



自動車用鉄鋼材料の金属組織と高速変形挙動

武智 弘*・高橋 学*²・伊藤 耿一*³・遠藤 孝雄*⁴・友田 陽*⁵

High Strain Rate Deformation Behaviour of Steels for Auto-Body

Hiroshi TAKECHI, Manabu TAKAHASHI, Kouichi ITO, Takao ENDO and Yo TOMOTA

Synopsis : It has been one of the major interests in automobile industries to improve crashworthiness of auto-bodies as well as the fuel consumption. Crash energy absorption of a component depends not only on the geometry but also the mechanical properties of the materials used. Buckling of thin wall tube structures, which is a typical example of the deformation during crash, is studied theoretically to clarify the effect of strain rate dependence of flow stress. Geometrical and material factors that control the energy absorbing property of components are reviewed. Flow stress at a strain rate up to approximately $10^3/s$ can be estimated by using thermal activation models for dislocation motion. Theoretical background and problems remained for application of the models are briefly reviewed. These methods are of use for machine design coupled with materials selection and/or development when high-speed deformation like automobile collision is taken into consideration.

Key words : steel; flow stress; crashworthiness; strain rate; dislocation; thermal activation.

1. 緒言

自動車は今や大衆の足として文明生活を支える最も重要な道具の一つとなった。それだけに、めまぐるしく変化する社会情勢を敏感に反映して、進歩・改良することが求められる。1973年と1979年に起こった中東戦争による石油不足、さらには1980年代後半から国際的最優先課題となった地球環境問題への取り組みに呼応した自動車車体の軽量化や省エネルギーに対する要求など、自動車は常に社会的関心の中心に位置づけられている。

地球環境との調和のためにCO₂排出量の削減が強く求められる中、エンジン効率向上や各種の摩擦低減策と共に車体の軽量化も有効な手段の一つと考えられている。一方、衝突時の乗員安全性確保に対する要求も年々強くなっており、軽量化との両立が必須とされている。

この様な背景から、1997年に鉄鋼協会が「自動車用材料の高速変形挙動に関する共同研究会」が発足したことは、まさに時宜を得たものといえる。本研究会には7大学、鉄鋼会社6社、自動車会社8社および自動車研究所が参加し、構造および材料の観点から、調査・研究を実施した。

本研究会の目的は衝突安全性に優れた自動車用材料の開発指針を得ること、すなわち塑性力学と金属学の両分野に共通な高速変形時の用語、構成式の構築である。特に通常

の材料試験で使用される変形速度に比べ4~6桁も大きい衝突時の「動的」変形に対応する応力-歪み曲線を熱的活性化過程を前提として記述・決定する方法を提案することも重要な目的の一つである。

自動車衝突時の乗員保護を目的とした設計指針は、1) 衝突時の乗員生存空間の確保、および2) 衝突時に乗員が受ける衝撃力の緩和である。前者については高強度化、高剛性化が重要な手段であり、これらによるキャビン空間の確保が志向されている。車の前面衝突では衝突時にエンジンなどの重量物のキャビン進入量を最小にするように、限られた空間内での塑性変形により効果的に衝突エネルギーが吸収されるように設計されている。また側方からの衝突に関しては、衝突エネルギーを吸収できる変形領域が確保しにくいことから、変形しにくい剛な構造が採用されている。一方後者の衝撃力緩和に関しては、「軽くて丈夫な構造を作る」という従来の設計思想を根本的に変えるものであり、如何にうまく壊すか、すなわち「衝撃崩壊特性の最適化」が設計指針となる。特に前突時には、例えばフロントサイドメンバーと呼ばれる衝突方向に長い薄肉構造体部品が長手方向の圧縮荷重により座屈変形することで急激な加速度の変化すなわち乗員が受ける衝撃を小さくするよう設計される。

以下には、前面衝突を前提に衝突エネルギー吸収能を支配する薄肉構造体の衝撃座屈変形挙動と各種構造因子の影

平成14年6月3日受付 平成14年7月19日受理 (Received on June 3, 2002; Accepted on July 19, 2002)

* 福岡工業短期大学 (Fukuoka Junior College of Technology)

* 2 新日本製鐵 (株) 鉄鋼研究所 (Steel Research Labs., Nippon Steel Corp., 20-1 Shintomi Futtsu 293-8511)

* 3 東北大学工学部 (Faculty of Engineering, Tohoku University)

* 4 横浜国立大学大学院工学研究院 (Faculty of Engineering, Yokohama National University)

* 5 茨城大学工学部 (Faculty of Engineering, Ibaraki University)

響，熱的活性化過程を前提とした鋼材の高速変形挙動の記述方法について，本研究会の成果を概説する。

2. 薄肉構造体の座屈変形と衝撃エネルギー吸収能

自動車のフロント部とキャビンを結ぶ連結部材であるフロントサイドメンバーは箱型断面形状を持つ長い薄肉構造体である。前突の場合にはこのフロントサイドメンバーの塑性変形によってエネルギーの吸収や衝撃力の緩和が図られる。この形状を単純化した Fig. 1 に示すような板厚 1 mm の角筒を衝突に相当する速度である 11 m/s (約 40 km/hr) で軸方向に圧潰し，150 mm の衝撃変形を行った後のサンプル形状は Fig. 2 に示すように，長手方向に座屈変形した。この様な座屈変形時には Fig. 3 に示すような荷重応答曲線が得られ，変形初期の鋭い荷重の立ち上がりした後，座屈変形に対応した繰り返しの荷重ピークが観察される¹⁾。この荷重-変位曲線から求められる一定の変形範囲での吸収エネルギー量と，乗員への衝撃の大きさに対応すると考えられる初期ピークの高さが衝撃時の安全性を判断する上で重要な情報である。このモデルとした角筒形状構造体の衝撃座屈変形挙動に影響を及ぼす因子としては，断面形状，断面サイズ，板厚及び力が加わる方向等が考えられ，実部品の場合にはさらに3次元的な幾何学形状と他部品との結合に起因する様々な拘束条件も影響する。また，幾何学的な因子と強度，加工硬化挙動，応力のひずみ速度依存性等の材料因子が相互に作用し合うことで最終的な変形挙動と衝突エネルギー吸収挙動が決まる。

従って多くの要因によって決まる衝撃座屈現象の全ての場合を実験により確認することは困難であり，数値計算と組み合わせた検討が不可欠である。計算手法としては FEM (Finite Element Method) を用いる方法が現実的である。FEM 計算では構造因子や材料因子を自由に变化させることができ，衝撃座屈変形挙動や衝撃エネルギー吸収能に及ぼすこれらの因子の影響を評価することができる。

2.1 薄肉構造体の衝撃座屈変形

2.1.1 静的座屈変形

静的座屈変形はその発生形態から，1) 分岐座屈：座屈以前の変形モード（基本モード）から釣り合いを保ちながら座屈変形へ移行する変形で，荷重変位曲線（平衡経路）が座屈点で分岐し，座屈荷重以降は同一荷重のもとに2種類の変形モードが存在する (Fig. 4) 棒や厚肉シェル等の座屈変形，2) 飛び移り座屈：荷重変位曲線に極大点，極小点があるとき，極大点から同じ荷重レベルの座屈後変形に飛び移る外圧を受けた球殻等の座屈変形，3) 飛び越し座屈：座屈後急速に荷重が減少する場合に，座屈点に到達する以前に座屈後変形経路に飛び越してしまう薄肉シェル等の座屈変形，の3種に分類される。これらの中で分岐座屈

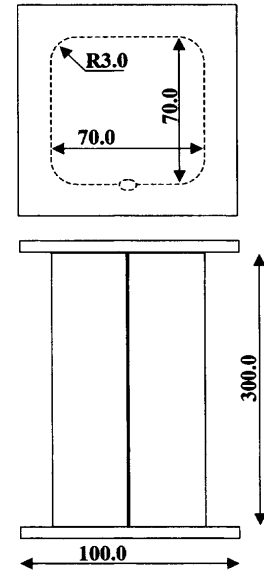


Fig. 1. Schematic illustration of a square tube for crush test.

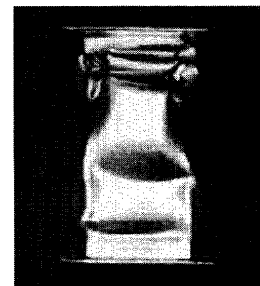


Fig. 2. Appearance of a square tube after crush test.

