ばら物用連続式荷役機械の動特性*

(第4報, 負荷状態におけるアンローダの挙動解析)

小林 和宏^{*1}, 阿部 雅二朗^{*2}, 伊藤 廣^{*2}

Dynamic Behavior of Continuous Bulk Handling Equipment (4th Report, Dynamic Behavior Analysis of Unloader in Loading Condition)

Kazuhiro KOBAYASHI, Masajiro ABE and Hiroshi ITO

In the design of continuous bulk unloader, it is important to make clear the dynamic behavior of the structure in loading condition. The purpose of this paper is to show a theoretical analysis method of dynamic behavior of continuous bulk unloader in the condition. The analysis model is composed of unloader structure model, bucket chain model and digging resistance model. The digging resistance is divided into two components, front and side digging resistance. Each resistance is treated as external force acting on the structure via sprocket in the digging part of bucket chain. The validity of the analysis method has been confirmed compared with experimental result by an actual machine. The main result obtained are as follows: (1) The main components of vibration of the digging part are due to the periodical force acting between sprocket and chain link, and change of digging resistance. (2) The main component of vibration of the cab is due to the periodical force acting between sprocket and chain link.

Key Words: Dynamics of Machinery, Modelling, Materials Handling Equipment, Unloader, Bulk Handling, Continuous Handling, Dynamic Behavior, Digging Resistance, Loading Condition

1. 緒 言

著者らは、ばら物用連続式荷役機械の動特性を解明し、最適設計を実現することを目的に、その代表例として図1に示すようなバケットエレベータ形連続式アンローダを解析対象に研究を進めている。これまでに、機械の設計に不可欠な掘削抵抗の特性について理論解析および実機スケールの試験装置を用いた実験解析により明らかにした⁽¹⁾⁽²⁾。また、アンローダ構造物挙動について理論解析方法を示し、その妥当性を基本的な運転操作状態である掘削抵抗が作用していない無負荷状態に対して示した⁽³⁾。

本報では、掘削抵抗が作用している負荷状態のアンローダ挙動について検討する。負荷状態にあるアンローダにおいては、構造物各部の中でもバケットエレベータ掘削部の挙動が定量荷役制御や自動運転の検討の際に不可欠な情報である。また、このほかにアンローダが長時間連続した荷役を行うことから、運転室の挙

動が運転者の疲労を検討する際に重要となる。これらの部分の挙動は、バケットチェーンとスプロケットの間に作用する動的な力や掘削抵抗の影響を強く受ける。

本報では、負荷状態における構造物の挙動を理論解析する際に重要となる掘削抵抗モデルと、無負荷状態の挙動解析結果⁽³⁾をもとに再検討したバケットチェーン系モデルについて説明する。理論解析は、前述の理由からバケットエレベータ掘削部の運転室の挙動に注目して行う。理論解析結果を実機実験結果と比較、

Fig. 1 Bucket elevator type continuous unloader

* 原稿受付 1997年12月1日。

^{*1} 正員, 住友重機械工業(株) (☎ 792-8588 新居浜市惣開町5-2)。

^{*2} 正員, 長岡技術科学大学工学部 (☎ 940-2138 長岡市上富岡町1603-1)。

検討し、理論解析方法の妥当性を検証するとともに、荷役状態におけるバケットエレベータ掘削部および運転室の挙動について得られた知見を述べる。

2. 理論解析方法

2・1 解析の概要 解析対象は、岸壁に敷設されたレール上に設置されているアンローダである。

理論解析モデル作成に際して設けた仮定と条件は次のとおりである。

- (1) 機械が設置されている基礎は剛体である。
- (2) 掘削物の状態は一様であり、掘削物によりアンローダ構造物挙動は拘束されない。
- (3) アンローダ構造物に付着する掘削物の質量は無視できる。
- (4) 荷役対象船は静止している。
- (5) 空気抵抗は無視できる。
- (6) バケットチェーンの走行方向は、バケットエレベータ正転運転時の方向で一定である。
- (7) アンローダが、単位時間当たりにかき取る掘削物の重量、体積および掘削幅、掘削深さは一定である。

