の荷重
(筒内圧、ピストンスラスト力、クランクピン荷重)

\Rightarrow プリ計算で算出しておく
predictable in advance

F_s, f_r : 軸受力 bearing forces

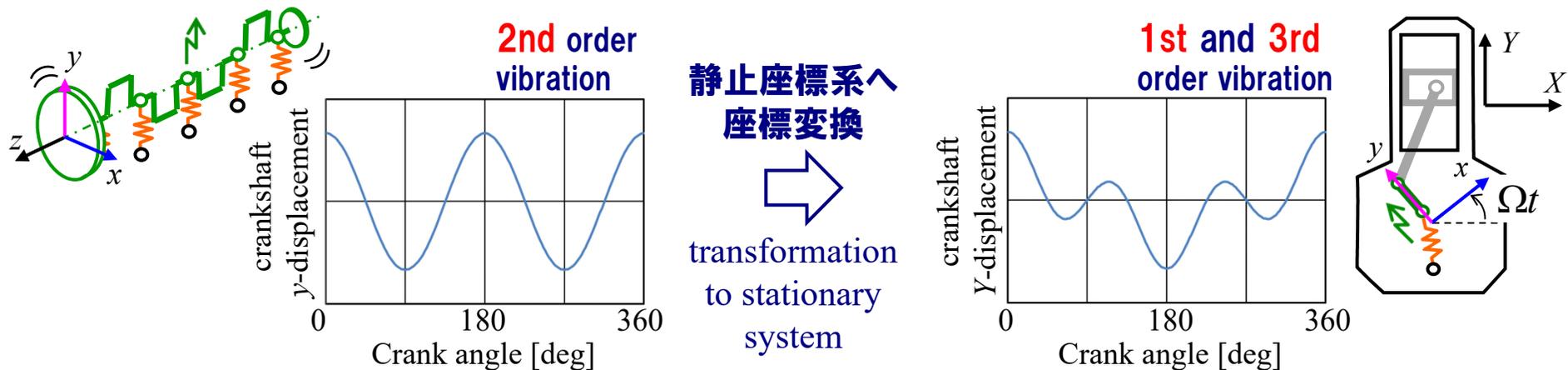
\Rightarrow 変位に依存する未知量
異なる次数が連成する原因に



--- : journal bearing stiffness

軸受力による次数の連成 bearing force

- 回転座標系で見た回転 n 次のクランクシャフト振動(半径方向)は
静止座標系から見ると $n \pm 1$ 次に変化



- 軸受剛性を介してエンジン本体に回転 $n \pm 1$ 次の力が伝達
($n \pm 1$)th order bearing forces are transmitted to crankcase

異なる次数間で連成が発生する原因に
interactions between different orders are caused

軸受力の定式化 formulation of bearing forces

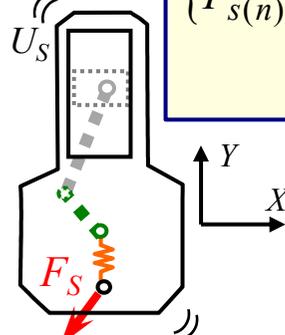
- 軸受油膜の Reynolds 方程式を線形化、油膜剛性・減衰を算出
modeling journal bearings as linear springs and dampers in stationary coordinate system
- 軸受力は **n 次および前後次数の変位線形和**として定式化できる
amplitudes of bearing forces can be formulated as linear sum of vibration amplitudes of multiple order (frequency) components

◆ エンジン本体に作用する n 次軸受力
n-th order bearing force acts on crankcase

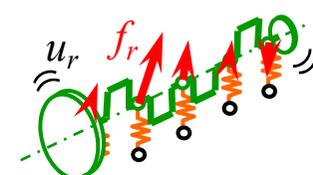
$$\{F_{s(n)}\} = [A_{ss(n)}] \left\{ \begin{matrix} U_{s(n)} \end{matrix} \right\} + [A_{sr(n)}] \left\{ \begin{matrix} \underline{u_{r(n-1)}} \\ u_{r(n)} \\ \underline{u_{r(n+1)}} \end{matrix} \right\}$$

◆ クランクシャフトに作用する n 次軸受力
n-th order bearing force acts on crankshaft

$$\{f_{r(n)}\} = [A_{rs(n)}] \left\{ \begin{matrix} \underline{U_{s(n-1)}} \\ U_{s(n)} \\ \underline{U_{s(n+1)}} \end{matrix} \right\} + [A_{rr(n)}] \left\{ \begin{matrix} \underline{u_{r(n-2)}} \\ u_{r(n)} \\ \underline{u_{r(n+2)}} \end{matrix} \right\}$$



case vibration n -th shaft vibration n -th, $(n \pm 1)$ th



case vibration n -th, $(n \pm 1)$ th shaft vibration n -th, $(n \pm 2)$ th

$[A_{ss(n)}, \dots, A_{rr(n)}]$: 線形化した軸受特性から求まる複素行列
complex matrices determined from n, Ω , and bearing characteristics

次数間の連成方程式 how to solve coupling problem

◆ 回転n次の運動方程式と軸受力 *n*-th order motion equations and bearing forces

$$\left\{ \begin{array}{l} (-n^2\Omega^2 M_s + in\Omega C_s + K_s) \underline{U_{s(n)}} = P_{s(n)} + \underline{F_{s(n)}} \quad (\text{crankcase}) \\ (-n^2\Omega^2 m_r + in\Omega c_r + k_r) \underline{u_{r(n)}} = p_{r(n)} + \underline{f_{r(n)}} \quad (\text{crankshaft}) \end{array} \right. \quad \square \quad \text{軸受力項は代数的に消去できるが...}$$

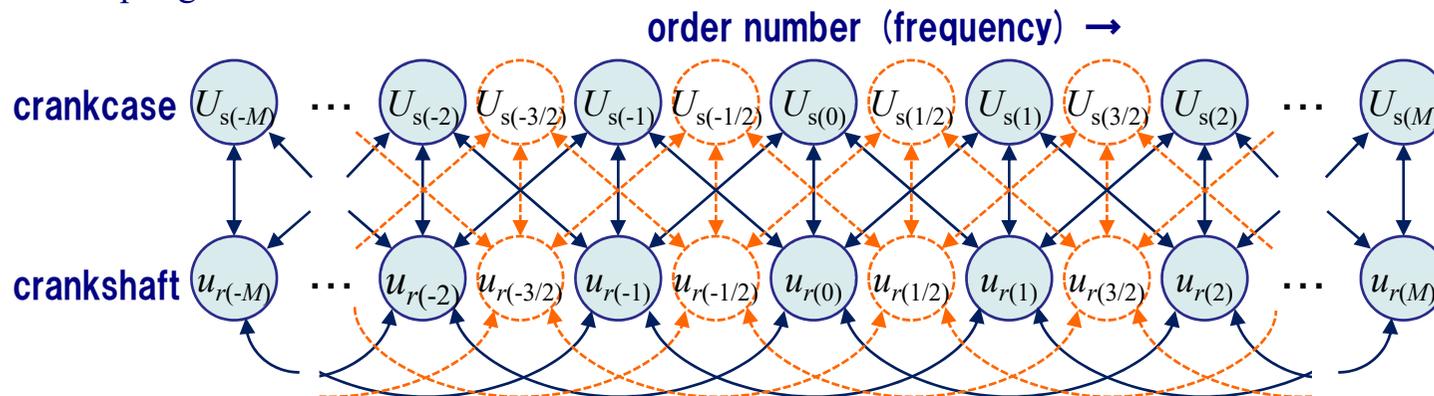
$$\left\{ \begin{array}{l} \underline{F_{s(n)}} = [A_{ss(n)}] \underline{U_{s(n)}} + [A_{sr(n)}] \left\{ \begin{array}{l} \underline{u_{r(n-1)}} \\ \underline{u_{r(n)}} \\ \underline{u_{r(n+1)}} \end{array} \right\} \\ \underline{f_{r(n)}} = [A_{rs(n)}] \left\{ \begin{array}{l} \underline{U_{s(n-1)}} \\ \underline{U_{s(n)}} \\ \underline{U_{s(n+1)}} \end{array} \right\} + [A_{rr(n)}] \left\{ \begin{array}{l} \underline{u_{r(n-2)}} \\ \underline{u_{r(n)}} \\ \underline{u_{r(n+2)}} \end{array} \right\} \end{array} \right. \quad \underline{\quad} : \text{unknown}$$

**n 次以外との
連立方程式に**

coupling between orders

⇒ **関係するすべての次数 ($n = 0, \pm 1/2, \pm 1, \dots, \pm M$) を連立して解く**

solve motion equations and bearing forces of multiple orders as simultaneous equations

