クローラ式建設機械の最適走行システム*

(第 2 報, 突起乗越え時の動特性に及ぼすボギー機構の形式の影響)

中 村 晋 也^{*1}, 阿部 雅二朗^{*2}, 仲 川 力^{*3}Optimum Running System of Crawler-Type Construction Machine
(2nd Report, Effects of the Type of Bogie Mechanism on the Dynamic
Behavior in Traveling over a Bump)Shinya NAKAMURA, Masajiro ABE^{*4} and Chikara NAKAGAWA^{*4}Department of Mechanical Engineering, Nagaoka University of Technology,
1603-1 Kamitomioka, Nagaoka-shi, Niigata, 940-2188 Japan

In crawler-type construction machines, flexible suspension system like bogie mechanism type suspension is used for the running equipment particularly 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. In this paper, first, a modeling method of crawler-type running equipment with K-type bogie mechanism as a multibody system is shown. By using the model, in traveling on a firm ground with a rectangular bump, a simulation to analyze the dynamic behavior is conducted and the bouncing acceleration and the dynamic suspension loads are calculated. The simulation results are compared with experimental results, and the validity and the applicability of the simulation method is verified. After that, in passing over a bump with several heights, effects of the type of bogie mechanism including K-type bogie on the dynamic behavior of construction machine, such as the bouncing behavior and the dynamic suspension loads are shown and discussed. 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, Bogie Mechanism, Traveling Simulation, Bump, Bouncing Acceleration, Dynamic Suspension Load

1. 緒 言

クローラ式建設機械において, 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, 走行装置にボギー機構が用いられる。しかし, 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て, 走行システムを合理的かつ効率的に最適化することが望まれている。

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。

第1報⁽¹⁾ではその第1段階として, 実用化されている X 型ボギー機構を有するクローラ式建設機械をマルチボディシステムとしてモデリングしシミュレーションする方法を示した。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を対象にシミュレーション解析した。単一突起乗越えは再現性のある解析結果を得やすいことから異なるシステムを相対比較するための条件としても適している。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の時間変化および耐久性評価に不可欠な足回りに作用する動荷重等を求めた。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を確認した。

本報では第1報に引き続き単一の突起乗越え時を対象とする。第1報で解析対象としたボギー機構を含む, 代表的な2種類のボギー機構より実現される軟式サスペンションのほか, 硬式サスペンションを有するクローラ式建設機械について, その動特性を解析する。まず, 本報で新たに解析対象とする K 型ボギー機構をモデリングし, そのモデルを用いたシミュレーション解析結果を実機実験結果により検証する。続いて, 乗越える突起高さを変化させてシミュレーション

* 原稿受付 2002 年 7 月 17 日。

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

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

解析し、乗り心地とかかわる運転席位置のバウンシング挙動や走行装置の耐久性とかかわる足回りの動荷重に及ぼすボギー機構の形式の影響を定量的に明らかにし考察する。

2. シミュレーション解析方法

2.1 仮定 シミュレーション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らず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(前進)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、適切な拘束条件およびばね-ダンパにより表す接触特性を考慮した多数の剛体要素よりなるマルチボディシステムとして取扱う。これによりモデルの汎用性が高まる。

Fig. 1 Simulation models

(2) 足回りに作用する荷重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。第1報では図1(b)に示すトラックフレームに取付けられた、交差するボギーにより下部転輪を支持するX型ボギー機構を解析対象とした。本報では新たに図1(c)に示すように、トラックフレームに備えられたボギー(メジャ部, 以下メジャボギーと呼ぶ)に、両端に下部転輪を備えたボギー(マイナ部, 以下マイナボギーと呼ぶ)が備えられるK型ボギー機構も解析対象とする。K型ボギー機構はX型ボギー機構に比べて転輪のストロークが大きく、転輪のトラックリンクへの追従性が向上すると考えられている。

(3) クローラベルトは個々に連結、構成されているものとし、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。

(4) クローラベルトの屈曲形状に影響する上部および下部転輪の半径を考慮する。

(5) 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。

(6) 図1(d)のように作業地盤の表面形状は、地盤上に設定するいくつかの代表点を結ぶ線分により表す。地盤要素ごとに作業地盤の力学特性を設定できる。

なお、図1(a)中の一点鎖線で表されている車輪の半径は、駆動輪ではピッチ円半径、それ以外の車輪では実車輪半径にトラックリンクピン間を結ぶ線分とトラックリンク踏面の距離を加えたものである。

