クローラ式建設機械の最適走行システム*

(第1報, ボギー機構を有する走行装置のモデリングと 突起乗越えシミュレーション)

阿部 雅二郎^{*1}, 中 村 晋 也^{*2}, 仲 川 力^{*3}

Optimum Running System of Crawler-Type Construction Machine (1st Report, Modeling of Running Equipment with a Bogie Mechanism and the Traveling Simulation on a Road with a Bump)

Masajiro ABE^{*4}, Shinya NAKAMURA and Chikara NAKAGAWA^{**}Dept. of Mechanical Engineering, Nagaoka University of Technology,
1603-1 Kamitomioka, Nagaoka-shi, Niigata, 940-2188 Japan

Flexible suspension system like bogie mechanism type suspension has become to be used for running equipment of crawler-type construction machine especially to improve the comfortability in riding. However, in the running equipment with bogie mechanism, there are many unclear points in the dynamic behavior and loads due to the complicity. This paper describes a method for modeling of crawler-type running equipment with a bogie mechanism as a multibody system. By using the model, in traveling on a firm ground with a rectangular bump, some simulations to analyze the dynamic behavior are conducted and the acceleration at the operating seat position and the suspension forces are calculated. The simulation results are compared with experimental results and the validity of the simulation method is verified. And the dynamic behavior such as the time histories of suspension forces is discussed related to the behavior of track links and so on. This kind of simulation could be useful for designing and deciding the optimum running system under given environmental, economic and operational constraints.

Key Words: Construction Machinery, Modeling, Comfortability in riding, Crawler, Track, Suspension, Bogie, Multibody Dynamics, Traveling Simulation, Bump

1. 緒 言

クローラ式建設機械は、高い走行推進力と安定した荷重支持力を発揮するため、不整地等での建設作業に幅広く活用されている。近年、従来から重視されていた作業性能、耐久性以外に、人間感性とかかわる乗り心地等の快適性のほか安全性、環境負荷等に関する要求を同時にかつ高い次元で満たすことが求められてきた。足回りへの衝撃荷重吸収による振動乗り心地向上や足回りの集中負荷分散による耐久性向上を主目的に、走行装置を一般的な建設機械の硬式からボギー機構により軟式化するのはその一環である。しかし、ボギー機構を有し複雑化した走行装置の挙動や負荷、関連する機械の動特性には不明な点が多く、ボギー機構の定量的効果も明確ではない。設計段階において、これらをできるだけ理論的に把握し、互いに背反しやすい各種要求をトータルバランスさせる最適化を走行システムを中心に効率的に実施することが望まれている。

る。

クローラ式建設機械に関する理論的研究として、阿部、伊藤⁽¹⁾⁽²⁾らは有限要素法を、仲川、阿部⁽³⁾⁽⁴⁾らはマルチボディダイナミクスをそれぞれ適用し、クローラシューを個々にモデル化することを一つの特徴とした動特性解析を行っている。その理論解析結果は、実機等による実験結果と比較検証され、妥当性が確認されている。しかし、硬式サスペンションの機械を対象としている。ボギー機構のような軟式あるいは弾性式サスペンションを有する機械に関する理論的研究は、建設機械に比べ高速で走行し、より快適性を求められる軍事車両を対象とした研究がわずかに行われているにすぎない。Dhir, Sankar⁽⁵⁾らはLagrangeの運動方程式を解くことにより、Balamurugan⁽⁶⁾は有限要素法を用いることにより、軍事車両が突起乗越え走行する際の動特性を理論解析している。いずれの研究も乗り心地に関わる車体の加速度に注目し考察している。建設機械は作業抵抗や自重による高負荷の作用下で使われるため、加速度などの挙動特性とともに、走行装置の構成部品の耐久性に関わる足回り作用力の変動特性を把握することも重要である。

本研究では、機械、特に、走行装置の機構および特性条件、作業地盤条件、機械の作業条件について代表

* 原稿受付 2002年3月20日。

^{*1} 正員、長岡技術科学大学工学部(☎940-2188 長岡市上富岡町1603-1)。^{*2} 正員、長岡技術科学大学大学院工学研究科博士後期課程。^{*3} 正員、舞鶴工業高等専門学校(☎625-8511 舞鶴市字白屋234)。

E-mail: abemasa@mech.nagaokaut.ac.jp

的と考えられる各種条件を考え、条件に応じた最適な走行装置(システム)を設計開発する際に活用できる理論解析モデルおよび方法を構築し、構築した方法による理論解析により走行システムの最適化に有用な知見を得ることを目的とする。