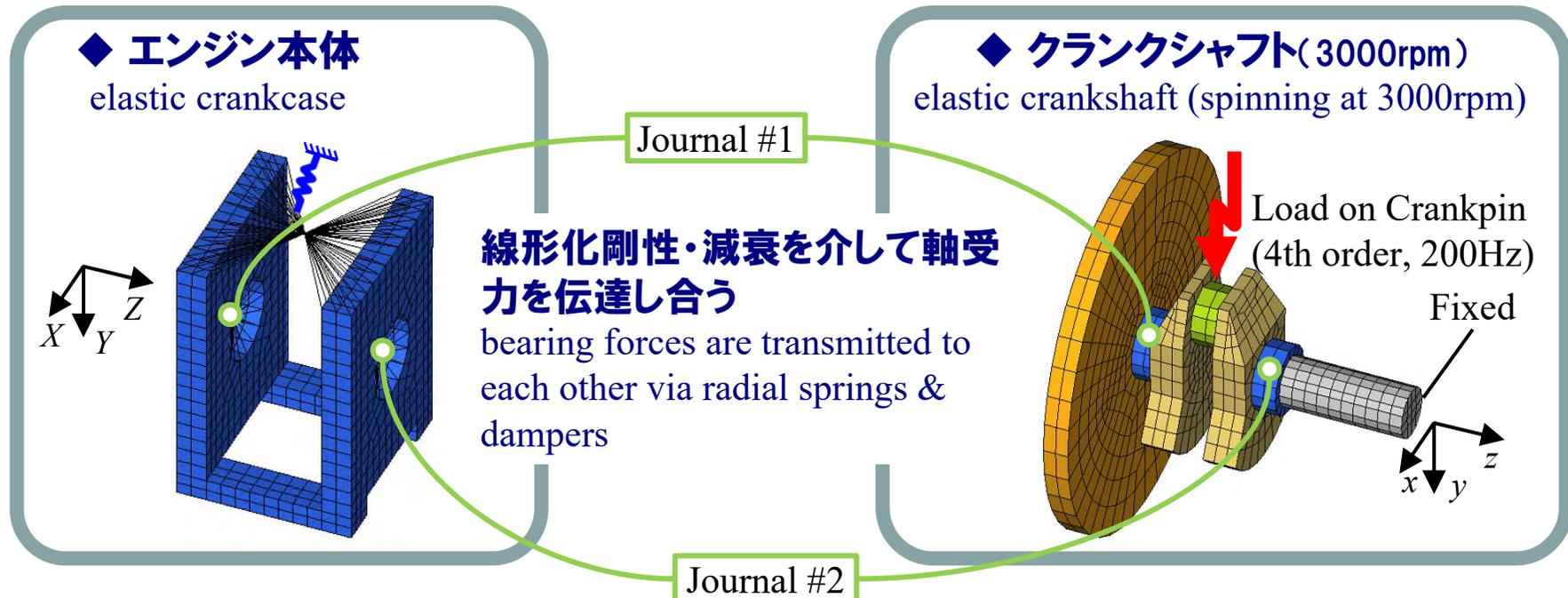


M : 着目次数より十分大
larger enough than order
number of interest

**次数間連成現象は
PS-Xの運動方程式
に自然に表現される**

適用例 example of application

- 簡易エンジンモデル simplified engine FE model



- 入力 external forces

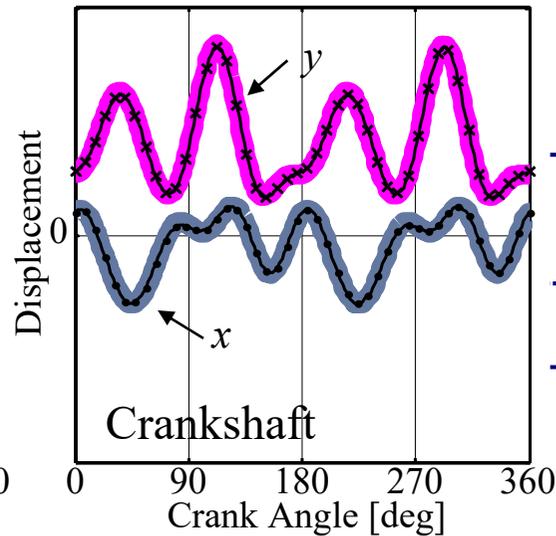
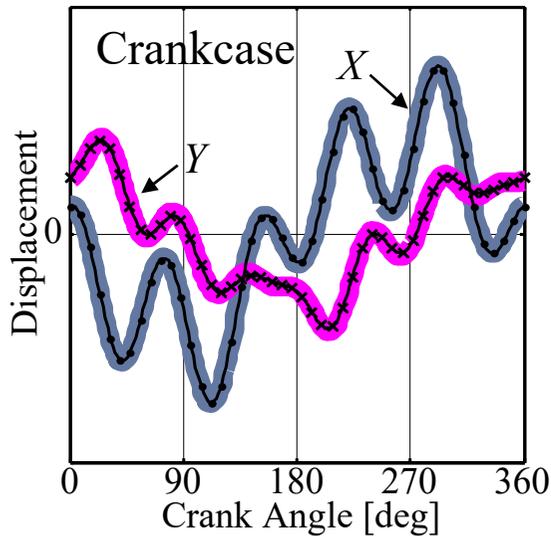
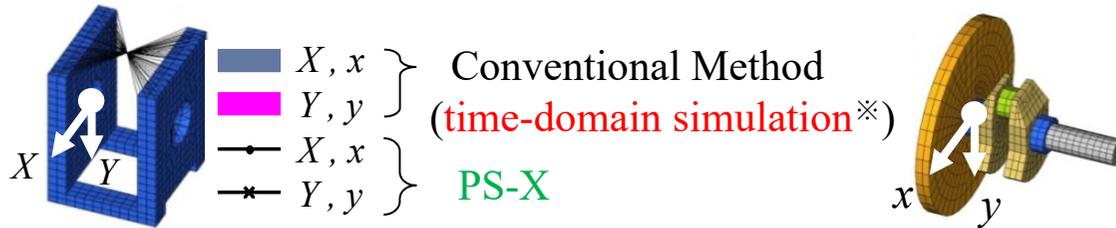
- ✓ 遠心力 (0Hz) centrifugal force acting on crankshaft (0Hz)

- ✓ 回転4次 (200Hz) 振幅1000N ピン荷重

4th order (200Hz) fluctuating load with amplitude of 1000N acting on crankpin

- 打切り回転次数 M : 回転12次 order truncation : 12th

本手法の検証 verification of proposed method



Tab. comparison of computation time

Conventional method (time-domain simulation [※])	20 min
PS-X	4 sec

comparison of simulation results (displacements of journal #1 center)

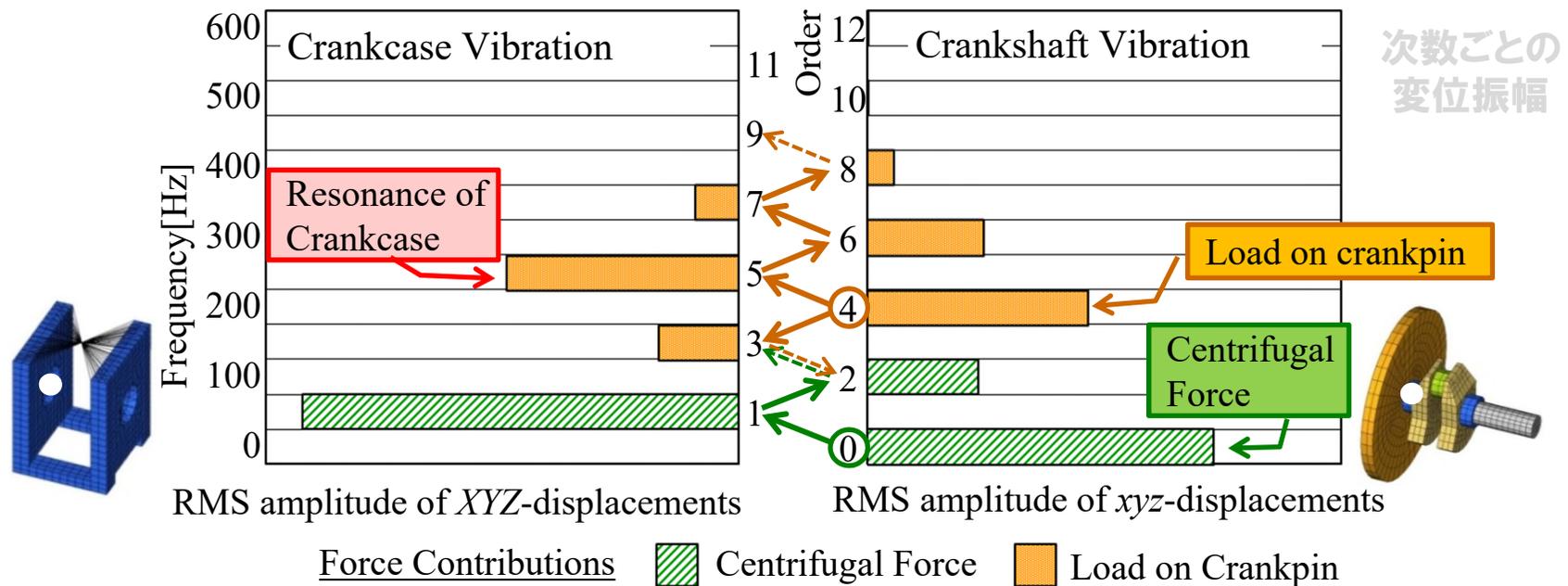
※Multi-Body Dynamics simulation with flexible body

- 時間領域解法と同等の計算結果を、より短時間で得ることができた

equivalent results to conventional method can be obtained with much less computation time

連成効果 interaction between crankcase and crankshaft

- 荷重した0次(遠心力)および4次(ピン荷重)を起点として ± 1 次の振動が伝播
starting from 0th order (centrifugal force) and 4th order (load on crankpin), vibrations of order ± 1 are propagated
- 共振点近傍では振幅が増大
amplitude increases around resonance frequency
- 各入力力の寄与が容易に求まる
contribution of each input force can be obtained



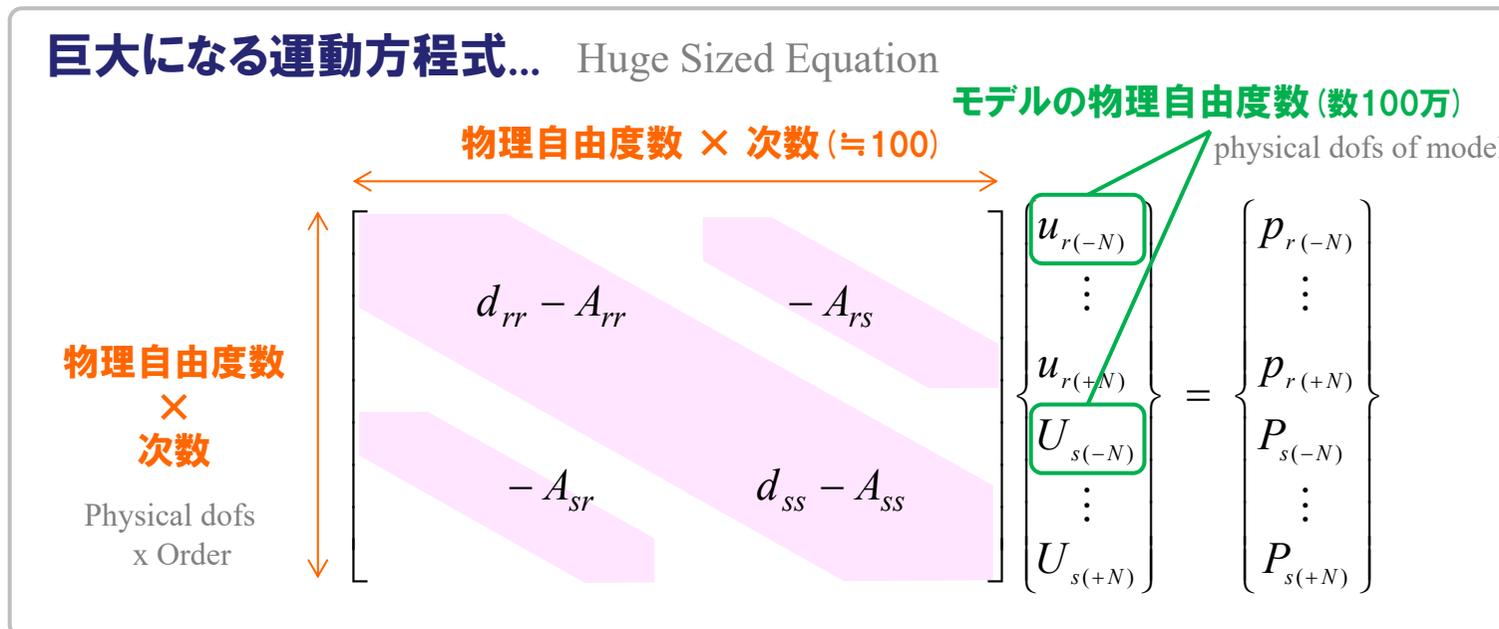
解析理論のまとめ conclusions

- **周波数領域におけるエンジン実稼働振動解析手法を開発した**
frequency domain simulation of operational engine vibration is developed
- **時間領域解法と同等の結果がより短時間で得られる**
equivalent results to conventional method can be obtained with much less computation time
- **クランクシャフトとエンジン本体間で生じる、次数間連成のメカニズムを把握できる**
better understanding of order-coupling phenomenon caused between crankshaft and crankcase can be obtained

3. 高速な数値解法

高速な解法がなぜ必要か？ Why high-speed algorithm?

- PS-Xは周波数領域の解法。時間領域解法に比べ少ない計算ステップで解が得られる。 The new theory requires smaller number of steps in computation.
- しかし自動車エンジン開発で用いられる大規模モデルでは、運動方程式の総自由度数が数億DOFを超える。 With automotive engine models, dofs exceed several 100 mill.



- モーダル縮約により数万DOF規模に。しかし計算時間は数10分/条件。
The modal transformation decreases dofs to several ten thousands, though one computation job takes several 10 min.
- ⇒ 従来解法に対するアドバンテージは薄れる。より高速な解法が必須。
The advantage over usual solution algorithm diminishes. Therefore a higher-speed algorithm is required.

高速化のポイント：軸受

Journal Force : a key to the higher-speed solution



● 軸受力は、回転系と静止系をつなぎ、異なる次数の振動を連成させている。

The journal force connects the rotating and the stationary systems, resulting order coupling.

回転系 Rotating system

外力 (既知の入力):
クランクピン荷重
燃焼圧
ピストンスラスト力

軸受力: 未知の内力

静止系 Stationary system

燃焼圧
 $P_{S\ press}$

ピストンスラスト力
 $P_{S\ thrust}$

軸受力
 F_s

Original Eq. of motion

中身つまっている

もとの運動方程式

$$\begin{bmatrix} d_{rr} - A_{rr} & -A_{rs} \\ -A_{sr} & D_{ss} - A_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_r \\ U_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} p_r \\ P_s \end{Bmatrix}$$

未知変数

軸受力を未知変数として扱うと

回転系と静止系
各次数の変位
はすべて非連成になる。これを解く。

Introducing the journal force as new unknowns, the rotating and the stationary systems are isolated from each other.

