

FEM 解析による旋回バケットの最適設計

(第一報 親バケットの軽量化)

井川 秀信*¹・西田 新一*²・服部 信祐*²

Optimum Design of Circular-Digging Bucket by FEM

(Part1 Light-Weighting Design of Main-Bucket)

Hideobu IGAWA, Shin-ichi NISHIDA and Nobusuke HATTORI

Abstract:

In this analysis, an optimum design has been applied to a circular digging bucket which mainly consists of a main-bucket and a sub-bucket and is attached to the top part of a construction machine to decrease the thickness of plates using the finite element method (FEM). We have tried to decrease the weight of the main-bucket as much as possible while retaining its reliability. The expected weight reduction ratio is 24.8% while retaining sufficient strength and rigidity in the main-bucket.

1. はじめに

機械構造物の最適設計においては、軽量化と使用に耐えうる十分な強度が要求され、計算機による設計が多行われてきた^{(1)~(4)}。最適設計用に開発された解析プログラムでは、各部材の寸法を変更し、最適な減量を行う。しかし、部材が複雑な形状をもつ場合や種々の負荷形態を受ける場合においては、寸法の変更のみでは十分な軽量化が行えない。特に補強を伴う設計変更においては、まだまだ人為的な作業を伴うのが実状である。

本研究は、土木建築作業用の旋回バケットについて、設定された最大負荷に耐えうるように可能な限り軽量化することを目的としている。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させる。

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 (Finite Element Method) 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°全旋回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。

*¹ 機械システム工学科
平成16年3月5日受理

*² 佐賀大学理工学部

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。

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。なお、Base model は、実際に製品化されたものである。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、親バケットに 76 [kN] の最大掘削力が加わる場合である。

3. 解析結果

親バケット解析モデルの各部品番号と名称を Fig. 2A, 2B に示す。また、各部品の板厚を Table 2 に示す。Fig. 3 は、親バケット先端に加えた $W_1, W_2=75$ [kN] の最大掘削力とピン穴支持に対する境界条件の様子を示したものである。

Table 2 に示した Base model は、基になるバケットの板厚であり、Case 1 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 では、Case 1 の解析結果を基に強度が不十分な箇所を Fig. 4A, 4B, 4C の補強と板厚変更を行った。これにより、当然、バケットの重量が増えることになる。Case 3