本報はその第1段階として、実用化されている現行のボギー機構および特性を有する機械を対象に、足回りに過酷な集中負荷がかかり、運転者が過大な衝撃を受け、乗り心地が問題となる大きな単一突起乗越え時における精度よい解析ができるシミュレーションモデルおよび方法を構築する。ボギー機構を有するクローラ式の建設機械はマルチボディシステムとしてモデリングする。ボギー効果を確認しやすい、ボギー機構が大きく作動するような突起を乗越えときのシミュレーション解析より、振動乗り心地評価上重要な運転席位置における加速度および耐久性評価に不可欠な足回り作用力の時間変化等を求める。シミュレーション解析結果を実機実験結果と比較し、モデリングおよびシミュレーション方法の妥当性について検証するとともに多角的考察を行う。

2. 理論解析方法

2.1 仮定 理論解析に際して、次の仮定を設ける。

- (1) 建設機械は、その進行方向中心軸に対し左右対称であり、進行方向と鉛直方向に二次元運動する。
- (2) 走行時の空気抵抗は無視できる。
- (3) 乗り心地が問題となりかつ足回りに負担のか

かりやすい堅固な作業地盤上を走行する。

(4) 堅固地盤を解析対象とするため、クローラシューと作業地盤はグローサ先端で接触する。

(5) 走行条件は非作業直進走行である。

2.2 シミュレーションモデルの特徴 緒言に述べた背景等を考慮し、図1および2に示す次の特徴を有するシミュレーションモデルを構築する。

(1) 建設機械は、汎用性を考慮しマルチボディシステムとして取扱う。

(2) 足回り作用力の特性や快適性に影響を及ぼすボギー機構はできるだけ詳細にモデリングする。

(3) クローラベルトのクローラシュー単位の屈曲が、ベルトと地盤間の動的相互作用力だけでなく、足回り作用力にも影響を及ぼす。このため、クローラベルトは一体の部材ではなく、クローラシューをボルト締結したトラックリンクが個々に連結、構成されているものとする。

(4) トラックリンクおよびクローラシューの形状あるいは構造に起因する、隣合うトラックリンク間の相対回転角(屈曲角)の制限を考慮する。

(5) クローラベルトの屈曲挙動への影響を配慮し、トラックリンクと上部あるいは下部転輪の接触判定に転輪半径を考慮する。

(6) 作業地盤の力学特性は汎用性を考慮し、せん断方向は粘弾塑性モデル、法線方向は粘弾性体モデルで表す。これにより本論文で解析対象とする堅固地盤

(a) Model of crawler-type construction machine with a bogie mechanism

(b) Geometric model of firm ground surface

Fig.1 Simulation model

(a) Bogie and lower roller model [Part A of Fig. 1(a)]

(b) Track link with a shoe [Part B of Fig. 1(a)]

Fig.2 Details of bogie mechanism and track link with a shoe shown in Fig. 1(a)

以外に軟弱な土質地盤まで解析可能とする。

(7) 作業地盤の表面形状は任意形状に対応できるよう、図1(b)に示すように地盤上にいくつかの代表点を取り、代表点を結ぶ線分の集合により表す。各代表点間の線分を地盤要素と呼ぶこととする。なお、地盤要素ごとに2・8節に示す作業地盤の反力特性を設定できる。

2・3 マスプロパティおよび局所座標系 図1(a)に示した建設機械の構成要素である車体、トラックフレーム、アイドラクション、従動輪、駆動輪、ボギー、下部転輪、上部転輪およびトラックリンクのマスプロパティをそれぞれ考慮する。なお、作業装置、パワライン装置ほかのマスプロパティは車体のマスプロパティに含めて取り扱う。また、クローラシュー、トラックピン等のマスプロパティはトラックリンクのマスプロパティに含めて取扱う。

ボギー、トラックリンク以外の各要素の局所座標系原点はそれぞれの重心位置とする。ボギーおよびトラックリンクの局所座標系原点は、図2に示すようにそれぞれボギー支持軸中心および両トラックリンクを結ぶ線分の中点とする。

各地盤要素の局所座標系原点は各要素の左側代表点に設定する。

2・4 動特性の数値解析方法 2・3節までに述べたモデルを用い、後述する適切な運動学的拘束条件および機体各部作用力を設定し、次式で表される連立微分代数方程式⁽⁷⁾を導き、クローラ式建設機械の動特性について数値解析する。

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q^A \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (1)$$

ここで、 M は質量マトリックス、 q は一般化座標ベクトル、 Q^A は一般化作用力ベクトル、 Φ_q は拘束式左辺 Φ を q で微分して得られるヤコビマトリックス、 λ はラグランジュ乗数ベクトル、 γ は加速度方程式の右辺項である。 Φ_q 、 γ を求める際に必要になる機体構成要素の拘束条件については2・5節で述べる。また、 Q^A の成分となる機体構成要素の作用力については2・6節で述べる。式(1)の解法には Gauss の消去法および Newmark β 法を用いる。