2・3 動特性の数値解析方法 2・2節で述べたモデルを用い、適切な運動学的拘束条件および機体各部作用力を設定⁽¹⁾し、連立微分代数方程式⁽²⁾を導く。これを、Gaussの消去法およびNewmark β 法を用いて数値的に解くことによりクローラ式建設機械の動特性を求める。

2・4 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以下に示す力が機体構成要素各部に作用する⁽¹⁾。

- (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
 - (3) トラックピン摩擦力
 - (4) ボギー機構の緩衝トルクおよび揺動角制限トルク
 - (5) トラックリンクの屈曲角制限トルク
 - (6) トラックリンクに作用する走行駆動力
 - (7) クローラシューが作業地盤から受ける反力
- (4)については本報で新たにK型ボギー機構を解析対象とするため2・5節で詳述する。

2・5 ボギー機構の緩衝トルクおよび揺動角制限トルク 図1(c)に示したK型ボギー機構では、メジャボギーとトラックフレーム間に緩衝用のゴムパッドがそれぞれに対して取付けられている。これを、メジャボギーとトラックフレーム間に作用するゴムパッドの反発トルクおよび変形限界による揺動角の制限トルク $T_{MBi}(t)$, $T_{Tf}(t)$ として次式により表すことで取扱う。

$$T_{MBi}(t) = \begin{cases} T_{MBi}^k - c_{MBi}^p \Delta \theta_{MBi}, & \theta_{MBi}^p < \Delta \theta_{MBi} \leq \theta_{MBi}^{U1} \\ T_{MBi}^k - c_{MBi}^{lim} \Delta \theta_{MBi}, & \theta_{MBi}^L \geq \Delta \theta_{MBi} \\ \text{or } \Delta \theta_{MBi} > \theta_{MBi}^{U1} \end{cases}$$

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

.....(1)

ここで T_{MBi}^k は図2(a)に示す緩衝用ゴムパッド特性に基づくトルク特性 f_{MBi}^k より求めるトルクである。例えば、第2メジャボギーに作用するトルク T_{MB2}^k はメジャボギーとトラックフレームの相対角 $\Delta \theta_{MB2} = \theta_{MB2} - \theta_{Tf}$ から f_{MB2}^k を求め、 $T_{MB2}^k = -f_{MB2}^k$ として求める。 c_{MBi}^p , c_{MBi}^{lim} 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_{MBi}^p , θ_{MBi}^{U1} , θ_{MBi}^L はそれぞれゴムパッド同士の接触開始角度、トラックフレームとの接触によるメジャボギ

ー揺動角の上限界、下限界角度である。 $\Delta \theta_{MBi}$ は図2(a)表中に示すように第 i メジャボギー局所座標系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 θ_{MBi} , θ_{Tf} より求める。

また、マイナボギーはメジャボギーと接触することで、揺動角が制限される。これを、マイナボギーとメジャボギー間に作用する揺動角の制限トルク $T_{mBi}(t)$, $T'_{mBi}(t)$ として、マイナボギーとメジャボギーの相対角 $\Delta \theta_{mBi}$ を用いて次式により表すことにより取扱う。

$$T_{mBi}(t) = \begin{cases} 0, & \theta_{mBi}^L < \Delta \theta_{mBi} < \theta_{mBi}^{U1} \\ T_{mBi}^k - c_{mBi}^{lim} \Delta \theta_{mBi}, & \theta_{mBi}^L \geq \Delta \theta_{mBi} \\ \text{or } \Delta \theta_{mBi} \geq \theta_{mBi}^{U1} \end{cases}$$

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

.....(2)

ここで T_{mBi}^k は図2(b)に示すトルク特性を表す。 c_{mBi}^{lim} はマイナボギーとメジャボギーの接触部の減衰係数である。 θ_{mBi}^L , θ_{mBi}^{U1} はそれぞれマイナボギー揺動角の下限界、上限界角度である。 $\Delta \theta_{mBi}$ は図2(b)に示すように第 i メジャボギー局所座標系および第 i マイナボギー局所座標系の全体座標系に対する傾き θ_{MBi} , θ_{mBi} より求める。