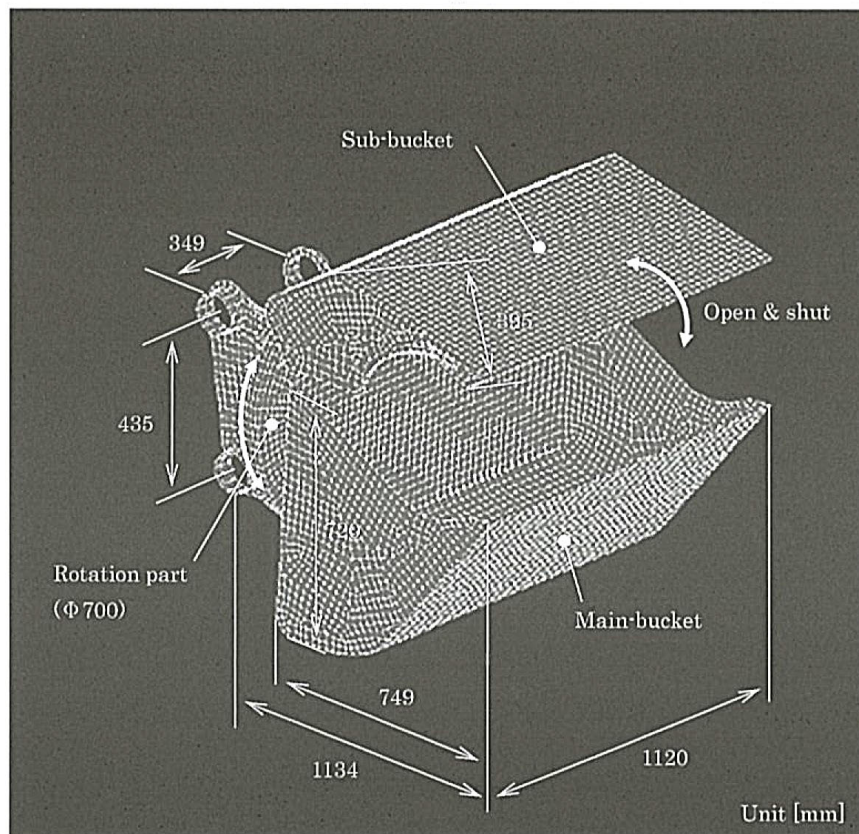


Fig. 1 General view and dimensions of bucket

Table 1 Material used

	Kind of material	Yield strength σ_y [MPa]	Tensile strength σ_B [MPa]	Allowable stress σ_a [MPa]
Present material	SM570	450	570	255
High tension material	HT700	590	700	315

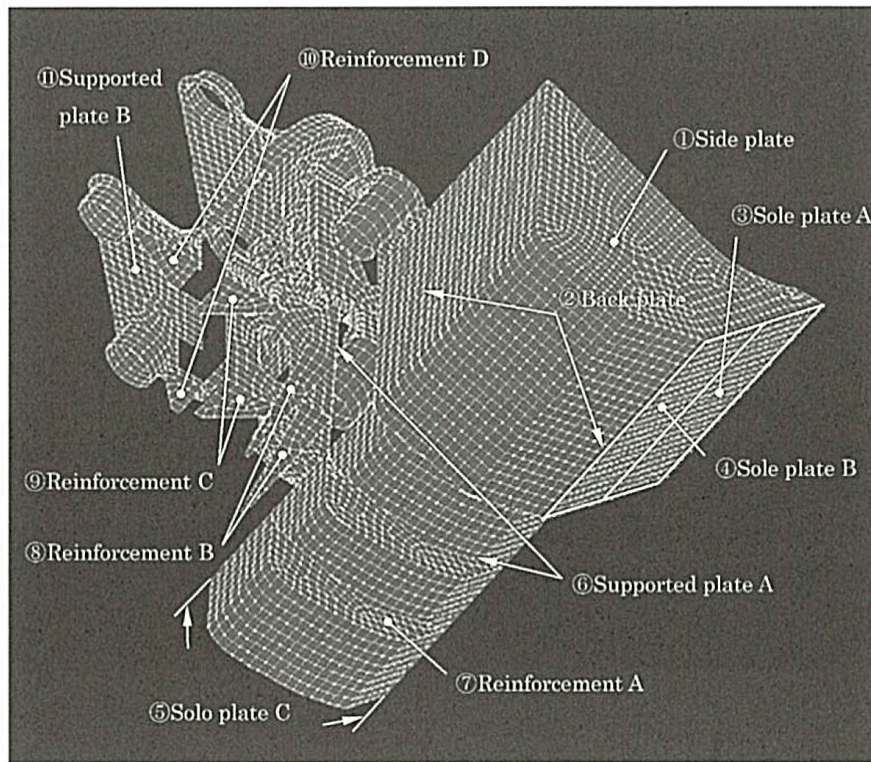


Fig. 2A Number and parts name of main-bucket

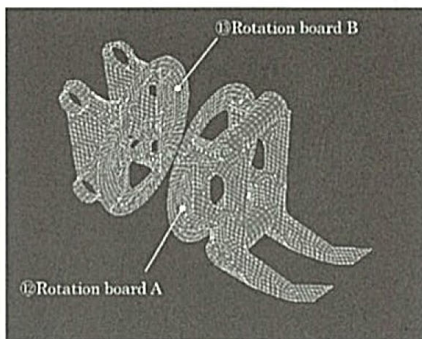


Fig. 2B Number and parts name of main-bucket

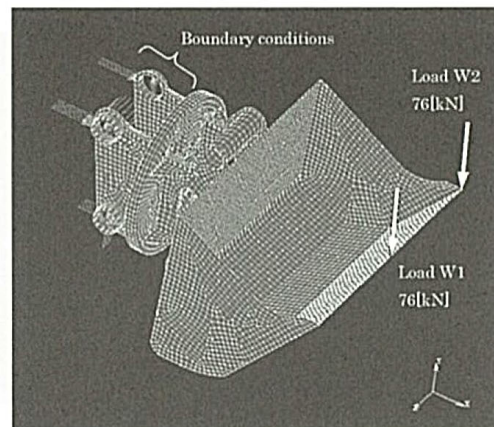


Fig. 3 Loads and boundary conditions of main-bucket

では、Case 2 の解析結果から、応力が比較的小さい部分の板厚を変更し、重量を29.9 [%] まで低減させた。さらに Case 4 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)

