

研削盤砥石カバールの衝突安全性に関する研究

防衛大学校理工学研究科後期課程

装備・基盤工学系専攻 装備生産工学教育研究分野

福井 拓哉

令和3年3月

目次

第1章 序論	1-20
1.1 労働災害と工作機械	1
1.1.1 労働災害の発生と防止	1
1.1.2 機械安全と国際規格	3
1.1.3 工作機械の覆い	4
1.2 放出部品としての研削砥石	6
1.3 研削盤の安全性に関する国際規格	8
1.3.1 砥石カバーの板厚規定	8
1.3.2 砥石カバーの試験方法	11
1.3.3 現行規格の問題点	13
1.4 衝突現象に関する研究	15
1.4.1 実験的研究	15
1.4.2 解析的研究	17
1.5 先行研究	19
1.6 本論文の目的と構成	20
第2章 砥石衝突実験装置	21-35
2.1 はじめに	21
2.2 装置概要	21
2.2.1 発射装置	22
2.2.2 ターゲット台	24
2.2.3 計測装置	26
2.3 砥石製飛翔体	28
2.3.1 供試研削砥石の機械的性質	28
2.3.2 飛翔体の構成	32
2.4 実験結果の評価	34
2.5 まとめ	35

第3章 カバー材の機械的性質の影響	36-64
3.1 はじめに	36
3.2 供試カバー材の引張試験	36
3.3 砥石衝突実験	41
3.4 カバー材の貫通境界エネルギーに関する考察	44
3.4.1 全塑性仕事について	44
3.4.2 塑性変形場のパラメータについて	46
3.5 有限要素法による衝突解析	55
3.5.1 衝突実験結果に対する解析モデルの精度	56
3.5.2 貫通境界エネルギー予測式適用範囲の検討	58
3.6 まとめ	64
第4章 飛翔体衝突における砥石破壊の影響	65-81
4.1 はじめに	65
4.2 砥石製飛翔体	65
4.3 砥石衝突実験	66
4.3.1 円柱形飛翔体の衝突実験	66
4.3.2 円錐形飛翔体の衝突実験	68
4.4 考 察	73
4.4.1 砥石圧縮強度と飛翔体損傷直径の関係	73
4.4.2 損傷直径と最小破断エネルギーの関係	77
4.5 まとめ	81

第5章 砥石破壊解析手法の提案と衝突解析	82-111
5.1 はじめに	82
5.2 解析対象とする研削砥石の圧縮試験	82
5.2.1 試験方法	82
5.2.2 試験結果	83
5.3 提案する砥石破壊解析手法	86
5.3.1 解析モデル	86
5.3.2 材料構成則	87
5.3.3 研削砥石のモデル化と粒子法パラメータ	88
5.3.4 スケーリング	96
5.4 圧縮解析結果	97
5.4.1 有限要素法および粒子法との比較	97
5.4.2 スムージング長の影響	100
5.5 砥石破壊解析手法を用いた円錐形飛翔体の衝突解析	102
5.5.1 衝突解析モデル	103
5.5.2 解析結果	105
5.5.3 砥石破壊解析手法による最小破断エネルギー実験式の検証	108
5.6 まとめ	112
第6章 結論	113-122
6.1 研究成果の概要	113
6.2 研究成果に基づく研削盤砥石カバーの板厚	114
6.2.1 ISO 16089 における砥石カバー板厚の導出方法の補足	114
6.2.2 砥石カバー板厚の提案と比較	116
6.3 将来展望と課題	122
謝辞	123
参考文献	124-132
研究実績	133-136

本論文で用いる主な記号

記号	内容	単位
A	Johnson-Cook 構成則の降伏応力	MPa
B	Johnson-Cook 構成則の硬化係数	MPa
b	砥粒を覆う結合剤の厚さ比	
C	Johnson-Cook 構成則のひずみ速度係数	
c	粘着力	MPa
D	砥石外径	mm
d	飛翔体直径	mm
d_e	破損限界エネルギー評価式における飛翔体直径換算値	mm
d_f	カバー材の破断直径または飛翔体先端部の損傷直径	mm
E	ヤング率	GPa
E_c	飛翔体の衝突エネルギー	J
E_f	破損限界エネルギー評価式における破損限界エネルギー	J
E_g	砥粒材料のヤング率	GPa
E_m	線形硬化弾塑性体の接線係数	GPa
E_p	貫通境界エネルギー	J
E_{pmin}	最小破断エネルギー	J
E_{trans}	砥石片の並進エネルギー	J
F	砥石の圧縮強度と圧縮面積の積	kN
f_c	修正 NDRC 式におけるコンクリートの圧縮強度	MPa
\bar{d}_g	砥石の平均粒径	mm

記号	内容	単位
h	SPH 粒子のスミージング長	mm
h_s	基準 SPH 粒子に対応する基準スミージング長	mm
I_1	応力の 1 次不変量	MPa
J_2	偏差応力の 2 次不変量	MPa ²
K	BRL 式における鋼板の分類係数	
k	Drucker-Prager 構成則の係数	MPa
k_1	衝突実験式の係数 1	J/mm ²
k_2	衝突実験式の係数 2	mm
k_3	衝突実験式の係数 3	mm
k_m	せん断強さ	MPa
L	発射管長さ	mm
l	ソリッド要素長	mm
l_1	速度計 A と B の距離	mm
l_b	飛翔体構成要素の高さ	mm
l_p	飛翔体の全長	mm
l_s	基準 SPH 粒子に対応する基準ソリッド要素長	mm
m	研削砥石および砥石製飛翔体の質量	kg
m_{g+b}	砥粒・結合剤簡略化モデル 1 個あたりの質量	kg
m_i	SPH 粒子 i の質量	kg
m_{sph}	任意のソリッド要素長 l に対応する SPH 粒子の質量	kg
$m_{sph,s}$	基準 SPH 粒子 1 個あたりの質量	kg
N	修正 NDRC 式における飛翔体先端形状係数	
n	Johnson-Cook 構成則の硬化指数	

記号	内容	単位
P	圧力タンク内の空気圧	MPa
Q	砥石内外径比	
q	Johnson-Cook 構成則の温度指数	
R	流動応力	MPa
R_e	降伏応力	MPa
R_m	引張強さ	MPa
r	発射管内径	mm
r_g	砥粒の半径	mm
r_i	研削砥石の内径	mm
r_o	研削砥石の外径	mm
S_b	結合剤の断面積	mm ²
S_c	圧縮試験における圧縮面積	mm ²
S_g	砥粒の断面積	mm ²
s	粒度の標準偏差	
T	研削砥石の厚さ	mm
T^*	Johnson-Cook 構成則の相対温度	
t	カバー材板厚	mm
$t_{A,in}$ $t_{B,in}$	速度計 A および B に対する飛翔体侵入時間	s
$t_{A,out}$ $t_{B,out}$	速度計 A および B における飛翔体通過時間	s
t_p	砥石回転方向のカバー材板厚	mm
t_s	砥石軸方向のカバー材板厚	mm
U	全塑性仕事(応力-ひずみ線図の面積)	J/mm ³
V	砥石周速度	m/s
V_b	結合剤の体積	mm ³

記号	内容	単位
V_g	砥粒の体積	mm^3
$V_{g+b,s}$	基準砥粒・結合剤の体積	mm^3
v	飛翔体発射速度	m/s
$v_{1\sim 4}$	飛翔体速度の計測結果	m/s
v_i	粒子法における SPH 粒子 i の速度	m/s
\hat{v}_i	XSPH 補正後の SPH 粒子 i の速度	m/s
v_j	SPH 粒子 j の速度	m/s
W	カーネル関数	
W_i	SPH 粒子 i のカーネル関数	
W_j	SPH 粒子 j のカーネル関数	
w	帯板の幅	mm
X	修正 NDRC 式における飛翔体貫入量	mm
x	距離または座標	mm
x_i	SPH 粒子 i の座標	mm
x_j	SPH 粒子 j の座標	mm
Y_R	降伏比(降伏応力/引張強さ)	
z_c	圧縮試験における圧縮変位	mm
λ	砥石片の角度	°
$\hat{\lambda}$	砥石片の角度	rad
α	Drucker-Prager 構成則の係数	
α_D	粒子法における次元を表す係数	
α_{cs}	XSPH の補正係数	
α_t	破損限界エネルギー評価式における鋼板の流動応力係数	
β_p	破損限界エネルギー評価式における飛翔体の流動応力係数	

記号	内容	単位
Δm_{g+b}	砥粒及び結合剤の微小質量	kg/mm
$\Delta m_{g+b,s}$	基準砥粒・結合剤の任意断面における微小質量	kg/mm
$\Delta m_{sph,s}$	基準 SPH 粒子の微小質量	kg/mm
ε	ひずみ	
$\dot{\varepsilon}$	ひずみ速度	s ⁻¹
$\dot{\varepsilon}^*$	Johnson-Cook 構成則の相対ひずみ速度	
ε_b	カバー材の破断伸びまたは砥石の圧縮破断ひずみ	
ε_p	Johnson-Cook 構成則の相当塑性ひずみ	
θ	円錐形飛翔体の先端角度	°
μ_b	砥石の結合剤率	vol. %
μ_g	砥石の砥粒率	vol. %
ρ	砥石または飛翔体の密度	kg/m ³
ρ_b	結合剤の密度	kg/m ³
ρ_g	砥粒の密度	kg/m ³
ρ_{g+b}	砥粒と結合剤の混合密度	kg/m ³
ρ_i	SPH 粒子 i の密度	kg/m ³
ρ_j	SPH 粒子 j の密度	kg/m ³
σ	砥石の圧縮流動応力	MPa
σ_e	砥石の圧縮降伏応力	MPa
σ_g	砥粒材料の圧縮強度	MPa
σ_m	砥石の圧縮強度	MPa
φ	砥石の内部摩擦角	°

第1章 序 論

1. 1 労働災害と工作機械

1. 1. 1 労働災害の発生と防止

労働災害のリスクを低減させることは、産業界共通の課題である。図 1.1 に国内における労働災害発生件数を示す。労働災害発生件数(死傷)は 1961 年に最大の 48 万件に上ったが、1972 年の労働安全衛生法制定等を経て長期的な減少をたどり¹⁾、2000 年には 13 万件と、ピーク時のおよそ 1/4 程度まで減少した²⁾。しかし、その後は減少傾向の鈍化、横ばいが続き³⁾、2019 年では死傷 125611 名、死亡 845 名となっている²⁾。労働災害による死傷は当事者やその家族の人生に重大な影響を及ぼすことはもちろん、経済的な損質も GDP の約 4%に上るとされるなど⁴⁾、労働者、管理者双方にとって非常に重大な問題である。

業種別の労働災害では、製造業における死傷件数が全産業の 21.4%と最も発生数が多くなっており、死亡件数においても建設業の 31.8%に次ぐ 16.7%となっている²⁾。若干の変動はあるものの、製造業と建築業が国内の労働災害の多くを占める傾向は半世紀以上変化しておらず^{5)~7)}、労働災害の問題を考える上で、製造業が担う責任は大きい。製造業の労働災害は機械設備によるものが約 40%と全産業の平均 25%と比べて高いのが特徴であり⁸⁾、その内の約 20%を占める工作機械の安全性は特に重要である。

工作機械を含む産業機械の労働災害を減らすアプローチには、主に作業現場での安全確保を目的とする労働安全衛生と、安全な機械システムを設計・構築することを目的とする機械安全の分野がある⁹⁾。例えば労働災害発生率と当事者の年齢について調査した三浦らの報告¹⁰⁾や、旋盤用安全シミュレータを開発し学生への安全教育を行った千葉らの報告¹¹⁾は前者の労働安全衛生に、産業安全分野におけるフェールセーフ技術を整理した梅崎らの報告¹²⁾は機械安全に重きを置いたものといえる。国内における従来の労働災害防止対策は、災害の発生原因をヒューマンエラーと捉え、教育・訓練によって処置を行う管理的対策が主であり、機械安全に関する取り組みについては欧米に比べて遅れていたとする指摘も多い^{13)~15)}。世界の潮流は設計段階での対策を重視することで安全な機械を設計・製造するものとなっており、労働災害の減少を目指す上で工作機械も例外ではない。特に、機械の設計・

製造において前提となる機械類の安全性を規定した国際標準化機構(ISO)による ISO 規格については、その改正および日本を含む各国独自の安全規格に対する国際統合化が進められており¹⁶⁾¹⁷⁾、工作機械が持つ労働災害リスクを考慮し、今一度適切な安全機構を検討する必要がある。

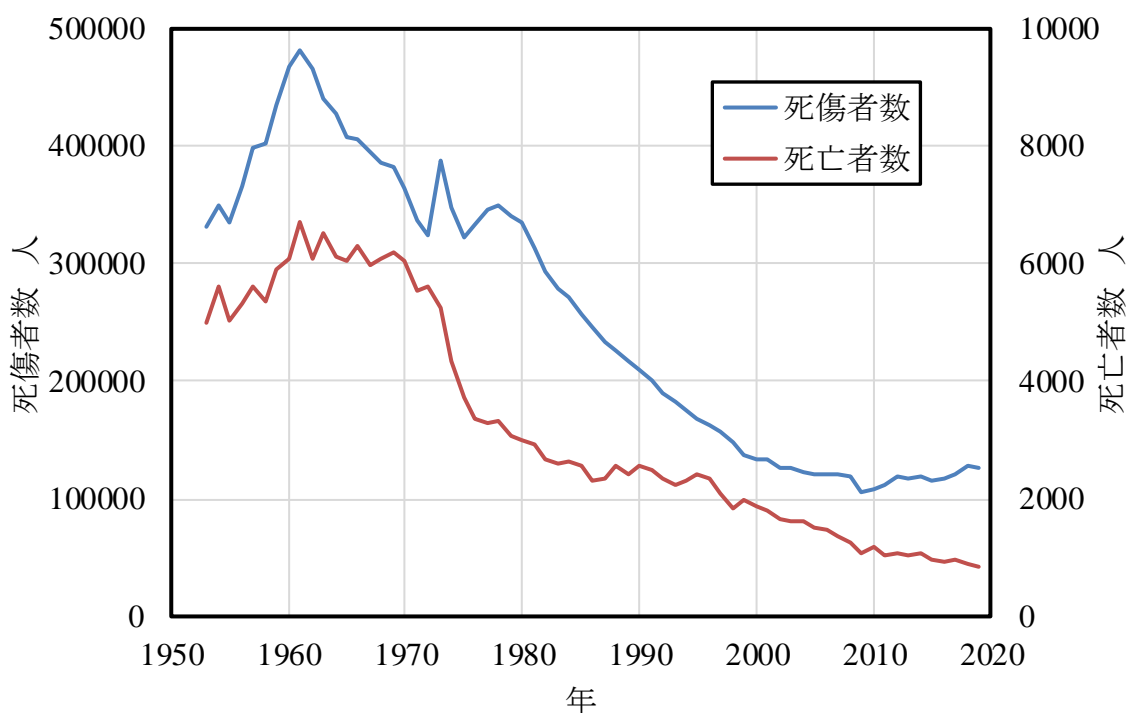


図 1.1 国内における労働災害発生件数²⁾

(死傷者の対象は 1972 年まで休業 8 日以上，1973 年以降は休業 4 日以上)

1. 1. 2 機械安全と国際規格

近年の ISO 規格の改正は、1992 年に欧州の規制制定委員会(CEN)と国際標準化機構 (ISO)の間でウイーン協定が締結されたことに端を発している。この協定により、CEN と ISO が共同で機械安全に関する規定を検討することとなり、CEN の標準規格(EN 規格)を実質的な基礎とした ISO 規格の制定が進められている³⁾。さらに、国内においても WTO/TBT 協定¹⁸⁾に基づき JIS 規格の国際統合化が進められている。

図 1.2 に ISO 規格の構造を示す。ISO における機械安全の規格は 3 段階(A, B, C 規格)の階層化がなされており、個別の機械に対する安全要求事項を規定した C 規格は、より広範な機械に適用される B 規格および安全に関する基本原則を示した A 規格に準拠した内容となっている⁹⁾。A 規格には安全な機械を設計・製造するためのガイドラインを示した ISO 12100(機械類の安全性)があり、機械の安全方策としては①設計によるリスクの低減、②安全防護によるリスクの低減、③追加予防策の実施、④残留リスクの情報提示の優先順位で実施するよう定められている⁸⁾。リスクの定義については ISO/IEC ガイド 51¹⁹⁾における安全の概念において、実際に事故が起きた場合に想定される物理的、健康的な危害の大小に基づき、①広く受け入れ可能、②許容可能、③受け入れ不可能に区分されており、③の受け入れ不可能なリスクを設計・製造段階の追加の予防策までで排除することが、ISO における安全の定義である⁹⁾。

機械災害防止のための安全防護の基本的な考え方として、ISO 12100 では「隔離による安全防護」と「停止による安全防護」が示されている²⁰⁾²¹⁾。これは、機械災害はその原因となるエネルギーが作業者に到達することによって生じると解釈でき、到達のリスクを低減する隔離と、エネルギーそのものを低減する停止が有効な手段となるためである²²⁾。この内、停止についてはあくまで隔離が困難な場合や一時的に隔離を解除する必要がある場合の対策とされており、主体となるのは隔離である。また、隔離の主な手段としては危険源から作業者を保護するために設置される覆いがあり、設計及び製作のための一般要求事項を規定した B 規格である ISO 14120²³⁾にその指針が示されている。覆いの役割としては、作業者の接近抑止、放出部品、流体および危険物質の封じ込め、騒音や放射の低減などがあげられる。

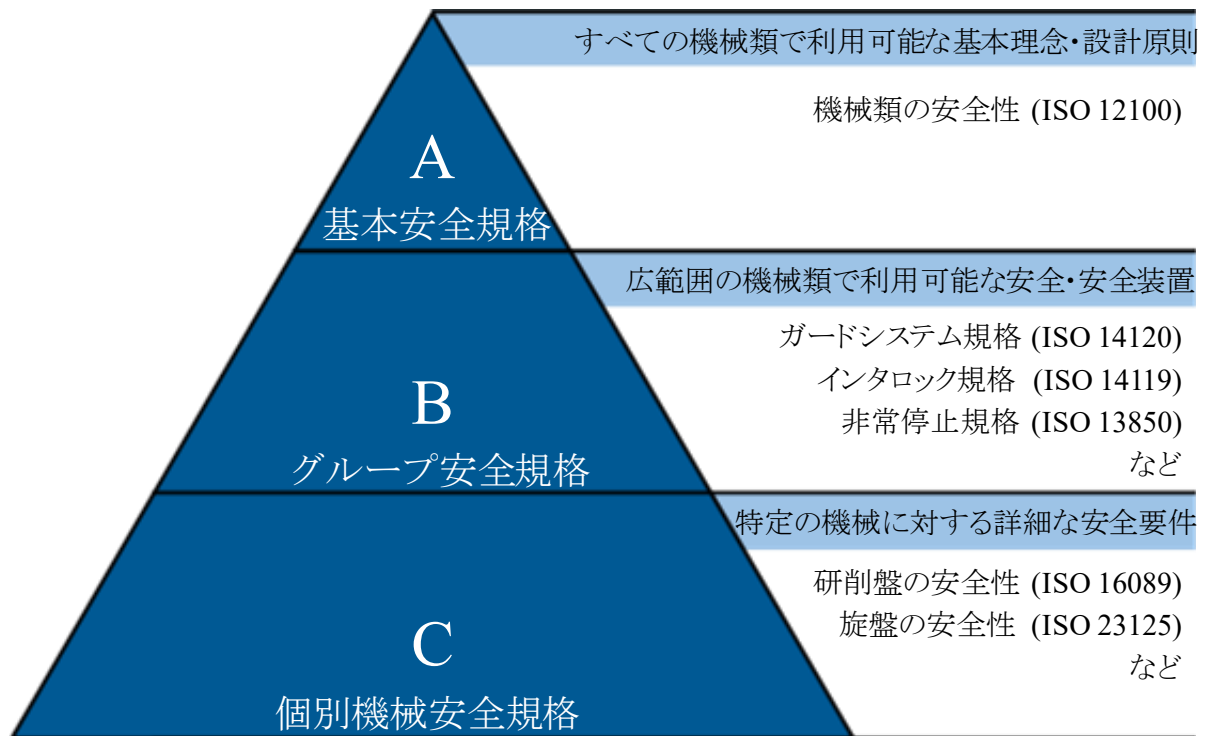


図 1.2 ISO 国際規格の階層構造⁹⁾

1. 1. 3 工作機械の覆い

WTO/TBT 協定¹⁸⁾に基づく JIS 規格の国際整合化の流れは工作機械も例外ではない。例えば旋盤については ISO 23125²⁴⁾に準拠した JIS B 6031²⁵⁾が 2014 年に発行されている。研削盤については EN 13128²⁶⁾を基礎とした ISO 16089²⁷⁾が 2015 年に施行され、ISO に準拠した JIS B 6033²⁸⁾が 2018 年に発行された。ISO 規格の基礎となる EN 規格は工作機械に関して最も厳しい安全規格とされており²¹⁾、ISO 規格の JIS 規格化は基本的に従来の国内法に比べ、製造者に対し詳細かつ厳しい規制を課すこととなる。

図 1.3 に一例として研削盤の主な安全機構を示す。このうち、砥石カバーおよび工作領域エンクロージャが ISO 14120²⁹⁾に基づく隔離による安全防護のための覆いに該当し、非常停止ボタンが ISO 13850²⁹⁾に基づく停止による安全防護の役割を持つ。ここで、工作機械の安全機構における覆いの主な役割は、危険区域への接近抑止と放出部品の封じ込めにある。

工作機械は金属や硬脆材料等を所望の形状に加工する機械であり、切削形工作機械には旋盤、フライス盤、研削盤、ボール盤等、用途に応じ様々な形式があるが、その

加工能力は基本的に被削材より高硬度かつ鋭利な工具を強制的に切り込ませることにより成立しているため、工作機械の多くは高速回転部を有している。従って、重要な構成要素そのものに不安全性を内包する工作機械の本質安全化には限界があり、覆いによる防護は接近抑止の観点で「はさまれ・巻き込まれ」「切れ・こすれ」、放出部品の封じ込めの観点で「飛来・落下」といった種類の労働災害を防止するために重要である。

放出部品の封じ込めにおいて工作機械の覆いが主に想定するのは、工具および工作物の飛散であり、特に回転部に把持される側が運動エネルギーの高さから衝突安全上重視される。工具および工作物の飛散の原因としては把持不良や破壊が考えられるが、特に破壊しやすい材質の工具ないし工作物を用いる場合は飛散リスクがより高くなり、安全防護の重要度が増すこととなる。



図 1.3 研削盤の安全機構

1.2 放出部品としての研削砥石

工作機械の覆いによる防護の主な対象となる飛散リスクの高い工具として、研削砥石があげられる。研削砥石は、高硬度材料を刃物状に成形、加工した切削工具と異なり、不定形の鋳物質である砥粒を結合剤で固めて成形した脆性・多気孔な多刃工具である³⁰⁾。研削砥石において結合剤による砥粒同士の結合力は大越式結合度試験機(改良ビット法)³¹⁾により評価され、結合度としてA～Zのアルファベットで表されるが、一般に精密研削には低結合度、重研削には高結合度の砥石が用いられ、加工中に適度な砥粒の脱落や自生作用を生じさせることで、研削砥石の切れ味を維持する。すなわち、研削砥石はある程度の破壊強度になるように製造された工具であり、破壊時の飛散リスクを工具そのものが内包している。

研削砥石の破壊および飛散リスクが一般的な切削工具や工作物に比べて高いことは従来から問題視されており、特に通常使用の延長において生じ得る遠心力破壊については様々な検討がなされてきた。図1.4に砥石片飛散の一例を示す。国内においては砥石周速度60～80m/sの高速研削の実用化や、研削盤に関する安全を規定した国内法である研削盤等構造規格³²⁾が施行された1970年頃を中心に、砥石回転破壊試験装置の開発³³⁾や遠心破壊強度に関する検討³⁴⁾³⁵⁾、あるいは砥石そのものの補強³⁶⁾といった遠心力破壊やその抑制に関する報告が比較的活発に行われ、実際の災害事例についても整理されている³⁷⁾³⁸⁾。さらにその後も遠心力破壊におけるフランジ締付力の影響³⁹⁾や、解析による破壊周速度の推定手法⁴⁰⁾等が検討されてきた。また、国内法である研削盤等構造規格では回転試験に基づき砥石の最高使用周速度を定めることが規定されており、実際の破壊周速度に対して1.5倍の安全率を考慮するものとしている。以上のように、研削砥石の破壊および飛散リスクについては、破壊そのものの予防に重点が置かれてきた。

一方、研削砥石の破壊は遠心力以外にも、砥石内部に潜在する内部欠陥や取り付け時の不具合、あるいは作業者の操作ミス等の要因が考えられるものの、不意に砥石片が飛散してしまった場合の防護策、すなわち砥石カバーによる封じ込めについてはこれまで詳細な検討がなされて来なかった。研削盤等構造規格において規定されている砥石カバー板厚の基準作成において中心的な役割を果たした旧産業安全研究所において、現在確認できるの

は、グラインダカバーの防護効果に関する研究報告⁴¹⁾のみであり、砥石片の衝突によって砥石カバーが破断あるいは貫通する事を防止するためのカバー材料や板厚に関する定量的な検討は確認できない。また、その他の研究において砥石カバーの防護効果については、遠心破壊試験や労働災害事例の紹介に付随した内容に留まっている³³⁾³⁷⁾。

国外においても、現行の ISO 16089 の原型となった EN13128 は旋盤等の金属から成る工具や工作物を主な飛散物と想定する工作機械の覆いに関する研究を基礎としており⁴²⁾、結果的に規格内の試験方法でも焼入れ鋼製飛翔体が採用されるなど、砥石の衝突現象について十分な検討がなされているとはいえない。研削砥石の飛散による労働災害は小型のグラインダによるものを除けば今日では決して件数の多いものではないが、厚生労働省のホームページにおいても個別事例としてイラスト付きで詳細が紹介されている重大事故リスクの高い事象である²⁾。飛散した砥石片の衝突によって生じる大怪我、失明、最悪の場合の死亡といったリスクは明らかに ISO/IEC ガイド 51¹⁹⁾の受け入れ不可能なリスクに該当すると考えられ、砥石カバーの防護についてより適切な規定を検討する必要がある。

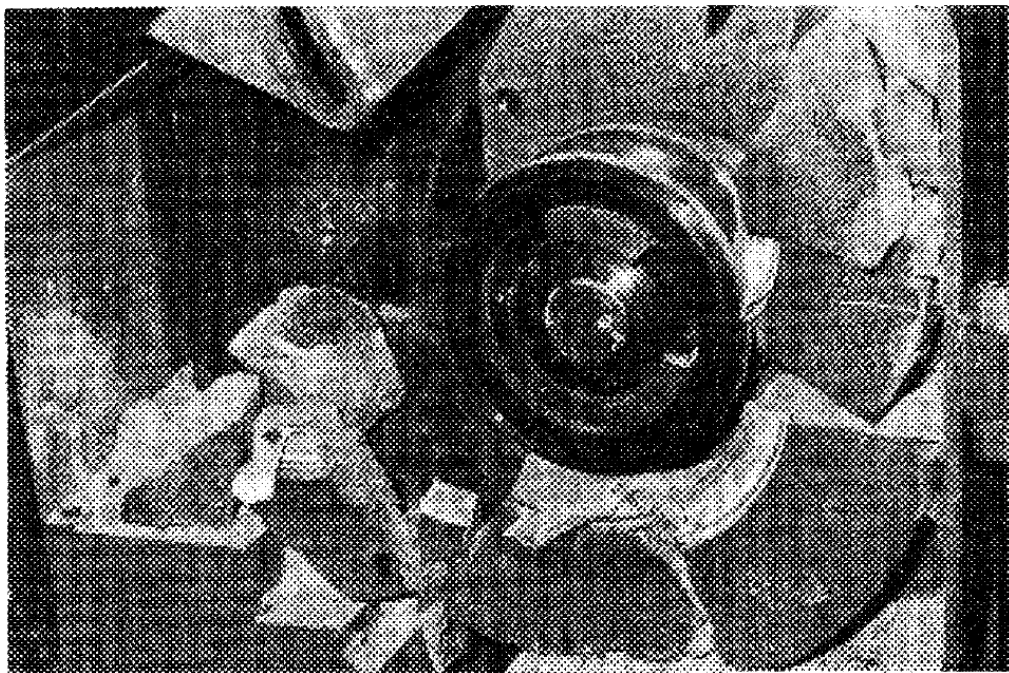


図 1.4 砥石破壊後の砥石覆い内部と砥石片飛散状況³⁰⁾

1.3 研削盤の安全性に関する国際規格

1.3.1 砥石カバーの板厚規定

現行規格の問題点を検討するために、まず現在の砥石カバーの板厚規定について整理する。研削盤の安全性に関する国際規格 ISO 16089 では、砥石カバーの材質と板厚が規定されている。表 1.1 に砥石カバーの材料に関する規定を示す。ISO 16089 において砥石カバーの材料として定められている材料は、金属製カバー材 8 種とポリカーボネートの計 9 種類であり、各材料には対応する規格に基づき引張強さ R_m 、降伏応力 R_e 、伸び ϵ_b について満たすべき最小値が示されている。

砥石カバーの板厚については飛散する砥石片が持ちうる並進エネルギー E_{trans} が次の理論式で求められることを前提として板厚を定めている。

$$E_{\text{trans}} = \frac{2}{9 \cdot \pi} \cdot m \frac{(1 - Q^3)^2}{(1 - Q^2)^2} \cdot \frac{\sin^2 \lambda / 2}{\hat{\lambda} / 2} \cdot V^2 \quad (1.1)$$

ここで、 m は研削砥石の質量、 λ は砥石片の角度($^\circ$)、 $\hat{\lambda}$ は砥石片の角度(rad)、 V は砥石周速度、 Q は砥石の内径 r_i と外径 r_o の比であり、 $\lambda = 134^\circ$ の時に砥石片の並進エネルギーは最大となる(図 1.5)。なお、回転エネルギーについては並進エネルギーに比べて非常に小さいため考慮しなくて良いものとしている。また、砥石片の最大並進エネルギーとカバー材板厚の関係式は次の通り定められている。

鋼板:	$t = 0.4E_{\text{trans}}^{0.37}$	(1.2)
铸鋼:	$t = 0.57E_{\text{trans}}^{0.37}$	
铸鉄:	$t = 0.92E_{\text{trans}}^{0.37}$	
鍛造アルミニウム合金:	$t = 0.7E_{\text{trans}}^{0.37}$	
铸造アルミニウム合金:	$t = 1.8E_{\text{trans}}^{0.37}$	

ここで、 t はカバー材の板厚である。ISO 16089における最小板厚表は、表1.2に示すように、(1.1)式および(1.2)式に基づき、砥石周速度や砥石寸法(質量)から、1.5mm以上かつ0.5mm刻みで板厚が規定されている。ここで、 T は砥石厚さ、 D は砥石外径、 t_p は砥石回転方向のカバー材板厚、 t_s は砥石軸方向のカバー材板厚である。

表 1.1 ISO 16089 における砥石カバーの材料と機械的性質の最小値²⁾

	材 料	引張強さ R_m MPa	降伏応力 R_e MPa	伸 び ϵ_b
1	Cold-reduced carbon steel sheet of commercial and drawing qualities	270	140	0.28
2	Cold-reduced steel sheet of structural quality	300	220	0.18
3	Steels for general engineering purposes	340	215	0.17
4	Cast carbon steels for general engineering purposes	450	230	0.22
5	Spheroidal graphite cast iron	400	250	0.15
6	Wrought aluminium alloys	310	260	0.1
7	Cast aluminium alloys	200	-	0.03
8	Hot rolled stainless plate	520	205	-
9	Polycarbonate	-	60	0.80

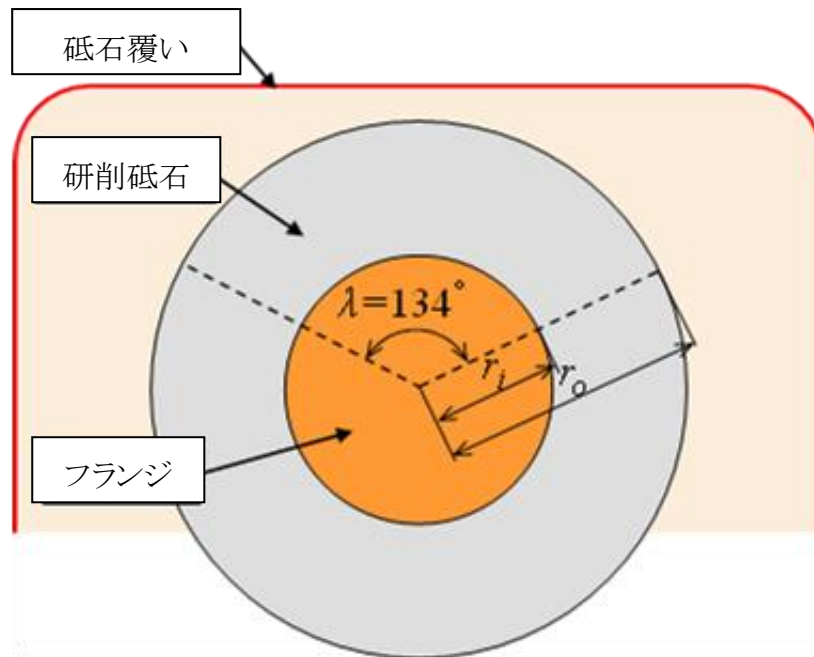


図 1.5 飛散時の並進エネルギーが最大となる砥石片形状²¹⁾

表 1.2 ISO16089 における砥石カバー板厚表の一例²¹⁾

Material ^a	Peripheral speed ^d v_{max} m/s	Width of abrasive product T	Outside diameter of abrasive product D																							
			125		200		315		406		508		610		762		914		1 067		1 250					
			t_p	t_s	t_p	t_s	t_p	t_s	t_p	t_s	t_p	t_s	t_p	t_s	t_p	t_s	t_p	t_s	t_p	t_s	t_p	t_s	t_p	t_s		
1 2 3 8	32	25	1,5	1,5	2,5	2	3	2,5	4	3	4,5	3,5	5	4	6	4,5	7	5	8	6	8,5	6,5				
		50	2	1,5	3	2	4	3	5	3,5	6	4,5	6,5	5	8	6	9	6,5	10	7,5	11	8,5				
		100	2,5	2	4	3	5	4	6,5	5	7,5	5,5	8,5	6,5	10	7,5	11,5	8,5	13	10	14,5	11				
		160	3	2,5	4,5	3,5	6	4,5	7,5	5,5	9	6,5	10	7,5	12	9	13,5	10,5	15	11,5	17	13				
		200	3,5	2,5	5	3,5	7	5	8	6	9,5	7	11	8	13	10	15	11	16,5	12,5	18,5	14				
		250	4	3	5,5	4	7,5	5,5	9	6,5	10,5	8	12	9	14	10,5	16	12	18	13,5						
		315					8	6	10	7	11,5	8,5	13	10	15,5	11,5	17,5	13								
		400							10,5	8	12,5	9,5	14	10,5	17	12,5	19	14,5								
										13,5	10	15,5	11,5	18	13,5											
											15,5	12	16,5	12,5	19,5	14,5										

1. 3. 2 砥石カバーの試験方法

表 1.2 の板厚表を用いることが適当でない場合には設計者自ら試験を行うことも可能であり、2 種類の試験方法が規定されている²⁷⁾。破裂試験は回転する研削砥石にハンマー等で衝撃を加えることで砥石を意図的に破裂させ、砥石片の飛散方向に放射状に配置したカバー材に砥石片を衝突させることで、その衝突安全性を試験する方法である。図 1.6 に破裂試験装置の概略図を示す。この試験方法は実使用環境に近い実際的なものであるが、砥石片の大きさ、飛散方向の制御が困難であり、試験結果の再現性に乏しいという欠点がある。また、研削砥石を破裂させる際にフランジやスピンドル等が損傷する恐れもある。

衝突試験は焼入れ鋼製飛翔体を砥石カバーに用いるカバー材に衝突させる試験方法であり、旋盤、フライス盤、マシニングセンタといった他の工作機械におけるカバー材の試験にも用いられている⁴³⁾。図 1.7 に衝突試験装置の概略図を示す。この試験方法は、飛翔体質量や速度等の試験条件の制御が容易であるため、再現性が高い方法である。一方で飛翔体の強度を考慮していないため、想定される飛散物が他の工作機械のように金属製の工具や工作物ではなく、脆性材料の砥石である研削盤のカバー材板厚の評価においては、その妥当性にやや疑問が残る。

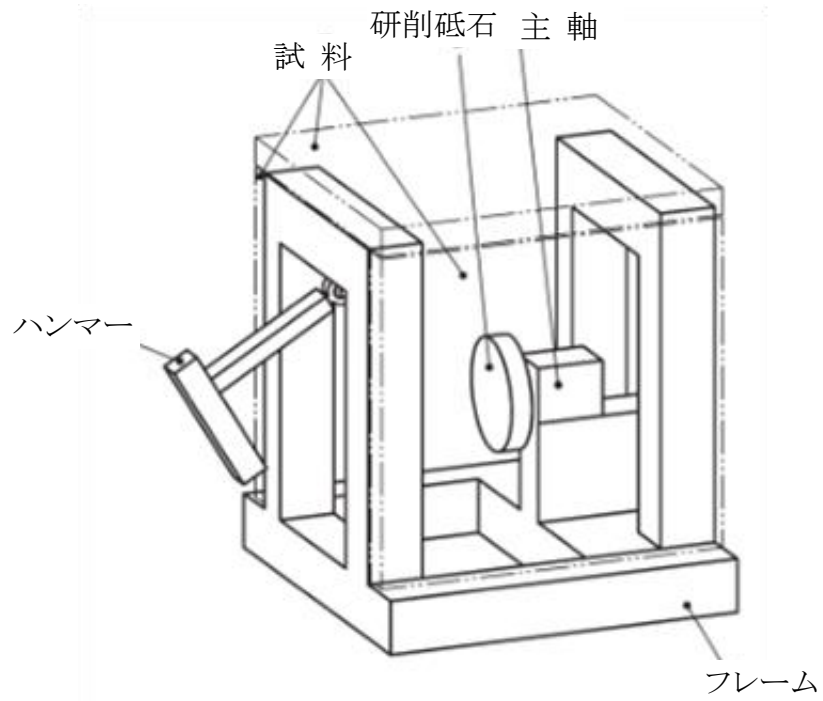


図 1.6 破裂試験装置例 27)

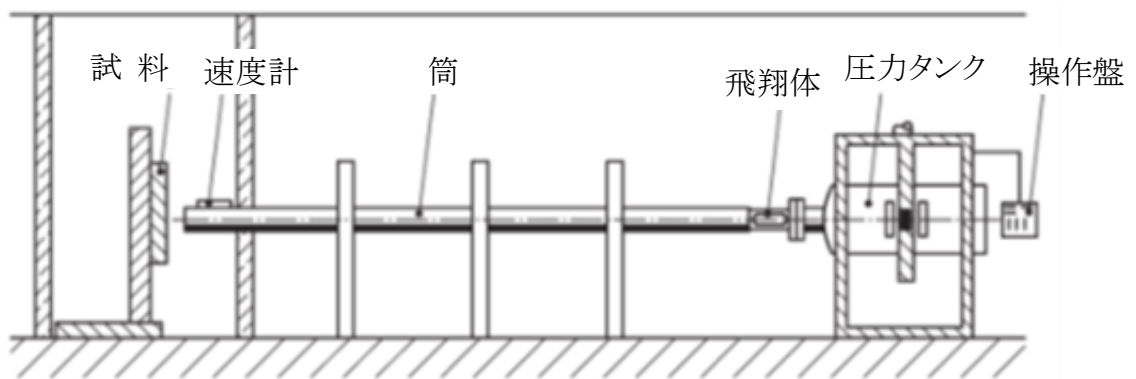


図 1.7 衝突試験装置例 27)

1.3.3 現行規格の問題点

ISO 16089 は 2015 年に制定された比較的新しい規格ではあるものの、砥石カバーの板厚規定の妥当性については課題がある。表 1.3 に示した板厚表の根拠となっている(1.2)式は、ISO の元となった EN 13128 制定時にドイツ、イギリスおよびフランスの旧規格を参考に設定されたものであり²⁷⁾、実験的な裏付けを持つ式ではない。図 1.8 に ISO 16089 と国内において用いられてきた研削盤等構造規格の板厚規定の違いの一例を示す。従来の規格は経験則に基づいている点があるため、規格によって板厚が大きくなることを確認できる。また(1.2)式における圧延鋼板の板厚導出式は、機械的性質の異なる表 1.2 の材料 1, 2, 3, 8 と対応しており、材料毎の耐衝撃性の差を厳密に評価しているわけではない。

実際に回転中の研削砥石を破裂させる実験により衝突安全性を評価した Mewes らの報告⁴⁴⁾では、材料 1 に対応する冷間圧延鋼板 DC01 製の覆いを使用した場合、規格の半分以下の板厚でも衝突安全性の確保が可能とされており、規格と実現象の乖離が見られる。幸いにも現在判明している乖離は安全側に生じているが、他の材料や実験条件においても安全側となっているかは保証されない。また、過度な安全性の確保は工作機械の製造において過剰なコストを生む他、第 1.1.2 項で述べた ISO における機械安全の方針とも合致しない。そのため、研削砥石の衝突現象についてはより詳細な検討を行ってその現象を解明するとともに、追補案により規格を改善していくことが必要である。

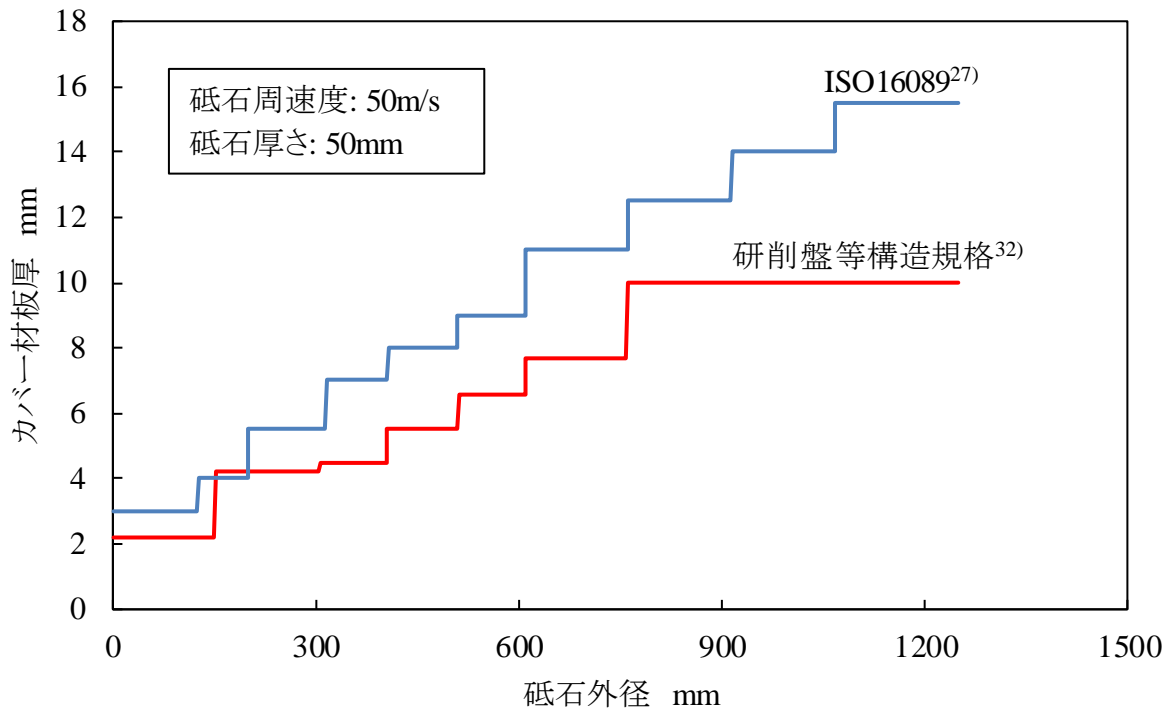


図 1.8 既存規格における砥石カバー板厚の比較例

1. 4 衝突現象に関する研究

科学的根拠に基づいた砥石カバーの板厚を規定するためには、研削砥石の使用周速度から想定される飛散速度 10~100m/s で砥石片がカバー材に対して衝突する際に起こる現象について明らかにする必要があるが、砥石のような脆性材料を飛翔体に用いた研究や、砥石片飛散で想定される飛翔体質量と速度域での研究はほとんど行われていない。衝突現象そのものについては様々な分野で研究が行われており参考にできる点がある一方、考慮すべき研削砥石の衝突における特性上、直接の応用は困難である。

