

# FEM 解析による旋回バケットの最適設計

(第二報 子バケットの軽量化)

井川 秀信\*<sup>1</sup>・西田 新一\*<sup>2</sup>・服部 信祐\*<sup>2</sup>

## Optimum Design of Circular-Digging Bucket by FEM

(Part2 Light-Weighting Design of Sub-Bucket)

Hidenobu IGAWA, Shin-ichi NISHIDA and Nobusuke HATTORI

### Abstract:

In general, the demand for light weight design for various kinds of construction-machine parts in order to save energy and reduce costs. In this research, the authors have tried to decrease the weight of the sub-bucket as much as possible while keeping its reliability. The expected weight reduction ratio is 26.4% while retaining sufficient strength and rigidity in the sub-bucket.

### 1. はじめに

近年、土木作業用のバケットでは、開閉式の子バケットを持つものが見られ、これにより物を掴む、運ぶ、コンクリートを注ぐ等の多くの作業が可能となった。しかし、作業効率を上げるためには、バケットの軽量化が要求されるが、強度上の問題点を解決しなければならない。

著者等は、FEM (Finite Element Method) 解析による旋回バケットの最適設計について第一報で親バケットの軽量化を行った<sup>(7)</sup>。ここでは軽量化モデルを FEM による応力解析を行い、バケット各部材の減量と補強を行って所定の最大負荷に耐えうるような設計を行った。

本研究は、第一報に続き親バケットと子バケットで物を掴む場合について強度評価と最適な軽量化について検討した。解析には、汎用有限要素法プログラム MSC Marc 2000 を用いた。バケットの各部材の減量と補強を行いながら逐次応力解析を行い、強度と剛性の両面から検討を加えて最適な軽量化を実現する。

### 2. 解析モデル、材料条件および最適設計の指針

#### 2.1 解析モデル

FEM 解析には、汎用有限要素法プログラム MSC Marc 2000 を使用した。Fig. 1 は、旋回バケットの概略的な寸法と有限要素メッシュを示したものである。解析の対象とした旋回バケットは、図中の親バケット (Main-bucket) と子バケット (Sub-bucket) で物を掴むといった作業が行え、また、図中の回転部分 (Rotation part) でバケットを 360° 全回転させる機能を併せ持つ。

要素分割に際しては、バケットの主要部分が等厚の平板で構成されていることから 3 節点および 4 節点のシェル要素を使用した。Marc では、シェル要素の肉厚に対し層状に分けて応力解析が可能である。特に曲げモーメントを受ける部分の板断面の曲げ応力を求める際に便利である。本解析では各シェル要素の肉厚を 5 層に分けた。

#### 2.2 材料条件

Table 1 は、バケットで使用する鉄鋼材 SM570 と HT 700 の降伏応力、引張強さ、許容応力を示したものである。両材料の縦弾性係数とポアソン比は、206 [GPa]、0.3 であり、解析は全て弾性問題として行った。

\*<sup>1</sup> 機械システム工学科  
平成16年3月5日受理

\*<sup>2</sup> 佐賀大学理工学部

### 2.3 最適設計の指針

解析では、先ず、基になるバケット（以下 Base model）の応力解析を行う。次に、バケット各部材の板厚を変更し、十分な強度が得られない部分には補強を行い、可能な限りバケットの重量低減を図る。また、Base model では、鉄鋼材料 SM570 が使用されているが、バケットの重量低減を行った際、十分な強度が得られない部分では鉄鋼材料 HT700 を使用する。最大負荷を受ける場合のバケットに生ずる応力を許容応力以下にする。なお、バケットの負荷は、親バケットと子バケット間に油圧ポンプで 35 [MPa] の最大圧力を親バケットと子バケットに加えて物を掴む場合である。

### 3. 解析結果

子バケット解析モデルの各部品番号と名称を Fig. 2 に示す。また、各部品の板厚を Table 2 に示す。

Table 2 に示した Base model は、基になる子バケットの板厚であり、Case 1 のモデルは、Base model の板厚を 0.5 [mm] 毎に 30% 程度薄くした場合である。Case 2 は、Case 1 の解析結果を基に強度が不十分な箇所を部品⑩の補強 (Fig. 3A) と板厚変更を行ったものである。これらにより、当然、バケットの重量が増えることになる。Case 3 では、Case 2 の解析結果から、部品⑨の補強 (Fig. 3A) と応力が比較的小さい部分の板厚を変更し、重量を 28.4 [%] まで低減させた。さらに Case 4

