

|| 投稿論文 ||

低自由度モデルによる建設機械用エンジンの
排ガス後処理装置と油圧ポンプの振動解析明井 政博¹・杉本 和馬²・岸裏 雅登³¹ ヤンマーパワーテクノロジー(株) (〒526-0111 滋賀県長浜市川道町 1009-2)

E-mail: masahiro_akei@yanmar.com

² ヤンマーパワーテクノロジー(株) (〒526-0111 滋賀県長浜市川道町 1009-2)

E-mail: kazuma_sugimoto@yanmar.com

³ ヤンマーパワーテクノロジー(株) (〒526-0111 滋賀県長浜市川道町 1009-2)

E-mail: masato_kishiura@yanmar.com

本論文では、建設機械に搭載されるディーゼルエンジンの排ガス後処理装置と油圧ポンプの振動特性をエンジンの搭載設計の初期段階で予測する手法について述べる。排気システムと油圧ポンプシステムおよびエンジン本体を3質点系の回転運動モデルで表現した。3質点モデルと3D CAE (Computer Aided Engineer-ing) の解析結果と解析時間を比較することにより、3質点モデルの妥当性と有効性を示した。

キーワード: Diesel engine, Coupled vibration, Exhaust-gas aftertreatment device, Hydraulic pump, Reduced model, Vibration analysis

1. 緒論

建設機械用ディーゼルエンジンの排ガス規制は、2013年に北米の Tier IV 規制、2019年に欧州 StageV 規制が導入され、Diesel Particulate Filter(以下、DPF と記す)などの排ガス後処理装置の装着が一般化している。DPF では、排ガス中の粒子状物質(Particulate Matter, 以下、PM と記す)をフィルター部で捕集し、堆積したPMの燃焼処理(再生処理)をおこなう。再生性能の観点からエンジンの排ガス温度の低下をできるだけ抑えるために排ガス後処理装置をエンジンに直接支持する構造を採用することが多い。排ガス後処理装置をエンジンに直接支持する場合、エンジンのシリンダ内の燃焼圧力や往復動部の慣性力により発生した次数成分の加振力と排ガス後処理装置を支持する構造体(以下、排気システムと記す)の固有振動数の一致により共振が発生することがある。この共振は、しばしば排気システムの耐久性に影響を与える¹⁾。さらに、排ガス後処理装置の搭載レイアウトによっては、油圧ポンプ部の支持構造体(以下、油圧ポンプシステムと記す)の振動モードと連成振動がおこる。

エンジンメーカーは、排気システムの設計を担うが、油圧ポンプシステムは車体メーカーの設計領域である。したがって、排気システムと油圧ポンプシステムの連成振動

を設計段階で予測するためにはエンジンメーカーと車体メーカーが共同で取り組む必要がある。

建設機械用のエンジンの搭載設計では、車体メーカーとエンジンメーカーが情報を交換し、車体メーカーで吸気、排気、冷却、動力取り出し部などのエンジンと車体のインターフェースの設計をおこなう。エンジンを搭載した後に品質目標を満足できない場合は車体メーカーとエンジンメーカー共に大きな開発の手戻りにつながるため、エンジンの搭載設計の初期に設計の方向性を判断することが重要である。近年、製品開発の現場では、初期段階での設計手法として、1D CAE(1D Computer Aided Engineering)を活用する取り組みがおこなわれている^{2), 3)}。1D CAEとは、シンプルな物理モデルを用いることにより開発の初期段階でシステム全体を評価する設計支援方法である。エンジンの搭載設計においてもエンジンメーカーと車体メーカーが開発初期段階で、エンジンを搭載した時の性能、品質を予測できる手法が求められる。

本論文では、排気システムと油圧ポンプシステムの連成振動の振動特性をエンジンの搭載設計の初期段階で予測する手法について述べる。排気システムと油圧ポンプシステムおよびエンジン本体を3質点系の回転運動モデルで表現する。さらに、3質点モデルと3D CAEの解析結果および解析時間を比較することによりモデルの妥当

性と有効性の確認をおこなった。

2. 方法

2.1 開発プロセスと提案手法

本論文で提案する手法を用いた開発プロセスを図-1に示す。上部が従来の開発プロセスであり、下部が提案手法を用いた開発プロセスである。従来のプロセスでは、車体メーカは、エンジン仕様の選定が終わった後、エンジンとのインターフェースの設計をおこなう。車体メーカで設計が完了した後、エンジンメーカに3Dモデルを渡し、エンジンメーカは、品質確認のために詳細解析をおこなっていた。詳細解析の結果を用いて、エンジン側と車体側で設計、解析の試行錯誤を繰り返す。下部に示す提案手法を用いたプロセスでは、エンジンメーカは、エンジン仕様の選定終了後、車体側の設計パラメータを用いて、シンプルな解析を短時間でおこない、設計の方向性を判断する。設計初期の段階で設計の良否を判断しているため詳細設計段階での試行錯誤がなくなり、開発の効率化につながる。