1. 4. 1 実験的研究

衝突実験の代表的なものには、宇宙分野における人工衛星に対するスペースデブリ衝突⁴⁵⁾⁴⁶⁾、航空分野における航空機に対するバードストライク⁴⁷⁾、土木建築分野における構造物に対する高速衝突(テロ対策)⁴⁸⁾⁴⁹⁾等がある。特に、土木建築分野は構造物の安全性評価において実際の設計に用いられている実験式も存在する。

代表的な実験式として、コンクリート構造物の耐衝撃性を評価する修正 NDRC 式 (Modified National Defense Research Committee Formula)⁵⁰⁾があり、金属製飛翔体のコンクリートへの貫入量 X は次の式で表される。

$$G(X/d) = 3.813 \times 10^{-5} \frac{Nm}{d\sqrt{f'_c}} \left(\frac{v}{d}\right)^{1.8} \quad (1.3)$$

$$G(X/d) = \left(\frac{X}{2d}\right)^2 : \frac{X}{d} \leq 2 \quad (1.4)$$

$$G(X/d) = \frac{X}{d} - 1 : \frac{X}{d} \geq 2 \quad (1.5)$$

ここで、 d は飛翔体直径、 m は飛翔体質量、 v は衝突速度、 f'_c はコンクリートの圧縮強

さ、 N は飛翔体の先端形状に関する係数である。修正 NDRC 式は(1.2)式における ISO 16089 の砥石カバー板厚の式と同様、構造物の寸法と飛翔体のエネルギーないし速度の関係式となっているが、衝突によって破壊が生じるコンクリートの圧縮強度をパラメータとしている点は、研削砥石の衝突においても重要な要素と考えられる。一方で、飛翔体を金属、衝突対象物を脆性材料としているため、関係性が逆である砥石の衝突現象には適用できない。

また、鋼構造物を衝突対象物とした耐衝撃性評価では代表的な実験式に BRL 式 (Ballistic Research Laboratory Formula)⁵¹⁾があり、金属製飛翔体に対する鋼構造物の貫通限界板厚 t は次式で表される。

$$t^{3/2} = \frac{0.5mv^2}{17400K^2d^{3/2}} \quad (1.6)$$

ここで、 t は鋼板の貫通限界板厚、 d は飛翔体直径、 m は飛翔体質量、 v は衝突速度、 K は鋼板の分類に関する係数である。

また、国内の研究では BRL 式を基礎とした破損限界エネルギー評価式が吉沢ら⁵²⁾により報告されており、鋼板を破損させるのに必要な金属飛翔体の運動エネルギーは次式で表される。

$$E_f = 3.0 \times 10^8 d_e^{1.5} t^{1.5} \quad (1.7)$$

$$d_e = \begin{cases} t \left\{ \alpha_t \beta_p + 1.9 \left(\tan \frac{\theta}{2} \right)^{2.1} \right\} \dots \text{円錐状飛翔体に対して} \\ d \dots \text{円柱状, 半球状, 円錐状}(d_e > d) \text{飛翔体に対して} \end{cases} \quad (1.8)$$

ここで、 t は鋼板の板厚、 d_e は飛翔体直径の換算値、 d は飛翔体直径、 θ は円錐状飛翔体の先端角度、 α_t は鋼板の流動応力に応じた係数、 β_p は飛翔体の流動応力に応じた係数

である．破損限界エネルギー評価式は(1.2)式における ISO 16089 の砥石カバー板厚の式と同様，飛翔体の衝突エネルギーと鋼板の板厚の関係式となっている．また，(1.8)式において飛翔体と衝突対象物の強度比による変形を加味した実質的な飛翔体直径の変化が考慮されている点は，図 1.4 のように飛散物側の破壊が想定される研削砥石の衝突においても重要な要素と考えられる．一方，破損限界エネルギー評価式が適用可能な材質はあくまで実験に用いられた SUS304 製飛翔体および SGV49 製鋼板と同等のエネルギー吸収能力を有する金属となっており，飛翔体が脆性材料であり想定すべき衝突対象物も表 1.1 の通り多種多様な砥石の衝突現象には適用できない．

1. 4. 2 解析的研究

衝突現象は準静的な問題に比べてより複雑であり，また観察や測定が困難であることから，その解明には実験だけでなく数値解析を用いる場合が多い．衝突解析において最も一般的な手法とされるのが有限要素法である．有限要素法は物体を有限個の要素に分割することで連続体の離散化を行い，単純化した格子状の要素毎に応力等の計算を行うことで複雑な偏微分方程式を近似的に解く解析手法である．1956 年に航空工学分野で開発された有限要素法⁵³⁾は，構造，熱，振動等様々な分野の解析に応用されている．衝突の分野においては自動車や航空機⁵⁴⁾⁵⁵⁾，あるいは構造物への飛来物の衝突⁵⁶⁾等があり，比較的構造が複雑な物体の衝突解析にも用いられている．一方，有限要素法では変形を格子形状の歪みによって表現するため，大変形を伴う問題においては格子が歪な形状となり解析精度が低下する問題がある．また，物体の破壊を伴う解析では一般的に破断条件に至った要素を削除することで破壊を表現するため，破壊後の作用を考慮することができない．これらの問題点は，砥石カバーへの衝突間に自らも破壊され，かつ破壊後に飛散する砥粒や結合剤も衝突に作用すると考えられる研削砥石の衝突現象に対する適用を困難にしている．

また，近年では衝突解析に粒子法を用いる例も増加している．粒子法は連続体を評価点としての性質を有する有限個の SPH 粒子に離散化し，影響範囲内にある粒子同士の相互作用を計算する解析手法である．1977 年に宇宙工学分野で開発されたメッシュレスな解析

手法である粒子法⁵⁷⁾は大変形を伴う現象の解析に用いられる事が多い。衝突解析においてはバードストライク⁵⁸⁾、コンクリートの破壊⁵⁹⁾、ウォータージェット加工⁶⁰⁾やパウダージェット加工⁶¹⁾等があり、流体、軟質物あるいは脆性材料と幅広い材質の衝突解析に用いられている。一方、SPH 粒子の性質そのものは大変形前後で同一であり、研削砥石としての構造を保っている場合と破壊後に砥粒として飛散する場合とでの機械的性質の変化や、細粉され気孔が失われることによる体積減少を再現できない。

飛翔体側の衝突間の破壊を考慮し、かつ破壊により飛散した破片等の性質が変化するような衝突解析はほとんど例がない。既存の一般的な衝突解析手法では衝突間の研削砥石の破壊を無視できる条件にしか対応できないため、砥石の衝突現象を解析を用いて検討するためには、新たな手法を提案する必要がある。

1.5 先行研究

先行研究において、佐藤らは飛翔体に砥石を用いることができる砥石衝突実験装置を開発し、円柱形の WA46O8V 砥石および WA46H8V 砥石製飛翔体を用いた衝突実験を行った。この際、一般構造用圧延鋼板(SS400)製砥石カバーの安全性を評価し、カバー材が破断するが飛翔体は貫通しない場合の衝突エネルギー(以下、貫通境界エネルギー)について次の実験式を導出した⁶²⁾。

$$E_p = k_1 t^2 \quad (1.9)$$

ここで、 E_p は貫通境界エネルギー、 k_1 はカバー材料毎の比例定数(SS400:1387)、 t はカバー材板厚である。なお、(1.9)式の導出にあたっては、異なる結合度、質量の飛翔体による衝突実験を行っており、以下のことが示されている。

- ・貫通境界エネルギーはカバー材板厚の2乗に比例する。
- ・貫通境界エネルギーは飛翔体質量に依存しない。
- ・衝突による飛翔体の破壊がチップング程度の場合、砥石の結合度は貫通境界エネルギーに影響しない。

一方で、先行研究における貫通境界エネルギーの実験式である(1.9)式は、ISO 16089 における(1.2)式と同様にカバー材料毎の定数と板厚のみで予測を行うものであり、他分野における衝突現象の予測式である(1.3)式、(1.6)式および(1.7)式において考慮されている飛翔体および衝突対象物の強度、飛翔体直径および形状といった要素を含んでいない。研削砥石の衝突現象におけるメカニズムは未だ解明されていない点が多く、その影響要因について検討が必要である。

1.6 本論文の目的と構成

本論文の目的は、研削盤砥石カバーの衝突安全性において適切な衝突安全設計を行うため、メカニズムが解明されていない研削砥石の衝突現象を明らかにすることである。この際、一般砥石製飛翔体の衝突実験と数値解析により、カバー材質によらない衝突エネルギー吸収機構を検討するとともに、飛翔体が衝突時に破壊を伴う脆性材料であることを考慮した衝突安全性の定量化を行い、その予測方法を確立する。

本論文は、以下の6章から構成されている。

第1章「序論」では、労働災害と機械安全の問題について整理し、研削盤砥石カバーの適切な安全設計を行うため、その衝突現象を明らかにする必要性があることを述べた。

第2章「砥石衝突実験装置」では、本研究で主に使用する砥石衝突実験装置や、飛翔体に用いる研削砥石の機械的性質について述べる。

第3章「カバー材の機械的性質の影響」では、異なる機械的性質を有するカバー材に対して円柱形砥石製飛翔体の衝突実験を行い、カバー材の衝突安全性を決定するパラメータとそのメカニズムについて検討する。

第4章「飛翔体衝突における砥石破壊の影響」では、砥石製飛翔体の圧縮強度や先端形状の変更により衝突時の砥石破壊を促すことで、研削砥石の破壊が衝突安全性に及ぼす影響を検討する。

第5章「砥石破壊解析手法の提案と衝突解析」では、破断条件に至った有限要素法のソリッド要素を粒子法のSPH粒子に置き換えて解析を行うSolid to SPHを用いた砥石破壊解析手法を提案し、研削砥石の衝突解析を実現する。また、提案する解析手法を用いて衝突実験結果および考察の妥当性について検討する。

第6章「結論」では、本研究で得られた主要な成果および結論を総括し、本研究の成果に基づいた砥石カバーの板厚表を提案して既存の砥石カバーに関する規格と比較を行うとともに、本研究の将来展望と今後の課題について述べる。

第2章 砥石衝突実験装置

2.1 はじめに

砥石片の衝突現象を解明するための実験は、実際の砥石やカバー材を使用し、想定される質量および速度域において行う必要がある。本章では、佐藤ら¹⁾が開発した砥石衝突実験装置について述べる。

2.2 装置概要

図 2.1 に砥石衝突実験装置の概略図を示す。また、表 2.1 に諸元を示す。実験装置は発射装置、ターゲット台、および計測装置から構成されており、砥石片を模擬した砥石製飛翔体をターゲット台に固定したカバー材に衝突させることで実験を行う。

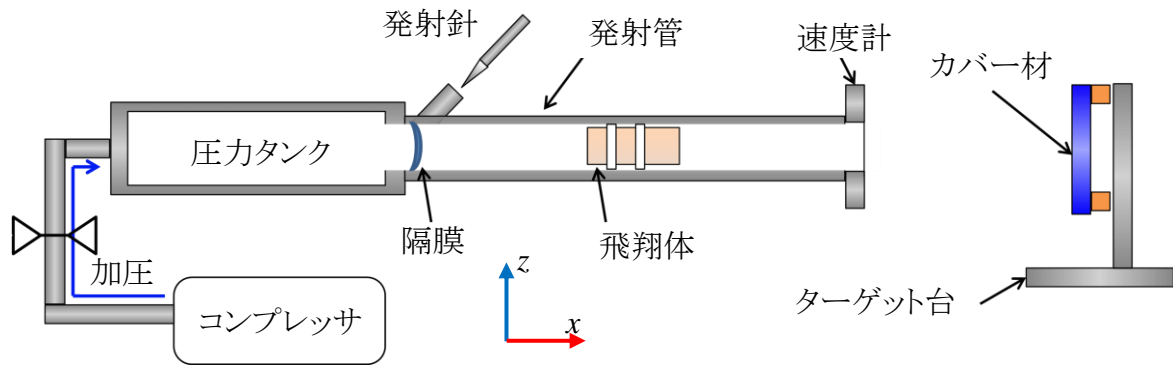


図 2.1 砥石衝突実験装置概略

表 2.1 砥石衝突実験装置諸元

最大空気圧	MPa	0.7
圧力タンク容量	m ³	0.2
発射管長さ	m	6.0
発射管内径	mm	100
飛翔体の最大運動エネルギー	kJ	24
飛翔体の最大速度(飛翔体質量 3.4kg)	m/s	120
発射管先端－カバー材距離	m	1.6

2. 2. 1 発射装置

発射装置の外観を図 2. 2 に示す。発射装置は圧力タンク、装填装置、発射管で構成されている。圧力タンクはコンプレッサにより加圧した空気を溜め、空気圧により飛翔体の発射速度を制御する役割を持つ。圧縮空気の放出については隔膜式を採用し、圧力タンクと装填装置の間に隔膜(PET フィルム)を挟み込む構造となっている。圧力タンクに所定の圧力まで空気を圧縮した後、発射針により隔膜を割ることで圧縮空気を一気に放出し、飛翔体を発射する。装填装置部はスライド式であり、発射管後端部を露出させることで飛翔体の装填を行う。発射管は飛翔体を加速させ、カバー材の中心に衝突させる役割を持つ。

圧力タンク内の空気圧によるエネルギーと飛翔体の運動エネルギーの関係は次の式で表すことができる。

$$P\pi r^2 L = \frac{1}{2}mv^2 + f(P)L \quad (2.1)$$

ここで、 P は圧力タンク内の空気圧、 r は発射管内径、 L は発射管長さ、 m は飛翔体質量、 v は飛翔体の発射速度である。また、 $f(P)$ は飛翔体が発射管を走行する間の圧力損失の関数であり、図 2. 3 に示す 3 種類の質量(2.1 kg, 3.4 kg, 6.8kg)の飛翔体を用いた実験結果から、次の式で近似した値を用いる。

$$f(P) = 3227P^2 - 4367P \quad (2.2)$$

衝突実験における飛翔体速度は(2.1)式に基づいて制御し、任意の速度で実験を行う。

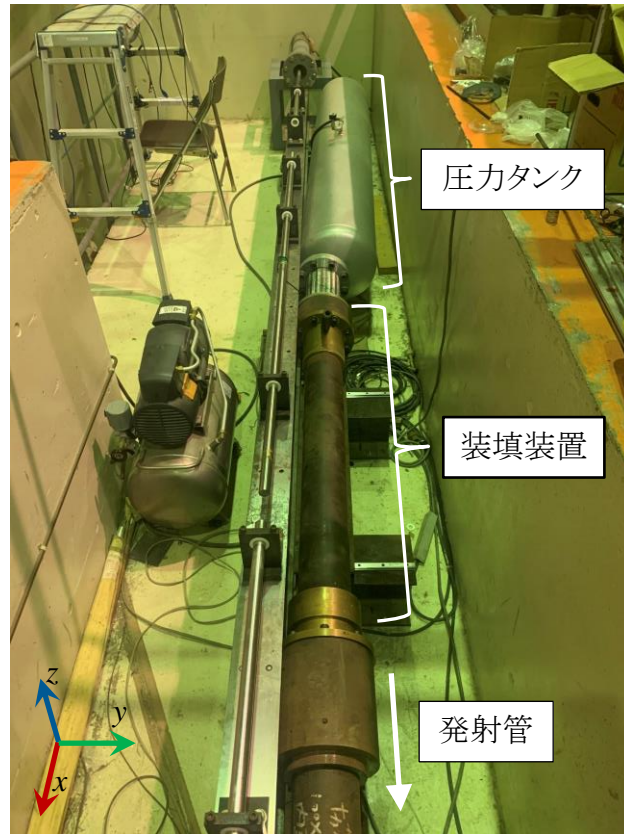


図 2.2 発射装置外観

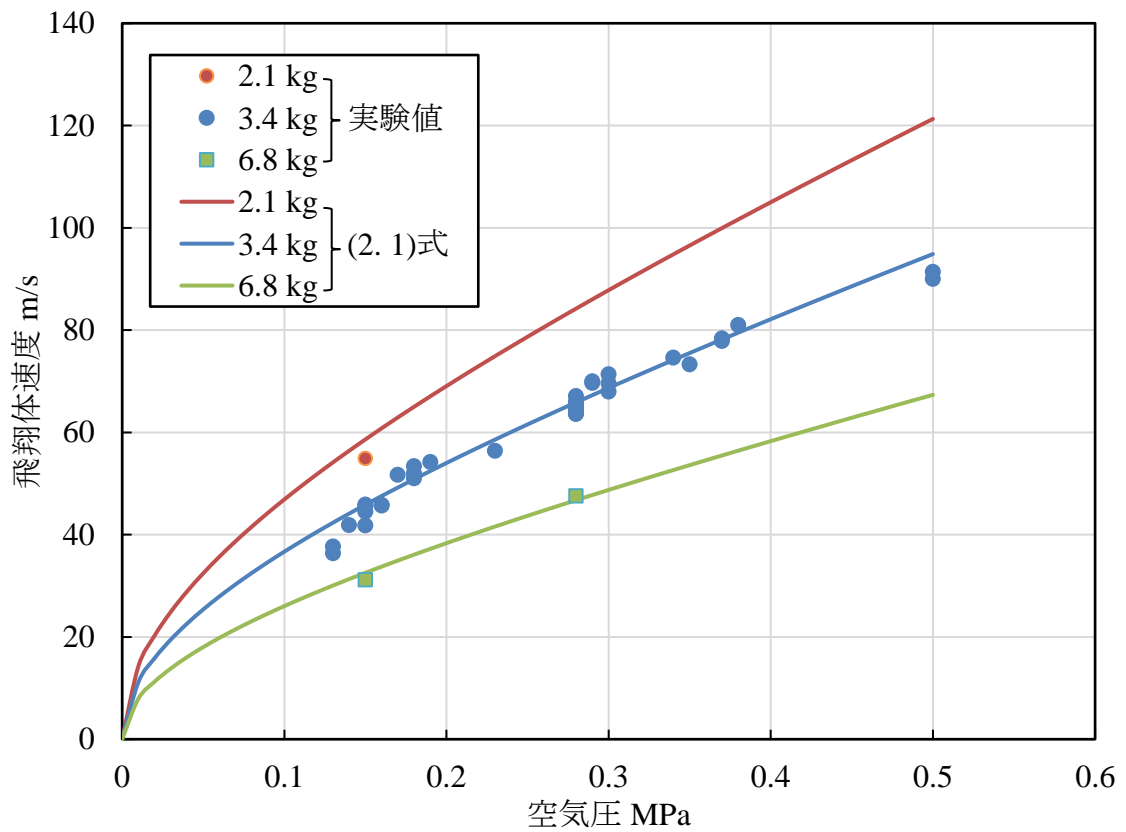


図 2.3 圧力タンク空気圧と飛翔体速度の関係²⁾

2.2.2 ターゲット台

図 2.4 に発射管先端とターゲット台の位置関係を示す。ターゲット台は発射管中心軸の延長線上にカバー材中央付近が配置されるよう設置した。飛翔体の跳ね返りや飛散する砥石片による装置の破損を防ぐため、発射管先端とカバー材の間に 1.6 m の距離を設けると共に、安全のために発射管先端部の周囲に板厚 19mm の木製防護板を、ターゲット台後方に土嚢を設置している。

図 2.5 にカバー材固定部の概略図を示す。カバー材固定部は 2 枚の鋼枠によりカバー材を挟み込み、20 本のボルト(M18)で固定する構造となっている。なお、カバー材を強固に固定するため、締め付けトルクは 200N・m とした。カバー材および鋼枠の寸法は 750mm×750mm であり、鋼枠内側のカバー材露出部は ISO16089³⁾の安全評価規定を採用し、450mm×450mm とした。

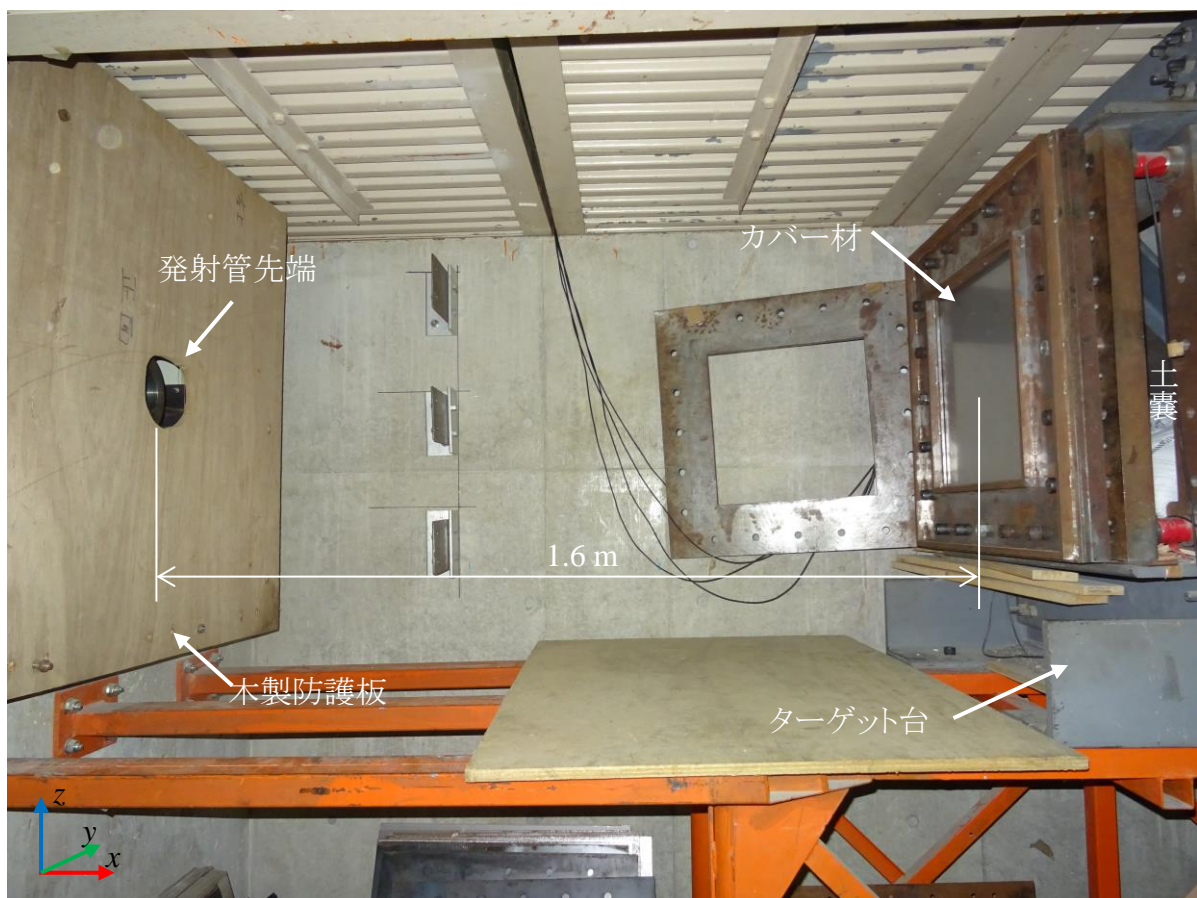


図 2.4 発射管先端とターゲット台の位置関係

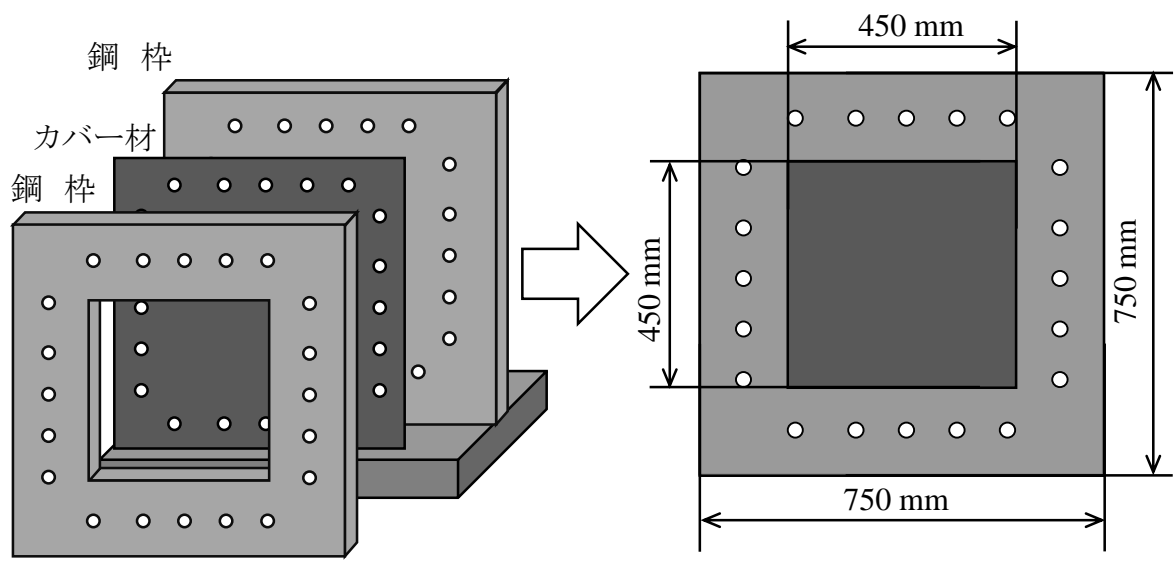


図 2.5 カバー材固定部の概略図

2. 2. 3 計測装置

飛翔体を所望の速度で発射するための空気圧は(2. 1)式により算出するが, 図 2. 3 に示すように, 実際の発射速度は必ずしも(2. 1)式と一致せず, 若干の誤差が発生する. そのため, 実際の発射速度は発射管先端にレーザおよび受光部からなる速度計 A, B を 50 mm 間隔で配置し, 計測を行う. オシロスコープに入力された飛翔体発射時の受光部の出力電圧の一例を図 2. 6 に示す. 受光部の出力電圧は, レーザを受光しない間低下する. 従って, 出力電圧は飛翔体が速度計に侵入し受光部を遮ると低下し, 通過すると再度上昇する. ここで, 速度計 A を圧力タンク側, 速度計 B をターゲット台側とすると, 飛翔体発射速度の計測結果は次の 4 つの式で表される.

$$\begin{aligned}v_1 &= \frac{l_p}{t_{A,out} - t_{A,in}} \\v_2 &= \frac{l_p}{t_{B,out} - t_{B,in}} \\v_3 &= \frac{l_1}{t_{B,in} - t_{A,in}} \\v_4 &= \frac{l_1}{t_{B,out} - t_{A,out}}\end{aligned}\tag{2. 3}$$

ここで, $v_1 \sim v_4$ は飛翔体速度, t_{out} は飛翔体の速度計通過時間, t_{in} は飛翔体の速度計侵入時間, l_p は飛翔体の全長, l_1 は速度計 A と B の距離である. ここで, 各計測速度はオシロスコープのサンプリングレート, 飛翔体形状, ノイズ等に起因する若干の誤差を生じるため, 実験結果の評価時には, 各計測速度の平均値を次の式で求めて用いる.

$$v = \frac{v_1 + v_2 + v_3 + v_4}{4}\tag{2. 4}$$

なお, ハイスピードカメラにより撮影した映像から, (2. 4)式による飛翔体発射速度がカバー材に対する飛翔体の衝突速度とほぼ一致することが確認されている. 従って, 飛翔体の衝突

エネルギーは運動エネルギーと同等であるとみなし, 次の式で求められる.

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 \quad (2.5)$$

ここで, E_c は飛翔体の衝突エネルギー, m は飛翔体の質量である. 本研究における衝突実験結果の評価は, (2.5)式により導出される衝突エネルギーに基づいて行う.

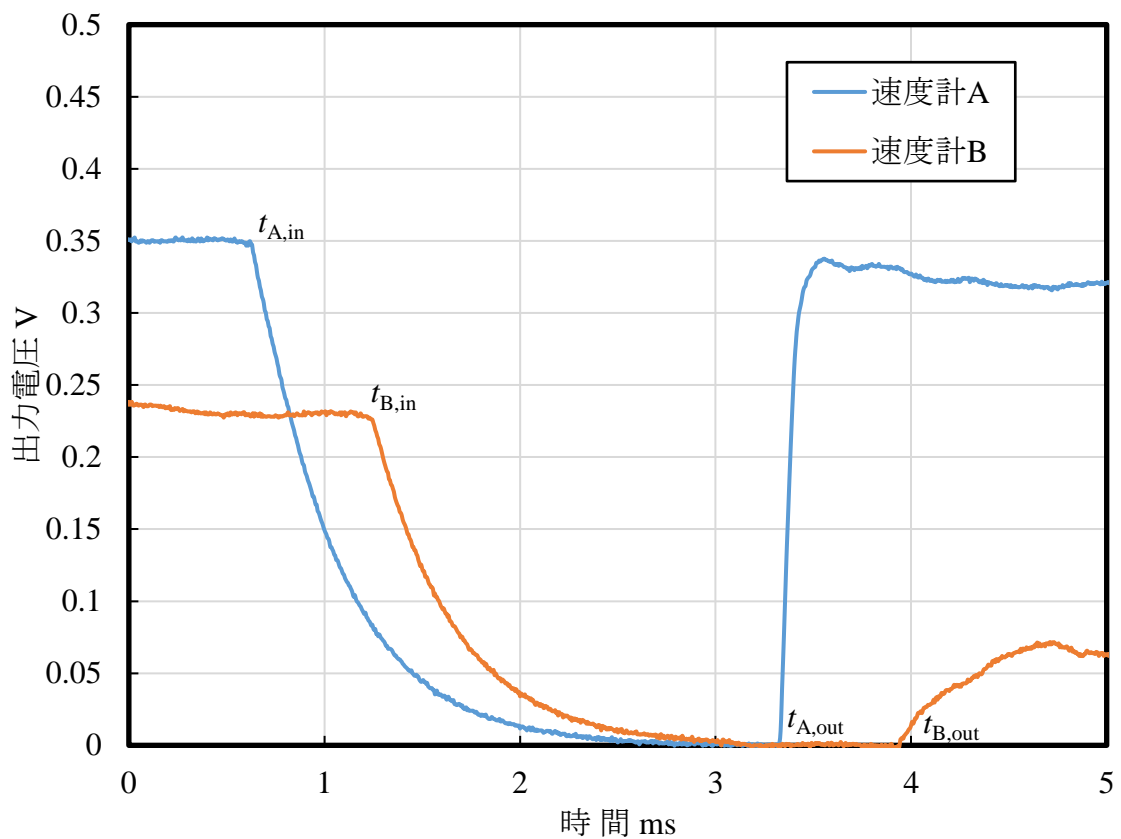


図 2.6 速度計受光部の出力電圧の一例

2.3 砥石製飛翔体

2.3.1 供試研削砥石の機械的性質

衝突実験には一般砥石としてビトリファイドボンドで白色アルミナ砥粒を結合した WA 砥石を採用する。ビトリファイドボンドは一般砥粒の結合に広く用いられている結合剤であり、砥粒同士の結合力を A～Z の 26 段階で表した砥石の結合度を広範囲に作成することができる。また、白色アルミナ砥粒は鉄との親和性が低く、かつ鋭い切れ刃を形成することから鋼の研削に広く用いられている⁴⁾。従って、加工と衝突の違いはあるものの、WA 砥石は鋼板を主な衝突対象物として様々な衝突条件の元に破断する本研究に適した砥石であると考えられる。

供試研削砥石は先行研究で使用された WA46O8V および WA46H8V に加え、その中間的な結合度である WA46K8V および、同様の材質で大手砥石メーカーが製造可能な最も低結合度である WA46E12V とし、これらを実験目的に応じて用いる。表 2.2 に各砥石の諸元を示す。なお、WA46O8V の密度はおよそ 2400 kg/m³ であり、研削盤の安全規格である ISO 16089 において想定されている研削砥石と同等である。また、通常の研削に使用される一般砥石の結合度は H～N とされており⁴⁾、この範囲より 1 段階結合度の高い WA46O8V を用いることで、強度上の不足なく実際に必要とされる衝突安全性を検証することが可能である。

供試研削砥石の機械的性質を明らかにするため、飛翔体に用いる砥石と同条件で焼成した $\phi 28\text{mm} \times 28\text{mm}$ の試験片を用い、インストロン万能試験機(Instron 5500R)による準静的圧縮試験を行った。圧縮試験により得られた応力-ひずみ線図を図 2.7 から図 2.10 に示す。また、最大圧縮強度が得られた際の機械的性質を表 2.3 に示す。

表 2.2 供試研削砥石の諸元

	密度 kg/m ³	結合度	平均粒径 μm	砥粒率 vol. %	砥粒	結合剤
WA46O8V	2421	O	355	46%	白色アルミナ	ビトリファイド
WA46K8V	2268	K				
WA46H8V	2112	H				
WA46E12V	1532	E		38%		

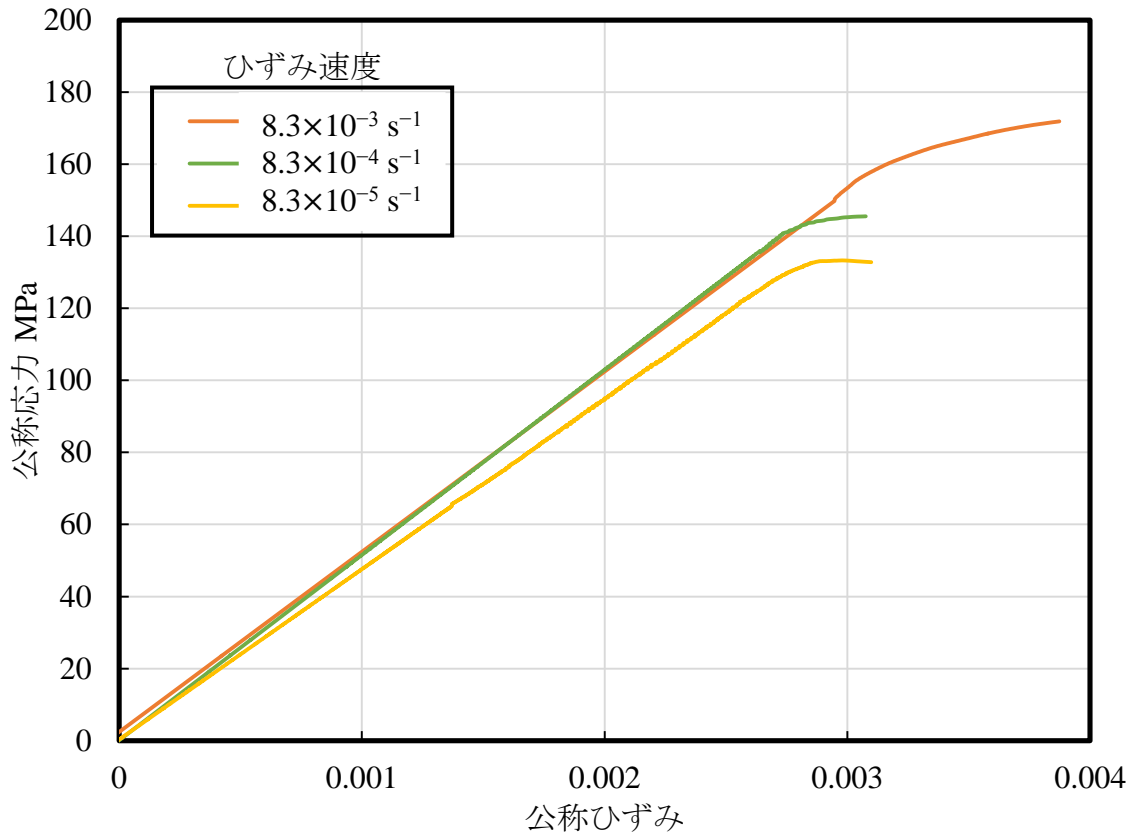


図 2.7 代表的な WA46O8V 砥石の公称応力-公称ひずみ線図

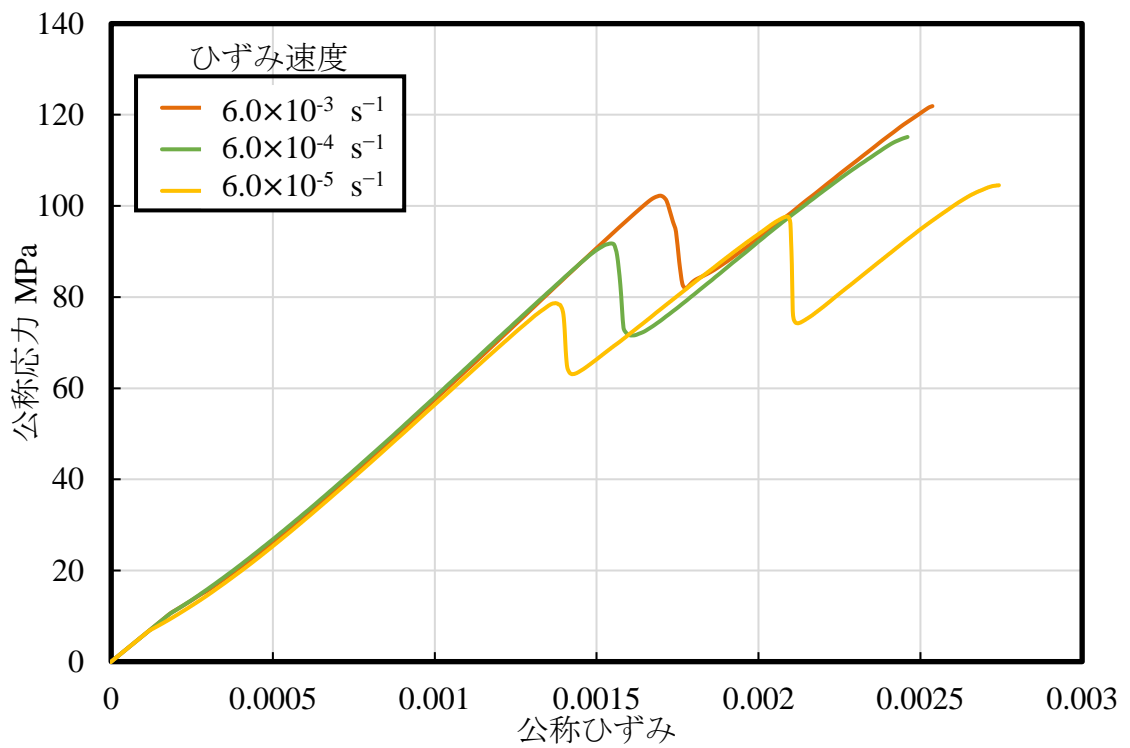


図 2.8 代表的な WA46K8V 砥石の公称応力-公称ひずみ線図

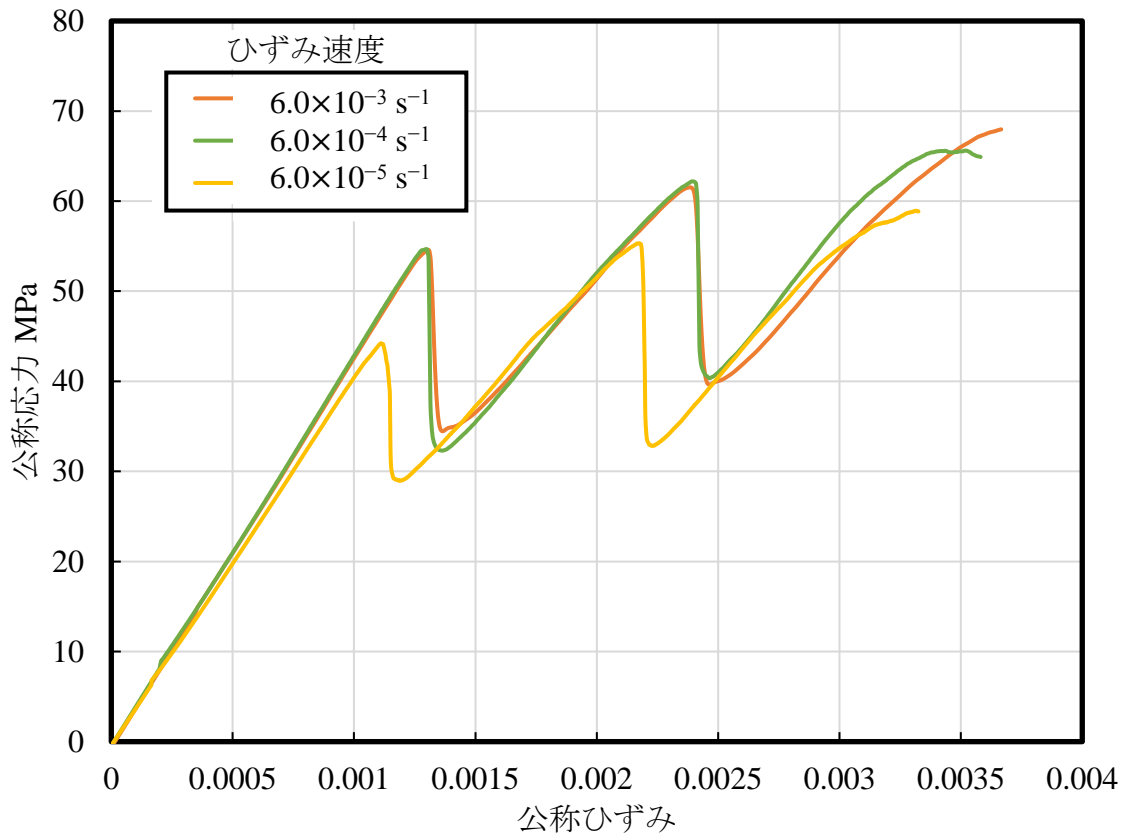


図 2.9 代表的な WA46H8V 砥石の公称応力-公称ひずみ線図

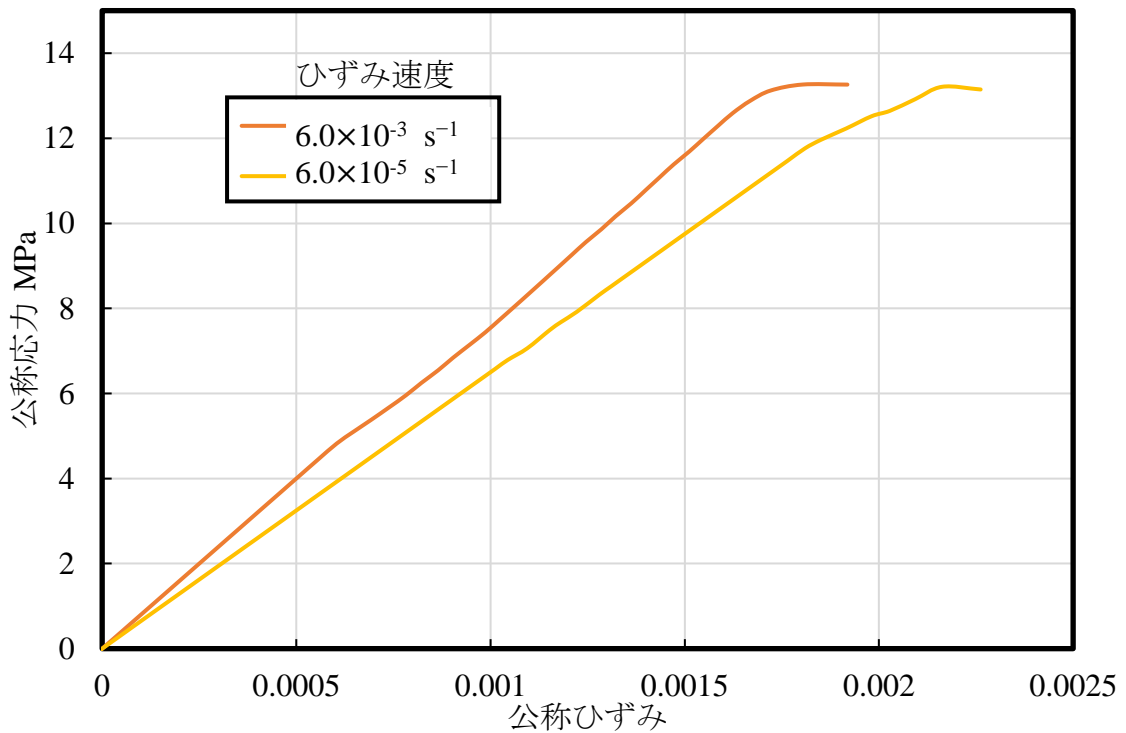


図 2.10 代表的な WA46E12V 砥石の公称応力-公称ひずみ線図

表 2.3 供試研削砥石の機械的性質

	ヤング率 E GPa	降伏応力 σ_e MPa	圧縮強度 σ_m MPa	破断ひずみ ϵ_b
WA46O8V	58	153	171	0.0039
WA46K8V	58	101	122	0.0025
WA46H8V	42	54	68	0.0037
WA46E12V	8	12	13	0.0019

いずれの供試研削砥石も圧縮強度到達後は脆性的な破壊が生じ、応力が急激に低下した。また、図 2. 8 の WA46K8V および図 2. 9 の WA46H8V では、破断ひずみに至るまでの間に数回の応力低下が確認できるが、この際に外観上の変化は見られず亀裂音のみが確認されたことから、試験片内部において部分的な破断が生じていたものと考えられる。

圧縮強度については、WA46E12V を除いて準静的ひずみ速度域における圧縮強度のひずみ速度依存性が確認され、ひずみ速度の増加に伴い圧縮強度も高くなった。なお、WA 砥石の主な構成材質であるアルミナは、準静的ひずみ速度域において圧縮強度のひずみ速度依存性を有する一方、衝撃ひずみ速度域では準静的ひずみ速度域と圧縮強度が概ね同等になるとされており⁵⁾、WA 砥石についてもアルミナと同様のひずみ速度依存性を有することが示されている⁶⁾。そのため、本研究では衝突実験等の考察において、表 2. 3 の値を供試研削砥石の最大圧縮強度として用いることとする。

2.3.2 飛翔体の構成

図 2.11 に飛翔体の構成部品を示す. 構成部品は土台部分に用いる $\varnothing 80 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ および $\varnothing 90 \text{ mm} \times 50 \text{ mm}$ の砥石と $\varnothing 100 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ のテフロンリング, 先端部分に用いる $\varnothing 90 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$ の砥石であり, これらをエポキシ系接着剤(コニシ製 E250)を用いて結合し, 砥石製飛翔体として用いる. 土台部分の砥石は WA46H8V で統一し, 実際にカバー材に衝突する先端部分は表 2.2 の砥石から実験の目的に応じて選択する.

