

冷間鍛造および温・熱間鍛造における
摩擦係数と型表面温度の測定に関する研究

Study on Measurement of Friction Coefficient and Die
Surface Temperature in Cold Forging and Warm/Hot
Forging

2024 年
澤村 政敏

目次

第1章 序論	1
1.1 鋼の鍛造における摩擦評価の重要性	1
1.1.1 鋼の鍛造について	1
1.1.2 冷間鍛造における課題	3
1.1.3 温・熱間鍛造における課題	4
1.2 摩擦評価法の現状	6
1.3 摩擦評価の考え方	10
1.4 研究の目的および本論文の構成	13
参考文献	15
第2章 回転圧縮式間欠繰り返し摩擦試験による 型損傷評価の試み	20
2.1 緒言	20
2.2 試験装置及び試験条件	20
2.2.1 摩擦試験機	20
2.2.2 冷間試験条件	22
2.2.3 温間試験条件	23
2.3 試験結果	24
2.3.1 冷間試験結果	24
2.3.2 温間試験結果	26
2.4 本試験機の評価	30
2.5 結言	30
参考文献	30
第3章 回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験による鋼材の冷間鍛造用潤滑剤の 評価	32
3.1 緒言	32
3.2 実験方法	33
3.2.1 回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験法	33
3.2.2 摩擦係数と型表面温度の推定法	34
3.3 実験結果と考察	35
3.3.1 摩擦係数の評価範囲	35
3.3.2 型表面温度の挙動	36

3.3.3	型表面温度と摩擦係数の関係	38
3.3.4	本法から得られる摩擦係数	39
3.4	結言	40
	参考文献	41
第4章	回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験による鋼材の熱間鍛造用潤滑剤の 評価	43
4.1	緒言	43
4.2	実験方法	44
4.2.1	回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験法	44
4.2.2	摩擦係数と型表面温度の推定法	46
4.3	実験結果と考察	46
4.3.1	摩擦係数の評価範囲	46
4.3.2	型表面温度の挙動	47
4.3.3	大気雰囲気加熱時の型表面温度と摩擦係数の関係	48
4.3.4	窒素雰囲気加熱時の型表面温度と摩擦係数の関係	51
4.3.5	潤滑剤燃焼温度と摩擦係数の関係	51
4.4	結言	52
	参考文献	53
第5章	回転金型を用いた後方せん孔摩擦試験による厳しい冷間摩擦下での摩擦 係数の測定	56
5.1	緒言	56
5.2	実験方法	56
5.2.1	回転金型を用いた後方せん孔摩擦試験法	56
5.2.2	摩擦係数算出方法	57
5.3	実験結果	58
5.4	結言	61
	参考文献	61
第6章	回転金型を用いた後方せん孔摩擦試験による厳しい温・熱間摩擦下での 摩擦係数の測定	63
6.1	緒言	63
6.2	実験方法	64
6.2.1	回転金型を用いた後方せん孔摩擦試験法	64

6.2.2	回転金型を用いた後方せん孔摩擦試験条件	65
6.2.3	摩擦係数の推定法	66
6.3	実験結果と考察	67
6.3.1	摩擦係数を推定したタイミング	67
6.3.2	摩擦係数に及ぼす試験条件の影響	68
6.3.3	従来の後方せん孔試験時の評価指標との関係	72
6.3.4	窒素雰囲気加熱時の型表面温度と摩擦係数の関係	73
6.4	結言	74
	参考文献	75
第7章	回転金型を用いた後方せん孔押し試験による冷間、温・熱間鍛造温度域での摩擦係数の考察	77
7.1	緒言	77
7.2	実験方法	78
7.2.1	回転金型を用いた後方せん孔押し試験法	78
7.2.2	パンチ表面温度推定方法	80
7.2.3	摩擦係数推定方法	80
7.2.4	後方せん孔押し試験条件	81
7.3	実験結果	82
7.3.1	冷間後方せん孔押し試験時のパンチ表面温度	82
7.3.2	温・熱間後方せん孔押し試験時のパンチ表面温度	85
7.4	考察	88
7.4.1	冷間リング圧縮試験との比較	88
7.4.2	温・熱間リング圧縮試験との比較	91
7.5	結言	94
	参考文献	95
第8章	総括	98
	謝辞	107

第1章 序論

1.1 鋼の鍛造における摩擦評価の重要性

1.1.1 鋼の鍛造について

自動車の車体を構成する足回り部品、エンジン部品、駆動部品など、強度が必要な部品を **Fig. 1-1** に示す¹⁻¹⁾。これらの部品は、型を用いて高面圧下で素材を変形させて成形する「鍛造」で成形されている。鍛造により、素材の結晶組織がつぶされ、引き伸ばされ、成形品の形状に沿った鍛流線(メタルフローライン)が形成されるため、強度、靱性を高めることができる。さらに、強度が向上することにより、部品の小型化、軽量化にも寄与する。したがって、鍛造は特に強度が必要な部品に採用されている。

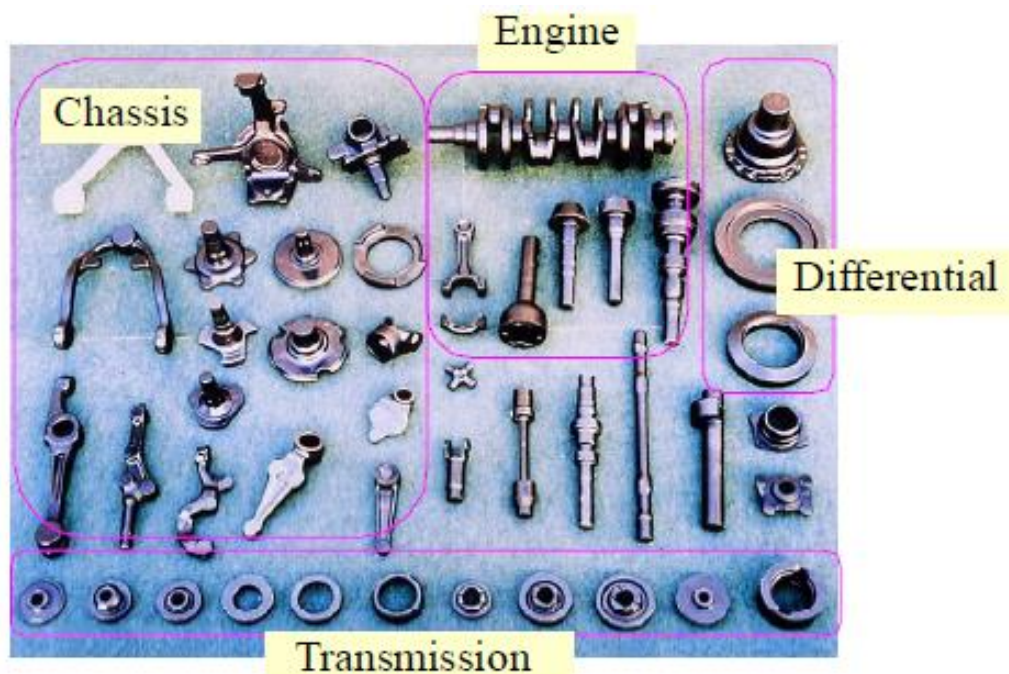


Fig. 1-1 Hot forged automobile parts¹⁻¹⁾

一方、鍛造は高価な型を用いて大きなプレス機で成形するため、低コスト化が重要な課題である¹⁻²⁾。さらに近年では、省資源化、省エネルギー化、廃棄物のミニマム化などの環境に優しい鍛造技術が要求されていることから、鍛造工程の最適化、型寿命の向上、材料歩留まりの向上、熱エネルギーの削減などをより一層高める必要がある¹⁻³⁾。