上記の仮定と条件を考慮し、本報で用いる解析モデルは、アンローダおよび掘削抵抗のモデルから構成される。アンローダは、機械を構成する各要素の移動速度と軌道形態の違いから、バケットチェーンとスプロケットから成るバケットチェーン系とその他の構造物系に分けてモデル化する。掘削抵抗はバケットチェーンを通じて構造物に作用する外力としてモデル化する。

図2には、バケットチェーン系のモデルを示す。バ

Fig. 2 Bucket chain system model

ケットチェーン系のモデルは、複数のスプロケット、チェーンガイドおよびバケットチェーンから構成される。チェーンガイドは、二点鎖線で示すチェーンガイドと等価なピッチ円半径をもつ従動スプロケットとして扱う。 N はスプロケット歯数を示す。従動スプロケット AB 間のバケットチェーンが掘削を行うことから、この部分をバケットチェーンの掘削部分と呼ぶ。また、駆動スプロケットと従動スプロケット A の間をバケットチェーンの持上げ部分と呼ぶ。

図3には、構造物系のモデルを示す。実機との対応を明確にするため、アンローダ構造物をバケットエレベータフレーム、ブーム、旋回フレーム、走行フレームに分割している。構造物およびブーム旋回装置を含む油圧モータ、起状用油圧シリンダは有限要素法のはり要素でモデル化する。破線は、分割した各構造物間の結合箇所を示す。二点鎖線は、バケットチェーン系モデルのスプロケット回転中心と構造物支持点との対応を示す。構造物系モデルは、走行フレームの4箇所でのXYZ各軸方向の並進移動を拘束されている。 A , B , C における挙動は、第3章の考察に用いる。構造物系モデルの運動方程式は、質量、減衰および剛性の各マトリックスを用いた2階の微分方程式で表す。

図4には、アンローダ構造物挙動の理論解析の流れを示す。解析は、モデルの諸データの入力と各変数の初期化後、掘削抵抗の決定、バケットチェーン系および構造物系の運動方程式の計算を所定の時間まで繰返し行う。運動方程式の解法には、掃き出し法とNewmark β 法を用いる。掘削抵抗およびバケットチェーン-スプロケット間に作用する動的な力は構造物系に

Fig. 3 Structure system model

作用する外力に加える。時刻 t におけるスプロケット回転中心に対応する構造物支持点の挙動は、時刻 $t + \Delta t$ におけるバケットチェーン系の運動方程式の計算に用いる。

2.2 バケットチェーン系モデル 図2に示したバケットチェーン系のモデルは、図5に示す一对のスプロケットとそれを結ぶバケットチェーンから成るバケットチェーン要素⁽³⁾を組合せて表す。バケットチェーンの各リンクには、第1スプロケット側から順に1~ N の番号を付ける。同様にリンクとスプロケットおよびリンク間の結合点にも0~ n の番号を付す。

原点 O は、第1スプロケットの回転中心とする。 X 軸は、第0結合点と第 n 結合点を結ぶ直線 AB に平行で、原点 O から第2スプロケットに向かう直線とする。 Y 軸は、 X 軸および第1スプロケットの回転軸と垂直になるようにとる。 Z 軸は要素座標系が右手直交系となるようにとる。バケットチェーンにロー

ラチェーンが用いられていることを考慮し、要素座標系における結合点の挙動は、 XY 平面内の挙動とする。 X 軸方向の挙動がチェーン走行方向の挙動である。

無負荷状態における解析で用いたチェーンリンクを剛体で表す方法⁽³⁾では、図5の第 n 結合点で示すチェーン端の拘束条件を満足するための反復計算に多くの計算時間を要した。この処理を不要とするためと、チェーンでは結合点を介して Z 軸回りのモーメントが伝わらないことから、リンク i を図6に示す両端の結合点上に質点 m_{i-1} , m_i をもつトラスでモデル化する。また、簡略化のため X 軸方向と Y 軸方向の挙動は、それぞれ独立したものとして扱う。