次に、解析結果とその検討結果について述べる。

最大掘削力を受ける親バケットの応力状態を把握するために各モデルの板断面について平均の Von Mises 等価応力分布を調べた。Fig. 5A, 5B は、 W_1 の最大掘削力を受けたときに親バケット (Base model の場合) の Von Mises 等価応力の分布状態である。これらの結果から図中の A~E' の部分に応力が大きくなる箇所が見られた。 W_2 の最大掘削力を受ける場合についても同様に調べ、それらを Table 3 に示した。

Table 2 Number and thickness of main-bucket parts

No.	Name	Thickness of plate [mm]				
		Base model	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
①	Side plate	16	11.5	11.5	9	9
②	Back plate	9	6.5	6.5	6	6
③	Sole plate A	16	11.5	16	16	16
④	Sole plate B	9	6.5	9	10	10
⑤	Sole plate C	9	6.5	6.5	5	5
⑥	Supported plate A	19	13	13	13	13
⑦	Reinforcement A	12	8.5	8.5	6	6
⑧	Reinforcement B	12	8.5	8.5	8	8
⑨	Reinforcement C	19	13	13	13	13
⑩	Reinforcement D	19	13	13	13	13
⑪	Supported plate B	19	13	13	13	13
⑫	Rotation bord A	16	11.5	11.5	11	16
⑬	Rotation bord B	16	11.5	11.5	11	16
⑭	Reinforcement rim A			6	9	9
⑮	Reinforcement rim B			12	12	12
⑯	Additional reinforcement A			13	13	13
⑰	Additional reinforcement B			13	13	13
Expected weight reduction ratio [%]		0	28.8	24.2	29.9	24.8

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

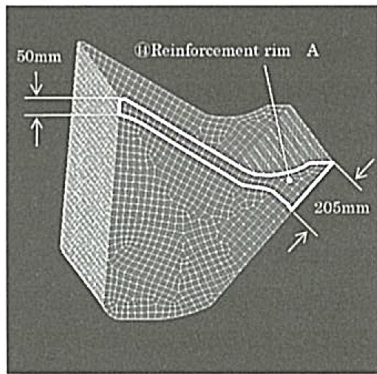


Fig. 4A Shape and dimension of reinforcement rim

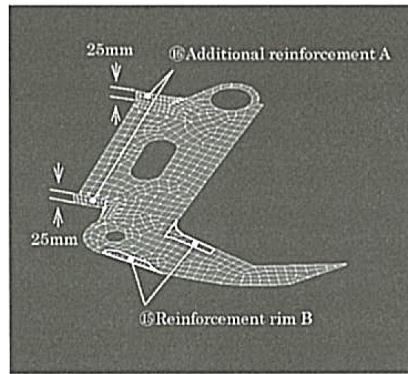


Fig. 4B Shapes and dimensions of additional reinforcement

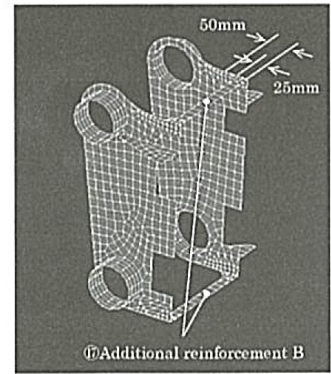


Fig. 4C Shapes and dimensions of additional reinforcement

Case 1は、補強なしに各部材の板厚を減量したため、A~E'の部分の応力が材料 SM570の許容応力255 [MPa]を大きく超え、実際の使用に耐えられない。この結果を基に Case 2では、Fig. 4A, 4B, 4Cの補強(部品⑭~⑰)を行った。B, B'の部分は、支持板角部に応力集中が見られることから Fig. 4Cの部品⑰のような補強が適当と思われるが、物を掴む場合に子バケットのシリンダー部分と干渉するため、試行錯誤した結果、部品⑯のよう