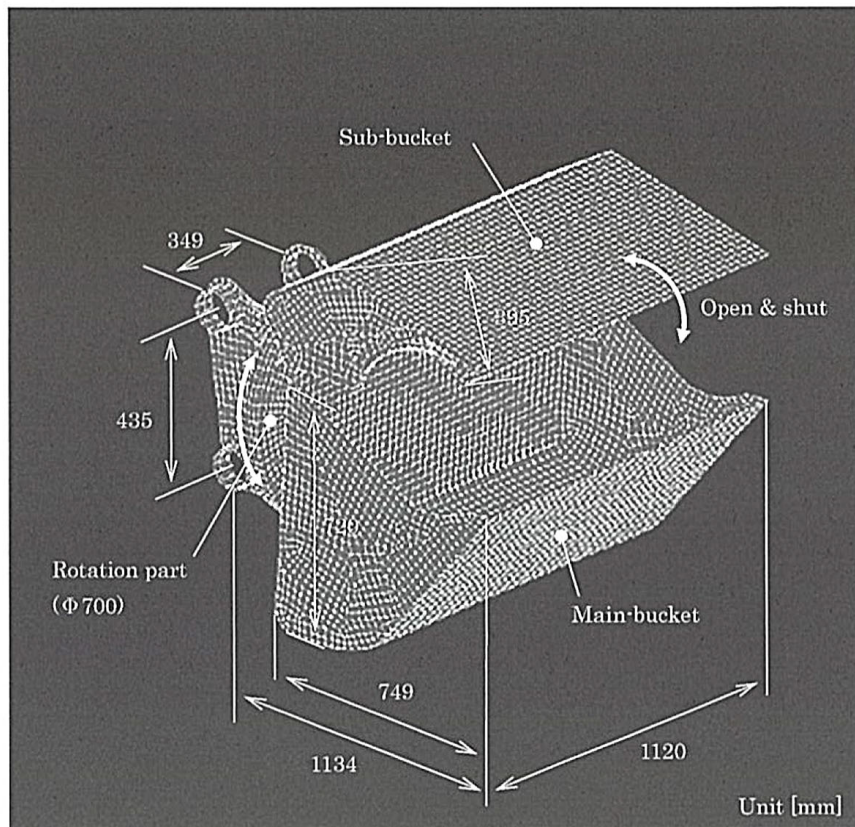


Fig. 1 General view and dimensions of bucket

Table 1 Material used

	Kind of material	Yield strength $\sigma_Y$ [MPa]	Tensile strength $\sigma_B$ [MPa]	Allowable stress $\sigma_a$ [MPa]
Present material	SM570	450	570	255
High tension material	HT700	590	700	315