鍛造は、素材を高い圧力で塑性変形させて型形状に沿わせる成形法であることから、型には高い面圧が生じ、その面圧による型の弾性変形量が部位ごとに異なる。また、素材の塑性発熱や素材と型の界面で発生する摩擦発熱、温・熱間鍛造では予め加熱された素材や型を用いて成形するため、成形中や成形後に素材や型の部位ご

とに温度が異なる。この温度分布により、素材や型の部位ごとに熱膨張量や熱収縮量が異なることから、成形品や型は成形後に形状変化を生じる。したがって、高精度に製作した型を用いて鍛造を行っても、必ずしもその型の精度が成形品に転写されない¹⁻⁴⁾。成形品のへ要求精度によっては、成形後に切削や研削による後工程が必要であり、製品コストやエネルギー損失にも影響するため、より高精度に成形する精密鍛造技術の向上へのニーズは非常に高い¹⁻⁵⁾。

型の弾性変形量、素材や型の熱膨張量や熱収縮量を考慮すると、より高精度な部品を生産するためには、より低い成形荷重で、より室温に近い一定の温度で成形することが必要である。しかし、素材に割れを生じることなく変形できる素材固有の材料特性や型の強度特性から、素材温度を室温で行う冷間鍛造または素材温度を高温に加熱して変形抵抗を低減させて行う温・熱間鍛造で成形しているのが現状である¹⁻⁶⁾。

型の弾性変形量に影響する成形荷重には、素材を変形させるために必要な力を示す変形抵抗および素材が型の形状に沿ってすべる際に発生する摩擦抵抗が強く影響する。素材の変形抵抗は、素材の組成、製造、熱処理履歴や成形時の温度、ひずみ量、ひずみ速度に依存する素材固有の材料特性¹⁻⁷⁾である。素材の材質は、成形対象とする部品に必要な強度などの特性から選定されているため、変更することができない成形条件である。一方、摩擦抵抗には、鍛造時に使用する潤滑剤の性能が強く影響する¹⁻⁸⁾。すべり面の粗さも摩擦抵抗に影響する¹⁻⁹⁾が鍛造用金型の表面粗さは 6.3 RZJIS 以下に仕上げて使用する場合が多いため、鍛造で使用される型の表面粗さが摩擦抵抗に及ぼす影響は小さい。

近年、デジタル化によるプロセスの変革を目指すデジタルトランスフォーメーション DX(Digital Transformation(trans を x と略))¹⁻¹⁰⁾への関心が高まっている中、鍛造分野では数値シミュレーション CAE(Computer Aided Engineering)の利用が盛んに行われている¹⁻¹¹⁾。CAE 解析を鍛造工程の設計段階で行うことにより、割れや形状不良のない成形品を鍛造できる型を設計するとともに、型の摩耗量や疲労破壊などの型寿命予測¹⁻¹⁾、¹⁻¹²⁾を行い、適正な鍛造工程を提示できるようになってきた¹⁻¹³⁾。しかし、材料流動や型への機械的負荷(面圧、摩擦抵抗(面圧×摩擦係数))、熱的負荷(型温)を精度よく算出することは未だ難しく、型寿命予測精度も高くないのが現状である。ハードウェアの発達により、CAE 解析速度は日々向上し、複雑な形状の 3 次元 CAE 解析もできるようになってきた。しかし、CAE 解析に必要な変形抵抗、摩擦係数、熱伝熱係数などの物性値が実際の鍛造状態とは異なることが、型寿命予測精度が高くない主要因と考えられる。変形抵抗は鍛造時に発生する高い圧力下での特性が必要であり¹⁻¹⁴⁾、¹⁻¹⁵⁾、特に摩擦係数¹⁻¹⁶⁾は材料流れや摩擦発熱による型表面温度上昇に影響

響するため、実際の鍛造により近い状態で摩擦係数を得ることが CAE 解析精度向上には不可欠である。また、熱伝達係数は温・熱間鍛造時の型表面温度上昇の繰り返しによる型軟化やヒートクラックと呼ばれる型表面の亀甲状の微細な割れに影響するため、実際の鍛造により近い状態での型表面温度の正確な測定値から熱伝達係数を求める¹⁻¹⁷⁾⁻¹⁻¹⁹⁾ことが重要である。

1.1.2 冷間鍛造における課題

鋼材を冷間鍛造温度域(室温)で成形する冷間鍛造では、素材の変形抵抗が高いため、型の面圧が非常に高くなり、型材の強度不足による型割れや潤滑剤の膜切れによる焼付き、型摩耗などの型損傷が生じる。そこで潤滑剤としては、1950 年代に開発されたボンデ潤滑が主流となっている¹⁻²⁰⁾。これは、リン酸塩皮膜の上層に低摩擦の金属石けん層を組み合わせた、素材に施す潤滑処理であり、鍛造時に生じる素材の表面積拡大に対する潤滑膜の追従性が良く、摩擦係数も低いため、焼付きを抑制することができる。しかし、その潤滑処理のプロセスにおいて、消費エネルギーや廃液などの環境への影響が大きい。そこで、2000 年頃から環境に優しい冷間鍛造用潤滑剤として、1 液潤滑と呼ばれる素材に施す潤滑処理が開発された。1 液潤滑は素材表面に水性塗料状の潤滑剤を塗布し、水分を蒸発させることにより潤滑皮膜を形成する。1 液潤滑の適用範囲を Fig. 1-5 に示す¹⁻²¹⁾。図中に示すボンデ潤滑の適用範囲に近い摩擦条件(表面積拡大、摺動長さ)下においても 1 液潤滑の適用が進んでいる。

しかし、環境に優しい 1 液潤滑の潤滑性能はボンデ潤滑と比較してまだ十分ではなく、より一層の潤滑性能を有する 1 液潤滑剤の開発が進められている。そこで、冷間鍛造において、ボンデ潤滑や 1 液潤滑の潤滑性能を正確に評価することができれば、適正な潤滑剤の選定、使用により型損傷の抑制、作業環境の改善、さらには環境に優しい高性能な冷間鍛造用潤滑剤の開発に寄与できる。

