パワー・ショベル用リンク機構の最適形状設計

(ミニマックス型非線形最適化手法の適応)

赤木新介**, 伊東弘一**, 沢田裕之***

The Optimal Shape Design of A Linkage Mechanism Used for Power Shovel

(Application of A Nonlinear Optimization Method of The Minimax Type)

Shinsuke AKAGI, Koichi ITO, Hiroshi SAWADA

A shape design problem is studied for the linkage mechanism of a power shovel, based on a mathematical optimization method. Kinematic relationships of the mechanism are treated statically, and they are investigated as constraints in the optimization problem. The sum of the respective maximum values of three driving forces is considered as the objective function to be minimized, and the design problem to determine the optimal shape of the linkage mechanism is formulated as a nonlinear optimization problem of the minimax type. By adopting the generalized reduced gradient algorithm, the optimal solution is calculated for a numerical example, and it is ascertained that the shape of the mechanism can be determined rationally, based on the optimization technique proposed here.

Key Words : Design Engineering, Power Shovel, Linkage Mechanism,
Shape Design, Nonlinear Optimization, Minimax Type

1. 諸 言

各種機械に使用されている種々の機構の設計は、従来過去に得られた実験値や経験に基づいて試行錯誤的になされてきた。一方、筆者らはより合理性に富む設計法の確立を目指してミニマックス型非線形最適化手法に基づくリンク機構の形状設計問題の考察を行ってきた。(1)(2)上記設計手法の基本的な考え方は、以下の通りである。いま、あるリンク機構を原動節、媒介節、および従動節に分割した時、形状設計問題は要求された従動節の運動に必要な原動節の能力を最小にする媒介節の機構形状を最適に決定する問題として把握できる。上記原動節の必要能力は、一般に作用する力または動力の最大値に基づいて決定されるから、結局設計問題は上記最大値を最小化するミニマックス型最適化問題に帰着されるという考え方である。

上記手法を船用ハッチカバー開閉機構⁽¹⁾およびフォークリフト用リンク機構⁽²⁾の形状設計問題に適用し、原動節必要動力低減等の効果が最適化により得られることを確認してきた。但し、上記機構は共に原動節が一つの一自由度運動機構である。

本研究では、上記手法を原動節機素数が複数の機構に拡張して適用し、手法の有効性等に対する検討を加えることにする。考察の対象とした機構は、土木工事用大型パワー・ショベル部リンク機構で、三つの原動節である油圧シリンダにより、バケットの平面運動を定める多自由度機構である。上記機構においては、設計条件として設定された従動節バケットの挙動および負荷条件に対し、機構駆動に必要な油圧装置の機器能力は、媒介節リンク機構の形状に大きく依存する。以下では、バケットの動きは低速で、準静的に行なわれているものと考え、リンク機構部分の力学関係を静的な関係式で表現し、最適化問題における制約条件式として考慮する。また、三つの油圧装置の各シリンダ力の最大値の総和を最小化すべき目的関数として採用し、リンク機構の形状に関する設計変数を決定する問題を、一つのミニマックス型非線形最適化問題として

* 昭和60年7月19日 第3回設計自動化工学講演会において講演, 原稿受付 昭和61年1月6日。

** 正員, 大阪大学工学部 (〒565 吹田市山田丘2-1)。

*** 学生員, 大阪大学大学院工学研究科。

定式化する。上記問題に対する解法を示すとともに、実設計データを参照した数値計算例を通じて手法の有効性等を検討する。

2. 力学関係

図1は、考察の対象とするパワー・ショベルの全体図を示したものである。図2に、リンク機構部のスケルトン図を示す。両図において、 $O-x-y$ は固定座標系で、 $Z_1(x_1, y_1) \sim Z_{11}(x_{11}, y_{11})$ はリンク機構の各点位置を、 $Z_{12}(x_{12}, y_{12})$ はバケット部先端位置を表すものとする。また $Z_{13}(x_{13}, y_{13})$ はバケット上面のある点を表し、バケットとアームのなす角 θ を示すために用いられる。さらに、ブーム、アームおよびバケット部の重心位置を、それぞれ $G_1(x_{14}, y_{14}) \sim G_3(x_{16}, y_{16})$ とする。上記リンク機構は、シリンダ-1の端点 $Z_1(a_1, b_1)$ およびブームの一点 $Z_2(a_2, b_2)$ で車体に固定されているものとする。リンク機構の形状を決定する変数として、図2に示すようにブーム、アーム、リンク、ロッドについてそれぞれ $l_1 \sim l_7, l_8 \sim l_{11}, l_{12}, l_{13}$ を、またバケットについて