2・5 機体構成要素の拘束条件 図1(a)に示したシミュレーションモデルを構成する要素の拘束条件は次のとおりである。

(1) トラックフレームは車体およびアイドラクションと剛結されている。

(2) 駆動輪および従動輪はその回転中心と、前者は車体上の節点を、後者はアイドラクション上の節

点を共有して運動する。

(3) ボギーはその揺動中心と、上部転輪はその回転中心とトラックフレーム上の節点をそれぞれ共有して運動する。

(4) 下部転輪はその回転中心とボギー上の節点を共有して運動する。

(5) 隣合うトラックリンクはトラックピンを共有して運動する。

2・6 機体構成要素の作用力 図1に示したシミュレーションモデルにおいて各部に作用する力を以下に示し説明する。

(1) 各要素に作用する重力

(2) トラックリンクと駆動輪およびその他の車輪間の接触反発力

図3(a)に示すようにトラックリンクと駆動輪との接触はモデリングする。駆動輪中心から*i*番めのトラックリンクの前部、後部トラックピンまでの距離をそれぞれ r_i^F 、 r_i^R 、駆動輪のピッチ円半径を r_D としたとき、次式で示す反発力が駆動輪中心およびトラックピンに作用する。

$$F_{id}^i(t) = \begin{cases} -k_D \Delta L(t) - c_D \dot{\Delta L}(t), & r_i^i < r_D \\ 0, & r_i^i \geq r_D \end{cases} \quad (2)$$

$$F_{bi}^i(t) = -F_{id}^i(t)$$

ここで、 k_D 、 c_D はそれぞれトラックリンクと駆動輪の接触部のバネ定数および減衰係数である。また、

$$\Delta L(t) = r_i^i(t) - r_D, \quad i: \text{Track link NO.}, j: F, R \quad (3)$$

(a) Track link *i* vs. driver

(b) Track link *j* vs. other wheel *j*

Fig. 3 Contact forces between a track link and a wheel

である。

図3(b)に示すようにトラックリンクと従動輪、上部および下部転輪(以下総称して車輪と呼ぶ)との接触をモデリングする。両トラックピンを結ぶ線分において、車輪中心を中心とする半径 r_j の円内にある部分 AB を n 分割する。ここで、 r_j は車輪モデル半径(車輪実半径+トラックリンク厚さ)である。線分 AB の両端と分割された点を $P^{(k)}(k=1, 2, \dots, n+1)$ とする。車輪中心 O_j から点 $P^{(k)}$ までの距離を $r_j^{(k)}$ としたとき、式(2)と同様な式で表せる反発力が車輪中心およびトラックリンク上の点 $P^{(k)}$ に作用する。

(3) トラックピン摩擦

隣合うトラックリンクの相対回転速度、両トラックリンクを連結する回転関節上の反力およびトラックピンしゅう動面の摩擦係数を用いて求める⁽⁸⁾。

(4) ボギー機構の緩衝および揺動角制限トルク

これについては2・7節に詳述する。

(5) トラックリンクの屈曲角制限トルク

図4に隣合う二つのトラックリンク間に作用する屈曲角制限トルクを示す。トラックリンクやシューの形状や構造に起因して、二つのトラックリンク間の屈曲角には制限が生じる。図4に示すように二つのばね定数をもつ回転ばねと回転ダッシュポットにより屈曲角制限を表現する。

(6) トラックリンクに作用する走行駆動力

図5に示すように、駆動輪に接しているトラックリンクには次式で表される走行駆動力 F_{Di} がその重心位置に作用する。

Fig. 4 Relative rotational angle limit between two track links

Fig. 5 Driving force of a track link

$$F_{Di}(t) = \frac{T_D(t)}{N(t)r_i(t)} \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 $N(t)$ は駆動輪に接しているトラックリンクの数、 $r_i(t)$ は駆動輪中心からトラックリンク重心までの距離、 $T_D(t)$ は駆動輪出力トルクである。 $T_D(t)$ は時刻ごとに駆動輪回転角速度 $\omega_D(t)$ と $T_D - \omega_D$ 特性曲線から決定する。なお、駆動輪に接しているトラックリンクとは、図5に示すように

$$r_i^L < r_d \text{ かつ } r_i^R < r_d (i: \text{Track link NO.}) \dots\dots\dots (5)$$