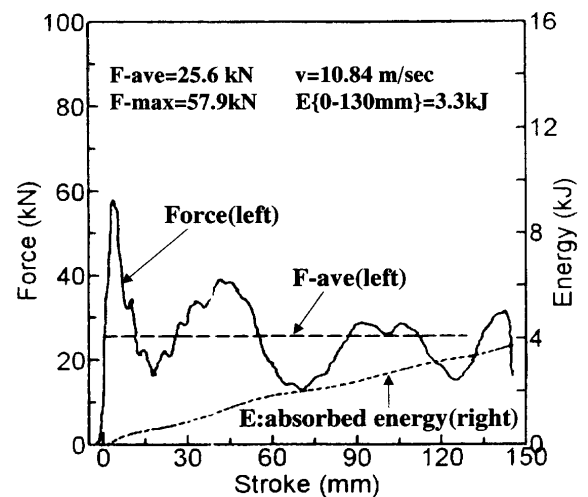


Fig. 3. Force-stroke relationship during crush test at a speed of 10.84 m/s.

が最も基本的な座屈形態と言える。

長さ l ，曲げ剛性 EI である柱の軸圧縮座屈変形を例にとると，軸圧縮力 P に対し，オイラーによる柱の座屈理論によれば下式のように分岐座屈荷重が決まる。

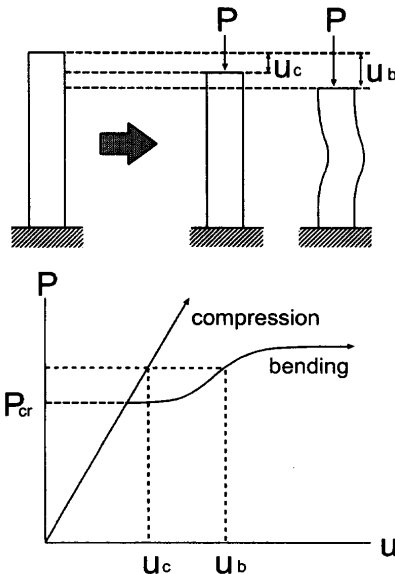


Fig. 4. Illustrative feature of buckling of column.

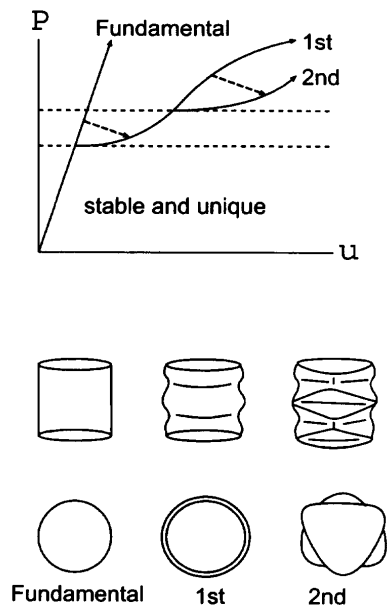


Fig. 5. Higher order buckling of cylindrical shell.

$$P_n = EI \left(\frac{n\pi}{l} \right)^2 \quad \text{for } w(x) = \sin\left(\frac{n\pi}{l} x \right) \quad \dots\dots\dots (1)$$

複数の座屈モードが存在する場合には、相対的に安定なモードに分岐する。柱の静的圧縮座屈変形では高次モードは不安定モードであるために現れないが、シェル構造の場合には Fig. 5 に示すように高次のモードへの分岐が起こりうる。

2・1・2 動的座屈変形

座屈変形が動的に起こるときには静的座屈の基本方程式に慣性力を加えた式の解として曲げモードが与えられる。上記と同様に柱の圧縮座屈変形を仮定すると、軸圧縮力 P を受けた柱のたわみ方向運動方程式は次式となる。

$$\frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + \lambda^2 \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} = -\mu^2 \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 $\lambda = \sqrt{P/EI}$ 、 $\mu = \sqrt{\rho A/EI}$ である。

(2) 式に $w(x,t) = \sin(k_n x - \omega t)$ 、 $k_n = n\pi/l$ を仮定すると、

$$\omega = \frac{k_n}{\mu} \sqrt{k_n^2 - \lambda^2} \quad \dots\dots\dots (3)$$

が得られる。ここで、 k_n は n 次の座屈モードの波数、 ω は対応するモードの角振動数である。(3) 式より、振動数は圧縮荷重 P の増加と共に減少し、 $\lambda = k_n$ で $\omega = 0$ となり、対応する座屈モードは無周期運動となって発散することから、この荷重で座屈変形が不安定に成長することがわかる。しかしながら、振動数はそのモードの振幅速度にも対応し、荷重が極めて短時間に上昇する過程では、低次のモードの座屈波形が十分に発達しないうちに高次の座屈荷重に対応する荷重レベルになりうるので、高速圧縮では静的座屈では存在しない高次座屈モードの成長が可能となる。

2・1・3 座屈後変形特性

上述の座屈理論は座屈変形開始点を予測するだけであり、その後の変形は有限変形としての非線形方程式を解くことで初めて明らかとなる。

長さ l の柱を考え、たわみの 3 次の項までとると、

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \lambda^2 w \left(1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right) = 0 \quad \dots\dots\dots (4)$$

さらに、

$$\frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \cong \frac{1}{2} \int_0^l \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 dx \cong \delta$$

と近似する。ここで δ はたわみによる軸変位である。

ここで $w(x) = W_n \sin(k_n x)$ なる解を仮定すると、 $\lambda = k_n / \sqrt{1 - \delta}$ という荷重—変位関係が得られる。

一方動的変形の場合には、(4) 式に慣性力を加えることによって次式が得られる。

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \lambda^2 w \left(1 - \frac{1}{2} \int_0^l \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 dx \right) = -\mu^2 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad \dots\dots\dots (5)$$

鋼の様に応力にひずみ速度依存性がある場合には、1次元の弾性体の応力は $\sigma = E(\epsilon + \eta \dot{\epsilon})$ と記述できる。塑性変形の場合には応力—歪み曲線に合わせて $E = E(\epsilon)$ と読み替えることで基本特性を取り込める。ここで、

$$M = \int \sigma dA = -EI \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \eta \frac{\partial^2 \dot{w}}{\partial x^2} \right) \quad \dots\dots\dots (6)$$

線形の動的方程式は

$$\frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + \eta \frac{\partial^4 \dot{w}}{\partial x^4} + \lambda^2 \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} = -\mu^2 \ddot{w}$$

となる。ここでドット (·) は時間の1次微分を表す。いま $w(x,t) = W(t)\phi(x)$ と仮定すると、

$$\left(1 + \eta \frac{\dot{W}}{W}\right) \frac{\partial^4 \phi}{\partial x^4} + \lambda \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = -\mu^2 \frac{\dot{W}}{W} \phi \dots\dots\dots (7)$$

となり、加速度の項を無視できるひずみ速度一定の準静的変形では、単に弾性率を E から $E \left(1 + \eta \frac{\dot{W}}{W}\right)$ に高めた場合と同じである。

この場合、座屈後の変形の運動方程式は、 $w(x,t) = \sum W_n \sin k_n x$ とおくと下式のように表現できる。

$$\sum \left\{ [W_n + \eta \dot{W}_n] k_n^4 - k_n^2 \lambda^2 W_n \right\} = -\mu^2 \sum \dot{W}_n \dots\dots\dots (8)$$

モードの直交性から、上式は N 個の独立な式として以下のように整理できる。

$$\ddot{W}_n + 2\zeta_n \omega_n \dot{W}_n + \omega_n^2 (1 - \alpha_n^2) W_n = 0 \dots\dots\dots (9)$$

$$\omega_n^2 = \frac{k_n^2}{\mu^2}, \quad 2\zeta_n = \eta \omega_n, \quad \alpha_n^2 = \frac{\lambda^2}{k_n^2} \dots\dots\dots (10)$$

これは、 $2\zeta_n$ を減衰係数とする1自由度の粘性減衰振動の方程式に他ならず、従ってその特徴は、1) 減衰は高次モードほど強い (通常のパネ質量モデルでは $2\zeta_n = \eta/k_n^2$ であり、これに比べて ω_n^2 倍の減衰効果を持つ)。2) 振動数は荷重の増加に伴って低下する、の2点である。

一方 $\lambda = \text{const.}$ の場合には解析解が得られる。ここで ε を微小な常数として、初期条件 $W_n(0) = 0, \dot{W}_n(0) = \varepsilon \omega_n$ を考える。これは初期状態で真直ぐな柱に対してモード $w_n(x)$ を励起したことに相当する。この場合には荷重レベルに応じて以下の3種の解が得られる。

1. $(1 - \alpha_n^2) > \zeta_n^2$ の場合には、

$$W_n(t) = \frac{\varepsilon \exp(-\zeta_n \omega_n t)}{\sqrt{(1 - \alpha_n^2) - \zeta_n^2}} \sin\left(\sqrt{(1 - \alpha_n^2) - \zeta_n^2} \omega_n t\right) \dots\dots\dots (11)$$

