講演番号	343

文献番号	20255343

ハブナットクランプ式車両拘束装置が車両に与える振動の影響（第２報）

高橋　利道[1)]　　河関 年成[1)]　　古澤　政生[2)]

Impact of Vibration Applied to the Vehicle by the Hub Nut Clamp Type Vehicle Restraint Device (Second Report)

Toshimichi Takahashi　　Toshinari Kozeki　　Masao Furusawa

The previous report showed that the eccentric hub nut flange excited the upper center pithing mode which was not appeared on the actual driving on the road. This report explained the theoretical back ground of this pithing mode, then the counter measure was done by installing the damper unit to the place of antinode of the pithing mode even in a case of difficult concentricity of the hub nut flange.

KEY WORDS: **vibration, noise, and ride comfort, body vibration while driving**, vehicle constraint device (B3)

1. ま え が き

既報(1)では，ハブナットクランプ式車両拘束装置のハブナットフランジの偏心により，実路走行中には存在しない上心ピッチングモードが励起されることを明らかにした．

本報では，その理論背景を解説し，ハブナットフランジの偏心を完全に取り除けない状態においても，上心ピッチングモードの腹の部位に制振ダンパー(2)を取り付けることで，実用上十分に振動が低減できることを確認した．

2. 理 論 背 景

2.1. 車両の三自由度振動モデル

車両の重心点を原点に，車両の前後方向を x 軸，上下方向を y 軸とする車両の三自由度振動モデルを図 1 に示す．m は車両の質量，I は車両の慣性能率，k1 および k2 は各サスペンションのバネ定数，a および b は車両の重心からの各サスペンションまでの距離とする．

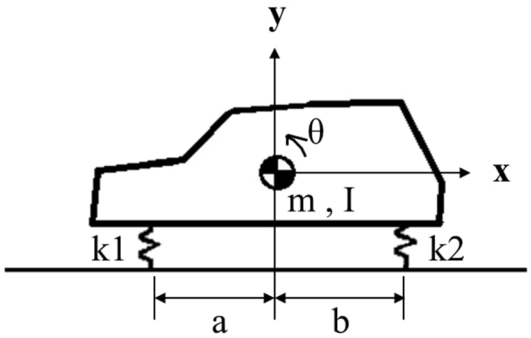


Fig.1 3-DOF(Degrees Of Freedom) Vibration Model for the Vehicle

車両前後方向の並進運動(x)，車両上下方向の並進運動(y)，重心回りの回転運動（θ）から，運動方程式は式(1)となる．

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{12} & K_{22} & K_{23} \\ K_{13} & K_{23} & K_{33} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} x \\ y \\ \theta \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$K_{11}=0$，$K_{12}=0$，$K_{13}=0$，

$K_{22}=k1+k2$，$K_{23}=0$，$K_{33}=a^2k1+b^2k2$

計算を簡単にするために，$m=I=k1=k2=a=b=1$ とすると運動方程式は式(2)となる．

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} x \\ y \\ \theta \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

ここで，角振動数 ω，時間 t，$j=\sqrt{-1}$とした複素関数 $e^{j\omega t}$ を $\begin{bmatrix} x \\ y \\ \theta \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} X \\ Y \\ \Theta \end{bmatrix}e^{j\omega t}$，固有値 $\lambda=\omega^2$ とおくと式(3)となる．

$$\left\{-\lambda\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{bmatrix}\right\}\begin{bmatrix} X \\ Y \\ \Theta \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

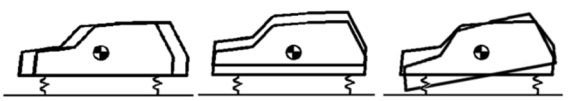
式(3)の左辺の行列式を 0 とおいて，固有値と固有振動ベクトルを求めた結果を図 2 に示す．

$$\begin{vmatrix} 0-\lambda & 0 & 0 \\ 0 & 2-\lambda & 0 \\ 0 & 0 & 2-\lambda \end{vmatrix}=0$$

$$(0-\lambda)(2-\lambda)(2-\lambda)=0$$

$\lambda_1=0$　　$\lambda_2=2$　　$\lambda_3=2$

$\begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$　　$\begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$　　$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$