は l_{14} を導入する。また、シリンダ-1～3の長さを $L_1 \sim L_3$ とする。ここで、上記各端点および重心の座標位置を $\mathbf{X} = (x_1, y_1, \dots, x_{16}, y_{16})^T$ というベクトルで表示する。ただし、上添字 T はベクトルの転置を表す。その時、図2の機構の自由度は3であり $\mathbf{X} = \mathbf{X}(L_1, L_2, L_3)$ のように三つの油圧シリンダ長さ $L_1 \sim L_3$ の関数として $\mathbf{X}$ を表記することができる。

考察の対象とするリンク機構の最適形状設計に際し本来は想定される機構のすべての使用状態に対する力学関係を考慮して、リンク形状を決定すべきである。しかしながら、上記すべての状態に対する力学関係を考慮して設計を行うことは、最適化問題の求解上からも困難を生じ、現実的でない。上記問題点を解決するために、本研究ではバケット部がある一つの代表的な曲線上のみを動くものとし、その曲線上に対してバケット負荷力等の設計条件が与えられるものと仮定する。換言すれば、機構の運動を一つの平面曲線上に限定し、 $\mathbf{X} = \mathbf{X}(\theta)$ のように一自由度の機構として以下考察する。この時、各シリンダ長さ $L_1 \sim L_3$ は、一つのパラメータ変数 θ の関数として関係付けられることになる。

図1 パワーショベル全体図

図2 リンク機構部スケルトン図

上述の假定は、動作のパスを合理的に選定すれば、パワー・ショベルの実際的な使用時における動作が基本的に限定されている点からも十分容認できるものと考えられる。

2・1 位置の関係 リンク機構の各点の位置関係は以下の式で表される。ただし、 θ は明記しない。

$$(i) \quad Z_1: \quad x_1=a_1, \quad y_1=b_1 \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$(ii) \quad Z_2: \quad x_2=a_2, \quad y_2=b_2 \quad \dots\dots\dots(2)$$

(iii) Z_3 : Z_3 は、中心 Z_2 、半径 l_1 の円と、中心 Z_1 、半径 L_1 の円の交点のうち、 Z_2 から Z_1 を見た場合、左側の点として求まる。

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= a_2 + k_2 k_4 - k_3 k_5 \\ y_3 &= b_2 + k_3 k_4 + k_2 k_5 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(3)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= \{(a_1 - a_2)^2 + (b_1 - b_2)^2\}^{1/2} \\ k_2 &= (a_1 - a_2) / k_1 \\ k_3 &= (b_1 - b_2) / k_1 \\ k_4 &= (k_1^2 + l_1^2 - L_1^2) / 2 k_1 \\ k_5 &= (l_1^2 - k_4^2)^{1/2} \end{aligned} \right\} \dots\dots(3 \cdot a)$$

(iv) Z_4 : Z_4 は、中心 Z_2 、半径 l_3 の円と、中心 Z_3 、半径 l_2 の円の交点のうち、 Z_2 から Z_3 を見た場合、右側の点として求まる。ただし、関係式は基本的に上掲の式(3)と同一であるので、以下記述を省略する。

(v) Z_5 : Z_5 は、中心 Z_2 、半径 l_4 の円と、中心 Z_4 、半径 l_5 の円の交点のうち、 Z_2 から Z_4 を見た場合、右側の点として求まる。

(vi) Z_6 : Z_6 は、中心 Z_2 、半径 l_6 の円と、中心 Z_4 、半径 l_7 の円の交点のうち、 Z_2 から Z_4 を見た場合、左側の点として求まる。