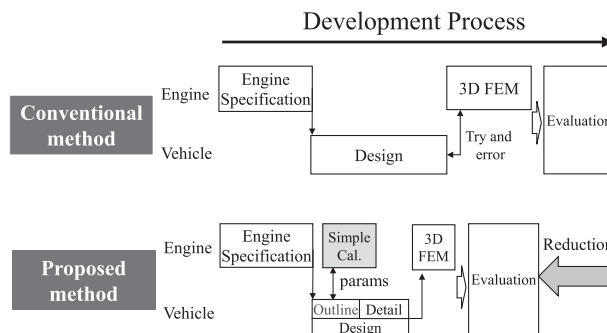


図-1 開発プロセスと提案手法

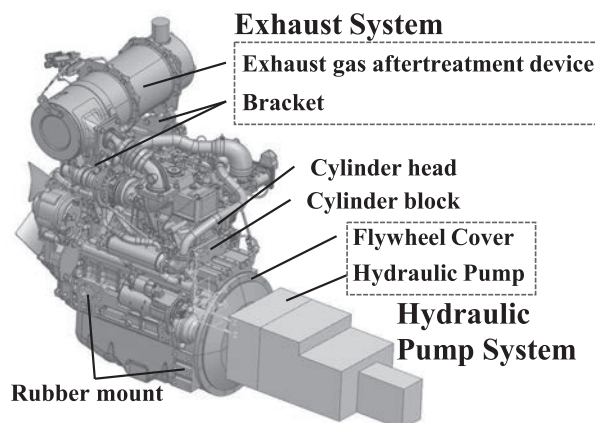


図-2 エンジン構造

2.2 低自由度化の指針

エンジンが車体に搭載された時の構造を図-2に示す。エンジン全体は、防振ゴムで支持されている。排ガス後処理装置は、ブラケットを介してシリンダヘッドに直接取り付けられている。また、油圧ポンプは、フライホイールカバーに片持ちで支持されている。通常フライホイールカバーと油圧ポンプは車体メーカの設計領域である。本論文で提案する低自由度化の指針を示す。図-3のように後処理装置、エンジン本体、油圧ポンプを質点とした3質点系のモデルに置き換える。

油圧ポンプは、片持ちで支持されているため、油圧ポンプが上下方向と左右方向に動く二つの振動モードが低次に現れる。また、後処理装置の中心軸をエンジン左右方向に対して平行に後処理装置を配置した場合、後処理装置が前後に動く振動モードが現れる。この後処理装置が前後に動く振動モードと油圧ポンプが上下に動く振動モードが連成する。それらの運動を表現するために pitching 方向の回転運動モデルとした。

2.3 3質点モデルの定式化

図-4のような3質点モデルを考える。エンジン本体を質点1とし、質点1の重心位置を原点と定義する。質点1には、トルク T が作用し、排気システムを質点2、油圧ポンプシステムを質点3とする。質点1は、回転バネ剛性 k_1 と回転減衰 c_1 で地面に取り付けられている。

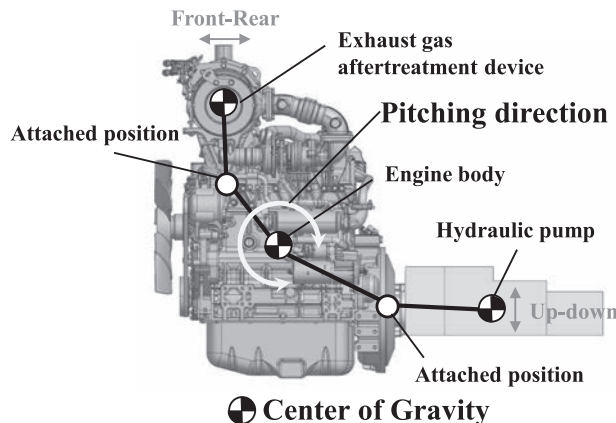


図-3 3質点モデル化の指針

質点2, 3は、それぞれ回転バネ剛性 k_2, k_3 と回転減衰 c_2, c_3 で質点1の重心からそれぞれ l_{12}, l_{13} の位置で結合している。各質点の重心位置の座標をそれぞれ $x_{1g}, y_{1g}, x_{2g}, y_{2g}, x_{3g}, y_{3g}$ とすると運動エネルギー K は、以下となる。

$$K = \frac{1}{2} I_1 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} I_2 (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_{2g}^2 + \dot{y}_{2g}^2) + \frac{1}{2} I_3 (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_3)^2 + \frac{1}{2} m_3 (\dot{x}_{3g}^2 + \dot{y}_{3g}^2) \quad (1)$$