となり、 n 次以下の座屈モードにたいして ζ_n を減衰係数とする減衰振動である。

2. $(1 - \alpha_n^2) = \zeta_n^2$ の場合には、

$$W_n(t) = \phi \omega_n t \exp(-\zeta_n \omega_n t) \dots\dots\dots (12)$$

となり、 n 次モードが臨界の振動状態であり、 ζ_n すなわち η が大きいほど急速に減衰する。 n 次モードの振動数が0になる点を動的座屈荷重とするならば、歪速度感受性係数 η は座屈を遅らせる効果を持つことがわかる。

3. $(1 - \alpha_n^2) < \zeta_n^2$ の場合には、

$$W_n(t) = \frac{\varepsilon \exp(-\zeta_n \omega_n t)}{\sqrt{(1 - \alpha_n^2) - \zeta_n^2}} \sinh\left(\sqrt{(1 - \alpha_n^2) - \zeta_n^2} \omega_n t\right) \dots\dots\dots (13)$$

となり、 n 次以下のモードはすべて過減衰振動となる。

ここで $\zeta_n = 0$ つまり、歪速度依存性が無い場合を考えると、 n 次以下のモードはすべて発散することになり、時間の経過と共に振幅が増大する。従って、歪速度依存性は座屈変形を抑制し、変形を安定化させる効果があることがわかる。

2.2 薄肉角筒の衝撃エネルギー吸収能

以下には角筒の軸圧潰時の衝撃エネルギー吸収能に及ぼす各種の因子について概観する。

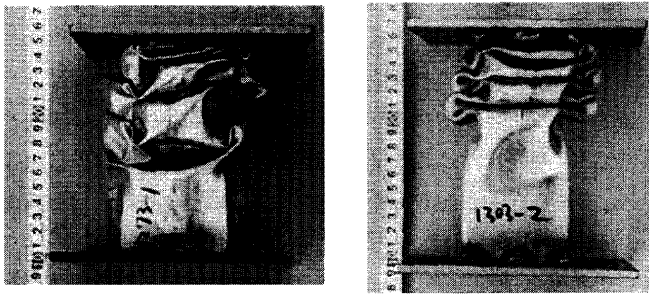
2.2.1 角筒の衝撃圧潰挙動と変形時の到達ひずみおよびひずみ速度

角筒の衝撃圧潰時に得られる Fig. 3 に示した応力応答曲線の各位置がどのような変形状態に対応しているのかは、FEM 計算や高速度カメラを用いた観察から解析されている。初期の大きな応力ピークは角筒の1カ所に局所的な変形が集中して座屈変形が開始する応力に対応し、その部分の座屈変形が進むことによって応力は低下し極小値を示す。その後第2番目の座屈変形箇所に局所的な変形が集中して座屈変形が始まるまで応力が上昇し極大値を示し、これが座屈の回数だけ繰り返される²⁾。このような角筒の座屈変形時にはコーナー部では0.3を越す大きなひずみ量に達し、一部では変形の相当ひずみ量が1.0に近い場合もあることがFEM計算によって確認されている³⁾。しかしながら、平均的なエネルギーの吸収挙動をみると、0.1程度までの比較的小さなひずみ範囲の変形で衝撃エネルギーの70%程度が吸収されていることから⁴⁾、特にこのような比較的低ひずみでの高速変形時の変形応力が衝撃エネルギー吸収能を支配していると考えられる。コーナー部での塑性変形量が大きいことから容易に想像できるように、断面積が小さくなる(変形領域に占めるコーナー部の割合が大きくなる)と衝撃エネルギー吸収能に対応するひずみレベルは大きくなる⁵⁾。

角筒の衝撃圧潰時に得られるひずみ速度の大きさはFEM計算時のメッシュの大きさや実測時のひずみゲージの大きさなどによって異なるが、最も大きな塑性変形が起る角筒角部では一般的には数100~1000/s程度に達すると報告されている^{6,7)}。したがって、衝突安全用部材に用いられる材料については静的(0.001/s程度)から動的(1000/s程度)までの約百万倍に及ぶ広いひずみ速度範囲での変形挙動を理解する必要がある。

2.2.2 構造因子の影響

自動車の構造を形成する部材には空間的制約があることから、部材の衝撃エネルギー吸収能を向上させる最も直接的な方法は板厚もしくは鋼板強度の増加である。



E1 ($t=0.75\text{mm}$) non-compact mode
E3 ($t=1.8\text{mm}$) compact mode

Fig. 6. Effect of wall thickness (t) on collapse mode of $70\times 70\text{ mm}$ square tubes.

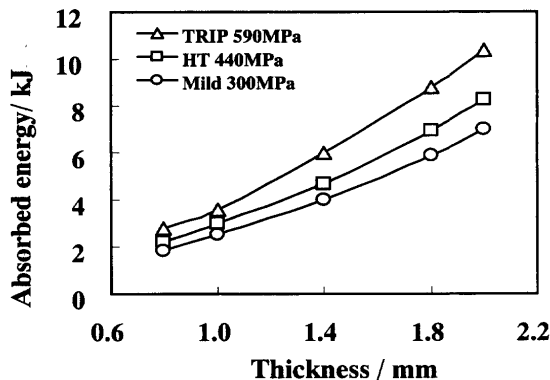


Fig. 7. Effect of wall thickness and tensile strength of steel on calculated absorbed energy during crush test of a square tube.

同一断面形状の角筒を動的に軸圧潰する場合、板厚が十分厚ければ各々の座屈密に生成する規則正しい座屈変形モードが得られるが (compact mode と呼ぶ)、板厚が薄くなると、各々の座屈変形の分布が粗く不規則になる (non-compact mode と呼ぶ) (Fig. 6)。この変化は角筒の板厚と断面辺長の比によって整理でき、この比が小さくなるにしたがって compact mode から non-compact mode に変化する⁸⁾。このような不規則な座屈変形は、系全体の安定した衝撃エネルギー吸収能力を低下させる場合があり、注意を要する。

異なる強度の鋼板を用いて角筒の動的軸圧潰時のエネルギー吸収量に及ぼす板厚の影響を FEM 計算によって検討した例を Fig. 7 に示した⁹⁾。エネルギー吸収量は板厚の増加と共に単調に増加することがわかる。また、鋼板強度が高いほどエネルギー吸収量に及ぼす板厚の影響は大きく、従って板厚が厚いときほど鋼板強度によるエネルギー吸収量の増加は大きい。このような衝撃エネルギー吸収量に及ぼす板厚の影響は実験的にも確認されているが²⁾、板厚の増加は当然のことながら部材重量の増加を招くことから、環境調和の観点からは高強度鋼板や低比重材料の適用が期待される。

断面形状や断面サイズの影響については Sato ら²⁾ によっ

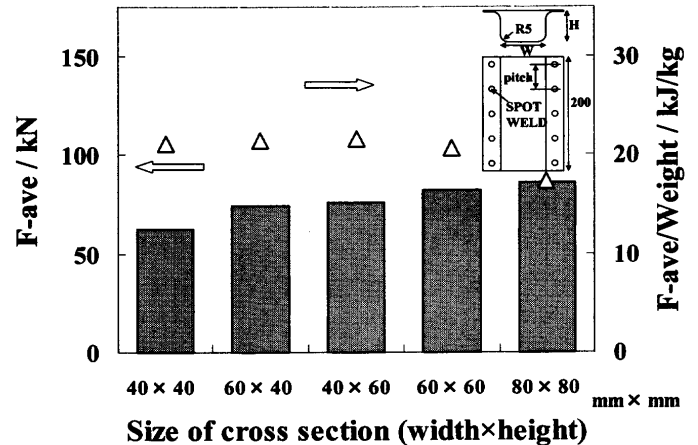


Fig. 8. Effect of dimension of cross section on the average force ($F\text{-ave}$) during crush test of hat square column.