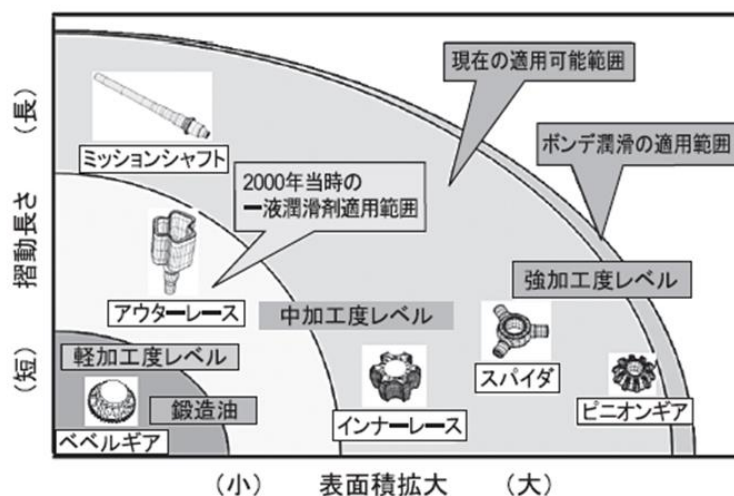


Fig. 1-5 1 液潤滑剤の適用範囲¹⁻²¹⁾

1.1.3 温・熱間鍛造における課題

鋼材を温・熱間鍛造温度域(800 °C~1250 °C)に加熱して成形する温・熱間鍛造では、高温の材料から型への伝熱と材料が型表面をすべる際に発生する摩擦発熱により、型表面温度は型材の焼戻し温度(約 600 °C)以上になり、型は軟化し、型摩耗が生じる。さらに、成形直後に潤滑剤を型に吹き付けて冷却するとともに潤滑剤を付着させるため、型表面では成形による短時間での温度上昇と潤滑剤の吹き付けによる冷却が繰り返され、型表面に亀甲状のヒートクラックが発生する場合がある。温・熱間鍛造で生じる型損傷の事例を Fig. 1-2 に示す¹⁻²²⁾。焼付き、摩耗、ヒートクラック、塑性変形などの型損傷は、成形品の表面性状や寸法精度など成形品の品質を下げるため、型寿命となり新しい型に交換される。その型の製作費や型の交換工数の増加により製品コストが高くなるため、型の損傷を抑えることは特に重要な課題である。

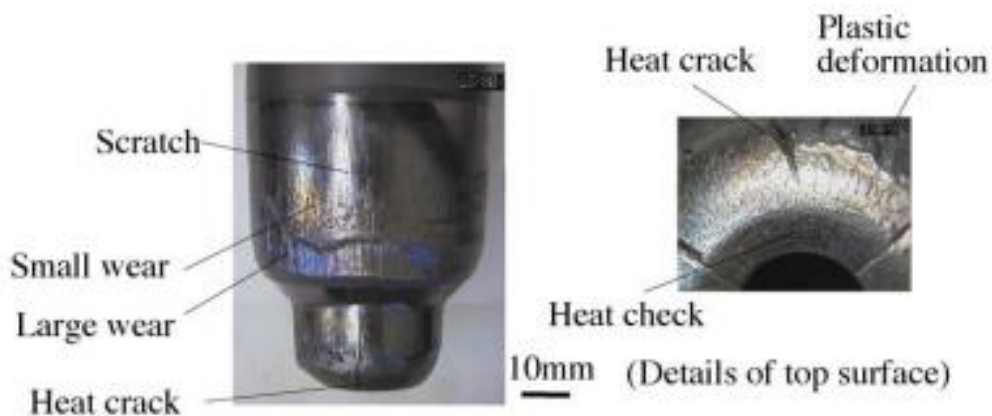


Fig. 1-2 Defined die failures in service die life¹⁻²²⁾

温・熱間鍛造型の損傷には材料と型界面の摩擦が強く影響し、その低減には潤滑剤の役割が大きい。温・熱間鍛造における潤滑剤は、その吹き付けにより型温度を下げることによる型軟化の抑制のほかに、型表面への潤滑膜の形成による摩擦の低減、焼付き、摩擦発熱、熱伝達の抑制に影響するため重要である。さらに、摩擦を低く抑えることができれば、材料流動が良くなり、材料の欠肉抑制や成形荷重の低減が期待できる。

温・熱間鍛造に使用される潤滑剤には、従来は水溶性黒鉛系潤滑剤が広く使用されていた。この潤滑剤は潤滑性能が高く、厳しい摩擦条件下においても摩擦が低く、材料流動への追従性が優れている。しかし、潤滑剤に含まれる黒鉛はプレス機周りに堆積し、電気機器の故障の要因となり、作業服への付着など、作業環境が悪く、廃液処理時に油分と分離できないなどの環境への問題があった。そこで、黒鉛を含まない環境に優しい水溶性白色系潤滑剤が開発され、現在は主流となっている。白

色系潤滑剤の適用範囲を Fig. 1-3 に示す¹⁻²³⁾。成形品形状の複雑度合いと生産速度に対応する部品が示されており、白色系潤滑剤の適用範囲は徐々に広がっている。

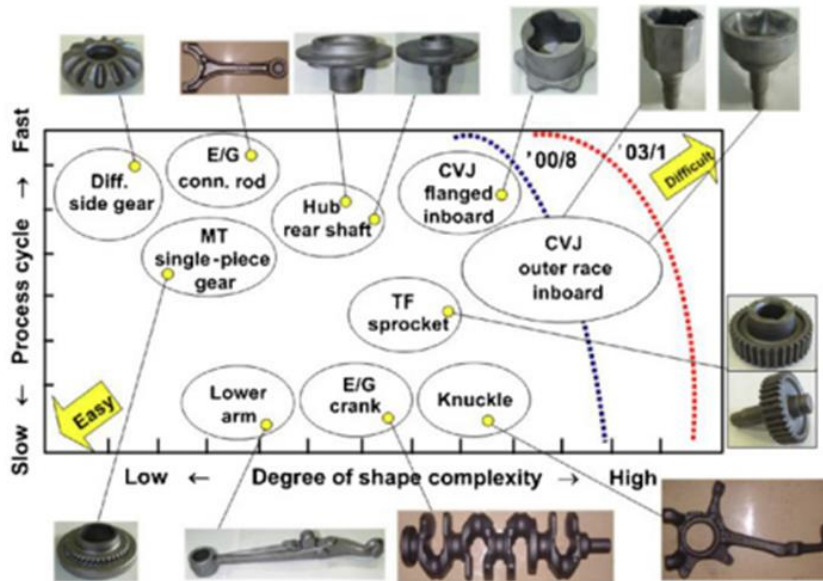


Fig. 1-3 Range of applicability of white lubricants¹⁻²³⁾

近年、自動車の高出力化，軽量化がより一層進み，それに伴い高強度で複雑な形状の等速ジョイントなどの温・熱間鍛造品が多く採用されている．すなわち，これまで以上に高温，高面圧ですべり距離が長い厳しい摩擦条件下での鍛造が行われるようになった．例えば，型(コンテナ)に材料を挿入し，コンテナ内径よりも小さい外径の型(パンチ)を押込み，容器を成形する後方押し鍛造では，型に塗布する潤滑剤の膜切れによる焼付きがしばしば発生する．その鍛造工程の一例を Fig. 1-4 に示す¹⁻¹⁾．温・熱間鍛造で使用される潤滑剤には，型への吹き付けによる型の冷却，潤滑膜の形成による材料と型との直接接触の抑制および摩擦抵抗の低減が求められる．しかし，白色系潤滑剤の潤滑性能(付着性，耐熱性，摩擦係数)は黒鉛系潤滑剤と比較して十分ではない場合が多い¹⁻²⁴⁾．そこで，温・熱間鍛造において白色系潤滑剤の潤滑性能を正確に評価することができれば，適正な潤滑剤の選定，使用により型損傷の抑制，作業環境の改善，さらには環境に優しい高性能な白色系潤滑剤の開発に寄与できる．