(a) T_{MBi}^k acting on i -th major bogie

(b) T_{mBi}^k acting on i -th minor bogie

Fig. 2 Rubber pad reaction torque and swing angle limit torque acting on bogies

Fig. 6 Dynamic load acting on lower roller shafts (K-type bogie, bump height=200 mm)

Table 3 Dynamic load factors of lower roller shafts (K-type bogie, bump height=200 mm)

	ϕ_{D1}	ϕ_{D2}	ϕ_{D3}	ϕ_{D4}	ϕ_{D5}	ϕ_{D6}	ϕ_{D7}
Simulation	27.8	3.5	5.1	6.0	4.2	27.1	13.6
Experiment	38.8	3.8	4.4	4.7	2.9	38.8	21.6

席位置に加速度ピックアップを取付け測定した。

シミュレーションにより得られる加速度は、最大値のほか、振幅の時間に対する増減の傾向、周波数特性が実験値のそれらとほぼ一致している。また、図5(b)に示した結果から突起乗越え中の r. m. s. 加速度 a_{zop}^{RMS} を次式より求めた。

$$a_{zop}^{RMS} = \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a_{zop}^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad \dots\dots\dots (3)$$

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、 $a_{zop}(t)$ は時刻 t における運転席位置のバウンシング加速度である。r. m. s. 加速度のシミュレーション値は 0.47 G, 実験値は 0.40 G となりほぼ一致する。

3・4 転輪支持軸に作用する動荷重 図6に左から順に第7から第1下部転輪の支持軸に作用する動荷重の時間変化特性を示す。突起を乗越えている時間領域を各下部転輪および機体全体についてそれぞれ図6中に示している。なお、この時間領域は、各転輪については転輪が突起に乗り上げているトラックリンクに接触している時間領域、機体全体については突起上に初めてグローサが接触してからグローサが突起から完全に離れるまでの時間領域である。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。図6中の F_k^* は k 番めの下部転輪支持軸の動荷重 F_k を機械重量の1/2の値で無次元化したものである。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た。

図6より、シミュレーションより得られる動荷重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。表3には次式より求めた動荷重係数 ϕ_{Dk} を示す。

$$\phi_{Dk} = F_{kmax} / F_{sk} (k=1, 2, \dots, 7) \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで F_{kmax} , 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。静荷重にはシミュレーション値を用いた。シミュレーションより得られる動荷重係数は実験より得られるそれとほぼ一致する。

以上の結果より、第1報に示したモデリングおよびシミュレーション解析方法は、K型ボギー機構を有するクローラ式建設機械に対しても十分に応用可能であると考えられる。

Table 4 Analysis conditions of bogie mechanism and bump

Suspension type			Flexible		Rigid
Bogie mechanism type			K-type	X-type	Locked X-type
Lower roller	Vertical stroke	L_{Lri}^U m	0.055(0.039)	0.028	0.000
		L_{Lri}^L m	0.211(0.085)	0.016	0.000
	Actual radius	r_{Lr} m	0.150		
Track link	Thickness	t_{Tl} m	0.110		
	Height	h_{Tl} m	0.332		
	Width	w_B m	0.300		
Bump	Height	h_B m	0.025		
			0.050		
			0.100		
			0.200

Fig. 7 Vertical stroke of lower roller

Fig. 8 Time history of the bouncing amount at the operator seat position

4. ボギー機構の形式の影響

4.1 概要 異なる高さの突起を乗り越える時における機体挙動および足回り動荷重等にボギー機構の形式が及ぼす影響をシミュレーション解析によって明らかにし考察する。突起高さによるボギー効果の変化についても調べる。

4.2 解析条件 表4にボギー機構と突起に関する解析条件を示す。ボギー機構の形式は、軟式サスペンションとなるK型ボギー機構、X型ボギー機構のほか、硬式サスペンションとなるX型ボギー機構を固定したもの3種類とする。以降簡略にKボギー、Xボギー、LXボギーと呼ぶ。

