

斜め衝撃荷重を受ける車両用薄肉構造部材の衝撃圧潰特性

康井 義明^{*1} 深津 敬博^{*2}

Impact Collapse Characteristics of Thin-Walled Structure Tubes for Automobile under Oblique Impact Loading

by

Yoshiaki YASUI^{*1}, Takahiro FUKATSU^{*2}

(Received on Sep. 29, 2007 and accepted on Dec. 25, 2007)

Abstract

Recently, there are strict requirements for measures against the crushing of automobiles with a lightweight structure. In the frontal collision of an automobile, the energy of the impact of the automobile is absorbed by deformation of mainly thin-walled structural members. In this paper, the impact collapse behavior of hexagonally shaped thin-walled structural tubes under an oblique impact load is numerically analyzed using the finite element method. This paper also shows the energy absorption characteristics for the difference in thickness and rib reinforcements. As a result, the oblique load angle affects the collapse behavior of the member, which leads to collapse by progressive buckling or by bending. Furthermore, the initial compressive load and energy absorption characteristics are influenced. In the case of collapse by progressive buckling, the energy absorbing performance under oblique impact load is effectively improved by rib reinforcement of the member. However, this is not effective in the case of collapse by bending.

Keywords: Impact collapse behavior, Oblique loading, Thin-walled structural tubes, Energy absorption

1. 緒言

自動車の衝突時における乗員の安全性はキャビン前後に設けられているクラッシュブルゾーンでの衝撃吸収能力に大きく影響される。クラッシュブルゾーンでの衝撃吸収能力は主に薄肉構造である衝撃吸収部材によって左右されるため、その圧潰特性を把握し適切な吸収特性を持たせることが重要である。衝撃圧潰特性に影響を及ぼす因子として、部材の材質、断面形状、断面サイズ、板厚等の構造設計形式及び衝撃負荷方向等々が考えられ、これまでも軸方向圧縮負荷を受ける部材については多くの評価がなされてきた¹⁻⁴⁾。

しかしながら、実際に起こり得る事故形態は斜めオフセット衝突であることが多く⁵⁾、乗員の下肢傷害件数が最も多い事故形態であるため衝突安全性に関する重要な課題の一つとなっている⁶⁾。また斜め方向から衝撃荷重を受ける部材の圧潰特性については十分な検討がなされているとは言い難く、四角形断面部材の各種諸因子の影響^{7,8)}やテーパ形状部材を検討した報告⁹⁾にとどまっている。

そこで本研究では、自動車等の衝撃吸収部材として代表される六角形断面薄肉構造部材が斜め方向から衝撃荷重を受けた際の圧潰挙動を明らかにし、

斜め衝突を考慮したエネルギー吸収特性の向上を図る観点から板厚を変化させたものや断面内部にリブ(斜交板)を配した部材の圧潰挙動、エネルギー吸収特性について、数値解析を用いて詳細な評価を行った。

2. 数値解析

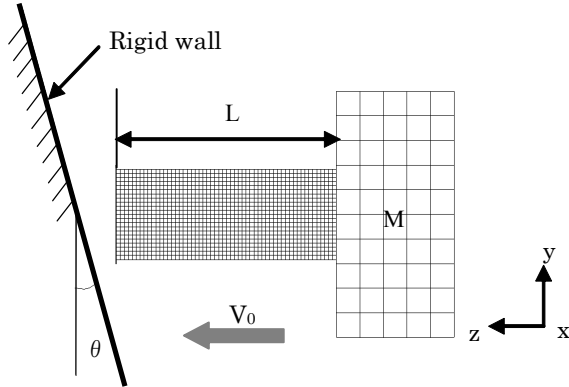
2.1 解析モデル

解析には汎用有限要素法ソフトウェア[LS-DYNA]を用い、Fig.1に自動車における衝撃吸収部材を想定とした解析モデルを示す。要素はBelytschko-Tsay四接点シェル要素を用い、要素分割は要素縦横比が約1となるように分割した。材料はアルミニウム合金A6061-T6を使用し、機械的性質はJIS規格四号試験片を作製して予め実験的に材料試験を行い算出されたデータを用いた。ヤング率 $E=68.3\text{GPa}$ 、ポアソン比 $\nu=0.33$ 、密度 $\rho=2700\text{kg/m}^3$ 、降伏応力 $\sigma_y=286\text{MPa}$ 、塑性領域は真応力-対数ひずみ曲線を近似させて定義し、Fig.2に示す。ひずみ速度依存性についてはアルミの静動比が1に近いという特性上考慮しない¹⁰⁾。部材後端には付加質量 $M=430\text{kg}$ (車体重量の1/2を想定)、衝突端には板厚1mmの端板を付加し、衝突速度 $V_0=55\text{km/h}$ で剛体壁に衝突させ、衝突角度 θ については剛体壁に角度を与え0degから40degまでの条件とした。