ここで、

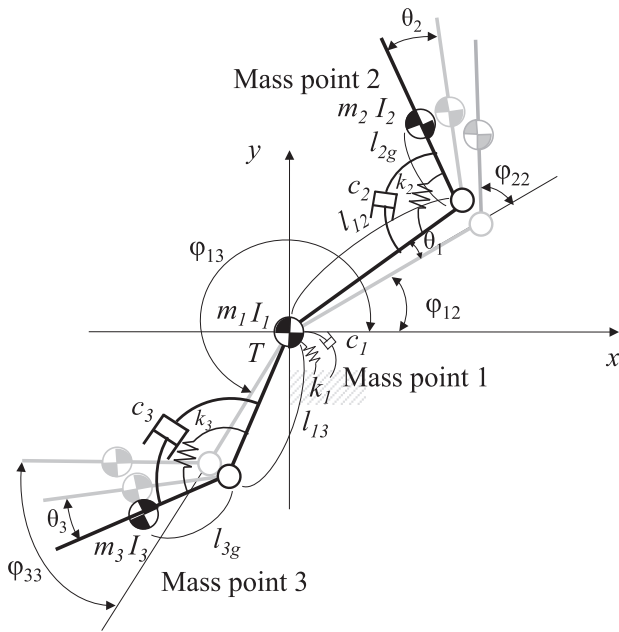


図-4 3質点モデル

I_1, I_2, I_3 : 各質点の重心回りの慣性モーメント

m_1, m_2, m_3 : 各質点の質量

$\theta_1, \theta_2, \theta_3$: 各質点の角変位

である。質点2および質点3の重心位置の速度は、

$$\begin{aligned} \dot{x}_{2g} = & -l_{12}\dot{\theta}_1\sin(\varphi_{12}+\theta_1) \\ & -(\dot{\theta}_1+\dot{\theta}_2)l_{2g}\sin(\varphi_{12}+\theta_1+\varphi_{22}+\theta_2) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \dot{y}_{2g} = & l_{12}\dot{\theta}_1\cos(\varphi_{12}+\theta_1) \\ & +(\dot{\theta}_1+\dot{\theta}_2)l_{2g}\cos(\varphi_{12}+\theta_1+\varphi_{22}+\theta_2) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_{3g} = & -l_{13}\dot{\theta}_1\sin(\varphi_{13}+\theta_1) \\ & -(\dot{\theta}_1+\dot{\theta}_3)l_{3g}\sin(\varphi_{13}+\theta_1+\varphi_{33}+\theta_3) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \dot{y}_{3g} = & l_{13}\dot{\theta}_1\cos(\varphi_{13}+\theta_1) \\ & +(\dot{\theta}_1+\dot{\theta}_3)l_{3g}\cos(\varphi_{13}+\theta_1+\varphi_{33}+\theta_3) \end{aligned} \quad (5)$$

となる。ここで、

l_{2g}, l_{3g} : 質点2, 3の取り付け点から重心までの距離

$\varphi_{12}, \varphi_{13}$: 質点1と質点2, 3の取り付け角度

$\varphi_{22}, \varphi_{33}$: 質点2, 3の取り付け点と重心位置の角度である。

式(1)に式(2)～(5)を代入し、 θ_1, θ_2 を微小振動とした場合、 θ_1, θ_2 とその微分の2次の項までの近似とすると、運動エネルギー K は、

$$\begin{aligned} K = & \frac{1}{2}I_1\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}(I_2+m_2l_{2g}^2)(\dot{\theta}_1+\dot{\theta}_2)^2 \\ & + \frac{1}{2}m_2l_{12}^2\dot{\theta}_1^2 + m_2l_{12}l_{2g}\dot{\theta}_1(\dot{\theta}_1+\dot{\theta}_2)\cos\varphi_{22} \\ & + \frac{1}{2}(I_3+m_3l_{3g}^2)(\dot{\theta}_1+\dot{\theta}_3)^2 + \frac{1}{2}m_3l_{13}^2\dot{\theta}_1^2 \\ & + m_3l_{13}l_{3g}\dot{\theta}_1(\dot{\theta}_1+\dot{\theta}_3)\cos\varphi_{33} \end{aligned} \quad (6)$$

となる。ポテンシャルエネルギー U は、以下となる。

$$U = \frac{1}{2}k_1\theta_1^2 + \frac{1}{2}k_2\theta_2^2 + \frac{1}{2}k_3\theta_3^2 \quad (7)$$

散逸エネルギー D は、

$$D = \frac{1}{2}c_1\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}c_2\dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{2}c_3\dot{\theta}_3^2 \quad (8)$$

となる。

ここで、ラグランジュ運動方程式は、ラグランジアン $L=K-U$ 、散逸エネルギー D 、一般力 Q_i を用いて次式で表すことができる。

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_i}\right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}_i} = Q_i \quad (9)$$