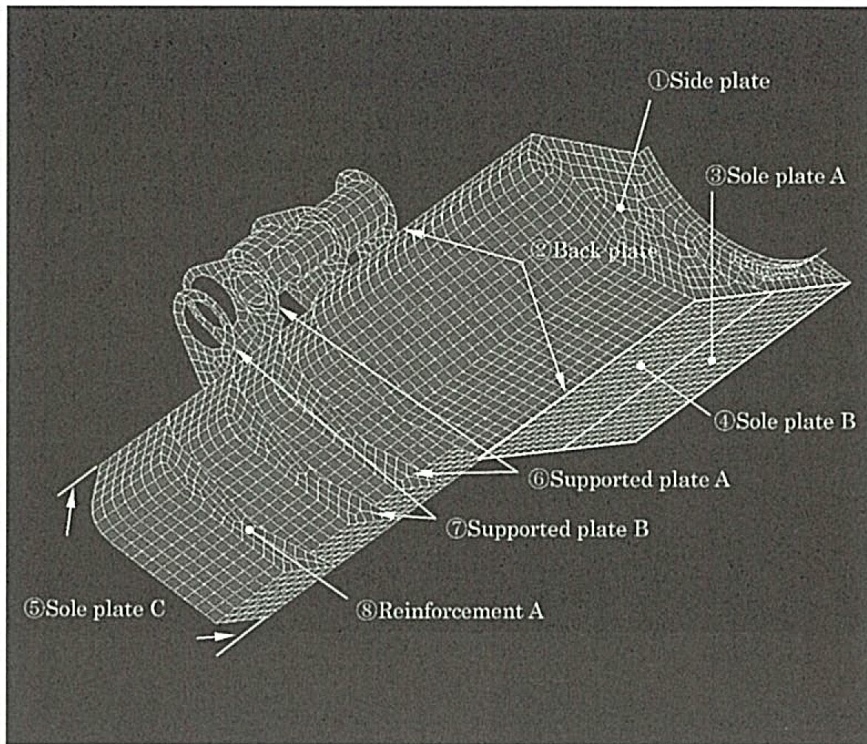


Fig. 2 Number and parts name of sub-bucket

では、曲げ応力の影響を考慮し、曲げに対して十分な強度を持たない部分の補強 (Fig. 3B, 部品⑩) と板厚を変更した。なお、Table 2 の表下段に次式で求めた重量低減率 (Weight reduction ratio) を示しておいた。

$$\text{Weight reduction ratio} = \frac{W_A - W_B}{W_A} \times 100 [\%]$$

$W_A$ : Weight of base model

$W_B$ : Weight of each case

(1)

まず、物を掴んだときの両バケットの様子を Fig. 4 に示す。直径100 [mm] の油圧ポンプに35 [MPa] の最大圧力を加えるとバケット両側に275 [KN] の最大負荷が加わる。そして、両バケットの回転軸 O を中心にバケット開き角  $\theta$  によって図のような掴み力 F が反力として生じる。掴む位置は、Fig. 5 の  $G_1$ 、 $G_2$  である。

Table 3 は、解析で求めた開き角  $\theta$  に対する掴み力 F の値を示す。 $G_1$ 、 $G_2$  の場合ともに反力は、同じ角度で同じ値になる。また、開き角  $\theta = 60 [^\circ]$  で反力が最大となり、子バケットに生ずる応力もこの角度で最大となる。以下の解析では、開き角  $\theta$  が  $0 [^\circ]$  と  $60 [^\circ]$  の結果を示す。

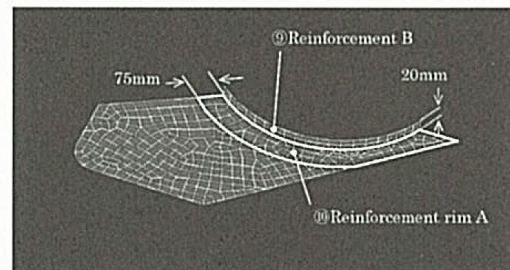


Fig. 3A Shapes and dimensions of reinforcement rim and reinforcement for Side plate (No.①)

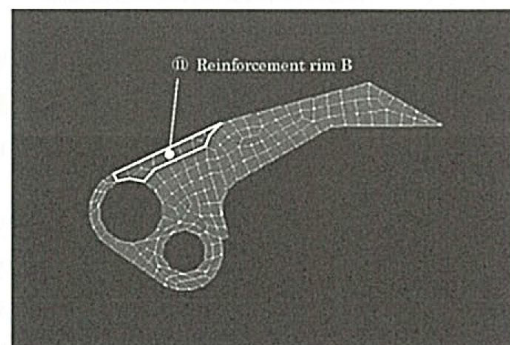


Fig. 3B Reinforcement for Supported plate A (No.⑥)

Table 2 Number and thickness of sub-bucket parts

No.	Name	Thickness of plate [mm]				
		Base model	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
①	Side plate	16	11.5	10	9	9
②	Back plate	9	6.5	6	6	6
③	Sole plate A	16	11.5	14	14	16
④	Sole plate B	9	6.5	9	9	9
⑤	Sole plate C	9	6.5	5	5	5
⑥	Supported plate A	19	13	13	13	13
⑦	Supported plate B	19	13	13	13	13
⑧	Reinforcement A	12	8.5	8	7	7
⑨	Reinforcement B				12	12
⑩	Reinforcement rim A			10	8	8
⑪	Reinforcement rim B					6
Expected weight reduction ratio [%]		0	28.5	27.9	28.4	26.4

\*The material of HT700 should be used in the shadow area.

