路面の凹凸によって生じる振動が車椅子利用者に与える影響について

九州大学工学部　○学生員　國井　崇浩　　九州大学工学部　正会員　角　知憲
九州大学工学部　学生員　藤原　優　　九州大学工学部　正会員　壇　和喜

1．はじめに

タイル、ブロック舗装路面の凹凸から生じる振動は、神経系に障害を持つ車椅子利用者にとって非常に不快なものとなっている。

参考文献[1)]によると、利用者の受ける振動感覚は、「しびれ」と、体を揺すられる感覚の「内臓共振」の２つがあり、それぞれに対する振動レベル、評価は、シート下の振動加速度レベルを体感補正した体感振動加速度レベルから求められる。本研究は、評価関数にかける振動レベルを求めるのに必要な、車椅子のシート下の振動加速度スペクトルをタイル路面の不整から計算する方法を考える。

2．モデルと計算方法

人体と車椅子を一体としたものを７つの部分に区切って考えた車椅子振動モデル（図１、２）を作成する。車輪が路面の変位と１点接触を保つとした路面の変位を（１）「長周波の凹凸」とし、車輪が路面の変位と２点接触を起こす場合をここでは（２）「メジとの衝突」と考え、分けて取り扱う。（１）、（２）で求めた振動加速度スペクトルをあわせたものを、求める振動加速度スペクトルとする。

（１）「長周波の凹凸」による振動

モデルの運動方程式

$$[M]\{\ddot{X}\}+[C]\{\dot{X}\}+[K]\{X\}=\{F_{(t)}\}\cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

(1)式を周波数領域に変換すると、

$$\{X(\omega)\}=[H(\omega)]\{F(\omega)\}\cdots\cdots\cdots(2)$$

ここに［M］は質量行列、［C］は減衰行列、［K］は剛性行列、｛X｝は変位行列、［H（ω）］は周波数応答関数で、それぞれ［　］は７行７列、｛　｝は７行のベクトルである。

また｛F（t）｝は前輪での路面変位h_1（x）から次のように与えられる（t＝x／（車椅子の速度）、t_1は後輪の前輪に対する時間遅れとする）

$$\{F(t)\}=$$

$$\left\{k_1h_1(t)+c_2\dot{h}_1(t),k_2h_1(t-t_1)+c_2\dot{h}_1(t-t_1),0,0,0,0,0\right\}^T$$

$$\{F(\omega)\}=$$

$$\left\{(k_1+i\omega c_1)h_1(\omega)e^{i\omega t},(k_2+i\omega c_2)h_1(\omega)e^{i\omega(t-t_1)},0,0,0,0,0\right\}^T$$

となる。

(2)式に$-\omega^2$をかけて、振動加速度スペクトル｛α（ω）｝を求めると、

$$\{\alpha(\omega)\}=-\omega^2[H(\omega)]\{F(\omega)\}$$

である。

（２）「メジとの衝突」による振動

モデルの運動方程式は、(1)式と異なり｛F（t）｝は、車輪がメジと衝突した時に受ける力である。

まず、１つのメジが、前輪、後輪に一回ずつ衝突する事から車椅子に生じる振動加速度スペクトルを求める。

前輪について考える。v_0を前輪がタイルの角に衝突する速度、その時の前輪の速度ｖ、前輪のバネ反力による応答をv_ω（t）とすると$v=v_0-v_\omega(t)$とおける。この式をフーリエ逆変換する。$H(\omega)_{mn}$は、H（ω）のｍ行ｎ列の成分、$F_n(\omega)$は、｛F（ω）｝のｎ列目の成分とすると、

$$\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}v_{(\omega)}e^{i\omega t}d\omega=\frac{1}{2\pi}\int_{-\omega}^{\omega}\frac{v_0}{i\omega}e^{i\omega t}d\omega-\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}i\omega H_{(\omega)11}F_{1(\omega)}e^{i\omega t}d\omega$$

上式より次式が求まる、

$$F_1(\omega)=\frac{1}{-\omega^2}\left(\frac{1}{K_1}+H(\omega)_{11}\right)^{-1}v_0$$

後輪の前輪に対する時間遅れ、半径比を考慮して後輪も同様に考える。R_1は前輪の半径、R_2は後輪の半径とすると、

$$F_2(\omega)=\frac{1}{-\omega^2}\left(\frac{1}{K_2}+H(\omega)_{22}\right)^{-1}\frac{R_1}{R_2}e^{i\omega t_1}v_0$$

