

スティフな機械システムの動的シミュレーション技術と建設機械への適用

今西悦二郎(工博)*・米澤智志*・菅野直紀(工博)*・廣岡栄子**・小林隆博***・朽木聖綱***

*技術開発本部・機械研究所 **㈱コベルコ科研 ***建設機械事業部・大久保工場

Dynamic Simulation of Stiff Mechanical Systems and Applications to Construction Machinery

Dr. Etsujiro Imanishi・Satoshi Yonezawa・Dr. Naoki Sugano・Eiko Hirooka・Takahiro Kobayashi・Kiyotsuna Kuchiki

A characteristic improvement method for the dynamic simulation of stiff mechanical systems by adding mass is presented. Hydraulic systems with check valves and control valves for construction machinery exhibit piecewise-linear characteristics for hydraulic flow rate and spool stroke. The proposed improvement method involves no time delay in determining mass by considering both eigenvalue distortion of the system and time response. This paper describes a practical application of this new system to the boom derricking of a rough terrain crane, and demonstrates that this method is useful for the dynamic simulation of hydraulic systems including stiff piecewise-linear elements.

まえがき = 最近の建設機械では、操作性や乗り心地の向上にかかわる要求が高まっている。そのため、新機種の開発設計段階における事前評価技術の確立が求められている。建設機械では油圧がもちいられており、その動特性を把握することが評価技術を確立させる上で重要な課題となる。

当社では非線形動的解析コード SINDYS¹⁾²⁾を開発し、油圧系を含む機械システムの動的シミュレーション^{3)~6)}を実施してきた。しかし、油圧機器のなかでもチェック弁やスプール弁のストッパなどのように流量や変位に対して強い非線形性を示す機器を取り扱う場合には、Newmark法をもちいた数値積分の特性が大きく変化してしまう。このような場合に精度を確保するためには、時間刻みを小さくするなどの注意を要した。そのため、自由度が大きくなると計算時間が膨大になり、設計者向けの解析ツールとして活用するには、数値積分の特性を改善する必要性が生じた。

そこで、数値積分の特性を改善する方法として時間刻みに対応した質量を付加する手法⁹⁾(以下、付加質量法と呼称する)を提案する。また、実問題への適用例としてラフテレーンクレーンのブーム起伏系の動的シミュレーションを取上げ、付加質量法をもちいることによって時間刻みが大きくても応答性に影響を与えず、かつタフに解析できることを示す。

1. SINDYS における解析理論

1.1 運動方程式

SINDYS¹⁾では、油圧系を含む機械システムの動的シミュレーションを実施するに際して、通常有限要素法の場合と同様に、系全体をあらかじめ準備された標準要素をもちいてモデル化し、次式のような運動方程式を生成する。

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = f \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 x は機械系では変位、油圧系では流量の積分値を表す状態ベクトルであり、 f は外力、圧力を表す外力ベクトルである。

標準要素の中には、リリース弁やチェック弁をモデル

化する非線形減衰要素や、機械部品のストッパをモデル化する非線形ばね要素が準備されている。これらは、断片線形系としてモデル化されており、以下に示す折れ曲がり点通過アルゴリズムを活用することによって時間刻みを大きくしても精度よく解析することができる。

1.2 折れ曲がり点通過アルゴリズム

断片線形系における折れ曲がり点通過アルゴリズムは、通過直前の状態量をもちいて折れ曲がり点を予測する手法⁸⁾を採用している。ここでは、変位に対する断片線形要素について説明する。第1図に示すように $n+1$ ステップにおいてある断片線形要素が折れ曲がり点を通過した場合、 n ステップの状態に戻り、その時の状態量(変位 x_n 、速度 \dot{x}_n 、加速度 \ddot{x}_n 、加加速度 $\overset{\cdot\cdot\cdot}{x}_n$)から次式をもちいて折れ曲がり点 x_p を予測し、