図 2.12 に基本形とする円柱形飛翔体の外観を示す. 飛翔体の外側に取り付けられた 2 つのテフロンリングは, 発射管と飛翔体の隙間を埋め空気圧の損失を防ぐと共に, ガイドの役割を果たして発射管との摩擦を低減する.

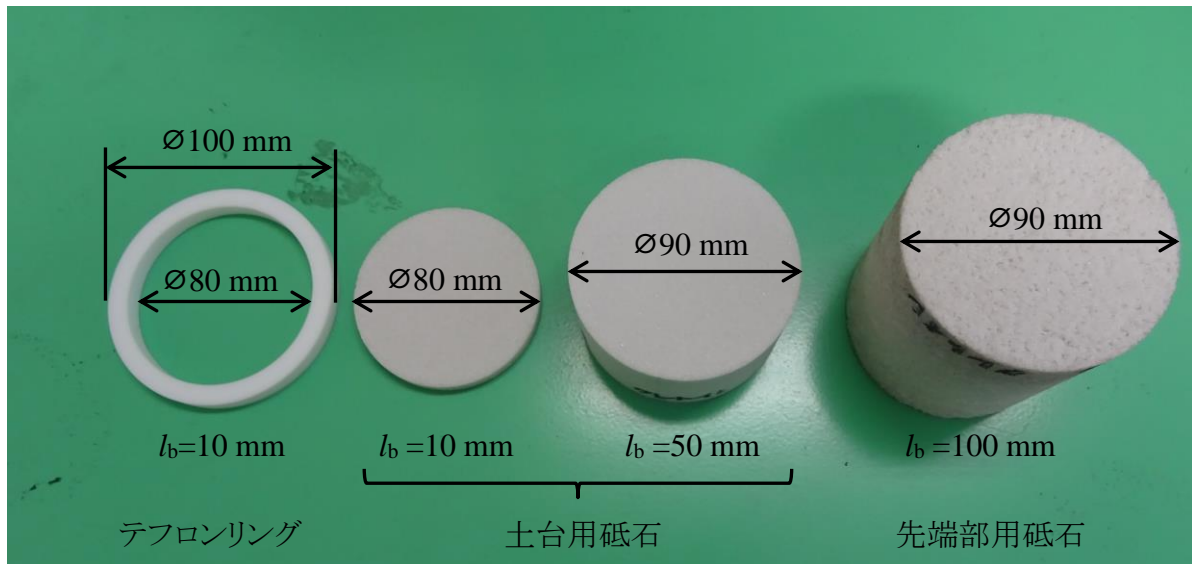


図 2.11 飛翔体の構成部品

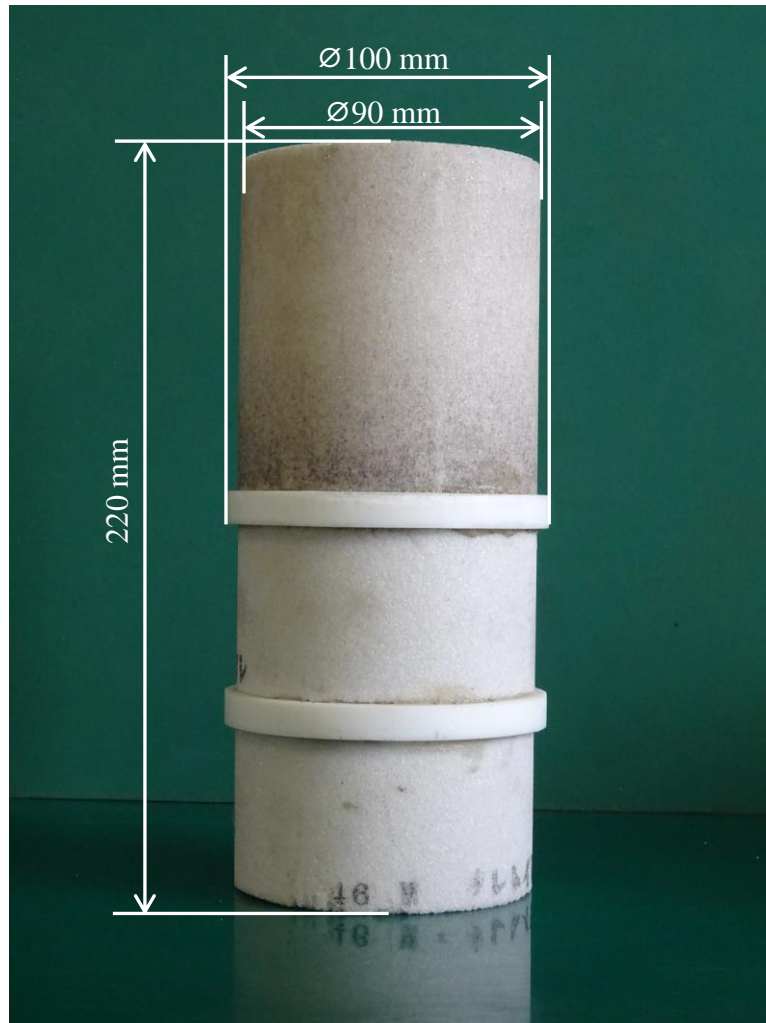


図 2.12 円柱形飛翔体(基本形)の外観

2.4 実験結果の評価

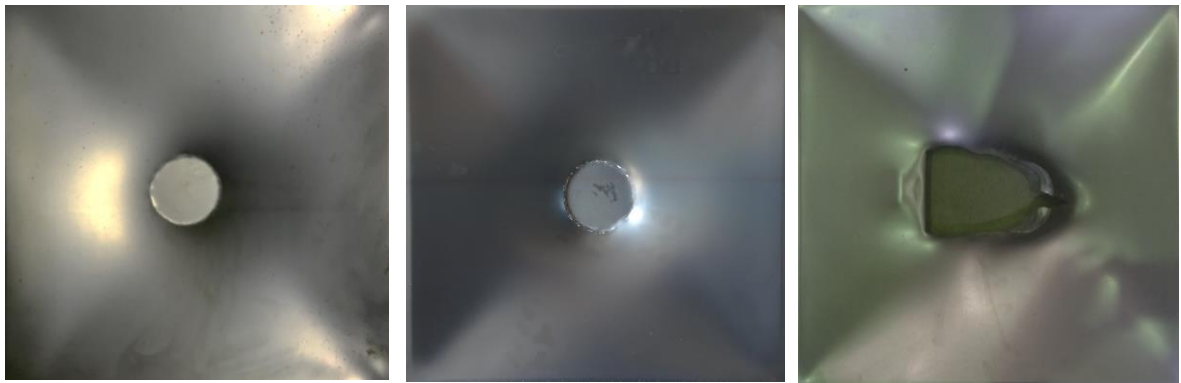
衝突実験後のカバー材の破断・変形状態は、**図2.13**の3通りに分類することができた。

(○) 未破断：カバー材が塑性変形するのみで破断しない

(△) 破断：カバー材は破断するが、飛翔体は貫通しない

(×) 貫通：カバー材は破断し、飛翔体が貫通する

第3章および第4章では、(△)における飛翔体の衝突エネルギーを貫通境界エネルギーと定義する。また、貫通境界エネルギーの上限値から下限値までの範囲を貫通境界領域、下限値を最小破断エネルギーとし、これらを安全性評価の基準として用いる。



(○)未破断

(△)破断

(×)貫通

図 2.13 カバー材の破断・変形状態の区分

2.5 まとめ

本研究で用いる砥石衝突実験装置および供試研削砥石についてまとめる。

- 1) 飛翔体の速度(衝突エネルギー)は空気圧により制御する。
- 2) カバー材露出部はISO16089の安全評価規定に基づく寸法(450mm×450mm)とし、その周囲をターゲット台に強固に固定する。
- 3) 飛翔体衝突速度は発射管先端部に設置した2個のレーザにより計測する。
- 4) 飛翔体に用いる砥石は、鋼の加工に用いられる白色アルミナ砥粒と一般砥粒の結合に広く用いられるビトリファイドボンドから成るWA砥石とする。
- 5) 飛翔体先端部に用いる砥石の種類や形状を変更することで実験条件を変更する。
- 6) 衝突安全性の評価は、カバー材が破断するが飛翔体は貫通しない場合における衝突エネルギーにより行う。

第3章 カバー材の機械的性質の影響

3.1 はじめに

砥石片の衝突現象におけるカバー材の影響については、(1.2)式や(1.9)式に示したようにカバー材の種類ごとに経験的、あるいは実験的に材料定数が決められている。しかし、カバー材の機械的性質と貫通境界エネルギーの関係について、定量的な検討はほとんど行われていない。カバー材は表 1.1 に示した通り、圧延鋼板の他、鉄系ではあるが性質が異なる鋳鋼、鋳鉄およびステンレス鋼板やアルミ合金系までさまざまな金属材料が想定されている。他、視認性を必要とする場合に用いられるポリカーボネート(PC)板も含まれている。従って、衝突安全性をより正確に評価し研削盤の設計に反映するためには、努めて多様なカバー材に対して適用可能な、機械的性質に基づく衝突安全性予測式が必要である。

本章では、機械的性質の異なる4種類の金属製カバー材およびPC板に対し、一般砥石(WA4608V)製飛翔体による衝突実験を行い、引張試験結果に基づく衝突安全性の予測方法について検討する。また、有限要素解析により、提案する予測式の適用可能範囲を明らかにする。

3.2 供試カバー材の引張試験

衝突実験に用いるカバー材の機械的性質を明らかにするため、準静的引張試験を行う。供試カバー材は一般的に砥石カバー材として用いられる一般構造用圧延鋼板 SS400、ステンレス鋼板 SUS304 に加え、引張強さの異なる真鍮板 C2801 およびアルミニウム合金板 A5052、透明材料のポリカーボネート(PC)とした。図 3.1 および図 3.2 に試験片を示す。引張試験片は衝突実験に使用するカバー材からフライス加工により切り出し、平行部寸法を金属製カバー材は長さ 16mm、幅 8mm、PC 板は長さ 60mm、幅 10mm とした。引張試験装置はインストロン万能試験機(Instron 5500R)を用い、ひずみ速度 1.0×10^{-4} 、 1.0×10^{-3} 、 1.0×10^{-2} 、 $5.0 \times 10^{-2} \text{ s}^{-1}$ の4種類で各3回試験を行う。

図 3.3 から図 3.7 に引張試験の結果得られた公称応力-公称ひずみ線図を示す。また、衝突実験は比較的ひずみ速度が高い現象であることから、引張試験を行った中で最もひず

み速度が高い $5.0 \times 10^{-2} \text{ s}^{-1}$ で得られた試験片の機械的性質を代表値とし、その平均を表 3.1 に示す。ここに示す降伏応力は、SS400 は下降伏点、SUS304、C2801 および A5052 は 0.2% 耐力、PC は流動応力低下前の最大値を採用した。引張試験の結果、金属製カバー材においては SUS304 が引張強さ、破断伸びにおいて最も大きく、降伏応力も SS400 と同等であった。また、SS400 は引張強さ、C2801 は破断伸びが SUS304 に次いで大きく、A5052 は引張強さ、破断伸びともに最小であった。PC は破断伸びが非常に大きく、また降伏応力よりも低い流動応力で大きく塑性変形が進展する特徴を有していた。

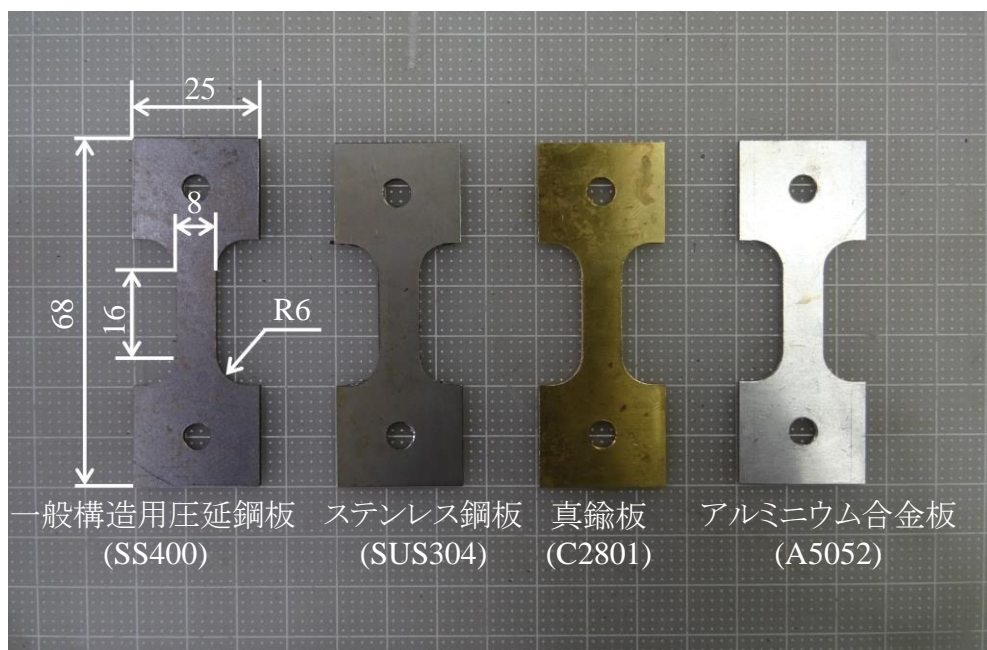


図 3.1 金属製カバー材の引張試験片

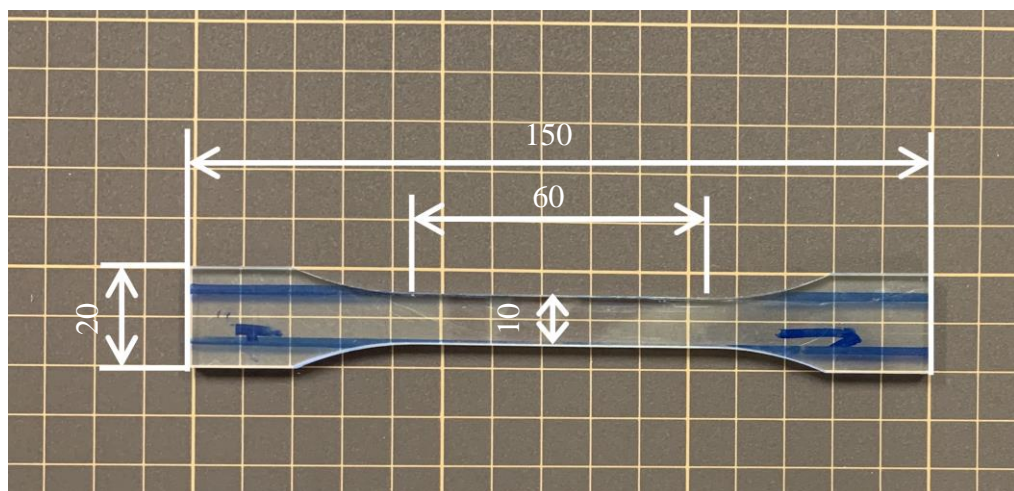


図 3.2 PC 板の引張試験片

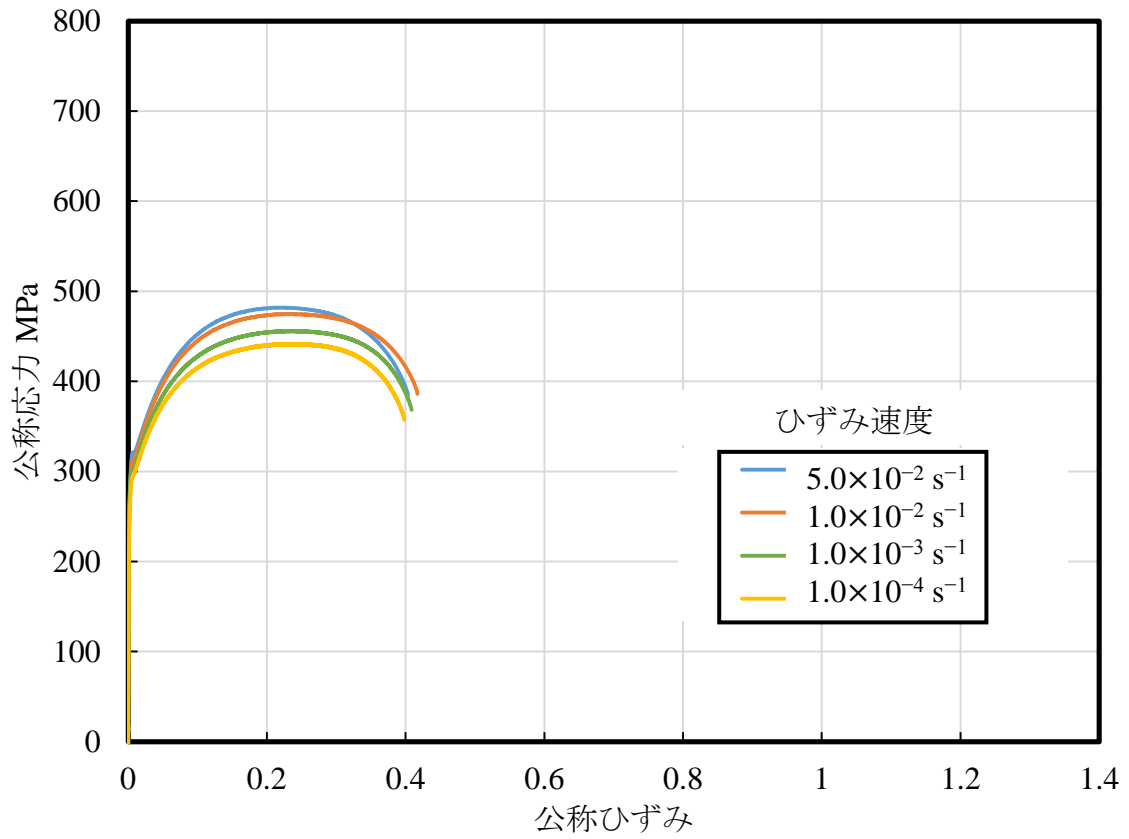


図 3.3 代表的な SS400 の公称応力－公称ひずみ線図

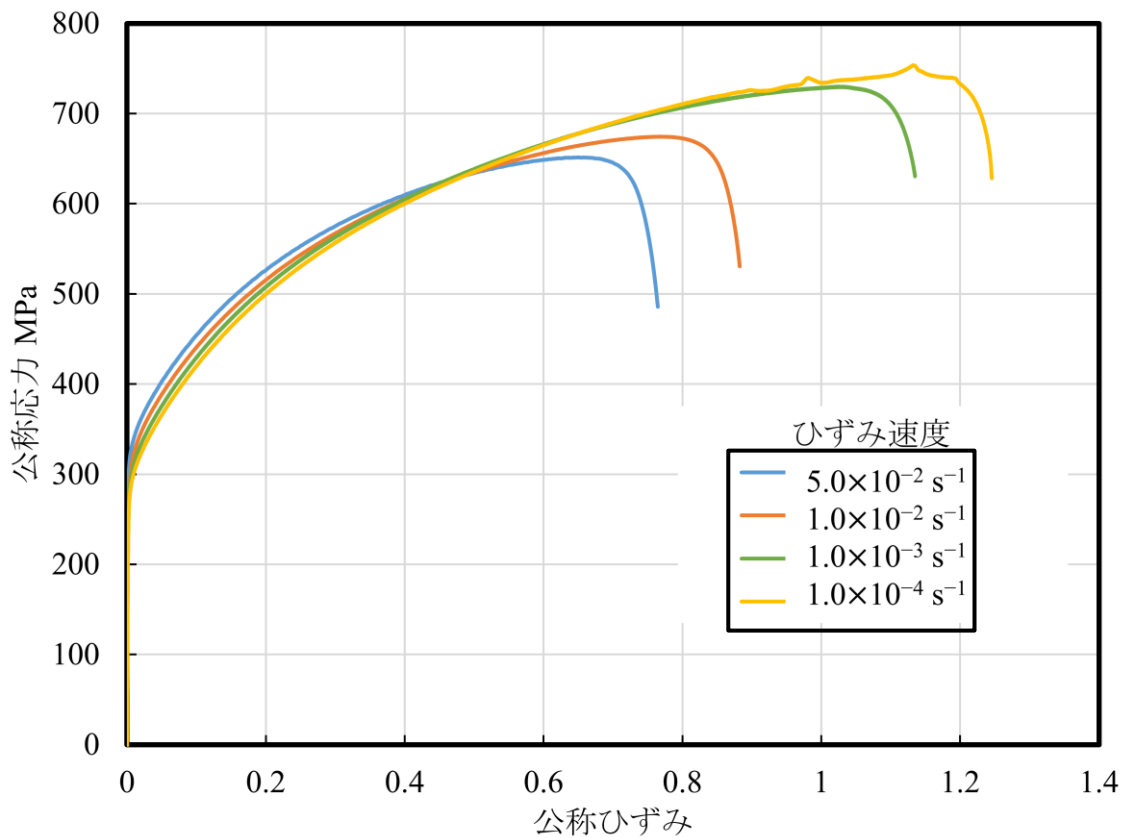


図 3.4 代表的な SUS304 の公称応力－公称ひずみ線図

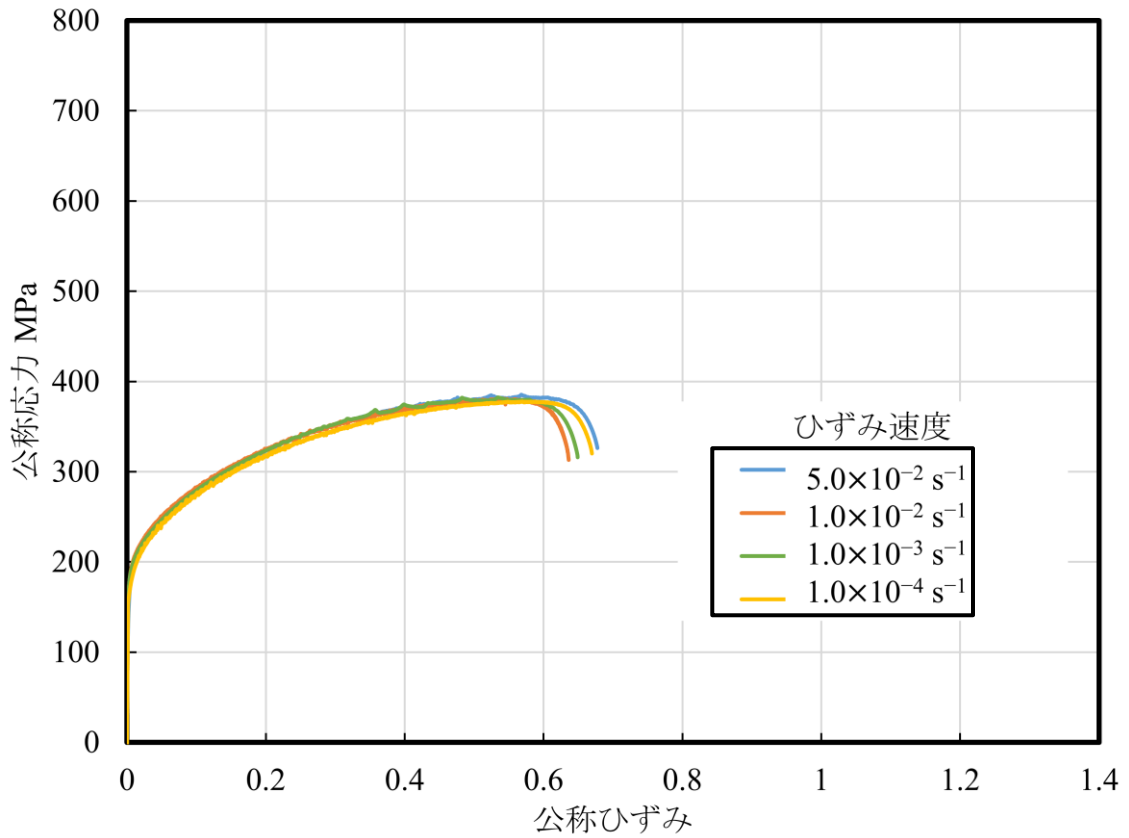


図 3.5 代表的な C2801 の公称応力-公称ひずみ線図

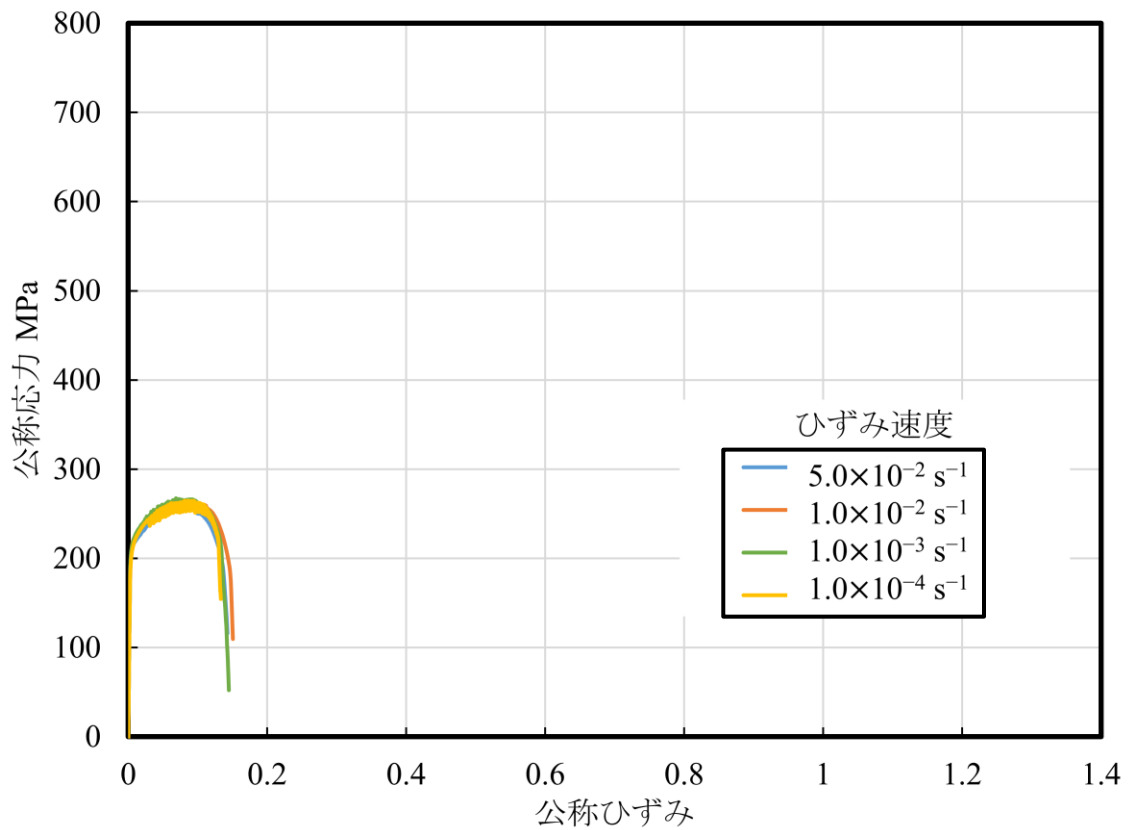


図 3.6 代表的な A5052 の公称応力-公称ひずみ線図

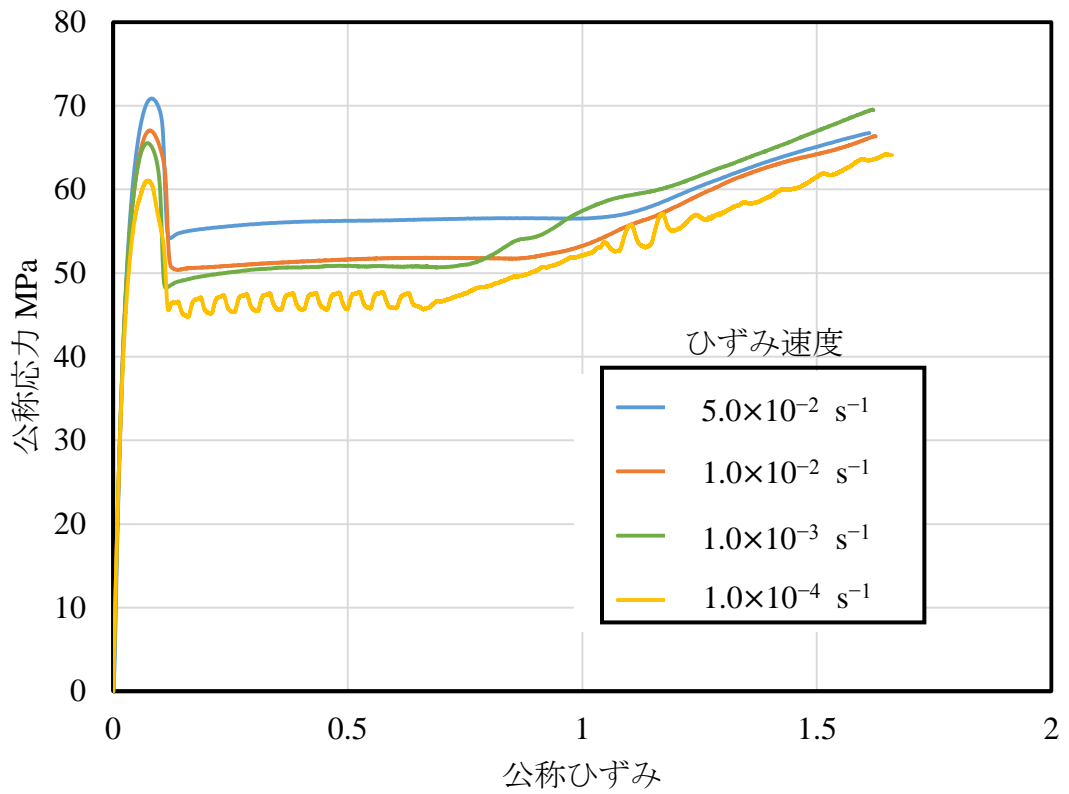


図 3.7 代表的な PC の公称応力-公称ひずみ線図

表 3.1 供試カバー材の機械的性質(ひずみ速度 $5.0 \times 10^{-2} \text{ s}^{-1}$)

材 料	引張強さ MPa	降伏応力 MPa	破断伸び
SS400	479	314	0.39
SUS304	649	311	0.76
C2801	382	181	0.67
A5052	255	210	0.12
PC	71	68	1.60

3.3 砥石衝突実験

引張試験により機械的性質を明らかにした 5 種類のカバー材に対し、円柱形砥石製飛翔体の衝突実験を行う。なお、飛翔体に用いる研削砥石は、砥石破壊による影響を低減してカバー材の機械的性質の影響に焦点を当てるため、供試研削砥石の中で最も圧縮強度の高い WA46O8V とした。WA46O8V の機械的性質は表 2.3 に示した通りである。衝突安全性の比較・評価を行う際は、先行研究¹⁾で明らかにした $\phi 90\text{mm}$ の WA46O8V 製円柱形飛翔体による貫通境界エネルギーとカバー材板厚の関係式である(1.9)式により、実験結果を板厚 1.0mm における貫通境界エネルギーに換算する。

$$E_p = k_1 t^2 \quad (1.9)$$

ここで、 E_p は貫通境界エネルギー、 k_1 はカバー材の種類によって決まる比例定数、 t はカバー材板厚である。

表 3.2 に衝突実験結果および(1.9)式により $t=1.0\text{mm}$ に換算した貫通境界エネルギーを示す。実験で用いた全てのカバー材において、安全評価の基準とした貫通境界を得た。なお、図 3.8 に一例として示した SUS304 製カバー材に対する衝突後の飛翔体のように、いずれの条件においても実験後の飛翔体は先端部に僅かなチップングを生じたのみで、概ね衝突前の形状を維持していた。

金属製カバー材の貫通境界エネルギーは SUS304 が最も高く、A5052 が最も低くなった。また、C2801 は引張強さに優れる SS400 よりも貫通境界エネルギーが高くなった。一方、PC 板は透明材料の中では耐衝撃性に優れるとされるが、本実験の範囲ではいずれの金属製カバー材よりも貫通境界エネルギーが低くなった。図 3.9 に貫通境界におけるカバー材変形状を示す。図 3.9(a)に金属製カバー材の一例として示した SS400 製カバー材は衝突方向の変形が残留しておりカバー材露出部全体での塑性変形が確認できる。一方、図 3.9(b)に示す PC 板では破断部を除き概ね平板状態を維持しており、破断伸びが大きい材料であるにも関わらず塑性変形は限定的であったことが示唆される。

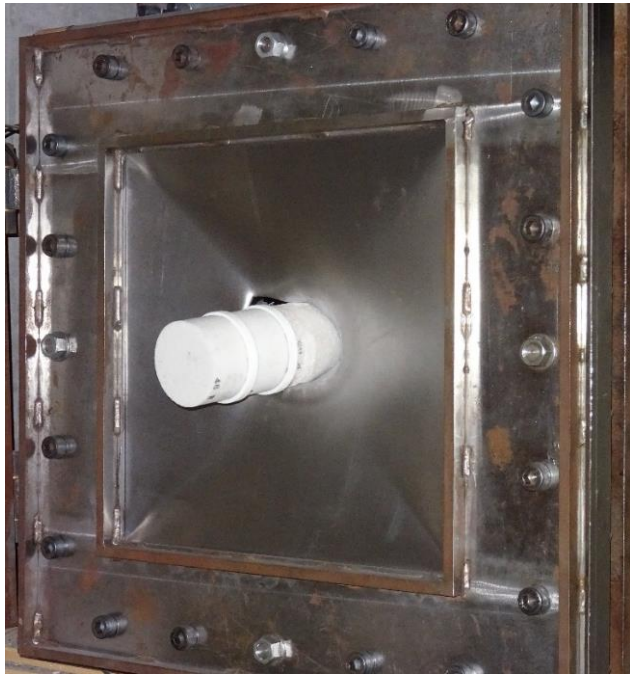
表 3.2 衝突実験結果および $t=1.0\text{mm}$ 換算値の比較

カバー材	貫通境界エネルギー E_p J	
	実験結果	$t=1.0\text{mm}$ 換算値((1.9)式)
SS400($t=2.3\text{mm}$)	7337	1387
SUS304($t=1.0\text{mm}$)	4847	4847
C2801($t=1.0\text{mm}$)	2487	2487
A5052($t=3.0\text{mm}$)	1219	135
PC($t=5.0\text{mm}$)	1344	53.8



図 3.8 衝突後の飛翔体外観

(カバー材:SUS304($t=1.0\text{mm}$) 衝突エネルギー:4847 J)



(a) SS400 製カバー材(板厚 2.3mm, 衝突エネルギー7337J)



(b) PC 板(板厚 5.0mm, 衝突エネルギー1344J)

図 3.9 貫通境界におけるカバー材の変形状態

3.4 カバー材の貫通境界エネルギーに関する考察

3.4.1 全塑性仕事について

カバー材の貫通境界エネルギーと応力-ひずみ線図の関係について考察する。材料が破断するまでの間に生じる塑性変形によって単位体積当りに吸収し得るエネルギーは、応力-ひずみ線図の面積を全塑性仕事 $U(\text{J}/\text{mm}^3)$ として次の式で求めることができる。

$$U = \int_0^{\varepsilon_b} R d\varepsilon \quad (3.1)$$

ここで、 $R(\text{MPa})$ は流動応力、 ε_b は破断伸び、 ε はひずみである。なお、(3.1)式の積分範囲は弾性仕事を含むが、本研究で対象とする延性材料のカバー材において、その影響は十分無視できるものと考えられる。

表 3.3 に図 3.3 から図 3.7 におけるひずみ速度 $5.0 \times 10^{-2} \text{ s}^{-1}$ の公称応力-公称ひずみ線図を(3.1)式により積分して得られた各カバー材の全塑性仕事を示す。金属製カバー材について、全塑性仕事の大小関係は表 3.2 に示す貫通境界エネルギーの大小関係と一致しており、衝突安全性の評価においても一定の相関を有していると考えられる。

一方、全塑性仕事のみでは貫通境界エネルギーを予測することはできない。貫通境界エネルギーが全塑性仕事に比例すると仮定した場合、次の式で表される。

$$E_p = k_2 U t^2 \quad (3.2)$$

ここで、 k_2 は基準材料に対する比例定数である。本研究では SS400 を基準材料として相対的に貫通境界エネルギーを予測するものとし、 k_2 は実験結果から次式により逆算した値を用いる。

$$k_2 = \frac{E_{p,SS400}}{U_{SS400} t^2} = \frac{7337}{0.1685 \times 2.3^2} = 8231 \quad (3.3)$$

表 3.4 に衝突実験結果と(3.2)式による予測値の比較を示す。なお、予測精度の評価は相対誤差を用いてカバー材毎に行う。前述のとおり、金属製カバー材の貫通境界エネルギーの大小関係は一致しているものの、その値は実験結果と大きく異なっており、全塑性仕事以外の要因についても考慮する必要があることがわかる。

カバー材の貫通境界エネルギーが全塑性仕事のみで評価することができない理由としては、(3.1)式が局部収縮や応力軸性等の影響を考慮していない点もあげられるが、より巨視的には図 3.9 および表 3.4 に示すように金属製カバー材と変形状が顕著に異なる PC 板において全塑性仕事と貫通境界エネルギーの関係も大きく異なることから、変形状と関連する塑性変形量の分布の違いが及ぼす影響が大きいものと考えられる。砥石製飛翔体によるカバー材の変形は飛翔体衝突部を中心としたものであり、平行部が一様変形する引張試験とは異なる。そのため、貫通境界におけるカバー材破断部近傍の塑性仕事はいずれのカバー材でも全塑性仕事とほぼ同等であっても、その他の箇所は塑性変形の進展度によって塑性仕事の大きさに差が生じているものと考えられる。従って、カバー材の機械的性質に応じて異なる塑性変形場を予測、評価するパラメータを検討する必要がある。

表 3.3 カバー材の全塑性仕事

カバー材	全塑性仕事 U J/mm ³
SS400	0.1685
SUS304	0.4208
C2801	0.2157
A5052	0.02841
PC	0.08968

表 3.4 (3.2)式による貫通境界エネルギー E_p の予測値と誤差

カバー材	(3.2)式予測値 E_p J	誤差 J	相対誤差
SS400	1387	基準材料	
SUS304	3464	-1383	-29%
C2801	1776	-711	-29%
A5052	234	+99	+73%
PC	738	+684	+1272%

3. 4. 2 塑性変形場のパラメータについて

塑性変形場を予測, 評価するパラメータを検討するため, 有限要素法解析を行う. 解析には汎用有限要素法解析ソフトウェア Radioss(Alatir)を用いる. 図 3. 10 に解析モデルを示す. カバー材モデルは衝突実験に用いた $450 \times 450\text{mm}$ の 1/4 モデルとして 4 節点シェル要素により作成し, 要素数 22500, 接点数 22801, 板厚 5mm , 板厚方向の積分点数を 9 とした. 円柱形飛翔体先端面に相当する半径 45mm の 90° 扇形剛体をカバー材面外方向(x 方向)に速度 1m/s で等速運動させ, カバー材破断直前におけるカバー材モデル下辺の相当塑性ひずみ分布を取得し, 塑性変形場の検討を行う. なお, 解析結果出力のタイムステップを 0.5ms としたため, 実際のカバー材破断までに最大 0.5ms の誤差が生じる可能性があるが, 塑性変形場の影響を検討する上では十分無視できるものと考えられる.