図6には、要素座標系において、第 i 結合点上にある質点 m_i に作用する力を示す。 x と y はそれぞれ質点の X と Y 座標を表す。 ℓ はトラス長さを表す。 p は質点間の X 軸方向の距離である。無負荷状態の理論解析結果より、結合点の Y 軸方向変位は ℓ と比べて十分小さかったことから、 $p \approx \ell$ とした。 $m_i g$ は m_i に作用する重力である。 T_i はリンク i より m_i に作用するチェーン張力を表す。掘削抵抗や実機運転状態から求めた負荷状態における T_i の変動振幅は、機械の仕様から求まる無負荷静止状態における T_i に対して十分小さかったことから、 T_i は無負荷静止状態の値で一定とする。 m_i の X および Y 軸方向の運動方程式はそれぞれ次式となる。

$$m_i \ddot{x}_i = k_{i+1}(x_{i+1} - x_i - \ell) + k_i(x_i - x_{i-1} - \ell) - C_{DX} \dot{x}_i + m_i g_x \quad (1)$$

$$m_i \ddot{y}_i = \frac{1}{\ell} [T_i(y_{i-1} - y_i) + T_{i+1}(y_{i+1} - y_i)] - C_{DY} \dot{y}_i + m_i g_y \quad (2)$$

ここで、 k_i はトラス i の軸方向のばね定数である。 C_{DX} , C_{DY} は X , Y 軸方向挙動に関する減衰定数である。

バケットチェーンとスプロケットの間に作用する動的な力は、チェーンリンクとスプロケットのかみあい

Fig. 4 Analysis flow of behavior of structure

Fig. 5 Bucket chain element

Fig. 6 Force acting on m_i

接触による衝撃力と各質点の慣性力の和とする。バケットチェーン要素の要素座標系において、第1, 第2スプロケットに作用する要素座標系軸方向の力 f_{ix} , f_{iy} および f_{iz} ($i=1, 2$) は、次式より求まる。

$$\begin{Bmatrix} f_{ix} \\ f_{iy} \\ f_{iz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ P_{iy} \\ 0 \end{Bmatrix} + C_i \sum_{j=0}^n \begin{Bmatrix} \ddot{x}_j \\ \ddot{y}_j \\ \ddot{z}_j \end{Bmatrix} \quad \cdots \cdots \cdots (3)$$

$$\ddot{z}_i = \frac{\ddot{w}_2 - \ddot{w}_1}{n} j + \ddot{w}_1 \quad \cdots \cdots \cdots (4)$$

ここで、 $C_1=(n-j)/n$, $C_2=j/n$ である。 P_{iy} はかみあい接触によって生じる衝撃力である。 $\ddot{w}_1$, $\ddot{w}_2$ は、第1および第2スプロケット回転中心のZ軸方向加速度であり、構造物系モデルのスプロケット支持点の挙動より求められる。

かみあい発生時に第1スプロケットに作用する衝撃力 P_{iy} は、次式から求める。

$$P_{iy} = C_1 m_1 (\dot{y}_1 - \dot{v}_1 + R_1 \dot{\phi}_1 \sin \phi_1) \quad \cdots \cdots \cdots (5)$$

ここで、 $\dot{v}_1$ と $\dot{\phi}_1$ は、それぞれ第1スプロケット回転中心のY軸方向速度と回転角速度である。 C_1 は、力積を力に換算するための定数で衝撃係数⁽³⁾と呼ぶ。表1には、実機スケールのテスト機⁽²⁾を用いたスプロケットとローラにおける衝撃力測定試験結果より求めた値を示す。解析条件でバケットチェーン走行方向を一定としたことから、第2スプロケットではかみあい接触が発生せず、 P_{2y} は常に零である。