External Force

Disp. 変位

External Force

Disp. 変位

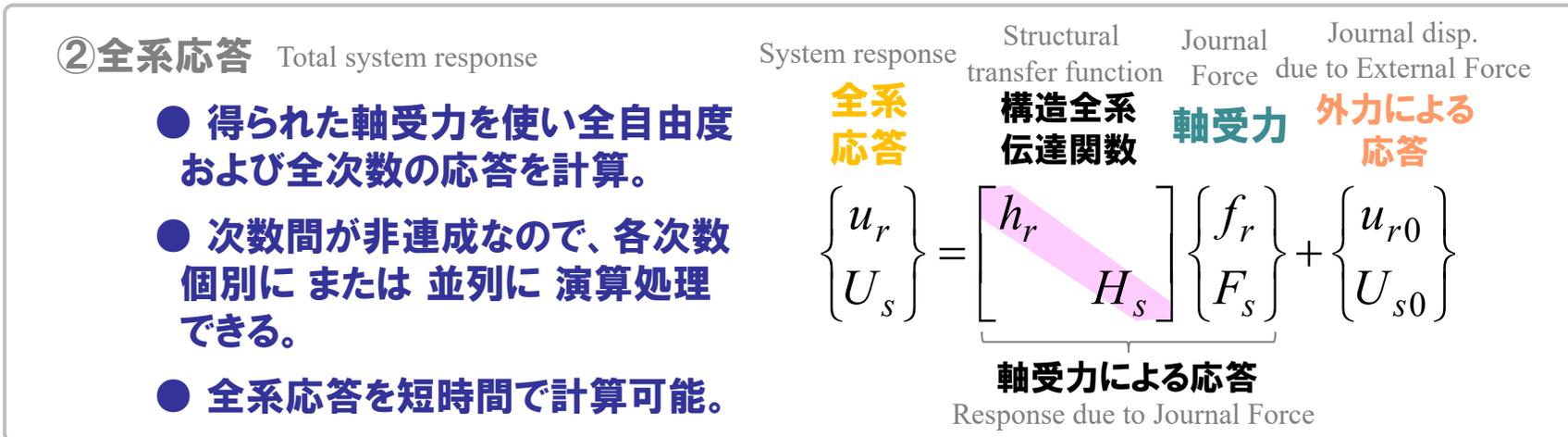
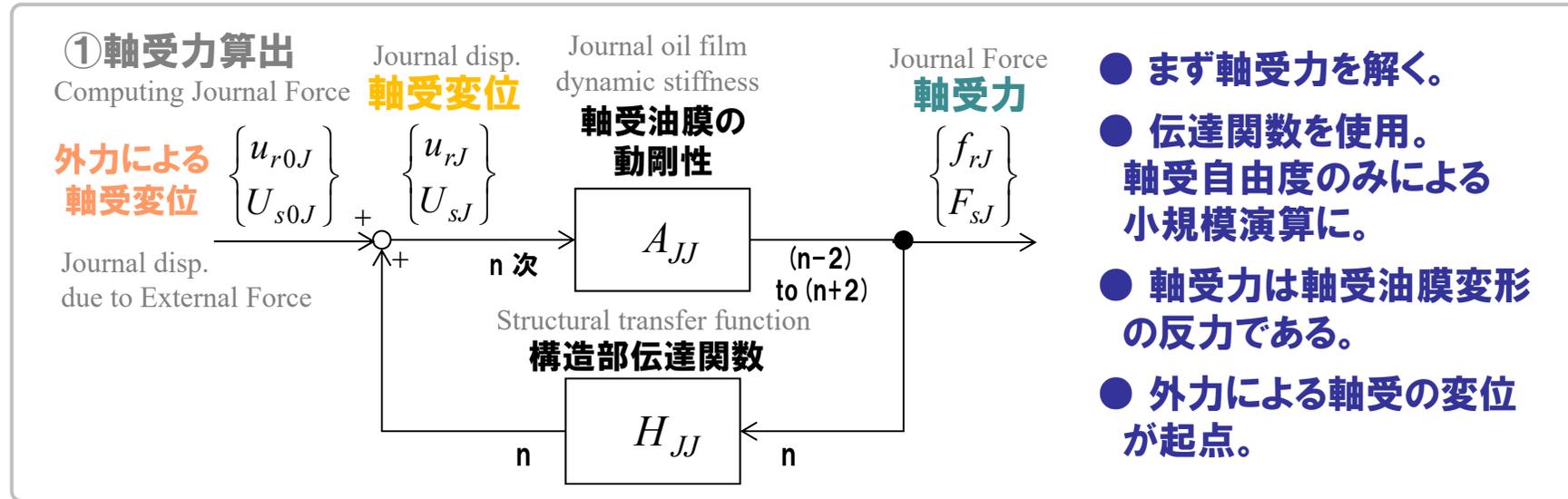
Journal Force

軸受力

未知変数

$$\begin{bmatrix} d_{rr} & O \\ O & D_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_r \\ U_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} p_r \\ P_s \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} f_r \\ F_s \end{Bmatrix}$$

未知変数



高速解法の計算例

An example of the high-speed algorithm

- 本解法を600万DOF規模の乗用車エンジンFEモデルに適用。

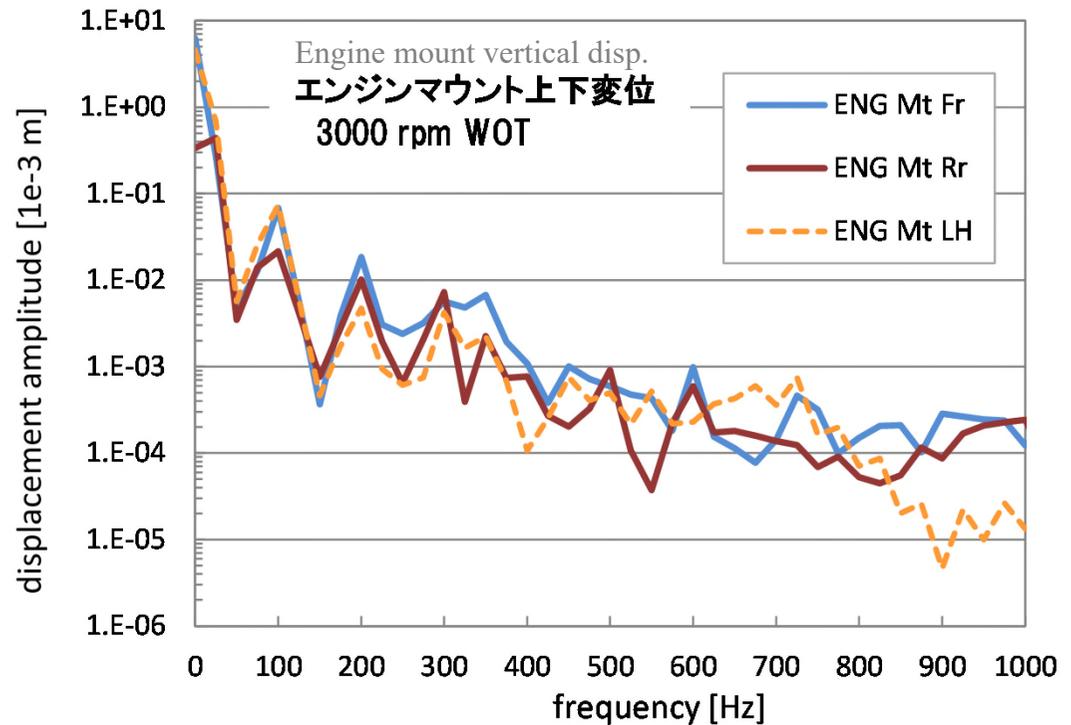
We applied this algorithm to an automotive engine model with 6 million dofs.

- 64bit デスクトップPC を使用して、計算所要時間は約10秒から20秒/運転条件

Computation took 10 to 20 seconds on a 64 bit desktop PC.

- 時間領域解法の市販ソフト（大型計算機サーバーによる並列計算）に比べ100倍以上高速。

Its speed exceeds usual time-domain solvers' by more than 100 times.



ENG type	4 Cylinder Inline
displacement	2000 cm ³
Overall FE model dofs	approx. 6,000,000
Crankshaft modes	81 (Eigen up to 2kHz : 41 / Residual : 40)
ENG body modes	239 (Eigen up to 2kHz : 163 / Residual : 76)
Operating conditions	3000 r/min / WOT
Max. Response frequency	1000 Hz (20th order)
Computer	64bit PC / CPU 3.6GHz / 16GB RAM
Ref. points	45 dofs
Wallclock Analysis Time	12 seconds

4. ソフト構成と分析機能

4-1. ソフトウェア構成

ESTECH.Nast+

FEモデル ⇒ モーダルモデル

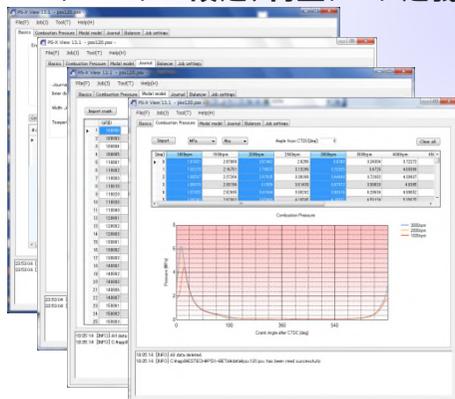


モーダルモデル
MPC、pchファイル

筒内圧、軸受諸元

プリ処理

モーダルモデル設定、荷重データ定義

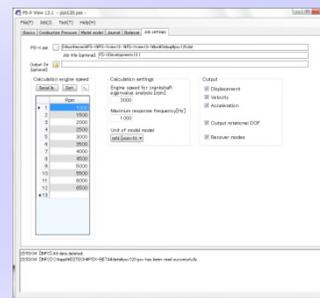


ジョブ入力
datファイル

ESTECH. PS-X

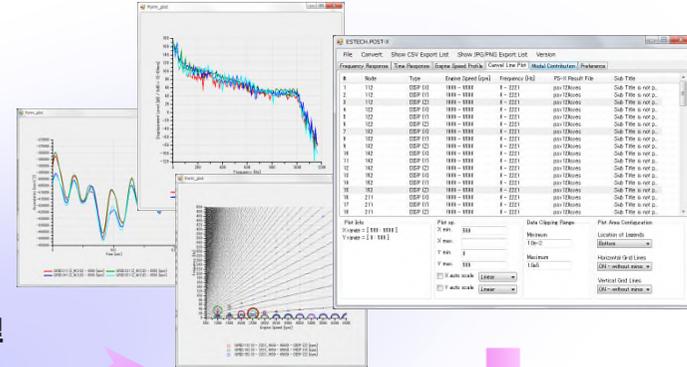
ソルバー

運転条件設定、バッチ処理



ポスト処理

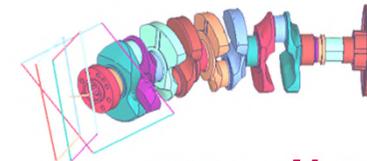
周波数軸、時間軸、モード寄与、キャンベル



解析結果
resファイル

モード変位
pchファイル

リカバリ計算



ESTECH.Nast+

- 実行環境
PS-X本体 : Windows7 32bit/64bit
Nast+ : LINUX、Windows
- ソフトウェア環境
PS-X本体 : FLEXlm
Nast+ : FLEXlm、MSC Nastran 2012.1

4-2. モード寄与分析

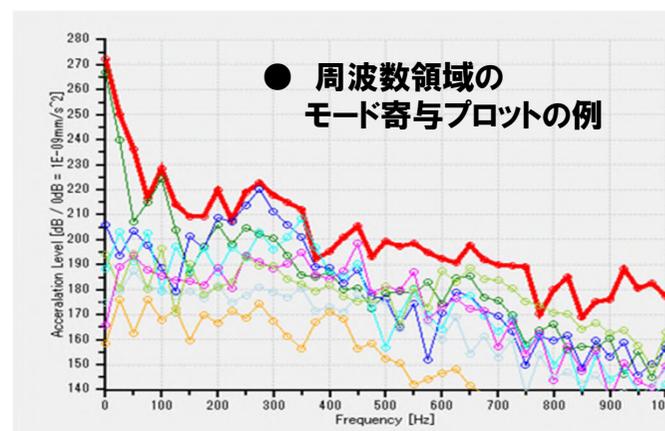
- モード寄与分析は振動解析の分野などで一般的に用いられています。
- モード分解された評価点変位に対する各固有モード単独の応答の大きさから着目すべき固有モードを絞り込むことができます。