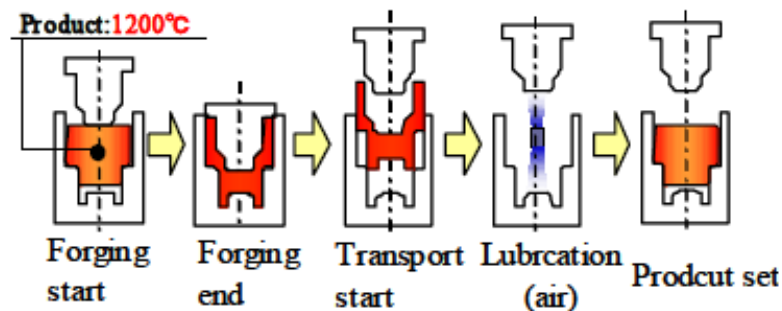
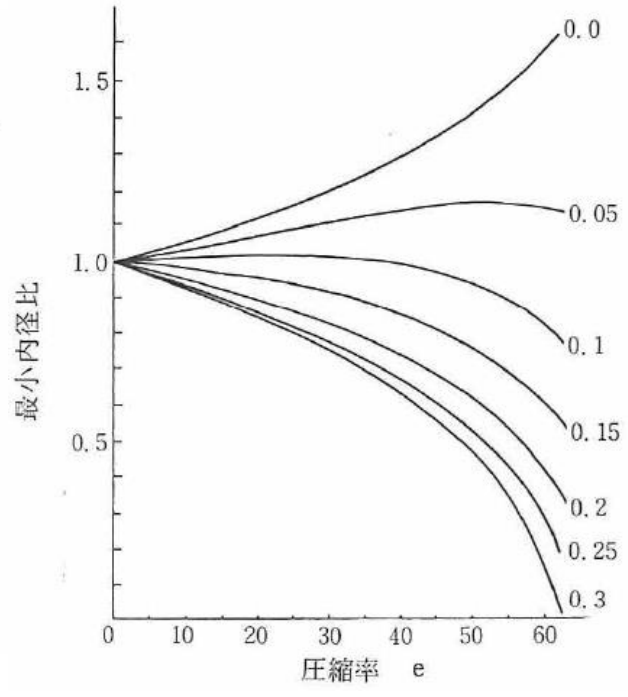
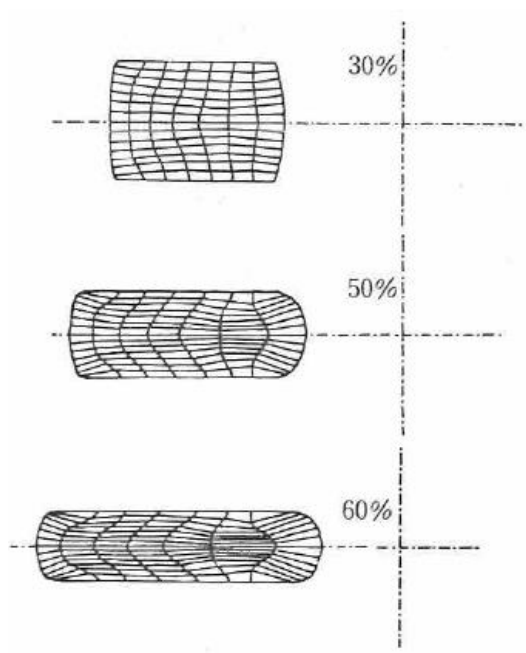


Fig. 1-4 One cycle of forging process¹⁻¹⁾

1.2 摩擦評価法の現状

今までに様々な摩擦評価法が提案されている¹⁻²⁵⁾。例えば、荷重の測定が不要であり試験片を変形させる能力のプレスと平らな型があれば試験が可能なリング圧縮試験^{1-26), 1-27)}(**Fig. 1-6**)は、圧縮後のリング試験片の内径縮小率(最小内径比)と圧縮率から校正曲線を用いて摩擦係数を同定する。この摩擦評価法は、広く採用されているがすべり距離、表面積拡大比は比較的小さい。また、すべり距離が長いしごき形のボール通し試験¹⁻²⁸⁾(**Fig. 1-7**)、テーパプラグ通し試験¹⁻²⁹⁾(**Fig. 1-8**)、表面積拡大比が大きい後方せん孔試験^{1-30), 1-31)}(**Fig. 1-9**)やテーパカップ試験¹⁻³²⁾(**Fig. 1-10**)では、最大荷重や焼付きの程度により摩擦係数の大きさを評価している。さらに、前方押し出し形のスパイク試験¹⁻³³⁾(**Fig. 1-11**)やそれらを組み合わせた試験^{1-34)~1-36)}(**Fig. 1-12, Fig. 1-13, Fig. 1-14**)が提案されている。これらの摩擦評価法における摩擦係数は、予め有限要素法 FEM(Finite Element Method)解析で求めた試験後の試験片形状や荷重と摩擦係数との関係から同定しており、FEM 解析には供試材の変形抵抗や熱伝達係数などの物性値の正確な値が必要である。

一方、帯平板材の片側の面をしごいた時の圧下荷重としごき荷重から摩擦係数を求めるしごき形摩擦試験¹⁻³⁷⁾(**Fig. 1-15**)や加熱された回転する試験円盤を平らな工具に押し付けた時の工具が受ける垂直力と接線力から摩擦係数を求める熱間回転摩擦試験¹⁻³⁸⁾(**Fig. 1-16**)が提案されている。また、回転させた下型上の円柱試験片に、円盤状の上型を押し付けた時に上型外周に設置されたリングが受ける荷重とトルクから摩擦係数を測定する方法¹⁻³⁹⁾(**Fig. 1-17(a)**)、上型内側の円柱パンチは自由に回転でき、上型外側のリングパンチは内側の円柱パンチ外周部に設置された軸受を介して外部に固定されており、円柱試験片を上型で圧縮、カップ状に後方に押し出し後、下型を回転させることで、上型外側のリングパンチが受ける荷重とトルクから摩擦係数を直接算出する方法¹⁻³⁹⁾(**Fig. 1-17(b)**)が提案されている。