乗り越える突起の高さは、Xボギーの下部転輪上方向ストロークと同程度の25 mm、Kボギーの下部転輪上方向ストローク(大)と同程度の50 mm、その2倍の100 mm、さらに足回りに大きく負担のかかる条件として200 mmとした。

図7には下部転輪の上下方向ストロークの定義を示す。下部転輪の上下方向ストロークは2.5節に述べたように、メジャボギーとトラックフレームの接触、メジャボギーとマイナボギーの接触によって制限される。表4中、Kボギーのストロークについては、マイナボギーに取付けられる二つの転輪のうち、マイナボギーを支えるメジャボギーの支持軸から遠い転輪のストロークを、括弧内に示す支持軸に近い転輪のそれとともに示している。

走行時の減速比は、作業時を想定し一速とし、アクセルはフルスロットル状態とした。

4.3 運転席位置のバウンス挙動 乗り心地評価上重要な運転席位置のバウンス挙動を求め考察する。図8にバウンス量の時間変化、図9にバウンス加速度のr.m.s.値をそれぞれ示す。なお、図8において、運転席位置のバウンス量は運転席位置の全体座標系 z 座標値 z_{op} と加速開始時の運転席位置の全体座標系 z 座標値 z_{op}^0 の差である。

図8より突起高さが50 mm 以下においては、K ボギーおよびX ボギーでは、ボギーが有効に揺動し、突起に乗り上げて屈曲するクローラベルトのトラックリンクに転輪が追従して上方向に移動するため、バウン

シング量は突起高さに比べ小さい。両ボギーでのバウンシング量の最大値はLX ボギーのその約2分の1となる。K ボギーおよびX ボギーにおいて、突起に起因するバウンシング挙動のボギー機構による低減効果を次式で定義する低減率 β で定量的に求めた。

$$\beta = \frac{h_b - (z_{op\max} - z_{op}^0)}{h_b} \dots\dots\dots (5)$$

ここで h_b は突起高さ、 $z_{op\max}$ は z_{op} の最大値である。K ボギーおよびX ボギーの転輪の上方向ストロークよりも小さい25 mm の高さの突起を乗り越える場合、 β はK ボギーで0.40、X ボギーで0.31となる。X ボギーの転輪の上方向ストロークより大きい50 mm の突起を乗り越える場合は、K ボギーで0.25、X ボギーで

Fig. 9 R. m. s. value of the bouncing accelerations at the operator seat position

Fig. 10 Dynamic loads acting on lower roller shafts (Bump height=200 mm)

0.07 となり, X ボギーによるバウンス挙動の低減効果は低下する。突起高さが 100 mm 以上となると, バウンス量の最大値について, 本報で解析対象としたボギー機構の形式の違いによる影響は小さい。

突起乗越え時の r. m. s. 加速度については, 図 9 よりどの突起高さでも K ボギーの場合が最も小さい。これは, ボギーの揺動による転輪のストローク効果以外に, K ボギーでマイナボギーとトラックフレームの接触部に取付けられているラバーパッドの緩衝効果も大きいと考えられる。X ボギーでは交差するボギー間の接触部にはラバーパッドが取付けられているが, 各ボギーとトラックフレームの接触部には取付けられていない。ボギーとトラックフレームの接触部にラバーパッド等の緩衝材を取付けることはバウンス加速度低減に効果があると思われる。

4・4 転輪支持軸に作用する動荷重 足回りへの負担が大きい条件である突起高さ 200 mm の場合について, 下部転輪支持軸に作用する動荷重の時間変化特性に及ぼすボギー機構の形式の影響を調べ考察する。図 10 にシミュレーションより得られた動荷重の時間変化特性を示す。動荷重は機械重量の 1/2 の値で無次元化している。図 6 と同様に突起を乗越えている時間領域を機体全体および各下部転輪についてそれぞれ図 10 中に示している。

図 10 より, まず, 各転輪の動荷重の最大値は, 多くの場合に, 突起に乗上げているトラックリンクに各転輪が接触する直前か接触中に生じることがわかる。

上記のことを含め, 動荷重の時間変化特性のボギー

機構形式による違いを考察するため, 転輪およびクローラベルトの挙動を調べた。図 11 に従動輪の突起に対する相対位置が各ボギー機構で同じになる代表的な時刻における機体全体の状態を示す。相対位置は突起の前面壁から従動輪回転中心までの水平方向距離 $x_B'^{ld}$ で定めた。