を満たすものとする。ここで r_d は駆動輪歯先円半径である。

(7) クローラシューが作業地盤から受ける反力

これについては2・8節に詳述する。

以上に示した機体構成要素の作用力を組合せ、一般化作用力ベクトル Q^A を構成する。

2・7 ボギー機構の緩衝トルクおよび揺動角制限トルク

図2(a)に示したように、第1ボギーとトラックフレーム間および第2ボギー以降の交差するボギー間には緩衝用のゴムパットが取り付けられている。また、それぞれのボギーはトラックフレームと接触することで、揺動角が制限される。これらのゴムパッドの変形量-反発力特性およびゴムパッドの変形限界による揺動角制限特性あるいはボギーとトラックフレームの接触による揺動角制限特性をそれぞれ回転ばねおよび回転ダッシュポットによって表すことで取り扱う。図6にボギー機構におけるゴムパッド反発トルクおよび揺動角制限トルクを示す。

第1ボギーおよびトラックフレームに作用するゴム

(a) T_{B1} acting on 1st bogie (b) T_{Bi} , $T_{B(i+1)}$ acting on i -th and $(i+1)$ -th bogie

(c) T_{Bi} , $T_{B(i+1)}$ acting on i -th and $(i+1)$ -th bogie

Fig. 6 Rubber pad reaction torque and swing angle limit torque acting on bogies

パッドの反発トルクおよび揺動角の制限トルク $T_{B1}(t)$, $T_{Tf}(t)$ は、トラックフレームと第1ボギーの相対角 $\Delta\theta_{B1}$ を用いて、次式により表す。

$$T_{B1}(t) = \begin{cases} f_{B1}^k(\Delta\theta_{B1}) - c_{B1}^{rp} \Delta\theta_{B1}, & \theta_{B1}^l < \Delta\theta_{B1} \leq \theta_{B1}^p \\ f_{B1}^k(\Delta\theta_{B1}) - c_{B1}^{lm} \Delta\theta_{B1}, & \theta_{B1}^l \geq \Delta\theta_{B1} \\ \text{or } \Delta\theta_{B1} > \theta_{B1}^p \end{cases}$$

$$T_{Tf}(t) = -T_{B1}(t)$$

$$\Delta\theta_{B1} = \theta_{B1}(t) - \theta_{Tf}(t)$$

……………(6)

ここで $f_{B1}^k(\Delta\theta_{B1})$ は図6(a)に示すトルク特性を表す。 c_{B1}^{rp} , c_{B1}^{lm} はそれぞれゴムパッドの減衰係数、ボギーとトラックフレームの接触部の減衰係数である。 θ_{B1}^l , θ_{B1}^p はそれぞれ第1ボギー揺動角の下限界、ゴムパッド同士の接触開始角度である。 $\theta_{B1}(t)$, $\theta_{Tf}(t)$ はそれぞれ、第1ボギーおよびトラックフレーム局所座標系の全体座標系に対する傾きである。

第2ボギー以降では次式に示すゴムパッド反発トルクおよび揺動角制限トルク $T_{Bi}(t)$, $T_{Tfi}(t)$ がそれぞれ第 i ボギーおよびトラックフレームに作用する。

$$T_{Bi}(t) = T'_{Bi}(t) + T''_{Bi}(t)$$

$$T_{Tfi}(t) = -T'_{Bi}(t)$$

……………(7)

$T'_{Bi}(t)$ は交差するボギー間に作用するゴムパッド反発トルクおよびゴムパッドの変形限界による揺動角制限トルク、 $T''_{Bi}(t)$ は各ボギーのトラックフレームとの接触による揺動角制限トルクである。

$T_{Bi}(t)$ は次式で表す。

$$T'_{Bi}(t) = \begin{cases} f_{Bi}^{rp}(\Delta\theta_{Bi,B(i+1)}) - c_{Bi,B(i+1)}^{rp} \Delta\theta_{Bi,B(i+1)}, & \theta_{Bi,B(i+1)}^l < \Delta\theta_{Bi,B(i+1)} \leq \theta_{Bi,B(i+1)}^u \\ f_{Bi}^{rp}(\Delta\theta_{Bi,B(i+1)}) - c_{Bi,B(i+1)}^{lm} \Delta\theta_{Bi,B(i+1)}, & \Delta\theta_{Bi,B(i+1)} > \theta_{Bi,B(i+1)}^u \end{cases}$$

$$T'_{B(i+1)}(t) = T'_{Bi}(t)$$

$$\Delta\theta_{Bi,B(i+1)} = \theta_{B(i+1)}(t) - \theta_{Bi}(t),$$

($i=2, 4, 6$: Bogie No.)