* 1 工学部動力機械工学科教授

* 2 工学研究科機械工学専攻修士課程

また、拘束条件は付加質量および部材後端面の z 軸変位成分以外を固定とした。部材形状は市販自動車に用いられている衝撃吸収部材の形状パラメータを考慮し部材全長 $L=280\text{mm}$ を一定とし、部材断面は Fig.3 のように、対辺距離 $S=127\text{mm}$ を一定とした正六角形断面を用い板厚 t はエネルギー吸収能を比較するため 1.0mm , 1.5mm , 2.0mm を用いて検討を行った。また斜め衝突(θ)の際の部材断面に当たる



L: Length [mm] M: Additional mass [kg]
 V_0 : Initial velocity [km/h] θ : Impact angle [deg]

Fig.1 Analysis model

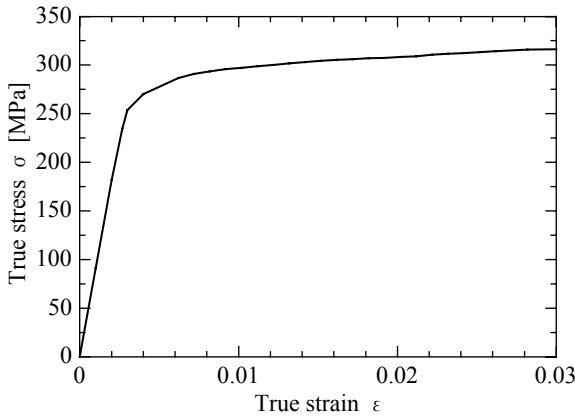
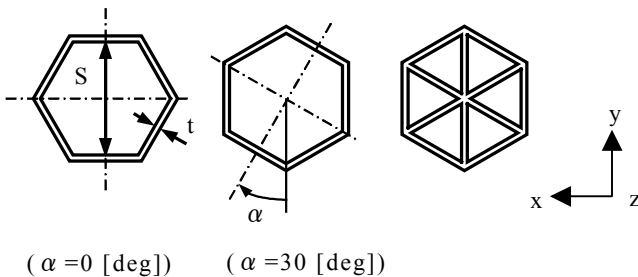


Fig.2 True stress-True strain curve (A6061-T6)



S: Opposite side distance [mm]
 α : Rotation angle [deg] t: Thickness [mm]

Fig.3 Cross-sectional shapes and arrangement

衝突部位を考慮して回転角度 $\alpha=0\text{deg}$, 30deg の二種類のものを検討し、リブを配した部材(以後、リブ補強部材と称す)については稜線部を連結させたものを用いた。衝撃荷重を受ける場合、リブ補強部材ではセル(六角形部分)とリブの接合部に剥離や分離が生じる可能性もあり得ると考えられるが、本研究ではこれらに関する破壊は考慮していない⁽¹¹⁾。

2.2 物理量の定義

本解析結果の一例として Fig.4 に衝突角度 $\theta=0\text{deg}$ の条件下で部材を圧潰させた時の圧潰荷重 P 、エネルギー吸収量 E_{ab} 、平均圧潰荷重 P_{av} と圧潰量 δ の関係を示す。なお圧潰荷重 P は剛体壁の垂直反力、圧潰量 δ は付加質量 M の z 軸変位量から算出している。薄肉構造部材が衝撃圧潰荷重を受けると部材壁面が降伏し座屈する。この時の荷重を初期圧潰荷重 P_{in} と定義する。その後部材の圧潰が進行していくことで衝撃エネルギーを吸収し、エネルギー吸収量 E_{ab} は圧潰荷重 P を圧潰量 $0\sim\delta$ [mm]まで積分した値として定義する。また、エネルギー吸収量 E_{ab} をその時の圧潰量 δ で除した値を平均圧潰荷重 P_{av} 、単位部材質量当たりのエネルギー吸収量 E_{ef} をエネルギー吸収能 E_{ef} [kJ/kg]とした。本報告においての各種結果 (E_{ab} , P_{av} , E_{ef}) は圧潰が十分に進行し、エネルギー吸収特性を十分把握できる $\delta/L=0.6$ (圧潰量を部材全長で除した値)での値を評価していくことにする。

