

3

## SKYACTIV-G 2.5 気筒休止システムのNVH対応技術 Vehicle NVH Performance Technology for Cylinder Deactivation of SKYACTIV-G 2.5

濱野 健太\*1

Kenta Hamano

土路生 修\*4

Osamu Torobu

田中 和宏\*2

Kazuhiro Tanaka

陳 宇\*3

Yu Chen

### 要 約

新型CX-5, アテンザのエンジン「SKYACTIV-G2.5」では、優れた環境性能実現を目指し、気筒休止システムを導入している。この気筒休止システムは、エンジン次数振動の起振力増大と周波数半減による車体振動の悪化が大きな課題であった。この克服のため、複雑な車体振動発生メカニズムを主要経路別に分析し、各影響因子を基礎理論レベルまで落とし込み、モデルベース開発にて改善した。駆動系振動改善のための遠心振り子動吸振器をはじめ、振動を伝えにくいエンジンマウント構造の工夫や、吸気圧力変動を振動に変換させない車体構造などのブレークスルー技術を構築し、高い燃費効果と快適性を両立させた。

### Summary

SKYACTIV-G2.5L, new CX-5 and Atenza engine is equipped with cylinder deactivation system for good environment performance. During cylinder deactivation, the vehicle vibration deteriorates since excitation force of the engine increases and frequency decreases by half, which is the biggest issue. To overcome the issue, the complex mechanisms of the generation of vibration were organized by primary route, each influence factor was translated into the basic-theory, and improvement measures were studied mainly by model based development. We have achieved both fuel efficiency and comfort by building the technologies such as application of a centrifugal pendulum vibration absorber to improve transmission characteristics of drive transmission, a devised shape of engine mount or an improved structure to address vibration caused by pressure fluctuation of sucked air, to break-through restrictions of associated items.

### 1. はじめに

新型CX-5, アテンザのエンジンであるSKYACTIV-G 2.5には、優れた環境性能実現のため、気筒休止システムを導入している。しかし、気筒休止運転時は、エンジン起振力の増大、及び低周波化により、車体振動の悪化が課題となる。本稿では、気筒休止システム採用による燃費効果と快適性両立のために、車両の振動ポテンシャルを大幅に向上させた技術内容を紹介する。

### 2. エンジン特性と気筒休止燃費効果

マツダは“走る歓び”と“優れた環境性能”を両立させるSKYACTIV-Gを開発してきた。しかし、Fig. 1に示すように低負荷域の燃費効率は未だ改善の余地があった。そこで気筒休止を行うことにより排気損失、冷却損失の大幅な低減を実現し、低負荷領域の燃費を改善した。燃費は気筒休止システムがないものに対し、最大10%程度の改善効果がある。また、全トルク領域で燃費効率が改善することによりギヤ比選択の自由度が広がり、燃費を悪化させることなく走りを改善することを可能にした。

\*1 NVH性能開発部  
NVH Performance Development Dept.

\*2~4 エンジン性能開発部  
Engine Performance Development Dept.

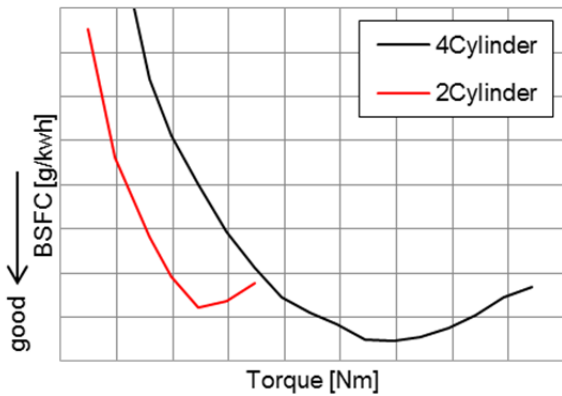


Fig. 1 Fuel Consumption Characteristics

### 3. 車体振動の課題

気筒休止運転をすることで、エンジンから発生するトルク変動や吸気圧力変動を起振力とし、駆動系・エンジンマウント・サスペンション・ボンネットなどの多くの車両構造が反応する非常に広域の車両システム振動が発生する。