以上より

$\{F(\omega)\}=$

$$\{F_1(\omega),\ F_2(\omega),0,0,0,0,0\}^T$$

（1）と同様に処理する。$\{\alpha_1(\omega)\}$を１つのメジとの衝突から生じる振動加速度スペクトルとすると、

$\{\alpha_1(\omega)\}=-\omega^2\,[H(\omega)]\,\{F(\omega)\}$

次に、車椅子が、メジと連続して衝突すると考える。時間ｔにおけるv_0の系列を$v_0(t)$、$v_0(t)$をフーリエ変換したものを$v_0(\omega)$とすると、（2）でもとめる振動加速度スペクトルは、

$\{\alpha(\omega)\}=\{\alpha_1(\omega)\}\ v_0(\omega)$

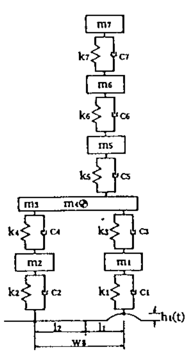


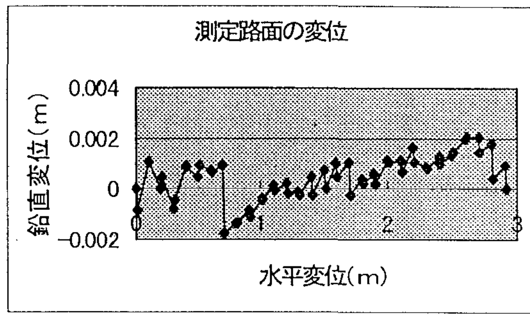
図１．車椅子振動モデル

記号	単位	意味
m_1	kg	前輪ばね下質量
m_2	kg	後輪ばね下質量
m_3	kg	ばね上質量
m_4	kg・m²	ピッチングモーメント
m_5	kg	シートと腰の質量
m_6	kg	胸・腕の質量
m_7	kg	頭の質量
k_1	N/m	前輪ばね下のばね係数
k_2	N/m	後輪ばね下のばね係数
k_3	N/m	前輪ばね上のばね係数
k_4	N/m	後輪ばね上のばね係数
k_5	N/m	座席のばね係数
k_6	N/m	腰と胸のばね係数
k_7	N/m	頭と胸のばね係数
l_1	m	車体重心から前輪までの距離
l_2	m	車体重心から後輪までの距離
l_3	m	車体重心から[illegible]までの距離
w_3	m	ホイールベース（＝l1＋l2）
c_1	NS/m	前輪ばね下の減衰係数
c_2	NS/m	後輪ばね下の減衰係数
c_3	NS/m	前輪ばね上の減衰係数
c_4	NS/m	後輪ばね上の減衰係数
c_5	NS/m	座席の減衰係数
c_6	NS/m	腰と胸の減衰係数
c_7	NS/m	頭と胸の減衰係数
h_1	m	前輪位置における路面の変位
h_2	m	後輪位置における路面の変位

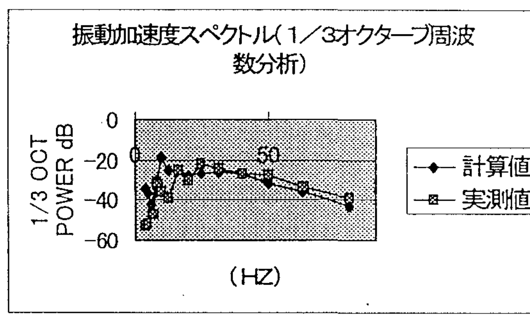
図２．モデルの緒元

３．実測値と計算値の比較

九大構内のタイル舗装路面（磁器タイル９×９ｃｍ，メジ１ｃｍ）（図３）を時速０．７ｍ／ｓで車椅子が走行するときの振動加速度スペクトル（１／３オクターブバンドパスフィルターをかけたもの）を測定計器を用いた実測値と３．の方法で求めた計算値を比較すると（図４）、ほぼ一致しているといえる。



図．３



図．４

４．考察

以上よりタイル舗装路面の変位から計算によって振動加速度スペクトル求める事ができるといえるが、低周波においてずれている部分があり、今後、改善すべき点もあると思われる。

参考文献

1）　石田千加志　角知憲　：車椅子利用者の道路平滑度評価に関する基礎的研究
（九州大学工学部修士論文）