……………(8)

ここで $f_{Bi}^{rp}(\Delta\theta_{Bi,B(i+1)})$ は図6(b)に示すトルク特性、 $c_{Bi,B(i+1)}^{rp}$, $c_{Bi,B(i+1)}^{lm}$ はそれぞれゴムパッドの減衰係数、ゴムパッドの変形限界による揺動角制限のための減衰係数である。 $\theta_{Bi}(t)$, $\theta_{B(i+1)}(t)$ はそれぞれ、第 i ボギーおよび第 $i+1$ ボギー局所座標系の全体座標系に対する傾きである。

$T''_{Bi}(t)$ は次式で表す。

$$T''_{Bi}(t) = f_{Bi}^k(\Delta\theta_{Bi}) - c_{Bi}^{lm} \Delta\theta_{Bi}$$

$$\Delta\theta_{Bi} = \theta_{Bi}(t) - \theta_{Tf}(t), (i=2, 3, \dots, 7: \text{Bogie No.})$$

……………(9)

ここで $f_{Bi}^k(\Delta\theta_{Bi})$ は図6(c)に示すトルク特性、 c_{Bi}^{lm} は

ボギーとトラックフレーム接触部の減衰係数である。

2.8 クローラシューが作業地盤から受ける反力

図7にトラックリンク i に結合されたクローラシューのグロウサと堅固地盤の接触モデルを示す。グロウサと堅固地盤の接触判定にグロウサ厚さを考慮するため、図2(b)に示すように厚さ t_G のグロウサの先端形状を直径 t_G の円で近似する。図7において、 Q , R はそれぞれグロウサ先端近似円中心 P から地盤表面におろした垂線と地盤表面およびグロウサ先端近似円周との交点である。 R' は時刻 $t - \Delta t$ での点 R を表す。

トラックリンク i のグロウサ先端に時刻 t に作用する法線方向力 F_{ni} は次式より求める。

$$F_{ni} = -K_n z_{Gi} - C_n D_{zi} / \Delta t$$

$$z_{Gi} = |\overline{QR}|, [D_{xi} \ D_{zi}]^T = \overline{R'R}$$

……………(10)

ここで、 K_n , C_n はそれぞれ地盤の法線方向ばね定数および減衰係数である。 z_{Gi} はグロウサ先端の沈下量である。 D_{xi} , D_{zi} はそれぞれ Δt 間におけるグロウサ先端の x'_{Gij} , z'_{Gij} 方向移動量である。

接線方向力 F_{ti} は次式より求める。

$$F_{ti} = \begin{cases} F'_{ti}, & |F'_{ti}| < \mu_s |F_{ni}| \\ -\text{sign}(D_{xi}) \mu_d |F_{ni}|, & |F'_{ti}| \geq \mu_s |F_{ni}| \end{cases}$$

……………(11)

$$F'_{ti} = -K_t D_{xi} - C_t D_{xi} / \Delta t$$

ここで、 K_t , C_t はそれぞれ地盤の接線方向ばね定数および減衰係数、 F'_{ti} は静止摩擦力、 μ_s , μ_d はグロウサと地盤間の静止摩擦係数および動摩擦係数である。

3. 突起乗越えシミュレーション

3.1 概要 緒言で述べたような理由から、突起を有する堅固地盤上をブルドーザが直進走行する場合について、2章に示したモデルを用いたシミュレーションを行った。本モデルのように駆動輪が車体に固定され、運転席が駆動輪寄りに設置されているブルドーザでは、前進時に比べて後進時に、乗越え時にオペレータに過大な加速度が作用することが知られている。

Fig. 7 Contact model between grouser of track link i and firm ground element j

このため、前進時以外に後進時も解析条件とした。解析条件の詳細は3.2節に示す。3.3節には、まず、3.3.1項に走行状態を知る基本情報として駆動輪回転角速度および走行速度の時間変化を示す。続いて3.3.2項には運転席位置での振動加速度の時間変化を示すとともに、オペレータの快適性評価に際して重要な二乗平均平方(r. m. s.)加速度も求め考察する。さらに3.3.3項に走行装置の強度設計に不可欠な各転輪の支持軸作用力の時間変化を示し考察する。

3.2 解析条件 表1に解析対象のクローラ式建設機械の主要諸元を、表2にシミュレーションに用いた主な解析定数をそれぞれ示す。突起形状は矩形とし、高さ200 mm、幅300 mmとした。これは実機実験時の条件と同一で、解析対象の機械が遭遇する可能性の高い、特に足回りにとって厳しい条件とした。突起位置は、建設機械の走行速度が定常になってから突起を乗越えるように設定した。図8に機体モデルと突起の相対位置および運転席位置を示す。走行時の減速比は、前後進ともに作業時を想定し一速とした。また、アクセルはフルスロットル状態とした。図9に解析対象の駆動輪出力トルク-回転角速度特性曲線を示す。縦軸は最大出力トルク $T_{D\text{MAX}}$ 、横軸は出力トルクが零になるときの回転角速度 $\omega_D|_{T_D=0}$ でそれぞれ無次元化している。