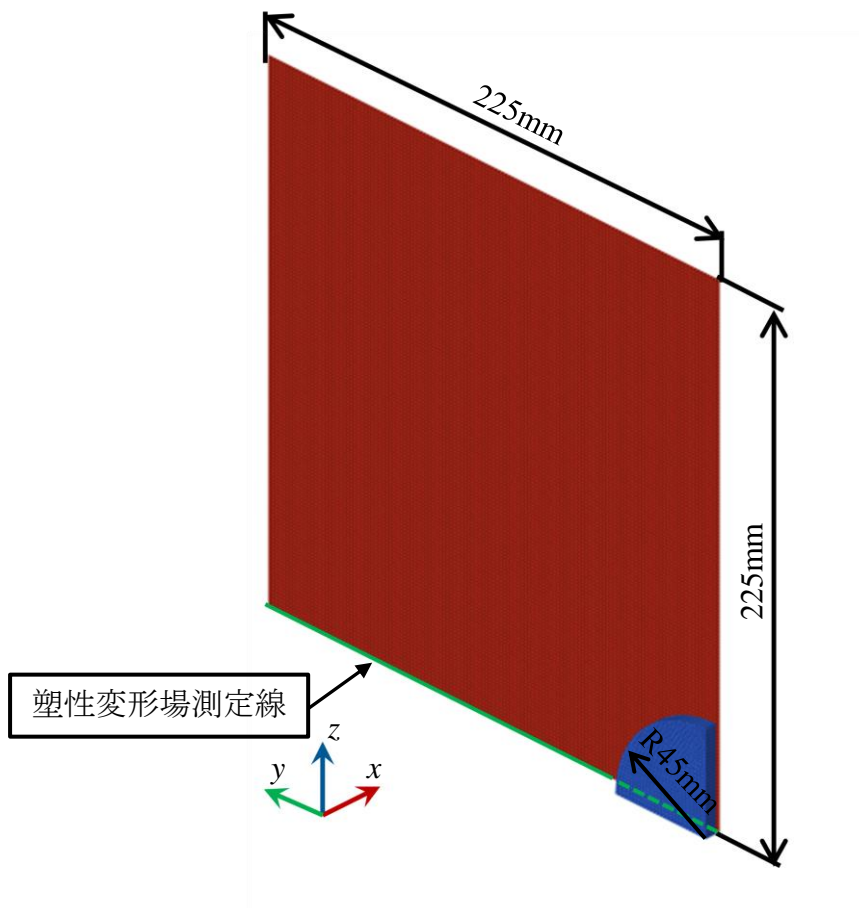


図 3. 10 塑性変形場のパラメータ検討用 1/4 解析モデル

カバー材モデルは、密度、ヤング率、ポアソン比を基準材料 SS400 と同等とする。また、応力-ひずみ線図は線形硬化弾塑性体とし、比較の際は JIS G 3101²⁾における SS400 の機械的性質最低値を参考とした降伏応力 200MPa, 引張強さ 400MPa, 破断伸び 0.2 を基準として、比較条件に応じてこれらのパラメータを変化させる。なお、基準応力-ひずみ線図の全塑性仕事は $0.06\text{J}/\text{mm}^3$, 解析結果における破断真ひずみは 0.18 となる。また、線形硬化弾塑性体の降伏から破断までの応力-ひずみ線図は次の式で定義される。

$$R = R_e + E_m \varepsilon \quad (3.4)$$

ここで、 R_e は降伏応力、 E_m は加工硬化係数である。

まず、塑性変形場と関連するパラメータの候補として、降伏比および加工硬化係数の影響を検討する。降伏比は降伏応力と引張強さの比であり、次の式で求められる。

$$Y_R = \frac{R_e}{R_m} \quad (3.5)$$

ここで、 Y_R は降伏比、 R_m は引張強さである。低降伏比材料は引張強さに対して比較的低い応力で降伏するため塑性変形が進展しやすく³⁾、カバー材全体での塑性仕事が大きくなると考えられる。また、加工硬化係数は(3.4)式に示したように応力-ひずみ線図の塑性域における傾きを表し、加工硬化特性を示すことから、絞り等の塑性加工において関連付けられる値である⁴⁾。図 3.11 に解析モデルに与える応力-ひずみ線図を示す。比較対象とする応力-ひずみ線図は全塑性仕事を $0.12\text{J}/\text{mm}^3$ とし、それぞれ降伏比もしくは加工硬化係数を基準応力-ひずみ線図と同等とした。

図 3.12 に解析結果であるカバー材下辺の相当塑性ひずみ分布を示す。いずれの応力-ひずみ線図においても、飛翔体先端面エッジ部の衝突箇所に対応する中心から 45mm の箇所において、カバー材裏面側で破断ひずみに至っている事が確認できる。また、中心から 45mm の箇所および固定枠に相当する 225mm の箇所近傍ではカバー材衝突面と裏面

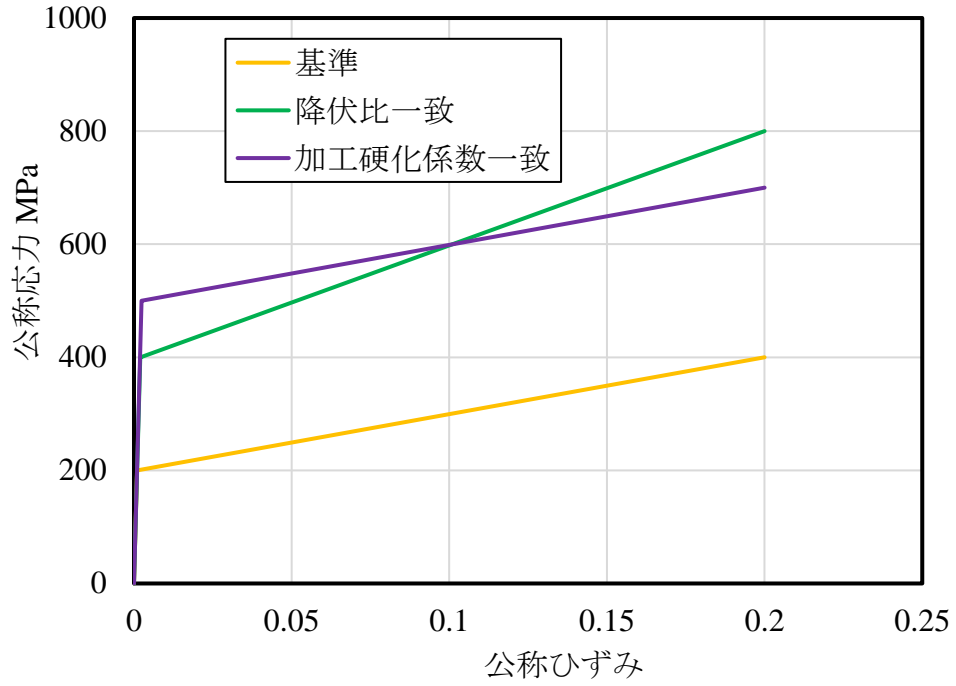


図 3.11 降伏比と加工硬化係数の影響を比較する解析用応力-ひずみ線図

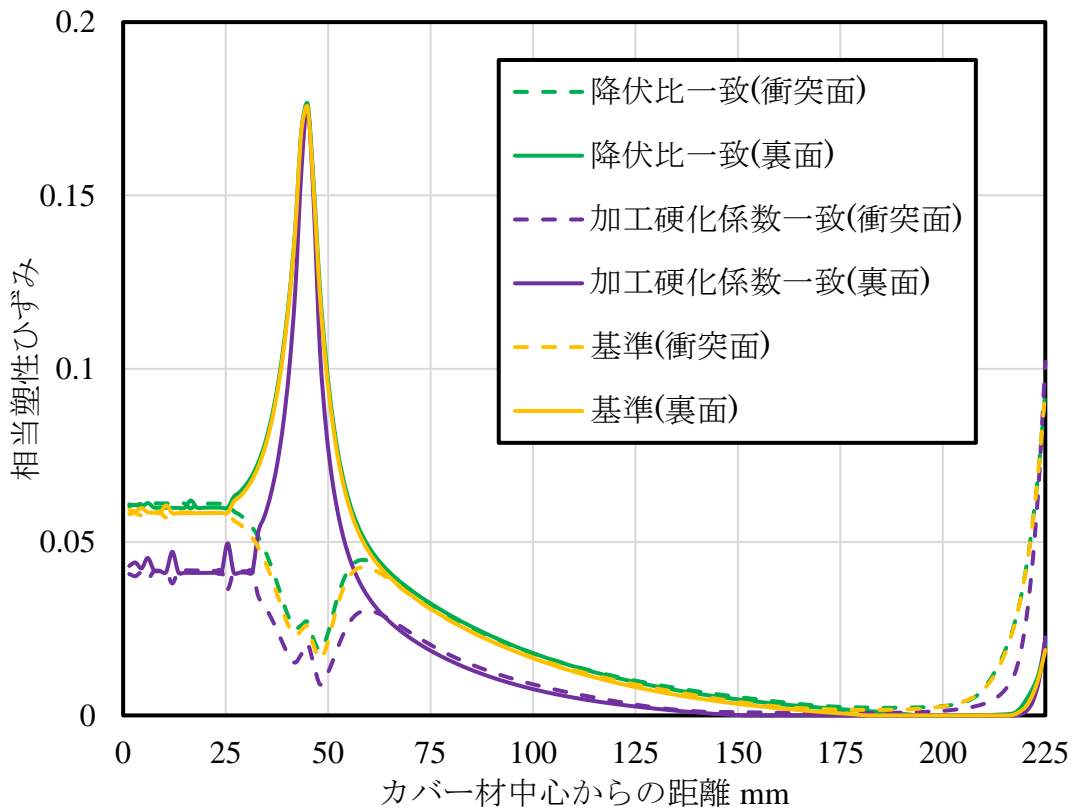


図 3.12 カバー材破断直前の相当塑性ひずみ分布

で相当塑性ひずみの値が大きく異なっており、曲げ変形が顕著であると考えられる。塑性変形場については、降伏比を一致させた条件において全塑性仕事は2倍異なるにも関わらず概ね基準応力-ひずみ線図の塑性変形場と一致する一方、加工硬化係数を一致させた条件では破断部を除いて全体的に塑性ひずみが小さいことがわかる。従って、少なくとも破断伸びが同一の条件下においては、カバー材の塑性変形場を表すパラメータとして加工硬化係数よりも降伏比に優位性があるものと考えられる。

次に、降伏比に着目した検討を行う。図 3.13 にカバー材モデルに与える応力-ひずみ線図を示す。いずれも全塑性仕事を $0.06\text{J}/\text{mm}^3$ で一定とし、基準応力-ひずみ線図のパラメータである降伏応力、引張強さおよび破断伸びのいずれかを固定して降伏比を変化させた応力-ひずみ線図をカバー材モデルに与え、解析を行う。

図 3.14 に解析結果として相当塑性ひずみを破断真ひずみで正規化した正規化相当塑性ひずみ分布を示す。応力-ひずみ線図が異なる場合でも、降伏比が同一の場合は正規化相当塑性ひずみ分布も概ね同等となっている事が確認できる。従って、カバー材の塑性変形場に対する応力-ひずみ線図の影響は、降伏応力や引張強さ、破断伸び個々の大小に関わらず、降伏比に集約されるといえる。

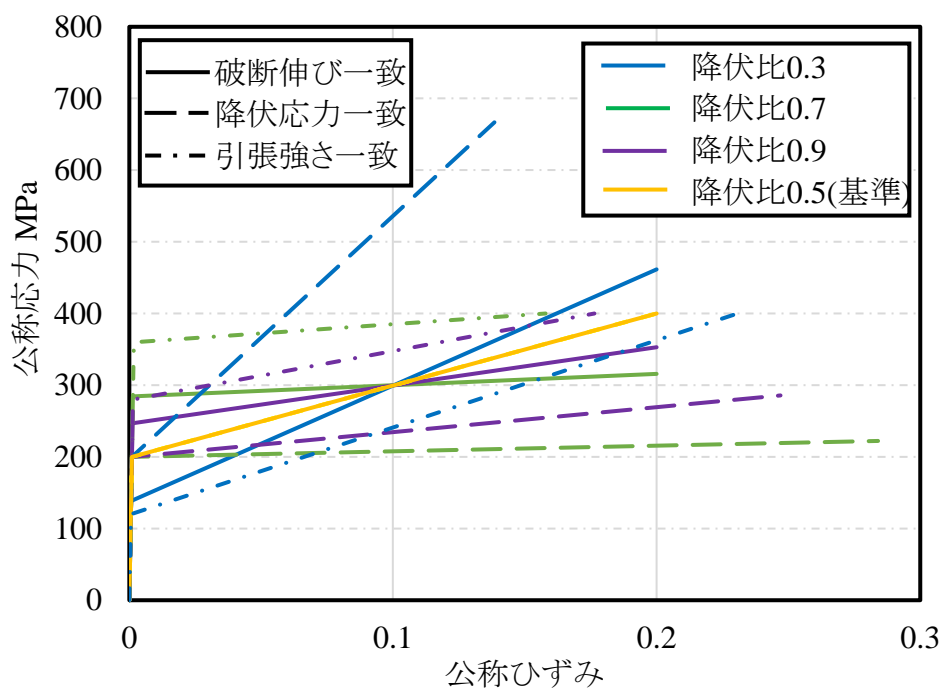


図 3.13 降伏比の大きさの影響を比較する解析用応力-ひずみ線図

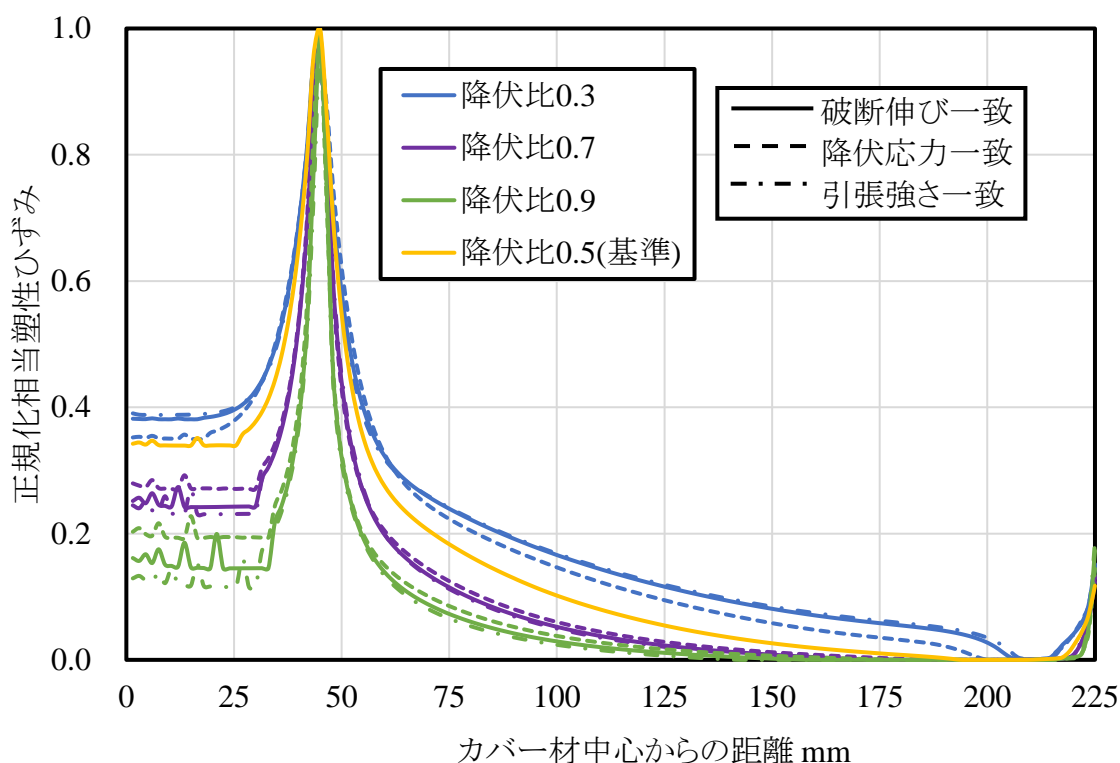


図 3.14 破断直前におけるカバー材裏面の正規化相当塑性ひずみ分布

降伏比が塑性変形場のパラメータとなる理由について、カバー材の衝突面と裏面の塑性変形場を示した図 3.12 において塑性変形が大きくなる箇所で顕著な曲げ変形が見られたことから、曲げモーメントに着目して考察を行う。簡単のため、帯板の曲げモーメントについて考えれば、板断面に作用する曲げモーメントは次の式で表される。

$$M = \int_S R(\eta)\eta dS \quad (3.6)$$

ここで、 M は曲げモーメント、 R は流動応力、 η は中立軸からの距離、 S は断面積である。

図 3.15 に曲げが生じる帯板断面の応力分布を示す。図 3.15(a)は弾性限界にあたる降伏曲げ状態であり、図 3.15(b)は破断直前にあたる全塑性曲げ状態である。なお、塑性曲げにおいて中立軸が内側に移動する可能性があることから⁵⁾、中立軸は板厚を 1 とした時、曲率中心側から中立軸比 $\mu=0\sim 0.5$ の範囲で移動し得るものとする。

まず、図 3. 15(a)の降伏曲げ時に生じる降伏モーメント M_0 を考える。降伏曲げにおいて、中立軸からの距離 η における流動応力 R を次の式で表す。

$$R(\eta) = R_e \frac{\eta}{(1 - \mu)t} \quad (3.7)$$

従って、(3. 7)式を(3. 6)式に代入すれば、降伏モーメント M_0 は次の式で表される。

$$\begin{aligned} M_0 &= \int_S R(\eta) \eta dS \\ &= \int_{-\mu t}^{(1-\mu)t} R(\eta) \eta w d\eta \\ &= wt^2 \left[\frac{1}{3} R_e \left\{ \frac{\mu^3}{1 - \mu} + (1 - \mu)^2 \right\} \right] \end{aligned} \quad (3.8)$$

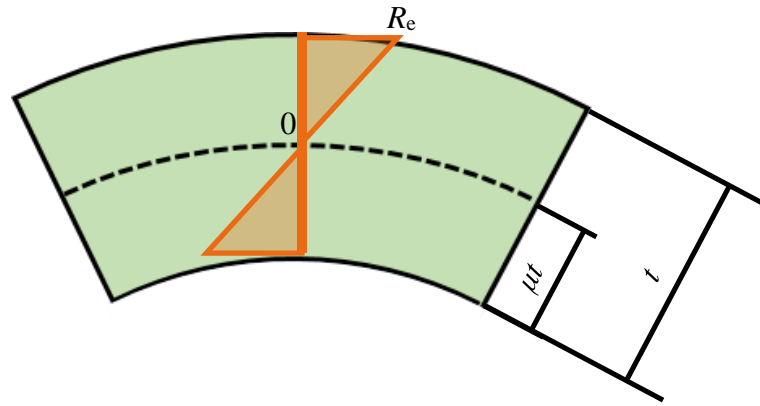
ここで、 w は帯板の幅である。

次に、図 3. 15(b)の全塑性曲げ時に生じる全塑性モーメント M_p について考える。全塑性曲げにおいて、中立軸からの距離 η における流動応力 R を次の式で表す。

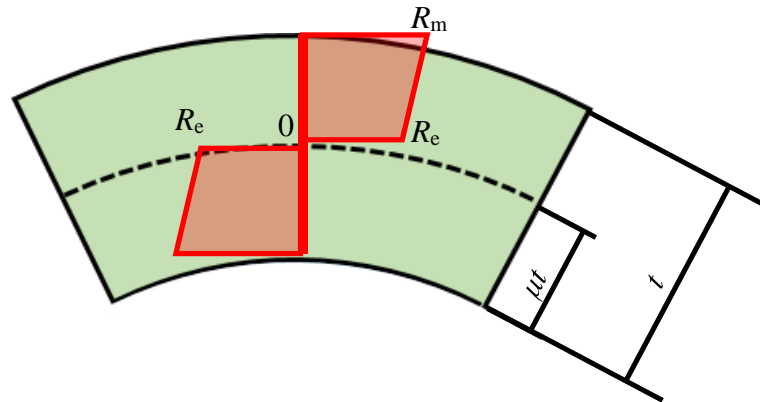
$$R(\eta) = R_e \frac{\eta}{|\eta|} + (R_m - R_e) \frac{\eta}{(1 - \mu)t} \quad (3.9)$$

従って、(3. 9)式を(3. 6)式に代入すれば、全塑性モーメント M_p は次の式で表される。

$$\begin{aligned} M_p &= \int_S R(\eta) \eta dS \\ &= \int_{-\mu t}^{(1-\mu)t} R(\eta) \eta w d\eta \\ &= wt^2 \left[\frac{1}{2} R_e (1 - 2\mu + 2\mu^2) + \frac{1}{3} (R_m - R_e) \left\{ \frac{\mu^3}{1 - \mu} + (1 - \mu)^2 \right\} \right] \end{aligned} \quad (3.10)$$



(a) 降伏曲げ



(b) 全塑性曲げ

図 3.15 曲げが生じる板断面の応力分布

ここで、曲げモーメント比 M_p / M_0 を定義する。曲げモーメント比は塑性曲げの容易さを示す指標として、曲げによって生じる曲率との関係を表す際に用いられる事がある⁶⁷⁾。曲げモーメント比の大きい材料は、曲げモーメントの増大に占める弾性曲げの割合が低下し、より弾性曲げから塑性曲げに進展しやすいといえ、塑性変形場にも影響を及ぼすと考えられる。(3.8)式および(3.10)式より、曲げモーメント比は次の式で表される。

$$\begin{aligned}
\frac{M_p}{M_0} &= \frac{R_m - R_e}{R_e} + \frac{3(1-\mu)^3 + \mu^2(1-\mu)}{2(1-\mu)^3 + \mu^3} \\
&= \frac{R_m}{R_e} - 1 + \frac{3(1-\mu)^3 + \mu^2(1-\mu)}{2(1-\mu)^3 + \mu^3} \\
&= \frac{1}{Y_R} + \frac{3(1-\mu)^3 + \mu^2(1-\mu)}{2(1-\mu)^3 + \mu^3} - 1
\end{aligned} \tag{3.11}$$

(3.11)式の通り、塑性曲げの容易さを示す曲げモーメント比に対するカバー材の機械的性質の影響は、中立軸の位置によらず降伏比のみで表され、降伏比の逆数に比例することがわかる。さらに、降伏応力、引張強さおよび破断伸びの大きさが直接影響しない点も図 3.14 の解析結果と一致している。なお、降伏モーメントにおける板厚を単位板厚とすれば、曲げモーメント比は次の式で表される。

$$\frac{M_p}{M_0} = t^2 \left\{ \frac{1}{Y_R} + \frac{3(1-\mu)^3 + \mu^2(1-\mu)}{2(1-\mu)^3 + \mu^3} - 1 \right\} \tag{3.12}$$

(3.12)式の通り、降伏比の逆数の他、曲げモーメント比は板厚の 2 乗に比例する。板厚の 2 乗との比例関係は(1.9)式に示した円柱形飛翔体衝突におけるカバー材の貫通境界エネルギーと一致することから、降伏比の逆数についても同様に貫通境界エネルギーと比例関係を有する可能性が示唆された。

以上の曲げモーメントに基づく考察より、貫通境界エネルギーが降伏比の逆数に比例するものと予想し、次式により貫通境界エネルギーの予測を試みる。

$$E_p = k_3 \frac{U}{Y_R} t^2 \tag{3.13}$$

ここで、 k_3 は基準材料に対する比例定数である。基準材料は(3.3)式と同様に SS400 とし、実験結果から逆算した次の式の値を用いる。

$$k_3 = \frac{E_{P,SS400} Y_{R,SS400}}{U_{SS400} t^2} = \frac{7337 \times 0.66}{0.1685 \times 2.3^2} = 5433 \quad (3.14)$$

表 3.5 に衝突実験結果と(3.13)式による予測値の比較を示す。全塑性仕事のみで予測を行った表 3.4 に比べ、降伏比により塑性変形場を考慮した(3.13)式による予測値は、実験値に近い値を示している。金属製カバー材については精度も良好であり、衝突実験結果に対する予測値の相対誤差は、SUS304 では -2.2%、真鍮板 C2801 では-1.2%と、貫通境界エネルギーは概ね正しく予測されているといえる。A5052 については+38%と比較的誤差が大きくその要因については検討が必要であるが、基準材料である SS400 に対する貫通境界エネルギーの大小関係はよく表されている。また、ISO 16089 における安全率が衝突エネルギーの 1.44 倍(+44%)であることから、(4.5)式による貫通境界エネルギー予測値は金属製カバー材における安全評価において許容される一定の精度を確保しているといえる。

一方、PC 板の貫通境界エネルギーは降伏比を考慮した場合も過大に評価されることとなった。これは、PC 板のように降伏応力より低い流動応力で塑性変形が大きく進展する場合、降伏に至った箇所でも局所的に変形が進展することとなり、塑性変形場の広がりか応力一ひずみ線図における塑性変形領域の始点と終点のみで評価される降伏比の値以上に抑制されるためと考えられる。従って、全塑性仕事と降伏比による貫通境界エネルギーの予測は、降伏応力より高い流動応力で塑性変形が進展する材料において適用可能と考えられる。

表 3.5 (3.13)式による貫通境界エネルギー E_p の予測値と誤差

カバー材	(3.13)式予測値 E_p J	誤差 J	相対誤差
SS400	1387	基準材料	
SUS304	4739	-108	-2.2%
C2801	2457	-30	-1.2%
A5052	186	+51	+38%
PC	465	+411	+765%

3.5 有限要素法による衝突解析

前項で提案した貫通境界エネルギーの予測式 (3.13)式は、金属製カバー材について衝突実験結果と概ね良好な相関を有しているものの、A5052 では実験結果に対して誤差が生じているように、その精度や適用範囲については検討を行う必要がある。そこで、有限要素法による衝突解析により(3.13)式の評価を試みる。

衝突解析には前項と同様 Radioss を用いた。本章ではカバー材のエネルギー吸収挙動のみに着目するため、砥石は弾性体として扱い破壊は考慮しない。図 3.16 に解析モデルを示す。要素は 8 節点のソリッド要素とし、カバー材の要素数は 210433、節点数は 263813 である。また、寸法は基準材料である SS400 カバー材に準拠した 450mm×450mm×2.3mm とし、板厚方向に要素を 4 分割した。境界条件は外周部を完全固定としている。飛翔体は衝突実験同様、質量 3.4kg とし、寸法は ϕ 90mm×220mm とした。また、実際の衝突実験において、飛翔体は発射管先端からカバー材衝突までの間に若干の傾きをもつと考えられるため、衝突角度をカバー材の衝突面に対して 3°傾けて中央に衝突するものとした。飛翔体初速度は 1m/s 刻みで解析を行い、カバー材に亀裂が生じた最小の衝突エネルギーを貫通境界エネルギーとする。

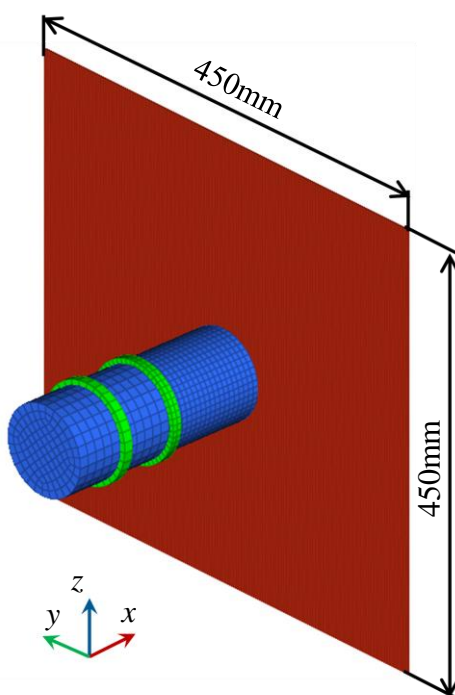


図 3.16 衝突実験の解析モデル

3. 5. 1 衝突実験結果に対する解析モデルの精度

本研究の解析モデルが衝突実験結果に対してどの程度の精度を有するか確認するため、応力-ひずみ線図を図 3. 2 から図 3. 5 の供試カバー材の引張試験結果に基づく多直線近似塑性としたカバー材料モデルを用い、衝突解析を行う。図 3. 17 にカバー材料モデルに与える応力-ひずみ線図を示す。また、表 3. 6 に密度、ヤング率、ポアソン比を示す⁸⁾。

表 3. 7 に解析結果と衝突実験結果に対する相対誤差を示す。なお、解析結果は(1. 9)式により板厚 1.0mm の貫通境界エネルギーに換算した。本解析ではカバー材のひずみ速度依存性を考慮していないが、ひずみ速度 $5.0 \times 10^{-2} \text{s}^{-1}$ の引張試験結果に基づく解析結果は実験結果と概ね一致しており、(3. 13)式の適用範囲を検討する上では十分な精度が得られているものと考えられる。

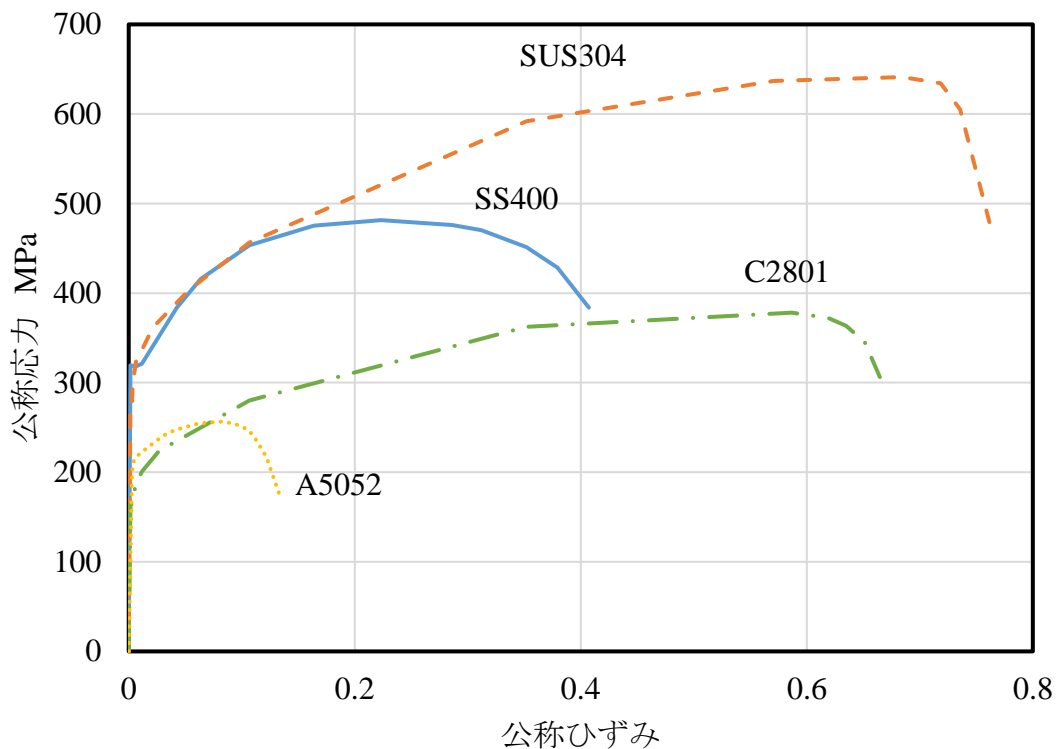


図 3. 17 多直線近似塑性によるカバー材の応力-ひずみ線図

表 3.6 カバー材モデルの機械的性質⁸⁾

カバー材	密度 kg/m ³	ヤング率 GPa	ポアソン比
SS400	7850	205	0.30
SUS304	7930	193	0.30
C2801	8390	103	0.35
A5052	2680	68	0.34

表 3.7 貫通境界エネルギー E_p の解析結果と誤差

カバー材	解析結果 E_p J	誤差 J	相対誤差
SS400	1486	+99	+7.1%
SUS304	5102	+255	+5.3%
C2801	2661	+174	+7.0%
A5052	104	-21	-23%

3. 5. 2 貫通境界エネルギー予測式適用範囲の検討

(3. 13)式の適用範囲を明らかにするため、そのパラメータである全塑性仕事および降伏比を変化させた様々な応力-ひずみ線図をカバー材モデルに与え、予測値と解析結果の比較を行う。図 3. 18 にカバー材モデルに与える応力-ひずみ線図を示す。カバー材モデルは、第 3. 4. 2 項と同様に密度、ヤング率、ポアソン比を基準材料 SS400 と同等とした全塑性仕事 $0.06\text{J}/\text{mm}^3$ 、降伏比 0.5 の基準応力-ひずみ線図を基本とし、全塑性仕事または降伏比のみを変化させて比較するものとした。

表 3. 8 に、降伏比 0.5、降伏応力 200MPa で一定とし、全塑性仕事を変化させた場合(図 3. 17(a))の比較結果を示す。(3. 13)式による貫通境界エネルギー予測値と解析結果の誤差は全塑性仕事 $0.04\text{J}/\text{mm}^3$ 以上では $\pm 5\%$ 以内であった。一方、全塑性仕事 $0.03\text{J}/\text{mm}^3$ 以下では徐々にかい離が大きくなった。

表 3. 9 に、全塑性仕事 $0.06\text{J}/\text{mm}^3$ 、破断伸び 0.2 で一定とし、降伏比を変化させた場合(図 3. 17(b))の比較を示す。(3. 13)式による貫通境界エネルギー予測値と解析結果の誤差は降伏比 0.4 以上では $\pm 5\%$ 以内であった。一方、降伏比 0.3 以下では徐々にかい離が大きくなった。

図 3. 19 に、(3. 13)式による予測値が解析結果と概ね一致した場合と一致しなかった場合における、カバー材破断開始時の塑性変形の一例を示す。図 3. 19(a)の予測値と解析結果が概ね一致した条件では、塑性変形がカバー材ほぼ全域で生じているのに対し、図 3. 19(b)の一致しなかった条件ではカバー材全域に至っていないことが確認できる。これは一例で示した以外の条件でも同様であり、破断開始時の塑性変形領域が狭いほど(3. 13)式の予測値との誤差も大きく、より貫通境界エネルギーが低い解析結果となった。カバー材による衝突エネルギー吸収においては塑性仕事が重要であるが、塑性変形の範囲が狭い場合、吸収できるエネルギー量も低下するためと考えられる。

表 3. 8 および表 3. 9 より、本解析条件においては全塑性仕事 $0.04\text{J}/\text{mm}^3$ 以上、降伏比 0.4 以上であれば塑性変形領域はカバー材寸法である $450\text{mm}\times 450\text{mm}$ の全域に至り、(3. 13)式による貫通境界エネルギーの予測値が衝突実験結果と概ね一致する。塑性変形領域

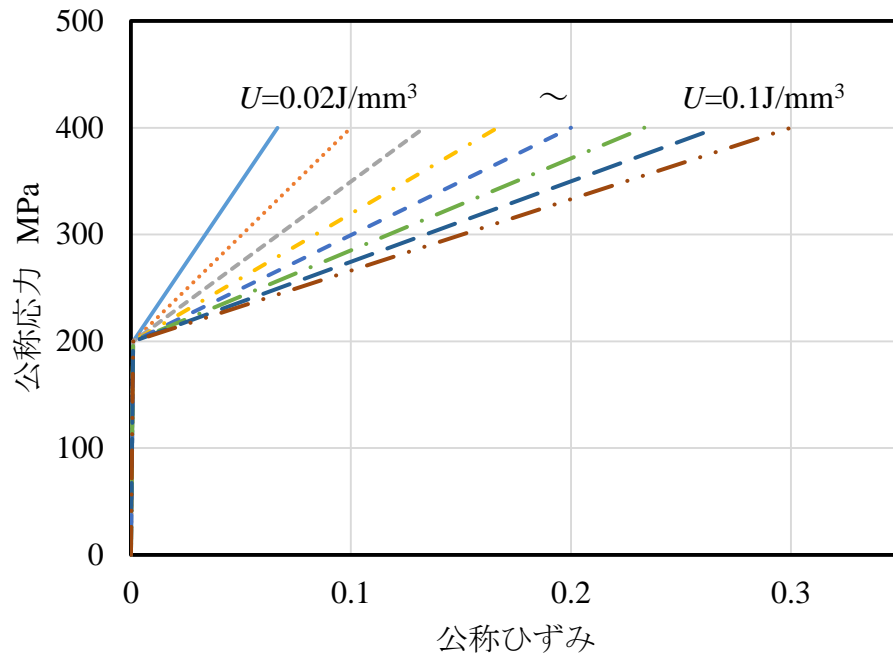
が全塑性仕事や降伏比が低い場合に狭くなるのは、降伏比が低い場合に(3. 13)式から導出される飛翔体衝突速度がカバー材面内方向の塑性変形伝播速度に比べて高くなりすぎることで、変形がカバー材全域に至る前に破断が生じるためと考えられる。

なお、本解析においては基準条件よりも機械的性質が優れる全ての条件においてカバー材のほぼ全域に塑性変形が至っており、圧延鋼板に関して(3. 13)式の適用に問題はないと考えられる。また、(3. 13)式による A5052 の貫通境界エネルギー予測値が衝突実験結果に比べて安全側に誤差をもつのは、表 3. 3 より A5052 の全塑性仕事が $0.02841\text{J}/\text{mm}^3$ と、(3. 13)式の適用可能範囲を下回っているためと考えられ、比較的解析条件に近い表 3. 8 の全塑性仕事 $0.03\text{J}/\text{mm}^3$ における相対誤差は衝突実験のものと概ね一致していることが確認できる。図 3. 20 に、第 3. 5. 1 項で行った A5052 の衝突解析におけるカバー材破断開始時の塑性変形状態を示す。A5052 の塑性変形領域は図 3. 10(b)同様、塑性変形領域がカバー材全域に至っていないことが確認できる。

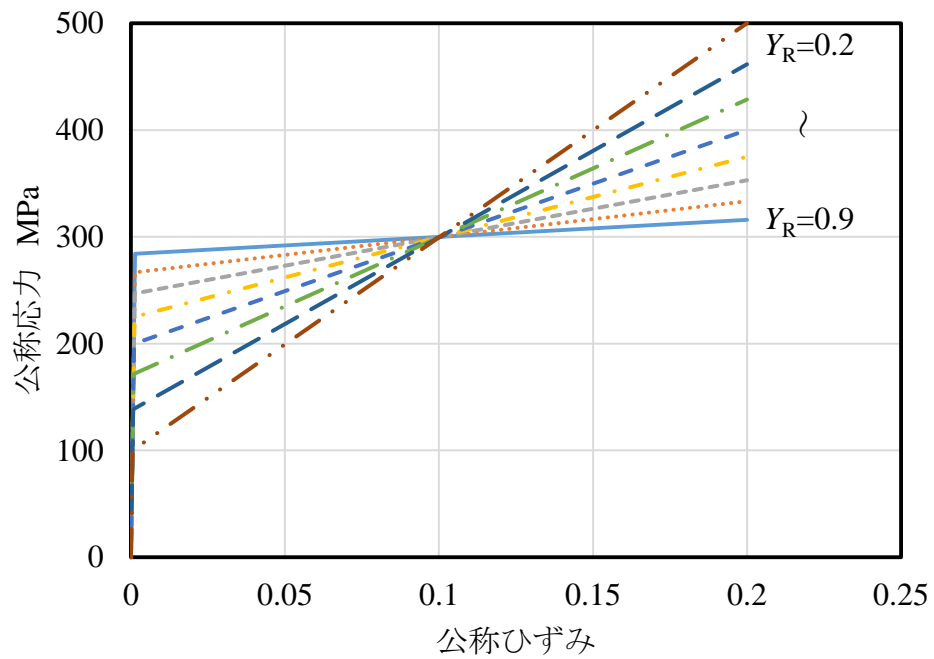
なお、線形硬化弾塑性体においても(3. 13)式による予測が可能であったことから、応力-ひずみ線図が不明な材料の貫通境界エネルギーを予測する場合、全塑性仕事を次の式で計算しても良い。

$$U = \frac{1}{2}(R_e + R_m)\epsilon_b \quad (3. 15)$$

表 1. 1 における、ISO 16089 に規定されている鉄系カバー材の機械的性質最低値について(3. 1)式および(3. 5)式により全塑性仕事と降伏比を計算すると、いずれも全塑性仕事 $0.04\text{J}/\text{mm}^3$ 以上、降伏比 0.4 以上であった。従って、(3. 13)式は圧延鋼板やステンレス鋼板だけでなく、鋳鉄や鋳鋼等にも適用可能であると考えられる。



(a) 全塑性仕事 U の異なる条件(降伏比, 応力一定)



(b) 降伏比 Y_R の異なる条件(全塑性仕事, 破断伸び一定)

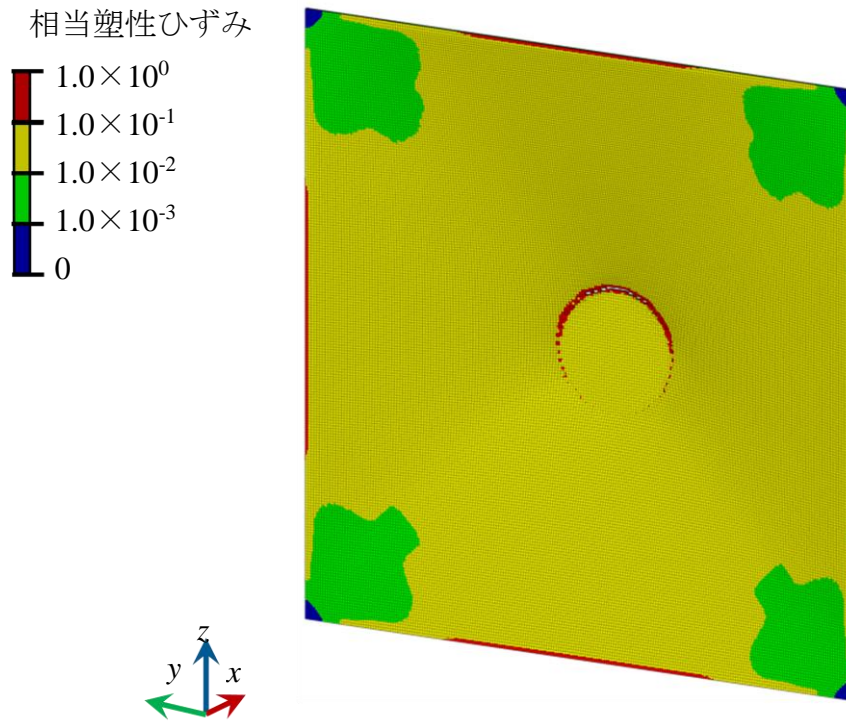
図 3.18 解析用応力-ひずみ線図

表 3.8 (3.13)式予測値の精度に及ぼす全塑性仕事 U の影響

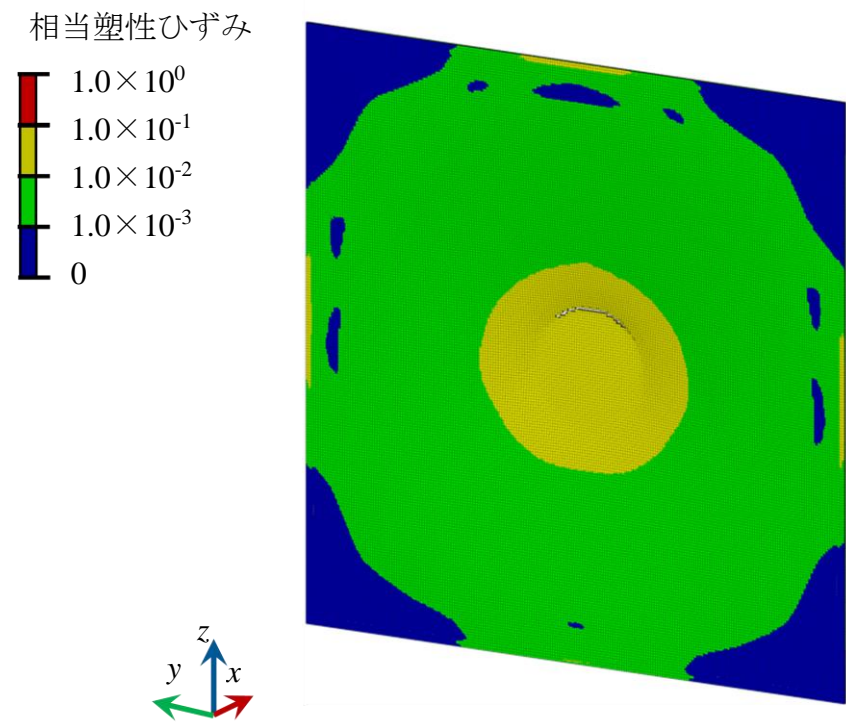
全塑性仕事 U J/mm ³	解析結果 E_p J	(3.13)式 E_p J	相対誤差
0.02	750	1150	+53%
0.03	1239	1724	+39%
0.04	2203	2299	+4.4%
0.05	2858	2874	+0.6%
0.06(基準)	3597	3449	-4.1%
0.07	4082	4024	-1.4%
0.08	4597	4598	+0.0%
0.09	5331	5173	-3.0%
0.1	5918	5748	-2.9%

表 3.9 (3.13)式予測値の精度に及ぼす降伏比 Y_R の影響

降伏比 Y_R	解析結果 E_p J	(3.13)式 E_p J	相対誤差
0.2	4957	8622	+74%
0.3	4597	5748	+25%
0.4	4422	4311	-2.5%
0.5(基準)	3597	3449	-4.1%
0.6	2999	2874	-4.2%
0.7	2586	2463	-4.7%
0.8	2203	2156	-2.2%
0.9	1965	1916	-2.5%



(a) $U=0.06\text{J/mm}^3$ (相対誤差+4.1%)



(b) $U=0.02\text{J/mm}^3$ (相対誤差-53%)

図 3.19 カバー材破断開始時の塑性変形と(3.13)式に対する相対誤差の一例($Y_R=0.5$)

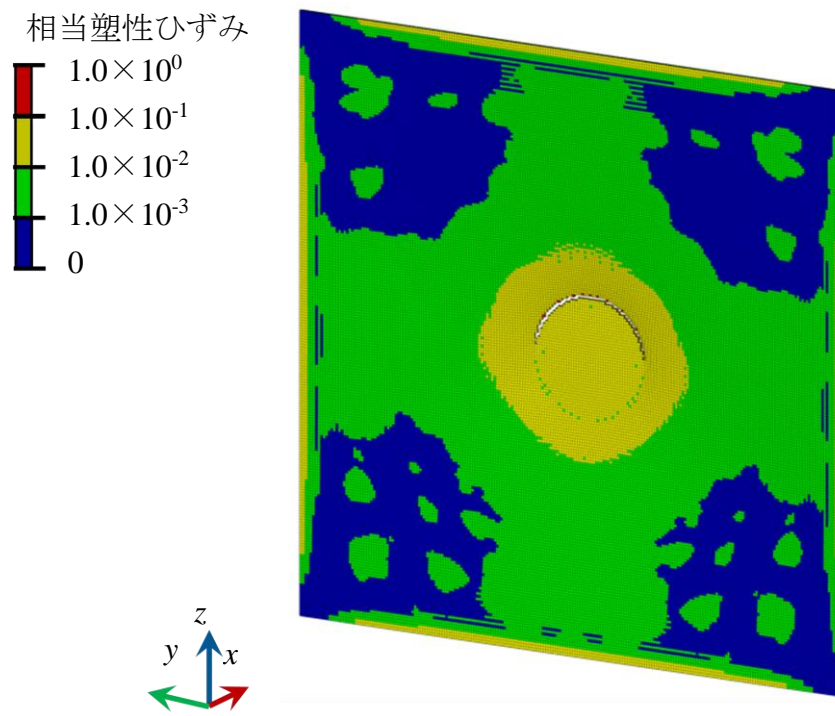


図 3.20 A5052 カバー材破断開始時の塑性変形

3.6 まとめ

4種類の金属製カバー材(一般構造用圧延鋼板 SS400, ステンレス鋼板 SUS304, 真鍮板 C2801, アルミニウム合金板 A5052)および透明材料のポリカーボネート(PC)板に対する一般砥石(WA46O8V)製円柱形飛翔体を用いた衝突実験および解析を行い, 以下の結論を得た.