3. 結果および考察

3.1 斜め衝突による部材の圧潰挙動

薄肉構造部材が斜め方向から衝撃荷重を受けた際の圧潰挙動は軸方向荷重のみ受ける場合とは異なると考えられる。そこで板厚 $t=1\text{mm}$ 、回転角度 $\alpha=30\text{deg}$ の部材を取り上げ、斜め衝突による圧潰挙動とエネルギー吸収特性の関係性を検討した。斜め衝

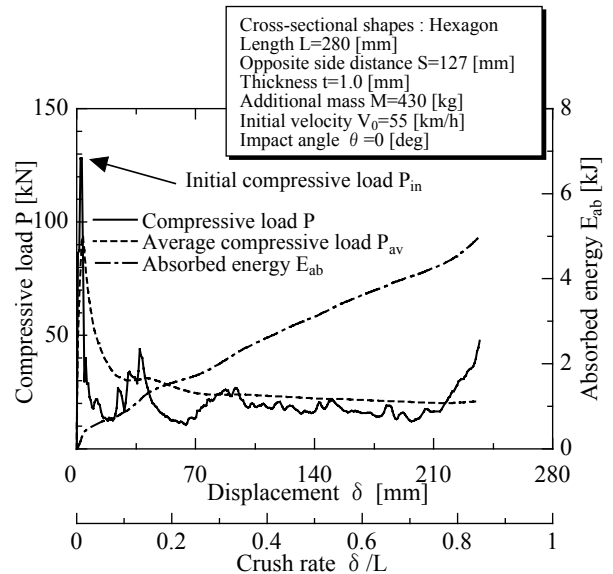


Fig.4 Definition of dynamic compressive behavior

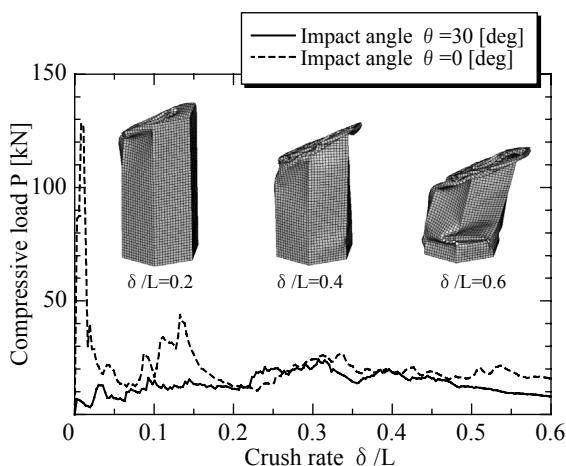


Fig.5 Relation between compressive load and crush rate

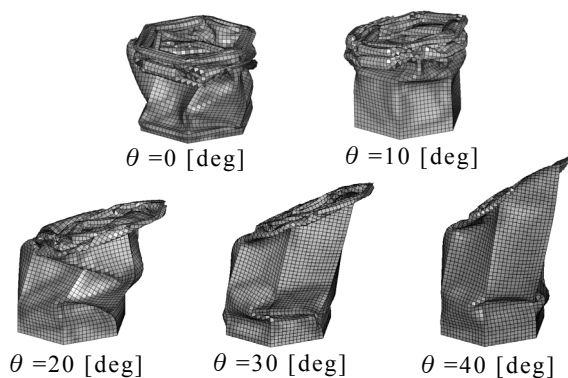


Fig.6 Influence on crushed deformations under oblique impact loading ($\delta/L=0.6$, $\alpha=30$ [deg])

Table.1 Influence on energy absorption under oblique impact loading

	Impact angle θ [deg]				
	0	10	20	30	40
E_{ab} [kJ]	3.60	3.08	2.54	2.31	1.94
P_{av} [kN]	21.4	18.2	15.1	13.7	11.5