(vii) Z_7 : Z_7 は、中心 Z_5 、半径 l_2 の円と、中心 Z_4 、半径 l_8 の円の交点のうち、 Z_5 から Z_4 を見た場合、右側の点として求まる。

(viii) Z_8 : Z_8 は、中心 Z_4 、半径 l_{10} の円と、中心 Z_7 、半径 l_9 の円の交点のうち、 Z_4 から Z_7 を見た場合、右側の点として求まる。

(ix) Z_9 :

$$\left. \begin{aligned} x_9 &= x_8 - (x_8 - x_4) l_{11} / l_{10} \\ y_9 &= y_8 - (y_8 - y_4) l_{11} / l_{10} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(4)$$

(x) Z_{10} : Z_{10} は、中心 Z_6 、半径 L_3 の円と、中心 Z_9 、半径 l_{12} の円の交点のうち、 Z_6 から Z_9 を見た場合、右側の点として求まる。

(xi) Z_{11} : Z_{11} は、中心 Z_8 、半径 l_{14} の円と中心 Z_{10} 、半径 l_{13} の円の交点のうち、 Z_8 から Z_{10} を見た場合、左側の点として求まる。

点 Z_{12} 、 Z_{13} および重心位置 $G_1 \sim G_3$ については省

略するが、上述の関係式より θ の値が与えられた時、各点の位置は決定される。

2・2 力の関係 パワー・ショベルのリンク機構の運動は比較的低速で行なわれるものと考え、機構各部に生じる慣性力は無視して、静的力学関係式のみを考慮することにする。機構に対する負荷力としては、バケット先端の点 Z_{12} に対する水平および垂直方向の力で代表される。水平方向の力を、押し出し力(Croud Force)、垂直方向の力を、掘り起こし力(Breakout Force)と呼び、それぞれ C_r および B_r と表す。これらの力はパラメータ θ の関数で、設計条件として与えられるものとする。また、ブーム、アームおよびバケット部の質量を $M_1 \sim M_3$ とし、それらの重力がそれぞれの重心位置 $G_1 \sim G_3$ に作用するものとする。機構の各点における力関係を考察するために、 $Z_1 \sim Z_{11}$ の各点に作用する力を $T_1 \sim T_{11}$ とし、それぞれの x および y 軸成分を、図3に示すように $P_1 \sim P_{11}$ および $Q_1 \sim Q_{11}$ とする。これらはすべて θ の関数である。ここで、パラメータ θ をある値に固定して、機構を構成する各機素における x および y 軸方向の力、およびモーメントの釣合関係を考察する。

(i) ブーム部:

$$P_2 + P_3 - P_4 - P_5 - P_6 = 0 \quad \dots\dots\dots(5)$$

$$Q_2 + Q_3 - Q_4 - Q_5 - Q_6 - M_1 g = 0 \quad \dots\dots\dots(6)$$

$$\begin{aligned} P_3(b_2 - y_3) + Q_3(x_3 - a_2) + P_4(y_4 - b_2) \\ + Q_4(a_2 - x_4) + P_5(y_5 - b_2) + Q_5(a_2 - x_5) \\ + Q_6(y_6 - b_2) + Q_6(a_2 - x_6) \\ + M_1 g(a_2 - x_{14}) = 0 \quad \dots\dots\dots(7) \end{aligned}$$

(ii) アーム部:

$$P_4 + P_7 - P_8 + P_9 = 0 \quad \dots\dots\dots(8)$$

$$Q_4 + Q_7 - Q_8 + Q_9 - M_2 g = 0 \quad \dots\dots\dots(9)$$

$$\begin{aligned} P_7(y_7 - y_4) + Q_7(x_4 - x_7) + P_8(y_4 - y_8) \\ + Q_8(x_8 - x_4) + P_9(y_9 - y_4) + Q_9(x_4 - x_9) \\ + M_2 g(x_{15} - x_4) = 0 \quad \dots\dots\dots(10) \end{aligned}$$