て調査されており (Fig. 8)、断面積が大きくなるにしたがって衝撃吸収エネルギー量に対応する平均荷重は大きくなっている。しかしながら、衝撃吸収エネルギーを単位重量当りに換算すると、Fig. 8 にみられるように断面サイズが小さい領域ではほぼ一定だが、サイズが大きくなると逆に低下する。部材の衝撃エネルギー吸収能を考える場合には、部品占有空間が一般的には限られていることもあり、断面サイズの増加は必ずしも衝撃エネルギー吸収能を増加させる有効な手段とは言えないようである。一方断面の形状は衝撃エネルギー吸収能に大きく影響を及ぼす。前述のように角筒のコーナー部での変形ひずみ量が大きいことから、コーナー部で大きなエネルギー吸収が期待される。したがって一定の断面積に対して、コーナー部を多く含む断面形状ほど衝撃エネルギー吸収には有利であると言える¹⁰⁾。

自動車構造部材は多くの場合スポット溶接によってアセンブリされる。スポット溶接が基本的に不連続接合であることから、衝撃軸圧潰挙動はスポット溶接ピッチの影響を受ける。スポットピッチを変化させたハット型断面の角筒軸圧潰試験結果から、スポットピッチが狭いほど衝撃吸収エネルギーは高くなることが確認されている (Fig. 9)²⁾。しかしながらスポットピッチを狭くすることは生産性の低下や隣接スポットによる電流のバイパス効果による溶接性の低下等を招き、限界がある。この点からレーザー溶接やアーク溶接は連続接合であるために衝撃エネルギー吸収能には非常に有利であることが容易に予想される。

2.2.3 鋼板材質の影響

既に Fig. 7 で示したように、衝撃吸収エネルギーは鋼板強度と共に増加し、強度の効果は板厚が厚いほど大きい。しかしながら、鋼板の静的強度上昇に伴って静動比 (動的強度と静的強度の比) が減少する¹¹⁾ ばかりでなく、実際には動的強度と静的強度の差 (静動差) も強度上昇に伴って減少する傾向にある¹²⁾。

鋼板は塑性加工によって実部材に加工される。従って実際の衝突の際には加工硬化した状態で高速の変形を受けることになる。また、一般的には塗装後に170°C近傍で塗装の焼付け処理が行われるため、鋼板中に存在するCやNによるひずみ時効によって鋼板強度が上昇する。この現象は主に降伏強度の上昇を利用する焼付け硬化特性として知られているが、プレスによって導入されるひずみ量が大きな場合には降伏強度のみならず流動応力も上昇する^{12,13)}。前

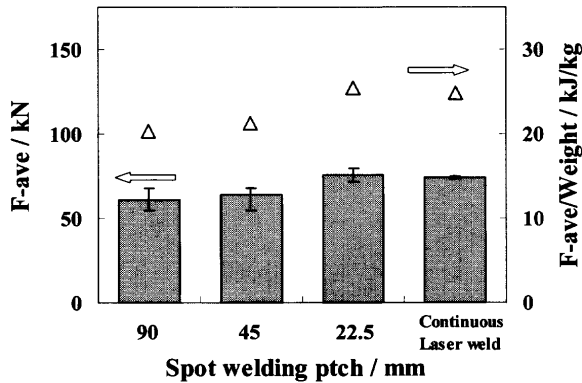


Fig. 9. Effect of spot pitch on the Fave during crush test of hat square column. Laser welded column was also examined for comparison.

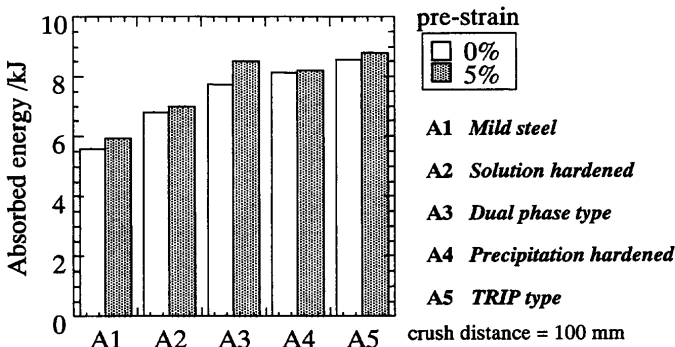


Fig. 10. Calculated absorbed energy during crush test of square tube with and without 5% of pre-strain. All samples were heat treated at 170°C for 20 min.

述のように、鋼板強度の上昇は一般的に静動差を減少させる傾向にあるが、予加工と焼付け処理による焼付け硬化による鋼板強度上昇は静動差を減少させないことが報告されており¹²⁾、衝撃エネルギー吸収特性向上に有効である。衝撃エネルギー吸収能に優れた高強度鋼板として報告されている DP (Dual Phase) 鋼や TRIP (Transformation Induced Plasticity) 型複合組織鋼等の比較的高い焼付け硬化特性を持っている高強度鋼板は、プレス成形後に塗装焼付け処理が行われる場合には他の高強度鋼板に比較してより高い衝撃エネルギー吸収能を示す^{4,5)} (例えば Fig.10)。しかしながら、プレス成形は素材板圧の現象を招き、結果としてエネルギー吸収能を低下させる場合もあり¹⁴⁾ 注意を要する。

鋼板の塑性加工性、特に張り出し成形性の指標となる加工硬化指数 (n 値) は、高速変形時の座屈変形特性に大きく影響を及ぼす。Uenishi ら¹⁵⁾ は、仮想的に加工硬化特性を変化させた鋼板を用いて角筒の衝撃圧潰挙動を FEM 解析した。その結果、板厚を変化させた場合に得られた現象と同じように、鋼板の n 値が小さい場合には Non-compact モードになりやすく、 n 値の増加と共に変形の局部集中が緩和されることによって Compact モードへ変化する。この傾向は動的な外部応力の入力角筒の中心軸と平行でない場合に顕著に現れる。わずか 2° の傾斜が Fig.11 にみられるように大きな変形挙動変化をもたらし、 n 値が小さい場合には安定した座屈モードではなく折れ曲がり変形が発生しやすくなる。このような変形モードの変化は設計時に予想している安定した座屈変形を前提とした系全体の圧潰エネルギー吸収能を著しく低下させる場合がある。

Fig.12 には、590 MPa 級の高強度鋼板を 1000/s のひずみ速度で高速引っ張り試験をした際に得られる加工硬化微係数 ($\frac{\epsilon}{\sigma} \frac{d\sigma}{d\epsilon}$, 図中には n -value と表記した) のひずみ依存性を示した³⁾。静的変形で高い n 値を示すことで知られている DP 鋼や TRIP 型複合組織鋼は動的変形時にも高い加

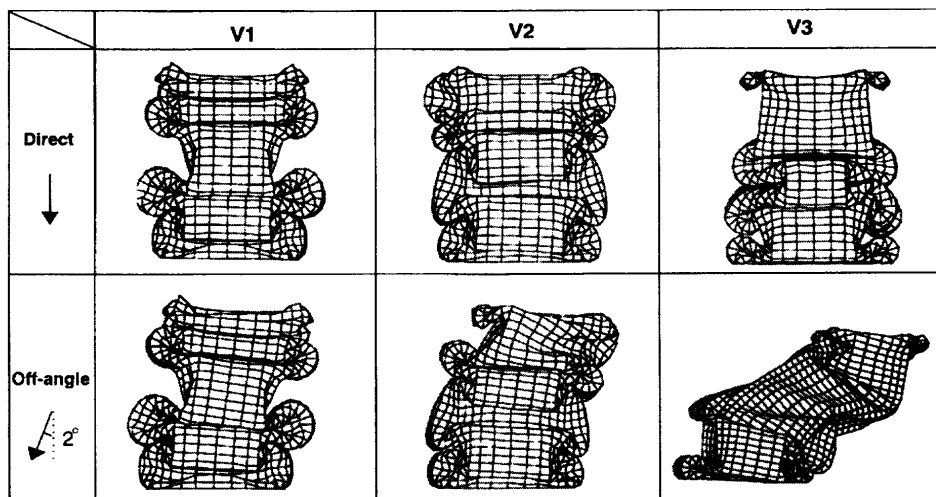


Fig. 11. Calculated shapes of square tube after crush test under direct (upper) and off-angle (lower) impacts.

工硬化能を示し、このような高強度鋼板を用いることによって、高速変形時に安定した変形モードを保持しやすいと言える。

鋼の強化方法による高速変形特性の変化についてはいくつかの報告があり、細粒化^{16,17)}、フェライトとマルテンサイトの2相化と2相界面積の増加¹⁸⁾、高速変形に伴うTRIP現象の加速³⁾、などが有利であることが報告されている。

3. 自動車用鉄鋼材料の金属組織と高速変形能

自動車部品もしくは車体全体の衝突時の変形挙動や衝撃エネルギー吸収能を精度良く予測することは、軽量化等のその他の特性も考慮して構造や使用する材料特性を最適化

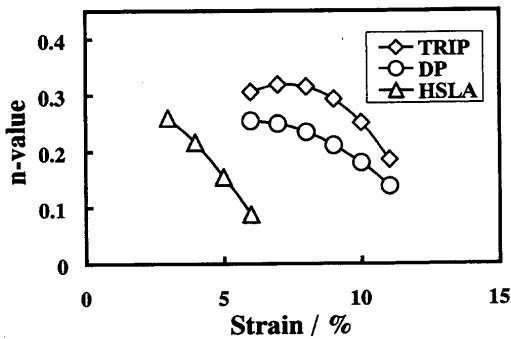


Fig. 12. Change in work hardening coefficient as a function of strain during tensile test at 1000/s of strain rate.