3.3 シミュレーション解析結果および考察

3.3.1 駆動輪回転角速度と走行速度 図10に前進時および後進時の駆動輪回転角速度 ω_D と走行速度 V の時間変化を示す。ここで、 ω_D はトラックフレーム局所座標系から見た駆動輪の相対回転角速度、 V はトラックフレーム局所座標系 x_{Tr} 方向の速度である。縦軸はそれぞれの減速比での最大回転角速度 $\omega_D|_{T_D=0}$ および最大走行速度 $V|_{T_D=0}$ で無次元化している。

図10より ω_D および V は機体が突起を乗越え始めた以降はほぼ一定の同じ周期で大きく変動していることがわかる。突起乗越え中の平均変動周期は前進時約0.31 s、後進時約0.24 s、突起乗越え直後のそれは前進時約0.31 s、後進時約0.31 sとなる。新しいトラックピンが駆動輪に接触する平均時間間隔 $\bar{T}_{Ti}$ を次式により求めると、突起乗越え中の前後進時の $\bar{T}_{Ti}$ はそれぞれ約0.33 sおよび約0.26 sとなり、突起乗越え直後の前後進時の $\bar{T}_{Ti}$ はそれぞれ約0.31 sおよび約0.24 sとなる。

$$\bar{T}_{Ti} = L_{Ti} \left[r_D \bar{\omega}_D \frac{1 + \cos(\pi/z)}{2} \right]^{-1} \dots\dots\dots (12)$$

なお、 L_{Ti} :トラックリンクピッチ、 r_D :駆動輪ピッチ円半径、 $\bar{\omega}_D$:駆動輪平均回転角速度、 z :スプロケ

Table 1 Main specifications of crawler-type construction machine

Item	Value		
Tractor mass	75.2	$\times 10^3$	kg
Working mass	100.0	$\times 10^3$	kg
Engine rated output (2000 rpm)	0.641	$\times 10^3$	kW
Ground contact area	6.198		m ²
Mean ground pressure	0.158		MPa
Overall length	5.6		m
Overall width	3.48		m
Shoe width	0.71		m
Grouser height (Single grouser)	0.105		m
Crawler base	4.365		m
Track gauge	2.77		m
Operating seat position	$s'_{x_{Cb}}$	-1.521	m
	$s'_{z_{Cb}}$	0.689	m

Table 2 Main analysis conditions

Item			Value	
Working ground conditions	Mechanical properties	K_{n1}	7.0	$\times 10^7$ N/m
		K_{n2}	1.0	$\times 10^8$ N/m
		C_{n1}	2.0	$\times 10^6$ N·s/m
		C_{n2}	2.2	$\times 10^6$ N·s/m
		z_c	2.0	$\times 10^{-3}$ m
		K_t	5.0	$\times 10^4$ N/m
		C_t	2.7	$\times 10^5$ N·s/m
		μ_s	0.7	
		μ_d	0.6	
	Geometric conditions	h_B	0.2	m
		w_B	0.3	m
		L_{FB}	2.84	m
		L_{BB}	2.34	m
Traveling conditions	$T_{D\text{MAX}}$	Forward	0.548	$\times 10^3$ kN·m
		Backward	0.420	$\times 10^3$ kN·m
	$\omega_D _{T_D=0}$	Forward	1.518	rad/s
		Backward	1.933	rad/s

Fig. 8 Position of bumps and operating seat

Fig. 9 Output torque-rotational velocity curve of driver for simulation

ットの函数である。突起乗越え中の ω_D および V の変動周期は T_{Ti} とほぼ一致する。また、突起乗越え直後の機体は大きくピッチング振動しており、その周期は前後進ともに約 0.31 s となる。この周期と突起乗越え直後の ω_D および V の変動周期はほぼ一致する。突起乗越え中はトラックリンクが駆動輪に巻き取られるごとに駆動輪に与える負荷が変動する。突起乗越え直後は機体ピッチング振動によって駆動輪近傍のトラックリンクの地盤接触状態が変化し、駆動輪負荷が変動する。これらの負荷変動が ω_D , V に影響を及ぼすと考えられる。

3・3・2 運転席位置のバウンシング加速度 図 11 に前進時、図 12 に後進時における運転席位置のバウンシング加速度の時間変化をそれぞれ示す。バウンシング加速度の方向は図 8 中に示す z'_{op} 方向である。実験値は同位置に加速度ピックアップを取付けることで測定している。シミュレーションにより得られる加速度は、最大値以外に振幅の時間に対する増減の傾向が実験値のそれらとほぼ一致している。