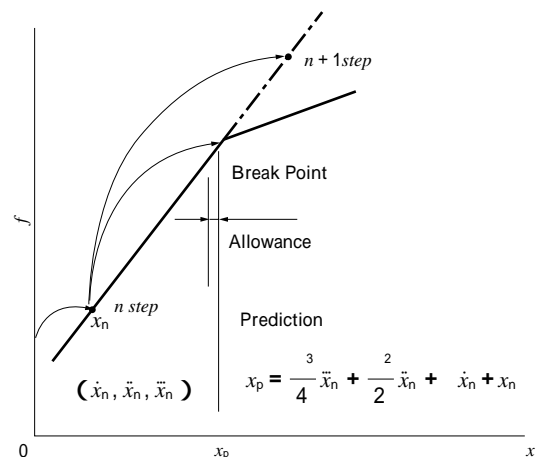
$$x_p = x_n + \dot{x}_n + \frac{1}{2}\ddot{x}_n + \frac{1}{4}\overset{\cdot\cdot\cdot}{x}_n \dots\dots\dots (2)$$

折れ曲がり点の手前に設けた許容範囲に入るように時間刻みを調節する。そのため、状態量が数値的に歪められていると正確な予測が難しくなり、逆に計算時間がかかってしまう恐れがある。

2. 付加質量法

2.1 高減衰断片線形系の付加質量法

高減衰断片線形系の付加質量法は、1自由度の減衰-



第1図 折れ曲がり点通過アルゴリズム
Fig. 1 Break point passing algorithm

質点系モデルにおける数値積分による固有値の歪みに着目し、その性質を検討することによってえられる⁷⁾。すなわち、1次系の固有値 $\alpha_0 = c/m$ が Newmark 法 ($\gamma = 1/4$) によって次式のように歪められる。

$$= -\ln \left| \frac{1 - \frac{\alpha_0}{2}}{1 + \frac{\alpha_0}{2}} \right| \dots\dots\dots (3)$$

α_0 と α の関係を第2図に示す。この図から $\alpha_0 = 1$ までは歪みは大きくないことがわかる。しかも応答性に関しても $\alpha_0 = 1$ までは実問題に影響を与えないことを示した⁹⁾。そこで $\alpha_0 = 1$ すなわち $m=c$ となるように付加質量を与えることによって、応答性に影響を与えず、しかも速度 \dot{x} および加速度 \ddot{x} の精度が向上することによって、折れ曲がり点の予測を容易にすることができる。

2.2 高剛性断片線形系の付加質量法

高剛性断片線形要素の付加質量法は、1自由度のばね-減衰-質点系モデルにおける数値積分による固有値の歪みに着目し、その性質を検討することによってえられる⁷⁾。すなわち、2次系の固有値 α_0 は次式で表される。

$$\alpha_0 = \alpha_0 \pm i \beta_0 = -\frac{c}{2m} \pm i \sqrt{k/m - \frac{c^2}{4m^2}} \dots\dots\dots (4)$$

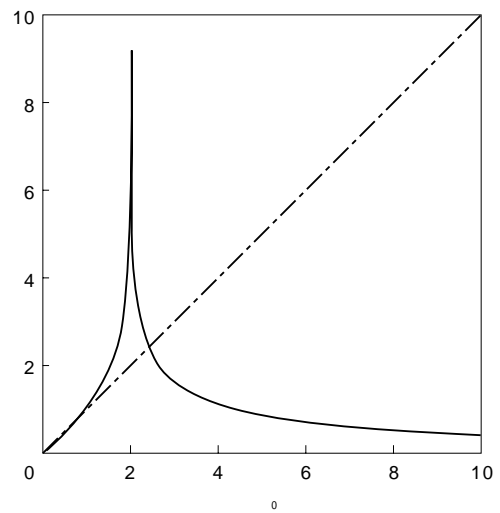
ここで、 $\alpha_0 = c/2m$, $\beta_0 = \sqrt{k/m - c^2/4m^2}$ である。しかしながら、Newmark 法 ($\gamma = 1/4$) によって次式のように歪められる。