な補強を行った。また、Case 2では、後の Table 5に示すように Case 1の Sole plate A, Bの変形が大きいため、それらを Base modelの板厚に戻した。その結果、各部分の応力を材料 HT700の許容応力以下もしくは幾分越える程度まで低下できた。Case 2の重量低減率は、Case 1の28.8 [%]から24.2 [%]となり、バケットの重量が増える。Case 3では Case 2の結果を基に、応力が比較的小さい部材(部品①, ②, ⑤, ⑦, ⑧, ⑫, ⑬)

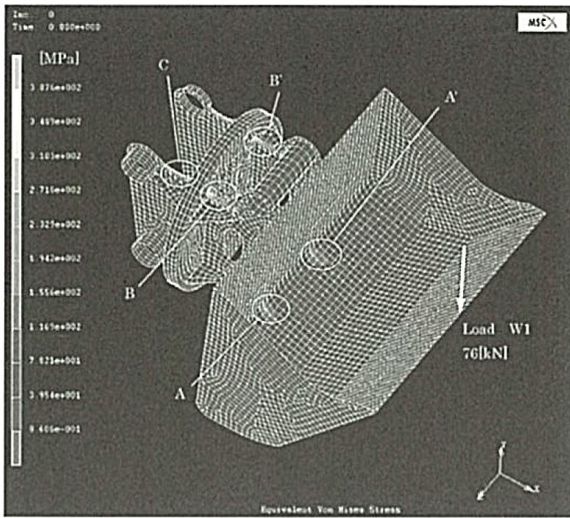


Fig. 5A Analytical result of main-bucket
(Von Mises stress, inside, Base model, W_1)

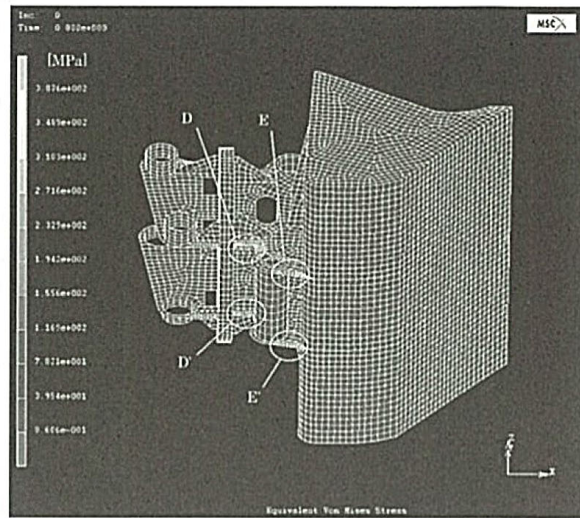


Fig. 5B Analytical result of main-bucket
(Von Mises stress, outside, Base model, W_1)

Table 3 Maximum values of Von Mises stress (Unit [MPa])

Load	Part	Base model	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
W_1	A	189	345	276	300	256
	B	388	674	342	340	308
	C	288	499	265	268	226
	D	344	536	314	314	293
	E	228	382	267	310	239
W_2	A'	201	335	280	310	303
	B'	459	789	366	366	357
	C	330	575	314	317	285
	D'	356	556	325	327	302
	E'	233	385	280	288	264

ref. Fig. 5A and Fig. 5B

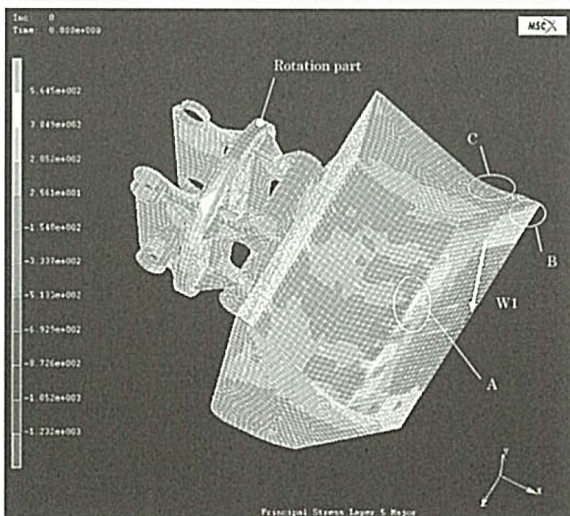


Fig. 6A Analytical result of main-bucket
(Major principal stress, Case 3, W_1)