- 1) 貫通境界エネルギーはカバー材の全塑性仕事(応力-ひずみ線図の面積)に概ね比例し, 塑性変形量が重要なパラメータとなる.
- 2) 飛翔体衝突による金属製カバー材の塑性変形場は降伏比に相関し, その貫通境界エネルギーは帯板の曲げモーメント比と同様, 降伏比に概ね反比例する.
- 3) PC板は金属製カバー材と塑性変形場の形成が異なり, 降伏応力より低い流動応力で塑性変形が進展することで塑性変形が局所化する.
- 4) 金属製カバー材の引張試験結果に基づく貫通境界エネルギー予測式として, 以下の式を導出した.

$$E_p = k_3 \frac{U}{Y_R} t^2$$

- 5) 貫通境界エネルギー予測式は塑性変形場に着目した実験式であるため, 飛翔体衝突による金属製カバー材の塑性変形が固定枠まで至り, 塑性変形領域が概ね等価となる条件において適用できる.

第4章 飛翔体衝突における砥石破壊の影響

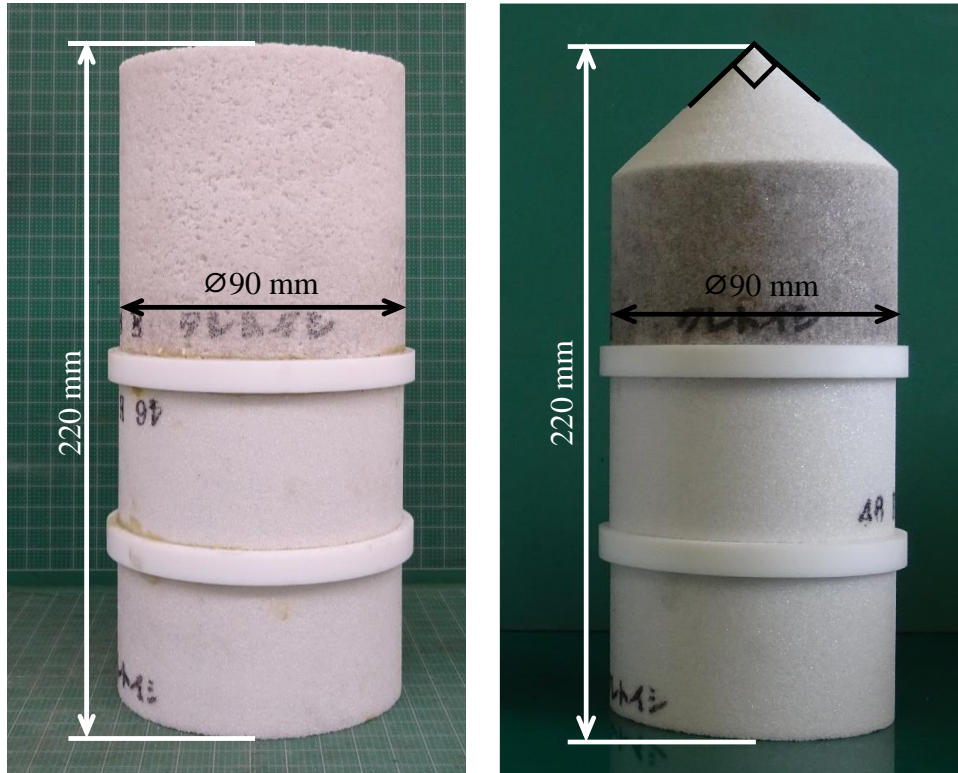
4.1 はじめに

砥石衝突実験装置による先行研究¹⁾および第3章の衝突実験では、図3.8に示したように、衝突後の砥石製飛翔体に大きな損傷が生じていなかった。研削砥石が脆性材料であり衝突時に破壊を伴う可能性がある点は研削盤砥石カバーの衝突安全性を検討する上で重要な特徴であるものの、これまでの実験条件ではこの特徴を考慮できていないこととなる。一方で、実験装置の飛翔体発射速度やカバー材板厚の制約から、第3章の実験条件において砥石製飛翔体に大きな破壊を生じさせることは困難である。

本章では、飛翔体に用いる研削砥石を低強度のものとしたり、あるいは衝突時の接触面積が小さくなる形状の砥石製飛翔体を用いた衝突実験を行うことで、衝突時の砥石破壊を促し、衝突安全性に及ぼす影響を明らかにする。

4.2 砥石製飛翔体

図4.1に飛翔体の外観を示す。飛翔体には第3章で用いた円柱形飛翔体(φ90 mm×220 mm)および先端部を先端角 90° の円錐形に加工した円錐形飛翔体を用い、飛翔体先端形状および砥石強度が衝突時の飛翔体の破壊や衝突安全性におよぼす影響を検討する。飛翔体に用いる砥石について、円柱形飛翔体は WA46H8V および WA46E12V の2種類とし、円錐形飛翔体は WA46O8V, WA46K8V, WA46H8V の3種類とする。各砥石の機械的性質は表2.3に示した通りである。なお、飛翔体の質量は、円柱形の WA46E12V が 2.8kg, WA46H8V が 3.2kg であり、円錐形の WA46O8V が約 2.7 kg, WA46K8V が約 2.6 kg, WA46H8V が約 2.5 kg である。



(a) 円柱形飛翔体

(b) 円錐形飛翔体

図 4.1 砥石製飛翔体の外観

4.3 砥石衝突実験

カバー材には一般構造用圧延鋼板(SS400)を用いる. SS400 の応力-ひずみ線図および機械的性質は図 3.3 および表 3.1 に示した通りである.

4.3.1 円柱形飛翔体の衝突実験

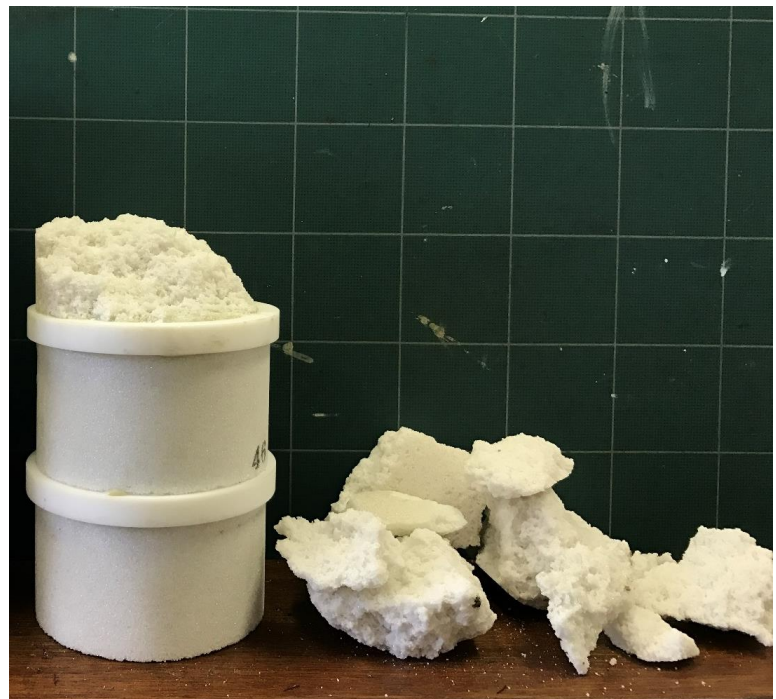
表 4.1 に衝突実験結果を示す. 圧縮強度 68MPa の WA46H8V 製飛翔体は, 先行研究りや表 3.2 における圧縮強度 171 MPa の WA46O8V 飛翔体と同等の貫通境界エネルギーだったのに対し, 圧縮強度 13 MPa の WA46E12V 飛翔体では最も薄い板厚 1.6mm で不貫通となった. 図 4.2 に実験後の飛翔体の外観を示す. 図 4.2(a)に示す WA46H8V 飛翔体がエッジ部の僅かなチッピングのみで概ね元の形状を維持しているのに対し, 図 4.2(b)に示す不貫通の WA46E12V 飛翔体はテフロンリング付近まで大きく消失している. すなわち, WA46E12V 砥石は, 板厚 1.6mm の SS400 製カバー材を貫通するために必要な強度を満たしていないと考えられる.

表 4.1 SS400 製カバー材に対する円柱形飛翔体の衝突実験結果

飛翔体	板厚 mm	衝突エネルギー J	結果
WA46E12V ($\sigma_m=23\text{MPa}$)	1.6	2800	○
		3962	
		4716	
		7072	
		7768	
WA46H8V ($\sigma_m=68\text{MPa}$)	1.6	3083	△
		3721	
	2.3	7225	
	3.2	13988	



(a) WA46H8V(3721J)



(b)WA46E12V(7027J)

図 4.2 SS400 製カバー材($t=1.6\text{ mm}$)に対する衝突実験後の飛翔体写真

4. 3. 2 円錐形飛翔体の衝突実験

表 4.2, 表 4.3 および表 4.4 に衝突実験結果を示す. いずれの結合度の円錐形飛翔体においても貫通境界が得られた. ただし, 円錐形飛翔体では円柱形飛翔体に比べ貫通境界領域が広い傾向が見られたため, 円錐形飛翔体の衝突実験では衝突安全性評価の基準として, 貫通境界エネルギーの下限值である最小破断エネルギーのみに着目することとした. そのため, WA46H8V 製飛翔体における板厚 2.3mm および 3.2mm の実験結果を除き, 破断(×)については得ていない. なお, 円錐形飛翔体の最小破断エネルギーはいずれの研削砥石を用いた場合においても, (1. 9)式および表 4. 1 に示す円柱形飛翔体の貫通境界エネルギーより低くなることが確認された.

表 4.2 WA46H8V 製円錐形飛翔体による衝突実験結果

板 厚 mm	衝突エネルギー J	結 果
2.3	482	○
	2074	
	3010	△
	3646	
	3721	
	5272	
	5978	×
3.2	5605	○
	7174	△
	7797	
	8567	
	10217	
	13264	×
4.0	14588	○
	17371	△
	19325	

表 4.3 WA46K8V 製円錐形飛翔体による衝突実験結果

板厚 mm	衝突エネルギー J	結果
2.3	1060	○
	1360	
	1568	△
3.2	3552	○
	4164	△
	5080	
4.0	5059	○
	6139	△
	7309	

表 4.4 WA46O8V 製円錐形飛翔体による衝突実験結果

板厚 mm	衝突エネルギー J	結果
2.3	474	○
	969	
	994	△
3.2	1074	○
	1798	△
	2659	
	3652	
4.0	2133	○
	2628	△
	3313	
	3763	
	4259	
	4319	
	5531	

衝突実験後の飛翔体損傷の一例として、図 4.3 に板厚 3.2mm のカバー材に衝突した後の先端部損傷を砥石の種類毎に、図 4.4 に最小破断エネルギーを得た WA46K8V 飛翔体の先端部損傷をカバー材の板厚毎に示す。また、図 4.5 に一例として、WA46H8V の先端部損傷の断面形状を示す。衝突後の飛翔体先端部は図 4.2 および図 4.3 に示すように先端部が損傷により潰れたような形状となっていることがわかる。また、図 4.5 に示すようにこの損傷は飛翔体内側にクレータのように進展しており、クレータ状損傷内には砥粒および結合剤が押しつぶされたように堆積していた。特に図 4.3(a)に示す WA46O8V や、図 4.4(c)に示す WA46K8V ではこの堆積が衝突時にカバー材と接触した際の状態と思われる形状のままとなっており、先端部が若干の丸みを帯びていることがわかる。本章では、この砥粒および結合剤の堆積を取り除いた後の先端部直径を、円錐形飛翔体の損傷直径 d_f と定義する。

表 4.5 に最小破断エネルギーにおける損傷直径 d_f を示す。表 4.5、図 4.3 および図 4.4 より、飛翔体先端部の損傷量および損傷直径は、カバー材板厚が厚く、砥石の圧縮強度が低いほど大きくなることが確認できる。

図 4.6 にカバー材の破断・変形状況の一例として、WA46H8V 飛翔体衝突後の板厚 3.2mm のカバー材を示す。円錐形飛翔体の衝突では、衝突面が丸みを帯びて損傷直径 d_f にほぼ同等な破断が発生しており、このカバー材破断直径は衝突エネルギーに依存せず、概ね一定であることが確認できる。

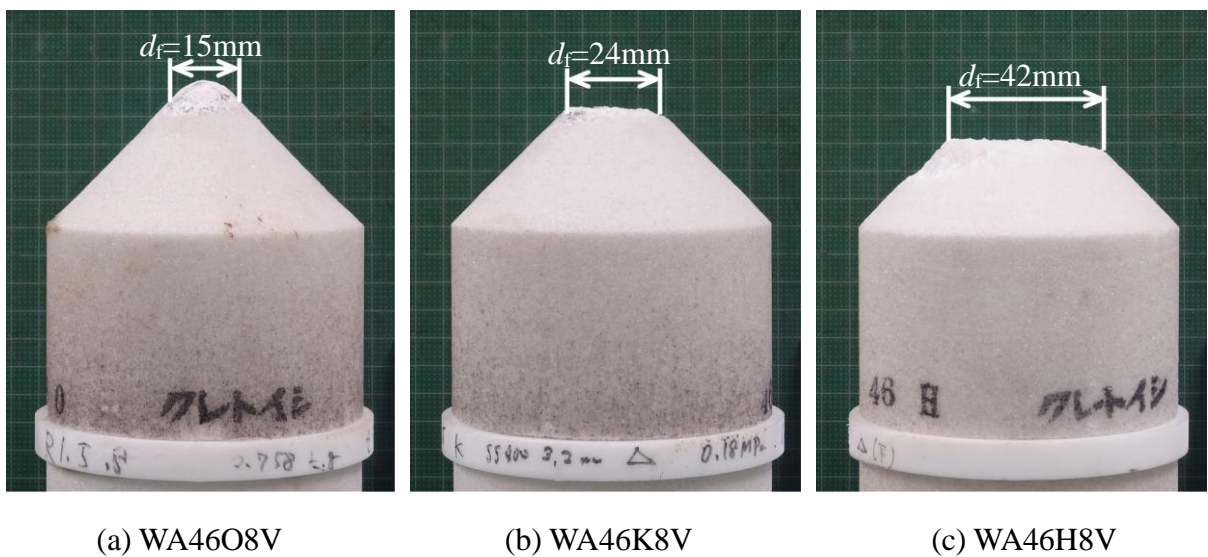
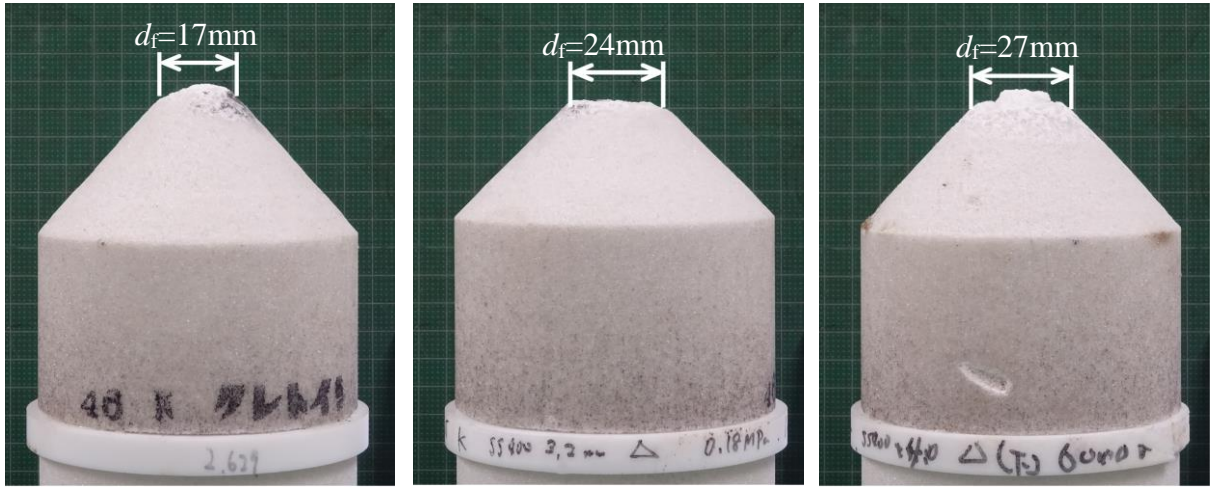


図 4.3 飛翔体先端部損傷における砥石結合度の影響($t=3.2\text{mm}$)



(a) $t=2.3\text{mm}$

(b) $t=3.2\text{mm}$

(c) $t=4.0\text{mm}$

図 4.4 飛翔体先端部損傷におけるカバー材板厚の影響(WA46K8V)

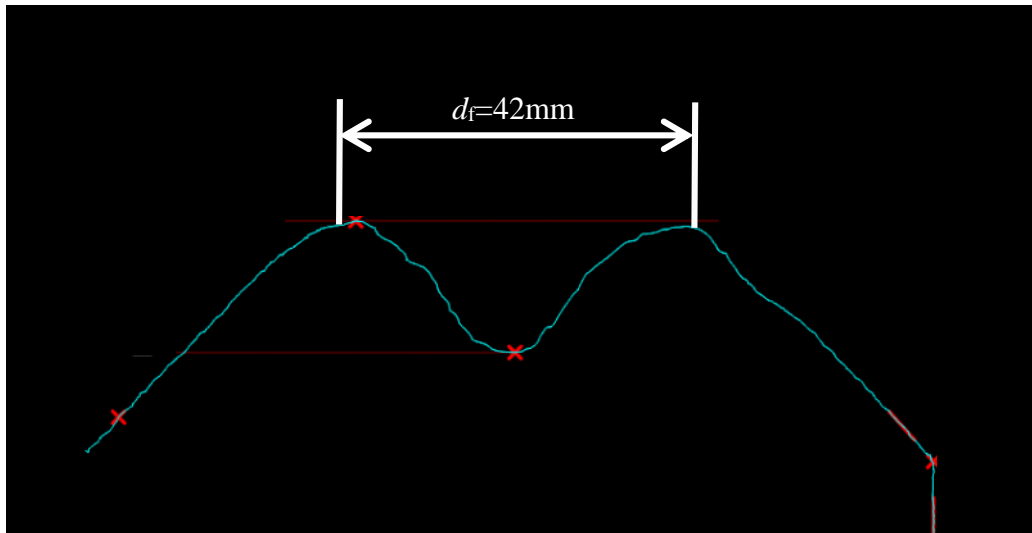
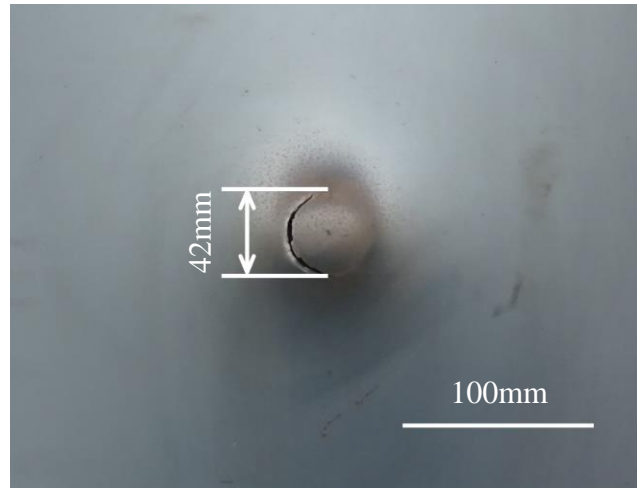


図 4.5 円錐形飛翔体の損傷断面例(WA46H8V, 7174J, $t=3.2\text{mm}$)

表 4.5 最小破断エネルギーにおける飛翔体損傷直径

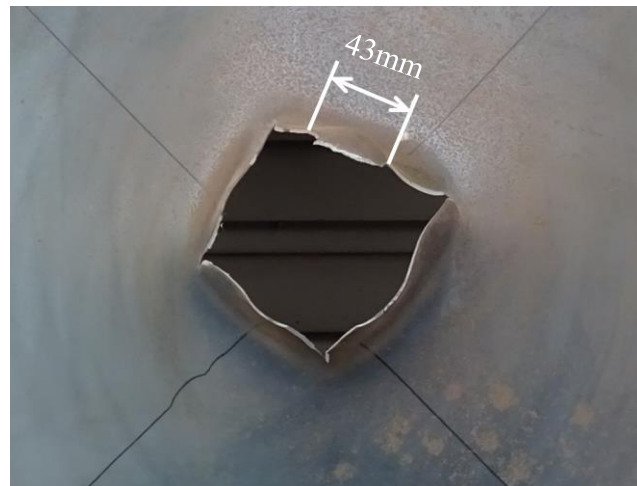
板厚 mm	損傷直径 mm		
	WA46O8V	WA46K8V	WA46H8V
2.3	12	17	25
3.2	15	24	42
4.0	18	27	60



(a) 7174 J (Δ)



(b) 8567 J (Δ)



(c) 13264 J (\times)

図 4.6 衝突エネルギーとカバー材破断・変形状況の一例(WA46H8V, $t=3.2\text{mm}$)

4. 4 考 察

表 4. 1 に示したとおり, 低圧縮強度の WA46E12V 円柱形飛翔体の衝突ではカバー材板厚 1.6mm の SS400 を貫通せず飛翔体側が破壊したものの, WA46H8V 円柱形飛翔体は圧縮強度が異なる WA46O8V と同等の貫通境界エネルギーを得た. このことから, 砥石製飛翔体の圧縮強度は衝突時の破壊に影響を及ぼすが, 破壊量が無視できる程度であれば貫通境界エネルギーには影響しないといえる. 従って, 貫通境界エネルギーに影響を与えるのは飛翔体の圧縮強度ではなく破壊後の飛翔体の先端形状であり, WA46H8V と WA46O8V はいずれも直径 90mm の円柱形状を概ね維持したため, 貫通境界エネルギーが同等となったと解釈できる.

一方, 表 4. 2 から表 4. 4 に示したとおり, 円錐形飛翔体はいずれの圧縮強度の飛翔体においても最小破断エネルギーが一致せず, 圧縮強度が高い飛翔体はより最小破断エネルギーが低くカバー材を破断しやすい傾向が見られた. これは図 4. 3 および図 4. 5 に示したように, 砥石圧縮強度の大小に起因する先端部損傷量の変化が, 飛翔体損傷直径に同等となるカバー材破断直径の大きさに影響するためと考えられる. そのため, 砥石破壊を伴う円錐形飛翔体衝突時の最小破断エネルギーを予測するためには, 砥石圧縮強度と飛翔体損傷直径の相関, および損傷直径と最小破断エネルギーの相関を検討する必要がある.

4. 4. 1 砥石圧縮強度と飛翔体損傷直径の関係

図 4. 7 に板厚あたりの損傷直径と, 砥石圧縮強度の逆数の関係を示す. WA46H8V は若干ばらつきが見られるものの, WA46O8V および WA46K8V ではほぼ同じ値となっており, 損傷直径とカバー材板厚の間に比例関係があると考えられる. また, 板厚あたりの損傷直径は砥石圧縮強度の逆数と比例関係にあることが確認できる. なお, 最小 2 乗法による線形近似式は次のとおりである.

$$\frac{d_f}{t} = \frac{876.31}{\sigma_m} \quad (4.1)$$

(4.1)式における板厚に対する直径が圧縮強度の逆数に比例する関係性は、次式に示す打ち抜き加工における力の釣り合い式とほぼ同等である。

$$\begin{aligned} \frac{\pi d^2 \sigma_m}{4} &\geq k_m \pi d t \\ \frac{d}{t} &\geq 4 \frac{k_m}{\sigma_m} \end{aligned} \quad (4.2)$$

ここで、 d はパンチ工具直径、 σ_m は砥石の圧縮強度、 k_m はカバー材のせん断強さ、 t はカバー材板厚であり、不等式を満たさない場合、パンチ工具の強度の不足により板材の打ち抜きができないと判定するものである⁴⁾。なお、ミーゼスの降伏条件⁵⁾より、 k_m は次式で求めることができる。

$$k_m = \frac{R_m}{\sqrt{3}} \quad (4.3)$$

ここで、 R_m はカバー材の引張強さである。

(4.1)式および(4.2)式における変数の関係性から、飛翔体の衝突においても打ち抜き加工と同様の力の釣り合いを考慮することで、カバー材を破断する際の飛翔体損傷直径を推定することが可能であると考えられる。一方で、図 4.7 の線形近似式である(4.1)式について、(4.2)式および(4.3)式から SS400 製カバー材のせん断強さを加味した場合、次式の通り打ち抜き加工の式から導出される損傷直径より 0.792 倍小さな値となっていることがわかる。

$$\frac{d_f}{t} = \frac{876.31}{\sigma_m} = 0.792 \times 4 \frac{k_m}{\sigma_m} \quad (4.4)$$

この誤差要因としては、飛翔体衝突によるカバー材の破断が打ち抜き加工のような純粋なせん断ではなく実際には図 3.12 で示したように曲げや引張りが混在していることや、損傷直径を決定する飛翔体先端部の損傷が研削砥石特有と考えられる図 4.5 のクレータ損傷と砥粒・結合剤の堆積から成り単純ではないこと等が考えられる。

なお、(4.4) 式を(4.2)式に準じた次の不等式とし、任意のカバー材板厚、引張強さおよび飛翔体直径を代入すれば、カバー材を破断する場合に必要な飛翔体圧縮強度の最低値を推定することができる。

$$\sigma_m \geq 1.829 \frac{R_m}{d_f} t \quad (4.5)$$

表 4.6 に、(4.5)式に実験で用いた SS400 製カバー材の引張強さおよび円柱形飛翔体の直径 90mm を代入した場合における、SS400 製カバー材を破断するために必要な最低砥石圧縮強度を示す。(4.5)式は円錐形飛翔体の損傷直径から導出したものであるが、SS400 製カバー材に対する円柱形飛翔体の衝突においても、圧縮強度 13MPa の WA46E12V 飛翔体が板厚 1.6mm を破断できず、圧縮強度 68MPa の WA46H8V 飛翔体が板厚 4.0mm を破断した実験結果と矛盾がないことが確認できる。

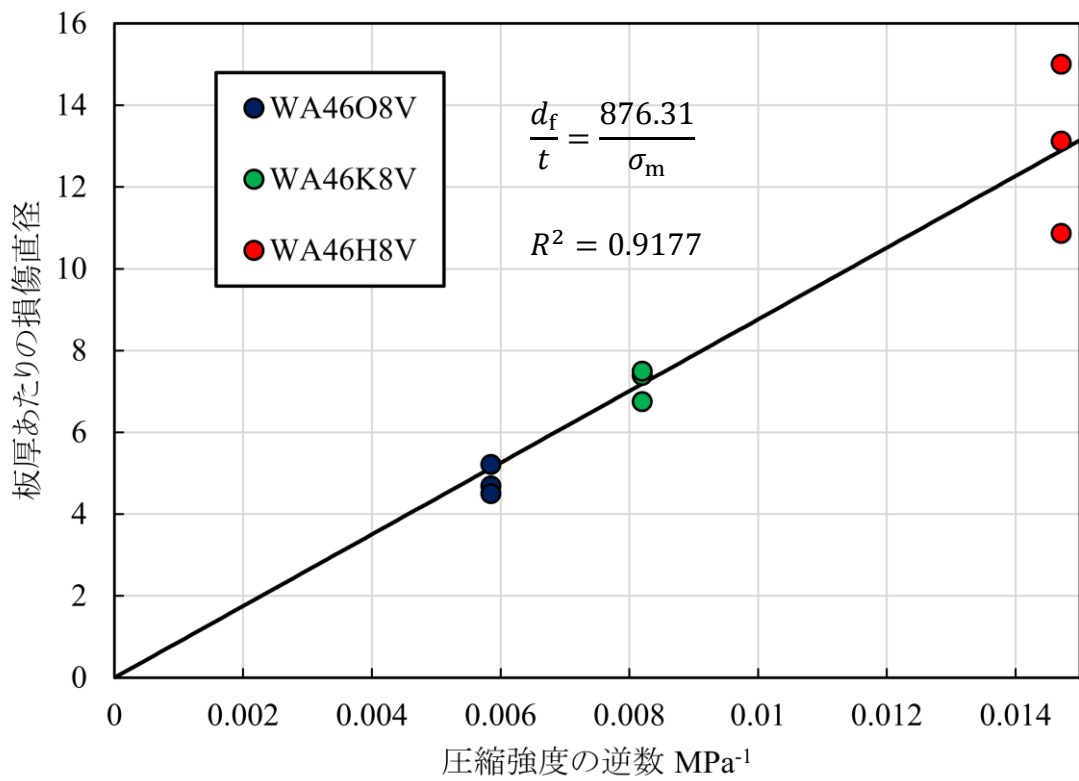


図 4.7 板厚あたりの損傷直径と砥石圧縮強度

表 4.5 SS400 製カバー材を破断する直径 90mm 円柱形飛翔体の最低圧縮強度

板厚 mm	最低砥石圧縮強度 MPa
1.6	15.6
2.3	22.4
3.2	31.2

4. 4. 2 損傷直径と最小破断エネルギーの関係

カバー材板厚の異なる最小破断エネルギーを共通に扱うための評価基準として、図 4. 7 の損傷直径と砥石圧縮強度の関係で行った損傷直径の換算と同様に、板厚あたりの最小破断エネルギーを $E_{pmin/t}$ として次式で定義する。

$$E_{pmin/t} = \frac{E_{pmin}}{t} \quad (4.6)$$

図 4. 8 に、表 4. 5 に示した損傷直径と板厚あたりの最小破断エネルギーの関係を示す。圧縮強度が大きく異なる砥石の実験結果が混在しているにも関わらず、損傷直径と板厚あたりの最小破断エネルギーの間には強い相関が見られ、その関係は累乗近似により次式で表された。

$$E_{pmin/t} = 11.02d_f^{1.47} \quad (4.7)$$

飛翔体直径のおよそ 1.5 乗が飛翔体の貫通エネルギーに比例するという関係は、(1. 7)式に示した吉沢らの破損限界エネルギー評価式でも指摘されており、円錐形砥石製飛翔体でも同様の関係が得られた。(1. 7)式に示した吉沢らの破損限界エネルギー評価式²⁾においてカバー材破断のエネルギーが飛翔体直径の 1.5 乗に比例したことを踏襲した場合、(4. 7)式は線形近似により次の通り修正される。

$$E_{pmin/t} = 9.47d_f^{1.5} \quad (4.8)$$

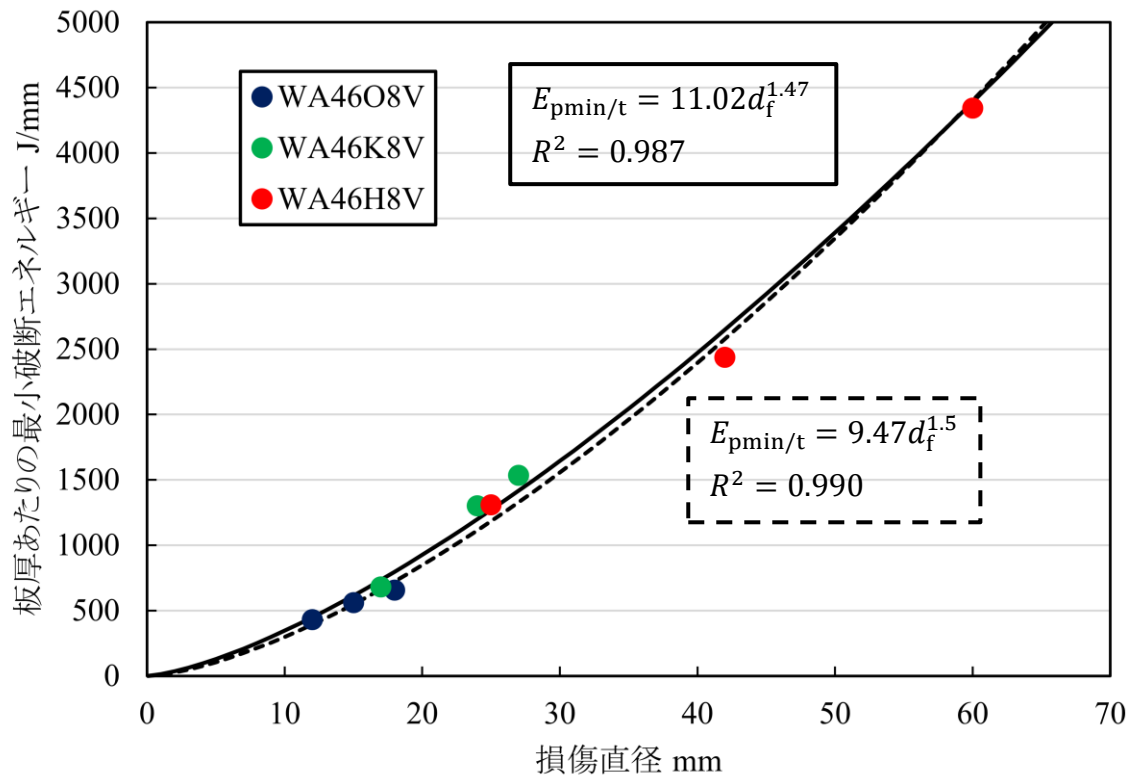


図 4.8 損傷直径と板厚あたりの最小破断エネルギーの関係

以上より、板厚あたりの最小破断エネルギーと損傷直径の関係式である(4. 8)式および打ち抜き加工の理論に基づく損傷直径の予測式である(4. 4)式から、最小破断エネルギー予測式は次式で表される。

$$E_{pmin} = 9.47 \left(0.792 \frac{4R_m}{\sqrt{3}\sigma_m} t \right)^{1.5} t = 23.42 \left(\frac{R_m}{\sigma_m} \right)^{1.5} t^{2.5} \quad (4.9)$$

図 4. 9 に、衝突実験結果と(4. 9)式の比較を示す。(4. 9)式は砥石の圧縮強度およびカバー材板厚に影響を受ける最小破断エネルギーの大小関係を概ね予測できていることが確認できる。さらに、第 3 章で明らかにしたカバー材の機械的性質の影響を考慮すれば、任意のカバー材における円錐形飛翔体衝突時の最小破断エネルギーは次式で表される。

$$E_{pmin} = 90.53 \frac{U}{Y_R} \left(\frac{R_m}{\sigma_m} \right)^{1.5} t^{2.5} \quad (4.10)$$

なお、(4.9)式および(4.10)式では最小破断エネルギーはカバー材板厚の2.5乗に比例することとなり、曲げモーメント比より導出した(3.12)式およびこれに基づいた円柱形飛翔体の貫通境界エネルギー実験式である(3.13)式と板厚乗数の大きさが異なっている。これは、円錐形飛翔体の衝突のように砥石破壊を大きく伴う場合、衝突過程において損傷直径が変化するため、図3.12に示したようなカバー材破断箇所において局所的に大きな塑性ひずみを生じる変形とは異なり、飛翔体衝突面全域に塑性ひずみが進展するなど、塑性変形場が比較的複雑になることが原因として予想される。一方、この予想は図4.6に示したように円錐形飛翔体衝突後のカバー材衝突面が丸みをおび変形していること以外に根拠がないため、実際に円柱形飛翔体と塑性変形場が異なるか、さらには最小破断エネルギー実験式の板厚乗数を2.5とすることが実験範囲以外についても適当かについては衝突解析を行うことで検証する必要がある。

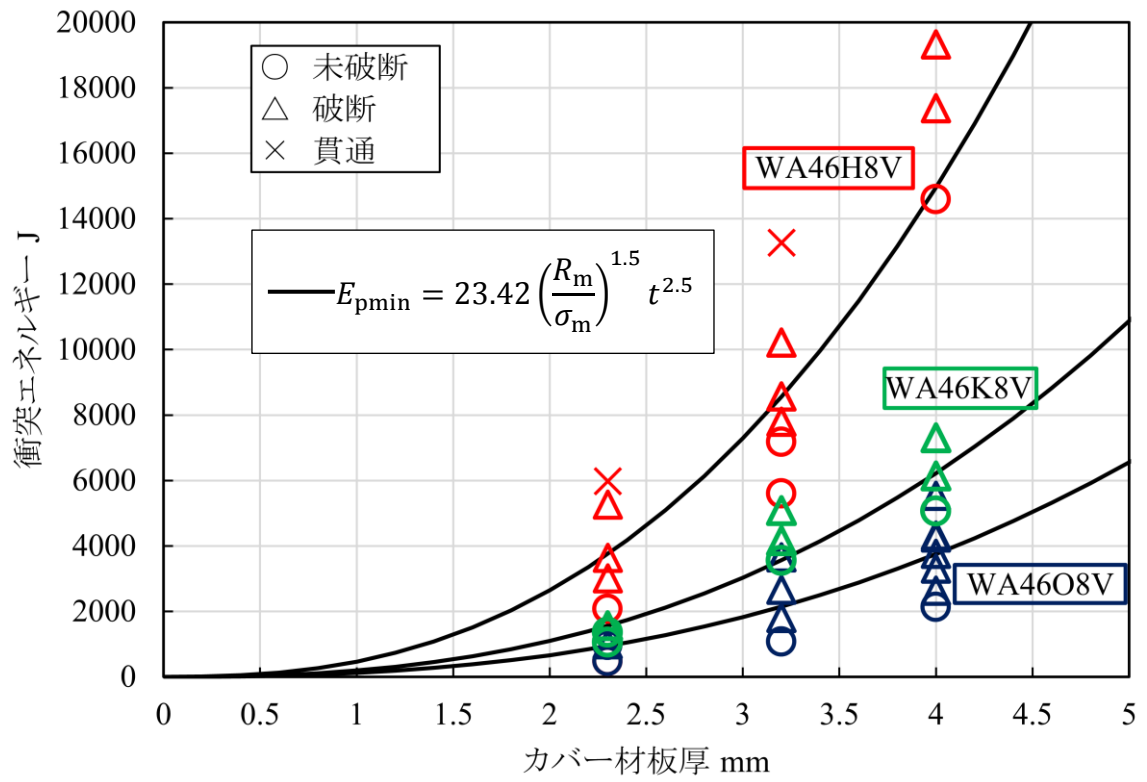


図 4.9 損傷直径に基づく最小破断エネルギー予測式((4.9)式)

4.5 まとめ

砥石製飛翔体の圧縮強度および先端形状を変更した衝突実験を行い、衝突によって砥石破壊が生じる場合の影響について検討し、以下の結論を得た。

- 1) 円柱形飛翔体の貫通境界エネルギーは衝突時の飛翔体損傷がチップング程度の場合、砥石圧縮強度によらない。ただし、一定の圧縮強度以下ではカバー材を破断することなく飛翔体側が破壊する。
- 2) 円錐形飛翔体の貫通境界エネルギーは円柱形飛翔体より低くなり、貫通境界領域は広くなる。また、その最小破断エネルギーは飛翔体圧縮強度が高い場合低くなる。
- 3) 衝突後の円錐形飛翔体先端部は破壊し、クレータ状の損傷と砥粒および結合剤の堆積が生じる。
- 4) カバー材の破断直径は、飛翔体の損傷直径と概ね同等となる。
- 5) 飛翔体の損傷直径は、カバー材板厚に比例し、砥石圧縮強度に反比例する。この関係は打ち抜き加工の式と同様である。
- 6) カバー材板厚あたりの最小破断エネルギーは、飛翔体損傷直径の1.5乗に比例する。
- 7) 飛翔体とカバー材の強度比に基づき、円錐形飛翔体の最小破断エネルギーの推定を行う以下の実験式を導出した。

$$E_{pmin} = 90.53 \frac{U}{Y_R} \left(\frac{R_m}{\sigma_m} \right)^{1.5} t^{2.5}$$

第5章 砥石破壊解析手法の提案と衝突解析

5.1 はじめに

前項においてカバー材の塑性変形場の形成と関連して円錐形飛翔体の衝突解析の必要性に触れたが、第 1.4.2 項で述べたとおり、衝突に関する研究において一般的に用いられる解析手法を用いて研削砥石の破壊を伴う衝突解析を行うことは困難である。そのため、研削砥石の脆性多気孔という特性や、砥粒と結合剤から成る複合材であるという点を踏まえ、特にその破壊挙動を再現し得る解析手法を提案する必要がある。

本章では、砥石の衝突解析の基礎となる砥石単体の破壊解析手法について、破断条件に至った有限要素法のソリッド要素を粒子法の SPH 粒子に置き換える Solid to SPH に着目し、その適用可能性について検討を行う。また、同手法を用いて第 4 章で行った円錐形飛翔体の衝突解析を行い、実験結果との比較から提案手法の妥当性を検証するとともに、衝突実験式について検討する。なお、Solid to SPH は Radioss (Altair) や LS-DYNA (LSTC) 等の衝突・構造解析ソフトウェアが実装している機能である。Solid to SPH の本来の目的は、粒子法における計算コストや安定性の問題の緩和であるが¹⁾²⁾、本研究では要素の置き換え前後で破断条件等、若干の物理的変更が可能である点に着目し、ソリッド要素を砥石、SPH 粒子を砥粒に見立てた砥石破壊解析への適用を試みる。

5.2 解析対象とする研削砥石の圧縮試験

5.2.1 試験方法

砥石の破壊解析について検討を行うため、解析対象とする研削砥石の準静的圧縮試験を行い、実際の研削砥石の破壊形状および荷重－変位関係を取得する。供試研削砥石は WA4608V とした。WA4608V の諸元および機械的性質は表 2.2 および表 2.3 に示した通りである。

図 5.1 に試験片の外観を示す。第 2 章の圧縮試験で用いた円柱形試験片の場合は圧縮強度で急激に破壊が進展してしまうため、本章で用いる試験片は直径 28mm、高さ 28mm の円柱形上部を先端角 90°に加工し円錐形状とした。円錐部先端から破壊を徐々に進展させ、

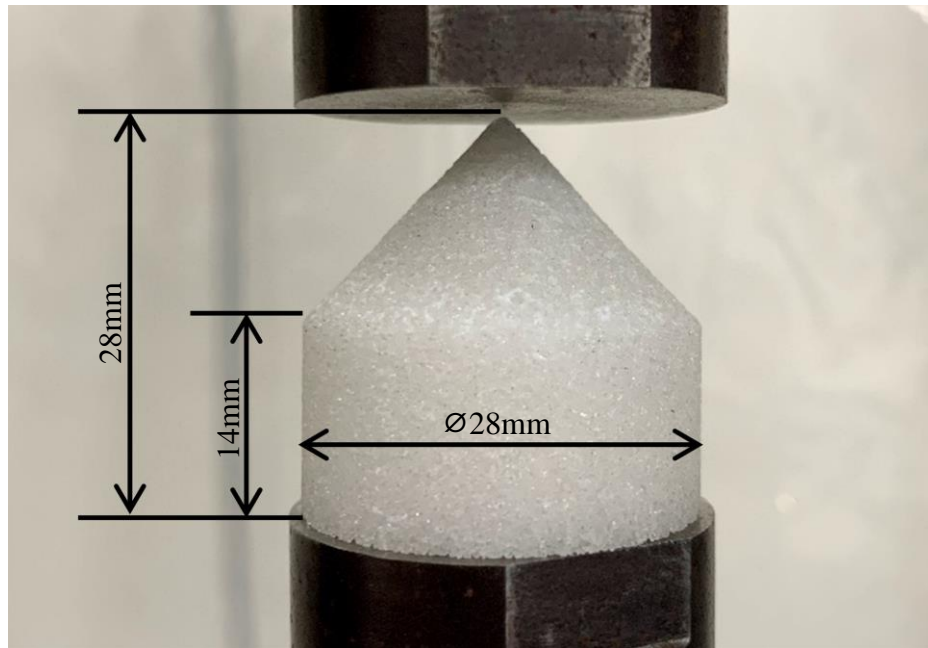


図 5.1 圧縮試験片の外観

第4章において円錐形飛翔体の衝突実験で生じた図4.5のクレータ損傷を形成することで、解析手法の検討に必要な破壊過程の荷重－変位関係を取得する。圧縮速度は 5, 50, 500mm/min の3通りとした。