モード合成による変位

$$U = \sum_m \phi_p(m) \tilde{U}(m)$$

モード m の寄与

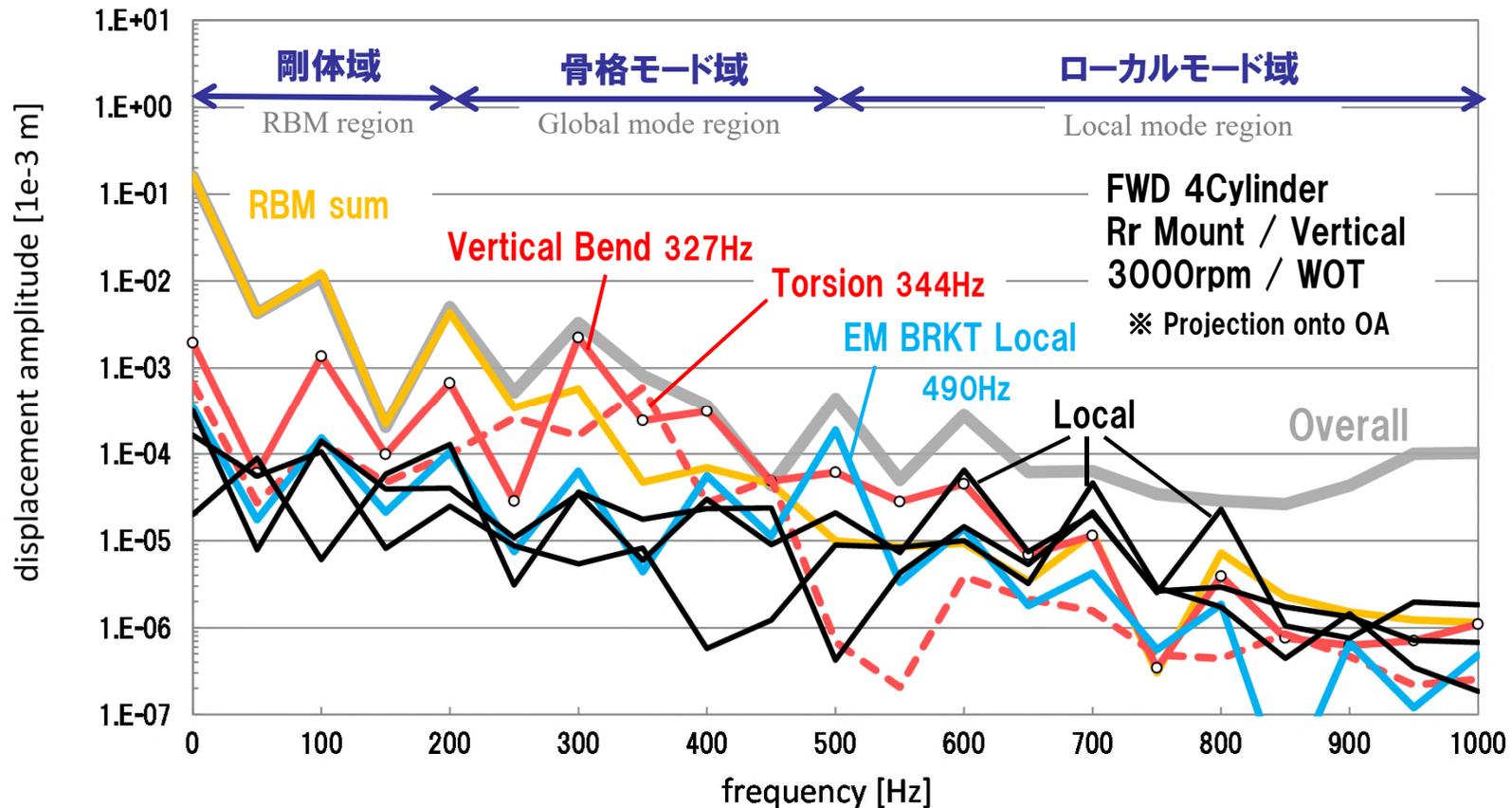
$$U_m = \phi_p(m) \tilde{U}(m)$$



- PS-X では現在、以下2種類のモード寄与分析が可能です。
 - ① **ブロックモード寄与** : エンジン本体振動に対するエンジン本体固有モードの寄与
 - ② **クランクモード寄与** : エンジン本体振動に対するクランクシャフト固有モードの寄与 (新規開発)

ブロックモード寄与分析の例

● ブロックモード寄与分析により、エンジン本体振動の支配モードが明らかに。



各領域の支配モード

剛体域 200Hz以下： パワープラント6剛体モード (RBM)

骨格モード域 200-500Hz： パワープラント上下曲げ 327Hz
同ねじり344Hz (本体骨格モード)

ローカルモード域 500Hz以上： マウントブラケット共振 490Hzなど
(複数のローカルモード)

4-3. クランクモード寄与分析

- クランクシャフトの固有モード変位がエンジン本体振動に与える影響を定量的に評価できる新しい分析手法。

概要

全系の運動方程式

$$\begin{bmatrix} \tilde{D}_{rr} - \tilde{A}_{rr} & -\tilde{A}_{rs} \\ \tilde{A}_{sr} & \tilde{D}_{ss} - \tilde{A}_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \tilde{u}_r \\ \tilde{U}_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \tilde{p}_r \\ \tilde{P}_s \end{Bmatrix}$$

エンジン本体
のモード変位

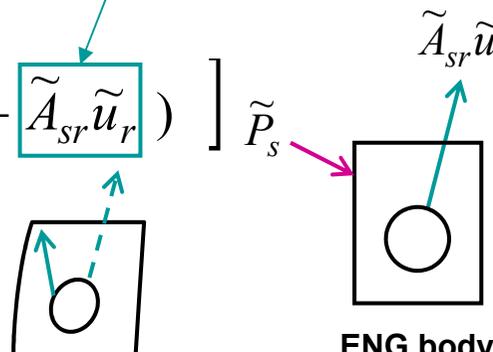
エンジン本体構造
の伝達関数

エンジン本体に
直接作用する外力

クランクシャフト変位から
生み出される軸受力

$$\tilde{U}_s = \tilde{D}_{ss}^{-1} \left[(I - \tilde{A}_{ss} \tilde{D}_{ss}^{-1})^{-1} (\tilde{P}_s + \tilde{A}_{sr} \tilde{u}_r) \right] \tilde{P}_s$$

軸受変形による軸受力の補正因子



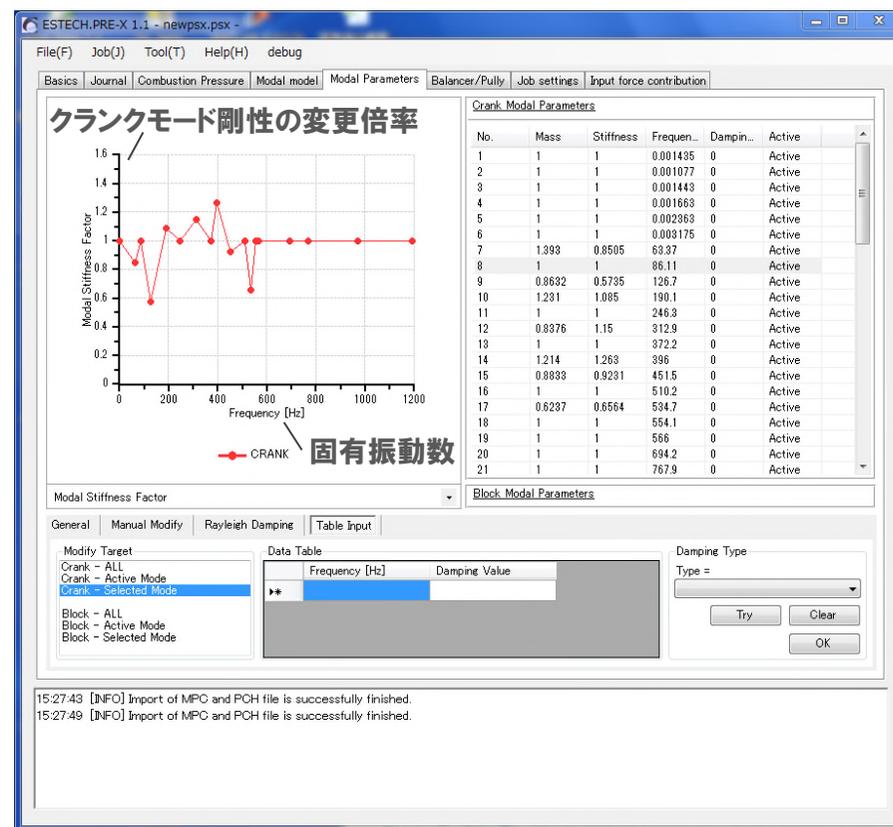
- エンジン本体振動を外力寄与とクランク寄与に分離可能
- クランク寄与はさらに各モードの寄与に分解できる。

4-4. モードパラメタの影響分析

モードパラメタ変更機能

- モーダルモデルの中ではエンジン振動特性はモード剛性、モード質量、モード減衰、モード形状のモードパラメタに縮約されます。
- PS-Xユーザは、これらモードパラメタの値をがGUI上で任意に変更して応答計算を実行できます。
- FEモデル形状を変更することなく振動特性変化の影響を容易に予測できるため、対策方針を効率よく検討できます。

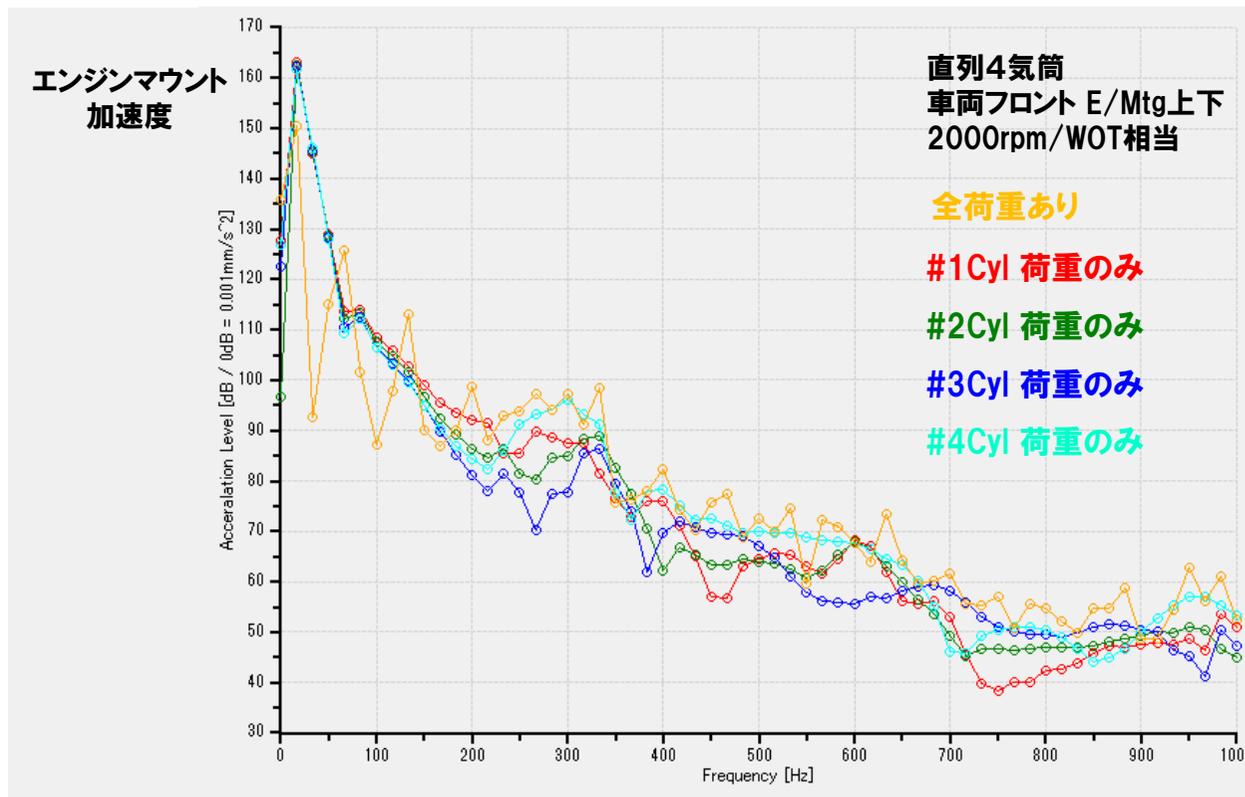
モードパラメタの変更画面 (PRE-X)