Fore/After　　Bounce　　Pitch

Fig.2 Eigenvalue and Eigenvector of the Vehicle

1)　(株)明電舎(141-6029 東京都品川区大崎 2 丁目 1 番 1 号)
2)　(株)F-MA コンサルティング(606-0021　京都府京都市左京区岩倉忠在地町 522 番地)

2.2. 車両拘束装置使用時の三自由度振動モデル

前述した車両の三自由度振動モデルに，サスペンション前後方向の剛性としてバネ定数 k3 を追加した．また，バネ定数 k3 と車両重心までの距離を h とした．車両にハブナットクランプ式車両拘束装置を接続した車両の三自由度振動モデルを図 3 に示す．

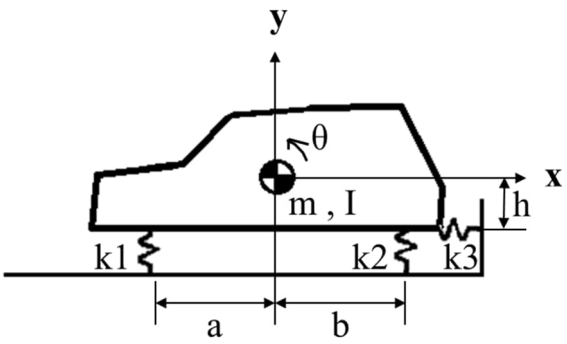


Fig.3 3-DOF Vehicle Model with the Hub Nut Clamp

運動方程式は式(4)となる．

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{12} & K_{22} & K_{23} \\ K_{13} & K_{23} & K_{33} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} x \\ y \\ \theta \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$K_{11} = k3$, $K_{12} = 0$, $K_{13} = hk3$,

$K_{22} = k1 + k2$, $K_{23} = 0$, $K_{33} = a^2k1 + b^2k2 + h^2k3$

$m = I = k1 = k2 = k3 = a = b = h = 1$ とすると運動方程式は式(5)となる．

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 \\ 0 & 2 & 0 \\ 1 & 0 & 3 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} x \\ y \\ \theta \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$\begin{bmatrix} x \\ y \\ \theta \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} X \\ Y \\ \Theta \end{bmatrix}e^{j\omega t}$ ， $\lambda = \omega^2$ とおくと式(6)となる．

$$\left\{-\lambda\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 \\ 0 & 2 & 0 \\ 1 & 0 & 3 \end{bmatrix}\right\}\begin{bmatrix} X \\ Y \\ \Theta \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

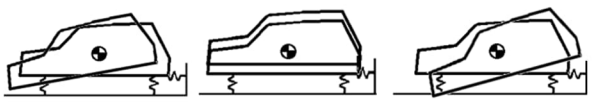
固有値と固有振動ベクトルを式(6)から求めた結果を図 4 に示す．

$$\begin{vmatrix} 1-\lambda & 0 & 1 \\ 0 & 2-\lambda & 0 \\ 1 & 0 & 3-\lambda \end{vmatrix} = 0$$

$$(1-\lambda)(2-\lambda)(3-\lambda)-(2-\lambda) = 0$$

$\lambda_1 = 0.588$ $\lambda_2 = 2$ $\lambda_3 = 3.413$

$\begin{bmatrix} -0.924 \\ 0 \\ 0.383 \end{bmatrix}$ $\begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$ $\begin{bmatrix} 0.383 \\ 0 \\ 0.924 \end{bmatrix}$



Low Center Pitch　　Bounce　　High Center Pitch

Fig.4 Eigen Value and Eigen Vector with the Hub Nut Clamp

ハブナットクランプ式車両拘束装置を車両に接続すると，車両拘束していない状態のピッチングモードと前後モードが連成して，下心ピッチングモードと上心ピッチングモードに変化する．下心ピッチングモードは，固有振動周波数が十分に低いため，振動として問題にならない場合が多い．上心ピッチングモードは，固有振動周波数が下心ピッチングモードよりも高くなり，走行サイクル運転等で使用する領域において，共振して問題となっている．