突による圧潰挙動の一例として Fig.5 に衝突角度 $\theta=0$ deg と $\theta=30$ deg の圧潰荷重-圧潰率($P-\delta/L$) 線図と衝突角度 $\theta=30$ deg の圧潰形態層を示す。部材が軸方向荷重のみ受けた場合($\theta=0$ deg)は衝突初期において高い圧潰荷重(初期圧潰荷重 P_{in})により壁面座屈が生じ、その後圧潰荷重は低下し逐次座屈変形によりほぼ一定の圧潰荷重で進行していく。しかし斜め衝突の場合、圧潰初期において部材断面の衝突部位が小さくなるため初期圧潰荷重が小さく、圧潰率 $\delta/L=0.3$ 付近まで圧潰の進行と共に荷重が上昇し、その後圧潰荷重は減少傾向を示している。これは圧潰率 $\delta/L=0.6$ 時の圧潰形態から見受けられるように曲げ崩壊が生じたため圧潰荷重が減少傾向を示した。このことから斜め方向から衝撃荷重を受

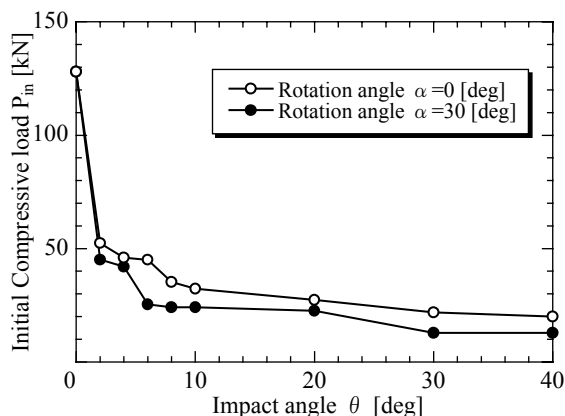


Fig.7 Relation between Initial compressive load and impact angle

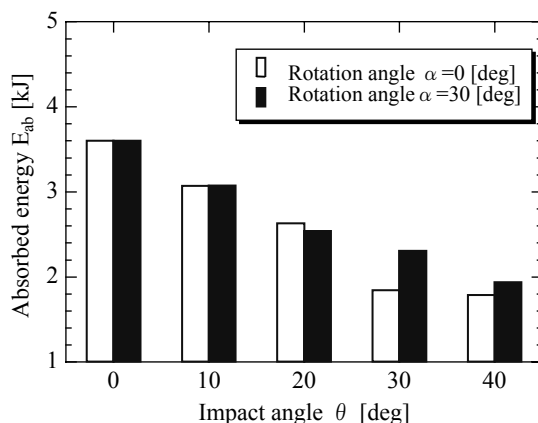


Fig.8 Relation between Initial absorbed energy and impact angle

けた際、軸方向への圧縮荷重に加え部材全体に曲げモーメントが加わるために圧潰形態が異なる。

そこで圧潰形態に着目し、衝突角度 θ の違いによる影響を Fig.6 に示す。前述より、衝突角度 $\theta=0$ deg においては規則的な逐次座屈変形により圧潰が進行したことが確認でき、また衝突角度 $\theta=10$ deg も同様の圧潰形態を呈している。しかし衝突角度 $\theta=20$ deg では稜線部の拘束力が低下し不規則な圧潰モードを呈しており、衝突角度 $\theta=30$ deg 以上では曲げモーメントの増加により曲げ崩壊を呈していることが確認できた、さらに Table.1 より衝突角度の増加に伴いエネルギー吸収量 E_{ab} 、平均圧潰荷重 P_{av} は共に減少傾向を示し、これらの圧潰挙動がエネルギー吸収特性に与える影響は大きいと考えられる。

3.2 衝突部位による影響

斜め衝突(θ)の際の部材断面に当たる衝突部位を考慮し、回転角度 $\alpha=0$ deg, 30 deg の配置方向(Fig.3 参照)で比較・検討を行った。

まず始めに初期圧潰荷重 P_{in} の影響について Fig.7 に示す。回転角度 $\alpha=30$ deg の部材では一箇所の稜部が衝突部位となるため荷重を受け持つ断面積は