式(6)～(8)を式(9)に代入すると、

$$\begin{aligned} & (I_1 + I_2 + m_2l_{2g}^2 + m_2l_{12}^2 + 2m_2l_{12}l_{2g}\cos\varphi_{22} \\ & + I_3 + m_3l_{3g}^2 + m_3l_{13}^2 + 2m_3l_{13}l_{3g}\cos\varphi_{33})\ddot{\theta}_1 \\ & + (I_2 + m_2l_{2g}^2 + m_2l_{12}l_{2g}\cos\varphi_{22})\ddot{\theta}_2 \\ & + (I_3 + m_3l_{3g}^2 + m_3l_{13}l_{3g}\cos\varphi_{33})\ddot{\theta}_3 \\ & + k_1\theta_1 + c_1\dot{\theta}_1 = T \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} & (I_2 + m_2l_{2g}^2 + m_2l_{12}l_{2g}\cos\varphi_{22})\ddot{\theta}_1 \\ & + (I_2 + m_2l_{2g}^2)\ddot{\theta}_2 + k_2\theta_2 + c_2\dot{\theta}_2 = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} & (I_3 + m_3l_{3g}^2 + m_3l_{13}l_{3g}\cos\varphi_{33})\ddot{\theta}_1 \\ & + (I_3 + m_3l_{3g}^2)\ddot{\theta}_3 + k_3\theta_3 + c_3\dot{\theta}_3 = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

で表現することができる。

$\theta_1 = \Theta_1 e^{j\omega t}, \theta_2 = \Theta_2 e^{j\omega t}, \theta_3 = \Theta_3 e^{j\omega t}, T = T_0 e^{j\omega t}$ とし、式(10),

(11), (12)を解くと

$$\Theta_1 = \frac{T}{\left((-\omega^2 A + c_1 j\omega + k_1) - \frac{B^2 \omega^4}{(-\omega^2 D + c_2 j\omega + k_2)} - \frac{C^2 \omega^4}{(-\omega^2 E + c_3 j\omega + k_3)} \right)} \quad (13)$$

$$\Theta_2 = \frac{B\omega^2}{(-\omega^2 D + c_2 j\omega + k_2)} \Theta_1 \quad (14)$$

$$\Theta_3 = \frac{C\omega^2}{(-\omega^2 E + c_3 j\omega + k_3)} \Theta_1 \quad (15)$$

となる。ここで、

$$\begin{aligned} A = & I_1 + I_2 + m_2l_{2g}^2 + m_2l_{12}^2 + 2m_2l_{12}l_{2g}\cos\varphi_{22} \\ & + I_3 + m_3l_{3g}^2 + m_3l_{13}^2 + 2m_3l_{13}l_{3g}\cos\varphi_{33} \end{aligned} \quad (16)$$

$$B = I_2 + m_2l_{2g}^2 + m_2l_{12}l_{2g}\cos\varphi_{22} \quad (17)$$

$$C = I_3 + m_3l_{3g}^2 + m_3l_{13}l_{3g}\cos\varphi_{33} \quad (18)$$

$$D = I_2 + m_2l_{2g}^2 \quad (19)$$

$$E = I_3 + m_3l_{3g}^2 \quad (20)$$

である。

2.4 各パラメータの入力

前節での定式化に従い各パラメータを入力すれば、各質点の振動応答を算出することができる。各質点の質量特性、取り付け位置は、3Dモデルから算出された設計値を入力する。減衰の値は、過去に加振試験などで実測した経験的な数字を用いて入力する。エンジンの支持剛性 k_1 は、エンジン全体の慣性モーメントと防振系の固有振動数から算出する。エンジンの防振系の固有振動数は、20 Hz以下に設定されることが多い。よって、防振系の固有振動数を20 Hzと仮定して、 k_1 を決定する。防振系の固有振動数とエンジンの全体の質量特性からエンジンの支持剛性 k_1 を算出する。排気システムの支持剛性 k_2 は、図-5に示す排気システムのみのサブシステムを考え、FEM(Finite Element Method)にて固有振動数を計算する。FEMで算出されたサブシステムの固有振動数、質量特性、支持点から重心までの距離を用いて、 k_2 を逆同定する。通常、開発済みのエンジンモデルを車体メーカーに供給することが多いため、あらかじめ k_2 を同定し、パラメータ化する。油圧ポンプシステムの支持剛性 k_3 は、車体メーカーごとに変更されるためにエンジンメーカーで同定することが困難である。そこでフライホイールカバーの設計パラメータから支持剛性 k_3 を推定する方法を検討した。推定方法の詳細を次節にて述べる。