5.2.2 試験結果

図5.2に圧縮荷重－圧縮変位関係を示す。なお、圧縮耐荷重の参考値として、圧縮変位 z_c から推定される圧縮面積 S_c と、表2.3における最大圧縮強度 σ_m の積 F を次の式で定義する。

$$F = \sigma_m S_c = \sigma_m \pi z_c^2 \quad (5.1)$$

圧縮荷重の増加傾向は圧縮速度によらず概ね一定であり、参考値として示した最大圧縮強度に基づく(5.1)式とほぼ一致した。図2.8の円柱形試験片の応力－ひずみ線図ではひずみ速度依存性が確認されていた一方、円錐形試験片では圧縮速度の影響が見られなかった。これは、最も面積が小さい円錐形先端部の圧縮面に応力が集中することで局所的なひずみ速度が高くなり、破壊箇所は圧縮速度によらずひずみ速度が比較的高い近い状態と

なったためと考えられる。

図 5.3 に圧縮後の砥石試験片を示す。試験片の亀裂進展にはランダム性があるものの、図 5.3(a)のように円錐形飛翔体の衝突実験と同様のクレータ損傷が円錐形先端部に生じ、細粉した砥粒および結合剤がクレータ内に押し固められたように堆積している点はいずれの試験片でも一致していた。図 4.5 の衝突実験後の円錐形飛翔体と同様に生じた特徴的なクレータ損傷は、WA 砥石に比べ細粉した白色アルミナ砥粒の圧縮強度がより高いために生じたものと考えられる。また、亀裂は図 5.3(b)のようにクレータ損傷を横断し進展した。

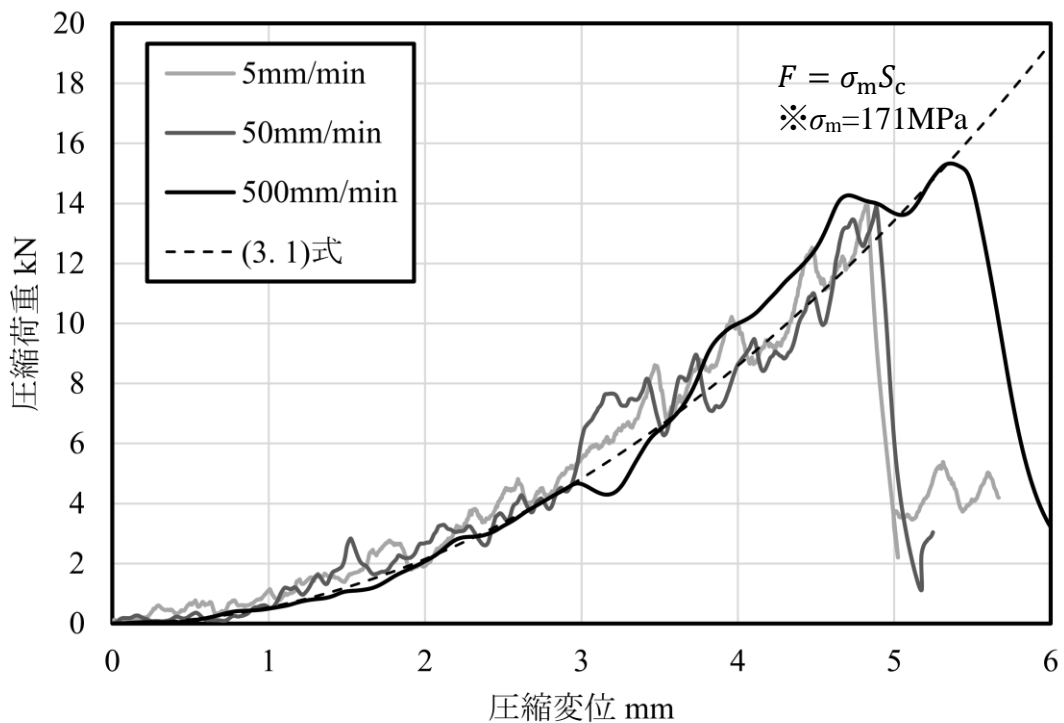
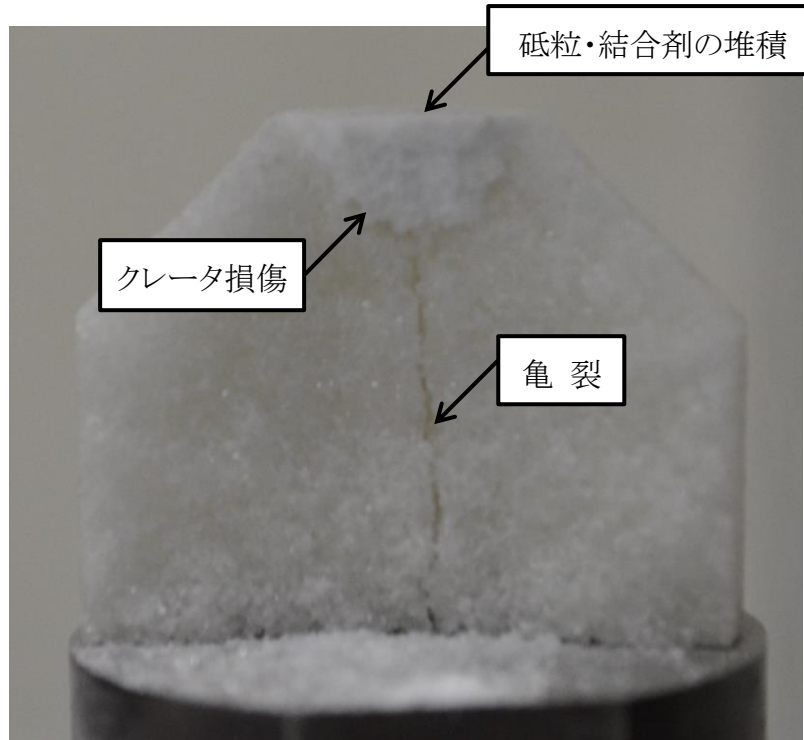


図 5.2 圧縮試験片の荷重－変位関係



(a) 破断面(圧縮速度 50mm/min)



(b) 外 観(圧縮速度 500mm/min)

図 5.3 圧縮試験後の破断形状

5.3 提案する砥石破壊解析手法

5.3.1 解析モデル

Solid to SPH を用いた砥石破壊解析には第 3.5 項における円柱形飛翔体の衝突解析と同様 Radioss(Altair)を用いる。図 5.4 に圧縮試験の解析モデルを示す。解析モデルの寸法は第 5.2 項で行った実際の圧縮試験に準拠し、有限要素モデルは 4 接点テトラソリッド要素により作成する。なお、ソリッド要素の要素長 l は 1.0mm とした。ソリッド要素が材料構成則の破断条件を満たした際、Solid to SPH により、砥粒と結合剤に見立てた粒子法の SPH 粒子へ置き換えを行う。

砥石試験片モデルの上下には剛体板を配置し、上側の剛体板を試験片モデルに一定速度で押し付けることで圧縮試験を再現する。この際、剛体板にかかる z 軸方向の荷重を出力し、実際の圧縮試験結果と比較する。なお、Solid to SPH による解析は陽解法であり、準静的条件では時間的な解析コストが高くなってしまうことから、後の衝突解析を考慮し、圧縮速度は衝突実験装置の飛翔体発射速度を参考に 10m/s とした。

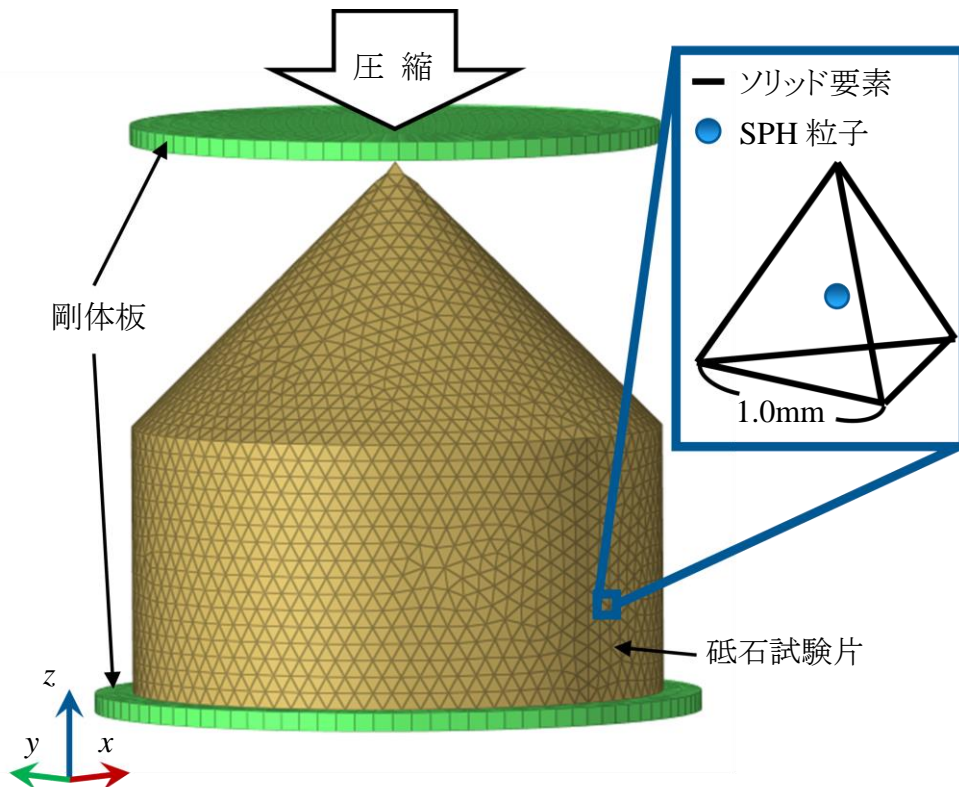


図 5.4 Solid to SPH による圧縮試験解析モデル

5.3.2 材料構成則

砥石の材料構成則には砂やコンクリート等の解析に用いられる Drucker-Prager 構成則を適用した。Drucker-Prager の降伏条件は次式により定義される³⁾。

$$f(I_1, J_2) = \alpha I_1 + \sqrt{J_2} - k \quad (5.2)$$

ここで、 I_1 は応力の1次不変量、 J_2 は偏差応力の2次不変量である。係数 α および k は、内部摩擦角 φ と粘着力 c により次式で求められる。

$$\alpha = \frac{2 \sin \varphi}{\sqrt{3}(3 - \sin \varphi)} \quad (5.3)$$

$$k = \frac{6c \cos \varphi}{\sqrt{3}(3 - \sin \varphi)} \quad (5.4)$$

また、粘着力 c は一軸圧縮強度 σ_m より次式で導出できる⁴⁾。

$$c = \sigma_m \frac{1 - \sin \varphi}{2 \cos \varphi} \quad (5.5)$$

なお、WA 砥石の内部摩擦角は長尾ら⁵⁾による WA60K8V 砥石の三軸圧縮試験により $\varphi=28.5^\circ$ とされており、本研究ではこの値を用いる。

図 5.5 に単軸換算した砥石モデルの公称応力-公称ひずみ関係を示す。圧縮側は WA46O8V 砥石の圧縮強度 σ_m まで至った後、Solid to SPH によりソリッド要素を SPH 粒子に変換し、アルミナの圧縮強度 $\sigma_g=2160\text{MPa}$ まで硬化係数 $E_g=360\text{GPa}$ で硬化するものとする⁶⁾。また、引張側については本間ら⁷⁾により WA 砥石の引張・圧縮強度比は 1/5～1/6 程度とされていることから、本研究では圧縮強度の 1/6 で破断するものとした。

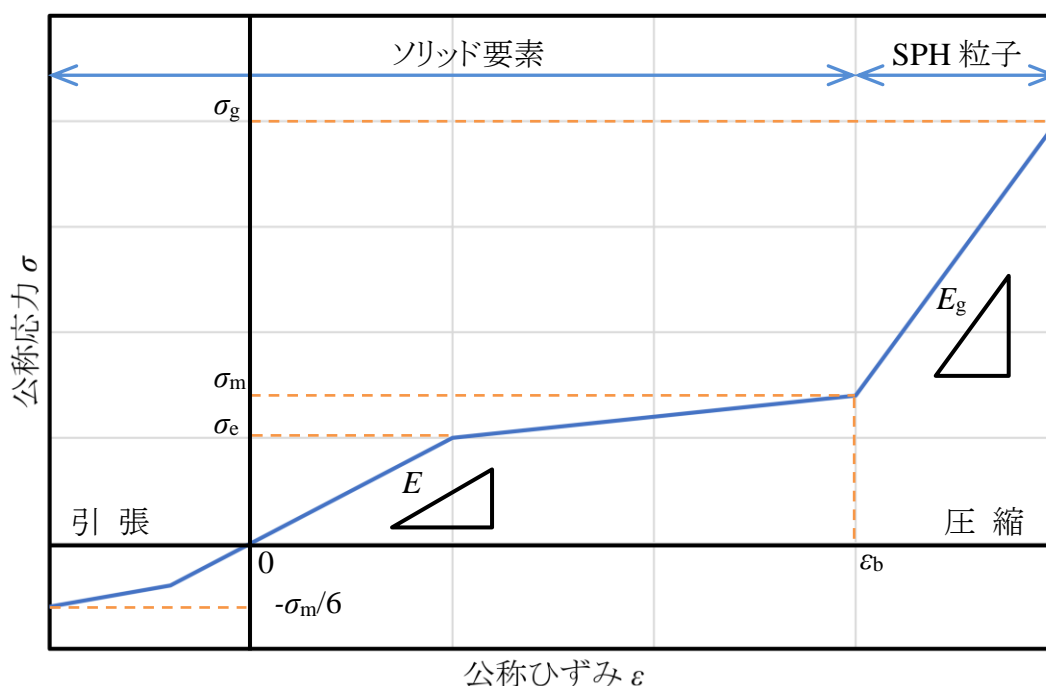


図 5.5 砥石モデルの公称応力-公称ひずみ関係(単軸換算)

5. 3. 3 研削砥石のモデル化と粒子法パラメータ

前項の材料構成則において、研削砥石の特徴である引張圧縮強度比や、砥石破壊後に飛散する砥粒が元の研削砥石に比べて高い圧縮強度を有する点は考慮することができた。一方で、砥粒の粒径や粒度、研削砥石の気孔率といったパラメータは材料構成則や既存の解析手法で考慮することが困難であり、Solid to SPH 解析モデルの要素で工夫を行う必要がある。

本研究では Solid to SPH により有限要素法のソリッド要素から粒子法の SPH 粒子へ置き換えを行う際、SPH 粒子において粒径、粒度および気孔率の影響を考慮する方法を検討する。研削砥石としての構造を維持している間は気孔を含んだ比較的低密度なソリッド要素として解析を行い、ソリッド要素が材料構成則の破断条件を満たした後は気孔を含まない高密度の SPH 粒子への置き換えを行えば、気孔率の影響は解析モデル上で考慮されるものと考えられる。この時、材料構成則上は図 5.5 の通り連続性が保たれているため、ソリッド要素と SPH 粒子の質量が一致していれば、要素の置き換え前後において矛盾は生じない。一方、SPH 粒子は砂のような物理的な粒子とは異なり、あくまで評価点としての役割を有するもので

あるため、解析対象とする研削砥石の平均粒径等を適用しても粒径や粒度を考慮したことにはならない点に留意する必要がある。

粒子法は SPH 粒子が持つ物理量を重ね合わせ平滑化することで解析を行う手法であり、重ね合わされた質量等の物理量 $f(x)$ はカーネル関数 W により次の近似式で表される⁸⁾。

$$f(x) = \sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\rho_i} f(x_i) W(x - x_i, h) \quad (5.6)$$

ここで、 x は評価点座標、 m_i は粒子の質量、 ρ_i は粒子の密度、 $f(x_i)$ は粒子 1 個の物理量、 x_i は粒子点座標、 h はスムージング長である。Radioss は SPH 粒子の物理量分布を表すカーネル関数 W に 3 次スプライン関数を用いており、次式で表される。

$$W(x, h) = a_D \begin{cases} 1 - \frac{3}{2} \left(\frac{x}{h}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{x}{h}\right)^3 & x \leq h \\ \frac{1}{4} \left(2 - \frac{x}{h}\right)^3 & h \leq x \leq 2h \\ 0 & 2h \leq x \end{cases} \quad (5.7)$$

ここで、 a_D は次元を表す係数である。

スムージング長 h は通常評価点としての役割を有する SPH 粒子の影響半径、すなわち SPH 粒子の物理量が重ね合わされる範囲を定義するのみで物理的意味を持たず、初期の粒子間距離の 1.2~2 倍程度とすることが一般的とされる⁹⁾。SPH 粒子による物理量の表現の一例として質量を例にとり、図 5.6(a) にスムージング長 h を粒子間距離の 1.2 倍とし、 $m_i/\rho_i \cdot f(x_i)=1$ とした場合の各粒子の質量分布および、(5.6) 式により重ね合わされた質量を示す。影響範囲内の粒子数が不足する端部を除き、重ね合わされた質量 $f(x)$ が一様になることが確認できる。

一方で、スムージング長が粒子間距離未満の場合、重ね合わされた物理量は一様にならない。一例として、図 5.6(b) にスムージング長を粒子間距離の 0.5 倍とした場合の各粒子の質量分布と、重ね合わされた質量を示す。スムージング長が粒子間距離より短い場合、重ね

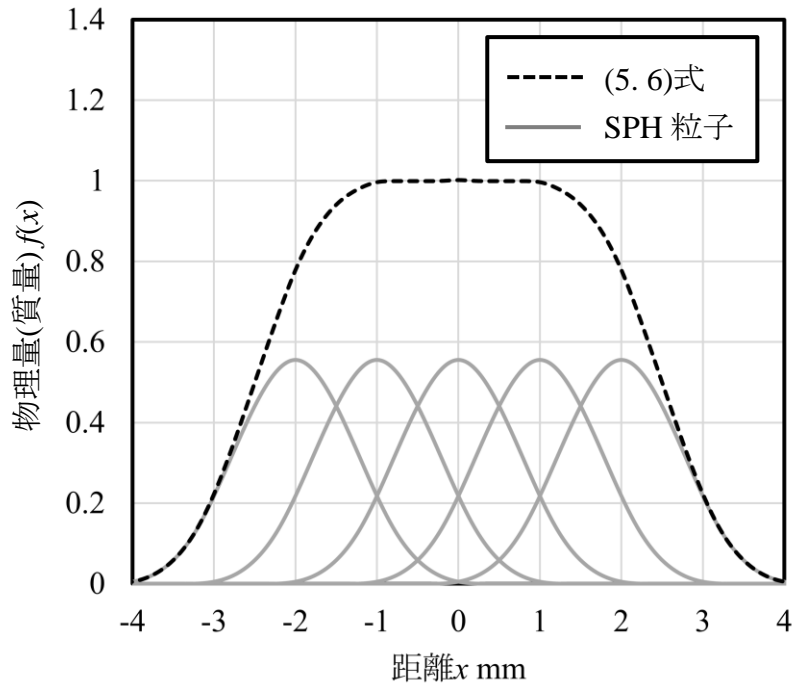
合わされた質量 $f(x)$ はいずれの領域でも一様でないことが確認できる. このように質量分布が一様でないということは, すなわちポロシティが表現されていると捉えることができ, これを研削砥石の破壊解析に応用することでスムージング長を変数として研削砥石内の砥粒および結合剤の不均一性, すなわち粒径, 粒度や気孔の影響を再現できるものと考えられる. なお, スムージング長を初期粒子間距離未満とした場合, 隣接粒子数の不足により引張不安定性が増す可能性が指摘されているが¹⁰⁾¹¹⁾, 液体のスロッシング解析のように解析中にスムージング長が粒子間距離を下回る場合等に用いられる補正方法¹²⁾を必要に応じて適用することで対処可能と考えられる. 一方, スムージング長は本来物理的意味を有するパラメータではなく, また物理的意味を付与した研究例も確認できないことから, 研削砥石の諸元に応じた適切なスムージング長の定義方法については独自に提案を行う必要がある. 本研究では, SPH 粒子の物理量分布に着目し, 任意の粒径, 粒度の砥粒の物理量分布のモデル化から, 最適なスムージング長の導出を試みる.

研削砥石中の砥粒は, JIS R 6001 に基づき 5 段階のふるいにより粒径が選定されており, その粒度分布は一般に正規分布に近いとされる¹³⁾¹⁴⁾. JIS R 6001 における各ふるいの目と通過砥粒割合から, 本研究で用いた WA46O8V 砥石は平均粒径 $\bar{d}_g = 355\mu\text{m}$, 標準偏差 $s = 67.52$ と概算した. この時, 砥粒径の確率密度関数 $p(r_g)$ は次の式で表される.

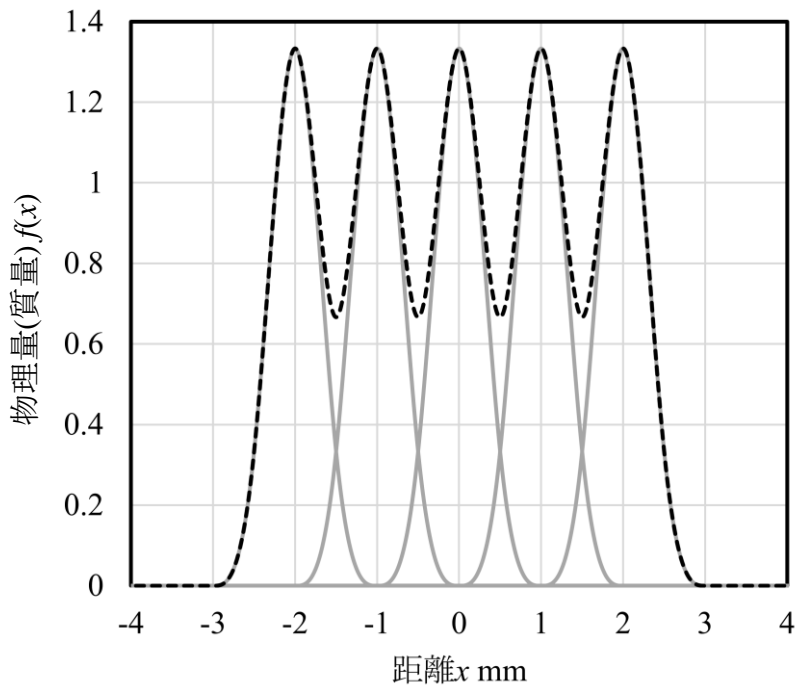
$$p(r_g) = \frac{1}{\sqrt{2\pi s^2}} e^{-\frac{(2r_g - \bar{d}_g)^2}{2s^2}} \quad (5.8)$$

ここで, r_g は砥粒の半径である.

図 5.7 に砥粒・結合剤形状の簡略化モデルを示す. 簡略化モデルにおける砥粒は真球形とし, 結合剤はその表面を均一な厚さで覆っているものとする. この時, 結合剤体積を V_b , 砥粒体積を V_g , 結合剤率(vol.%)を μ_b , 砥粒率(vol.%)を μ_g とすれば, 砥粒半径 r_g に対する結合剤厚さ比 b は球の体積から次式のとおり導出される.

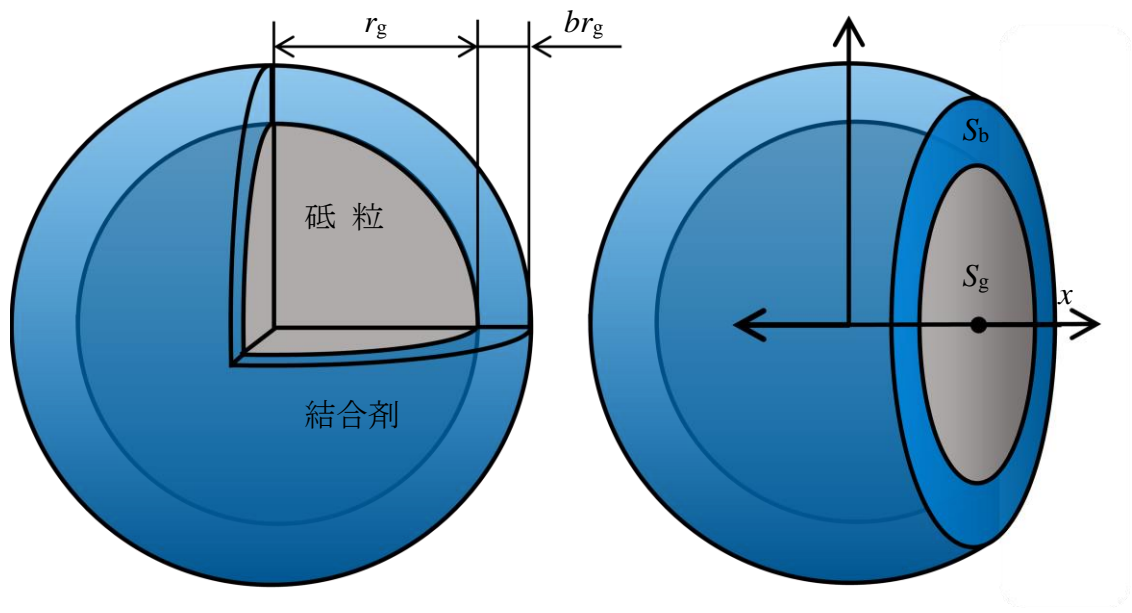


(a) $h=1.2$



(b) $h=0.5$

図 5.6 スムージング長 h と物理量 $f(x)$ の例 (粒子間距離 1mm)



(a) 砥粒径と結合剤厚さ

(b) 砥粒・結合剤の断面積

図 5.7 砥粒・結合剤形状の簡略化モデル

$$\begin{aligned}
 V_b &= \frac{\mu_b}{\mu_g} V_g \\
 \frac{4}{3} \pi \left\{ (r_g(b+1))^3 - r_g^3 \right\} &= \frac{\mu_b}{\mu_g} \frac{4}{3} \pi r_g^3 \\
 b &= \sqrt[3]{\frac{\mu_b}{\mu_g} + 1} - 1
 \end{aligned} \tag{5.9}$$

また、図 5.7 の簡略化モデル内において、砥粒の中心から任意の距離 x における断面積は次式で表される。

$$S_g(x, r_g) = \pi(r_g^2 - x^2) \quad |x| \leq |r_g| \tag{5.10}$$

$$S_b(x, r_g) = \begin{cases} \pi r_g^2 b(b+2) & |x| \leq |r_g| \\ \pi r_g^2 (b+1)^2 - x^2 & |r_g| \leq |x| \leq |r_g(b+1)| \end{cases} \tag{5.11}$$

ここで、 S_g は砥粒の断面積、 S_b は結合剤の断面積であり、これらの断面が有する微小質量 Δm_{g+b} は次式で表される。

$$\Delta m_{g+b}(x, r_g) = \rho_g S_g(x, r_g) + \rho_b S_b(x, r_g) \quad (5.12)$$

ここで、 ρ_g は砥粒の密度、 ρ_b は結合剤の密度であり、本研究では $\rho_g=3950\text{kg/m}^3$ 、 $\rho_b=2450\text{kg/m}^3$ とする⁵⁾。従って、簡略化モデル 1 個あたりの質量 m_{g+b} は次式で表される。

$$m_{g+b}(r_g) = \int_{-r_g^{(b+1)}}^{r_g^{(b+1)}} \Delta m_{g+b}(x, r_g) dx \quad (5.13)$$

(5.12)式および(5.13)式により、簡略化モデルの個々の粒径における物理量(質量)については記述ができた。しかし、実際の砥石は前述の通り粒径にばらつきがあるため、1 種類の SPH 粒子により砥粒および結合剤を表現するためには、平均粒径を用いるだけでは不正確である。そこで、簡略化モデルを基礎とし、粒径のばらつきを考慮した基準砥粒・結合剤を定義する。基準砥粒・結合剤の任意断面における微小質量 $\Delta m_{g+b,s}(x)$ は、砥粒径の確率密度関数 $p(r_g)$ を乗じ、砥粒半径 r_g で積分した次式で定義する。

$$\Delta m_{g+b,s}(x) = \int_0^{\infty} p(r_g) \Delta m_{g+b}(x, r_g) dr_g \quad (5.14)$$

また、基準砥粒・結合剤の質量は(5.14)式を距離 x で積分することで求められる。

$$m_{g+b,s} = \int_{-\infty}^{\infty} \int_0^{\infty} p(r_g) \Delta m_{g+b}(x, r_g) dr_g dx \quad (5.15)$$

(5.14)式および(5.15)式により、研削砥石中の砥粒がその中心からある距離に持ちうる平均的な物理量(質量)を、粒度分布を考慮して表すことができた。

次に、粒度分布が考慮された基準砥粒・結合剤の SPH 粒子的表現を考える。1 個の SPH 粒子内では図 5.7 の簡略化モデルのような材質の違いを表現できないため、砥粒と結合剤の混合密度 ρ_{g+b} を次式で求める。

$$\rho_{g+b} = \frac{\rho_g \mu_g + \rho_b \mu_b}{\mu_g + \mu_b} \quad (5.16)$$

また、簡略化モデルを基礎とした基準砥粒・結合剤の体積 $V_{g+b,s}$ は次式で表される。

$$V_{g+b,s} = \int_0^\infty \frac{4}{3} \pi \{p(r_g) r_g (b+1)\}^3 dr_g \quad (5.17)$$

(5.16)式、(5.17)式およびカーネル関数 W より、基準砥粒・結合剤を表す基準 SPH 粒子がその中心から距離 x に有する微小質量 $\Delta m_{\text{sph},s}(x, h_s)$ は次式で求められる。

$$\Delta m_{\text{sph},s}(x, h_s) = \rho_{g+b} V_{g+b,s} W(x, h_s) \quad (5.18)$$

ここで、 h_s は基準 SPH 粒子に対応する基準スムージング長である。なお、基準砥粒・結合剤に基づき(5.18)式を導出したため自明であるが、基準 SPH 粒子 1 個あたりの質量 $m_{\text{sph},s}$ は次式で表される。

$$m_{\text{sph},s} = \int_{-\infty}^{\infty} \Delta m_{\text{sph},s}(x, h_s) dx = m_{g+b,s} \quad (5.19)$$

図 5.8 に、(5.14)式の基準砥粒・結合剤と、(5.18)式の基準 SPH 粒子の物理量(質量)分布の比較を示す。なお、(5.18)式の変数である基準スムージング長 h_s は、 $x=0$ における微小質量が(5.14)式と(5.18)式で一致する値を導出し、 $h_s=0.186\text{mm}$ とした。この値は WA46O8V 砥石固有の値であり、粒径、粒度および結合剤率によって変化する。本研究で定義した(5.

14)式の基準砥粒・結合剤の微小質量関数 $\Delta m_{g+b,s}(x)$ は中央にピークを持つ末広がりな形をしており、(5.18)式におけるカーネル関数に基づく基準 SPH 粒子の分布形状と非常に近いことが確認できる。Radioss ではカーネル関数に3次スプライン関数を用いられているため、影響範囲は若干 SPH 粒子の方が広がっているものの、実際の砥粒は図 5.7 の簡略化モデルのような真球形ではなく不規則な形をしており、通過したふるいの目よりも長い辺を有する場合もあるため、(5.14)式と(5.18)式の誤差はある程度許容されるものと考えられる。なお、砥粒径のばらつきがより大きく標準偏差 s も大きい場合、この誤差はより小さくなる。従って、砥粒のように寸法のばらつきがある物体において、本研究の手法は効果的であると言える。

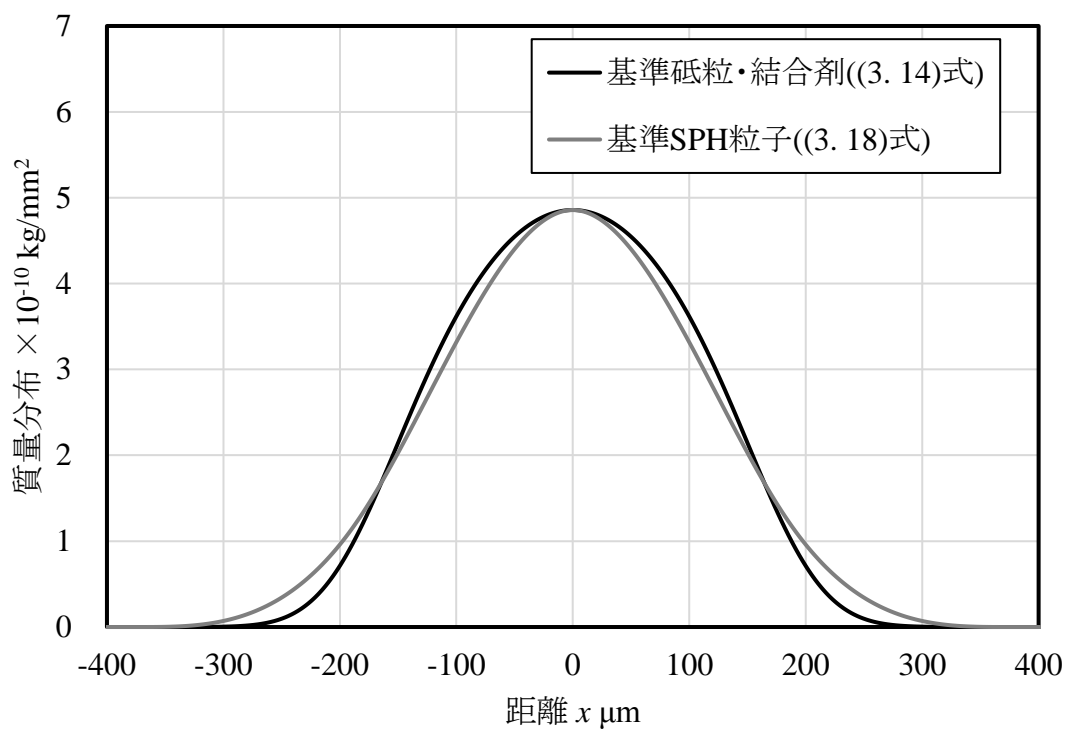


図 5.8 基準砥粒・結合剤と基準 SPH 粒子の物理量(質量)分布

5. 3. 4 スケーリング

前項において導出した WA46O8V 砥石の基準スムージング長 h_s は実際の砥粒の粒径等に基づいて導出した基準砥粒・結合剤の寸法に対応したものであり、解析時にはソリッド要素の大きさに合わせてスケーリングを行う必要がある。Solid to SPH によって 1 個のテトラソリッド要素を 1 個の SPH 粒子に置き換える場合、矛盾が生じないようにその質量は保存されるべきである。従って、任意のソリッド要素長 l から成る正四面体のテトラソリッド要素に対応する SPH 粒子が持つべき質量 m_{sph} は次式で表される。

$$m_{\text{sph}} = \rho \frac{\sqrt{2}}{12} l^3 = m_{\text{sph},s} \left(\frac{l}{l_s} \right)^3 \quad (5.20)$$

ここで、 l_s は基準 SPH 粒子に対応する基準ソリッド要素長であり、WA46O8V において質量の保存を考慮した場合、 $l_s=0.782\text{mm}$ である。従って、図 5. 4 の解析モデルにおいてソリッド要素長 l は 1mm であるから、圧縮試験解析において用いるスムージング長 h は次の式で求められる。

$$h = h_s \frac{l}{l_s} = 0.238 \text{ mm} \quad (5.21)$$

5. 4 圧縮解析結果

5. 4. 1 有限要素法および粒子法との比較

解析手法毎の砥石破壊形状の再現性を評価するため、第 5. 3 項で述べた Solid to SPH 解析と、有限要素法および粒子法の解析結果を比較する。表 5. 1 に解析条件一覧を示す。また、図 5. 9 に解析結果における荷重-変位関係の比較を示す。なお、材料構成則、ソリッド要素長、初期粒子間距離は同一とし、条件 1 は本研究の提案手法である第 5. 3 項の Solid to SPH、条件 2 は有限要素法、条件 3 は(5. 21)式のスムージング長を用いた粒子法、条件 4 は一般的な長さのスムージング長(粒子間距離の 1.5 倍)を用いた粒子法とした。

解析の結果、条件 1 のみが圧縮試験同様に(5. 1)式に沿った荷重増加傾向を示し、圧縮変位 5.5mm 付近での荷重低下も再現した。有限要素法のみである条件 2 は破断条件に至った圧縮面の要素が逐次削除されるため剛体板との接触が断続的になり、圧縮荷重もほとんど増加しなかった。また粒子法の場合、条件 3 では初期状態から図 5. 6(b)のような疎な状態となり圧縮荷重が低く、逆に条件 4 では破断応力に至った後も常に図 5. 6(a)のような密な状態となるため圧縮荷重が高くなったものと考えられる。

表 5. 1 解析手法の影響に関する比較のための解析条件一覧

	解析手法	スムージング長 h mm	備考
条件 1	Solid to SPH (提案手法)	0.238	(5. 21)式により導出したスムージング長
条件 2	有限要素法	-	ソリッド要素削除まで条件 1 と同様
条件 3	粒子法	0.238	(5. 21)式により導出したスムージング長
条件 4	粒子法	0.612	初期粒子間距離の 1.5 倍のスムージング長

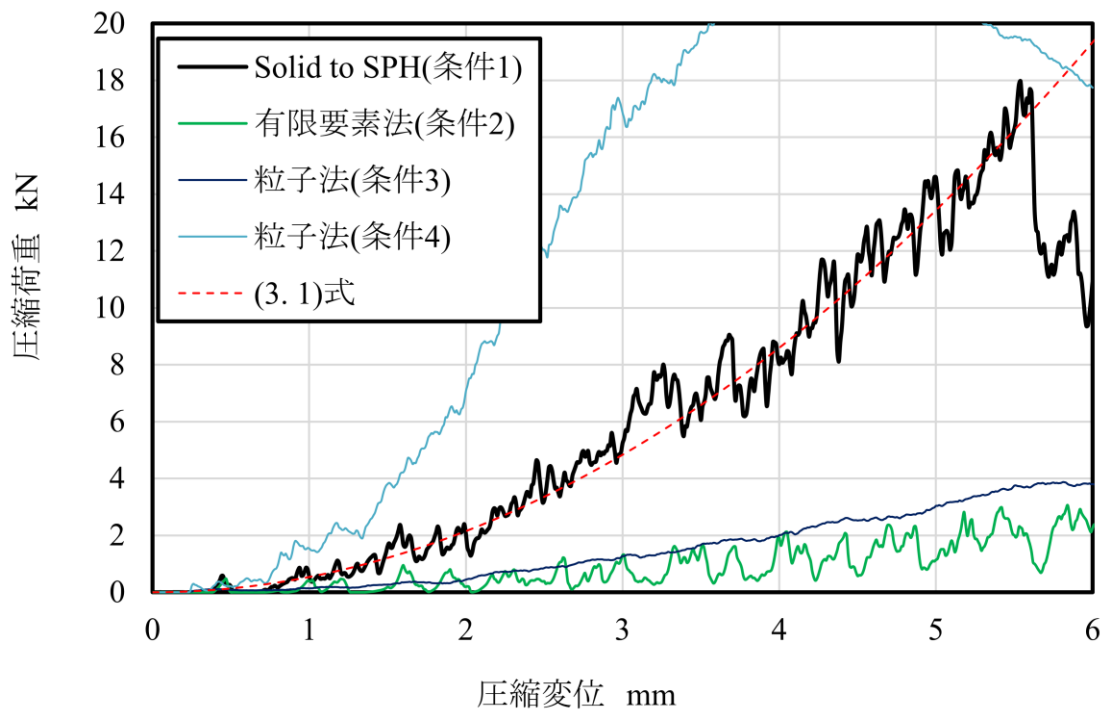
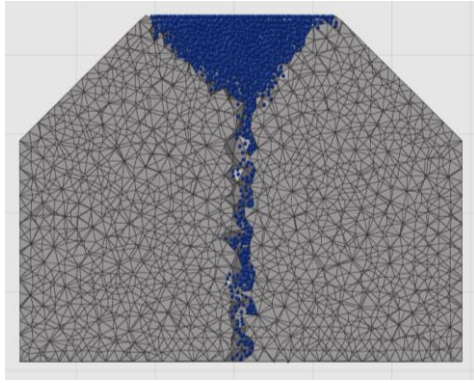


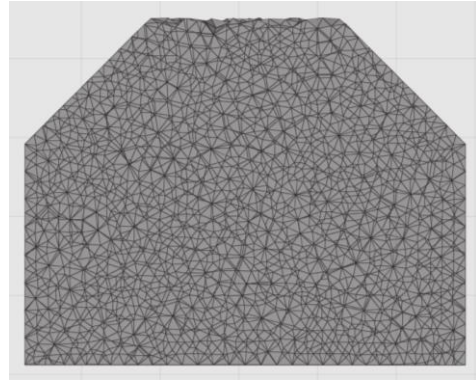
図 5.9 圧縮解析の荷重-変位関係

図 5.10 に圧縮変位 6mm における試験片モデルの断面を示す. 条件 1 の図 5.10(a)は砥石を表すソリッド要素部分の圧縮方向変位が 0.1mm 未満と未破壊箇所は維持され, 図 5.2(a)に示した実際の圧縮試験で得られたクレータ損傷と砥粒・結合剤の堆積, および亀裂発生が再現確認できた. 一方, 条件 2 の図 5.10(b)では, 破断条件に至った要素が削除されるためクレータ損傷は生じず, 圧縮面は平坦になった. 粒子法解析の結果を示す図 5.10(c)および(d)は破壊・変形の可視化のため 0.3mm 以上の圧縮方向変位が生じた領域をコンターで示しているが, 実際のクレータ損傷よりも広範囲に変形が生じ, 破壊箇所の境界が曖昧になっていることが確認できる.

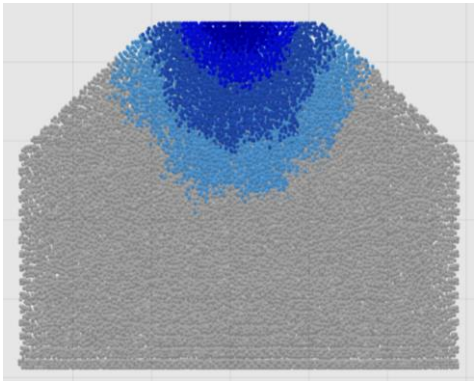
図 5.11 に条件 1 において破壊に至った圧縮試験片モデルの外観を示す. 条件 1 ではクレータ損傷だけでなく, 破壊時の亀裂発生においても図 5.2(b)の圧縮試験結果に概ね一致する. 従って, Solid to SPH を用いた本研究の砥石破壊解析手法は砥石の破壊を再現し得る解析手法であることを明らかにした.