かみあい接触は、各バケットチェーン要素の第1スプロケット回転角度 ϕ_1 と歯数 N_1 を比較し、 ϕ_1 が π/N_1 より大きくなったときに発生したとする。

図2に示したバケットチェーン系モデルの運動方程式は、各バケットチェーン要素について作成した運動方程式を組合せて得られる。バケットチェーンとスプロケットの間に作用する動的な力は、全体座標系の力に変換され、構造物系モデルのスプロケット支持点に作用する外力に加える。

2・3 掘削抵抗モデル 掘削中のバケットには、バケット進行方向と鉛直方向に掘削抵抗が作用する。著者らの研究結果⁽²⁾ では、バケット進行方向に作用する掘削抵抗がアンロード構造物挙動に強い影響を及ぼしていたことと、実機スケールの試験装置による掘削実験結果⁽²⁾ より、バケット進行方向に作用する掘削抵抗をチェーン走行方向に作用する正面掘削抵抗 F_{Df}

と、 F_{Df} の直交方向に作用する側面掘削抵抗 F_{Ds} に分けてモデル化する。あるバケット i に作用する正面掘削抵抗 F_{Dfi} は次式⁽²⁾ で表される。

$$F_{Dfi} = C_{AB} A_{Bi} \quad \cdots \cdots \cdots (6)$$

ここで、 C_{AB} は押し退け面積係数であり、掘削物の種類により決定される。 A_{Bi} はバケット i の押し退け面積であり、掘削中のバケットについて次式から求める。

$$A_{Bi} = \frac{1}{d} L_P \eta_B \int_0^{\ell_D} h_D \tan \beta_s dl_D \quad \cdots \cdots \cdots (7)$$

ここで、 d はバケットの奥行きであり、 L_P はバケット間隔である。 η_B はバケット充填効率である。 h_D は掘削深さであり、 β_s はバケットの横滑り角である。 ℓ_D は掘削長さであり、本報では図2中の従動スプロケット B の中心直下からバケット i の前縁線までの距離である。 η_B , h_D , β_s は荷役作業時の状態より決定される。

構造物に作用する正面掘削抵抗は、個々のバケットに作用する正面掘削抵抗 F_{Dfi} の総和とし、全正面掘削抵抗 F_{DfT} と呼ぶ。 F_{DfT} は、次式によって求まる。

$$F_{DfT} = C_{AB} \sum_{i=1}^{n_B} A_{Bi} \quad \cdots \cdots \cdots (8)$$

ここで、 n_B はバケットの総数である。

図7には、解析条件から掘削深さ h_D , 横滑り角 β_s , 押し退け面積係数 C_{AB} およびチェーン走行速度 $\dot{x}_c$ を一定として式(6)~(8)より求めた全正面掘削抵抗 F_{DfT} と個々のバケットに作用する正面掘削抵抗 F_{Dfi} の時間変化を示す。実線が F_{DfT} を表し、破線が F_{Dfi} を表す。 $F_{Df(i-1)}$ は、バケット i の直前を掘削しているバケットに、 $F_{Df(i+1)}$ はバケット i の直後を掘削しているバケットにそれぞれ作用する正面掘削抵抗である。

Fig. 7 Time history of F_{DfT} and F_{Dfi} model

Table 1 Value of C_1

	C_1 1/s
With sprocket	2.0×10^5
With roller	3.0×10^5

掘削実験結果⁽²⁾および式(6), (7)より, F_{Dfi} は, 従動スプロケット B の中心直下 ($\ell_d=0$) では零であり, 掘削終了となる従動スプロケット A 中心直下までバケット移動に伴い線形的に増加する。従動スプロケット A 中心直下通過後, F_{Dfi} は零となる。式(6)と(8)より C_{AB} が大きくなると F_{DfT} の振幅も大きくなることがわかる。掘削実験結果⁽²⁾より F_{DfT} の標準偏差は式(8)より求めた値の30%である。図7より, F_{DfT} は各バケットが従動スプロケット A の中心直下を通過する周期で変動し, その変動周波数 f_{FDfT} はバケットチェーン走行速度 $\dot{x}_c$ とバケット間隔 L_P より $f_{FDfT} = \dot{x}_c / L_P$ となる。