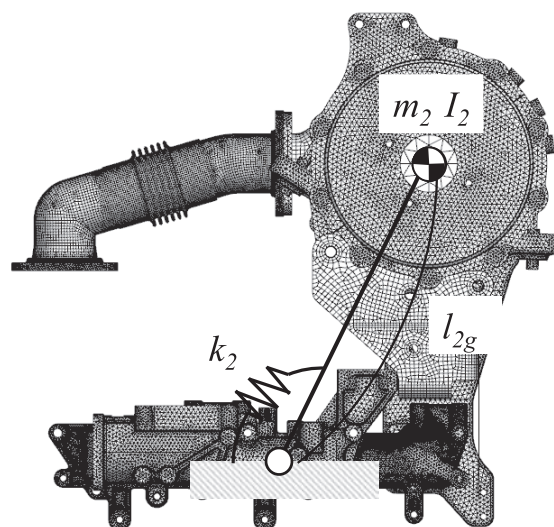


図-5 排気システムのみのサブシステム

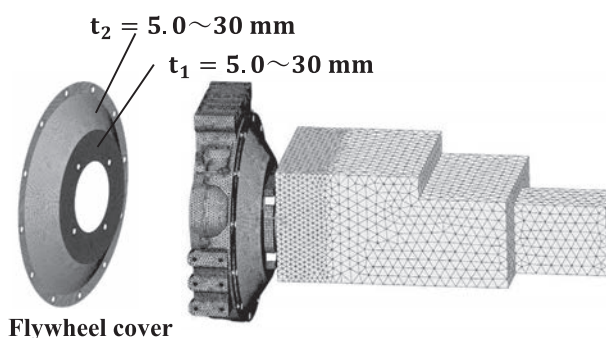


図-6 油圧ポンプシステムのみのサブシステム

2.5 油圧ポンプシステムの支持剛性の算出方法

前節で述べたように油圧ポンプシステムの支持剛性は、車体メーカーごとに異なるためにエンジンメーカーでは、車体メーカーの設計が完了するまで把握することができない。車体メーカーの設計初期に油圧ポンプシステムの支持剛性の目標をエンジンメーカーから提示することが望ましい。そこで、図-6に示す代表的な油圧ポンプシステムのサブモデルを作成し、FEMにて固有振動数を計算した。支持剛性に影響を与える形状パラメータとして、フライホイールカバーの径、肉厚、リブの有無などが考えられる。今回提案する低自由度化の計算手法は、設計初期の段階で使用する手法であるため、リブの有無は、検討対象外とした。事前検討によりフライホイールカバーの肉厚が固有振動数に対して感度が高いことが判明しているため、フライホイールカバーの肉厚をパラメータ化した。油圧ポンプ取り付け部 t_1 とそれ以外の肉厚 t_2 を代表寸法とした。 t_1 と t_2 をそれぞれ5 mmから30 mmまで5 mmおきに変更し、固有振動数を計算する。この時、質量、慣性モーメントは、一定値で計算をおこなった。

算出された固有振動数と代表寸法 t_1 、 t_2 との関係式を作成することにより支持剛性 k_3 を求める。油圧ポンプシステムの支持剛性とフライホイールカバーの形状寸法の

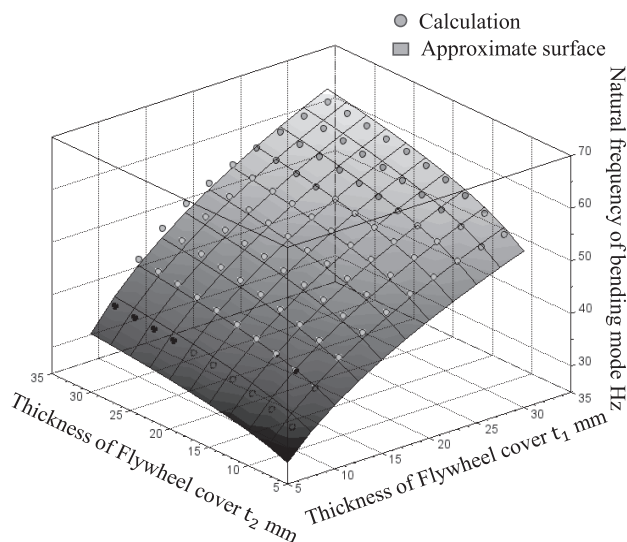


図-7 フライホイールカバーの形状寸法との固有振動数

関係を図-7に示す。プロット点は、各条件での固有振動数の解析結果である。各条件の解析結果を用いて、近似曲面を作成した。この近似曲面を用いることにより、 t_1 および t_2 から支持剛性を算出することができる。