(a) リング圧縮の剛塑性有限要素法によるシミュレーション結果

(b) 最小内径比と圧縮率から求める摩擦係数 μ のキャリブレーション曲線

Fig. 1-6 リング圧縮試験¹⁻²⁶⁾

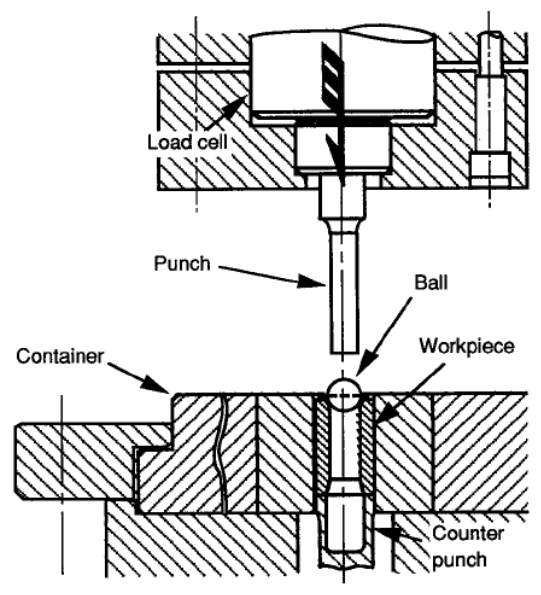


Fig. 1-7 ボール通し試験¹⁻²⁸⁾

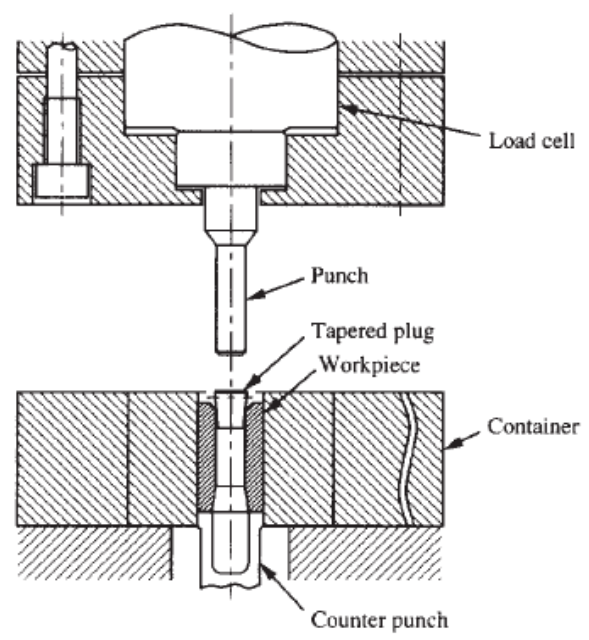


Fig. 1-8 テーパープラグ通し試験¹⁻²⁹⁾

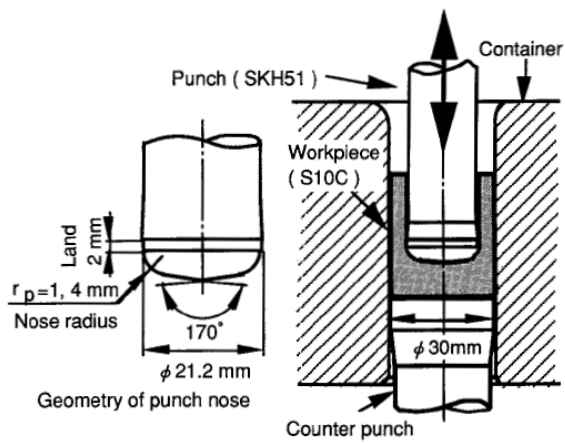


Fig. 1-9 後方せん孔試験 1-30),1-31)

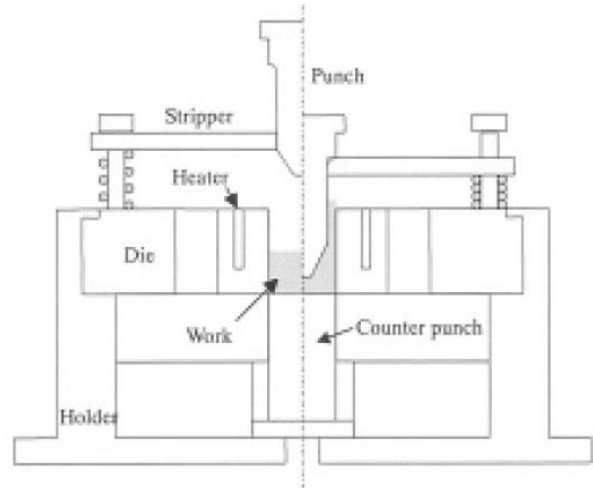


Fig. 1-10 テーパーカップ試験 1-32)

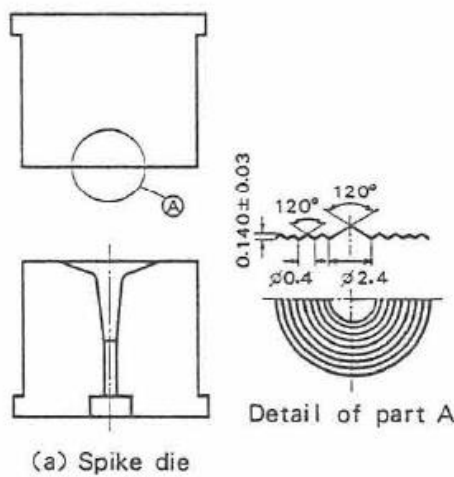


Fig. 1-11 スパイク試験 1-33)

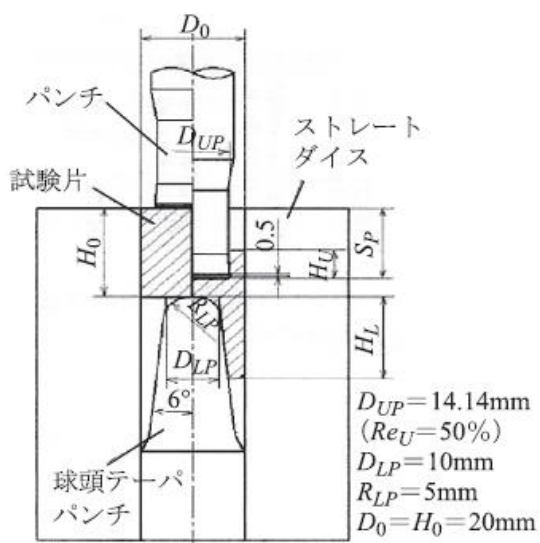


Fig. 1-12 前方軸-後方缶
押出し型摩擦試験 1-34)

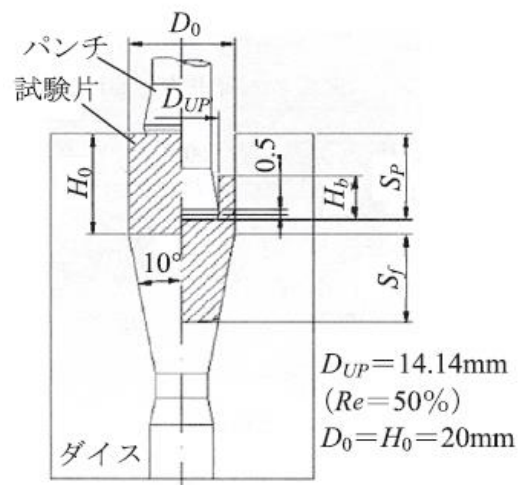


Fig. 1-13 前方テーパ管-後方直缶
押出し型摩擦試験 1-35)

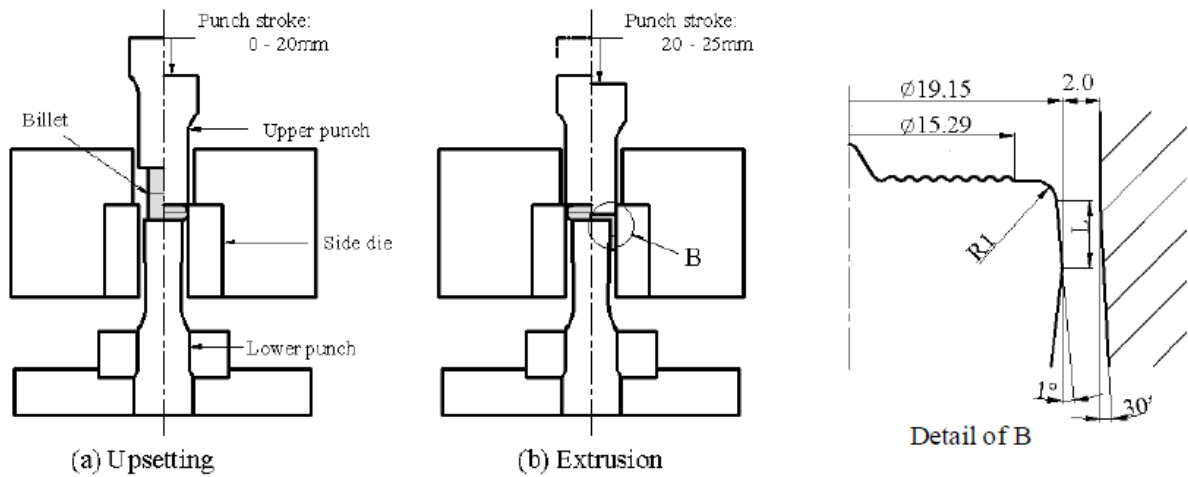


Fig. 1-14 押し込み-押し出し形摩擦試験 1-36)