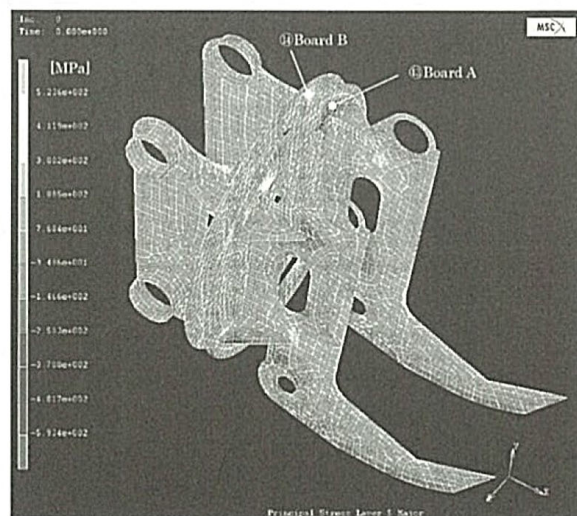


Fig. 6B Analytical result of supported plates and rotation boards
(Major principal stress, Case 3, W_1)

Table 4 Maximum and minimum values of bending stress (Unit [MPa])

Load	Part	Base model	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
W ₁	A	437	851	379	364	365
		-424	-861	-361	-347	-350
	B	467	940	495	451	435
		-491	-976	-516	-463	-448
	C	304	595	401	373	353
		-203	-431	-241	-217	-215
⑫Board A	336	533	449	470	329	
	-338	-524	-448	-469	-324	
⑬Board B	168	324	263	276	165	
	-181	-277	-251	-259	-177	
W ₂	A	0	0	0	0	0
		-31	-40	-33	-32	-30
	C	152	259	237	235	203
		142	247	217	209	177
	⑫Board A	401	715	704	737	477
		-329	-569	-582	-614	-390
⑬Board B	197	334	268	260	169	
	-179	-307	-274	-288	-230	

Upper part: Maximum value of bending stress
 Lower part: Minimum value of bending stress
 ref. Fig. 6A and Fig. 6B

の板厚を減量した。また、これらの板厚の減量に伴いバケットの剛性が低下したため、Sole plate (部品④) の板厚を10 [mm]、Reinforcement rim (部品⑭) の板厚を9 [mm] とした。Case 3 の各部分の応力は、Case 2 の応力とほぼ同じとなり、Case 3 の重量低減率は、Case 2 の24.2 [%] から29.9 [%] となった。

Base model をはじめ Case 1~3 のバケット内には大きな曲げモーメントを受ける箇所があり、部材の各断面の曲げ応力を調べる必要がある。

Fig. 6A, 6B は、Case 3 の親バケット表面の主応力 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 4 は、Fig. 6A, 6B に示した A, B, C および Board A, B の部分の最大・最小となる曲げ応力を示したものである。

Fig. 6A, 6B に示した部分は、バケット内でも特に大きな曲げモーメントを受けている。Table 4 に示すように各部分の曲げ応力は、Base model, Case 1~3 のいずれの場合も材料 SM570 と HT700 の許容応力を超え、曲げ応力がバケットの強度に影響する。そこで、これらの部分に HT700 の材料を使用し、それらの曲げ応力が許