表 3 には、図 11, 12 に示した結果から突起乗越え中の r.m.s. 加速度 a_{zi}^{RMS} を次式で求めて示す。

$$a_{zi}^{RMS} = \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a_{zi}^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (13)$$

ここで、 t_1 , t_2 はそれぞれ最初のグローサが突起に接触を始めた時刻および最後のグローサが突起から離れた時刻、 $a_{zi}(t)$ は時刻 t における運転席位置の z'_{op} 方向加速度である。r.m.s. 加速度のシミュレーション値は実験値の約 2 倍の大きさとなっている。これはシミュレーションでは、実験に用いた機械のオペレーティングシートやその支持機構を簡略化し、シートが車体に剛結されているものとしたことが主原因であると考えられる。しかし、r.m.s. 加速度について前進時の後進時に対する増加傾向はほぼ一致する。前進時に対する後進時の相対的な乗心地変化の評価には有用であると思われる。

3・3・3 足回り作用力 図 13, 14 に前進時および後進時の足回り作用力の時間変化をそれぞれ示す。それぞれの図において左から順に第 7 から第 1 下部転輪の支持軸の作用力を示している。突起を乗越えている時間領域は各下部転輪および機体全体についてそれぞれ図中に示している。また、図の右端には機体全体の走行状態を知るために 2 秒ごとの機体構成要素位置を併記している。転輪支持軸に作用する力の大きさ F_k は次式より求める。

Table 3 R.m.s. accelerations at the operating seat position

Traveling direction	Simulation	Experiment
Forward	0.52	0.24
Backward	0.65	0.37

(a) Forward traveling

(b) Backward traveling

Fig. 10 Time histories of driver rotational velocity and traveling velocity from simulation

(a) In the whole time

(b) During passing over a bump

Fig. 11 Bouncing acceleration at the operating seat position (Forward)

(a) In the whole time

(b) During passing over a bump

Fig. 12 Bouncing acceleration at the operating seat position (Backward)

Fig. 13 Forces acting on lower roller shafts (Forward)

Fig. 14 Forces acting on lower roller shafts (Backward)

$$F_k = |\mathbf{F}_k| = \sqrt{(\lambda_{k1})^2 + (\lambda_{k2})^2}$$

$$\mathbf{F}_k = \begin{bmatrix} F_{kx} \\ F_{kz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_{k1} \\ \lambda_{k2} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここで λ_{k1} , λ_{k2} はそれぞれの支持軸に関連する k 番目の拘束条件に対応するラグランジュ乗数である。なお、図中の足回り作用力 F_k^* は F_k を作業重量の 1/2 の値で無次元化している。実験値は各車軸にひずみゲージを貼付け、得られたひずみを校正値により変換し求めている。

図 13, 14 より、シミュレーションより得られる足回り作用力の大きさや時間変化の傾向は十分な精度で実験結果を再現している。足回り作用力の時間変化について図中に示す三つの時間領域に分けてシミュレーション結果をもとに考察すると次のようになる。

(1) 領域 A (前進時 ~ 2.80 s, 後進時 ~ 1.84 s)

この時間領域は機体が突起に乗り上げる前である。水平地盤上を走行しているので機体の振動は小さく、各下部転輪支持軸の作用力変動は小さい。このとき機

体重量の大部分は、トラックフレーム中心付近に設置されている第 3 から第 6 転輪で支えられている。各下部転輪支持軸作用力の時間平均は前後進ともに第 3 から第 6 転輪で約 0.15 $\sim$ 0.20, 第 1, 2, 3 転輪で 0.1 未満となる。

(2) 領域 B (前進時 2.80 s $\sim$ 7.89 s, 後進時 1.84 s $\sim$ 5.85 s)

この時間領域は機体が突起を乗越えている途中である。作用力の極大値は約 0.5 から作業重量の 1/2 の値に相当する約 1.0 となる。時間変化に注目すると前進時には各下部転輪が突起上を通過する直前、後進時には突起上を通過する直後に支持軸作用力が大きくなり、かつ周期的に変動する。突起に接触したグロースの路面反力によってトラックリンクに回転モーメントが生じる。トラックリンクに屈曲角制限があるために、前後のトラックリンクにこのモーメントが伝わり、もち上げられる側のトラックリンクが転輪に衝突するため突起上を通過する直前直後に作用力が大きくなると考えられる。作用力の変動周期は全下部転輪支持軸