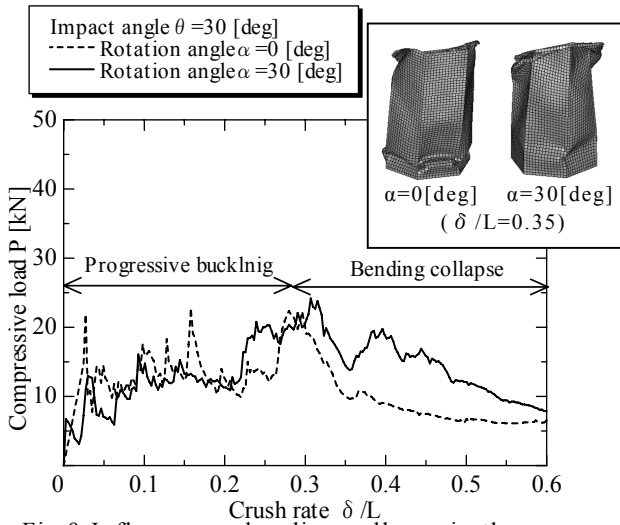


Fig.9 Influence on bending collapse in the case of rotation angle changing

回転角度 $\alpha=0\text{deg}$ に比べて小さくなる。このため衝突部位の影響を受けて回転角度 $\alpha=30\text{deg}$ の方が比較的低い荷重で圧潰が進行することが確認できた。また、回転角度 $\alpha=30\text{deg}$ の部材では衝突角度 $\theta=4\text{deg}$ と $\theta=6\text{deg}$ に比較的大きな差が見受けられた。これは初期圧潰荷重 P_{in} の発生時に伴う部材変形の違いが要因として挙げられ、衝突角度 $\theta=4\text{deg}$ では衝突角度を持たない場合と同様に各壁面(六面)が降伏して面外変形が生じるのに対し、衝突角度 $\theta=6\text{deg}$ 以上では衝突部位の付近で局部的な面外変形が生じたためである。さらに、同様の現象が回転角度 $\alpha=0\text{deg}$ の部材においても $\theta=6\text{deg}$ と $\theta=8\text{deg}$ で生じている。しかしながら衝突角度 θ を少しでも有することで急激に初期圧潰荷重 P_{in} が減少するため、衝突部位の違いによる初期圧潰荷重 P_{in} の影響は小さいと考えられる。

次に圧潰が十分に進行した際の比較を行い、Fig.8 に両部材のエネルギー吸収量 E_{ab} を示す。両部材は衝突角度 $\theta=20\text{deg}$ まではエネルギー吸収量 E_{ab} の差はほとんど見受けられないが、衝突角度 $\theta=30\text{deg}$ 以上の曲げ崩壊が生じる際には回転角度 $\alpha=30\text{deg}$ の方が高い値を示している。そこで両部材の明確な違いが見受けられた衝突角度 $\theta=30\text{deg}$ の圧潰荷重-圧潰率($P-\delta/L$)線図を Fig.9 に示す。圧潰の前半においては両部材の衝突部位の違いはあまり見受けられない。しかし圧潰の後半で曲げ崩壊による圧潰荷重の減少に違いが現れ、回転角度 $\alpha=30\text{deg}$ の方が曲げ崩壊の起点となる箇所において稜線部により剛性が高まり緩やかに減少することが確認できた。このため衝突角度 θ が 30deg 以上で大きく曲げ崩壊が生じた際、回転角度 $\alpha=30\text{deg}$ の方がエネルギー吸収量を高める効果が期待できると考えられる。

3.3 部材のエネルギー吸収能の比較

衝撃吸収部材のエネルギー吸収量 E_{ab} またはエネルギー

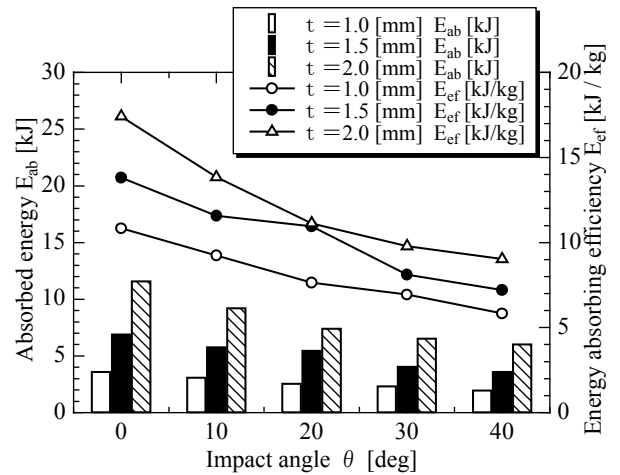


Fig.10 Energy absorption characteristics of each thickness

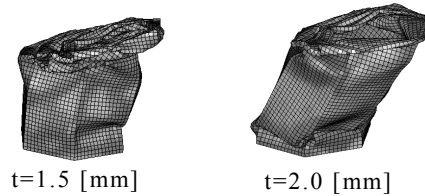


Fig.11 Influence on crushed deformations by changing thickness ($\delta/L=0.6$, $\theta=20\text{deg}$)