また、フライホイールカバーの材質と油圧ポンプの取り

付けフランジ部の材質を変更し、固有振動数を計算する。フライホイールカバーのヤング率 E_{fvc} と油圧ポンプの取り付けフランジ部のヤング率 E_{hyp} を用いて、式(21)に示すような等価剛性 E_{eq} を用いた。

$$\frac{1}{E_{eq}} = \frac{1}{E_{fvc}} + \frac{1}{E_{hyp}} \quad (21)$$

図-8 は、等価剛性と固有振動数の関係を示す。プロット点は、解析結果であり、破線は、1/2 乗に比例する曲線である。等価剛性と固有振動数の関係は、1/2 乗に比例する関係であることがわかる。すなわち、フライホイールカバーと油圧ポンプの取り付けフランジ部の材質がわかれば、あらかじめ特定の材質で計算していたモデルとの剛性比から支持剛性を見積もることができる。

その他のパラメータとして、油圧ポンプの取り付けボルトの本数などが考えられる。本論文では、取り付けボルトの本数が4本の時を対象としている。取り付けボルトの本数が2本の場合、前述した油圧ポンプシステムの支持剛性とフライホイールカバーの形状寸法の関係を同様の手法で算出することが必要である。

2.6 低自由度化の精度と有効性の方法

3 質点モデルの精度を確認するために 3D CAE、すなわち FEM を用いて周波数応答解析をおこなった。FEM モデルを図-9 に示す。エンジン本体は、集中マ要素でモデル化する。排気システムと油圧ポンプシステムは、2 次元、3 次元要素を用いてモデル化する。エンジンは防振ゴムで支持されているためスプリング要素を介して拘束する。重心点にモーメントを負荷し、各周波数における各部の振動応答を解析した。周波数範囲は 1 ~ 200 Hz とした。

また、本手法の有効性を確認するために FEM と 3 質点モデルでの解析時間を比較した。

3. 結果と考察

3.1 3 質点モデルと 3D CAE の解析結果の比較

3 質点モデルで計算した振動応答を図-10 に示す。各部の振動応答は、三つの共振点が現れる。15 Hz 付近の共振は、防振系の共振であり、三つの質点が同位相で振動する剛体モードである。71 Hz の共振は、油圧ポンプシステムが主として振動する。この振動モードは、エンジン本体と排気システムと逆位相で振動する一節の振動モードである。また、116 Hz の振動モードは、エンジンと排気システム、油圧ポンプシステムが逆位相で振動する二節の振動モードとなる。