4-5. 荷重入力点の寄与分析

入力点寄与分析

- 特定の入力点からの荷重のみによるモニタ点応答を計算します。
- モニタ点振動に寄与の高い入力点を把握し、着目すべき伝達経路を限定できます。

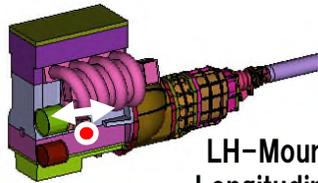


本事例においては、ほぼ全次数域で#4Cylのマウント振動への寄与が顕著である。

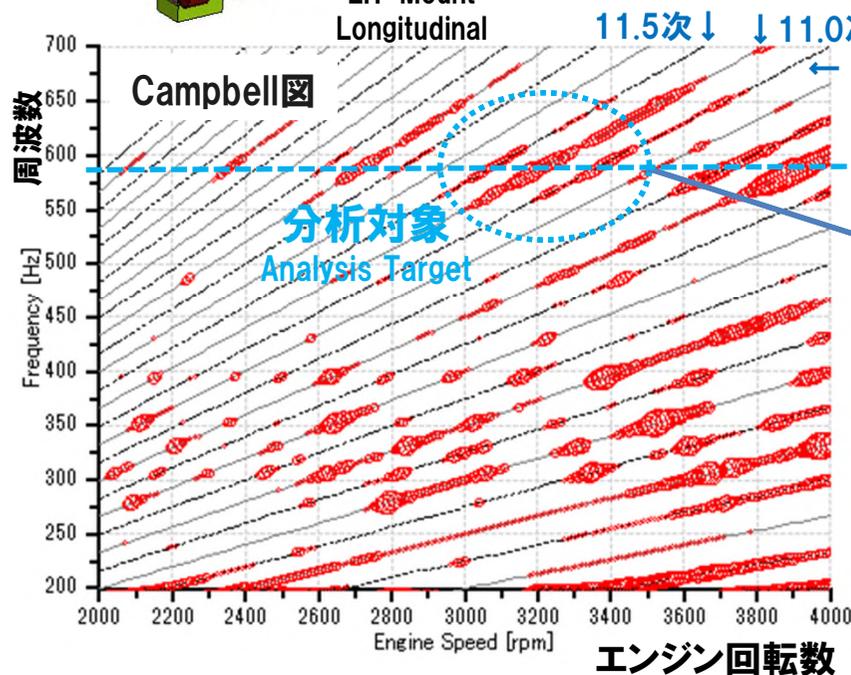
5. 応用事例

振動分析実例 Vibration analysis

- RWD 乗用車4気筒エンジンのWOT運転時エンジンマウント振動計算結果を分析した。
- まずCampbellプロットにより振動レベルが大きい運転条件、および周波数域を把握。
⇒ 3200rpm / 600Hz 付近 を分析対象に設定

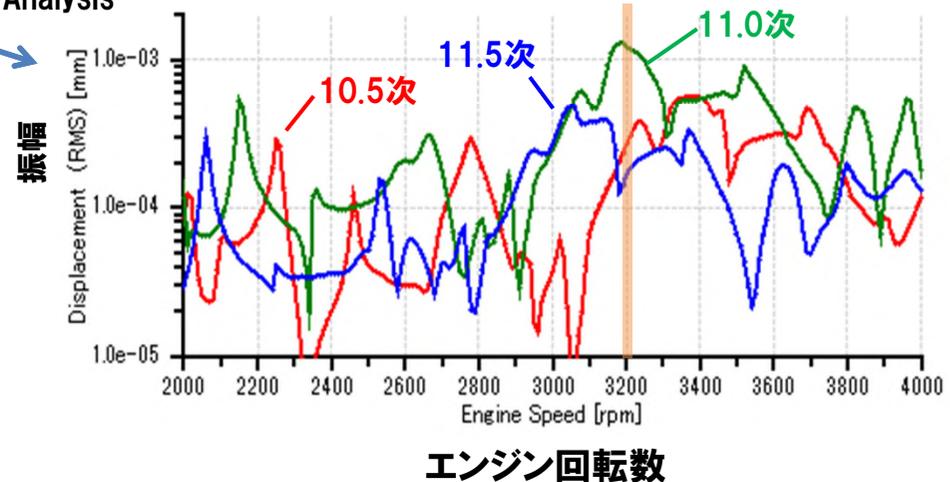


RWD 4Cylinder
LH-Mount Longitudinal (back-forth) Vibration / WOT



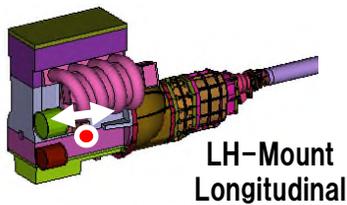
対象領域の回転数、次数によるレベル変化

次数分析 Order Analysis

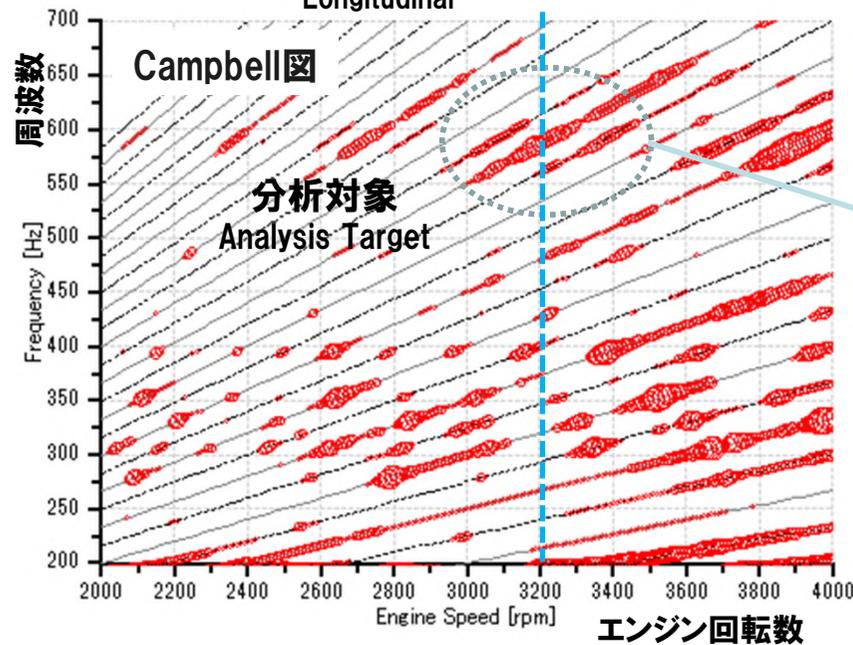


周波数分析

- 3200rpm 運転時のエンジンマウント振動の周波数特性をプロット。
- 580Hz付近（回転11次）に顕著なピークが存在することが確認された。

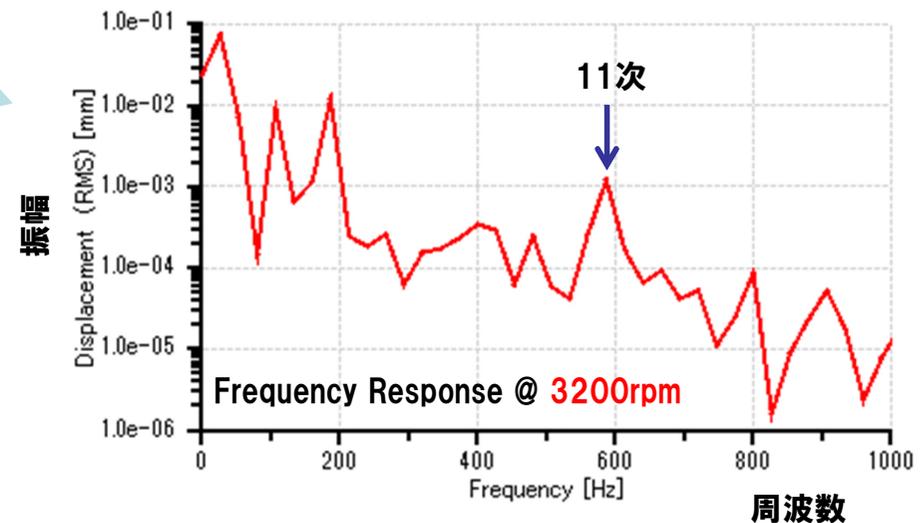


RWD 4Cylinder LH-Mount Longitudinal Vibration / WOT



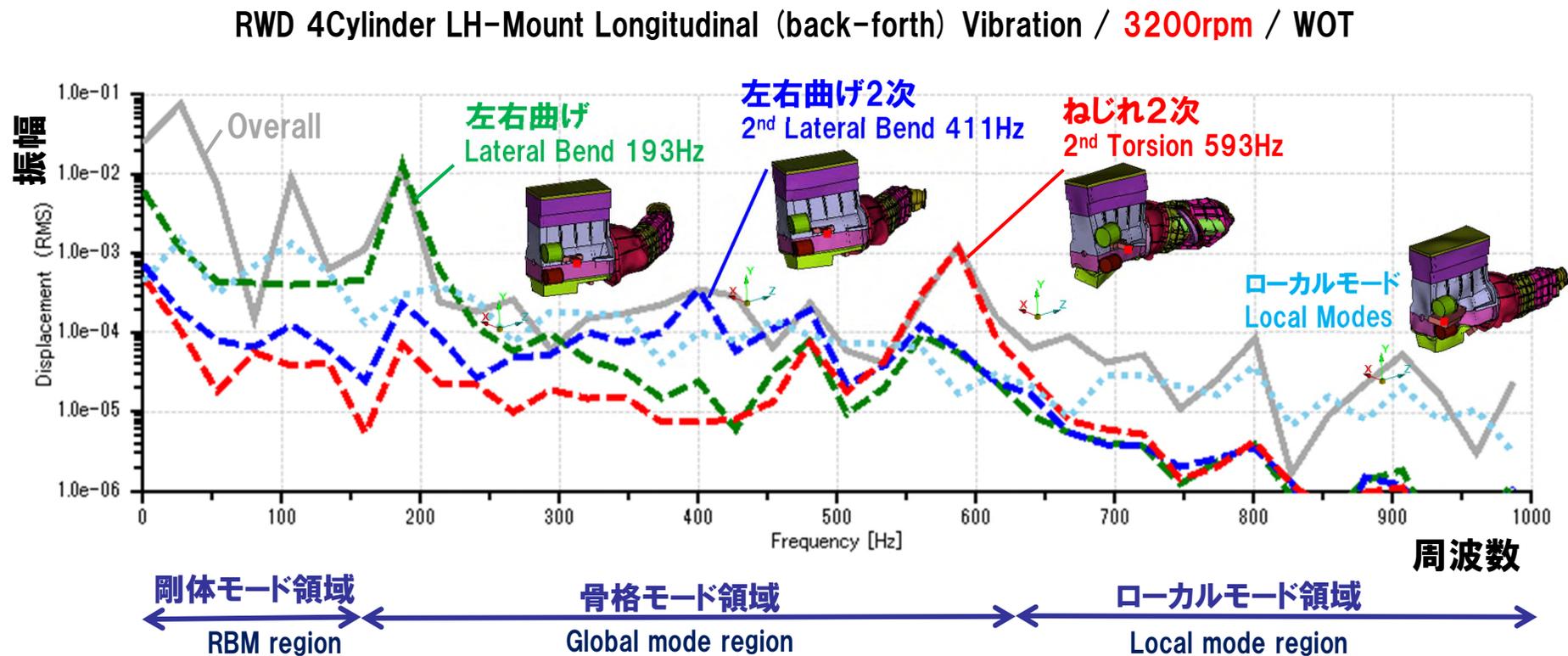
周波数分析
Frequency Analysis

3200rpm 変位振幅の周波数特性



ブロックモード寄与分析

- 3200rpmのマウント振動に対し、ブロックモード寄与分析を実施。支配的なエンジン本体固有モードを特定した。 Identify the dominating body modes to engine body vibration