するためには不可欠であると考えられる。特に FEM 解析を用いる場合には変形応力の歪速度依存性も考慮した材料構成式を取り込むことが必要となる。自動車衝突時に到達すると考えられている $10^2 \sim 10^3/s$ の歪速度 ($\dot{\epsilon}$) での薄板材の機械特性評価方法は種々提案されているが、簡単で信頼性の高い方法が規格化されるには至っていない¹⁹⁾。それゆえ、転位運動の熱的活性化過程が律速する比較的 low $\dot{\epsilon}$ 域における変形応力の $\dot{\epsilon}$ 依存性を調べ、その結果を $10^3/s$ 程度まで外挿することができれば、実験が比較的容易なこと、実験結果の蓄積が豊富であることなど多くの利点があり、材料選択や材料開発の指針を得ることも期待できる。以下にはこの考え方に沿って、変形応力の $\dot{\epsilon}$ 依存性を記述する理論の現状と問題点を述べる。

3.1 変形機構領域図

温度 (T) や応力 (垂直応力 σ あるいはせん断応力 $\tau (= \phi\sigma)$: ϕ は方位因子) などの外部変数を与え、その条件で支配的な変形機構の領域を示した図を変形機構領域図²⁰⁾と呼んでいる。通常は縦軸に規格化応力 τ/μ (μ : 剛性率) の対数、横軸に T/T_m (T_m : 絶対温度で表した融点) をとり $\log(\tau/\mu) - T/T_m$ 座標系で表す。変形機構領域図の概念は Weertman によって 1965 年に示され²¹⁾、その後 Frost および Ashby は実験結果に基づいて定量的な変形機構領域図を描いた²⁰⁾。Fig.13 は結晶粒径が $100 \mu m$ の Fe 多結晶体の変形機構領域図である²⁰⁾。同素変態があるので他の金属・合金より図が複雑である。本稿で対象とする変形の T と

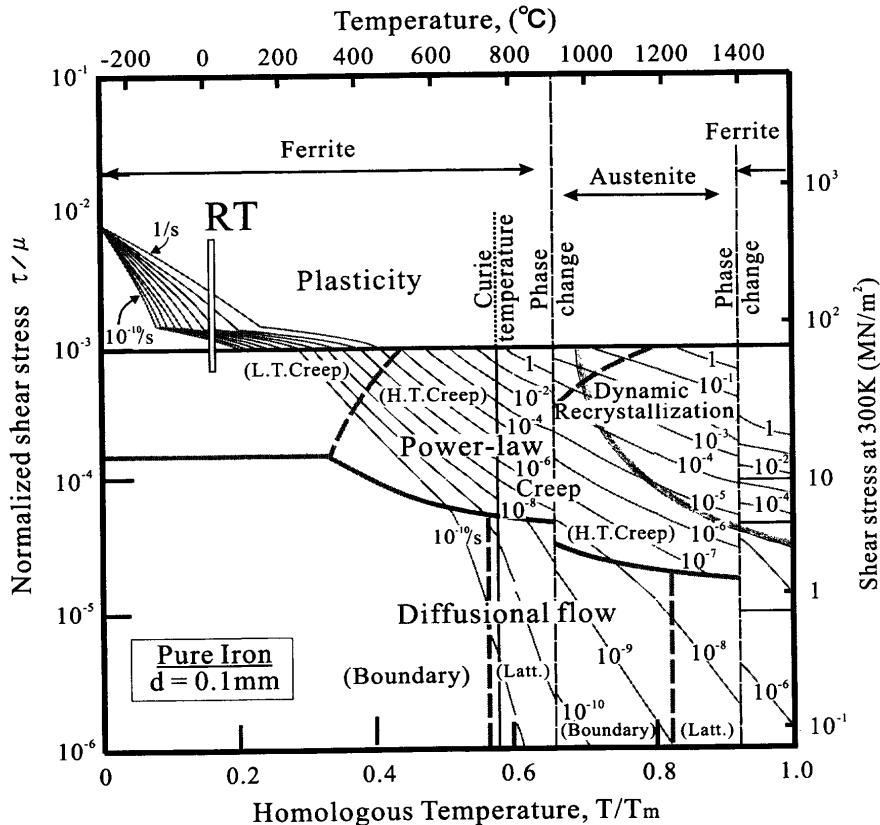


Fig. 13. Deformation mechanism map for Fe polycrystal with grain size of $100 \mu m$.

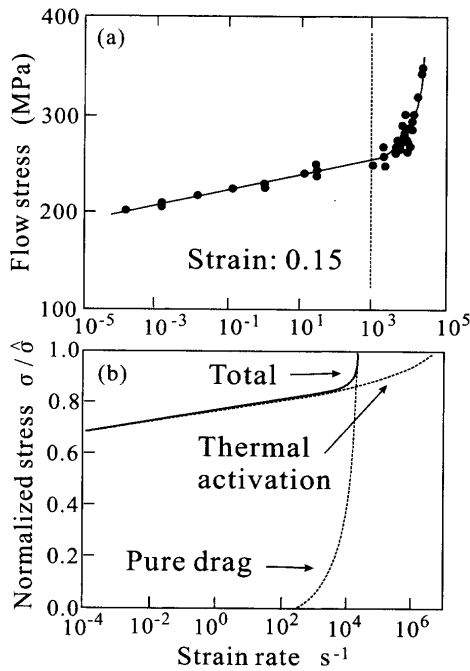


Fig. 14. Influence of strain rate on flow stress of annealed copper at a strain of 0.15: (a) experimental results and (b) predictions.

$\dot{\epsilon}$ の大体の位置を図中に示した。結晶の理想せん断応力以上の応力域は弾性崩壊領域と呼ばれ結晶構造を維持した変形挙動を示すことができない。それ以下の応力域では変形は転位の運動で生じるが、高 $\dot{\epsilon}$ 域では転位が音速に近い速度で運動するので転位とフォノンまたは電子との相互作用(ドラッグ効果)が重要である。Cuにおける変形応力の $\dot{\epsilon}$ 依存性の実験結果²²⁾をFig.14(a)に示す(Feについても同様な実験報告²³⁾がある)。(b)は理論的計算例²²⁾である。これらを見ると、変形は $\dot{\epsilon}$ が約 $10^3/s$ 以下では転位運動の熱的活性化機構に支配され、ドラッグ効果が支配的になるのは $10^4/s$ 以上の $\dot{\epsilon}$ 域であると判断される。

3.2 転位運動の熱的活性化過程とその理論的取り扱い

転位運動の障害物は種々の観点から分類されるが、ここでは転位が熱的活性化過程で障害物を越え得るか否かで分類する。熱的活性化過程で越え得る障害物を短範囲障害物(熱的障害物)、越え得ない障害物を長範囲障害物(非熱的障害物)という。名前の由来は、転位が熱的活性化過程で越え得る障害物が一般に短距離相互作用をする障害物であるのに対し、熱的活性化過程で越え得ない障害物は運動転位と長範囲の相互作用をするからである。変形応力(σ)は、 T と $\dot{\epsilon}$ に敏感な熱的応力成分(有効応力： σ^*)と、 μ の T 依存性を通してのみ T に依存する非熱的応力成分(内部応力： σ_i)の和で表される。すなわち、

$$\sigma = \sigma_i + \sigma^* \dots\dots\dots(14)$$

ここで、 σ^* の下で転位線がFig.15(a)のように短範囲障害物に運動を阻止されている状況を考えよう。長さ l^* の転位素片が絶対零度において障害物を乗り越えるのに要する

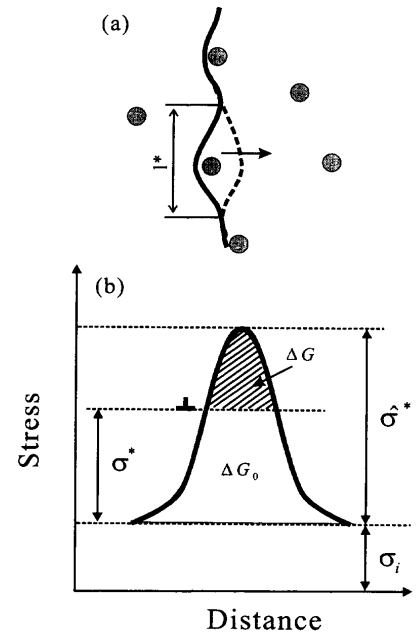


Fig. 15. Thermal activation process for dislocation motion to overcome short range obstacles: (a) schematic drawing of obstacles and dislocation and (b) stress versus distance curve.