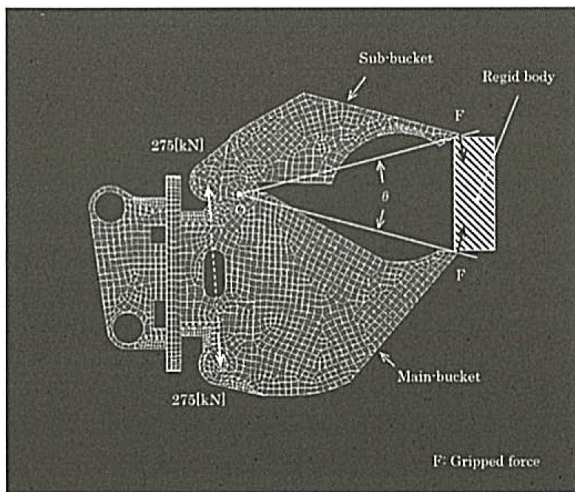


Fig. 4 Gripping conditions by bucket

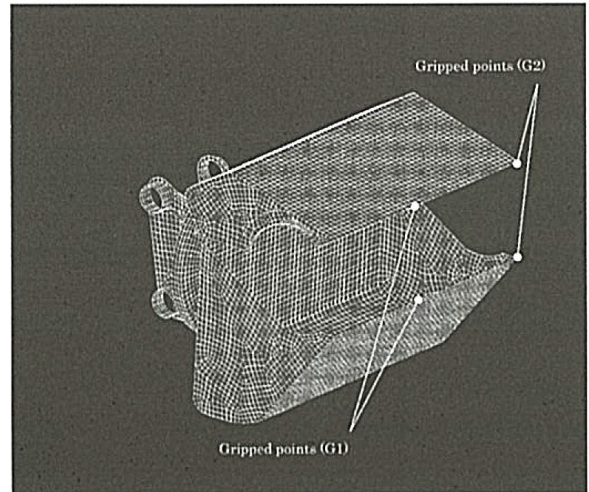


Fig. 5 Gripping points G<sub>1</sub> and G<sub>2</sub>

Fig. 6A, 6B は、掴み位置 G<sub>1</sub> における子バケット (Case 4 の場合) の Von Mises 等価応力の分布状態を示したものである。これらの結果から図中の A~C の部分に等価応力が大きくなる部分が見られた。G<sub>2</sub> の場合についても同様に調べ、それらを Table 4 に示した。

Table 4 の Base model では、等価応力が C の部分で許容応力を超える。この部分の補強として、Case 2 では Fig. 3A に示した部品⑩を、Case 3 では Case 2 の場合に加え Fig. 3A に示した部品⑨を加えた。Case 3 では、G<sub>2</sub> の場合の B と C の部分で許容応力を幾分超えるがほぼ許容応力以下となった。さらに Case 4 では、Fig. 3B

Table 3 Reaction force in sub-bucket

$\theta$ [°]	Reaction force [KN]	
	G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>
0	23.7	23.7
15	30.1	30.1
30	35	35
45	38	38
60	38.6	38.6
75	36.6	36.6
90	31.4	31.4

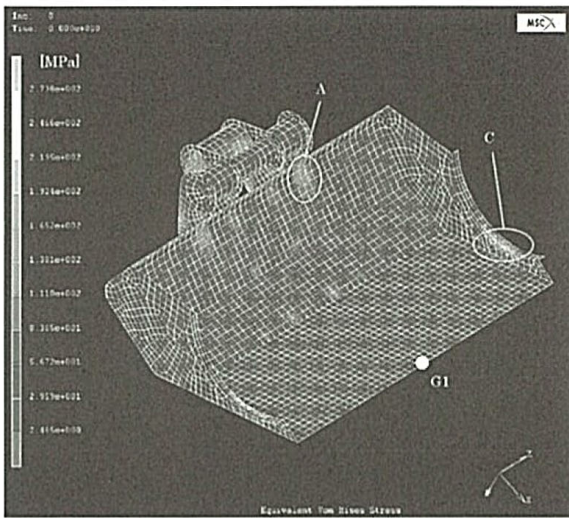


Fig. 6A Analytical result of sub-bucket (Von Mises stress, inside, Case 4, G<sub>1</sub>)