$$= \alpha_0 \pm i \beta_0 \dots\dots\dots (5)$$

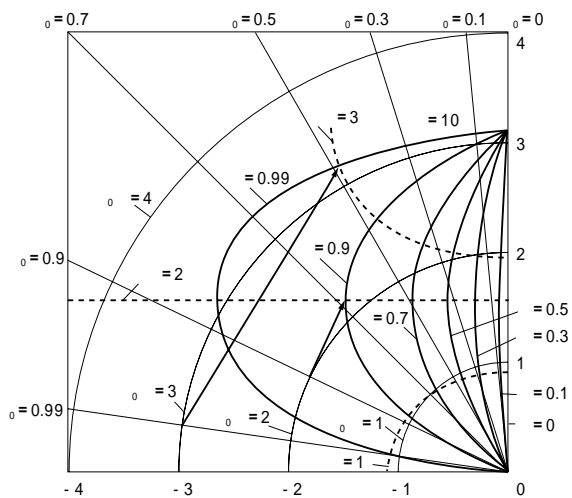
$$= \ln \left| \frac{\sqrt{\left(1 - \frac{\alpha_0^2}{4}\right)^2 + \beta_0^2 \left(1 - \frac{\alpha_0}{2}\right)} + \beta_0 \left(1 - \frac{\alpha_0}{2}\right)}{1 + \alpha_0 + \frac{\alpha_0^2}{4}} \right| \dots\dots\dots (6)$$

$$= \tan^{-1} \left(\frac{\beta_0 \left(1 - \frac{\alpha_0}{2}\right)}{1 - \frac{\alpha_0}{4}} \right) \dots\dots\dots (7)$$

α_0 と α の関係を第3図に示す。厳密積分計算の特性は、 $\alpha_0 = 1$ までの点が原点0を中心とした円周上に乗る、 $\alpha_0 = 1$ 以上の点が原点0を通る直線上に乗る。数値積分の特性根はこのような円周や直線上に乗らない部分が歪みとして生じる。この図から $\alpha_0 = 1$ までは歪みは大きくなく、しかも応答性に関しても $\alpha_0 = 1$ までは影響を与えないことを示した⁹⁾。そこで $\alpha_0 = 1$ すなわち $m = k^2$ となるように付加質量を与えることによって、応答性に影響を与えず、しかも変位 x および加速度 \ddot{x} の



第2図 固有値 α_0 の歪み (Newmark 法: $\gamma = 1/4$)
Fig. 2 Eigenvalue distortion α_t vs α_0 (Newmark method: $\gamma = 1/4$)



第3図 固有値 α_0 の歪み (Newmark 法: $\gamma = 1/4$)
Fig. 3 Eigenvalue distortion α vs α_0 (Newmark method: $\gamma = 1/4$)

精度が向上することによって、折れ曲がり点の予測を容易にすることができる。

3. ラフテレーンクレーンのブーム起伏系解析への適用

実機への適用例としてラフテレーンクレーンのブーム起伏下げ操作時の動的シミュレーションをおこない、付加質量法の効果を検証する。写真1は今回の解析にも



写真1 ラフテレーンクレーン
Photo.1 Rough terrain crane

ちいたラフテレーンクレーンである。ブーム起伏下げ操作とは、ブームシリンダを縮めることによってブームを倒す（下げる）操作である。

3.1 油圧回路

ブーム起伏下げ系の油圧回路を第4図に示す。この回路にはブームシリンダのヘッド側にカウンタバランス弁が取り付けられており、吊荷負荷と保持圧をバランスさせている。このカウンタバランス弁のチューニングによってブーム起伏下げ操作時の応答性が決まるが、応答性を上げるとハンチング現象が発生するため、解析によってスプール部の径すきまなどのチューニングをおこない、あらかじめ最適値を決めておく必要がある。