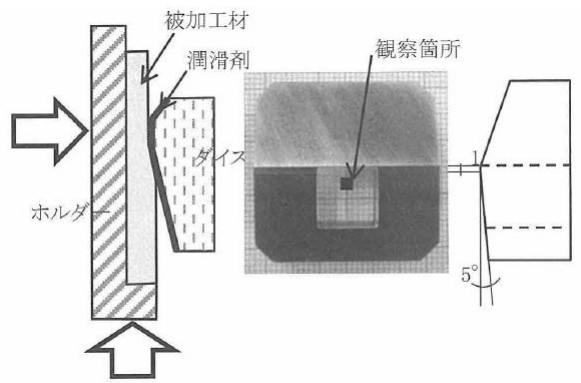


Fig. 1-15 しごき形摩擦試験 1-37)

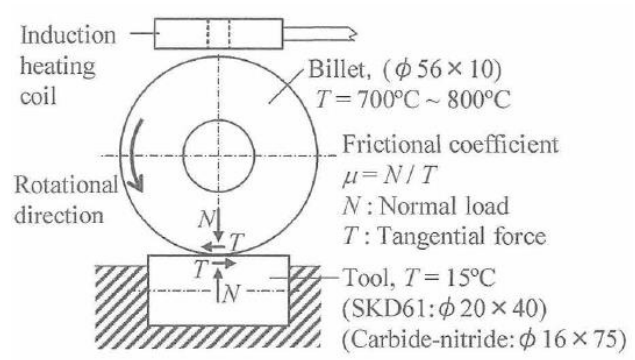
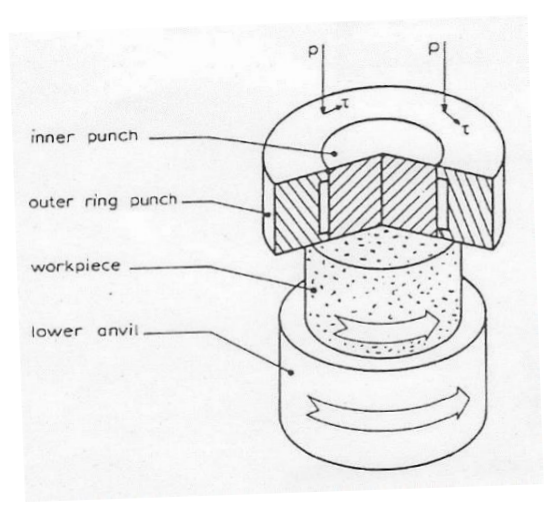
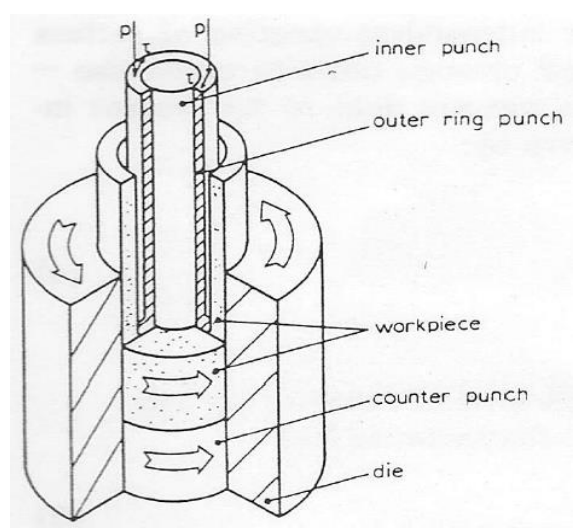


Fig. 1-16 熱間回転摩擦試験 1-38)



(a) Low normal pressure



(b) High normal pressure

Fig. 1-17 Twist-compression test¹⁻³⁹⁾

1.3 摩擦評価の考え方

1.1 節で示したように、鍛造で用いられる潤滑剤は、冷間鍛造では、素材に予め潤滑膜を形成または金型への塗布、温・熱間鍛造では、型表面への塗布による型冷却および潤滑膜の形成により、焼付きや摩耗などの型損傷、摩擦発熱、熱伝達の抑制に重要である。また、潤滑剤により摩擦を低く抑えられれば、材料流動が良くなり、材料の欠肉抑制や成形荷重の低減にも寄与する。また、潤滑剤には、潤滑性能を発揮する適正な鍛造温度^{1-40), 1-41)}、型温度、面圧、すべり距離などの摩擦条件がある。特に温・熱間鍛造では、加熱された素材からの伝熱や摩擦発熱により上昇する型の温度が型の摩耗や焼付きに強く影響する¹⁻⁴²⁾⁻¹⁻⁴⁴⁾ことから、潤滑剤には型への塗布による型冷却と、付着した潤滑膜による摩擦低減や断熱効果が期待されている。

このように、鍛造において潤滑剤は、材料流動、成形荷重、型損傷に強く影響することから、潤滑剤の選定や使用に際して、実験室で行える摩擦試験により潤滑剤の潤滑性能を正確に評価することが重要である。

そこで、1.2 節で示した多くの摩擦評価法が提案されている。しかし、摩擦試験による摩擦の評価結果は、必ずしも実生産での評価結果と一致していないのが現状である。それは、対象とする成形品形状や型の部位ごとに異なる面圧、すべり速度、すべり距離、接触時間などの摩擦条件の厳しさが摩擦試験での摩擦評価条件に反映できていないことが要因と考えられる。摩擦の厳しさの指標として、面圧と素材の表面積拡大比で整理した代表的な鍛造品の位置付けを **Fig. 1-18** に示す。成形対象とする成形品ごとに摩擦の厳しさは異なることから、成形対象とする成形品の摩擦の厳しさを再現した摩擦条件下で摩擦試験を行い評価する必要がある。その際に、摩擦を定量的に評価する代表値としての摩擦係数を測定できることが重要である。