この問題を根本的に解決するためには，ハブナットフランジの偏心を避け，同心度を極力零になるように近づけることが肝要である．しかしながら，実際の偏心を調整する作業として，図 5 に示すように，各ボルトと各ナットで長さを調整する作業では，調整によるバラつきや取り付け時間の短縮などの観点から，同心度を極力零に近づけることが難しい場合がある．そのため，車両に制振ダンパーを取り付けることで，共振倍率を低減させることを検討した．

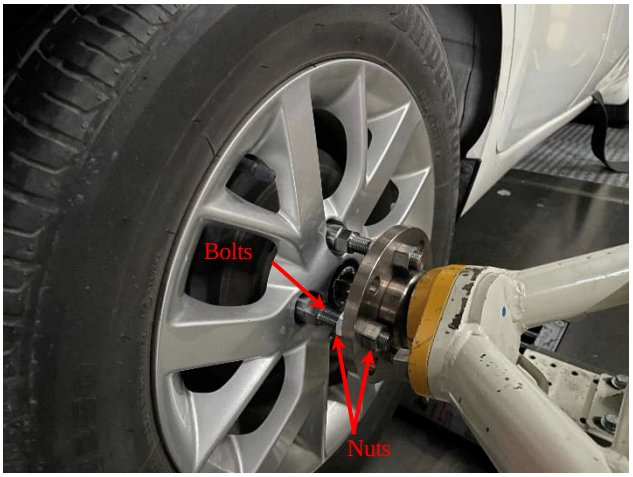


Fig.5 Hub Nut Flange

3. 制振ダンパー取り付けによる振動低減効果

3.1. 車両の運動解析シミュレーション

ハブナットクランプ式車両拘束装置のみを使用したシミュレーションモデルとシミュレーション結果を図 6 に示す．前輪の車軸は拘束せず，後輪の車軸を拘束する機構として，タイヤの回転中心をオフセットして拘束している．トランク内に取り付けた加速度センサ信号は，車速が約 30 km/h で，車体上下方向と車体前後方向の加速度は，実機と同じく固有振動周波数が約 4.5 Hz で振動的になっている．

制振ダンパーを車両に取り付けたシミュレーションモデルとシミュレーション結果を図 7 に示す．加速度センサ信号から，車速が約 30 km/h では振動の増幅が抑えられ，制振ダンパーの取り付けによる効果の違いが確認できた．一方で，車速 15 km/h に現れるバウンスモードは，振動の発生方向と制振ダンパーの軸方向が直交しているため，車両のバウンスと制振ダンパーの取り付けとは無関係である．また，車速の増加と比例して振動の振幅が増加する現象は，偏心による影響から回転

一次の振動成分が現れていることが確認できた.