#### 3.1 起振力の変化

まず、気筒休止時は、燃焼次数が回転2次成分から1次成分に半減し、非常に低周波の起振力となる。また、4気筒運転時と同一のエンジントルクを発生するために、1気筒あたりの燃焼負荷が増え、これに伴いトルク変動、吸気圧力変動はほぼ2倍に増加する (Fig. 2)。

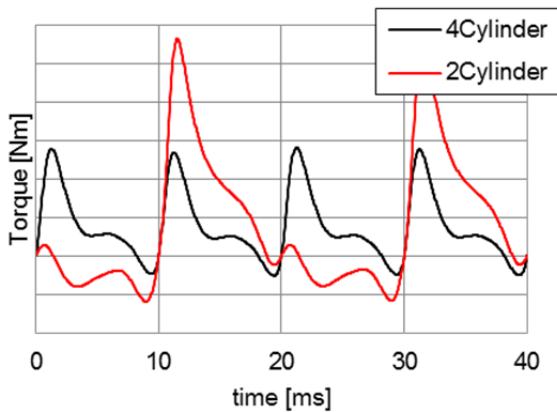


Fig. 2 Engine Torque at 70Nm 1,500rpm

#### 3.2 車体振動特性との関係

エンジン次数起振力に対しては、車両の各システムの共振配置が非常に重要となる。通常4気筒運転のみの車両では、主要システムの共振周波数をエンジンのアイドルリング回転速度 (~800rpm=27Hz) と走行回転速度 (1000rpm=33Hz) の間に配置し、エンジン次数起振力でこれらの共振が励起されないようにしている。

しかし、気筒休止運転では、起振力周波数の半減により、これまで離間配置していた共振が励起される。起振力周波数と各主要システムの共振配置をFig. 3に示す。気筒休止運転では、従来の周波数離間配置が容易ではないことが分かる。

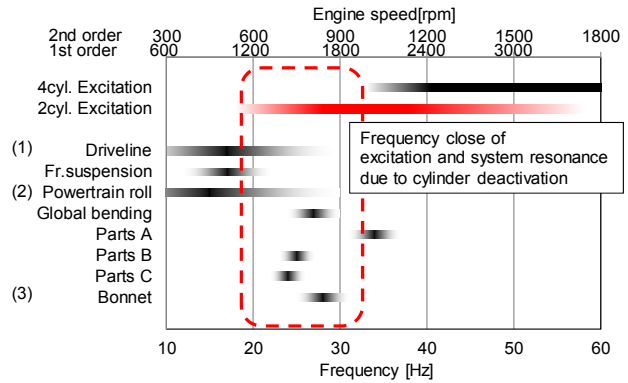


Fig. 3 Alignment of Excitation and Main System Resonance

気筒休止運転時の車体振動の課題を以下の3経路で述べる。

#### (1) 駆動系経路の振動

通常の4気筒でも低回転運転時は、エンジントルク変動により駆動系ねじり共振が励起され、サスペンションを介して車体に伝達される。このため駆動系ねじり共振をエンジンの走行回転速度以下に配置している。気筒休止の場合は起振力周波数が半減し、駆動系、及びサスペンション共振域に入り込んでくる。

#### (2) エンジンマウント経路の振動

同様に起振力周波数の半減は、パワートレインのロール共振にも近接する。起振力はロール共振峰までは低下しないが共振のすそ野を励起し、その振動が車体に入力される。特に、上下方向の入力に対しては、車体骨格系の上下曲げ共振の感度が高く、これを励起しやすいこと、車両付加部品が上下方向にシステム共振をもつものが多いため、車体振動となりやすい。