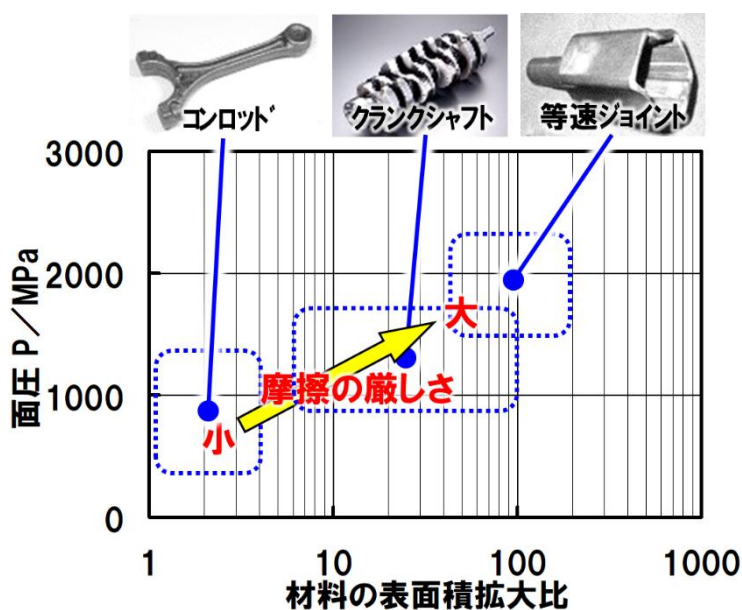


Fig. 1-18 摩擦の厳しさ

摩擦係数を求める方法として 1.2 節に示した中で最も広く採用されているリング圧縮試験(Fig. 1-6)は、平らな圧縮盤で圧縮した後のリング試験片の内径縮小率と圧縮率を校正曲線にプロットすることにより摩擦係数を求めている。 FEM 解析により求めたビレットの内径縮小率と圧縮率から摩擦係数を同定するための校正曲線の一例を Fig. 1-19 に示す。 解析条件としては素材の変形抵抗曲線には剛完全塑性体を用いて、素材の温度を考慮しないで解析を行っている。 剛完全塑性体、温度の考慮なしとすることにより、対象とする試験片の加工硬化特性、温度依存性に関わらず、摩擦係数を求めることができるため簡便である。 しかし、機械構造用炭素鋼 S45C の変形抵抗曲線を Fig. 1-20 に示すように、実際の材料は変形に伴い加工硬化して変形抵抗が大きくなり、材料の温度により変形抵抗および加工硬化特性は大きく異なる。 また、材料と型との界面における熱伝達係数により熱の伝わり方が異なるため、圧縮中に材料の温度が変化すると変形抵抗も変化する。 材料の変形抵抗曲線に S45C

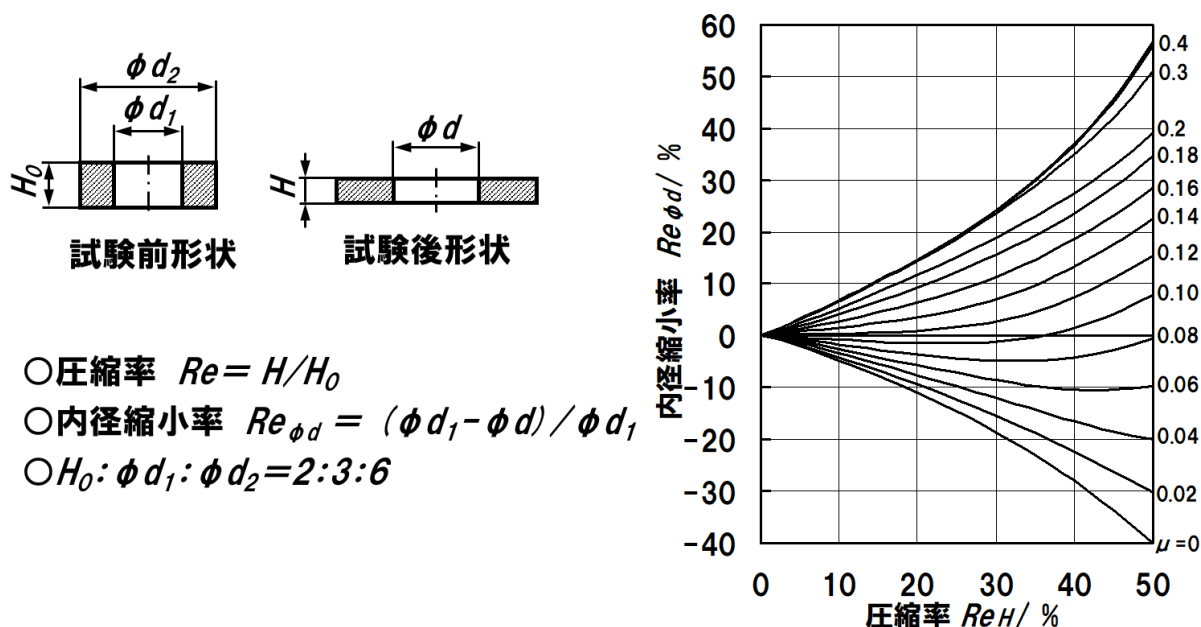


Fig. 1-19 リング圧縮試験による摩擦係数の求め方

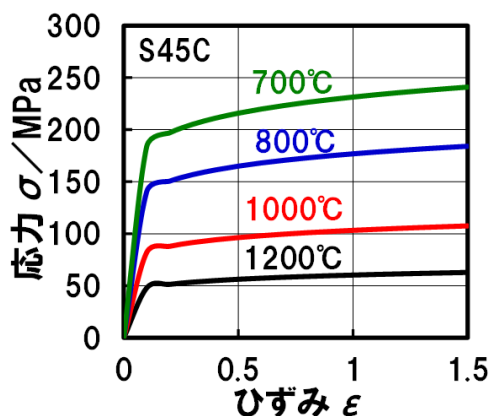


Fig. 1-20 機械構造用炭素鋼 S45C の変形抵抗曲線

を用いて，加工硬化特性，温度依存性を考慮して，熱伝達係数 $hc = 0 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ と， $hc = 10 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ で FEM 解析した場合の校正曲線と，剛完全塑性体，温度考慮なしの校正曲線の圧縮率 50 % のときの内径縮小率と摩擦係数の関係を Fig. 1-21 に示す。

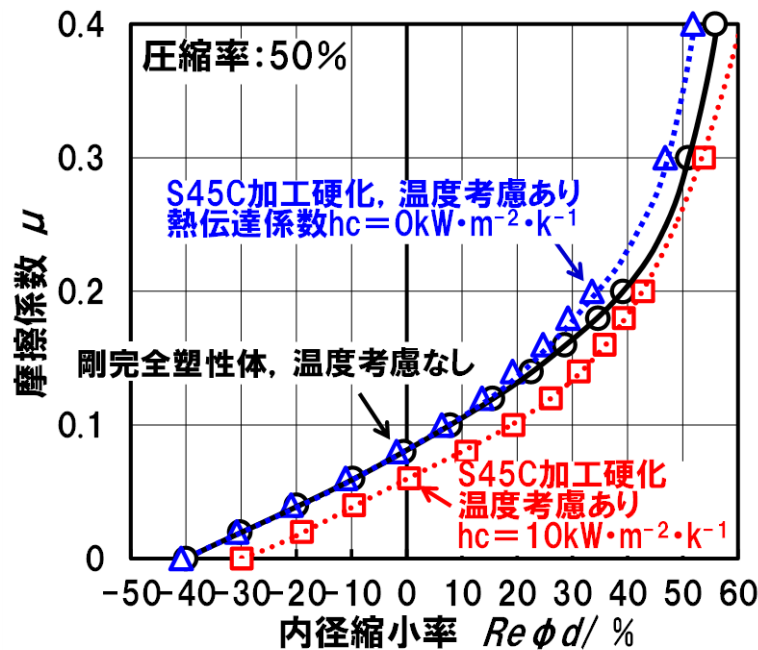


Fig. 1-21 機械構造用炭素鋼 S45C の内径縮小率と摩擦係数の関係

通常使用されている剛完全塑性体，温度考慮なしで校正曲線を求めた場合と比較して，加工硬化特性，温度依存性を考慮して，材料と型との間での熱の伝わる程度を表す熱伝達係数を考慮しない $hc = 0$ の場合では，内径縮小率が 20 % 以上において摩擦係数は大きく求められる．一方，熱間鍛造時の熱伝達係数を考慮した $hc = 10 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ の場合では，いずれの内径縮小率においても摩擦係数は約 0.04 程度小さく求められる．このように，FEM 解析において校正曲線を求める時に必要な材料の変形抵抗や熱伝達係数などの物性値によって摩擦係数は大きく異なることがわかる．しかし，それらの物性値を正確に測定することは難しいのが現状である．