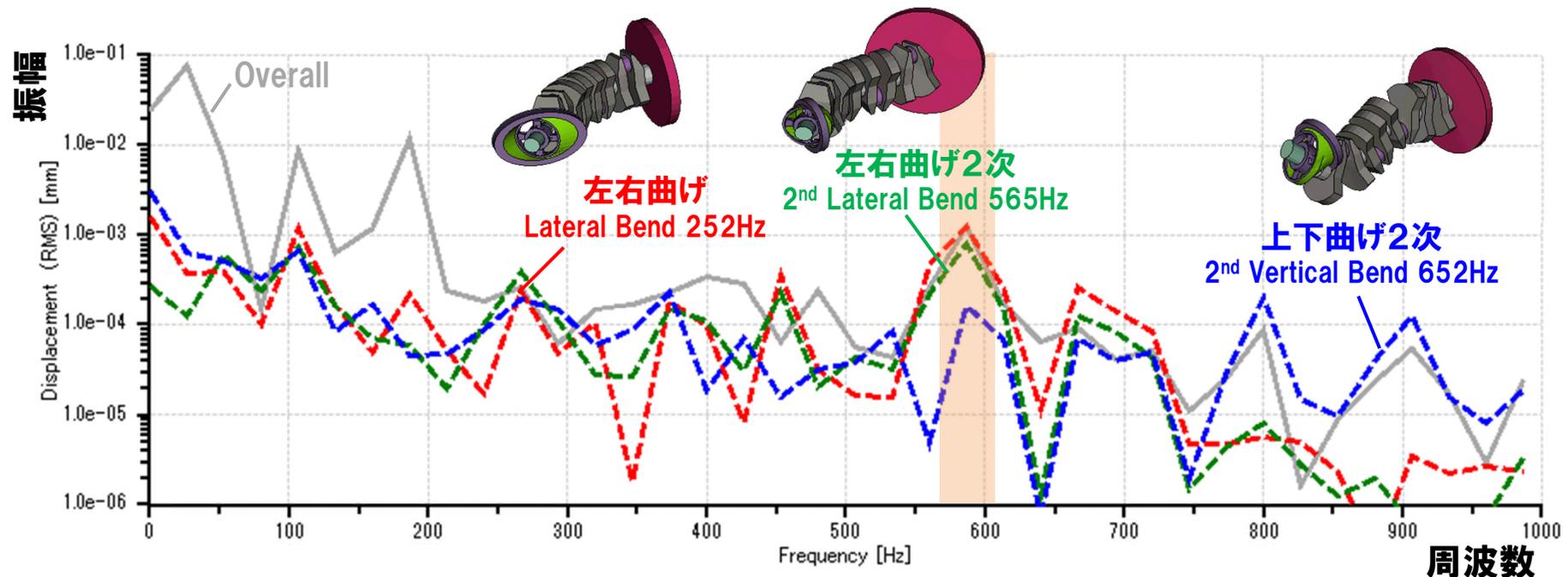


クランクモード寄与分析（新技術）

- 本体振動に対するクランクシャフト固有モードの影響を定量的に把握する。

PS-X provides a new method to identify the dominating crank modes to engine body vibration.

RWD 4Cylinder LH-Mount Longitudinal (back-forth) Vibration / 3200rpm / WOT



580Hzピークはクランク左右曲げ1次および2次モードにより励起されていることが判明。

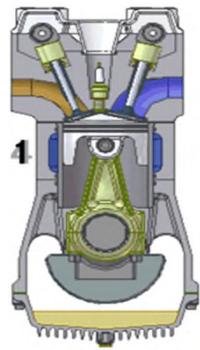
A peak near 580Hz is excited by crank lateral bend modes.

判明した振動メカニズム

- PS-X独自の分析機能を活用し、3200rpm/600Hz付近のマウント振動ピークが発生するメカニズムが明らかになった。

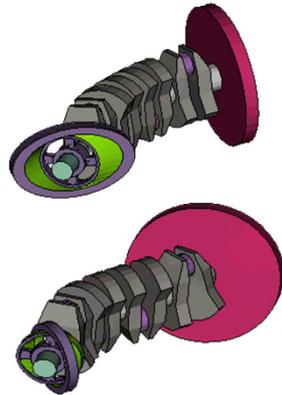
Vibration mechanism is clarified by using advanced analysis methods provided by PS-X.

起振力発生
Force generation



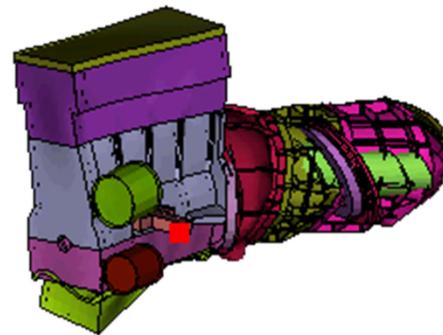
(from web)

クランク左右曲げモードを励起
Excite crank lateral bend modes



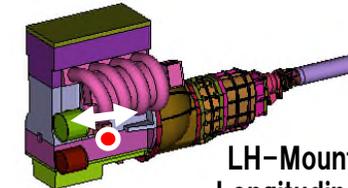
左右曲げ1次/2次
1st and 2nd Lateral Bend
252/565Hz

本体ねじれモードを励起
Excite crank lateral bend mode

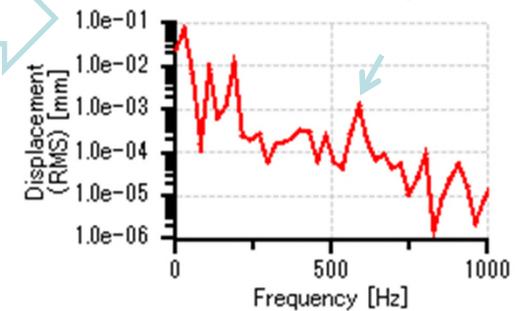


ねじれ2次
2nd Torsion 593Hz

エンジンマウント振動
LH-mount vibration



LH-Mount
Longitudinal



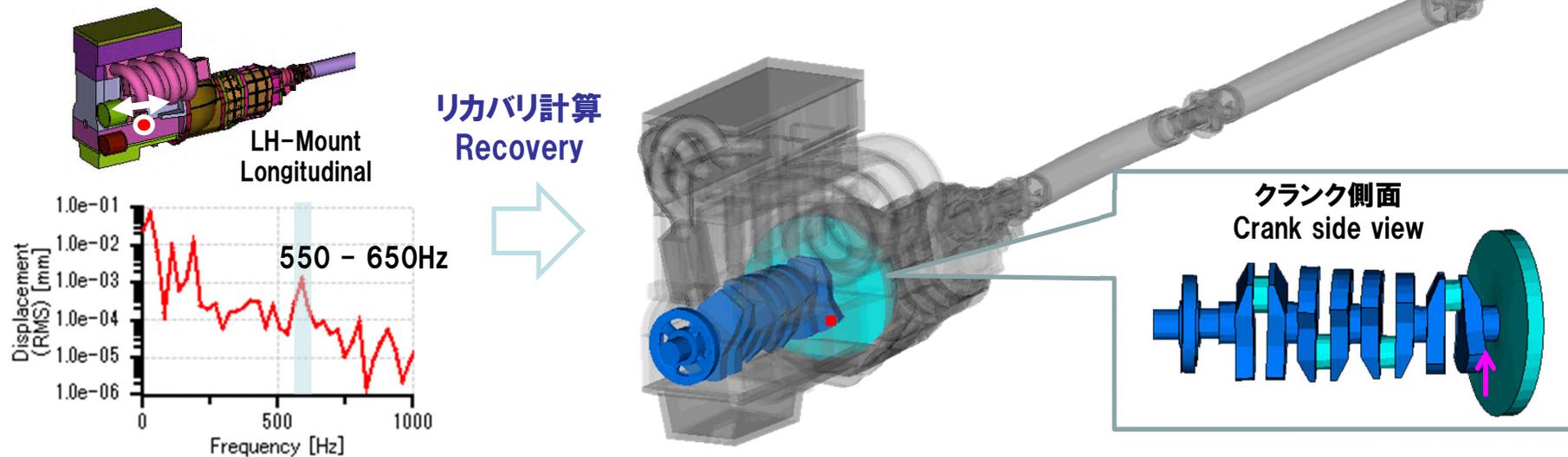
Frequency Response @ 3200rpm

実稼働モードの確認

- リカバリ計算によって任意の運転条件または周波数範囲で、エンジン本体およびクランクシャフト全体の实稼働振動モードを可視化することができる。

Recovery of entire engine vibration for arbitrary operating conditions or frequency ranges is provided.

RWD 4Cylinder LH Mount / 3200rpm / WOT / **Vibration recovery in 550Hz to 650Hz**



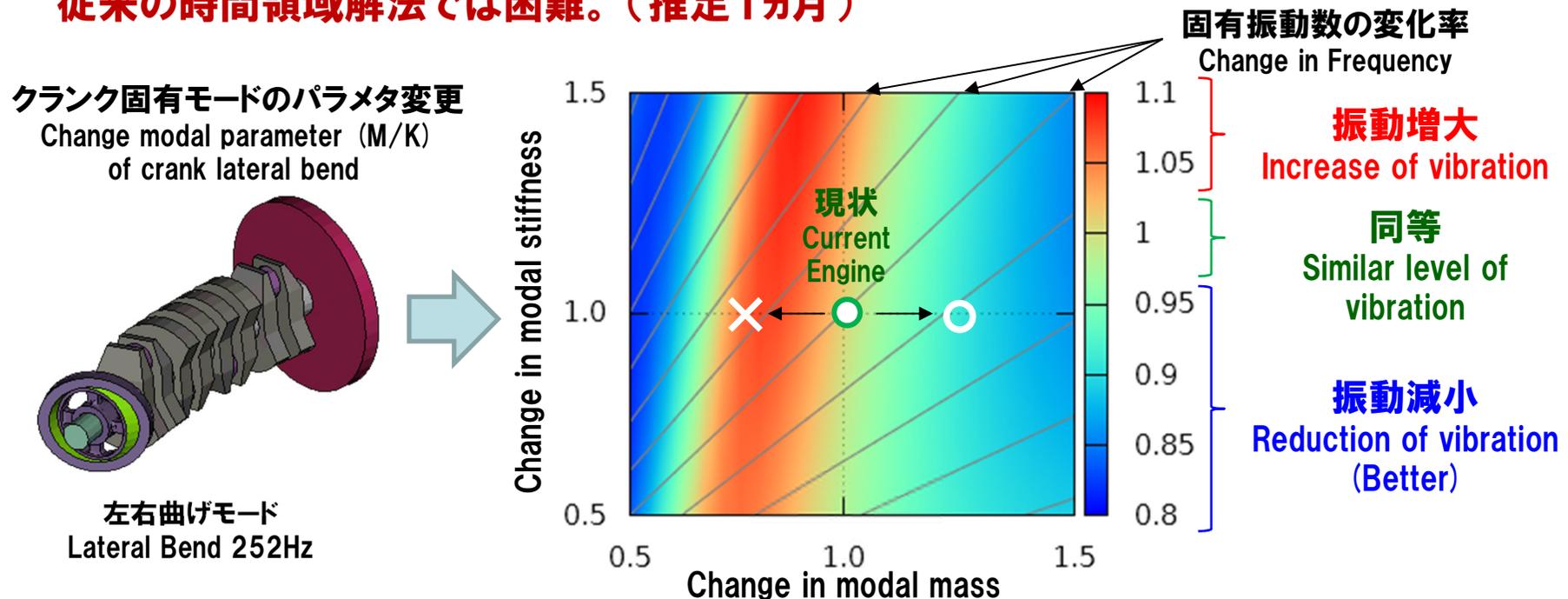
Frequency Response @ 3200rpm

クランク#5ジャーナル付近が大きく変形し、本体を加振している。

Large deformation near 5th journal is observed which causes the excitation force on engine block.