#### (3) 吸気圧力変動による車体振動

エンジンの吸気においても、吸気口付近に発生する圧力変動起振力周波数が半減する。これがボンネット共振に近接し、ボンネット振動が励起され、車体振動の要因となる。

これら起振力・共振周波数の近接による車体振動の悪化を前モデル仕様のフルビークルモデルで、予測・分析した (Fig. 4)。

この結果、エンジンの常用回転速度である1200~1800rpm領域において、車体振動は5~20dBの大幅な改善が必要であることを確認した。

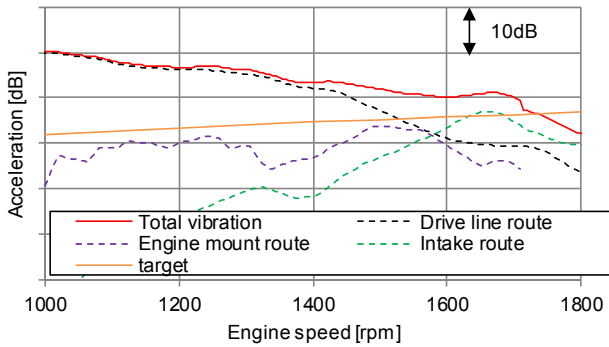


Fig. 4 Vehicle Vibration of Cylinder Deactivation (CAE)

### 4. 各システムの振動改善技術

#### 4.1 駆動系振動低減

Fig. 5に示すとおり、気筒休止運転の周波数低下により、駆動系のねじり2次共振周波数が励起される。駆動系ねじり2次共振とはFig. 6に示すようにATのタービン以降の主にギヤ構造によるイナーシャ (I2) が主要なマスとなり、ねじりダンパーの剛性 (k1) とドライブシャフトのねじり剛性 (k2) が並列バネとなるモードである。この駆動系ねじり2次共振周波数を気筒休止の対象周波数域以下にするためには、I2を増加、k1、k2の低減が考えられる。しかし、これらのイナーシャ増加や剛性低減は、ねじり1次共振周波数も低下させ、加速時などの駆動力伝達における駆動系の応答性を悪化させるため、可能な限り避けなくてはならない。

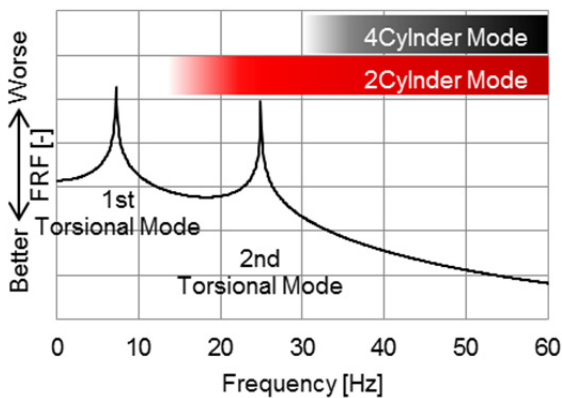


Fig. 5 Drivetrain Vibration Characteristics

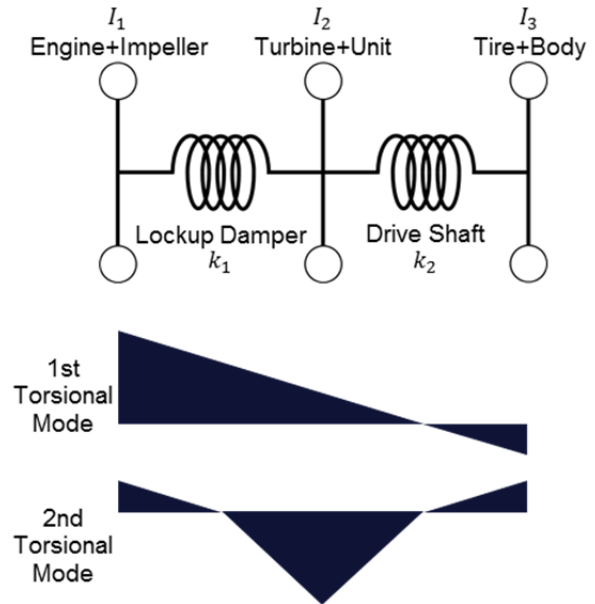


Fig. 6 Drivetrain Torsional Mode

そこでブレークスルーとして世界初となる気筒休止システム専用の遠心振り子動吸振器 (CPA : Centrifugal Pendulum Absorber) を開発した。Fig. 7に示すように従来の動吸振器 (DVA : Dynamic Vibration Absorber) は特定の周波数のみを低減 (パッシブ動吸振器) するのに対し、CPAはFig. 8に示すように周波数に追従し、全域で低減 (アクティブ動吸振器) することが可能である。CPAは式(1)に示すとおり、振り子の腕の長さ $l, r$ を調整し、対象の次数に設定することで $\omega$  (角速度) に依存した周波数追従型動吸振器にすることが可能である。このCPAを従来のロックアップダンパー部に採用することで、最大10dBの駆動系ねじり振動の低減を実現した。