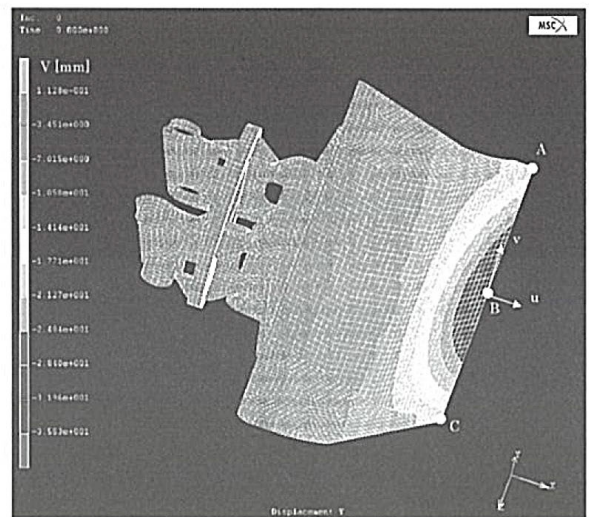


Fig. 7 Analytical result of main-bucket (Displacements v, Case 4, W₁)

容応力315 [MPa] 以下、それが困難な場合には Base model の応力以下になるように検討し、新たに Case 4 の軽量化モデルを提案する。なお、HT700の材料を使用する部分は、Table 2 に網掛けで示した。

Case 4 では、Table 2 に示すように特に曲げ応力の

Table 5 Analytical values of displacement (Unit [mm])

Load	Location	Direction	Base model	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
W ₁	A	u	2.6	4.2	3.8	4.1	3.8
		v	-9.8	-16.1	-14.4	-15.3	-12.4
	B	u	27.6	70.1	31.7	31.8	31.6
		v	-30.6	-71.1	-37.6	-38.3	-35.3
W ₂	A	u	3.4	5.1	4.8	5.4	5.2
		v	-14	-22.6	-20.5	-22.1	-18.7
	B	u	2.9	4.6	4.1	4.5	4.2
		v	-9.8	-16.1	-14.4	-15.3	-12.4
	C	u	2	3.4	2.9	2.9	2.6
		v	-5.6	-9.6	-8.4	-8.5	-6.2

ref. Fig. 6A and Fig. 6B

きかった部品③の Sole plate A, 部品⑫, ⑬の Rotation board の板厚をそれぞれ Base model の場合の板厚 16 [mm] に戻した。その結果, Case 4 では Base model の曲げ応力以下もしくは同程度となり, 重量低減率も 24.8 % となった。しかし, Case 4 では Table 3 に示した B' 部分の等価応力を許容応力以下に出来なかったが, 実際に製品化されている Base model の応力 459 [MPa] から 357 [MPa] に低下させることができた。

Table 5 は, Fig. 7 に示した親バケット先端 A, B, C の変形量を示したものである。Case 1 では, バケット全体の変形量が大きく Base model に比較して剛性がかなり低下している。Case 3, 4 では, 部品③, ④の板厚を変更したことや Fig. 4A 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。

以上, バケットの重量低減と最大掘削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 24.8% となる。しかし, 上の解析結果から明らかなように実際に製品化されている Base model および Case 4 のモデルでは, バケット内に許容応力を超える応力集中箇所があり, これら全てを許容応力以下にすることは困難である。これらの箇所は HT700 の降伏応力 590 [MPa] を超えないが, 長期使用においては疲労破壊を起こし易い。実際の使用においては, 最大掘削力を幾分制限するか本解析で特定された応力集中箇所の定期的なメンテナンスを必要とする。

4. おわりに

本研究では, Case 1~4 の旋回バケットの軽量モデル

を提案し, 有限要素法による応力解析を行った。各軽量モデルが最大掘削力を受ける場合の応力と変形について検討し, 部材の板厚変更と補強を行った。その結果, Case 4 のモデルの板厚が最適であり, 基になるバケット (Base model) に対する重量低減率は 24.8% であった。しかし, Case 4 のモデルは, バケット内に許容応力を超える応力集中箇所があり, これら全てを許容応力以下にすることは困難である。これらの箇所は HT700 の降伏応力 590 [MPa] を超えないが, 長期使用においては疲労破壊を起こし易い。実際の使用においては, 最大掘削力を幾分制限するか本解析で特定された応力集中箇所の定期的なメンテナンスを必要とする。

参考文献

- (1) 鷺津・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) 薦・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.