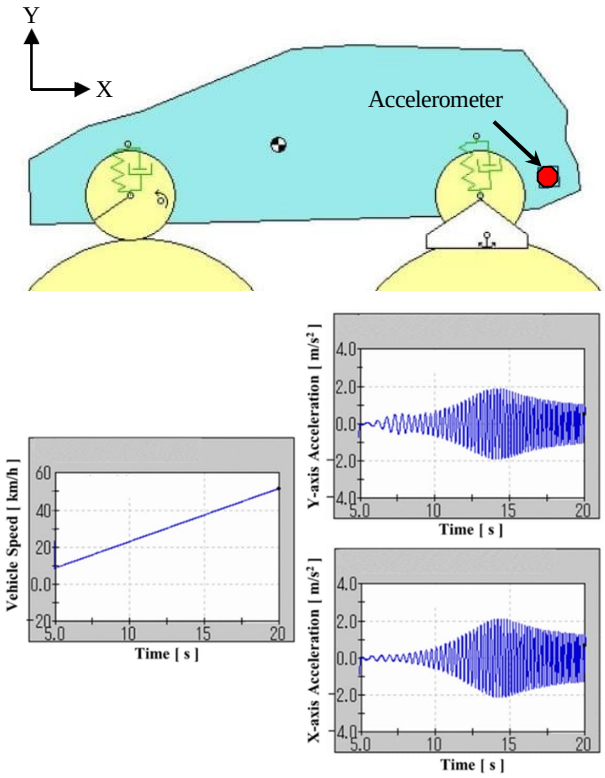


Fig.6 Simulation of the Vehicle without Damper

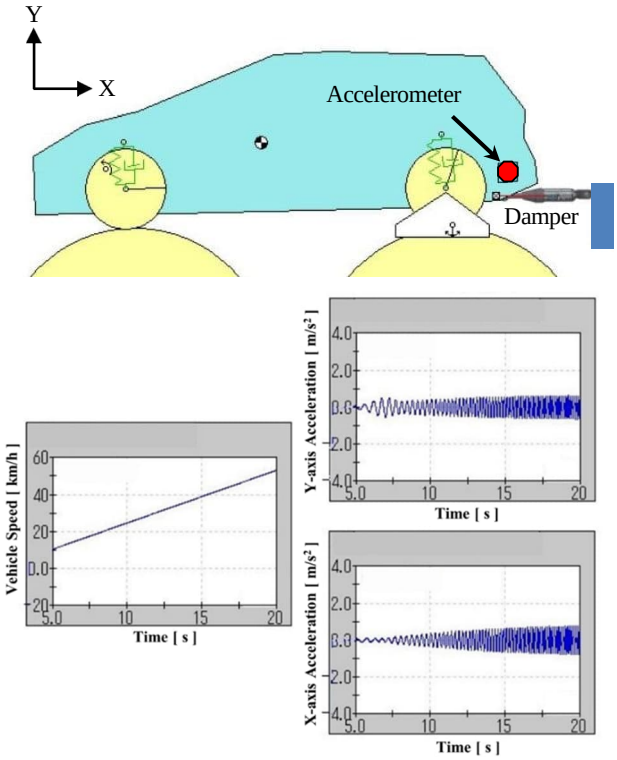


Fig.7 Simulation of the Vehicle with Damper

3.2. 実 験 検 証

試験車両後方の牽引フック個所に制振ダンパーを取り付けた状態を図 8 に示す. 車輪に取り付けるハブナットフランジの円周振れおよび倒れについて, ハブナットフランジの調整前と調整後の状態を表 1 に示す. 車両の運動解析シミュレーションモデルと同じく, 試験車両のトランク内に加速度センサを取り付けて計測した. また, 定常走行時の振動を比較するために車速 30 km/h で評価した.

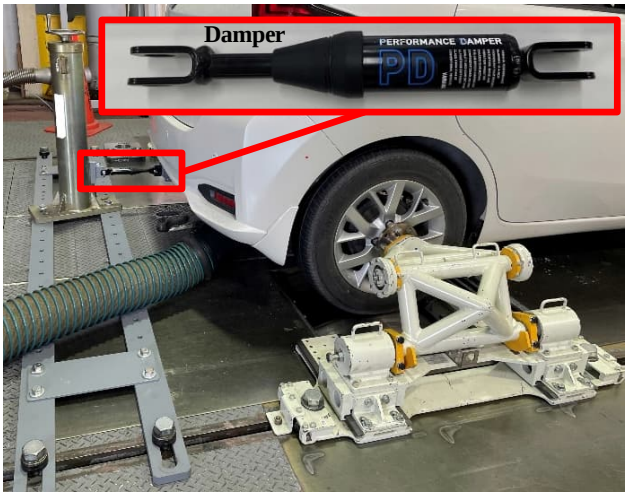


Fig.8 The Damper Implementation

Table1 Mounting Condition

	Axle Left Flange		Axle Right Flange	
	Circular Runout	Angular Misalignment	Circular Runout	Angular Misalignment
Before Adjustment	0.16 mm	0.33 mm	0.20 mm	0.25 mm
After Adjustment	0.08 mm	0.05 mm	0.10 mm	0.10 mm

ハブナットフランジ調整後である円周振れ 0.1 mm の状態に, 制振ダンパーを取り付けたことによる効果を図 9 に示す. 車体上下方向（Y 軸）と車体前後方向（X 軸）の加速度は, 青色が制振ダンパーを取り付けていない状態であり, 赤色が制振ダンパーを取り付けた状態である. 制振ダンパーを取り付けていない状態では, 車体上下方向と車体前後方向の加速度が約 ± 0.2 m/s² となり, 振動が低減できている状態である. さらに制振ダンパーを取り付けることで, 振動の振幅が減衰していることが確認できた.