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \sqrt{\frac{r}{l}} \cdots (1)$$

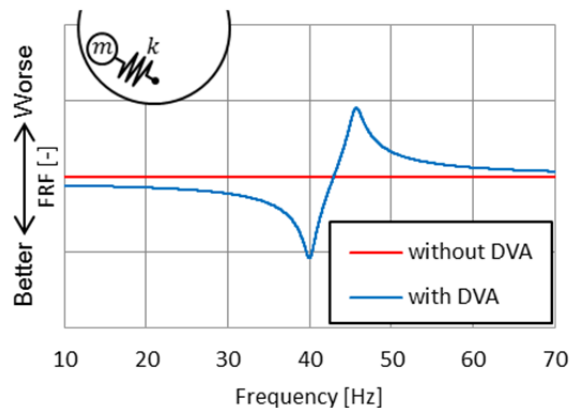


Fig. 7 Inertance with DVA

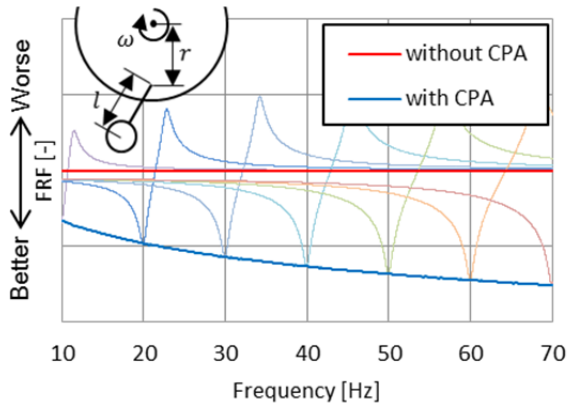
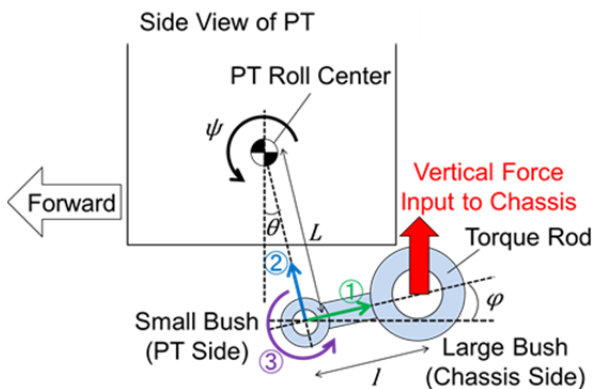


Fig. 8 Inertance with CPA

4.2 エンジンマウント振動低減

ペンデュラム式エンジンマウントでは、エンジン下方に設置するトルクロッドのジオメトリーとブッシュ剛性により、車体上下方向の入力の大きさが決まる (Fig.9)。



- ① Axial  $F_A = K_A \psi L \cos(\theta - \varphi) \sin \varphi$
- ② Lateral  $F_L = K_L \psi L \sin(\theta - \varphi) \cos \varphi$
- ③ Tilt  $F_T = \frac{K_T}{l} \psi \cos \varphi$

$K_A$ : Axial Stiffness,  $K_L$ : Lateral Stiffness,  
 $K_T$ : Twisting Stiffness

Fig. 9 Mechanism of Vertical Force Input to Chassis

車体上下方向の入力は、トルクロッドの軸方向入力①、軸直方向入力②、こじり方向入力③の合力となるため、それぞれの入力を最小化する必要がある。軸方向入力①は、エンジンロッド傾斜角(φ)をゼロにして発生させない。軸直方向入力②は、上述のφ=0に加えて、PT側ブッシュの前後位置をPT慣性ロール軸に近づけてθを最小化し、低減する。こじり方向入力③は、こじり方向剛性(K<sub>T</sub>)の低減、並びにエンジンロッド長(l)の延長で低減する。