全側面掘削抵抗 F_{DST} は掘削実験結果⁽²⁾および従来から設計に用いられている資料⁽⁴⁾⁽⁵⁾より式(8)より求めた F_{DfT} の0.3倍とする。

全正面掘削抵抗 F_{DfT} と全側面掘削抵抗 F_{DST} は, バケットチェーン掘削部分を表すバケットチェーン要素のチェーンとスプロケットの間に作用する動的な力に加える。掘削実験結果⁽²⁾より求めた F_{DfT} と F_{DST} のバケットチェーン走行方向の分布より, 式(3)から求めた f_{1X} と f_{1Z} にそれぞれ $2F_{DfT}/2$, $2F_{DST}/3$ を加える。 f_{2X} , f_{2Z} にはそれぞれ $F_{DfT}/3$, $F_{DST}/3$ を加える。

3. 理論解析結果と考察

3.1 解析条件 図8には, 解析対象のバケットエレベータ形連続式アンローダのおもな諸元を示す。解析の有用性を確認するため諸元の異なる2種類の機械について解析を行う。タイプIのアンローダは, 無負荷状態について検討した機械であり, バケットエレベータと運転室支持フレーム間の結合部にローラパスを用いている。タイプIIでは旋回環を用いている。緒言で述べた理由により, タイプIアンローダでは, 図

Fig. 8 Main specifications of unloader

Item	Unloader type	
	I	II
Handled material	Coal	Coal
Rated capacity	1500t/h	2200t/h
Lift H	26.5m	34.1m
Slewing radius R	35.0m	46.0m
Span S	16.0m	20.0m

3中の A 点で代表するバケットエレベータ掘削部挙動と, B 点の挙動で代表する運転室挙動について検討する。タイプIIでは, C 点の挙動で代表する運転室挙動について検討する。タイプIとIIで運転室挙動を代表する点が異なるのは, 実機実験時における測定器設置場所の制約による。

図9には, アンローダの姿勢を表すための各角度と A , B 点の挙動を表すために設けた局所座標系を示す。 θ_L , θ_S はそれぞれブーム起状角度と旋回角度, θ_R は, ブーム中心線に対するバケットエレベータ旋回角度を表す。 θ_T は, バケットエレベータ傾動角度を表す。 θ_S , θ_R , θ_T は矢印の方向を正にとり, θ_L は負にとる。 $O_A-X_A Y_A Z_A$ 系は, 図3中 A 点の挙動を表すための局所座標系であり, 図2に示したバケットチェーン掘削部分におけるチェーン走行方向を X_A 軸にとる。 $O_B-X_B Y_B Z_B$ 系は, B 点の挙動を表すための局所座標系であり, ブーム中心線を水平面に投影した線を X_B 軸にとる。両座標系とも Y 軸は鉛直方向にとり, Z 軸は座標系が右手直交系となるようにとる。 C 点の挙動を表すための $O_C-X_C Y_C Z_C$ 系は, $O_B-X_B Y_B Z_B$ 系と同様に設ける。

表2には, タイプI, IIアンローダに共通な解析条件を示す。理論解析における θ_L と θ_S は, 実機実験時の機械の姿勢からそれぞれ 0° , 45° で一定とした。 θ_T