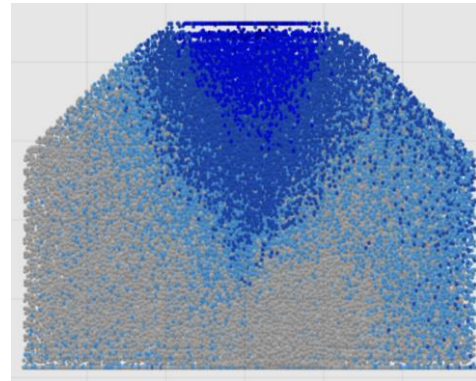
(a) 条件 1: Solid to SPH
($h=0.238$ mm)



(b) 条件 2: 有限要素法



(c) 条件 3: 粒子法
($h=0.238$ mm)



(d) 条件 4: 粒子法
($h=0.612$ mm)

図 5.10 解析手法毎の試験片モデル断面の破壊・変形形状

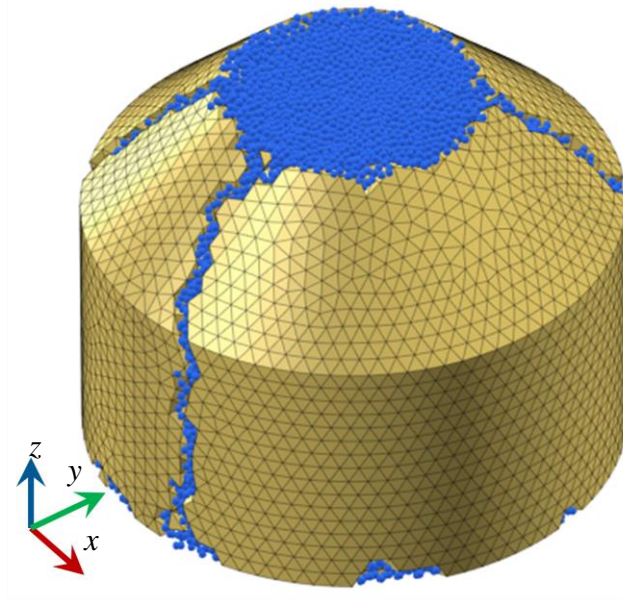


図 5.11 試験片モデルの外観と亀裂進展

5. 4. 2 スムージング長の影響

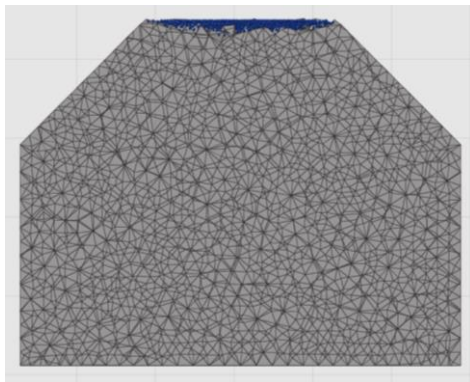
第 5. 3. 3 項で述べた研削砥石を Solid to SPH で再現するスムージング長の計算方法の妥当性について検討するため、スムージング長が異なる条件での解析を行い、クレータ損傷の大きさを比較する。表 5. 2 に解析条件一覧を示す。各比較条件におけるスムージング長について、粒子間距離未満かつ(5. 21)式よりも小さい値を条件 5、粒子間距離未満かつ(5. 21)式よりも大きい値を条件 6、一般的な粒子間距離以上の値を条件 7 および条件 8 とした。また、クレータ損傷以外の破壊を抑制して比較を行うため、本解析では引張破断による亀裂が生じないものとした。

図 5. 12 に圧縮変位 6mm における圧縮試験片モデルの断面を示す。スムージング長を粒子間距離未満とした条件 5 および条件 6 ではクレータ損傷の大きさに差が生じ、スムージング長が粒子間距離に比べてより短い場合、クレータ損傷もより小さくなった。これは、第 5. 3. 3 項で意図した通り、粒子間距離より短いスムージング長が物理的意味を持った事を示している。一方、条件 7 および 8 ではクレータ損傷の大きさがほぼ同等であった。これは図 5. 6(a) に示したように、スムージング長が粒子間距離以上の場合には物理量が一樣になり、周囲の粒子数が十分な箇所では物理的な差が生じないためと考えられる。

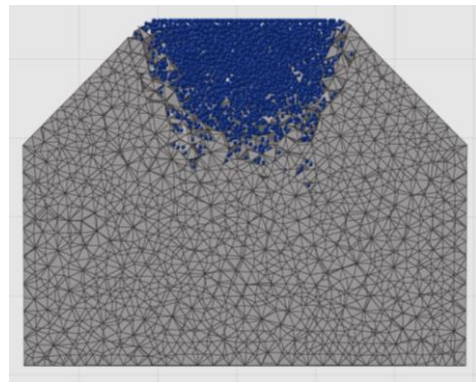
図 5. 2(a)に示す実際の圧縮試験におけるクレータ損傷量と比較すると、条件 5 は損傷が過少、条件 6～8 は過剰であり、第 5. 3 項の計算に基づいたスムージング長を用いた条件 1 の解析結果である図 5. 10(a)が最も実際に近くなった。従って、第 5. 3 項で提案したスムージング長計算方法は、研削砥石における砥粒の粒度分布や気孔の影響を考慮する上で一定の妥当性を有していたと考えられる。

表 5.2 スムージング長の影響に関する比較のための解析条件一覧

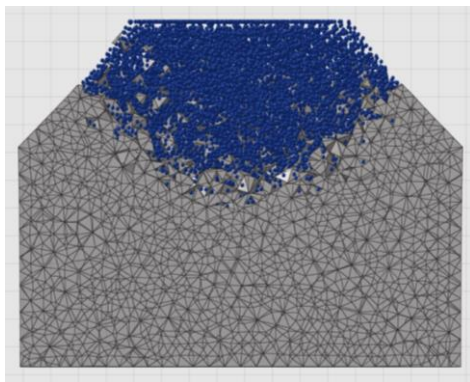
	解析手法	スムージング長 h mm	初期粒子間距離に対するスムージング長比
条件 5	Solid to SPH	0.102	0.25
条件 6		0.306	0.75
条件 7		0.612	1.5
条件 8		0.816	2.0



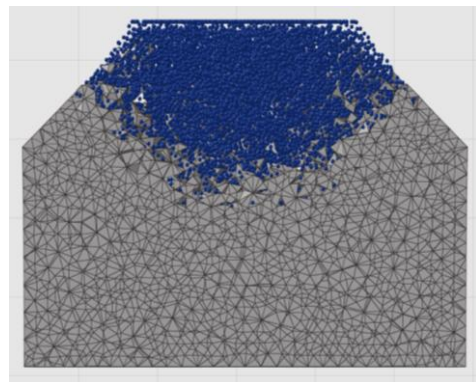
(a) 条件 5: $h=0.102$ mm



(b) 条件 6: $h=0.306$ mm



(c) 条件 7: $h=0.612$ mm



(d) 条件 8: $h=0.816$ mm

図 5.12 Solid to SPH におけるスムージング長とクレータ損傷

5.5 砥石破壊解析手法を用いた円錐形飛翔体の衝突解析

前項において圧縮試験解析における妥当性が確認された Solid to SPH による砥石破壊解析手法を、第 4 章で行った円錐形砥石製飛翔体の衝突に適用し、衝突解析における妥当性を検証するとともに、衝突実験式について検討する。衝突解析にあたり、第 5.3 項で提案した砥石破壊解析手法パラメータ導出方法を本研究の衝突実験で用いた供試研削砥石に適用する。表 5.3 に供試研削砥石毎のスムージング長と、その導出に用いたパラメータを示す。なお、JIS R 6001¹³⁾に基づけば、粒度分布は粒度のみに依存し、結合度や組織が異なる場合も同一となることから、標準偏差 s は WA46O8V と同様 $s=67.52$ と概算した。

表 5.3 において、いずれの供試研削砥石も粒径は同一であるが結合剤率が異なるため、結合剤率が高い研削砥石は基準スムージング長が比較的長くなっている。また、砥粒率の低い WA46E12V 砥石はその他の供試研削砥石に比べて基準ソリッド要素長が長くなり、砥粒率の低さが表現されていることが確認できる。

表 5.3 供試研削砥石に対応するスムージング長

砥石	平均粒径 μm	砥粒率 vol.%	結合剤率 vol.%	基準スムージング長 mm	基準ソリッド要素長 mm
WA46O8V	355	46	23.8	0.1860	0.782
WA46K8V	355	46	17.7	0.1818	0.782
WA46H8V	355	46	11.6	0.1774	0.782
WA46E12V	355	38	4.04	0.1725	0.834

5. 5. 1 衝突解析モデル

図 5.13 に衝突解析モデルを示す。ソリッド要素により作成したカバー材モデルの寸法は衝突実験における露出部と同等の 450mm×450mm とし、板厚方向に 4 分割した。また、飛翔体衝突部およびその近傍にあたるカバー材中央 170mm ×170mm の範囲は要素長 2.5mm に詳細分割した。要素数は 24032、節点数は 29765 であり、境界条件として外周部を完全固定としている。

Radioss における Solid to SPH の制約から、衝突対象物の材料構成則に第 3.5.2 項で用いた多直線近似塑性が適用できないため、本章ではカバー材の材料構成則に Johnson-Cook を用いる。Johnson-Cook 構成則による流動応力 R は次式で表される¹⁵⁾。

$$R = (A + B\varepsilon_p^n)(1 + C \ln \dot{\varepsilon}^*)(1 - T^{*q}) \quad (5.22)$$

ここで、 A は降伏応力、 ε_p は相当塑性ひずみ、 B は硬化係数、 n は硬化指数である。なお、 $\dot{\varepsilon}^*$ は相対ひずみ速度、 T^* は相対温度であるが、本研究ではひずみ速度係数 $C=0$ かつ $T^*=0$ とし、ひずみ速度および温度の影響を考慮しない。各パラメータは図 3.3 におけるひずみ速度 $5.0 \times 10^{-2} \text{ s}^{-1}$ に基づき、 $A=0.25$ 、 $B=0.85$ 、 $n=0.55$ とした。なお、破断条件は引張試験結果に基づく相当塑性ひずみを基本とするが、図 4.6 に示す実験におけるカバー材破断状況から、二軸引張での破断ひずみを一軸引張の 2 倍と仮定して衝突部中央での破断を抑制した。

飛翔体モデルは主な破壊が想定される飛翔体先端部にのみ Solid to SPH を適用し、ソリッド要素長 l は 5mm とした。また、飛翔体の土台部は通常のソリッド要素により作成して先端部と剛結した。飛翔体の材料構成則は Drucker-Prager とし、パラメータは第 5.3.2 項および表 5.3 に準じる。

なお、衝突解析は一定の圧縮速度で行われる圧縮試験解析に比べ、砥石破壊過程において飛翔体の減速やカバー材の変形に起因した大きな速度変化が生じる。そのため、第 5.3.3 項で指摘した粒子間距離に比べてスムージング長が短い場合に生じる引張不安定性に起因すると考えられる問題が生じ、本来堆積した砥粒・結合材の圧縮および凝集により同程

度の速度となるであろう隣接粒子間で大きな速度差を生じる場合があった。そこで、衝突解析では XSPH による補正を行う。XSPH は Monaghan により提案された、近傍粒子の速度の相互作用により SPH の安定性を高める補正方法であり¹⁶⁾、次式により補正対象とする粒子 i の速度 v_i を影響範囲内の他の粒子との速度差に応じて増減させる。

$$\hat{v}_i = v_i + \alpha_{cs} \sum_j \frac{2m_j}{\rho_i + \rho_j} (v_j - v_i) W(x_i - x_j, h) \quad 0 \leq \alpha_{cs} \leq 1 \quad (5.22)$$

ここで、 \hat{v}_i は補正後の粒子 i の速度、 α_{cs} は補正係数である。本解析では、 α_{cs} を一般的に用いられる 0.5 とした。

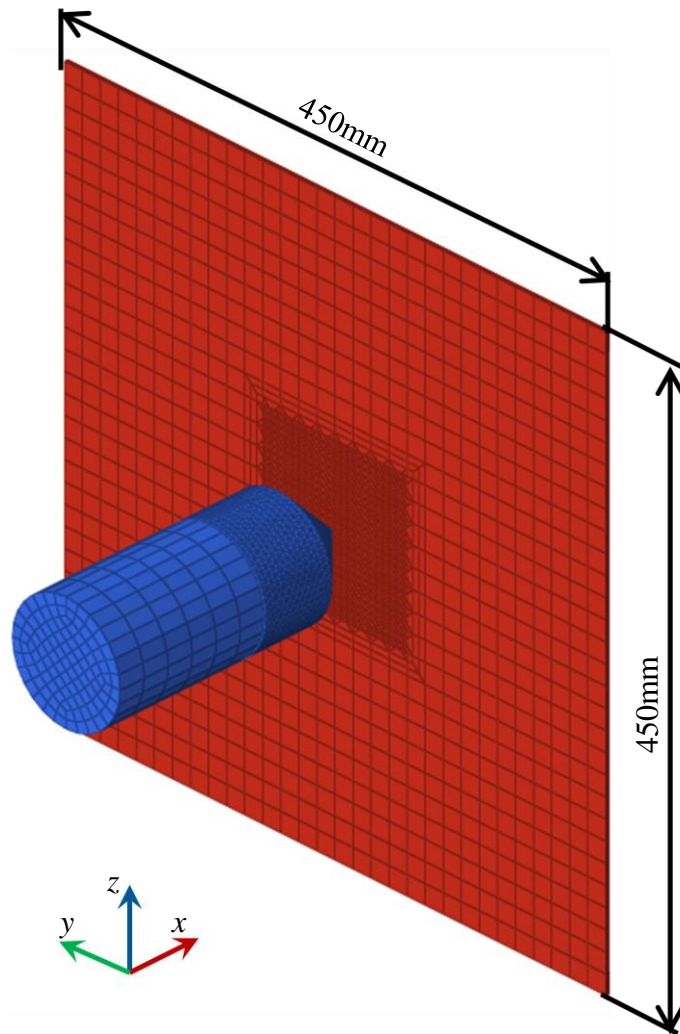


図 5.13 衝突実験の解析モデル

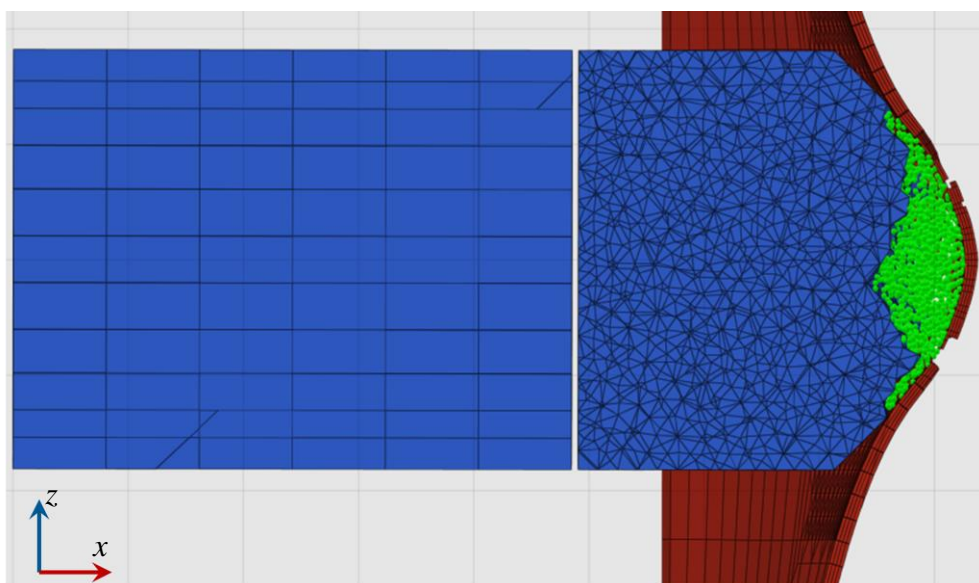
5. 5. 2 解析結果

表 5. 4 に衝突解析結果を示す. 解析においても最小破断エネルギーについて検討できるよう, 各砥石および板厚毎に破断だけでなく未破断の結果も得た.

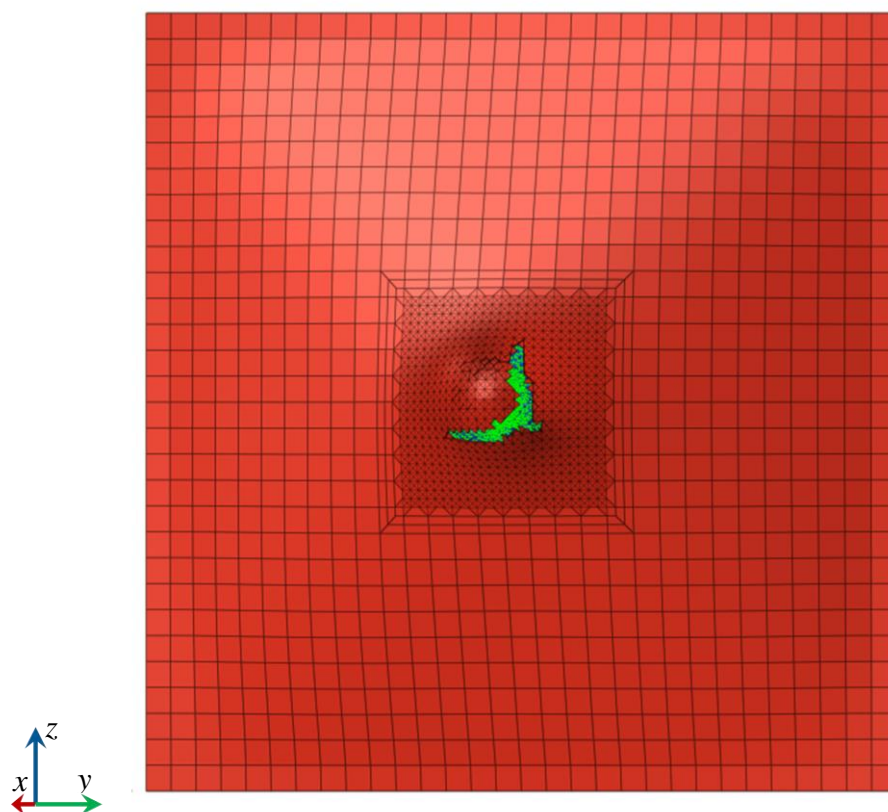
図 5. 14 に解析結果の一例として, 先端角 90° の WA46H8V 飛翔体における板厚 3.2mm のカバー材破断時の損傷状態を示す. 図 5. 14(a)の衝突断面および図 5. 14(b)のカバー材裏面から見た亀裂進展の様相から, 飛翔体のクレータ損傷および損傷直径と概ね同等のカバー材破断が確認され, 本研究の砥石破壊解析手法を用いた衝突解析が図 4. 3 から図 4. 6 に示した衝突実験結果における飛翔体, カバー材双方の損傷をよく再現していることが確認できる.

表 5. 4 先端角 90° の円錐形飛翔体による衝突解析結果

砥石	板厚 mm	衝突エネルギー J	結果
WA46H8V	2.3	2500	○
		3000	△
	3.2	8000	○
		7000	△
	4.0	14000	○
		15000	△
WA46K8V	2.3	1500	○
		1750	△
	3.2	3250	○
		3750	△
	4.0	5500	○
		6000	△
WA46O8V	2.3	750	○
		1000	△
	3.2	1300	○
		1800	△
	4.0	2500	○
		3000	△



(a) 飛翔体衝突断面のクレータ損傷



(b) カバー材裏面の亀裂進展

図 5.14 WA46H8V 製円錐形飛翔体による衝突解析

(衝突エネルギー: 8000J, カバー材板厚: 3.2mm)

図 5.15 に解析結果と実験結果の比較を示す。衝突解析の結果得られた最小破断エネルギーは、飛翔体に用いた研削砥石の種類によらず実験結果と概ね一致していることが確認できる。実験結果における未破断の最大衝突エネルギーから最小破断エネルギーの範囲に解析結果の最小破断エネルギーが収まらなかった条件についても、その相対誤差は最大で 6.5%であった。従って、Solid to SPH による砥石破壊解析手法を適用した砥石の破壊を伴う衝突解析は、定性的な砥石とカバー材の破壊挙動および定量的な最小破断エネルギー両面において、実現象に対して一定の整合性を有した解析が可能であるといえる。

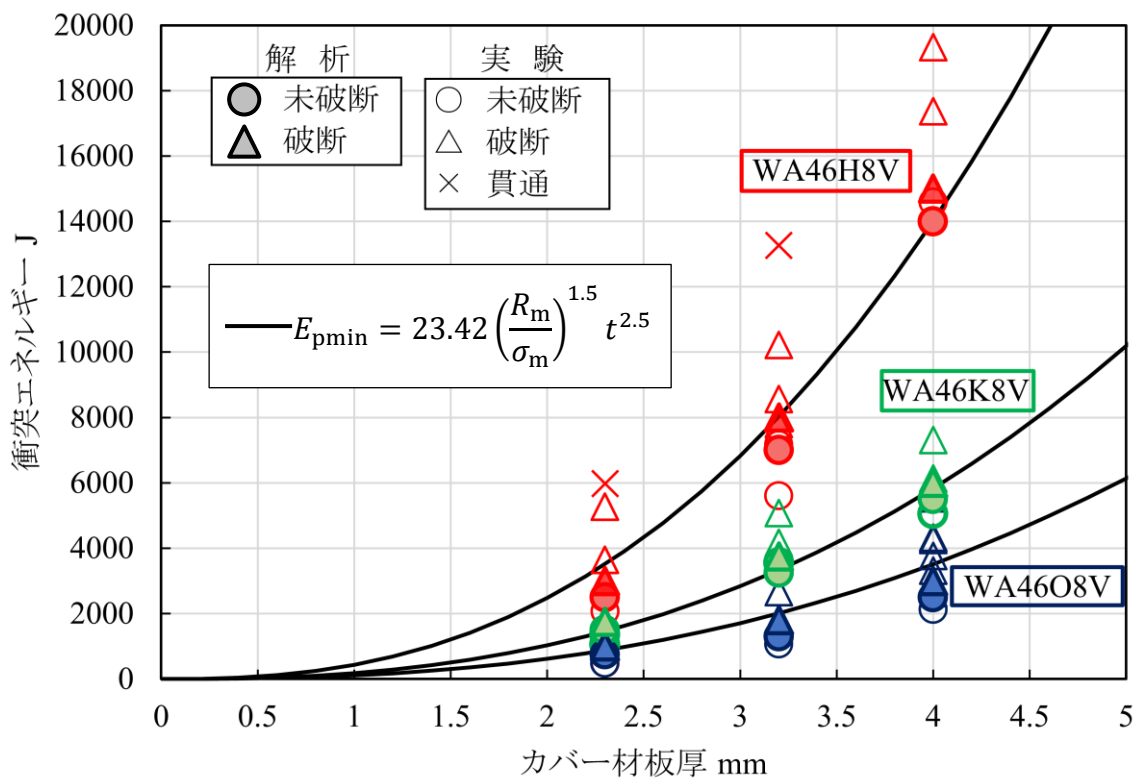


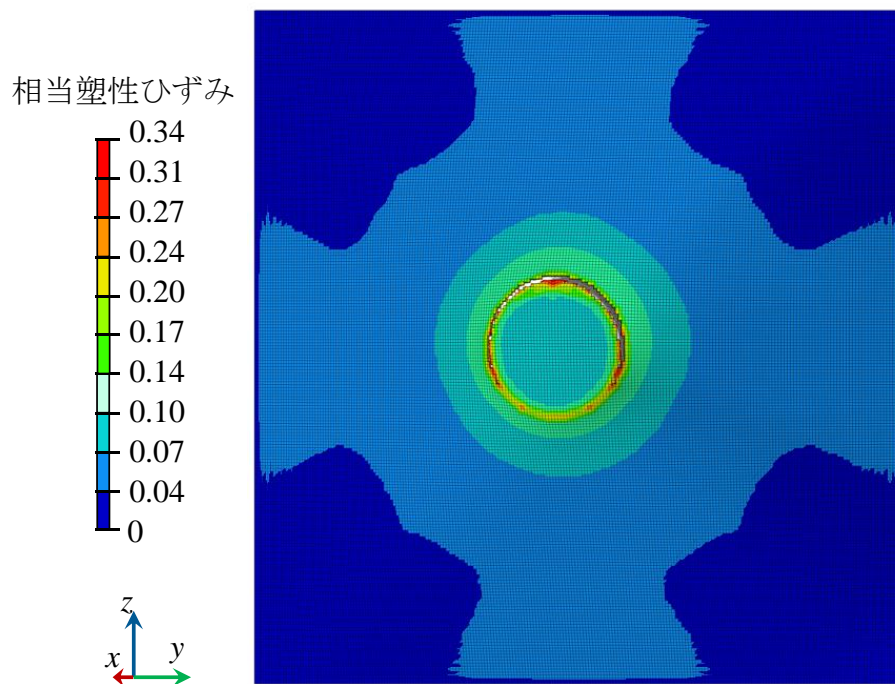
図 5.15 最小破断エネルギーとカバー材板厚の関係(衝突解析)

5. 5. 3 砥石破壊解析手法による最小破断エネルギー実験式の検証

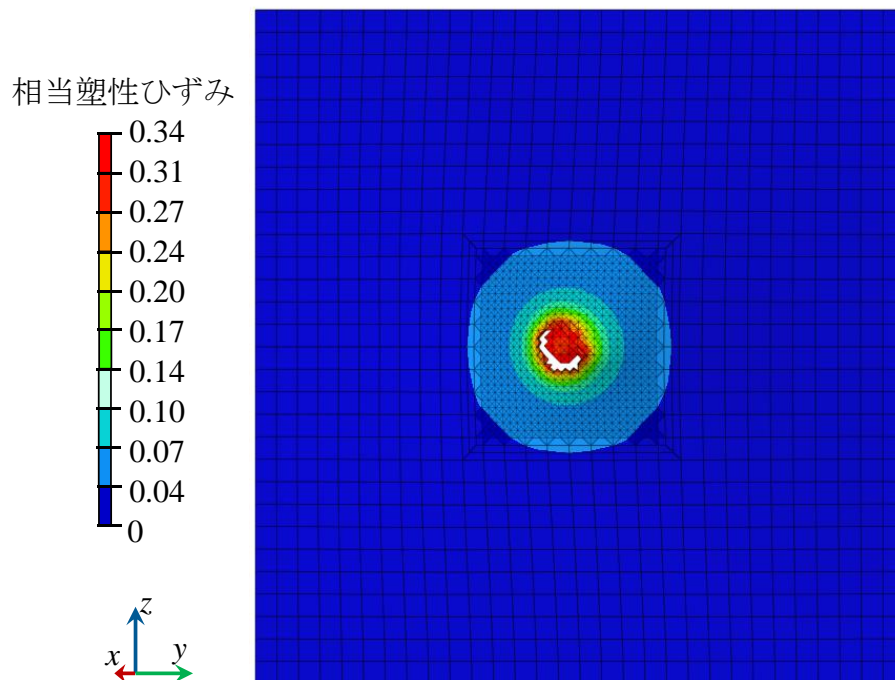
実現象と一定の整合性が確認された本研究の提案手法による衝突解析を用い、第4章で提案した円錐形飛翔体の最小破断エネルギーに関する衝突実験式である(4. 10)式について、特に円柱形飛翔体の衝突実験式である(3. 13)式と異なる値となったカバー材板厚乗数の妥当性を検証する。図 5. 16 に、衝突解析における板厚 2.3mm の SS400 製カバー材モデルの破断直後の相当塑性ひずみ分布を示す。図 5. 16(a)は第 3. 5. 1 項で行った破壊を考慮しない円柱形飛翔体の衝突解析のものであり、飛翔体エッジ部の接触箇所に相当塑性ひずみが高い赤色の領域が集中している。一方、図 5. 16(b)に示す WA46H8V 製円錐形飛翔体の衝突解析においては、破断箇所の内側にあたる衝突面全体に相当塑性ひずみが高い領域が広がっていることが確認できる。第 4. 4. 2 項では円錐形飛翔体の板厚乗数が円柱形飛翔体と異なる原因として塑性変形場の複雑さが増すことをあげたが、解析結果からも塑性ひずみが高い箇所がカバー材破断箇所に集中せず、円柱形飛翔体の衝突と異なる様相となることが確認できた。

表 5. 5 に、衝突実験を行うことができなかった板厚 4.0mm を超える SS400 製カバー材に対する円錐形飛翔体の衝突解析結果を示す。なお、衝突対象とするカバー材板厚は 1.0mm 単位で厚さを変更したが、WA46H8V は板厚 5.0mm を破断することなく図 5. 11 のように飛翔体先端部が破壊したため、表 5. 5 から除外した。また、WA46K8V は板厚 6.0mm、WA46O8V は板厚 9.0mm で同様に飛翔体先端部に破壊が生じカバー材を破断しなかったため、最小破断エネルギーが得られたカバー材板厚までの解析結果を示している。

図 5. 17 に、表 5. 5 において十分な解析データ数が得られた WA46O8V 円錐形飛翔体について、実験および解析から得られた飛翔体衝突エネルギーとカバー材板厚の関係を示す。なお、図中の曲線は衝突実験における最大板厚 4.0mm の最小破断エネルギー 2628J を基準値としたカバー材板厚の影響毎の予測線であり、実線は円錐形飛翔体の実験式である(4. 10)式に準じ基準値を通り板厚の 2.5 乗、破線は円柱形飛翔体の実験式である(3. 13)式に準じ基準値を通り板厚の 2 乗としている。基準値を通る各予測線は次式で表される。



(a) 円柱形飛翔体の衝突(7850J)



(b) WA46H8V 円錐形飛翔体の衝突(3000J)

図 5.16 カバー材破断直後の相当塑性ひずみ分布(SS400, $t=3.2\text{mm}$)

表 5.5 先端角 90° の円錐形飛翔体による衝突解析結果(カバー材板厚 5.0mm 以上)

砥石	板厚 mm	衝突エネルギー J	結果
WA46K8V	5.0	1500	○
		1750	△
WA46O8V	5.0	4500	○
		5000	△
	6.0	7000	○
		8000	△
	7.0	10000	○
		11000	△
	8.0	15000	○
		16000	△

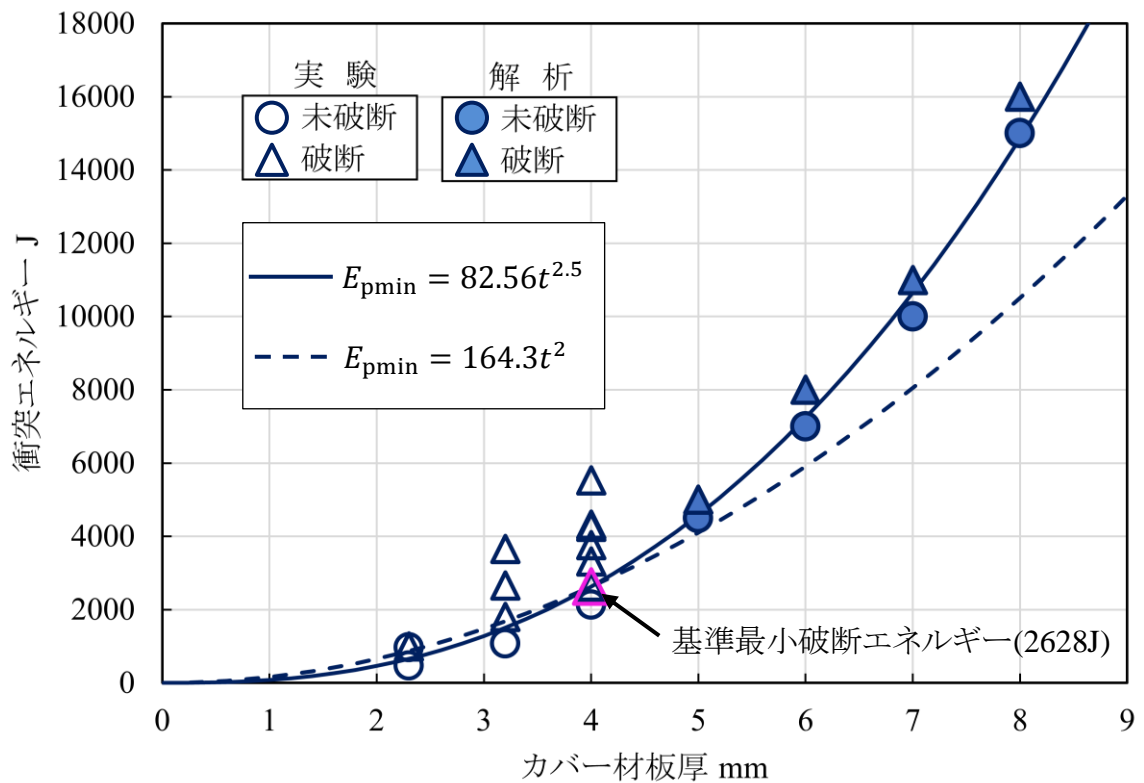


図 5.17 WA46O8V 円錐形飛翔体の実験・解析結果と E_{pmin} 予測式の板厚乗数

$$E_{pmin} = 82.56t^{2.5} \quad (5.23)$$

$$E_{pmin} = 164.3t^2 \quad (5.24)$$

図 5.17 における実験，解析結果と予測線(5.23)式および(5.24)式の比較から，カバー材板厚乗数を 2.5 とした(5.23)式が最小破断エネルギーに対するカバー材板厚の影響を的確に表しているといえる．従って，円錐形飛翔体の衝突における最小破断エネルギーは，第 4 章の考察の通りカバー材板厚の 2.5 乗に比例することが確認された．

なお，第 4 章で導出した最小破断エネルギーの実験式である(4.10)式は任意のカバー材と砥石圧縮強度について最小破断エネルギーを導出可能である一方，SS400 製カバー材に対する WA46O8V の衝突においては，図 5.17 より実験および解析結果との一致が確認された(5.23)式に比べて最小破断エネルギーを 1.33 倍過大評価していることが明らかとなった．この誤差は ISO16089 における安全率である衝突エネルギーの 1.44 倍の範囲内ではあるものの，砥石カバーの材質を SS400，想定される飛散砥石の圧縮強度を WA46O8V 砥石と同様の 171MPa 前後に限定できる場合は，(5.23)式によりカバー材板厚を導出することが安全設計上望ましいと考えられる．

5.6 まとめ

Solid to SPHを用いた砥石破壊解析手法を提案し、同手法を用いた円錐形飛翔体の衝突解析を行い、以下の結論を得た。

- 1) ソリッド要素を砥石、SPH粒子を砥粒・結合剤と捉え、粒度、粒径および気孔の影響を考慮した解析を行うためのモデル化手法および主要パラメータであるスムージング長の導出手法を提案した。
- 2) Solid to SPHを用いた砥石圧縮解析は荷重－変位関係および破壊形態について実際の圧縮試験結果と概ね一致し、提案手法の妥当性を示した。
- 3) 従来手法として比較した有限要素法および粒子法単独での解析結果は荷重－変位関係、破壊形態共に圧縮試験結果と異なり、相対的に提案手法に優位性があることを示した。
- 4) 砥石破壊解析手法を適用した円錐形飛翔体の衝突解析は砥石の種類によらず、定性的な砥石とカバー材の破壊挙動および定量的な最小破断エネルギー両面において実現象を概ね再現することが確認された。
- 5) 衝突解析結果から、飛翔体の衝突によって形成されるカバー材の塑性変形場は飛翔体先端形状の影響を受け、円柱形飛翔体ではカバー材破断箇所には大きな塑性ひずみが集中する一方、円錐形飛翔体では破断箇所内側の衝突面全域に大きな塑性ひずみが生じることを確認した。
- 6) 未実験カバー材板厚における円錐形飛翔体の衝突解析より、板厚乗数を2.5とした第4章の円錐形飛翔体最小破断エネルギー実験式の妥当性を示した。

第6章 結 論

6.1 研究成果の概要

本論文では、砥石片飛散による労働災害リスクに着目するとともに、その主な安全機構である研削盤砥石カバーの衝突現象を明らかにすることを目的とし、一般砥石製飛翔体による衝突実験および解析を行い、以下の結論を得た。

- 1) カバー材の塑性変形による衝突エネルギー吸収に着目し、特に金属製カバー材の塑性変形場が降伏比によって概ね決定されることを、有限要素法解析および曲げモーメント比に基づく考察から明らかにした。
- 2) 金属製カバー材の貫通境界エネルギーが応力-ひずみ線図の積分値である全塑性仕事に比例し、塑性変形場のパラメータである降伏比に反比例することを明らかにし、円柱形飛翔体の衝突安全性実験式を導出した。
- 3) 砥石破壊の影響を考慮した衝突安全性の予測においては損傷後の飛翔体直径が重要であることを明らかにし、任意の圧縮強度を有する研削砥石に適用可能な衝突安全性実験式を導出した。
- 4) 研削砥石の特徴である砥粒の粒径、粒度および結合剤や気孔の割合といった要素を粒子法のスムージング長に落とし込み、ソリッド要素を破壊前の砥石、SPH 粒子を砥石破壊後に細粉した砥粒・結合剤と捉えた Solid to SPH による砥石破壊解析手法を提案した。
- 5) Solid to SPH による砥石破壊解析手法を用いた衝突解析により、衝突実験との整合性を確認するとともに、衝突実験式及び考察の妥当性を明らかにした。

以上、本論文では研削盤砥石カバーの衝突安全性について、多様なカバー材に対応可能な重要指標としてカバー材の塑性変形場と降伏比の関係を明らかにし、これに研削砥石の破壊を加味した衝突安全性実験式を提案した。また、砥石衝突を定性的かつ定量的に再現可能な砥石破壊解析手法を新たに提案し、実験と解析相互に妥当性を確認した。これにより、研削盤砥石カバー衝突安全性の予測方法として実験式および解析手法の2つの手段を確立した。

6.2 研究成果に基づく研削盤砥石カバーの板厚

本論文で導出した砥石衝突に関する安全性実験式は、現行の研削盤の安全性に関する国際規格 ISO 16089¹⁾における砥石カバー板厚規定において考慮されていなかった、カバー材および研削砥石の機械的性質を考慮したものである。そこで、ISO 16089 における砥石カバー板厚の導出式である(1. 2)式を本研究の衝突安全性予測式に置き換えた場合の板厚表を現行の ISO 16089 や研削盤等構造規格²⁾と比較し、研削盤砥石カバーの板厚について本論文の研究成果に基づく考察と提案を行う。

6.2.1 ISO 16089 における砥石カバー板厚の導出方法の補足

ISO 16089 における砥石カバー板厚の概要は第 1.3.1 項で述べた通りであるが、ここでは研究成果との比較の前提となるその他のルールについて補足する。砥石カバーの板厚は(1. 1)式により導出される砥石片の最大並進エネルギーに基づいて導出される。この時、並進エネルギーが最大となる砥石片形状は図 1.5 の通り砥石片の角度が 134° の時であるため、砥石カバーの板厚導出にあたって(1. 1)式の変数となるのは、砥石の周速度 V 、外径 r_o 、内径 r_i および質量 m である。ここで砥石内径は、砥石内外径比が外径 508mm 以下では 0.2、外径 508mm を超える場合は 0.4 と定められていることから、砥石外径より決定される。また、砥石の質量に関しては、想定する砥石の密度が 2400kg/m^3 と定められているため、砥石の外径、内径に加え、砥石幅 T を変数とすることで、砥石片の体積から導出することができる。

一例として表 6.1 に、現行の ISO 16089 における鋼板の板厚表を示す。前述の通り、砥石周速度、砥石外径および砥石幅が変数として用いられていることが確認できる。なお、表 6.1 の板厚表において示されるカバー材板厚の最小単位が 0.5mm となっているが、これはカバー材板厚について 1.5mm 以上かつ 0.5mm 刻みとされているためであり、(1. 2)式から導出される板厚を切り上げた値が板厚表に記載されている。また、砥石カバーの安全率については第 1.3.2 項で述べた板厚表の代替として独自に試験を行う場合を対象とした規定にのみ周速度の 1.2 倍を安全率として考慮する旨が記載されており、元々の規定である(1. 2)式から導出された表 6.1 の板厚表では周速度 1.0 倍で計算された E_{trans} が用いられている。

表 6.1 ISO 16089 における鋼板の砥石カバー板厚表

周速度 V (m/s)	砥石厚さ T (mm)	砥石外径 D (mm)									
		125	200	315	406	508	610	762	914	1067	1250
32	25	1.5	2.5	3.0	4.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0	8.5
	50	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	6.5	8.0	9.0	10.0	11.0
	100	2.5	4.0	5.0	6.5	7.5	8.5	10.0	11.5	13.0	14.5
	160	3.0	4.5	6.0	7.5	9.0	10.0	12.0	13.5	15.0	17.0
	200	3.5	5.0	7.0	8.0	9.5	11.0	13.0	15.0	16.5	18.5
	250	4.0	5.5	7.5	9.0	10.5	12.0	14.0	16.0	18.0	
	315			8.0	10.0	11.5	13.0	15.5	17.5		
	400				10.5	12.5	14.0	17.0	19.0		
	500					13.5	15.5	18.0			
40	25	2.0	2.5	3.5	4.5	5.5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.5
	50	2.5	3.5	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.5	12.0	13.0
	100	3.0	4.5	6.0	7.5	9.0	10.0	12.0	13.5	15.0	17.0
	160	3.5	5.0	7.0	9.0	10.5	12.0	14.0	16.0	18.0	20.5
	200	4.0	5.5	8.0	9.5	11.5	13.0	15.5	17.5	19.5	22.0
	250	4.5	6.0	8.5	10.5	12.5	14.0	16.5	19.0	21.5	
	315			9.5	11.5	13.5	15.5	18.0	20.5		
	400				12.5	14.5	17.0	20.0	22.5		
	500					16.0	18.0	21.5			
50	25	2.5	3.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.5	9.5	11.0	12.0
	50	3.0	4.0	5.5	7.0	8.0	9.0	11.0	12.5	14.0	15.5
	100	3.5	5.0	7.5	9.0	10.5	12.0	14.0	16.0	18.0	20.0
	160	4.5	6.0	8.5	10.5	12.5	14.0	16.5	19.0	21.5	24.0
	200	5.0	6.5	9.5	11.5	13.5	15.5	18.0	20.5	23.0	26.0
	250	5.0	7.0	10.0	12.0	14.5	16.5	19.5	22.5	25.0	
	315			11.0	13.5	15.5	18.0	21.5	24.5		
	400				14.5	17.0	20.0	23.5	26.5		
	500					18.5	21.5	25.5			
63	25	2.5	3.5	5.0	6.0	7.5	8.5	10.0	11.5	12.5	14.5
	50	3.5	5.0	6.5	8.0	9.5	11.0	13.0	14.5	16.5	18.5
	100	4.5	6.0	8.5	10.5	12.0	14.0	16.5	19.0	21.0	24.0
	160	5.0	7.0	10.0	12.5	14.5	16.5	19.5	22.5	25.0	28.5
	200	5.5	8.0	11.0	13.5	16.0	18.0	21.5	24.5	27.5	
	250	6.0	8.5	12.0	14.5	17.0	20.0	23.0	26.5		
	315			13.0	16.0	18.5	21.5	25.5			
	400				17.5	20.5	23.5	27.5			
	500					22.0	25.5				
80	25	3.0	4.5	6.0	7.5	9.0	10.0	12.0	13.5	15.0	17.0
	50	4.0	5.5	8.0	9.5	11.5	13.0	15.5	17.5	19.5	22.0
	100	5.0	7.5	10.5	12.5	14.5	17.0	20.0	22.5	25.5	28.5
	160	6.0	8.5	12.0	14.5	17.5	20.0	23.5	27.0		
	200	6.5	9.5	13.0	16.0	19.0	21.5	25.5			
	250	7.5	10.5	14.5	17.5	20.5	23.5	28.0			
	315			15.5	19.0	22.0	25.5				
100	25	3.5	5.0	7.5	9.0	10.5	12.0	14.0	16.0	18.0	20.0
	50	4.5	6.5	9.5	11.5	13.5	15.5	18.0	20.5	23.0	26.0
	100	6.0	8.5	12.0	14.5	17.0	20.0	23.5	26.5		
	160	7.5	10.5	14.5	17.5	20.5	23.5	27.5			
	200	8.0	11.0	15.5	19.0	22.0	25.5				
125	25	4.5	6.0	8.5	10.5	12.0	14.0	16.5	19.0		
	50	5.5	8.0	11.0	13.5	15.5	18.0	21.5	24.5		
	100	7.0	10.0	14.0	17.0	20.0	23.5	27.5			
	160	8.5	12.0	17.0	20.5	24.0	27.5				

6. 2. 2 砥石カバー板厚の提案と比較

本研究では、カバー材および研削砥石の機械的性質を考慮した衝突安全性実験式として次の式を導出した。

$$E_{pmin} = 90.53 \frac{U}{Y_R} \left(\frac{R_m}{\sigma_m} \right)^{1.5} t^{2.5} \quad (4.10)$$

(4.10)式を(1.2)式と同様、板厚について整理し、最小破断エネルギー E_{pmin} を砥石片の最大並進エネルギー E_{trans} とみなせば、必要な砥石カバーの板厚は次式で表される。

$$t = 0.165 \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^{0.6} \left(\frac{Y_R}{U} E_{trans} \right)^{0.4} \quad (6.1)$$

(6.1)式には任意のカバー材および砥石の機械的性質を適用することが可能であるが、研削砥石については前述の通りISO 16089において想定する砥石の密度が 2400kg/m^3 と定められているため、表 2. 2 および表 2. 3 から、密度が概ね一致するWA4608V 砥石の圧縮強度 $\sigma_m=171\text{ MPa}$ を採用する。なお、第 5 章において(5.23)式との比較から指摘したとおり、WA4608V 砥石の衝突において(4.10)式は実験・解析結果に対して最小破断エネルギーで最大 1.33 倍、カバー材板厚で 1.12 倍の誤差が含まれるが、ISO 16089 における安全率は最大並進エネルギーで 1.44 倍、カバー材板厚で 1.16 倍となるため、独自試験を行った場合の規定通りに砥石周速度の 1.2 倍を安全率として考慮することで必要な補正が行われる。