び吸収能 E_{ef} の向上を図る手段として、軸方向圧縮負荷 ($\theta=0\text{deg}$) では板厚 t と対辺距離 S の比 t/S を増加させることがある⁽¹¹⁾。これは板厚 t の増加に伴い壁面の剛性が高まり、また対辺距離 S を小さくすることによって有効幅を十分に確保することができるためである。そこで回転角度 $\alpha=30\text{deg}$ の部材を用いて板厚変化によるエネルギー吸収能の検討を行った。なお対辺距離 S 、部材長さ L のパラメータが斜め衝突時の圧潰挙動に与える影響が考えられるが、車両等を想定とした実用構造物では空間的制約があることから一定の条件として評価を行った。

Fig.10 に各衝突角度 θ における板厚 $t=1.0\text{mm}$ 、 1.5mm 、 2.0mm のエネルギー吸収特性を示す。板厚 t の増加に伴い全ての衝突角度 θ でエネルギー吸収量 E_{ab} が増加することが確認でき、斜め衝突に対してもエネルギー吸収量 E_{ab} の向上に繋がる。しかしエネルギー吸収能 E_{ef} を比較すると衝突角度 θ の増加に伴い板厚増加による寄与は小さくなり、さらに衝突角度 $\theta=20\text{deg}$ に着目すると板厚 $t=2.0\text{mm}$ では急激に減少し板厚 $t=1.5\text{mm}$ とほぼ同じエネルギー吸収能 E_{ef} となっており、Fig.11 に両部材の圧潰形態を示す。板厚 $t=2.0\text{mm}$ のエネルギー吸収能 E_{ef} の低下は曲げ崩壊によるものであり、このことから過度な板厚増加は曲げ崩壊の起因性を高めることになる。また板厚 $t=1.5\text{mm}$ は $t=1.0\text{mm}$ (Fig.6 参照) に比べ稜線部の拘束力は強くなっていることが確認できた。

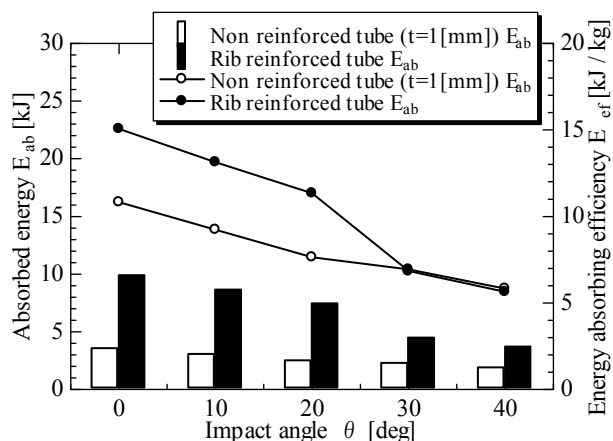


Fig.12 Energy absorption characteristics of rib reinforced tube

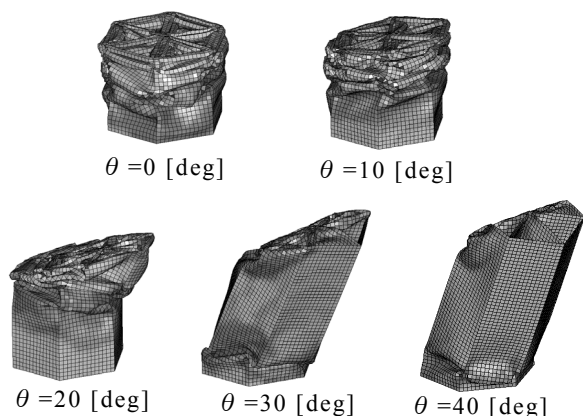


Fig.13. Crushed deformations of rib reinforced tube ($\delta/L=0.6$)

3.4 リブの補強効果

前述で示したようにエネルギー吸収量 E_{ab} を向上させるために板厚 t を増加させることは、曲げ崩壊の起因性を高め、結果として板厚増加は斜め衝突時においてエネルギー吸収特性の向上はあまり期待できないと考えられる。そこでセル板厚（六角形部分）を増加させずに内部にリブを施した部材の検討を行った。なおリブ補強部材のリブ板厚とセル板厚は共に 1mm とし、回転角度 $\alpha=30\text{deg}$ の部材を用いて比較・検討した。