(iii) シリンダ - 1 部:

$$P_1 - P_3 = 0 \quad \dots\dots\dots(11)$$

$$Q_1 - Q_3 = 0 \quad \dots\dots\dots(12)$$

$$P_3(y_3 - a_1) + Q_3(b_1 - x_3) = 0 \quad \dots\dots\dots(13)$$

(iv) シリンダ - 2 部:

$$P_5 - P_7 = 0 \quad \dots\dots\dots(14)$$

$$Q_5 - Q_7 = 0 \quad \dots\dots\dots(15)$$

$$P_7(y_7 - y_5) + Q_7(x_5 - x_7) = 0 \quad \dots\dots\dots(16)$$

(v) シリンダ - 3 部:

$$P_6 - P_{10} = 0 \quad \dots\dots\dots(17)$$

$$Q_6 - Q_{10} = 0 \quad \dots\dots\dots(18)$$

$$P_{10}(y_{10} - y_6) + Q_{10}(x_6 - x_{10}) = 0 \quad \dots\dots(19)$$

図 3 力の関係

(vi) リンク部:

$$P_9 - P_{10} = 0 \quad (20)$$

$$Q_9 - Q_{10} = 0 \quad (21)$$

$$P_{10}(y_{10} - y_9) + Q_{10}(x_9 - x_{10}) = 0 \quad (22)$$

(vii) ロッド部:

$$P_{10}' - P_{11} = 0 \quad (23)$$

$$Q_{10}' - Q_{11} = 0 \quad (24)$$

$$P_{11}(y_{11} - y_{10}) + Q_{11}(x_{10} - x_{11}) = 0 \quad (25)$$

ただし、 Z_{10} 周りにはシリンダ-3、リンク、ロッドの三つの構成要素が結合されており、次の関係式が成立する。

$$P_{10} - P_{10}' - P_{10}'' = 0 \quad (26)$$

$$Q_{10} - Q_{10}' - Q_{10}'' = 0 \quad (27)$$

(viii) バケット部:

$$P_8 - P_{11} - Cr = 0 \quad (28)$$

$$Q_8 - Q_{11} - Br - M_3g = 0 \quad (29)$$

$$P_{11}(y_{11} - y_8) + Q_{11}(x_8 - x_{11}) + Cr(y_{12} - y_8) + Br(x_8 - x_{12}) + M_3g(y_{16} - y_8) = 0 \quad (30)$$

上述の、式(5)~(30)から成る連立方程式系を解くことによって、未知変数 $P_1 \sim P_{11}$, $Q_1 \sim Q_{11}$ および P_{10}' , Q_{10}' , P_{10}'' , Q_{10}'' の値を求めることができる。また、各点に加わる力の大きさ T_i ($i=1 \sim 11$) は、

$$T_i = T_i(\theta) = (P_i^2 + Q_i^2)^{1/2} \quad (31)$$

のように θ の関数として定まる。さらに、各シリンダに作用する力 F_i ($i=1 \sim 3$) は次式で与えられる。

$$F_1 = F_1(\theta) = T_3(\theta) \quad (32)$$

$$F_2 = F_2(\theta) = T_7(\theta) \quad (33)$$

$$F_3 = F_3(\theta) = T_6(\theta) \quad (34)$$

3. 最適形状設計問題

本章では、パワー・ショベルを駆動させるのに必要な油圧装置の最大シリンダ力の和を最小化するリンク機構の最適形状を求める設計問題を、一つのミニマックス型非線形最適化問題に定式化し、同時にその解法を示す。

3.1 問題の構成

3.1.1 設計変数 リンク機構の形状を定める図2に示される各リンク長さ $l_1 \sim l_{14}$ をすべて未知数として最適に決定することも考えられるが、最適解の導出が困難である。そこで、本研究では、ブームおよびアーム部の形状は基本的に相似的に変化するものと仮定する。さらに点 Z_3 および Z_6 については、点 Z_2 と Z_4 を焦点とする楕円上を、また点 Z_7 については、点 Z_4 と Z_8 を焦点とする楕円上を移動可能と仮定する。以上の仮定のもとに、 $\xi_1 \sim \xi_5$ という変数を導入してリンク長さ $l_1 \sim l_{10}$ を次式で表現する。ただし、下式で ξ_1, ξ_2 はそれぞれブームおよびアームの大きさを決定する比例定数である。