3 質点モデルと 3D CAE の振動角振幅の比較結果を図

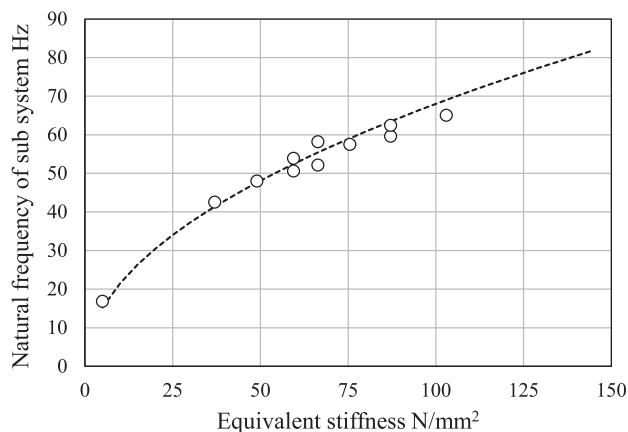


図-8 等価剛性と固有振動数

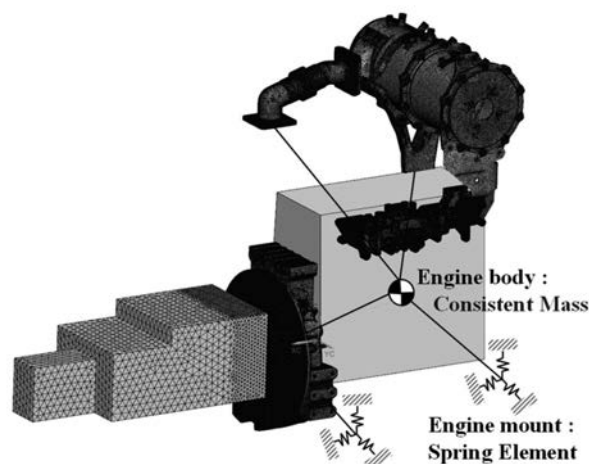


図-9 FEM モデル

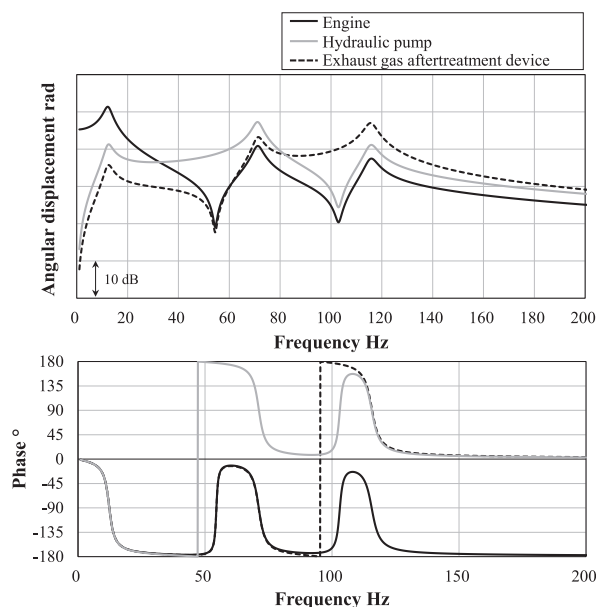


図-10 振動応答結果

-11 に示す。油圧ポンプシステムが主として振動する一節の共振周波数は、3 質点モデルで 71 Hz、3D CAE で 73 Hz となった。共振周波数の両者の誤差は、3%であっ

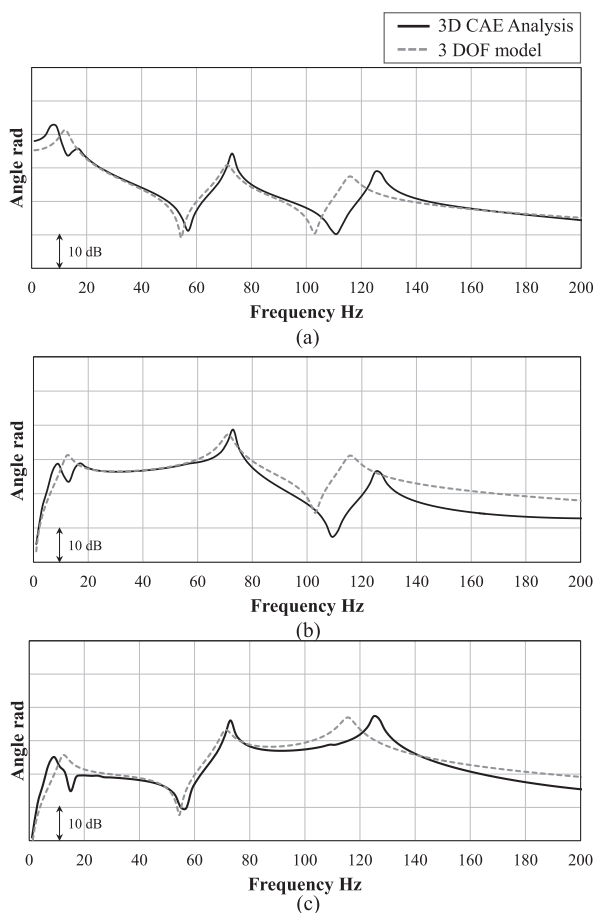


図-11 3質点モデルと3D CAEの計算結果の比較
(a) エンジン, (b) 油圧ポンプシステム, (c) 排気システム

た。エンジンと排気システム、油圧ポンプシステムが逆位相で振動する二節の共振は、3質点モデルで116 Hz、3D CAEで125 Hzとなった。共振周波数の両者の誤差は、7%であった。図-12は、各共振点での振動形態を示しており、いずれの共振点においても3質点モデルと3D CAEで振幅と位相がよく一致している。

以上より、エンジン、排気システム、油圧ポンプシステムを低自由度化した3質点モデルで、3D CAEと同等の結果を得ることができることを示した。

3.2 3質点モデルの有効性

図-13は、3D CAEと3質点モデルを用いた時の解析時間の比較である。解析時間は、1条件を計算に要する時間である。3質点モデルを用いた場合、3D CAEに比べて1/10以下の時間で計算することができる。解析結果が目標を満たさない場合は、試行錯誤を繰り返すため、図に示した時間の試行錯誤の回数に乗じた時間を要する。3質点モデルでは、CADを使って入力パラメータを算出する事前処理の時間が主で入力と同時に結果を算出することができる。また、使用する油圧ポンプの質量特性が決まれば、フライホイールカバー肉厚と使用する