Table 4 Dynamic load factors of forces acting on lower roller shafts

Traveling condition	Traveling direction	ϕ_{D7}	ϕ_{D6}	ϕ_{D5}	ϕ_{D4}	ϕ_{D3}	ϕ_{D2}	ϕ_{D1}
On a horizontal road (Simulation)	Forward	1.6	1.0	1.1	1.2	1.3	1.3	1.6
	Backward	1.4	1.1	1.1	1.3	1.2	1.5	1.5
Over a bump (Simulation/Experiment)	Forward	11.7/12.1	6.3/5.9	5.9/2.7	4.5/4.6	3.9/6.8	16.2/19.8	10.4/17.5
	Backward	7.9/12.6	5.7/9.5	5.5/5.6	4.7/5.5	4.4/5.8	26.2/16.2	14.2/9.6

においてほぼ同じで、平均すると前進時約0.33 s、後進時0.28 sとなる。これらの値は3・3・1項に示した前進、後進時の $\bar{T}_{Ti}$ にほぼ一致する。これは下部転輪とトラックリンクがトラックリンクピッチに依存する一定周期で同じ相対位置になるためと考えられる。

(3) 領域C(前進時7.89 s～、後進時5.85 s～)

この時間領域は機体が突起を乗越えた後である。前後進ともに0.31 sの周期で作用力は変動している。この周期は3・3・2項に示した機体のピッチング振動の周期と一致する。突起乗越後は機体のピッチング振動に起因する、トラックリンクと下部転輪の衝突により各下部転輪支持軸作用力が周期的に変動するものと考えられる。

表4には次式より求まる各転輪支持軸作用力の動荷重係数 ϕ_{Dk} を示す。

$$\phi_{Dk} = F_{k \max} / F_{sk} (k=1, 2, \dots, 7) \dots\dots\dots (15)$$

ここで $F_{k \max}$ 、 F_{sk} はそれぞれ各転輪支持軸に作用する動荷重の最大値および静止時の荷重(静荷重)である。 ϕ_{Dk} は突起を乗り上げる前の水平地盤走行時ではシミュレーションによる値を、突起乗越え中では、シミュレーション値と実験値をそれぞれ求めた。なお静荷重にはシミュレーション値を用いた。突起乗越え前の水平地盤走行時では ϕ_{Dk} は前後進ともに1.0から1.6となる。突起乗越え中の ϕ_{Dk} はシミュレーション値で3.9～26.2、実験値で2.7～19.8となる。第1から第7転輪支持軸の動荷重係数は、前後進ともにシミュレーション値は実験値とよく一致する。本論文で示したようなシミュレーション解析結果から動荷重の最大値や荷重頻度分布を求め、それに基づく応力の数値解析やプログラム荷重試験を実施することで走行装置等の耐久性や寿命の評価が行えると考えられる。

4. 結 言

ボギー機構を有するクローラ式建設機械を対象に、

オペレータの乗り心地評価に重要な機体各部の加速度や、足回りの耐久性評価に不可欠な作用力をシミュレーション解析できる方法を示した。本方法により、突起乗越えシミュレーションを行い、実機実験結果と比較検討した。乗り心地をより正確に定量評価するためには、オペレーティングシートやその支持機構のモデリングが必要となるが、足回り作用力の大きさや時間変化傾向は現在のモデルで実用上十分な精度で予測できる。今後、走行システムの最適化に有用な知見を得ることを目的に、走行装置の機構や特性条件、作業地盤条件および作業条件を変化させ、それらが足回り作用力等に及ぼす影響を明らかにしていくほか、作業時においては作業性能との兼ね合いの観点からの考察も深めていく予定である。

最後に、本研究の遂行にあたり、貴重な資料等を多数提供していただいた、株式会社小松製作所・開発本部各位に厚くお礼申し上げます。

文 献

- (1) 阿部雅二郎・伊藤廣・仲川力・小林和宏, 機論, 59-560, C(1993), 1075.
- (2) 阿部雅二郎・伊藤廣・仲川力・小林和宏, 機論, 59-563, C(1993), 2093.
- (3) 仲川力・阿部雅二郎・伊藤廣, 機論, 64-617, C(1998), 307.
- (4) 仲川力・阿部雅二郎・伊藤廣, 機論, 64-617, C(1998), 316.
- (5) Dhir, A. and Sankar, S., Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, *J. Automobile Eng.*, 209-3(1995), 195.
- (6) Balamurugan, V., *Defence Science J.*, 50-2(2000), 155.
- (7) 例えば, Haug, E. J., *Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems v1 Basic Methods*, (1989), 224, Allyn and bacon.
- (8) 例えば, 遠山茂樹, 機械のダイナミクス, (1993), 125, コロナ社.