Fig. 9 Angle to show the posture of unloader and local coordinate system

Table 2 Common analysis conditions

Item			Value
Bucket pitch	L_P	m	1.4
Material density	ρ	kg/m ³	0.7
Friction angle	μ	rad	0.7
Digging resistance coefficient	C_{AB}	kN/m ²	10.0
Plugging efficiency	η_B		0.5
Slip angle	β_S	rad	0.1
Digging depth	h_D	m	0.7

は 10° で一定とした。実験時における機械の運転状態から、タイプ I が発揮している荷役能力は、 1500 t/H で一定とし、バケットチェーン駆動スプロケット回転角速度 $\dot{\phi}_D$ は 1.0 rad/s で一定とした。タイプ II では、それぞれ 2200 t/H , 1.35 rad/s で一定とした。

3.2 タイプ I アンローダの挙動 タイプ I アンローダではバケットエレベータ掘削部と運転室の挙動について検討した。

図 10 には、タイプ I アンローダの実験結果より値が大きかったバケットエレベータ掘削部の X_A 方向加速度 $\ddot{X}_A$ について理論解析結果を実機実験結果と比較して示す。時刻歴波形は一致していないが、設計上重要な加速度の最大値はほぼ一致している。図 11 は、図 10 で示した理論解析結果と実機実験結果について周波数分析結果を示す。パワースペクトルが大きくなる周波数はほぼ一致している。実機実験および理論解析の条件から約 0.8 Hz のピークの発生は、全正面掘削抵抗 F_{DFT} が 0.8 Hz で変動することによるものである。また、約 3.2 Hz のピークは、バケットチェーンとスプロケットの間に作用する動的な力が $N_D \dot{\phi}_D / 2\pi = 3.2 \text{ Hz}$ で変動することにより生じることがわかった。ここで $\dot{\phi}_D$ と N_D は、それぞれ駆動スプロケット回転角速度と歯数である。

理論解析結果と実機実験結果において加速度の時刻

Fig. 10 Time history of $\ddot{X}_A$

Fig. 11 Power spectrum of fig. 10

歴波形が一致しないおもな原因には、スプロケット軸受け部等におけるがたによる非線形な剛性特性を理論解析の簡略化のため線形近似していること、および掘削物状態の不均一により F_{DFT} が式(8)で求めた値に対してばらつくことが考えられる。これらを考慮した理論解析モデルの改訂は今後の課題である。

バケットエレベータ掘削部の X_A 方向の挙動について理論解析結果および実機実験結果より詳細に検討したところ、 $\ddot{X}_A$ について、全正面掘削抵抗 F_{DFT} の変動が原因で生じる 0.8 Hz のパワースペクトル値の大きさとバケットエレベータ旋回角度 θ_R の相関が強いことが明らかになった。図 12 は、このスペクトル値と θ_R の関係を示す。 X_A がブーム軸方向と平行になる $\theta_R = 0$ あるいは 180° の場合にスペクトル値が大きくなるのがわかる。アンローダ構造物系のモード解析結果より、バケットエレベータ掘削部の構造物が X_A 方向に変位するモードの固有振動数は、 $\theta_R = 0, 180^\circ$ の場合 0.8 Hz であり、 $\theta_R = 90^\circ$ の場合 0.6 Hz であった。 0.8 Hz のスペクトル値の大きさの変化は、 θ_R の変化によって変化する構造物の固有振動数が全正面掘削抵抗 F_{DFT} の変動周波数 f_{DFT} に近づいたり離れたりすることと対応している。

鉄鉱石のような押し退け面積係数 C_{AB} が大きなばら物を荷役する場合は、 F_{DFT} の変動振幅が大きくなる。この状態で F_{DFT} の変動周波数 f_{DFT} と掘削部が変位するモードの固有振動数が近づけば、バケットエレベータ掘削部に大きな共振振動が発生することが予想される。機械の設計時には、構造物姿勢の変化に応じて固有振動数が変化することを考慮して、構造物固有振動数とチェーン走行速度 $\dot{x}_c$ により決定される f_{DFT} の範囲の関心に注意する必要がある。

