1228 自動車構造部材の極限強度に関する研究

関 典 明 ^{*1}

A Study on Ultimate Strength of Body Structural Members

Noriaki,SEKI

Recently the compatibility of crash safety and lightweight is one of the most important technical subjects in body design. It is considered that the resistant strength has to reach a balanced level between the energy absorption structures and the deformation control structures for crash safety design. Although the CAE technology has been widely and successfully used to get the characteristic values in the crash safety evaluation, it is necessary to accurately estimate the ultimate strength of the structural member of car in the initial stage of the design for time saving. In this paper, the post-buckling behavior of the structural member is considered and an analysis method is developed. By assuming the displacement during the buckling and applying Galerkin method, the ultimate strength is obtained and is in good agreement with the result of FEM.

Key Words: Ultimate Strength, Post-Buckling, Body Structural Members,

1. 緒 論

衝突安全性能は、JNCAP で代表されるアセスメント評価のレベルアップと軽量化を両立するため、エネルギーを吸収すべき部材と車体のキャビン部の耐力をバランス良く設計する必要がある。そのため車両開発時に大規模な CAE が活用されている。これによりボデー構造部材の断面寸法が決定できるようになった。今後更なる開発期間短縮に対応して、CAE を活用する前に簡易に構造部材の耐力を見積もることは、初期図面の完成度向上の観点から重要である。構造部材を簡略化すると図 1 の様な薄板箱形断面材で衝突時に外力として圧縮曲げが作用する。そのとき構成要素の平板の板幅を板厚で除した比率（以下アスペクト比）が小さい場合は断面全体で降伏応力まで到達し、全断面塑性モーメントにより耐力を見積もることができる。しかし、アスペクト比が大なる場合、構成要素の平板が弾性座屈を生じ、その後最大荷重となる。そこで、本論文では構造部材の弾性座屈後の耐力について検討した。

2. 理論解析の仮定

薄肉箱型断面材のフランジ部に着目し、図 2 の平板モデルで弾性座屈後の挙動を解析し、耐力を求める。従来から平板の弾性座屈後の挙動は研究されているが⁽¹⁾、図 2 において $y = 0$ 、 b での境界条件は y 方向変位が零で y 方向の断面力 N_y が有限の場合が多いようである。しかし、薄板箱型断面材の稜線において

ウェブでは、断面力 N_y は負担できないと考えられ $N_y=0$ が適切であると考えられる。したがって以下の仮定に基づき解析を行う

(1) 図 2 で、 $y = 0$ 、 b において $N_y=0$ 、 $N_{xy}=0$ とし、またウェブの剛性をばね定数 (K_m) として考慮した。(2) 弾性座屈後稜線部の x 方向応力が降伏応力に到達したとき、最大耐力とする。(3) 初期不整関数は座屈波形と同形の関数を考慮した。

Fig. 1 Thin-walled box beam

Fig. 2 Analytical model

^{*1}正員、関東自動車工業㈱ 開発本部 実験部 (〒237-8585 横須賀市瀬越町 7-71)。

3. 理論解析

図2において、座屈波形

$$w_1(x, y) = f_1 \sin \pi x/a \cdot \{ \sin \pi y/b + K_m f(y) \} \quad (1)$$

$f(y) = y/b - y^2/b^2$ とし、初期不整関数を

$$w_0(x, y) = f_0 \sin \pi x/a \cdot \{ \sin \pi y/b + K_m f(y) \} \quad (2)$$

とする。また $w(x, y) = w_1(x, y) + w_0(x, y)$ である。

ここで、初期不整を考慮した適合条件式は

$$1/Et \cdot \Delta^2 F = K \left[\left(\partial^2 w_1 / \partial x \partial y \right) - \partial^2 w_1 / \partial x^2 \cdot \partial^2 w_1 / \partial y^2 \right] \quad (3)$$

で与えられ、 $K = 1 + 2w_0/w_1$ 、 $\Delta = \partial^2 / \partial x^2 + \partial^2 / \partial y^2$