3.2 カウンタバランス弁のモデル化

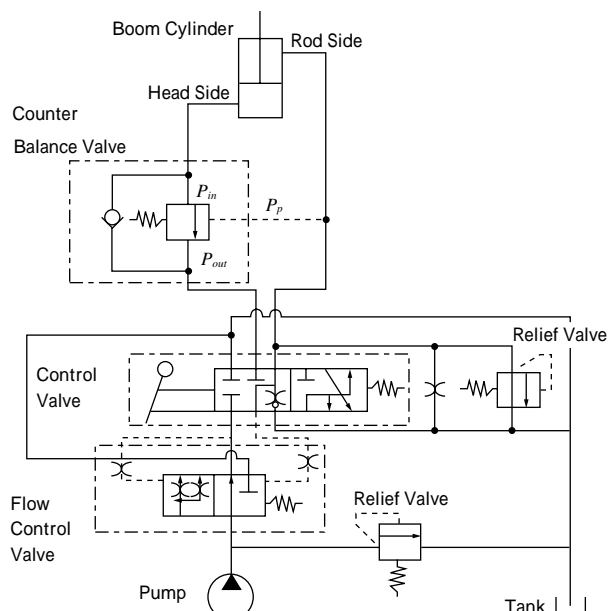
そこで、カウンタバランス弁のモデル化をおこなう。カウンタバランス弁の概念図を第5図に示す。ロッド圧 P_p がスプールの右から作用するとスプールが左方向へ移動しようとする。そのとき、スプールの左側にはダンパ室が設けられており、スプールの外周部を通る流れ Q_2 、および孔を通る流れ Q_3 によって作動油がタンクへ流れ、そのときに発生するダンパ室内の圧力 P_d 、およびばねによってスプールに抵抗力が作用する。スプールの外周部を通る流れ Q_2 は図中のすきま流れの式をもちいており、すきま長さ x_s によって変化することを考慮した。

孔を通る流れ Q_3 は図中のオリフィス流れの式をもちいており、ストローク x_s が S_2 を超えると流れなくなることを考慮した。スプールが左方向に移動すると P_{in} から P_{out} への通路が徐々に生じることになり、ブームシリンダが伸縮を開始する。

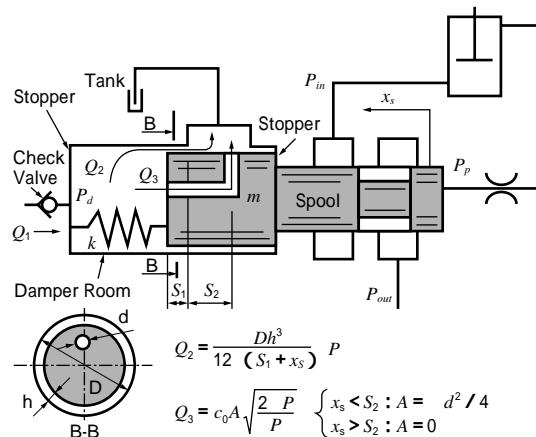
また、スプールのストローク制限のために弁本体にストッパが設けられている。ダンパ室にはチェック弁が設けられており、ロッド圧 P_p が下がりスプールが右方向へ移動する場合には、スプールはチェック弁部の流れ Q_1 によって容易に右方向に移動することができる。

以上の特性を考慮したカウンタバランス弁スプール部の数学モデルを第6図に示す。スプールの動きを1自由度系と考え、それに前記流体力とばね力が作用するものとしている。とくにチェック弁に関しては、作動油が一方にしか流れないという特性を考慮するために、流れない方向の減衰定数 c_1 を流れる方向の減衰定数 c_2 に 10^8 倍乗じた値をもちいた（第6図(b)参照）。このような値をもちいるとスプール部の固有値が非常に大きくなり、折れ曲がり点通過を予測するアルゴリズムなどの数値解析処理に悪影響を及ぼす。そこで、前章にて述べた付加質量法の適用を試みる。すなわち、流れない方向になった時に付加質量とし $\Delta m = c_1$ をスプール部に付加する。