Fig.12 はリブ補強によるエネルギー吸収特性を板厚 $t=1\text{mm}$ の無補強部材と比較している。リブ補強部材は無補強部材に比べ全ての衝突角度 θ でエネルギー吸収量 E_{ab} が増加し、またエネルギー吸収能 E_{ef} は衝突角度 $\theta=20\text{deg}$ までは高い値を示している。Fig.13 に各衝突角度の圧潰形態を示す。断面内部にリブを配することで断面放射方向の変形が拘束され座屈波長の小さい逐次座屈を呈し⁽¹²⁾、また衝突角度 $\theta=20\text{deg}$ の圧潰形態を比較すると無補強部材 (Fig.6 参照) では不規則な逐次座屈を呈したが、リブ補強部材では稜線部の拘束力が強まっていることが顕著に現れ衝突角度 θ の影響をあまり受けていないことが確認できる。しかし衝突角度 $\theta=30\text{deg}$

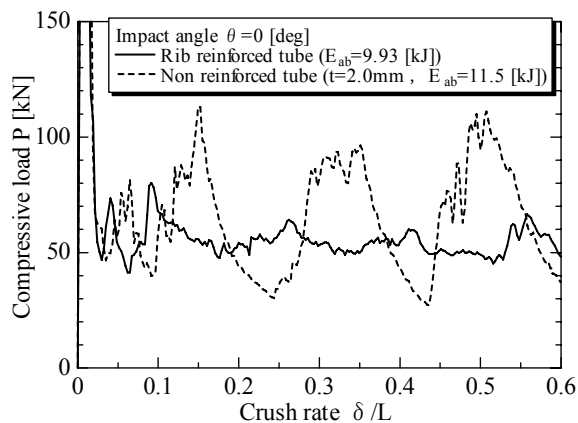


Fig.14 Relation between compressive load and crush rate ($\theta=0\text{deg}$)

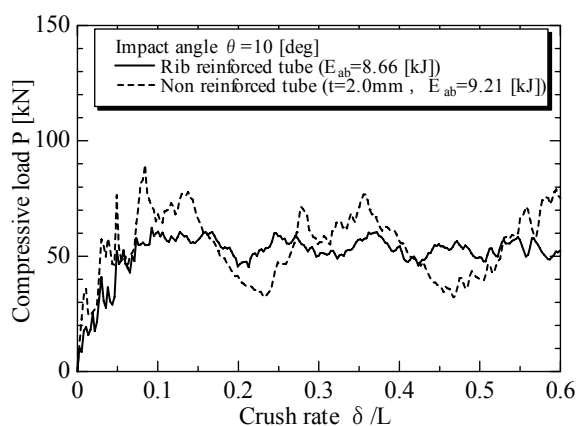


Fig.15 Relation between compressive load and crush rate ($\theta=10\text{deg}$)

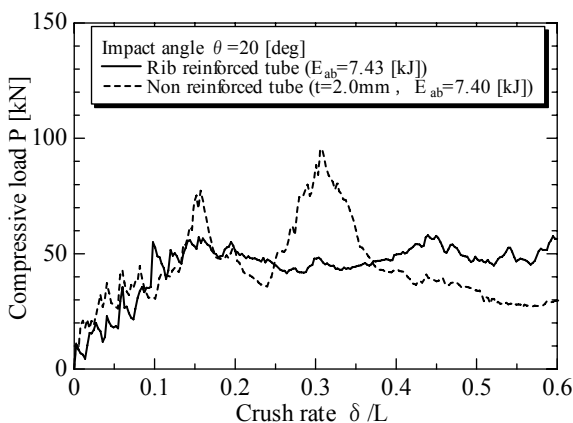


Fig.16 Relation between compressive load and crush rate ($\theta=20\text{deg}$)

以上では無補強部材と同様に曲げ崩壊を呈したことから、エネルギー吸収量 E_{ab} が急激に減少しリブによる補強効果は見られなかった。このため曲げ崩壊によるエネルギー吸収能 E_{ef} の向上は期待できないため、構造設計上適宜な配慮をする必要がある。

次に部材質量がほぼ同じである板厚 $t=2.0\text{mm}$ の無補強部材との圧潰挙動の違い比較し、衝突角度 $\theta=0\text{deg}$, 10deg , 20deg 時の圧潰荷重-圧潰率 ($P-\delta/L$) 線図をそれぞれ Fig.14, Fig.15, Fig.16 に示す。Fig.14