上記の考えでトルクロッドの配置とブッシュの剛性を設計し、車体上下方向の入力を大幅に低減した (Fig. 10)。

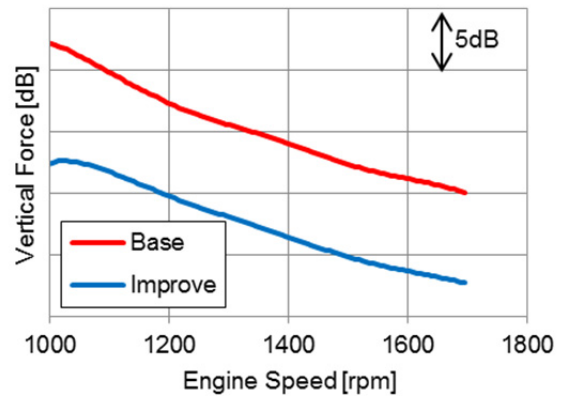


Fig. 10 Reduction of Vertical Force Input to Chassis

4.3 吸気圧力変動低減

吸気圧力変動による車体振動の発生メカニズムの概要を述べる。エンジンが燃焼に必要な空気を間欠的に吸入するため、吸気口部には体積変動が発生する。これによる圧力変動はバンパー・ボンネットで囲まれた狭い空間内で増幅し、ボンネット共振を励起する。振動はヒンジ・ラッチストライカー・ストップラバー各締結部を介して車体に伝達される (Fig. 11)。

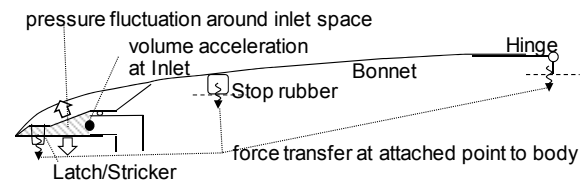


Fig. 11 Mechanism of Vibration Caused by Intake Pressure

音によって振動が励起されるという、従来の4気筒エンジンでは経験のない極低周波特有の現象である。その詳細を以下に記述する。

(1) 閉空間での圧力変動増幅理論

閉空間内の圧力変動増幅は、断熱工程における圧力と体積の関係は、ポアソンの法則式(2)より、式(3)の形で表すことができる。

$$PV^\gamma = c \quad (2)$$

$$V^\gamma dP + \gamma PV^{\gamma-1} dV = 0$$

$$\frac{dP}{dV} = -\gamma \frac{P}{V} \quad (3)$$

dVは吸気口より入力される体積変動、dPは空間内の圧力変動、Pは静止状態の空間内圧力、Vは空間容積として、体積変動入力dVに対する空間内の発生圧力変動dPは、空間容積Vが小さくなるほど反比例して増幅されることになる。

圧力変動増幅について、ボンネット、バンパーにより形成される空間 (3.8L) をおおまかに再現した音響モデルで検証した結果、空間容積が十分広い場合に比べ、約10dBの増幅があることを確認した (Fig. 12)。

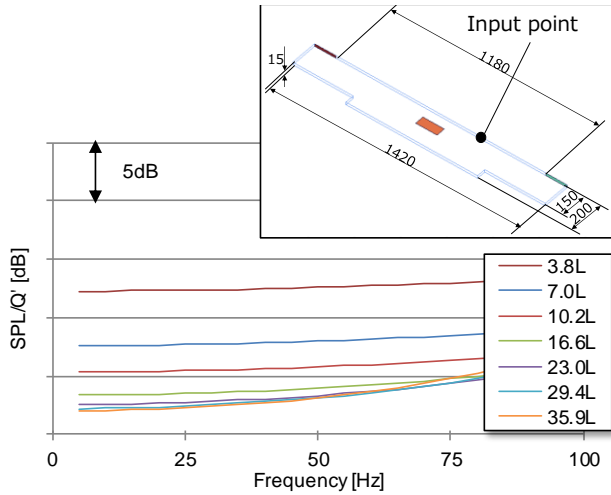


Fig. 12 Closed Space Acoustic Model Verification

(2) 圧力加振による構造加振現象の分析

圧力加振によるボンネット振動のシミュレーション、及び実験検証を実施した。ボンネットの構造と、エンジンルーム内音場が連成するモデル (Fig. 13) において、吸気口部に体積加速度入力を与え、ボンネット振動を出力した。また、実験検証においては、ピストン式圧力変動発生装置を吸気口部へセットし、ボンネット振動を計測した (Fig. 14)。