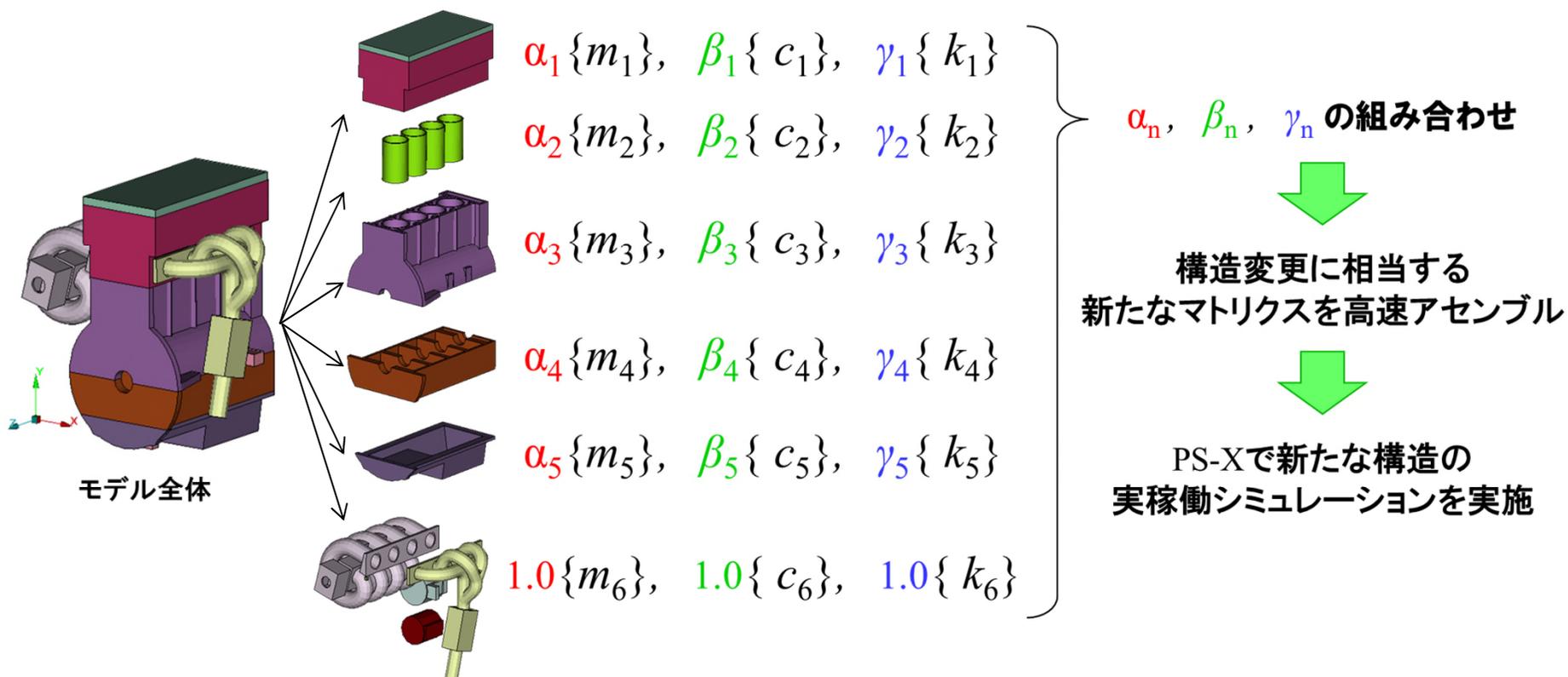
応答曲面分析

- クランクシャフトのモード剛性、モード質量を多水準で変化させた計算を行いエンジンマウント振動の応答曲面を作成した。
- 応答曲面分析を用いることで最適な設計指針が得られる。
- **パラメタ組み合わせによる大量の計算を速やかに実施できた。(本例:2100回, 7h)**
従来の時間領域解法では困難。(推定1ヵ月)



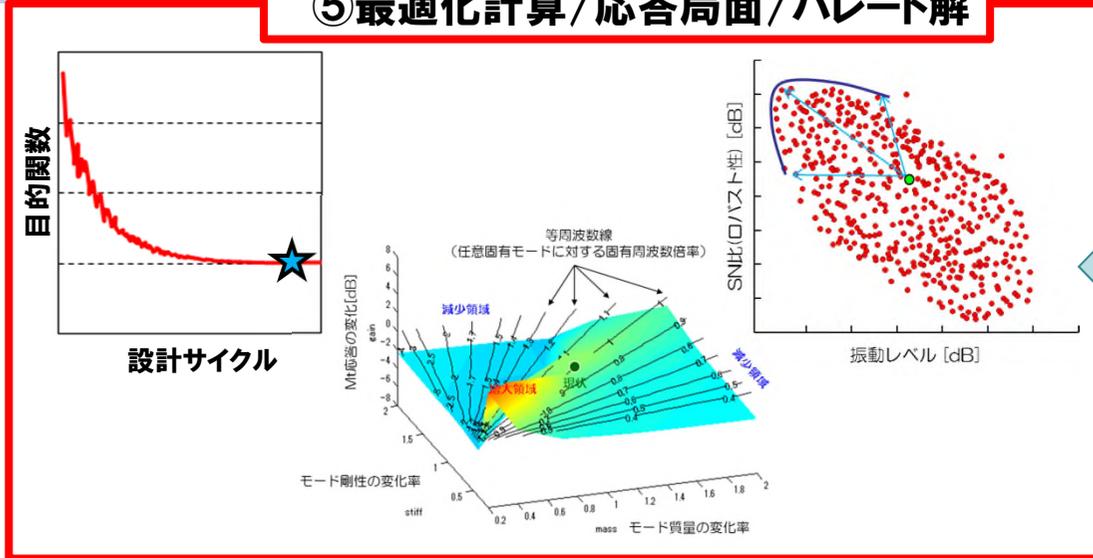
MDSによる各部構造変更スタディ

- ESTECH.NAST+のMDS機能(モーダル差分構造機能)
 - モデル全体の内、指定した部分の動特性をモード座標変換し縮約構造を作成
 - 高速に構造変更相当のモーダル縮約構造が作成可能



大規模数値実験システム

⑤最適化計算/応答局面/パレート解

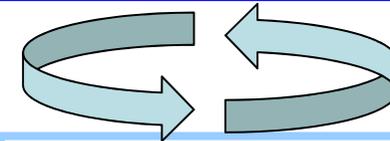


④実稼働応答計算

ESTECH.PRE-X
Version 2.0
Rev : August, 2016

ESTECH.PRE-X is a software produced by ESTECH Corporation, Yokohama, Japan
Copyright ESTECH Corporation 2014-2016

ESTECH.PS-X



①モーダルモデル化

MSC.Nastran
ESTECH.Nast+

②設計パラメータの選択

MSC.Nastran
ESTECH.Nast+

③設計パラメータ変更

Isight 2017

mode FRONTIER

汎用最適化ソルバ

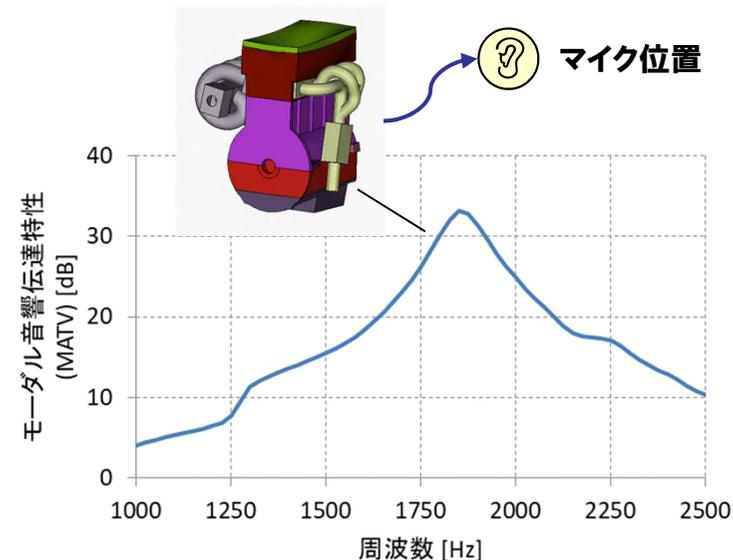
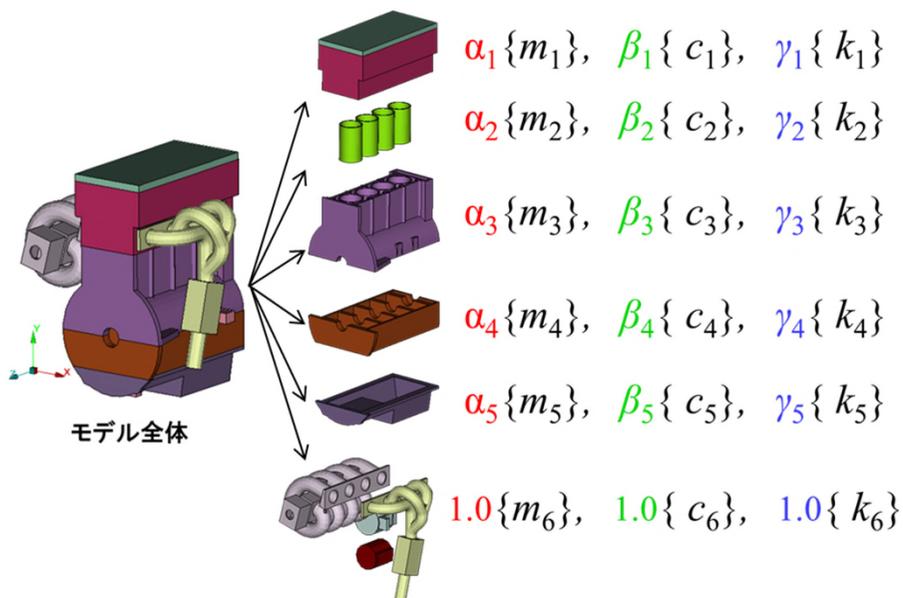
放射音を最適化する**新**・解析技術

MATV

JSAE 2020年秋季大会にて発表
Modal Acoustic Transfer Vector(MATV)による
エンジン放射音予測の高速化 宮内ほか

放射音領域最適化のコア技術 MATV (Modal Acoustic Transfer Vector)