$$l_1 = \xi_1 \xi_3 \bar{l}_1 \quad (35)$$

$$l_2 = \xi_1 (\bar{l}_1 + \bar{l}_2 - \xi_3 \bar{l}_1) \quad (36)$$

$$l_3 = \xi_1 \bar{l}_3 \quad (37)$$

$$l_4 = \xi_1 \bar{l}_4 \quad (38)$$

$$l_5 = \xi_1 \bar{l}_5 \quad (39)$$

$$l_6 = \xi_1 \xi_4 \bar{l}_6 \quad (40)$$

$$l_7 = \xi_1 (\bar{l}_6 + \bar{l}_7 - \xi_4 \bar{l}_6) \quad (41)$$

$$l_8 = \xi_2 \xi_5 \bar{l}_8 \quad (42)$$

$$l_9 = \xi_2 (\bar{l}_8 + \bar{l}_9 - \xi_5 \bar{l}_8) \quad (43)$$

$$l_{10} = \xi_2 \bar{l}_{10} \quad (44)$$

上式で、 $\bar{l}_1 \sim \bar{l}_{10}$ は形状設計において基準となる各リンク長さで、最適設計においては前もって与えられているものとする。以下では、上記変数 $\xi_1 \sim \xi_5$ を直接に求めるべき設計変数として考える。このような取り扱いは、実際のブームおよびアーム部の形状決定に対して自然な仮定と考えられる。なお、ブームおよびアーム部の質量および重心位置は、設計変数の変化に伴って変動するものとした。

3・1・2 制約条件 下記の各種条件を考える。

- 2・1で述べた位置の関係式
- 2・2で述べた力の関係式
- 設計変数が変化することによって、バケット上部がアームに接触する場合が考えられる。それを防ぐために、図2に示される、バケット上面 $Z_8 Z_{13}$ とアーム上面 $Z_8 Z_7$ のなす各 γ が正であればよいものとする。この制約条件式を次に示す。

$$\tan^{-1}\{(y_7 - y_8)/(x_7 - x_8)\} + \tan^{-1}\{(y_{13} - y_8)/(x_{13} - x_8)\} \geq 0 \quad \dots\dots\dots(45)$$

3・1・3 目的関数 次式で定義される三つのシリンダに加わる力のそれぞれの最大値の総和を最小化することを考える。

$$J = \min_{\xi_1 \sim \xi_5} [\max_{\theta} \{F_1(\theta)\} + \max_{\theta'} \{F_2(\theta')\} + \max_{\theta''} \{F_3(\theta'')\}] \quad \dots\dots\dots(46)$$

上記では、 $F_1 \sim F_3$ の最大値を与える θ の値が各シリンダによって異なることを表現するために、とくに θ' , θ'' というパラメータを導入して、これらに関する最大値の探索から始めることを明確化した。

3・2 解法 本研究では、パラメータ変数 θ をあくまで完全な連続量として取り扱い最適解を求めるのは困難であるので、 θ をいくつかの離散点 θ_j ($j=1 \sim j$)に分割して最適化を考える。ここでは、図4に示すようなシミュレーションおよび最適化手法を組み合わせたアルゴリズムを採用し、最適解の導出を実行した。なお非線形最適化には一般縮小勾配法⁽³⁾を適用した。

4. 数 値 解 法

本研究で対象とするパワー・ショベルの動作のパスには、最もよく使用され例として地山切削の一連の動作を取り上げ、それをいくつかのステップに区切り、その各ステップ j を θ_j に対応させて考えた。また、そのような動作を行う際にバケットに加わる負荷加重(Cr と Br)を図5のように設定した。このような負荷加重曲線は、水平方向に一定距離だけ土を切開した後、

図4 最適化のアルゴリズム

図5 負荷加重の設定

表1 最適設計解

Case	ξ_1 ($i=1 \sim 5$)	$\bar{\xi}_1$ ($i=1 \sim 5$)	ξ_1^*	ξ_2^*	ξ_3^*	ξ_4^*	ξ_5^*	J^* N	η %
1	0.9	1.1	0.990	1.056	1.1	0.9	1.1	4.480×10^6	9.6
2	0.8	1.2	0.960	1.112	1.2	0.8	1.2	4.192×10^6	15.4