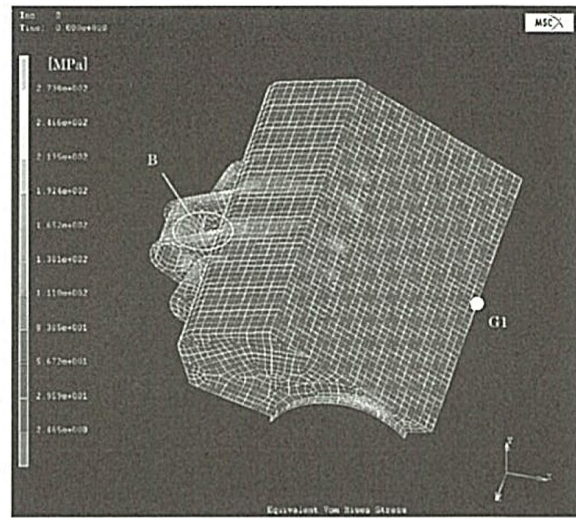


Fig. 6B Analytical result of sub-bucket (Von Mises stress, outside, Case 4, G<sub>1</sub>)

Table 4 Maximum values of Von Mises stress

$\theta$ [°]	Part	Von Mises stress [MPa]									
		Base model		Case 1		Case 2		Case 3		Case 4	
		G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>	G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>	G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>	G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>	G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>
0	A	72	101	111	156	124	172	124	172	87	147
	B	135	152	198	214	202	219	201	219	153	169
	C	235	387	352	586	212	337	161	212	149	195
60	A	121	167	197	258	210	284	210	284	148	241
	B	209	218	309	329	317	345	293	345	241	267
	C	382	628	573	953	345	548	262	346	243	308

ref. Fig. 6A and Fig. 6B

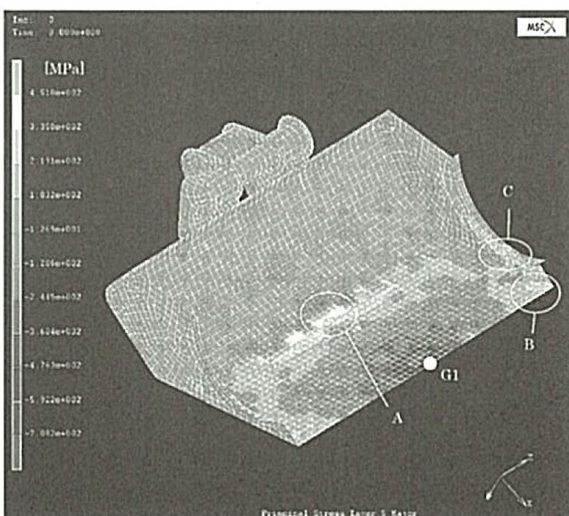


Fig. 7 Analytical result of sub-bucket (Major principal stress, Case 4, G<sub>1</sub>)

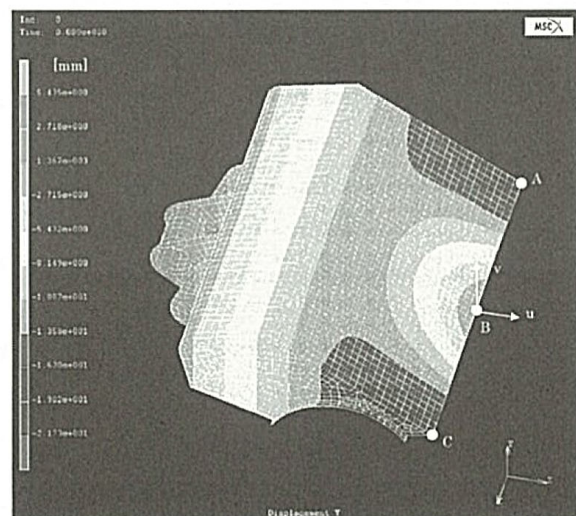


Fig. 8 Analytical result of sub-bucket (Displacement v, Case 4, G<sub>1</sub>)

Table 5 Maximum and minimum values of bending stress ( $\theta = 60$  [°])