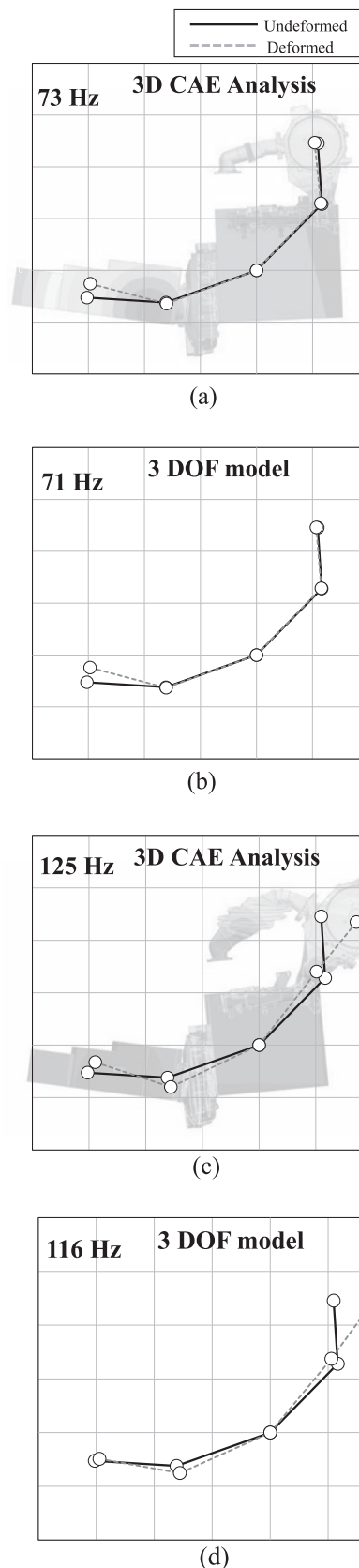


図-12 3質点モデルとFEMの計算結果の比較
(a) 3D CAE 73 Hz, (b) 3質点モデル 71 Hz,
(c) 3D CAE 125 Hz, (d) 3質点モデル 116 Hz

材料を瞬時に判断することができるため、大幅に開発効率を向上させることができる。

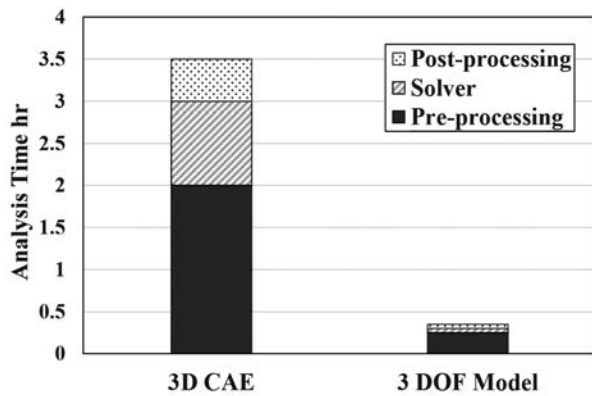


図-13 3 質点モデルと 3D CAE の解析時間の比較

4. 結論

本論文では、建設機械に搭載されるディーゼルエンジンの排ガス後処理装置と油圧ポンプの連成振動の振動特性を 3 質点系の回転運動モデルで表現し、エンジンの搭載設計の初期段階で予測する手法を提案した。以下に結論を記す。

- ・油圧ポンプの支持剛性を予測するために、支持構造体であるフライホイールカバーの代表寸法と材質をパラメータ化した。
- ・3 質点モデルと 3D CAE で固有振動数の誤差は、7% 以内であった。また、各共振点での振動形態は、振幅と位相がよく一致している。
- ・提案手法である 3 質点モデルを用いた場合、3D CAE に比べて 1/10 以下の時間で計算することができる。3 質点モデルを設計の初期段階で用いることにより、開発効率を向上することができる。

参考文献

- 1) 川下道宏, 大野孝之, 星暁生, 伊藤健児, 下平貴之, 熊井真次: 実機に搭載された多層ペローズ排気管の破損メカニズムの解明, 日本機械学会論文集, Vol.87, No.898, pp.21-35, 2021.
- 2) 大富浩一: 1DCAE によるものづくりとひとづくり～原理原則で考える 1DCAE ～, 精密工学会誌, Vol.89, No.2, pp.159-119, 2023.
- 3) 中西勝哉, 由潤稔: 1DCAE と 3D CAE の融合, 日本機械学会誌, Vol.120, No.1188, pp.30-31, 2017.

(2025.3.31 受付, 2025.7.23 採用決定)

VIBRATION ANALYSIS OF EXHAUST GAS AFTERTREATMENT DEVICE AND HYDRAULIC PUMP OF ENGINE FOR CONSTRUCTION MACHINE USING REDUCED ORDER MODEL

Masahiro AKEI¹, Kazuma SUGIMOTO² and Masato KISHIURA³

¹ Industrial Power Products Business, YANMAR POWER TECHNOLOGY CO., LTD.

² Industrial Power Products Business, YANMAR POWER TECHNOLOGY CO., LTD.

³ Industrial Power Products Business, YANMAR POWER TECHNOLOGY CO., LTD.

This paper describes a method for predicting the vibration characteristics of the coupled vibration that are the exhaust gas aftertreatment device and hydraulic pump. These devices are attached diesel engine that installed on construction machinery. The exhaust system, hydraulic pump system, and engine body are represented as 3 DOF system rotational motion model. The validity and effectiveness of the 3 DOF model was demonstrated by comparing with the analysis results and time of 3D Computer Aided Engineering (CAE).