F ; 応力関数、 E ; 縦弾性係数、 t ; 板厚 である

(1) (3) から応力関数を求めると

$$\begin{aligned} F/t = & -p_1 y^2/2 + Ef_1^2 K/32 \cdot (a^2/b^2 \cdot \cos 2\pi x/a \\ & + b^2/a^2 \cdot \cos 2\pi y/b) \\ & + \cos 2\pi x/a [A \cdot \cosh \{2\pi(y-b/2)/a\} \\ & + \cos 2\pi x/a [B \cdot 2\pi(y-b/2)a \cdot \sinh \{2\pi(y-b/2)a\} \\ & + f_1^2 EK \cdot K_m (1/a^2) \{y^2/2 \cdot \sin \pi y/b + 2b/\pi \cdot y \cos \pi y/b \\ & - b/2 \cdot y \sin \pi y/b - 3b^2/\pi^2 \sin \pi y/b - b^2/\pi \cdot \cos \pi y/b\} \\ & + f_1^2 EK \cdot K_m^2 (\pi/ab)^2 \{y^6/120b^2 - y^5/40b + y^4/48\} \\ & + f_1^2 EK \cdot K_m \cos 2\pi x/a \cdot (\pi/a)^2 \{a^4/\pi^2 (4b^2 + a^2)^2 \} \\ & \times [\sin \pi y/b \{ -y^2/2 + by/2 + (b/\pi)^2 \} \\ & - b(4b^2 + 3a^2)/\pi(4b^2 + a^2) \cdot (2y \cos \pi y/b - b \cos \pi y/b) \\ & + \{6a^2b^2(4b^2 + 3a^2)\}/\{\pi^2(4b^2 + a^2)^2\} \cdot \sin \pi y/b] \\ & + f_1^2 EK \cdot K_m^2 \cos 2\pi x/a \cdot (a/4\pi)^2 \{y^2/b^4 - y/b^3 \\ & + (2a^2 + \pi^2b^2)/(2\pi^2b^4) \} \} \text{となる。} \quad (4) \end{aligned}$$

力関数 $N_x = \partial^2 F / \partial y^2$, $N_y = \partial^2 F / \partial x^2$, $N_{xy} = -\partial^2 F / \partial x \partial y$

より N_x , N_y , N_{xy} を求める事が出来る。積分定数 A , B は仮定(1)の条件により、決定できる。

次にZ方向の、平衡条件は

$$\Pi = D\Delta^2 w_1 - N_x \partial^2 w / \partial x^2 - 2N_{xy} \partial^2 w / \partial x \partial y - N_y \partial^2 w / \partial y^2 = 0$$

で、(5) 示すように、ガラーキン法に従い積分を行

$$\text{うと} \quad \int_0^a \int_0^b \Pi \cdot w_1(x, y) dx dy = 0 \quad (5)$$

弾性座屈応力、断面力を求める事ができ、断面力 N_x から仮定(2)条件により最大耐力を求めることができる。ここで有効幅の概念を取り入れると有効幅を b_m とし、フランジの最大耐力を P_{max} とし、 σ_y を降伏応力とすれば

$$P_{max} = p_1 b t = \sigma_y b_m t \text{ より } b_m/b = p_1 / \sigma_y \quad (6)$$

となり、有効幅 b_m/b を計算したものが図3である。

計算値は K_m が零(単純支持)、と無限大(固定支持)を示した。また従来の研究の $y=0$, b で y 方向変位が零の計算値も示した。

4. FEM との比較

圧縮曲げを受ける構造部材の崩壊特性について汎用非線形解析プログラム PAM/CRASH を用いて検討した当社の報告⁽²⁾があるので比較のため図3にプロットした。

5. 結 論

薄板箱形断面材のフランジ部に着目し、弾性座屈後の挙動を解析し、FEM解析結果で確認した。支持条件については単純支持条件でほぼFEM結果と一致し、初期図面の予測式として活用できる。

Fig. 3 Relation between b_m/b and $\sigma_y/(t/b)^2$

参考文献

- (1) 林, 軽構造の理論とその応用(上), 1966
湯浅倉西, 他5名, 弾性安定要覧, 1951
Timoshenko, Gere, Theory of elastic stability,
吉識, 山本, 弾性安定論, 1965
- (2) 野間, 六車, 高田, タウラ技報, Vol.34, 2000