ハブナットフランジ調整前である円周振れ 0.2 mm の状態に, 制振ダンパーを取り付けたことによる効果を図 10 に示す. 同様に, 青色が制振ダンパーを取り付けていない状態であり, 赤色が制振ダンパーを取り付けた状態である. 制振ダンパーを取り付けていない状態では, 車体上下方向と車体前後方向の加速度が ± 0.2 m/s² 以上となり, 共振として問題になる. 制振ダンパーを取り付けることで, 加速度が約 ± 0.2 m/s² となり,

振動の振幅が減衰していることを確認できた.

以上より，偏心量に違いがあっても，制振ダンパーの取り付けによる効果があることを確認した.

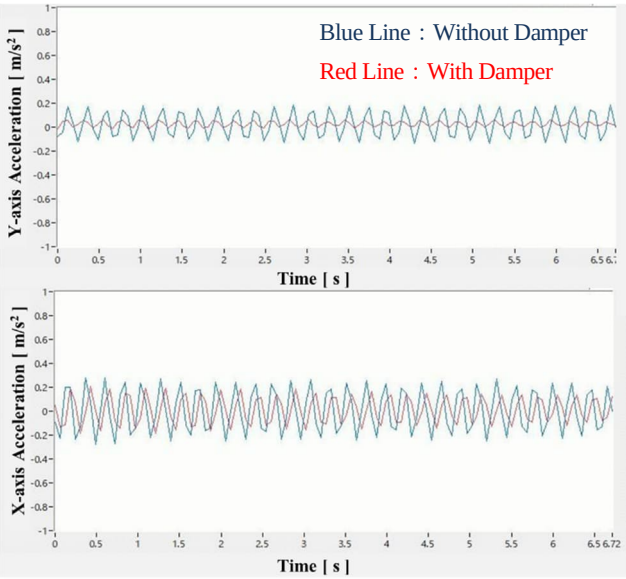


Fig.9 Damper Effect (Red Line) with 0.1 mm Eccentricity

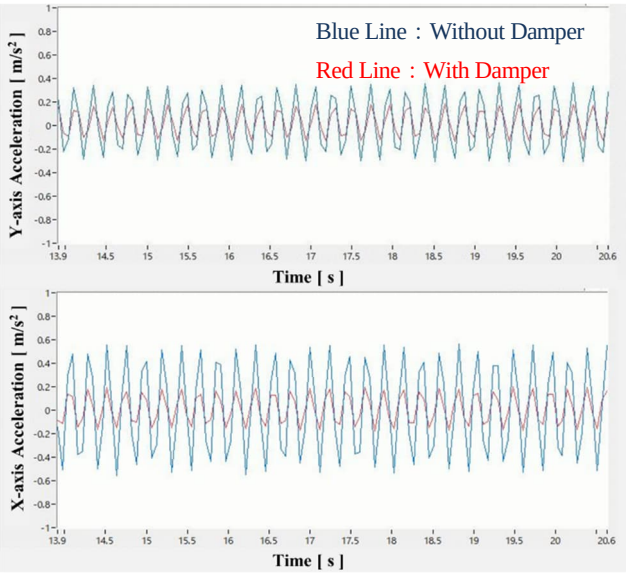


Fig.10 Damper Effect (Red Line) with 0.2 mm Eccentricity

4. ま と め

ハブナットクランプ式車両拘束装置が車両に与える振動の原因を，理論解析と実験解析の両方で解明した.

実路走行時とは異なる振動である上心ピッチングモードを抑制するには，ハブナットフランジの偏心を極力零になるように近づけることが肝要である．偏心を完全に取り除けない場合では，上心ピッチングモードの腹の部位に制振ダンパーを取り付けることで，実用上十分に振動が低減できることを確認した.

今後は，振動の影響が少ない，使いやすいハブナットクランプ式車両拘束装置を開発し，市場へ提供していく予定である.

参 考 文 献

(1) 高橋利道，他：ハブナットクランプ式車両拘束装置が車両に与える振動の影響，自動車技術会 2024 年秋季大会学術講演会予稿集，No.131-24，p.1-4（2024），20246219

(2) 中村弘毅，他：車体制振ダンパーの減衰特性のモデル化，自動車技術会論文集，Vol.47，No.6，p.1367-1372 (2016)，20164634