これを掘り起こして持ち上げるという通常の動作に対応したものである。 ξ_i に対する上下限値を表1に示すよう2ケース設定して最適解を導出した。表1の結果において、 $\xi_3 \sim \xi_5$ の最適解はすべて上下制限値と一致している。上記結果は、例えば図2の機構における点 Z_7 の位置は、 l_8 すなわち ξ_5 をできる限り大きくして、シリンダ-2によるバケット荷重に対する支持モーメントを大きくするほうが機構構造上有利であるという関係からも納得できるものである。 $\xi_i = 1$ ($i=1 \sim 5$)とした実在機構の目的関数の値は $J = 4.954$

図 6 実在機構動作図

図 8 最適機構動作図

図 7 実在機構各シリンダ力

図 9 最適機構各シリンダ力(ケース-2)

$\times 10^6 \text{ N}$ であり、表 1 の η は、この値を基準として求めた改善度である。図 6～図 9 に実在機構およびケース-2 の最適機構に対する、機構動作図および各シリンダ力を示す。図 7 および図 9 において黒丸は F_i ($i=1\sim 3$) の値が最大となる各 θ_j の添字 j を明示したものである。なお図 8 の最適機構において、図 9 に示すようにシリンダ力 F_1 は二点で同じ最大値となっており、また F_2 および F_3 の最大値は大幅に減少している。

なお、最適解の導出に必要とした計算時間は、大阪大学大型計算機センター ACO S 1000 システムで約 2 秒である。

5. 結 論

本研究では多自由度機構の設計問題の一例として土木工事用大型パワー・ショベルのリンク機構の形状を合理的に決定する問題を取りあげ、バケットの前進および上昇運動に伴う各種力学的制約条件のもとに、原動節の最大力の総和を最小にするリンク形状を決定する問題を、一つのミニマックス型非線形最適化問題として定式化した。最適解の導出にあたっては、機構の

運動条件を一つの曲線上に限定して行ったが、各シリンダ部の最大負荷力が異なる点でそれぞれ発生するため、駆動部が一つの機構に対する最適設計と違った工夫が求解上必要であった。数値計算例を通じて、手法の実行可能性とともに最適化を行うことにより、最大シリンダ力の総和の低減化、すなわち駆動部装置の縮小化等の効果が得られることを明示した。

謝 辞

本研究の遂行にあたり、御援助いただいた、三菱重工(株)明石製作所の西島和興氏および田中三郎氏に深く感謝する。

文 献

- (1) 伊東・黒岩・赤木, 機論, 51-462, C (昭60), 460.
- (2) 伊東・黒岩・赤木, 機論, 52-474, C (昭61), 570.
- (3) Himmelbrau, D.M., Applied Nonlinear Programming (1972), 274, McGraw-Hill.

討 論

〔質問〕 三 浦 宏 文〔東京大学工学部〕

(1) 著者が定めた目的関数も意味のあるものとは思いますが、たとえば、三つのシリンダに加わる力のそれぞれの最大値をできるだけ等しくするというようなこともある意味では最適化であると考えられるが、どうか。

(2) 図4のフローチャートで、 θ^* , θ'^* , θ''^* の初期値はいかにして定めるのか。

(3) バケットやアームの自重は考慮しているのか。

〔回答〕 (1) シリンダを駆動する油圧機構の構造にもよると考えられるが、単に三つのシリンダに

加わる力のそれぞれの最大値をできるだけ等しくするというのではなく、その等しくした力を最小化するという形の目的関数を採用する必要があるものと思われる。

(2) 図4のアルゴリズムに示したように、最初 $\xi_1 \sim \xi_5 = 1$ として初期形状(実在機器形状に等しくとる)を決定し、(I)のシミュレーション計算を実行すれば、自動的に θ^* , θ'^* , θ''^* に対する初期値が算出できる。

(3) 2・2節で明記したように、ブーム、アームおよびバケット部の質量を $M_1 \sim M_3$ とし、それらの重力がそれぞれの重心位置 $G_1 \sim G_3$ に作用するものとして考慮している。