また、(4.5)式を砥石カバー板厚について整理することで、任意の砥石圧縮強度と飛翔体直径において破断しうる限界の板厚を導出することができる。この時、飛翔体直径を砥石片における砥石幅 T とみなせば、衝突安全性確保において必要なカバー材板厚は次式で表される。

$$t \leq 0.547 \frac{\sigma_m}{R_m} T \quad (6.2)$$

ただし、(6.2)式において元となった(4.5)式における飛翔体直径を砥石幅とみなしてよいか、例えば砥石幅ではなく想定される衝突面の最長辺を飛翔体直径と置き換えるべきか等については議論の余地があるため、(6.2)式の導出結果は参考値に留めるものとする。

本章では、以上の(6.1)式および(6.2)式を(1.2)式の代替として用い、砥石カバー板厚表を作成する。対象とするカバー材は国内における一般的なカバー材である一般構造用圧延鋼板 SS400、近年利用が拡大しているステンレス鋼板 SUS304 に加え、欧州における一般的なカバー材である冷間圧延鋼板 DC01 とする。なお、これらの鋼板は現行の ISO 16089 においていずれも表 6.1 の板厚表によりカバー材板厚が決定されている。表 6.2 に各カバー材の機械的性質を示す。SS400 および SUS304 の機械的性質は表 3.1 および表 3.3 と同様であり、DC01 の機械的性質は第 3.2 項の引張試験方法によって新たに取得した。

図 6.1 に一例として、砥石周速度 50m/s、砥石厚さ 100mm における砥石カバー板厚の比較を示す。また、表 6.3 に SS400、表 6.4 に SUS304、表 6.5 に DC01 の板厚表を示す。なお、表中に赤字で示したものは(6.1)式により導出した板厚が破断限界に関する(6.2)式の範囲外となっており、衝突間の砥石破壊が大きく進展することで、実際に必要な砥石カバー板厚が表中の値よりも薄くなる可能性があるものである。

図 6.1 において、研削盤等構造規格における砥石カバー板厚は(6.1)式により導出した SS400 製砥石カバーの板厚と概ね一致しており、国内での利用において適切な規格であったと考えられる。ISO 16089 における砥石カバー板厚は(6.1)式により導出した DC01 よりも 1.17~1.36 倍厚い板厚を規定しており、実現象に対してより厳しい要求を行っているという点で Mewes らによる報告³⁾と一致した。また、(6.1)式による DC01 製砥石カバーの板厚は SS400 製砥石カバーの 1.33 倍となり、EN 規格を基礎とする ISO 16089 の板厚規定が研削盤等構造規格にくらべてより厚い板厚を規定していた背景として、主に用いられてきたカバ

一材の機械的性質の違いが示唆された。SUS304 製砥石カバーについては、現行規格において同じ板厚表で規定されている DC01 製砥石カバーの 0.38 倍の板厚で同等の衝突安全性が確保できることから、個別の板厚表を作成することが適当であると考えられる。

表 6.2 板厚表作成の対象とするカバー材の機械的性質(ひずみ速度 $5.0 \times 10^{-2} \text{ s}^{-1}$)

材 料	引張強さ R_m MPa	降伏応力 R_e MPa	伸 び ϵ_b	降伏比 Y_R	全塑性仕事 U J/mm ³
SS400	479	314	0.39	0.66	0.1685
SUS304	649	311	0.76	0.48	0.4208
DC01	327	229	0.53	0.70	0.1573

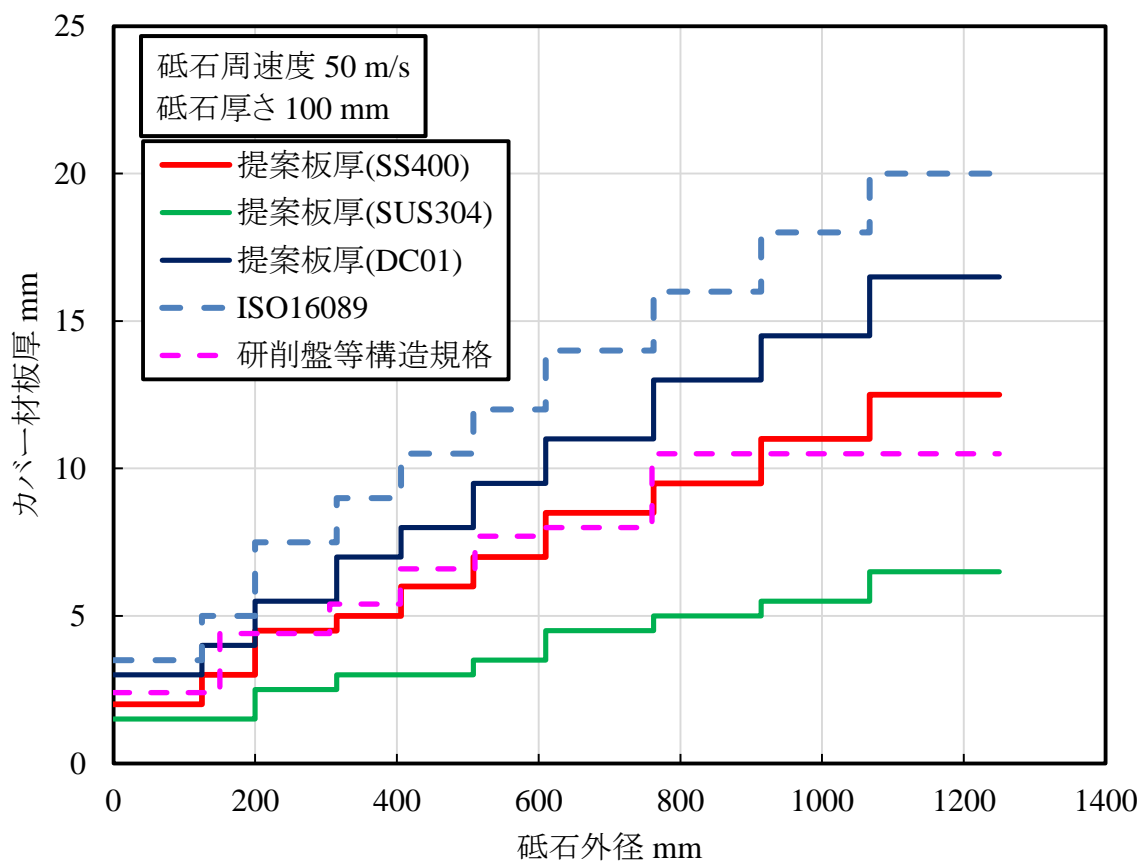


図 6.1 本研究による砥石カバーの提案板厚と既存の規格の比較例

表 6.3 (6.1)式に基づくSS400 製砥石カバーの板厚表

周速度 V (m/s)	砥石厚さ T (mm)	砥石外径 D (mm)									
		125	200	315	406	508	610	762	914	1067	1250
32	25	1.5	1.5	2.0	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
	50	1.5	1.5	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.5	6.0	6.5
	100	1.5	2.0	3.0	3.5	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0
	160	2.0	2.5	3.5	4.5	5.0	6.0	7.0	8.5	9.5	10.5
	200	2.0	3.0	4.0	5.0	5.5	6.5	8.0	9.0	10.0	11.5
	250	2.0	3.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.5	10.0	11.0	
	315			4.5	5.5	7.0	8.0	9.5	10.5		
	400				6.0	7.5	8.5	10.0	12.0		
	500					8.0	9.5	11.0			
40	25	1.5	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0	5.5	6.0
	50	1.5	2.0	3.0	3.5	4.0	4.5	5.5	6.5	7.0	8.0
	100	2.0	2.5	3.5	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.5
	160	2.0	3.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.5	10.0	11.0	12.5
	200	2.5	3.5	4.5	5.5	6.5	8.0	9.5	10.5	12.0	13.5
	250	2.5	3.5	5.0	6.0	7.5	8.5	10.0	11.5	13.0	
	315			5.5	7.0	8.0	9.5	11.0	13.0		
	400				7.5	9.0	10.0	12.0	14.0		
	500					9.5	11.0	13.5			
50	25	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0	5.5	6.5	7.0
	50	1.5	2.5	3.5	4.0	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5
	100	2.0	3.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.5	9.5	11.0	12.5
	160	2.5	3.5	5.0	6.0	7.5	8.5	10.0	11.5	13.0	15.0
	200	3.0	4.0	5.5	6.5	8.0	9.5	11.0	13.0	14.5	16.5
	250	3.0	4.5	6.0	7.5	8.5	10.0	12.0	14.0	15.5	
	315			6.5	8.0	9.5	11.0	13.0	15.0		
	400				9.0	10.5	12.0	14.5	16.5		
	500					11.5	13.5	16.0			
63	25	1.5	2.0	3.0	3.5	4.5	5.0	6.0	7.0	7.5	8.5
	50	2.0	3.0	4.0	4.5	5.5	6.5	7.5	9.0	10.0	11.5
	100	2.5	3.5	5.0	6.0	7.5	8.5	10.0	11.5	13.0	15.0
	160	3.0	4.5	6.0	7.5	9.0	10.0	12.0	14.0	16.0	18.0
	200	3.5	4.5	6.5	8.0	9.5	11.0	13.5	15.5	17.5	
	250	3.5	5.0	7.0	9.0	10.5	12.0	14.5	16.5		
	315			8.0	9.5	11.5	13.5	16.0			
	400				10.5	12.5	14.5	17.5			
	500					13.5	16.0				
80	25	2.0	2.5	3.5	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.5
	50	2.5	3.5	4.5	5.5	6.5	8.0	9.5	10.5	12.0	13.5
	100	3.0	4.5	6.0	7.5	9.0	10.0	12.0	14.0	16.0	18.0
	160	3.5	5.0	7.5	9.0	10.5	12.5	14.5	17.0		
	200	4.0	5.5	8.0	9.5	11.5	13.5	16.0			
	250	4.5	6.0	8.5	10.5	12.5	14.5	17.5			
	315			9.5	11.5	14.0	16.0				
	400				12.5	15.0	17.5				
100	25	2.0	3.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.5	9.5	11.0	12.5
	50	3.0	4.0	5.5	6.5	8.0	9.5	11.0	13.0	14.5	16.5
	100	3.5	5.0	7.0	9.0	10.5	12.0	14.5	16.5		
	160	4.5	6.0	8.5	10.5	12.5	14.5	17.5			
	200	4.5	6.5	9.5	11.5	14.0	16.0				
125	25	2.5	3.5	5.0	6.0	7.5	8.5	10.0	11.5		
	50	3.5	4.5	6.5	8.0	9.5	11.0	13.0	15.0		
	100	4.0	6.0	8.5	10.5	12.5	14.5	17.5			
	160	5.0	7.5	10.5	12.5	15.0	17.5				

表 6.4 (6.1)式に基づく SUS304 製砥石カバーの板厚表

周速度 V (m/s)	砥石厚さ T (mm)	砥石外径 D (mm)									
		125	200	315	406	508	610	762	914	1067	1250
32	25	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0	2.0	2.5	2.5
	50	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0	2.0	2.5	3.0	3.0	3.5
	100	1.5	1.5	1.5	2.0	2.5	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
	160	1.5	1.5	2.0	2.5	3.0	3.0	4.0	4.5	5.0	5.5
	200	1.5	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.5	6.0
	250	1.5	1.5	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	
	315			2.5	3.0	3.5	4.0	5.0	5.5		
	400				3.5	4.0	4.5	5.5	6.0		
	500					4.0	5.0	6.0			
40	25	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0	2.5	2.5	3.0	3.0
	50	1.5	1.5	1.5	2.0	2.0	2.5	3.0	3.5	3.5	4.0
	100	1.5	1.5	2.0	2.5	3.0	3.0	3.5	4.5	5.0	5.5
	160	1.5	1.5	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	6.5
	200	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0	5.5	6.5	7.0
	250	1.5	2.0	2.5	3.5	4.0	4.5	5.5	6.0	7.0	
	315			3.0	3.5	4.0	5.0	6.0	6.5		
	400				4.0	4.5	5.5	6.5	7.5		
	500					5.0	6.0	7.0			
50	25	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0	2.5	2.5	3.0	3.5	4.0
	50	1.5	1.5	2.0	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
	100	1.5	1.5	2.5	3.0	3.0	3.5	4.5	5.0	5.5	6.5
	160	1.5	2.0	2.5	3.5	4.0	4.5	5.5	6.0	7.0	7.5
	200	1.5	2.0	3.0	3.5	4.0	5.0	6.0	6.5	7.5	8.5
	250	1.5	2.5	3.0	4.0	4.5	5.5	6.5	7.0	8.0	
	315			3.5	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0		
	400				4.5	5.5	6.5	7.5	8.5		
	500					6.0	7.0	8.0			
63	25	1.5	1.5	1.5	2.0	2.5	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
	50	1.5	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0
	100	1.5	2.0	2.5	3.5	4.0	4.5	5.5	6.0	7.0	7.5
	160	1.5	2.5	3.0	4.0	4.5	5.5	6.5	7.5	8.0	9.5
	200	2.0	2.5	3.5	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	
	250	2.0	2.5	4.0	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5		
	315			4.0	5.0	6.0	7.0	8.0			
	400				5.5	6.5	7.5	9.0			
	500					7.0	8.5				
80	25	1.5	1.5	2.0	2.5	3.0	3.0	3.5	4.5	5.0	5.5
	50	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0	5.5	6.5	7.0
	100	1.5	2.5	3.0	4.0	4.5	5.5	6.5	7.5	8.0	9.5
	160	2.0	3.0	4.0	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5		
	200	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.5			
	250	2.5	3.0	4.5	5.5	6.5	7.5	9.0			
	315			5.0	6.0	7.0	8.5				
	400				6.5	8.0	9.0				
100	25	1.5	1.5	2.5	3.0	3.0	3.5	4.5	5.0	5.5	6.5
	50	1.5	2.0	3.0	3.5	4.0	5.0	6.0	6.5	7.5	8.5
	100	2.0	2.5	4.0	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5		
	160	2.5	3.0	4.5	5.5	6.5	7.5	9.0			
	200	2.5	3.5	5.0	6.0	7.0	8.5				
125	25	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0	4.5	5.0	6.0		
	50	2.0	2.5	3.5	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0		
	100	2.5	3.0	4.5	5.5	6.5	7.5	9.0			
	160	2.5	4.0	5.5	6.5	8.0	9.0				

表 6.5 (6.1)式に基づく DC01 製砥石カバーの板厚表

周速度 V (m/s)	砥石厚さ T (mm)	砥石外径 D (mm)									
		125	200	315	406	508	610	762	914	1067	1250
32	25	1.5	1.5	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.5	6.0	6.5
	50	1.5	2.0	3.0	3.5	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0
	100	2.0	3.0	4.0	5.0	5.5	6.5	8.0	9.0	10.0	11.5
	160	2.5	3.5	4.5	6.0	7.0	8.0	9.5	11.0	12.5	14.0
	200	2.5	3.5	5.0	6.5	7.5	8.5	10.5	12.0	13.5	15.0
	250	3.0	4.0	5.5	7.0	8.0	9.5	11.0	13.0	14.5	
	315			6.0	7.5	9.0	10.5	12.5	14.0		
	400				8.0	10.0	11.5	13.5	15.5		
	500					10.5	12.5	14.5			
40	25	1.5	2.0	3.0	3.5	4.0	4.5	5.5	6.5	7.0	8.0
	50	2.0	2.5	3.5	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0	9.5	10.5
	100	2.5	3.5	4.5	5.5	7.0	8.0	9.5	11.0	12.0	14.0
	160	3.0	4.0	5.5	7.0	8.0	9.5	11.0	13.0	14.5	16.5
	200	3.0	4.5	6.0	7.5	9.0	10.5	12.5	14.0	16.0	18.0
	250	3.5	4.5	6.5	8.0	9.5	11.0	13.5	15.5	17.5	
	315			7.5	9.0	10.5	12.5	14.5	17.0		
	400				10.0	11.5	13.5	16.0	18.5		
	500					12.5	14.5	17.5			
50	25	1.5	2.5	3.5	4.0	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5
	50	2.0	3.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.5	10.0	11.0	12.5
	100	3.0	4.0	5.5	7.0	8.0	9.5	11.0	13.0	14.5	16.5
	160	3.5	4.5	6.5	8.0	9.5	11.0	13.5	15.5	17.5	19.5
	200	3.5	5.0	7.5	9.0	10.5	12.5	14.5	17.0	19.0	21.5
	250	4.0	5.5	8.0	9.5	11.5	13.5	16.0	18.5	21.0	
	315			8.5	10.5	12.5	14.5	17.5	20.0		
	400				11.5	14.0	16.0	19.0	22.0		
	500					15.0	17.5	21.0			
63	25	2.0	3.0	4.0	5.0	5.5	6.5	8.0	9.0	10.0	11.5
	50	2.5	3.5	5.0	6.0	7.5	8.5	10.0	11.5	13.0	15.0
	100	3.5	4.5	6.5	8.0	9.5	11.0	13.5	15.5	17.5	19.5
	160	4.0	5.5	8.0	9.5	11.5	13.5	16.0	18.5	21.0	23.5
	200	4.5	6.0	8.5	10.5	12.5	14.5	17.5	20.0	23.0	
	250	4.5	6.5	9.5	11.5	14.0	16.0	19.0	22.0		
	315			10.5	12.5	15.0	17.5	21.0			
	400				14.0	16.5	19.5	23.0			
	500					18.0	21.0				
80	25	2.5	3.5	4.5	5.5	7.0	8.0	9.5	11.0	12.0	14.0
	50	3.0	4.5	6.0	7.5	9.0	10.5	12.5	14.0	16.0	18.0
	100	4.0	5.5	8.0	10.0	11.5	13.5	16.0	18.5	21.0	24.0
	160	4.5	7.0	9.5	11.5	14.0	16.0	19.5	22.5		
	200	5.0	7.5	10.5	13.0	15.5	17.5	21.0			
	250	5.5	8.0	11.5	14.0	16.5	19.5	23.0			
	315			12.5	15.5	18.0	21.0				
	400				17.0	20.0	23.5				
100	25	3.0	4.0	5.5	7.0	8.0	9.5	11.0	13.0	14.5	16.5
	50	3.5	5.0	7.5	9.0	10.5	12.5	14.5	17.0	19.0	21.5
	100	4.5	6.5	9.5	11.5	14.0	16.0	19.0	22.0		
	160	5.5	8.0	11.5	14.0	16.5	19.5	23.0			
	200	6.0	9.0	12.5	15.0	18.0	21.0				
125	25	3.5	4.5	6.5	8.0	9.5	11.0	13.0	15.5		
	50	4.5	6.0	8.5	10.5	12.5	14.5	17.5	20.0		
	100	5.5	8.0	11.5	14.0	16.5	19.0	23.0			
	160	6.5	9.5	13.5	16.5	20.0	23.0				

6.3 将来展望と課題

本論文で提案した衝突安全性実験式および砥石破壊解析手法は、カバー材や研削砥石の種類によらず様々な条件に対応することができ、工作機械設計時の衝突安全性検討に十分適用可能である。研究成果の一部は ISO 16089 の追補案に採用されており、今後の投票結果によっては実際に国際規格の一部として工作機械の労働災害低減に寄与できるものと考えられる。また、本論文の衝突安全性実験式において金属製カバー材の塑性変形場を表す重要なパラメータとした降伏比の影響は、衝突物が研削砥石のような脆性材料か否かによらないことから、他分野の衝突実験式への適用も可能であると考えられる。降伏比が材料定数に応用されることで、他分野においても衝突実験式が対象とする材料の範囲拡大に寄与できるものと期待される。

今後解決すべき課題としては、降伏比のみで塑性変形場の推定を行うことができなかった PC 板や、金属製カバー材であっても塑性変形領域が固定枠まで至らない条件についての定量化があげられる。塑性変形場と塑性変形領域が決定されるメカニズムを明らかにすることで、研削盤砥石カバーとして想定されるより広範なカバー材に対応した衝突安全性予測が可能になるものと考えられる。

謝 辞

本論文は、筆者が2016年4月に防衛大学校理工学研究科に入校してから現在までの5年間の研究成果であり、指導教官を務めていただいた現神奈川大学、元防衛大学校 由井明紀教授並びに防衛大学校 北嶋孝之准教授の熱心かつ懇切丁寧なご指導のもとに完成することができました。論文審査にあたっては主査を北嶋孝之准教授に、副査を由井明紀教授に担当して頂き、最後まで仔細にわたるご指導、ご教示を賜りました。心から厚く御礼申し上げます。

衝撃工学に関する基礎をご教授頂くとともに、論文審査において副査を担当して頂いた防衛大学校 別府万寿博教授に厚く御礼申し上げます。専門的見地からの多くの有益なご助言を頂くとともに、材料試験において試験装置を提供して頂いた他、論文審査において副査を担当して頂いた防衛大学校 山田浩之准教授に厚く御礼申し上げます。

本研究を行うにあたり、各分野の観点から貴重なご指導を頂きました、防衛大学校 小笠原永久教授ならびに防衛大学校 吉富健一郎教授に御礼申し上げます。

本研究は当研究室の方々のご協力の上に成り立っています。広範な知見から多くのご助言を頂きました、防衛大学校 猪狩龍樹助教に心より感謝致します。博士課程の先達として範を示して頂いた、神奈川大学 楠山純平助教に深く感謝致します。共に切磋琢磨しながら研究をさせて頂いた、防衛大学校理工学研究科前期課程第54期 堀内拓海 1等海尉、同55期 阿部渉元 1等陸尉、藪野真大元 2等陸尉、同57期 関屋翔一朗 2等陸尉、同58期 北村友一 2等陸尉、同59期 笛木晨 2等陸尉に感謝致します。また、実験に協力してくれた、防衛大学校本科 61期 中村克己学生、同62期 緒方大悟学生、同63期 有松貴一郎学生、三宅大介学生、同64期 尾崎祐学生、同65期 榎本拓海学生に感謝致します。

日本で行われたISO国際会議、ISO/TC39/SC10/WG2において、研削盤の安全規格に関する非常に有意義な議論をさせて頂くとともに、研究に関するご助言、励ましを頂きました、BGMH Christian Adler氏、DIN Heinrich Mödden氏、Matthias Timm博士に感謝致します。

本研究を支援して頂いた日本工作機械工業会、工作機械技術振興財団並びにマザック財団に厚く御礼申し上げます。実験資材を提供頂いた帝人株式会社に厚く御礼申し上げます。

最後に、コロナ禍において負担が大きい中、心身両面を支えてくれた、妻 麻里、長女 美波、次女 里桜に心から感謝致します。

春の訪れを感じる防衛大学校教育研究 A 館 355 号室にて

2021 年 3 月

1 等陸尉 福井 拓哉

参考文献

1章で引用した参考文献

- (1) 間宮直樹：今日の労働災害の発生状況 -労働災害発生の推移と主用産業に占める割合-, 表面科学, 37, 7(2016), 326-239.
- (2) 厚生労働省：職場のあんぜんサイト 労働災害統計, <http://anzeninfo.mhlw.go.jp>, (最終アクセス2020年7月2日).
- (3) 木口昌子：労働災害発生状況の中期的傾向を業種別に概観できるツールの開発 -ツールを利用した労働災害の中期的傾向の考察-, 労働安全衛生研究, 2, 2(2009), 113-120.
- (4) International Labour Organization: Safety in Numbers, (2003).
- (5) 向殿政男：機械システムの安全性 -包括安全基準とわが国の課題-, 安全工学, 41, 2(2002), 72-78.
- (6) 野原石松：安全衛生と精密工学, 精密機械, 40, 10(1974), 90-95.
- (7) 盛岡英治郎：製造業における労働災害, 日本機械学会誌, 67, 551(1964), 1882-1884.
- (8) 田中康夫：機械設備の安全対策, 安全工学, 40, 3(2001), 187-194.
- (9) 向殿政男：機械システムの安全性 -国際安全規格と日本の現状-, 安全工学, 41, 1(2002), 2-9.
- (10) 三浦崇, 高橋明子：労働災害発生率と年齢との関係, 労働安全衛生研究, 10, 1(2017), 33-43.
- (11) 千葉正伸, 笹川宏之, 杉本旭：旋盤用安全シミュレータの開発, 工学教育, 64, 6(2016), 93-98.
- (12) 梅崎重夫：産業安全分野におけるフェールセーフ技術, 安全工学, 41, 3(2002), 177-284.
- (13) 梅崎重夫：機械安全国際規格の背後にある安全設計思想の分析とリスク低減戦略の解説, 精密工学会誌, 75, 9(2009), 1050-1053.

- (14) 岡村隆一：リスクベースド・アプローチに基づく機械安全と製造業界ニーズとの整合についての考察, 3, 2(2010), 93-101.
- (15) 加部隆史, 田中紘一, 染谷美枝, 杉本旭: 予防策としての機械安全設計の有効性(事故データベースの解析), 日本機械学会論文集(C編), 73, 734(2007), 158-166.
- (16) 後藤王喜: 国際統合化への取り組み方, 騒音制御, 22, 3(1998), 121-122.
- (17) 山崎耐之: 日本工業規格(JIS)と ISO 規格との統合化, コンクリート工学, 34, 3(1996),16-18.
- (18) WTO: Agreement on Technical Barriers to Trade, (1994).
- (19) ISO/IEC GUIDE 51: Safety aspects- Guidelines for their inclusion in standards, (2014).
- (20) ISO12100: Safety of machinery- General principles for design- Risk assessment and risk reduction, (2010).
- (21) 藤嶋誠: 工作機械の安全設計について, 日本機械学会誌, 10, 1067(2007), 788-791.
- (22) 田中康夫: 機械設備の安全対策, 安全工学, 40, 3(2001), 187-194.
- (23) ISO 14120: Safety of machinery- Guards- General requirements for the design and construction of fixed and movable guards, (2015).
- (24) ISO 23125:2015 Machine tools-Safety-Turning machines, (2014).
- (25) JIS B 6031: 工作機械－安全性－旋盤, (2014).
- (26) EN 13218: Machine tools - Safety - Stationary grinding machines, (2002).
- (27) ISO 16089: Machine tools – Safety - Stationary grinding machine, (2015).
- (28) JIS B 6033: 工作機械－安全性－据付け形研削盤, (2018).
- (29) ISO 13850: Safety of machinery - Emergency stop function – Principles for design, (2015).
- (30) 奥山繁樹, 宇根篤暢, 由井明紀, 鈴木浩文: 機械加工学の基礎, コロナ社, (2013).
- (31) 渡辺半十: 結合度試験, 精密機械, 27, 6(1961), 45-49.

- (32) 厚生労働省：研削盤等構造規格，第 13 条 2 項，(1971).
- (33) 鈴木郁男：砥石回転破壊試験装置の開発，精密機械，38，447(1972)，405-412.
- (34) 井上英夫：ビトリファイド研削砥石の遠心破壊強さの推定について，精密機械，37，2(1971)，21-27.
- (35) 正野崎友信，松本忠彦，重松日出見：回転砥石の破壊について，精密機械，35，11(1969)，47-51.
- (36) 山本明：補強砥石の設計，精密機械，38，452(1972)，752-758.
- (37) 秋山英司：砥石の破壊事故と防止策，安全工学，13，4(1974)，213-219.
- (38) 秋山英司，近藤太二：最近の機械災害とその動向：日本機械学会誌，76，649(1973)，60-66.
- (39) 山本明，森口裕一：砥石車の締付圧が回転破壊周速に及ぼす影響，精密機械，48，8(1982)，61-66.
- (40) 山田高三，李和樹：砥石モデルを用いた研削砥石の破壊周速度の推定，砥粒加工学会誌，51，10(2007)，593-598.
- (41) 秋山英司，桑川壮一：鋼板製グラインダカバーの防護効果について，産業安全研究所研究報告，(1971).
- (42) Detlef Mewes, Olaf Mewes, Peter Herbst: Impact resistance of guards on grinding machines, *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics*, 17, 4(2011), 411-421.
- (43) Detlef Mewes, Rolf-Peter Trapp: Impact resistance of materials for guards on cutting machines tools –Requirements in future European safety standards-, *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics*, 6, 4(2000), 507-520.
- (44) Detlef Mewes, Christian Adler: Safety of stationary grinding machines – impact resistance of work zone enclosures-, *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics*, 23, 3(2017), 360-365.

- (45) 臼井俊央, 澤岡昭: 微小隕石防護用二重薄板シールド構造の研究(その1), 圧力技術, 25, 6(1987), 307-312.
- (46) 片山雅英: Whipple シールドの貫通限界式に関する考察, 日本衝撃波研究会 平成 20 年度衝撃波シンポジウム講演論文集, (2009), 287-290.
- (47) 小峰孝, 杉目道史, 梶原林太郎, 新井和吉: 軟体衝突による CFRP の損傷挙動, 航空宇宙技術, 10, (2011), 11-17.
- (48) 内田孝, 大野友則: 航空機ジェットエンジンの高速衝突を受ける鉄筋コンクリート板の衝撃応答とその予測に関する研究, 日本建築学会構造形論文集, 471, (1995), 81-89.
- (49) 別府万寿博, 三輪幸治, 大野友則, 塩見昌紀: 鋼製飛翔体の高速衝突を受けるコンクリート板の局部破壊に関する実験的研究, 土木学会論文集 E, 63, 1(2007), 178-191.
- (50) R.P. Kennedy: A review of procedures for the analysis and design of concrete structures to resist missile impact effects, Nuclear Engineering and Design, 37, 2(1976), 188-203.
- (51) R.C. Gwaltney: Missile generation and protection in light water-cooled reactor power plants, ORNL-NSIC, 22(1968).
- (52) 吉沢弘泰, 大手敏, 鹿島康弘, 千葉矩正, 志田茂: 飛来物体に対する鋼板の耐衝撃性(第 4 報, 破損限界エネルギーに対する材質の影響), 日本機械学会論文集(A 編), 49, 444(1983), 993-999.
- (53) M. J. Turner, R. W. Clough, H. C. Martin and L. J. Topp: Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures, Journal of the Aeronautical Sciences, 23, 9, (1956), 805-823.
- (54) M. Büyük, A. Atahan and K. Kurucuoğlu: Impact Performance Evaluation of a Crash Cushion Design Using Finite Element Simulation and Full-Scale Crash Testing: Safety, 4, 48(2018).
- (55) M. Bossaka, J. Kaczkowski: Global/local analysis of composite light aircraft crash landing, Computers & Structures, 81, 8-11(2003), 503-514.

- (56) 坂本裕子, 白井孝治, 宇田川敏子, 近藤俊介: 竜巻飛来物を模擬した重錘の鋼板上への自由落下衝突試験による鋼板槓子評価手法の提案, 電力中央研究所報告, N15004, (2015).
- (57) R. A. Gingold, J. J. Monaghan: Smoothed particle hydrodynamics: theory and application to non-spherical stars, *Monthly Notices of the Royal Astronomical Society*, 181, (1977), 375-389.
- (58) R. Hedayati and S. Ziaei-Rad: A new bird model and the effect of bird geometry in impacts from various orientations, *Aerospace Science and Technology*, 28, (2013), 9.
- (59) 園田佳巨, 後藤航: SPH法を用いたコンクリート版の衝撃貫通破壊に関する基礎的研究, *構造工学論文集*, 63A, (2017), 1141-1148.
- (60) 西川智弘, 佐藤慧, 萩原隆行, 水谷公一, 嶋田慶太, 厨川常元: 粒子衝突による基板破砕 - パウダージェット加工における加工メカニズム, *砥粒加工学会誌*, 57, 3(2013), 174-180.
- (61) Xiaohui Liu, Songyong Liu and Huifu Ji: Numerical research on rock breaking performance of water jet based on SPH, *Powder Technology*, 286, (2015), 181-192.
- (62) 佐藤元宣: 衝突試験による研削盤砥石カバーの安全性に関する研究, 防衛大学校第53期理工学研究科修士論文, (2016).

2章で引用した参考文献

- (1) 佐藤元宣, 由井明紀, 北嶋孝之, 山田浩之, 小笠原永久: 研削砥石カバーの安全性に関する研究 – 砥石カバーへの衝突実験 –, 砥粒加工学会学術講演会講演論文集, (2014), 255-256.
- (2) 佐藤元宣: 衝突試験による研削盤砥石カバーの安全性に関する研究, 防衛大学校第 53 期理工学研究科修士論文, (2016).
- (3) ISO 16089: Machine tools-Safety-Stationary grinding machine, (2015).
- (4) 奥山繁樹: 若手技術者のための研削工学(第 2 回)研削砥石の特性と使用方法, 砥粒加工学会誌, 59, 3(2015), 148-151.
- (5) 神宮利夫, 川端一司: 改良したホプキンソン圧縮分割棒法によるセラミックスの衝撃圧縮試験と衝撃特性, 日本機械学会論文集(A 編), 60, 572(1994), 992-997.
- (6) 由井明紀, 佐藤元宣, 山田浩之, 北嶋孝之, 小笠原永久: 研削盤用砥石カバーの板厚設計に関する研究, 砥粒加工学誌, 60, 12(2016), 652-658.

3章で引用した参考文献

- (1) 由井明紀, 佐藤元宣, 山田浩之, 北嶋孝之, 小笠原永久: 研削盤用砥石カバーの板厚設計に関する研究, 砥粒加工学誌, 60, 12(2016), 652-658.
- (2) JIS G 3101: Rolled steel for general structure, (2004).
- (3) 鈴木敏郎, 小河利行, 五十嵐規矩夫, 小幡学: 降伏比の異なる鋼材を用いた高張力鋼梁の塑性変形性能に関する研究, 日本建築学会構造系論文集, 60, 476(1995), 169-176.
- (4) 木原諄二: 薄板の成形性と材料の力学的性質, 鉄と鋼, 58, 3(1972), 501-518.

- (5) 八木順吉, 船木俊彦, 熊本啓行: 厚鋼板の塑性曲げ(第 1 報), 1974, 135(1974), 293-305.
- (6) Tomasz Wierzbicki: Petalling of plates under explosive and impact loading, *International Journal of Impact Engineering*, 22, (1999), 935-954.
- (7) 荒井政大, 後藤圭太, 森下貴都, 長田圭介: 個別要素法による動的板曲げ問題の定式化について, *計算数理工学論文集*, 17, (2017), 119-124.
- (8) 日本機械学会編: 機械工学便覧 基礎編・応用編, 日本機械学会, (1989).

4章で引用した参考文献

- (1) 佐藤元宣: 衝突試験による研削盤砥石カバーの安全性に関する研究, 防衛大学校第 53 期理工学研究科修士論文, (2016).
- (2) 吉沢弘泰, 大手敏, 鹿島康弘, 千葉矩正, 志田茂: 飛来物体に対する鋼板の耐衝撃性(第 4 報, 破損限界エネルギーに対する材質の影響), *日本機械学会論文集(A 編)*, 49, 444(1983), 993-999.
- (3) 由井明紀, 佐藤元宣, 山田浩之, 北嶋孝之, 小笠原永久: 研削盤用砥石カバーの板厚設計に関する研究, *砥粒加工学誌*, 60, 12(2016), 652-658.
- (4) 日本機械学会: 材料力学, 丸善出版, (2016).
- (5) 吉田総仁: 弾塑性力学の基礎, 共立出版株式会社, (1997).

5章で引用した参考文献

- (1) Altair: Radioss User Guide, (2017).
- (2) L. M. Bresciani, A. Manes, T. A. Romano, P. Iavarone and M. Giglio: Numerical modelling to reproduce fragmentation of a tungsten heavy alloy projectile impacting a ceramic tile: Adaptive solid mesh to the SPH technique and the cohesive law, *International Journal of Impact Engineering*, 87, (2016), 3-13.
- (3) D. C. Drucker and W. Prager: Soil mechanics and plastic analysis or limit design, *Quarterly of Applied Mathematics*, 10, 2(1952), 157-165.
- (4) 吉田幸夫, 水野英二, 畑中重光: 異なる形状比を有する円柱コンクリートの三次元 FEM 一軸圧縮解析, *コンクリート工学年次論文集*, 26, 2(2004), 19-24.
- (5) 長尾高明, 中島信行, 竹中規雄, 岡田昭次郎, 豊島五十二, 亀山次彦: ビトリファイド砥石の機械的性質 (第 3 報) – WA および GC 砥石の破壊強度および弾性率 – , *精密機械*, 48, 8(1982), 985-989.
- (6) KYOCERA: Characteristics of KYOCERA fine ceramics, (2020).
- (7) 本間恭二: 研削砥石の破壊に関する研究(第 1 報) – 気孔が破壊強度に及ぼす影響, *精密機械*, 46, 11(1980), 1344-1350.
- (8) J. J. Monaghan: Smoothed particle hydrodynamics, *Annual review of astronomy and astrophysics*, 30, (1992), 543-574.
- (9) 中込理: Lagrange 表現から見た物質・熱の輸送表現 – SPH (Smoothed Particle Hydrodynamics) 法をベースに – , *日本地熱学会誌*, 34, 3(2012), 139-150.
- (10) J. W. Swegle, D. L. Hicks and S.W.Attaway: Smoothed Particle Hydrodynamics Stability Analysis, *Journal of Computational Physics*, 116, 1(1995), 123-134.

- (11) 徳丸祥一郎, 園田佳巨, 深澤仁, Shahrul Niza Mokhatar: SPH 法を用いた鉄筋モルタルはりの衝撃破壊挙動の評価に関する基礎的研究, 33, 2(2011), 775-780.
- (12) 中道洋平, 杉江茂彦: 粒子法(MLS-SPH 法)を用いた土/水練成解析, 大林組技術研究所報, 81, (2017), 1-9.
- (13) JIS R 6001-1: Bonded abrasives-Determination and designation of grain size distribution-Part 1- Macrogrits F4 to F220, (2017).
- (14) 橋本謙一: 砥粒の粒度に就いて, 大日本窯業協會雑誌, 51, 607(1943), 435-439.
- (15) G. R. Johnson, W. H. Cook: Fracture characteristics of three metals subjected to various strains, strain rates, temperatures and pressures, Engineering Fracture Mechanics, 21, 1(1985), 31-48.
- (16) J. J. Monaghan: Simulating free surface flows with SPH, Journal of Computational Physics, 110, 2(1994), 399-406.

6章で引用した参考文献

- (1) ISO 16089: Machine tools – Safety - Stationary grinding machine, (2015).
- (2) 厚生労働省: 研削盤等構造規格, 第 13 条 2 項, (1971).
- (3) Detlef Mewes, Christian Adler: Safety of stationary grinding machines – impact resistance of work zone enclosures-, International Journal of Occupational Safety and Ergonomics, 23, 3(2017), 360-365.

研究実績

1 学術論文

- (1) 福井拓哉, 佐藤元宣, 山田浩之, 北嶋孝之, 小笠原永久, 由井明紀: 研削盤砥石カバーの衝突安全性に関する研究－ステンレス製カバーに対する衝突実験－, 砥粒加工学会誌, 61, 2(2017), 93-98.
- (2) 福井拓哉, 由井明紀, 北嶋孝之: 研削盤砥石カバーの衝突安全性に関する研究－飛翔体圧縮強度の影響－, 砥粒加工学会誌, 63, 3(2019), 128-133.
- (3) 福井拓哉, 由井明紀, 北嶋孝之: 研削盤砥石カバーの衝突安全性に関する研究－カバー材の引張試験に基づく安全性予測－, 砥粒加工学会誌, 64, 3(2020), 146-151.
- (4) 福井拓哉, 由井明紀, 猪狩龍樹, 北嶋孝之: 研削盤砥石カバーの衝突安全性に関する研究－砥石破壊解析手法の提案－, 砥粒加工学会誌, 64, 12(2020), 624-629.
- (5) 福井拓哉, 由井明紀, 山田浩之, 猪狩龍樹, 北嶋孝之: 工作機械安全カバーの衝突安全性に関する研究－ポリカーボネート製目視窓の防護性能－, 砥粒加工学会誌, 65, 2(2021), 92-97.

2 学会発表(国際会議, 査読あり)

- (1) Akinori Yui, **Takuya Fukui**, Takayuki Kitajima: Study on Performance of Grinding Wheel Safety Guard against the soft and brittle abrasive projectile, Proceedings of euspen's 17th International Conference & Exhibition, Hannover, (2017), 53-54.

- (2) **Takuya Fukui**, Akinori Yui, Takayuki Kitajima: Study on wheel cover safety for grinding machines – Effect of mechanical properties of cover material -, Proceedings of The 20th International Symposium on Advances in Abrasive Technology, Okinawa, (2017) , 451-457.
- (3) Akinori Yui, **Takuya Fukui**, Takayuki Kitajima: Effect of projectile tip shape upon safety-guard local damage of grinding machine, Proceedings of euspen’s 18th International Conference & Exhibition, Venice, (2018), 159-160.
- (4) **Takuya Fukui**, Akinori Yui, Takayuki Kitajima: Study on wheel cover safety for grinding machines - Effect of compressive strength of abrasive projectile on cover damage -, Proceedings of The 21th International Symposium on Advances in Abrasive Technology, Toronto, (2018), A52.
- (5) **Takuya Fukui**, Akinori Yui, Takayuki Kitajima: Study on the protection performance of a grinding wheel safety guard made of polycarbonate plate, Proceedings of euspen’s 19th International Conference & Exhibition, Bilbao, (2019), 158-159.
- (6) **Takuya Fukui**, Akinori Yui, Tatsuki Ikari, Takayuki Kitajima: Effect of grinding wheel safety guard thickness in the collision of a conical projectile, Proceedings of euspen’s Virtual International Conference, (2020), 539-540.

3 学会発表(国際会議, 査読なし)

Takuya Fukui, Motonobu Sato, Hiroyuki Yamada, Takayuki Kitajima, Nagahisa Ogasawara, Akinori Yui: Study on wheel cover safety for grinding machines, Proceedings of The 17th International Machine Tool Engineers’ Conference, Tokyo, (2016), 12-13.

4 学会発表(国内)

- (1) 福井拓哉, 佐藤元宣, 山田浩之, 北嶋孝之, 小笠原永久, 由井明紀: 研削盤砥石カバーの衝突安全性に関する研究—ステンレス製カバーに対する衝突実験—, 2016 年度砥粒加工学会学術講演会講演論文集, (2016), 21-26.
- (2) 福井拓哉, 由井明紀, 北嶋孝之: 研削盤砥石カバーの衝突安全性に関する研究—日欧のカバー材質の違いによる安全評価—, 2017 年度砥粒加工学会学術講演会講演論文集, (2017), 265-266.
- (3) 福井拓哉, 由井明紀, 北嶋孝之: 研削盤砥石カバーの衝突安全性に関する研究—飛翔体先端形状の影響—, 2018 年度砥粒加工学会学術講演会講演論文集, (2018), A24.
- (4) 福井拓哉, 由井明紀, 北嶋孝之: 研削盤砥石カバーの衝突安全性に関する研究—カバー材の引張試験に基づく安全性予測—, 2019 年度砥粒加工学会学術講演会講演論文集, (2019), 475-480.
- (5) 福井拓哉, 由井明紀, 北嶋孝之: 研削盤砥石カバーの衝突安全性に関する研究—Solid to SPH による砥石破壊解析手法の検討—, 日本機械学会第 13 回生産加工・工作機械部門講演会講演論文集 (2019), 34.
- (6) 福井拓哉, 由井明紀, 山田浩之, 猪狩龍樹, 北嶋孝之: 工作機械安全カバーの衝突安全性に関する研究—ポリカーボネート製目視窓の防護性能—, 2020 年度砥粒加工学会学術講演会講演論文集, (2020), 46-51.

5 研究報告

Takuya Fukui and Akinori Yui: Presentation of Japanese impact test results for wall thicknesses of abrasive product guards, The 5th meeting of ISO/TC 39/SC 10/WG 2 “Stationary grinding machines and abrasive products – Safety”, Tokyo, (2020).

6 受賞

- (1) 優秀講演賞(2016年度砥粒加工学会学術講演会)

「研削盤砥石カバーの衝突安全性に関する研究－ステンレス製カバーに対する衝突実験－」

- (2) 優秀講演賞(2018年度砥粒加工学会学術講演会)

「研削盤砥石カバーの衝突安全性に関する研究－飛翔体先端形状の影響－」

7 その他学術論文

立山耕平, 成毛志乃, 佐々木寿, **福井拓哉**, 山田浩之: 山小屋の安全性向上に資する畳の耐噴石衝突特性評価, 火山, 65, 2(2020), 41-51.