よりリブ補強効果による座屈波数の小さな逐次座屈を呈することは、圧潰の進行時における荷重変動が少なく安定した圧潰挙動であることが確認できる。また斜め衝突時を比較すると衝突角度 $\theta=10\text{deg}$ 時、エネルギー吸収量 E_{ab} はリブ補強部材の方が低い値を示す。しかし座屈波長の小さい逐次座屈が生じるため、その圧潰挙動は無補強部材に比べ荷重変動が少なく斜め衝突時でも安定した圧潰挙動が得られていることが分かる。また衝突角度 $\theta=20\text{deg}$ 時ではほぼ同じエネルギー吸収量を示すが、無補強部材は荷重変動が大きいためから曲げ崩壊が生じやすくなったと考えられる。このためリブ補強部材は曲げ崩壊が生じる衝突角度 θ を増加させる効果があり、斜め衝突に対して優位性のある圧潰挙動であることが確認できた。

4. 結 言

車両衝突を想定とした斜め衝撃荷重を受ける薄肉構造部材の衝撃圧潰特性の把握・向上を目的に、斜め衝突による部材の圧潰挙動、エネルギー吸収特性への影響を検討した結果、以下の知見を得た。

- (1) 斜め衝突による圧潰挙動は初期圧潰荷重が減少し、衝突角度の違いにより異なる圧潰モードが現れ、衝突角度を増加させるとエネルギー吸収量は低下していく。
- (2) 部材断面に当たる衝突部位の違いにより、初期圧潰荷重および曲げ崩壊後の荷重変動の違いが現れた。
- (3) 板厚の増加によりエネルギー吸収量は増加するが、過度に板厚を増加させると曲げ崩壊の起因性に繋がりエネルギー吸収能の低下を及ぼす。
- (4) リブを施すことで座屈波長の小さい逐次座屈を生じ、斜め衝突時においても安定した圧潰挙動を得ることができる。しかし曲げ崩壊が生じた際はその補強効果は小さいため、適宜配慮する必要がある。

参 考 文 献

1. 山下実, 後藤學, 高橋隆博, 澤入安彦: 各種ハット形断面を持つ強度部材の軸方向衝撃圧潰第1報, 日本機械学会論文集 A, 68巻, 668号(2002), 668
2. 佐々木健, 黒川知明: 材料・構造の衝撃問題 円管の衝撃軸対称崩壊過程と緩衝材評価, 日本機械学会論文集 A, 63巻, 616号(1997), 2610
3. 十河敬寛, 宇治橋貞幸, 松本浩之, 足立忠晴: 薄肉管の衝撃軸圧潰によるエネルギー吸収特性の解析, 日本機械学会論文集 A, 63巻, 605号(1993), 146
4. 古迫誠司, 上西郎弘, 宮崎康信: 自動車開発を支える鉄鋼・金属業界 高強度鋼板の適用による衝撃エネルギー吸収能の向上, 自動車技術, 55, 10(2001), 36
5. 佐伯秀司, 槇徹雄, 上田真希, 宮坂浩二: 斜めオフセット衝突に関する研究, 日産技報, No.54, (2004), 53
6. 佐伯秀司, 槇徹雄, 尾崎龍哉, 森沢正旭, 本多悠記: 斜めオフセット衝突時における乗員下肢挙動に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.3(2001), 12
7. A.Reyes, M.Langseth, O.S.Hopperstad: Square aluminum tubes subjected to oblique loading, Int J Impact Eng, 28(2003), 1077
8. PARK J-S, HAN D-C, PARK S-H: Energy Capacity of Vehicle Structure under Oblique Load, Tech Pap FISITA Conger, 4, (2000), 1800
9. G.M.Nagel, D.P.Thambiratnam: Dynamic simulation and energy absorption of tapered thin-walled tubes under oblique impact loading, Int J Impact Eng, 32, 10(2006), 1595
10. 吉田夕貴夫, 万向, 高橋雅之, 細川俊之, 山下徹男: アルミ押出部材の動的曲げエネルギー吸収特性, 自動車技術会論文集, 28, 1(1997), 133
11. 康井義明, 細見光史, 鬼武章: 衝撃軸圧縮荷重を受ける各種多角形薄肉断面構造部材の動的エネルギー吸収特性, 軽金属, Vo.55, No.6(2005), 252
12. 康井義明, 和田茂, 今井恒夫: 車両用フロントサイドメンバを想定した各種リブ補強薄肉断面構造部材の衝撃圧潰特性, 設計工学, Vo.42, No.4(2007), 217