応力を(b)に模式的に描いた(転位を動かすのはせん断応力なので、 σ^* は前出の ϕ を用いて $\tau^*(=\phi\sigma^*)$ で表現されることが多い)。式(1)で σ から σ_i を差し引いた σ^* の最大値が $\hat{\sigma}^*$ で絶対零度において移動するのに必要な応力は $(\sigma_i + \hat{\sigma}^*)$ である。一方、有限温度 T においては熱振動により活性化のGibbs自由エネルギー ΔG が与えられるので、図のように $\hat{\sigma}^*$ 以下の σ^* でも変形が進行する。障害物を乗り越える頻度は Boltzmann 確率($\exp(-\Delta G/kT)$: k は Boltzmann 定数を表す)に比例する。 ΔG は絶対零度における仕事に対応する ΔG_0 から T において σ^* がなす仕事を差し引いたものであるから、バーガースベクトルの大きさを b 、活性化距離を d^* 、転位素片を l^* とすれば以下のように表される。

$$\Delta G = \Delta G_0 - b \int_0^{\sigma^*} d^* l^* d\sigma^* \dots\dots\dots(15)$$

ここで、 bd^*l^* は体積の次元を持つので活性化体積と呼ばれているが、活性化面積($A^*(=d^*l^*)$)の方が物理的に意味があり熱的活性化事象が生じるときに l^* が掃く面積に相当する。 d^* はおおよそ b 程度であるから A^* を実験的に決定すれば、障害物の間隔が推定できるので変形機構を明らかにする一助となる。 T, σ^* の下で転位線が熱的活性化機構により運動するときの $\dot{\epsilon}$ は次式で与えられる(ただし、単一の熱的活性化過程が転位の運動を律速すると仮定する)。

$$\dot{\epsilon} = \phi \rho b V \dots\dots\dots(16a)$$

$$= \dot{\epsilon}_0 \exp\{-\Delta G(\sigma^*)/kT\} \dots\dots\dots(16b)$$

ここで式 (16a) は Orowan の式と呼ばれ、 ρ は運動転位密度、 V は転位の平均運動速度を表す。 V と σ^* の関係を調べた実験結果は次式で整理されている²⁴⁾。

$$V = V_0(\sigma^*)^{m^*} \dots\dots\dots(17)$$

ここで、 V_0 と m^* は定数である。一方、式 (16b) の $\dot{\epsilon}_0$ は熱振動に関する因子である。 V は熱的活性化事象の頻度で決まるので式 (17) は熱的活性化機構に基づいて解釈できる。転位が短範囲障害物を熱的活性化過程で乗り越える確率は σ^* の関数であるから、式 (16b) のように $\dot{\epsilon}$ は σ^* の関数で表される；言いかえると σ^* は $\dot{\epsilon}$ と T の関数で表される。また、Fig.15 のように σ^* は A^* の関数であるから、 $\dot{\epsilon}$ と σ^* の関係を表現するには、実験的に σ^* と A^* の関係、すなわち Fig.15(b) を明らかにする必要がある。一方、短範囲障害物を特徴づける値、 $\hat{\sigma}^*$ や ΔG_0 を用いて ΔG を数式表現する試みも行われている。すなわち、 σ^* -距離曲線を矩形、三角形、あるいはべき乗関数で仮定して ΔG と $\dot{\epsilon}$ の関係を記述する試みがなされており、一般形として次式が提案されている²⁰⁾。

$$\Delta G = \Delta G_0 [1 - (\sigma^*/\hat{\sigma}^*)^p]^q \dots\dots\dots(18)$$

ここで、 p と q は定数で、強化機構理論の多くはこの形で表現され²⁵⁾、 $0 \leq p \leq 1$ 、 $1 \leq q \leq 2$ の範囲にある。 $p=1$ 、 $q=1$ は最も単純な矩形障害物である。実験結果との対応からみると、 $p=1/2$ 、 $q=3/2$ が一般的であり、この場合に V と σ^* の関係を求めるとエッチピット法で測定された実験結果をよく近似できる。すなわち、式 (4) で表された V の σ^* 依存性は転位運動の熱的活性化機構によって説明できる。

3.3 転位運動熱的活性化機構に基づく変形応力の定式化

実用鉄鋼材料について変形応力の $\dot{\epsilon}$ 依存性を記述する種々な方法が提案されているが、いずれも前節の考え方を基礎としている。しかし、熱的活性化機構を単一過程とみなすか、あるいは複数以上の過程が重複していると考えるかにより取り扱いが異なる。また、現時点では実験データを基にしてパラメータを決めざるを得ないので、データの採取方法やパラメータの決定方法について種々な提案がなされている。特に σ^* と σ_i を分離するためにいろいろな実験的工夫がなされてきた。以下には代表的な手法として単一過程を仮定する Li らの応力緩和法^{26,27)} と重ね合わせを考慮する Kocks, Mecking, Follansbee らの方法 (KM モデルと略称する)^{22,28,29)} を紹介する。

3.3.1 応力緩和法

応力緩和試験はクロスヘッドを停止し、その後の応力の時間変化を記録する試験である。したがって、系全体の弾性歪と塑性歪は一定に保たれる ($\dot{\epsilon} = \dot{\epsilon}_e + \dot{\epsilon}_p = 0$) ので次式が成立する。「 \cdot 」(ドット) はいずれも d/dt (t は時間) を意味する。

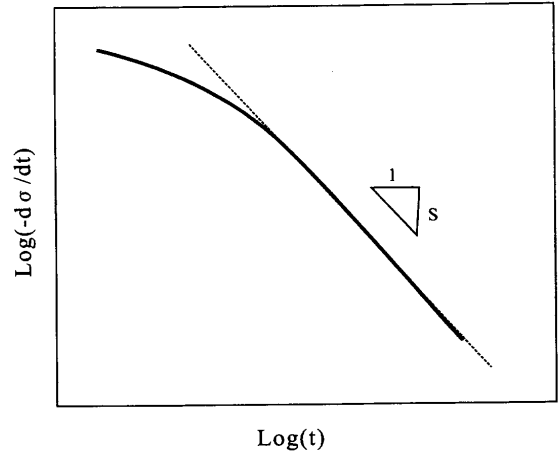


Fig. 16. Schematic illustration of stress relaxation curve.

$$\dot{\epsilon}_p = -\dot{\epsilon}_e = -\dot{\sigma}/E \dots\dots\dots(19)$$

ここで、 $\dot{\epsilon}_p$ は塑性ひずみ速度、 $\dot{\epsilon}_e$ は弾性ひずみ速度、 $\dot{\sigma}$ は応力緩和速度、 E は試験片のヤング率と試験機のバネ定数および試験片の形状に依存する見掛けのヤング率である。式から明らかのように、 $\dot{\sigma}=0$ では $\dot{\epsilon}_p=0$ である。応力が負荷されているにもかかわらず、 $\dot{\epsilon}_p$ がゼロになるのは σ^* の存在しない状態を意味するので、 $\sigma = \sigma_i$ と考えることができる。いま、 V が式 (17) で表せると仮定すれば、式 (14) と (16) から次式が得られる。

$$\dot{\sigma} = -K'(\sigma^*)^{m^*} = -K'(\sigma - \sigma_i)^{m^*} \dots\dots\dots(20)$$

ここに、 $K' = -E\phi\rho bB$ である。応力緩和中は σ_i および m^* が一定と仮定して式 (20) を積分すると次式が得られる。

$$\sigma - \sigma_i = K(t+a)^{-n} \dots\dots\dots(21)$$

ここに、 $K = \{K'(m^*-1)\}^{-n}$ 、 t は時間、 a は積分定数、 $n = 1/(m^*-1)$ である。応力緩和法で m^* を決定するには式 (21) を t で微分した次式を利用する。

$$-\dot{\sigma} = Kn(t+a)^{-n+1} \dots\dots\dots(22)$$

Fig.16 に $\dot{\sigma}$ の t による変化を模式的に示した。長時間側、すなわち $t \gg a$ の領域では、両対数グラフ上の近似曲線の勾配 S を $-(n-1)$ とみなすことができるので、 S を測定することによって m^* を決定することができる。 S と m^* の関係は次式で与えられる。

$$m^* = S/(S+1) \dots\dots\dots(23)$$

Fig.16 の短時間側において、長時間側の直線から偏倚している理由は、 a が考慮されていないからである。 a の値は短時間側の測定点が長時間側で近似した直線上に移動する値として決定される。 a と m^* の値が決定できると上式から σ_i を決定することができる。

この方法の問題点は、応力緩和曲線の長 t 側を解析する

点にある。換言すれば、応力緩和曲線の長 t 側は σ^* が小さいので V も小さく、侵入型原子を含む鋼では歪時効の影響を受けない低温で実験しなければならない。応力緩和中の ρ が一定に保たれているか否か問題になることや、 m^* が 1.0 に近い場合は決定した m^* の値に大きな誤差が含まれることなどの問題もある。また、 σ_i の歪 (ϵ) 依存性 (加工硬化) を決定するには、種々の σ 下で応力緩和試験を行う必要がある。また、 m^* は T に依存する。

上述した方法あるいは別の手法によって m^* と σ_i が得られると、変形応力の $\dot{\epsilon}$ 依存性は次式で表現され、これを用いて高速変形応力を推定できる。

$$\sigma = \sigma_i + K^*(\dot{\epsilon})^{1/m^*} = \sigma_i + K^*(\dot{\epsilon})^m \dots \dots \dots (24)$$