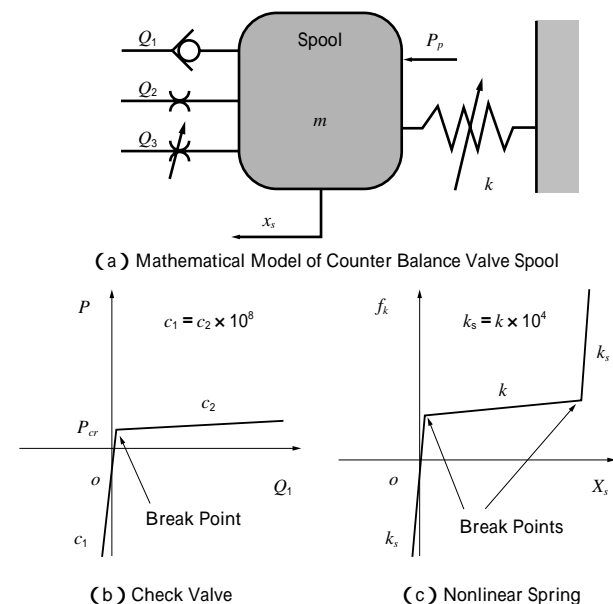
また、ばね特性に関しては、ストッパ部のばね定数 k_s を復帰用ばねのばね定数 k に 10^4 倍乗じた値をもちいた（第6図(c)参照）。この場合にも数値解析処理に悪影響を及ぼす。そこで、前節にて述べた付加質量法の適用を試みる。すなわち、ストッパ部に入ったときに付加質量として $m = k_s^{-2}$ をスプール部に付加する。



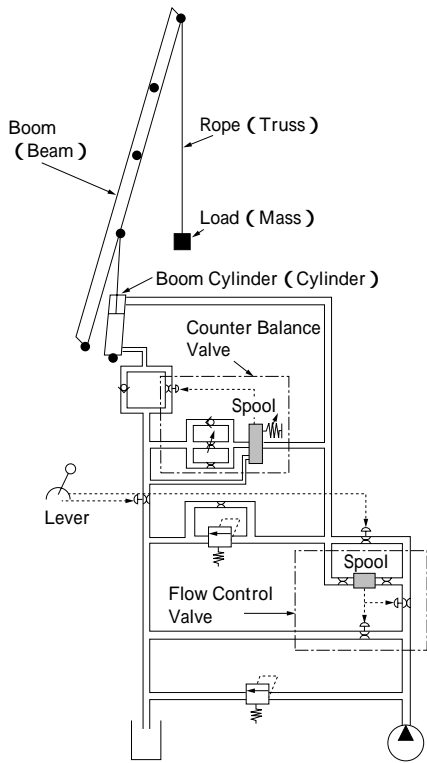
第4図 ブーム起伏系の油圧回路図
Fig. 4 Hydraulic circuit of boom derricking system



第5図 カウンタバランス弁の概念図
Fig. 5 Schematic model of counterbalance valve



第6図 カウンタバランス弁の数学モデル
Fig. 6 Mathematical model of counterbalance valve



第7図 ブーム起伏系の数学モデル
Fig. 7 Mathematical model of boom derricking system

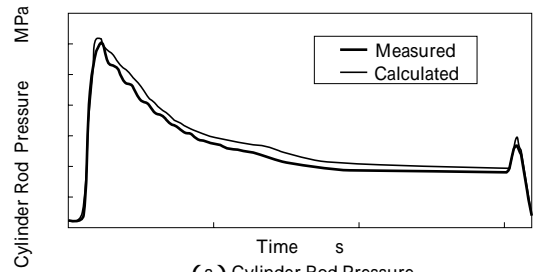
3.3 ブーム起伏下げ系の動的シミュレーション

前節にて述べた油圧回路とブーム部の機構系の特性を考慮して作成した数学モデルを第7図に示す。ブーム部は大変位運動を考慮できるはり要素をもちいて4分割でモデル化した。ブームシリンダは、大変位運動を考慮できるシリンダ要素をもちいている。そのほか、油圧回路は、配管要素、ポンプ要素、バルブ要素などをもちいてモデル化⁴⁾している。