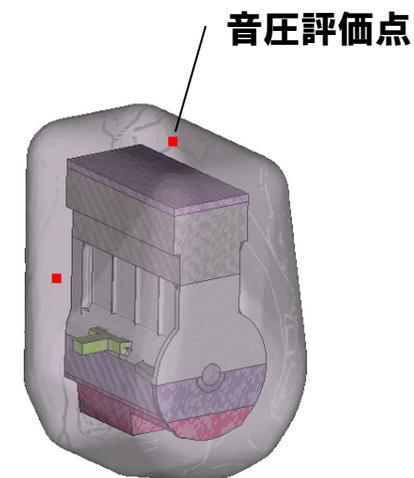
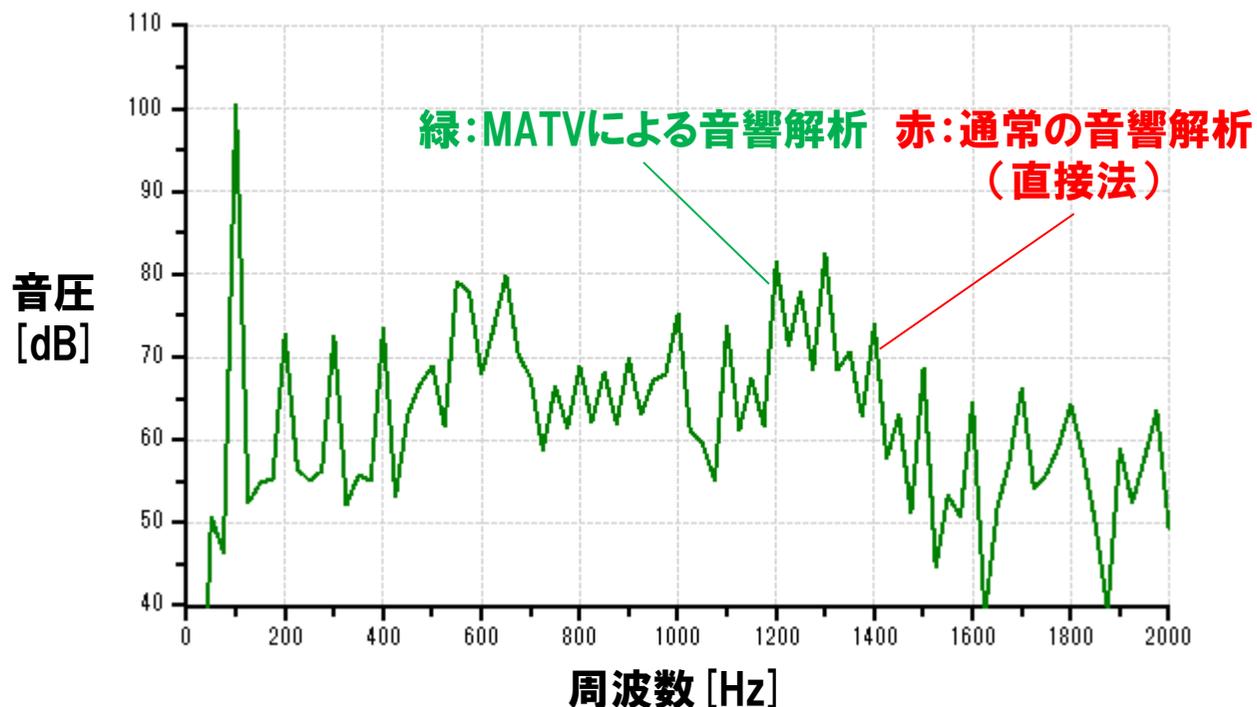
エンジン構造 → バネマス特性変換 (MDS)



**MATV を組み合わせ
放射音評価に拡張**

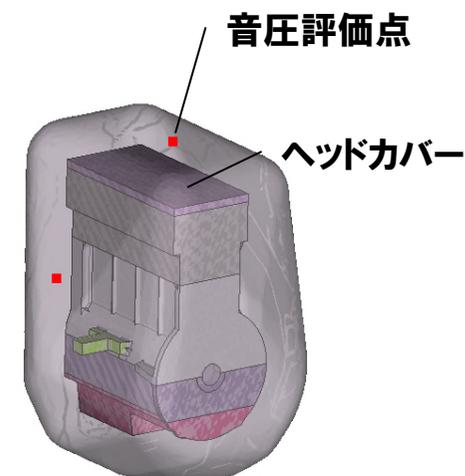
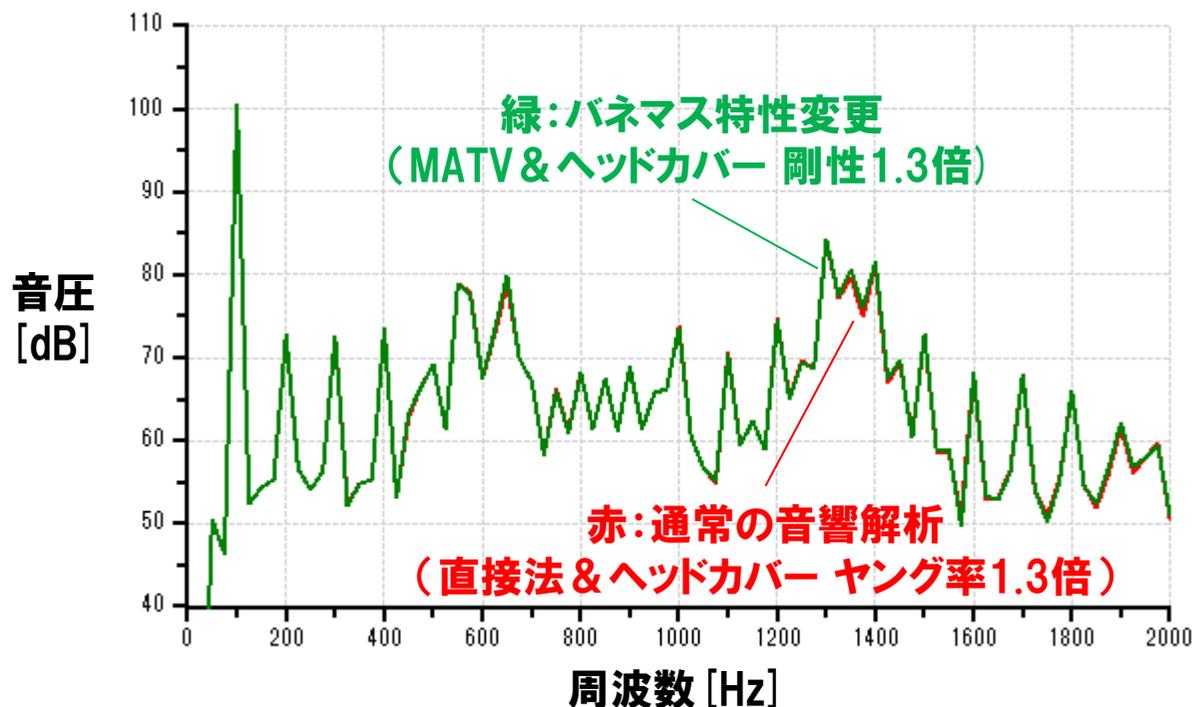
- 特性値最適化を放射音領域に拡張するため、**構造モード振動に起因する放射音の予測**に特化した解析手法 **MATV** を開発した。
- **構造モード振動と評価点音圧の関係**を表す最小サイズの行列 **MATV関数** を用いることで、MDSバネマス特性の変化を反映した高速な放射音計算を実現した。

MATVによる音響解析の精度検証 (1/2)



- MATVの解析精度を確認するため、通常の音響解析(FEM直接法)による結果と比較した。
- 両者はほぼ一致しており、MATVは通常の音響解析と同等の精度を持つことを確認した。

MATVによる音響解析の精度検証 (2/2) バネマス特性変化の追従精度

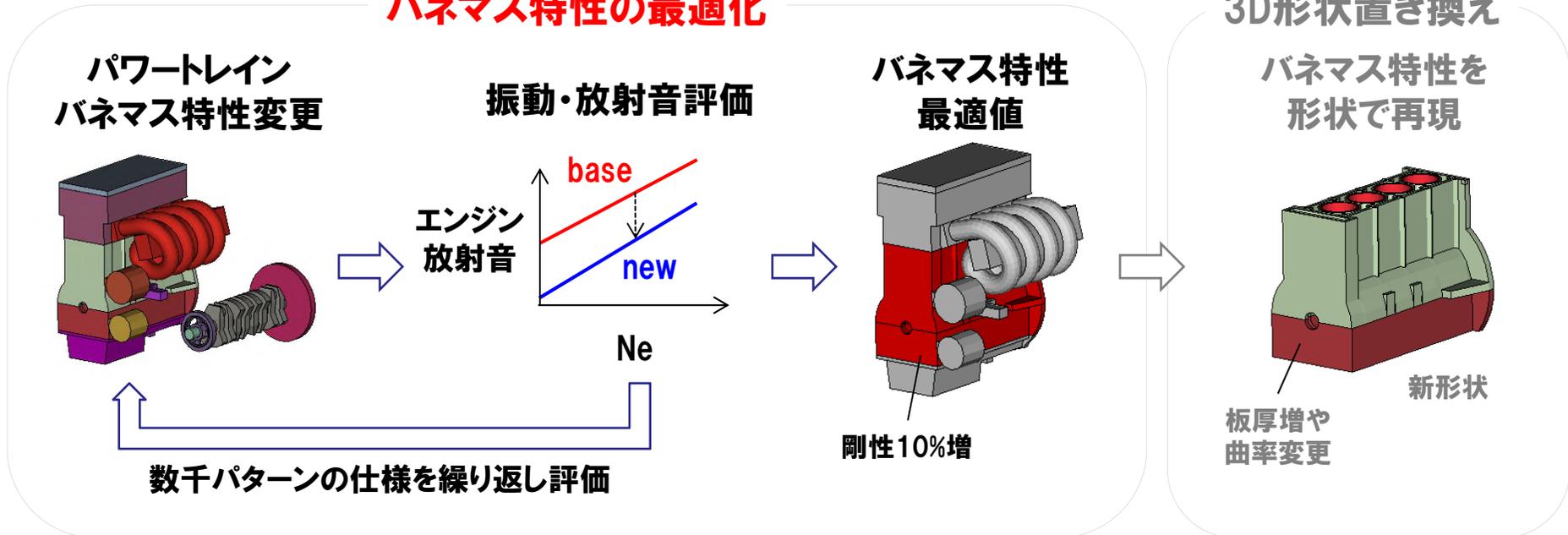


- バネマス特性変化に対する追従性を確認するため、ヘッドカバー剛性を1.3倍に変化させて両音響解析の結果を比較した。
 - MATVはバネマス特性変化による放射音の変化を良好に予測している。
 - 計算時間も、通常音響解析の数時間に対し、MATVは数分ときわめて短い。

まとめ

エンジン構造変更による振動・騒音低減の流れ

バネマス特性の最適化



- MATVは通常の音響解析手法と同等の予測精度があり、かつ構造特性変更に伴う放射音変化をきわめて短時間で評価できる。
- MATVを用いて従来の特性値最適化解析手法を放射音領域に拡張し、**エンジン振動と放射音を同時に低減する検討が可能**になった。

6. ユーザー様ご発表事例

ユーザー様ご発表事例



- (1) Masaya Miyazawa, Kei Mochizuki, Takashi Kondo (Honda R&D):
New Approaches for Reducing Crankshaft Vibrations in a
Lightweight and Fuel-Efficient Engine, 2016 SAE International
- (2) 宮澤昌也, 望月 計, 近藤 孝 (本田技術研究所) :
細軸とロングストロークを追求したクランクシャフト軸系の振動低減低減検討,
自動車技術会 2016 年春季大会
- (3) 角田芳秋, 宮澤昌也, 丸山元弘 (本田技術研究所)ほか :
エンジン振動と質量を設計初期段階で最適化するための設計支援ツール,
自動車技術会 2017 年秋季大会
- (4) 巽 健, 酒井和人 (トヨタ自動車) :
弾性振動に着目したパワートレーン連成振動解析ークランクシャフト有効伝達力寄与
分析の活用ー, 自動車技術会 2019 年秋季大会
- (5) 都留史嗣, 酒井和人 (トヨタ自動車) :
Modal Acoustic Transfer Vector(MATV)を活用したパワートレーン放射音
低減検討, 自動車技術会 2020 年秋季大会
- (6) 山崎友博, 酒井和人, 服部文昭 (トヨタ自動車) :
弾性振動に着目したパワートレーン連成振動解析ー固体伝播起因の車内音低減手法
開発ー, 自動車技術会 2020 年秋季大会

※ いずれも敬称略

7. まとめ

- PS-X は、エンジンの実稼働振動をきわめて短時間で計算することができる新しい振動解析理論にもとづいたソフトウェアです。
- 独自の分析機能によって現象の把握、要因分析、対策検討まで一連の開発業務を効率よく行うことができます。
- 振動、放射音低減を目的とした、エンジン構造特性の大規模なパラメタスタディに最適のツールです。
- 今後とも、エンジン開発にベストフィットするツールであるべく新理論の構築によって進化向上をはかって行きます。