ここで、 K^* は定数で式 (16) と (17) より $\dot{\epsilon} = \phi \rho b V_0 (\sigma^*)^{m^*}$ の関係を用いた。式 (24) のように $1/m^*$ を m 値と呼ぶことも多く記号の使い方が文献により異なるので注意を要する。 $(\sigma - \sigma_i)$ と $\dot{\epsilon}$ を両対数目盛でプロットすると、転位運動の熱的活性化機構が支配的な変形領域では直線で近似され、その勾配が m 値に対応する。土田らは SUS310 鋼を用いて長時間のクロスヘッド停止試験を種々の $T, \epsilon, \dot{\epsilon}$ の条件下で行った³⁰⁾。停止時間 $t=360$ ks の時点で実験的にはほぼ停留状態となり $\dot{\sigma}=0$ とみなされるが、詳細な検討によると $\dot{\epsilon}$ は約 10^{-9} /s と考えるべきで停滞するときの変形応力は T に大きく依存することを明らかにしている。Fig.13 で明らかかなように、常温、 10^{-9} /s という条件の変形応力には σ^* がかなり大きく残っていることに留意すべきである。すなわち、式 (24) は単純で使いやすいが、鋼の場合には σ_i および T により変化する m 値の決定が実際には容易でない。

3.3.2 Kocks-Meckingの方法

フェライト系鉄鋼材料では転位運動に対するパイエルスポテンシャルの抵抗が大きい。強化手法には固溶強化、析出・分散強化 (複合組織強化を含む)、結晶粒微細化強化および転位間相互作用強化がある。したがって、全体の変形応力 σ は一般に次のような加算則で表されると予想される。

$$\sigma^N = \sum_j (\sigma_i)_j^N + \sum_j (\sigma^*)_j^N \dots \dots \dots (25)$$

ここで、 N の値に関しては各種障害物を分散させ転位線を走らせるコンピュータ・シミュレーションや単純な合金系による実験的な検討がなされている。これらの結果によると強い障害物と弱い障害物の加算においては $N=1$ 、強い障害物同士では $N=2$ が適当と考えられている。Follansbeeらは Ni および Ni-C 合金について $j=2$ として $N=1.0$ と $N=1.5$ の場合の相違を検討している³¹⁾。多くの場合、簡単のために $N=1$ を仮定し、障害物による抵抗を降伏に関与する項と転位間相互作用強化 (加工硬化) の項の加算形で表現している。具体的に書くと以下のようなものである。

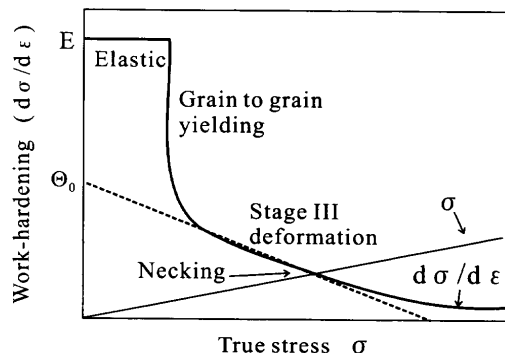


Fig. 17. Schematic illustration of work-hardening as a function of stress.

$$\frac{\sigma}{\mu} = \frac{\hat{\sigma}_i}{\mu} + s_I(\dot{\epsilon}, T) \frac{\hat{\sigma}_I}{\mu_0} + s_D(\dot{\epsilon}, T) \frac{\hat{\sigma}_D}{\mu_0} \dots \dots \dots (26)$$

ここで、 μ_0 は絶対零度における剛性率、記号の頭部の “ $\hat{\cdot}$ ” は絶対零度における値を意味する (σ_i は T に依存しないので “ $\hat{\cdot}$ ” があってもなくても同じである)。下添え字 I はパイエルスポテンシャルや固溶強化などを合わせた降伏強さに関する障害物を代表する量を意味し、下添え字 D は加工硬化を表し $\hat{\sigma}_D$ は ϵ の関数で与えられる。右辺第1項は σ_i 、第2、第3項が σ^* である。これまでの解析例では加工硬化は第3項で表され、 σ_i を定数とみなす例が多かったが、加工硬化機構の内容を考えると非熱的応力成分も含んでいるとみなす方が自然であり、その場合には第1項も ϵ の関数で与えられる。 $s_I(\dot{\epsilon}, T)$ および $s_D(\dot{\epsilon}, T)$ は熱的活性化の助けにより障害物を乗り越えるため $\hat{\sigma}^*$ から σ^* へ低下する割合を表す量で、絶対零度では 1.0 であり臨界温度 (T_c) 以上では 0.0 になる (すなわち第一項のみが残る)。 $s_I(\dot{\epsilon}, T)$ および $s_D(\dot{\epsilon}, T)$ は式 (3) を変形して次のように与えられる。

$$s_I(\dot{\epsilon}, T) = \left[1 - \left(\frac{kT}{\Delta G_{0I}} \ln \frac{\dot{\epsilon}_{0I}}{\dot{\epsilon}} \right)^{1/q_I} \right]^{1/p_I} \dots \dots \dots (27)$$

$$s_D(\dot{\epsilon}, T) = \left[1 - \left(\frac{kT}{\Delta G_{0D}} \ln \frac{\dot{\epsilon}_{0D}}{\dot{\epsilon}} \right)^{1/q_D} \right]^{1/p_D} \dots \dots \dots (28)$$

次に、 $\hat{\sigma}_D$ は任意の転位組織が絶対零度において示すであろう変形抵抗を意味する。すなわち、 ϵ の増加に伴い形成される転位組織を定量的に表すパラメータとして用いる。 $\hat{\sigma}_D$ が ϵ の関数で与えられると式 (28) を用いて応力-ひずみ曲線が描ける。加工硬化率 ($\Theta = d\sigma/d\epsilon$) と σ の関係を Fig.17 に模式的に示す。弾性限直後は結晶粒方位により結晶粒単位の不均一変形が起こり結晶粒単位の内部応力発生を伴って大きな Θ を示す。この塑性異方性は個々の粒の Schmid 因子と弾性異方性に起因する現象であり、変形中のその場中性子回折を用いると結晶粒方位によって負担す

る応力が異なることが直接測定される³²⁾。やがて、すべての結晶粒内で一様にすべりが起こるような状態になり Taylor model³³⁾に相当する Stage III が支配的な変形状態となる。この段階では転位の蓄積と動的回復が起こり、 Θ は次の Voce 則³⁴⁾で表される (Fig.17の直線領域)。

$$\Theta = \Theta_0 \cdot \left[1 - \frac{\hat{\sigma}_D}{\hat{\sigma}_{DS}(\dot{\epsilon}, T)} \right] \dots \dots \dots (29)$$

ここで、 Θ_0 は初期加工硬化率(多くの場合、Stage IIの加工硬化率に対応し $\mu/15 \sim \mu/20$ の値)であり、 $\hat{\sigma}_{DS}(\dot{\epsilon}, T)$ は飽和応力(ρ の飽和蓄積量に対応)である。式(31)の物理的解釈はKocksにより変形に伴う ρ の増加(転位線が掃いた面積に比例して ρ が増加すると仮定)、動的回復(正負の転位線の合体による消滅を仮定)および加工硬化量 $\Delta\sigma$ と ρ に関するBailey-Hirschの関係³⁵⁾から与えられている²⁸⁾。式(29)を ϵ で積分すると $\hat{\sigma}_D$ が ϵ の関数として得られる。一般に、 $\hat{\sigma}_{DS}(\dot{\epsilon}, T)$ は転位組織形成過程が変形履歴($\dot{\epsilon}, T$)に依存するので、Kocksは転位の蓄積と動的回復を考えて、 $\hat{\sigma}_{DS}(\dot{\epsilon}, T)$ に対して次式を提案している²⁸⁾。

$$\ln \left(\frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}_0} \right) = \frac{\mu b^3 A}{kT} \ln \left(\frac{\hat{\sigma}_{DS}(\dot{\epsilon}, T)}{\hat{\sigma}_{DS0}} \right) \dots \dots \dots (30)$$

ここで、 A は定数、 $\hat{\sigma}_{DS0}$ は絶対零度での変形に対する飽和限界応力である。以上より、任意の T および $\dot{\epsilon}$ における σ - ϵ 曲線を計算できるわけであるが、多くのパラメータがあり、それらの決定法は十分には確立されていない。各種パラメータの決定手順の説明は割愛するが、 T と $\dot{\epsilon}$ のできるだけ広い範囲の実験で得られる応力-ひずみ曲線群全体を利用するフィッティング手法が用いられる。このようにして求めたパラメータを用いて高 $\dot{\epsilon}$ における変形応力を計算した例³⁶⁾をFig.18に示す。図では実験結果と2種類の予測結果を比較した。図より高速変形中の断熱変形に伴う試験片の温度上昇を考慮して計算すると実験結果とよく合致することがわかる。朴らは極低炭素鋼にこの手法を適用し、種々な T (77~300K)における $10^3/s$ の変形応力を推定し、ホップキンソン棒法で得られた結果とよく一致することを示している³⁷⁾。さらに、彼らは T および ϵ を一定としたときの σ と $\dot{\epsilon}$ の関係を計算し、その結果が式(26)でよく近似され m 値の妥当な T 依存性が得られることも明らかにした。