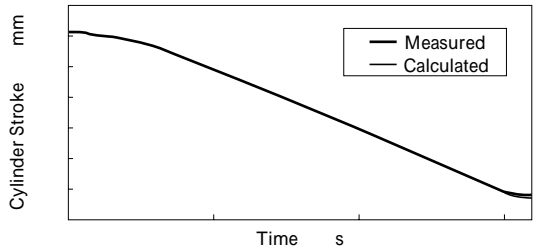
実測値からえられたレバー操作パターンをもちいて、ブーム起伏下げ時の動的シミュレーションをおこなった。その結果を第8図に示す。第8図(a),(b)にそれぞれブームシリンダロッド側の圧力およびシリンダ変位を示すが、両者とも実測値とよく一致していることがわかる。

最後に、カウンタバランス弁の特性を変更したときに発生するハンチング現象の解析をおこなう。まず、すきま流れによる抵抗力を低減させる手段として、すきまを拡げた解析をおこなった。そのときのカウンタバランス弁スプール変位の解析結果を第9図に示す。この場合ハンチング現象が発生するため、チェック弁部では流れの方向が振動周期ごとに変化し、しかもスプールがストッパに衝突しており、その度ごとにこれらの断片線形要素が折れ曲がり点を通ることになる。

付加質量法を適用しない場合と比較すると、折れ曲がり点通過のための繰り返し回数は1/7程度に改善された。また両手法による解析結果は実用上問題のないレベルで一致した。

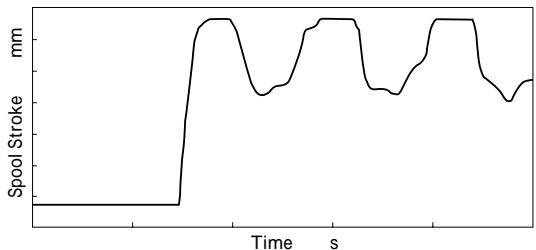


(a) Cylinder Rod Pressure



(b) Cylinder Stroke

第8図 ブーム起伏系のシミュレーション結果
Fig. 8 Simulation results of boom derricking system



第9図 ハンチング現象のシミュレーション結果
Fig. 9 Simulation results of haunting phenomena

むすび=スティフな断片線形要素を含む機械システムの動的シミュレーションにおいて、時間刻みに対応する付加質量を与える手法(付加質量法)を提案した。その手法をラフテレーンクレーンのブーム起伏系の動的シミュレーションに適用した。その結果、チェック弁やストッパ特性などスティフな断片線形特性をもつカウンタバランス弁を含むブーム起伏系の動的挙動を効率よく、しかも精度よく解析できることを示した。

なお、本研究を進める上で貴重なご助言を頂いた芦屋大学藤川 猛教授、および高知工科大学井上喜雄教授に謝意を表します。

参考文献

- 1) 藤川 猛ほか：R&D 神戸製鋼技報, Vol.34, No.3 (1984), p.109.
- 2) 藤川 猛ほか：R&D 神戸製鋼技報, Vol.37, No.1 (1987), p.93.
- 3) 頭井 洋ほか：機論, Vol.52, No.483 (1986), p.2814.
- 4) 今西悦二郎ほか：機論, Vol.53, No.492 C (1986), p.1711.
- 5) E Jmanishi et al.: Proc Adv Mechatro. (1989), p.365.
- 6) E Jmanishi et al.: Proc ACD&D '89 (1989), p.123.
- 7) 清水信行ほか：機論, Vol.46, No.401 C (1980), p.26.
- 8) 廣岡栄子ほか：D&D 講論集, No.940-26 (1994), p.113.
- 9) 今西悦二郎ほか：機論, Vol.63, No.608 C (1997), p.1118.