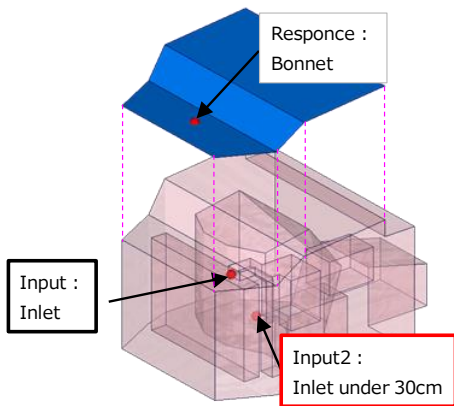


Fig. 13 Structure and Acoustic Field Coupled Model

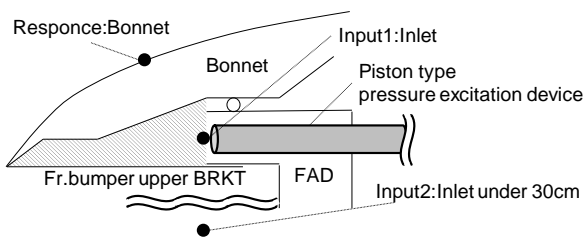


Fig. 14 Pressure Excitation Device Inside Engine Room

簡易モデルと実験検証の結果、圧力加振によりボンネット振動が励起される現象が確認された。更に、圧力加振位置を変更させた際の解析と実験の整合も取れていることを確認した (Fig. 15)。

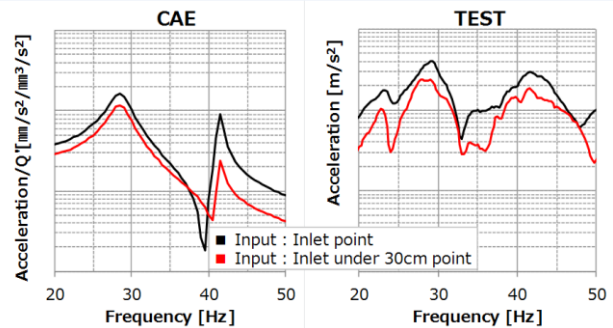


Fig. 15 Bonnet Vibration by Inlet Pressure (CAE/ TEST)

(3) 改善構造

これらのメカニズムより、吸気圧力変動による車体振動対策の方針として、①吸気体積加速度入力低減、②吸気口閉空間の拡大、③ボンネット共振の離間、④ボンネット振動伝達経路遮断が考えられる。①はエンジン出力特性で決定、③④は空間拡大によるパッケージや重量へのインパクトが大きく、②の吸気口圧力吐出空間の拡大が効率的と考えた。

この具体策として、フロントバンパーのアップブラケットの形状変更により、吸気圧力変動をバンパー内部の体積が広い部分へ発生させる構造を考案した (Fig. 16)。これにより、圧力変動の増幅を抑え、かつボンネットへ直接圧力変動を作用させないことで、振動低減が期待できる。試作検証では、約10dBのボンネット振動低減を確認した (Fig. 17)。なお、この構造技術については、今後のモデルより順次展開予定としている。