次に運転室挙動について、実機実験結果より鉛直方向の加速度 $\ddot{Y}_B$ の値が他の方向と比較して大きかった。図 13 には、 $\ddot{Y}_B$ の時間変化について、理論解析結

Fig. 12 Relationship between θ_R and power spectrum of 0.8 Hz

果と実機実験結果をまとめて示す。時刻歴波形は十分一致しないが、加速度の最大値はほぼ一致する。図14は、図13の結果を周波数分析した結果を示す。実機実験と理論解析の条件から、約3.2 Hzの振動は、バケットチェーンとスプロケットの間に作用する動的な力の変動によるものである。また、理論解析結果を詳細に検討すると、約6.5 Hzの振動は、スプロケット送りむら⁽⁶⁾が原因となって図2に示したバケットチェーン持上げ部のチェーンがチェーン走行方向(図5のX軸方向)に約6.5 Hzで振動するためであることがわかった。さらに、構造物のモード解析結果より、約0.4 Hzの振動はブーム起伏操作等によって生じるブームの上下動によることが明らかになった。

図14で、約4.0 Hzのピークは理論解析結果のみに現れ、約1.5 Hzのピークは実機実験結果のみに現れる。理論解析結果と実機実験結果が異なるおもな原因については、次節で詳しく説明する。実用上は本解析モデルで十分と考えられる。

以上のように、本理論解析結果は、機械の設計時に重要な加速度の最大値とおもな振動周波数を求めることができ、設計に有用であると考えられる。

3.4 タイプIIアンローダ運転室の挙動 タイプIIアンローダにおいてもタイプIと同様に鉛直方向の加速度 $\ddot{Y}_C$ が大きかった。図15は、 $\ddot{Y}_C$ の時間変化について理論解析結果と実機実験結果を示す。加速度の

最大値は理論解析によってほぼ正確に求まることがわかった。図16は、図15に示した時刻歴波形の周波数分析結果を示す。パワースペクトルが極値となる周波数はほぼ一致しており、理論解析より運転室の振動特性を精度よく見積もることができる。図16に見られる約4.2 Hzの振動は、バケットチェーン駆動スプロケット回転角速度 $\dot{\phi}_b$ と歯数 N_b より定まるバケットチェーンとスプロケットの間に作用する動的な力の変動周波数と一致する。約6.5 Hzの振動は、理論解析結果の検討より、スプロケット送りむら⁽⁶⁾によってバケットチェーン持上げ部のチェーンに生じる約6.5 Hzのチェーン走行方向振動によることがわかった。

タイプI、タイプIIの運転室挙動について、理論解析結果と実機実験結果が一致しないおもな原因には、機械のバケットエレベータ構造物と運転室支持フレームの結合部の剛性特性を、理論解析の簡略化のため不感帯を伴う一定傾斜の対称折線特性⁽⁷⁾で近似していることが考えられる。実機の結合部には、ローラパスや旋回環が用いられている。これらは稼働部分が多く、稼働部分におけるがた等により剛性の非線形性が強い。また、運転室の近傍にあり、スプロケット軸受部のがた等、他の要因より運転室挙動に及ぼす影響が強いと考えられる。結合部の剛性をより詳細にモデル化すればよりよい一致が得られると思われる。