これまでに報告されている個々の計算例を検討すると、事例毎に実験結果をうまく再現できるように数式表現を若干変更する等のパラメータ調整が行われている。今後は、できるだけ強化機構理論を援用して実験で決めるフィッティング因子の数を少なくし、手法の完成度を高め応用範囲を広げることが望まれる。特に、 σ_i の決定と加工硬化の定式化には多くの課題が残されている。転位組織を

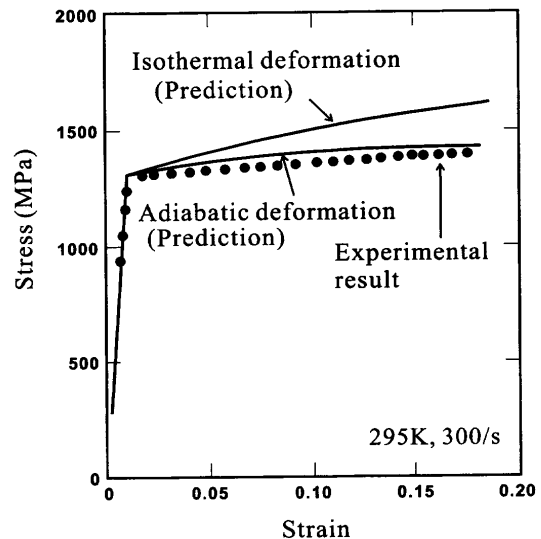


Fig. 18. Comparison between a measured flow curve and two predictions by using the Kocks-Mecking model for a Ti-6Al-4V alloy.

$\hat{\sigma}_D$ で表現するのは考えやすいが外挿で推定するときの誤差が大きいため、ごく最近、Kocksはより現実的な方法を提案している³⁸⁾。さらに、種々な強化機構の重ね合わせ方法の検討が材料設計に関係する今後の課題である。結晶粒径が約 $4 \mu\text{m}$ 以上のフェライト鋼の結晶粒微細化強化はほとんど σ_i に現れるようである³⁹⁾。その他の強化機構についても検討が進められ、強化機構と高速変形挙動の関係が検討され始めている⁴⁰⁾。

4. おわりに

以上、本研究会の成果として、衝撃エネルギー吸収能に及ぼす構造因子、材料因子の影響、薄肉構造体の座屈現象および、自動車用素材として用いられる鉄鋼材料の材料構成式の理論と問題点について解説した。ここで議論した熱的活性化過程を考慮した材料変形挙動の記述は自動車の衝突のみならず、他の種々の変形や加工現象にも適用可能であり、今後の展開が期待される。

今回の共同研究では材料の製造者と使用者が一堂に会して、「衝突安全性」という共通でかつ重要な課題を議論できたことが非常に有意義であったと考える。今後も両業界の緊密な連携による Simultaneous Engineering により、日本の工業がより一層国際競争力を増すことを切に期待したい。

文 献

- 1) 渡邊憲一:自動車用材料の高速変形に関する研究会成果報告書, 日本鉄鋼協会, 東京, (2001), 25.
- 2) K.Sato, A.Yoshitake, Y.Hosoya and T.Yokoyama: IBEC '97, Interior, Safety & Environment, Vol. 31, Automotive Technology Group Inc., Michigan, (1997), 1.
- 3) Y.Kuriyama, M.Takahashi and A.Uenishi: Proc. JSAE Meeting, No. 981, (1998), 317.

- 4) 高橋 学, 上西朗弘, 栗山幸久, 岸田宏司: 自動車の衝突安全性と高張力鋼板の高速変形特性, 日本鉄鋼協会, 東京, (1997), 41.
- 5) 渡辺憲一, 岩谷二郎, 岡野洋一郎: 自動車の衝突安全性と高張力鋼板の高速変形特性, 日本鉄鋼協会, 東京, (1997), 73.
- 6) A.Uenishi, M.Suehiro, Y.Kuriyama, M.Usuda: IBEC '96, Automotive Body Interior & Safety Systems, Automotive Technology Group Inc., Michigan, (1996), 89.
- 7) M.Yamamoto, N.Mizui and K.Fukui: *Proc. Jpn. Soc. Mech. Eng. (II)*, **96** (1996), 451.
- 8) A.Uenishi, Y.Kuriyama, M.Usuda, M.Suehiro and M.Itabashi: *Proc. Jpn. Soc. Mech. Eng. (II)*, **96** (1996), 449.
- 9) A.Uenishi, Y.Kuriyama, M.Usuda and M.Suehiro: *Proc. JSTP Meeting*, (1997), 179.
- 10) N.Aya and K.Takahashi: *J. JSAE*, **7** (1974), 60.
- 11) E.Nakanishi, M.Itabashi and K.Kawata: *Proc. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, **72** (1992), 519.
- 12) M.Takahashi and H.Yoshida: *CAMP-ISIJ*, **14** (2001), 1098.
- 13) S.Hanai, N.Takemoto, Y.Tokunaga and Y.Mizuyama: *Tetsu-to-Hagané*, **68** (1982), 1169.
- 14) 吉武明英, 佐藤健太郎, 細谷佳弘: 自動車の衝突安全性と高張力鋼板の高速変形特性, 日本鉄鋼協会, 東京, (1997) 49.
- 15) A.Uenishi, Y.Kuriyama, M.Usuda, M.Suehiro: IBEC '97, Automotive Body Materials, Automotive Technology Group Inc., Michigan, (1997), 59.
- 16) 河田幸三, 板橋正章, 吉田 孝: 第33回構造強度に関する講演会講演集, 日本航空宇宙学会・日本機械学会, 東京, (1991), 338.
- 17) K.Ogawa and K.Tanaka: *Proc. 23rd Jpn. Cong. Materials Research, Soc. Mater. Sci., Jpn.*, Kyoto, (1980), 39.
- 18) S.Takagi, K.Miura, O.Furukimi, T.Obara, T.Kato and S.Tanimura: *Tetsu-to-Hagané*, **83** (1997), 748.
- 19) 横山 隆: 高速変形と破壊, 日本金属学会, 仙台, (1998), 25.
- 20) H.J.Frost and M.F.Ashby: *Deformation Mechanism Maps*, Pergamon Press, Oxford, (1982), 60.
- 21) J.Weertman: *Physical Metallurgy*, ed. by R.W.Cahn, North-Holland, Holland, (1965), 793.
- 22) G.Regazzoni, U.F.Kocks and P.S.Follansbee: *Acta Metall.*, **35** (1987), 2865.
- 23) J.D.Campbell and W.G.Ferguson: *Philos. Mag.*, **21** (1970), 63.
- 24) 角野浩二: 金属物性基礎講座8, 結晶の塑性, 丸善, 東京, (1977), 251.
- 25) T.Nojima: *J. Soc. Mater. Sci., Jpn.*, **35** (1986), 1118.
- 26) J.C.M.Li: *Can. J. Phys.*, **45** (1967), 493.
- 27) I.Gupta and J.C.M.Li: *Metall. Trans.*, **1** (1970), 2323.
- 28) U.F.Kocks: *J. Eng. Mater. Technol.*, **98** (1976), 76.
- 29) H.Mecking and U.F.Kocks: *Acta Metall.*, **29** (1981), 1865.
- 30) N.Tsuchida, Y.Tomota, H.Moriya, O.Umezawa and K.Nagai: *Acta Mater.*, **49** (2001), 3029.
- 31) P.S.Follansbee, J.C.Huang and G.T.Gray: *Acta Metall.*, **38** (1990), 1241.
- 32) Y.Tomota, P.Lukas, S.Harjo, J-H.Park, N.Tsuchida and D.Neov: *Acta Mater.*, accepted.
- 33) G.I.Taylor: *J. Inst. Met.*, **62** (1938), 307.
- 34) E.Voce: *J. Inst. Met.*, **74** (1948), 537.
- 35) J.E.Bailey and P.B.Hirsch: *Philos. Mag.*, **4** (1960), 485.
- 36) P.S.Follansbee and G.T.Gray,III: *Metall. Trans. A*, **20A** (1989), 863.
- 37) J-H.Park, Y.Tomota, S.Takagi, S.Ishikawa and T.Shimizu: *Tetsu-to-Hagané*, **87** (2001), 657.
- 38) U.F.Kocks: *Mater. Sci. Eng.*, **A317** (2001), 181.
- 39) N.Tsuchida, T.Ono, Y.Tomota and K.Nagai: *J. Jpn. Soc. Mech. Eng. A*, in print.
- 40) 自動車用材料の高速変形に関する研究会成果報告書, 日本鉄鋼協会, 東京, (2001).