Grip	Part	Base model [MPa]	Case 1 [MPa]	Case 2 [MPa]	Case 3 [MPa]	Case 4 [MPa]
G <sub>1</sub>	A	443	827	406	414	334
		-448	-837	-418	-427	-350
	B	214	429	299	298	233
		-187	-389	-262	-262	-194
	C	461	757	411	215	212
		344	578	318	169	155
G <sub>2</sub>	A	21	18	17	17	18
		-32	-34	-36	-37	-36
	C	642	973	562	284	259
		581	899	518	232	202

Upper part: Maximum value of bending stress

Lower part: Minimum value of bending stress

ref. Fig. 7

Table 6 Analytical values of displacement ( $\theta = 60$  [°], Unit [mm])

Grip	Location	Direction	Base model	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
G <sub>1</sub>	A	u	1.3	1.9	1.5	1.5	1.6
		v	-20	-54.1	-27.6	-28.2	-21.7
	B	u	13.2	33.2	17.6	17.9	14.1
		v	0	0	0	0	0
G <sub>2</sub>	A	u	2.2	3.3	2.7	2.4	2.3
		v	0	0	0	0	0
	B	u	1.5	2.1	1.8	1.8	1.8
		v	-5	-7.2	-7.2	-6.7	-6.5
	C	u	0.7	0.9	1	1	1
		v	-9.3	-13.5	-13.4	-12.9	-12.6

ref. Fig. 8

に示した部品⑩の補強を加え、部品⑬の板厚を Base model の板厚と同じ16 [mm] にすることで子バケット全体の等価応力を許容応力以下にすることができた。

次に、子バケットの曲げ応力について検討する。

Fig. 7 は、G<sub>1</sub> の位置で掴んだ場合の子バケットの表面の主応力 Major の分布を示したものである。図中の A、B、C の部分で曲げモーメントが大きくなり、応力の増大箇所が見られる。

Table 5 は、A、B、C 各部分の断面で最大・最小となる曲げ応力を示したものである。Case 4 は、A の部分を除いて曲げ応力が許容応力以下である。G<sub>1</sub> の位置で掴んだ場合の A の最大曲げ応力は、Base model で443 [MPa]、Case 4 で334 [MPa] であり、Case 4 は Base

model より強度的に改善されている。なお、応力が大きい部分では HT700 の材料を使用することが推奨され、Table 2 に網掛けで示した。

Table 6 は、Fig. 8 に示した子バケット先端 A、B、C の変位を示したものである。Case 4 では、部品の板厚変更や Fig. 3A、3B の補強を行ったことによりバケット全体の剛性が Base model 近くまで改善された。

親バケットについては、第一報の結果<sup>(7)</sup> から最大掴み力 (38.6 [KN]) が最大掘削力 (76 [KN]) の半分程度であり、最大掴み力が加わっても強度上、問題は無いと思われる。

以上、子バケットの重量低減と最大掴み力を受けるときの強度評価を行った結果、Table 2 に示した Case 4

のモデルが最適であり，重量低減率は26.4%になる。

#### 4. ま と め

旋回バケットの重量低減を図るため有限要素法解析モデルを作成し，応力解析に基づいて最適設計を行った。得られた結論は，以下の通りである。

- (1) 親バケットと子バケットの掴み力を求めた結果，開き角が60 [°] で最大となる。
- (2) 子バケットの重量低減と最大掴み力を受けるときの強度評価を行った結果，Case 4 のモデルが最適であり，重量低減率は26.4%になる。

#### 参考文献

- (1) 鷲津・宮本・山田・山本・川井，有限要素法ハンドブック I & II，(1981)，培風館。
- (2) 尾田，日本機械学会誌，79-691 (1976)，pp.494-502.
- (3) 蔦・山地，日本機械学会論文集，44-386 (1978)，pp.3333-3345.
- (4) S.Y. Han and J.S. Maeng, Key engineering materials, Vols.183-187 (2000), pp.361-366.
- (5) K. Hayashi, S. Nishida, N. Hattori and H. Igawa, Proc. Of 5th Int. Conf. Fracture & Strength of Solids (2002), pp.235-242.
- (6) S. Nishida, K. Hayashi, N. Hattori and H. Igawa, Proc. Of 7th Int. Conf. on Damage & Fracture Mechanics (2002), pp.1-10.
- (7) 井川・西田・服部，久留米工業大学研究報告 No. 27，(2003・2004)，pp.1-7.