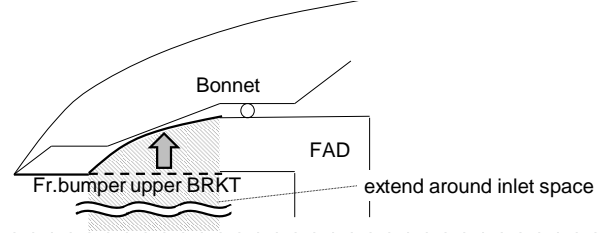


Fig. 16 Improve Layout of around Inlet

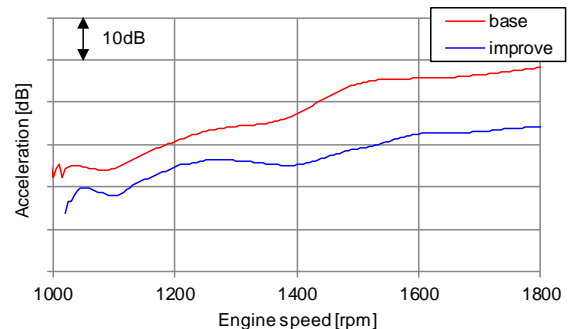


Fig. 17 Bonnet Vibration of Cylinder Deactivation



これら、4.1~4.3のCPA追加、エンジンマウントの変更、吸気体積流量制御の効果をフルビークルモデルで予測した結果、車体振動はFig. 18に示す5~20dBレベルの大幅低減できると予測した。最終的には、試作車による検証テストにより、モデル同様の効果を確認した (Fig. 19)。

これらの振動改善により、主要な走行モードでは気筒休止運転をほぼ制約することなく、計画した燃費低減を実現した (Fig. 20)。なお、グラフ上のバブルはWLTCモードの走行頻度を示している。

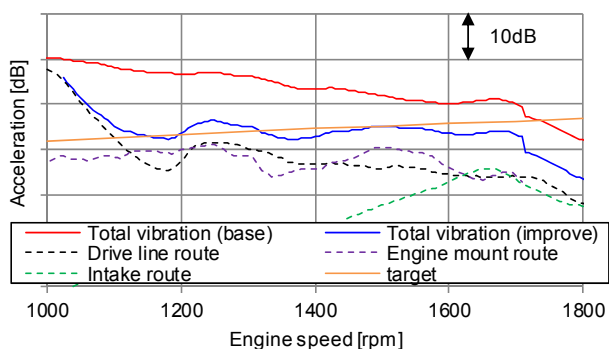


Fig. 18 Vehicle Vibration of Cylinder Deactivation (CAE)

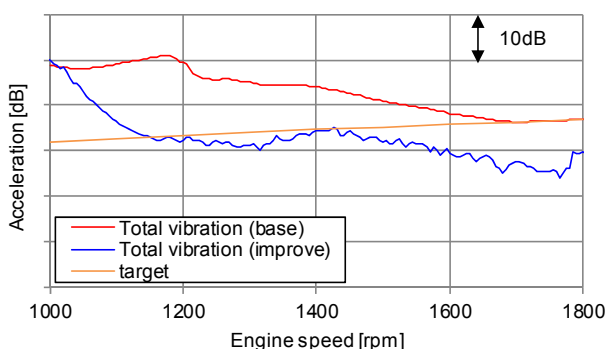


Fig. 19 Vehicle Vibration of Cylinder Deactivation (TEST)

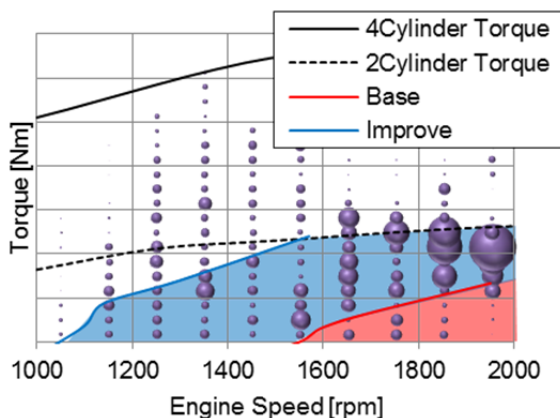


Fig. 20 Cylinder Deactivation Map Required for Vibration

## 5. おわりに

SKYACTIV-G 2.5エンジンの新技術である気筒休止システム採用における最大の課題である車体振動の低減技術に焦点を当てて紹介した。基礎理論に基づいて現象を解明し、コンセプトモデルから詳細構造モデルを最大限に活用することで、短期間で大幅な振動ポテンシャル向上を達成した。

コモンアーキテクチャ構想に基づき、本技術を今後のモデルにも更なる進化も含めて展開し、全てのお客様に優れた環境性能と高次元で両立した快適性能をお届けしていく。

## 参考文献

(1) 野田ほか：新型ガソリンエンジン「SKYACTIV-G 2.5気筒休止」の開発, マツダ技報, No.34, pp.35-40 (2017)

(2) 著者■



濱野 健太



田中 和宏



陳 宇



土路生 修