図 10 における $t=3\sim5$ s の時間領域, 図 11 で $x_B'^{ld}=0\sim1$ m の場合では, 機体前方の第 1 あるいは第 2 転輪が突起に乗上げたとき, X ボギーおよび LX ボギーでは, 機体後方の第 6, 7 転輪はトラックリンクから浮いた状態になる。このため, 第 1 あるいは第 2 転輪に負荷集中が起こる。これに対し K ボギーでは, 転輪の下方ストロークが大きく, 後方の転輪もトラックリンクに接触する。このため, 負荷が機体前方の転輪と後方の転輪に分散される。

図 10 における $t=6\sim10$ s の時間領域, 図 11 で $x_B'^{ld}=2\sim5$ m の場合では, 機体の約半分が突起を乗越えると, 機体前方の転輪下のクローラベルトにたるみが生じる。X ボギーおよび LX ボギーでは, たるんでいるクローラベルトの振動および機体のピッチング振動に伴って, 転輪がトラックリンクへ接触および離脱を繰り返す。これにより, 転輪支持軸に間欠的な衝撃荷重が生じやすい。K ボギーでは特に転輪の下方ストロークが大きいためクローラベルトがたるんでもトラックリンクへの転輪の追従性がよく, 転輪のトラックリンクへの衝突頻度および程度が小さくなる。これにより, 他のボギー機構に比べて動荷重の変動が小さくなると考えられる。

次に, 突起高さが異なる場合の違いを含め, 転輪支

Fig. 11 Behavior of the machine in passing over a bump (Bump height=200 mm)

(a) Bump height=0.025 m

(b) Bump height=0.050 m

(c) Bump height=0.100 m

(d) Bump height=0.200 m

Fig. 12 Maximum dynamic loads acting on lower roller shafts

持軸の動荷重の最大値にボギー機構形式が及ぼす影響について調べた。図 12 に突起乗越え中に下部転輪支持軸に作用する動荷重の最大値を機械重量の 1/2 の値で無次元化して示す。図 13 には 3・4 節式(4)に定義した動荷重係数として示す。

転輪支持軸に作用する動荷重最大値は、いずれの突起高さでも LX ボギーの場合が最も大きい。突起高さが 50 mm 以下では LX ボギーでの動荷重最大値は他のボギーでのその約 2 倍から 3 倍となる。また、K ボギーでの動荷重最大値は、X ボギーでのそれに比べて多くの場合小さい。動荷重係数も同様に、K ボギーでの値が多くの場合最も小さくなる。これらの傾向は、図 11 に示して図 10 と関連する考察で述べたクローラベルトの挙動およびボギー揺動による転輪挙動と対応していると考えられる。

(a) Bump height=0.025 m

(b) Bump height=0.050 m

(c) Bump height=0.100 m

(d) Bump height=0.200 m

Fig. 13 Dynamic load factors of lower roller shafts

5. 結 言

クローラ式建設機械のボギー機構を有し複雑化した走行装置に対して本研究第1報で確立したモデリング手法は、第1報とは異なるボギー機構に対しても応用できることを実機実験結果により検証し、その実用性の高さを示した。さらにボギー機構の形式が突起乗越え時の建設機械の動特性に及ぼす影響について、突起の高さを変化させ検討考察した。下記転輪のストローク量が大きく、トラックリンクへの追従性が良好な K 型ボギー機構は、バウンス加速度低減による乗り心地向上とともに、足回りへの負荷集中や衝撃負荷の低減によるその耐久性向上に効果的であると考えられる。

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、走行装置の機構および特性条件、作業地

盤条件, さらには, 作業条件を変化させ, それらが建設機械の各種動特性に及ぼす影響を明らかにしていくほか, 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る。

文 献

- (1) 阿部雅二郎・中村晋也・仲川力, 機論, 68-675, C(2002), 3193-3201.
- (2) 例えば, Haug, E. J., *Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems vl Basic Methods*, (1989), 224, Allyn and bacon.