図16より、運転室の振動では、約6.5 Hzの振動が

Fig. 13 Time history of $\ddot{Y}_B$

Fig. 15 Time history of $\ddot{Y}_C$

Fig. 14 Power spectrum of fig. 13

Fig. 16 Power spectrum of fig. 15

大きく、問題となる。この振動を抑制する方法として、バケットチェーン持ち上げ部分の間にガイドレールを設け、チェーンとガイドレールの間に作用する摩擦力 F_f を利用する方法⁽⁹⁾ について検討した。この方法は、機構が簡単で加振源である持ち上げ部分のチェーン走行方向の振動を効果的に低減できると考えられる。理論解析においてチェーンとガイドレールの間に作用する摩擦は Coulomb 摩擦とし、チェーン-レール間の押付力と摩擦係数は実験より定めた。摩擦力 F_f は、図5のバケットチェーン要素の結合点のうち、ガイドレールと接している結合点のチェーン走行方向に作用する減衰力と等しいとする。式(1)中の減衰定数 C_{DX} は、 $F_f = n_c C_{DX} \dot{x}_c$ を満たすように決定する。ここで、 n_c はガイドレールに接している結合点の数である。チェーン走行速度 $\dot{x}_c$ は、理論解析結果と実機実験時の観察結果から $\dot{x}_c \doteq R_D \dot{\phi}_D$ とする。ここで、 R_D は駆動スプロケットのピッチ円半径である。

表3には、ガイドレールの有無による $\ddot{Y}_c$ の振動加速度レベルについて実機実験結果と理論解析結果を示す。表3より、摩擦力を利用した振動の低減方法は、運転室の振動加速度レベルの低減に有効であることがわかる。また、理論解析結果と実機実験結果はほぼ一致し、本理論解析方法は振動対策の検討に有効であるといえる。

4. 結 言

従来未知であった負荷状態におけるアンローダ構造物の挙動について、理論解析方法を提案した。理論解析結果と実機実験結果を比較、検討し、理論の妥当性を確認した。本報で提案した理論解析方法は、設計時に構造物振動の把握や振動対策効果の確認を可能とし、設計に有用である。また、負荷状態におけるアンローダの挙動について次の知見を得た。

(1) 負荷状態におけるバケットエレベータ掘削部のチェーン走行方向振動は、おもに正面掘削抵抗およびバケットチェーンとスプロケットの間に作用する動

Table 3 Vibration level of cab

	Simulation	Experiment
Without guide rail	97 dB	93 dB
With guide rail	90 dB	88 dB

的な力が周期的に変化することによる。

(2) 荷役作業時における機械構造物の挙動を検討する際には、機械の姿勢によって変化する構造物固有振動数とチェーン走行速度によって決定される全正面掘削抵抗の変動周波数の関係に注意する必要がある。

(3) 運転室の振動は、おもにバケットチェーンとスプロケットの間に作用する動的な力の変動とスプロケット送りむら⁽⁶⁾ によるバケットチェーンもち上げ部におけるチェーンのチェーン走行方向の振動による。

本報で示した理論解析方法は、他のばら物用連続式荷役機械の荷役時における挙動解析にも適用可能であり広く活用されることが期待される。次報では、本報までの研究成果を基に、バケットエレベータ形連続式アンローダの重要な機能である定量荷役高性能化について報告する予定である。

文 献

- (1) 小林和宏・阿部雅二郎・伊藤廣, ばら物用連続式荷役機械の動特性 (第1報, 掘削抵抗の理論的研究), 機論, **60**-578, C(1994), 3552-3557.
- (2) 小林和宏・阿部雅二郎・伊藤廣, ばら物用連続式荷役機械の動特性 (第2報, 側面掘削時の掘削抵抗), 機論, **63**-610, C(1997), 2159-2166.
- (3) 小林和宏・阿部雅二郎・伊藤廣, ばら物用連続式荷役機械の動特性 (第3報, アンローダ構造部の挙動解析), 機論, **63**-614, C(1997), 3688-3695.
- (4) 日本機械学会編, 機械工学便覧 C 3, (1989), 173.
- (5) ISO 5949/1, *Mobile continuous bulk handling equipment—Part 1: Rules for the design of structure*, (1980), 3.
- (6) 大越諒, ローラチェーン, (1961), 35, コロナ社.
- (7) たとえば, 日本機械学会編, 機械工学便覧, (1982), 3-68.
- (8) たとえば, 日本機械学会編, 機械工学便覧, (1982), 3-43.