したがって，摩擦係数の値に影響する変形抵抗や熱伝達係数などの物性値を用いることなく，試験時の荷重やトルクなどの測定値から直接摩擦係数を求められれば，より正確な摩擦係数として摩擦状態を評価できると考えられる．摩擦係数を直接求められる摩擦試験法を用いて摩擦状態を定量的に評価できれば，摩擦試験での評価結果と実生産時の評価を一致させることができ，鍛造工法ごとの最適な潤滑剤の選定が可能となる．また，得られた摩擦係数を鍛造工程設計段階での CAE 解析に用いることにより，CAE 解析精度の向上に寄与できる．さらに，その摩擦試験法の活用により，新しい環境に優しい高性能な潤滑剤の開発に寄与する．

1.4 研究の目的および本論文の構成

鍛造で使用される潤滑剤は、材料流動、成形荷重、型損傷に強く影響することから、成形対象とする成形品の摩擦の厳しさを再現した摩擦条件下での摩擦試験により、潤滑性能を示す代表値である摩擦係数を正確に評価することが重要である。また、その潤滑性能を評価する上では、摩擦試験時の型表面温度の情報が必要である。

本研究では、成形対象とする成形品の摩擦の厳しさを再現した摩擦条件下で摩擦を定量的に評価する代表値としての摩擦係数を測定するとともに、型内部温度の実測値から型表面温度を推定可能な摩擦試験法を提案する。さらに、摩擦条件が摩擦係数に及ぼす影響を定量的に考察する。提案した摩擦試験法を用いることにより、成形品の摩擦の厳しさを再現した正確な摩擦係数が得られるため、鍛造工法ごとの最適な潤滑剤の選定が可能となり、実生産時の型寿命の向上や、得られた摩擦係数をCAE解析条件に用いることにより、鍛造CAE解析精度の向上に寄与できる。さらに、その摩擦試験法の活用により、新しい環境に優しい高性能な潤滑剤の開発に寄与する。

鍛造での変形様式は、主に素材を型で圧縮変形させて高さを減少させる「据え込み成形」と、素材を前方あるいは後方に型内で押出す「押し出し成形」に大別される。それらの変形様式で成形した時の材料と型との間で発生する摩擦の厳しさを再現した摩擦試験法を Fig. 1-22 に示す。回転円筒押し込み形は比較的高い面圧下ですべりが大きい場合を想定した摩擦試験法、回転リング圧縮形は比較的高い面圧下ですべりが小さい場合を想定した型構造が単純な摩擦試験法であり、いずれも表面積拡大比は比較的小さい。また、回転後方せん孔形は高い面圧下ですべりが大きく、表面積拡大比も大きい最も摩擦が厳しい場合を想定した摩擦試験法である。

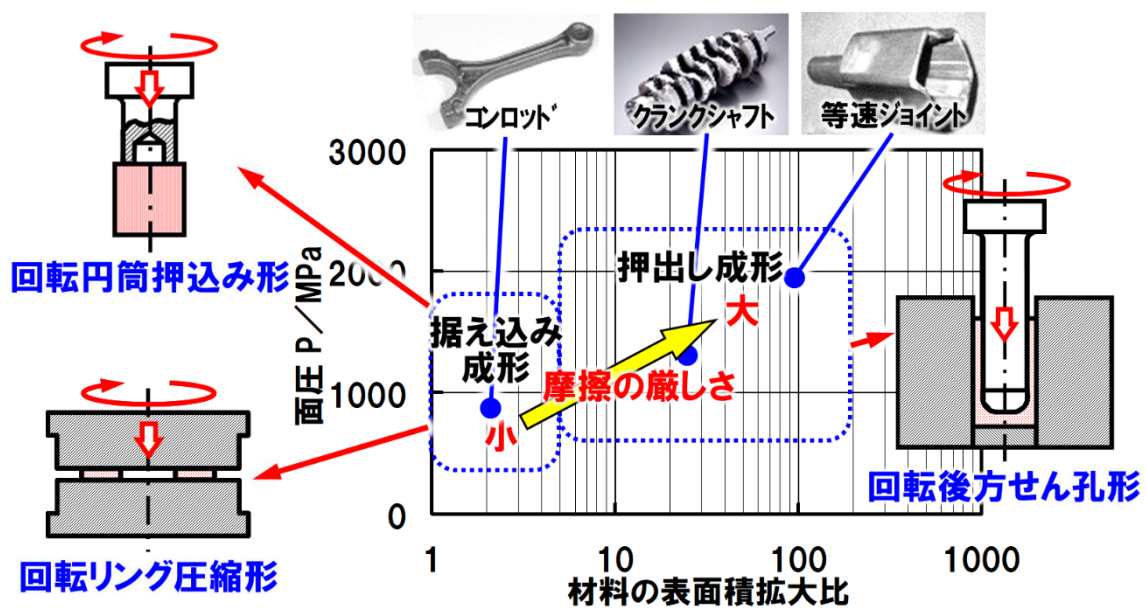


Fig. 1-22 摩擦の厳しさを再現した摩擦試験法

本論文では、コンロッドなどの摩擦条件としては比較的厳しくない鍛造を想定した面圧下において、すべりが大きく、多数個の間欠・繰り返し摩擦試験が行える回転円筒押し込み形の摩擦試験法と、型構造が単純な回転リング圧縮形の摩擦試験法、および、等速ジョイントやクランクシャフトなどの摩擦条件が非常に厳しい鍛造を想定した回転後方せん孔形の摩擦試験法を提案する。いずれの摩擦試験法においても、素材温度、型温度、潤滑剤、表面積拡大比などの摩擦条件が、上型を回転させることにより測定されるトルクと荷重の実測値から求められる摩擦係数と、型の内部に設置した熱電対により測定される型内部温度の実測値から求められる型表面温度に及ぼす影響を定量的に評価、考察する。

第1章では、鋼の鍛造における摩擦評価の重要性および今までに提案された摩擦試験法を示した。そして、摩擦評価の考え方と摩擦を評価する試験法に必要な条件を示した。

第2章では、実際の塑性加工に近い多数回の間欠・繰り返し摩擦条件の下で摩擦試験が可能な回転円筒押し込み形の摩擦試験法を提案する。摩擦係数は、円筒状の型を回転させながら、その外径よりも大きい直径の円柱試験片上部に塑性変形が生じる程度に押し込むことで得られるトルクと荷重の測定値から算出する。また、円筒型内部に挿入した熱電対による型内部温度の実測値から試験時の型表面温度を推定する。そして、摩擦係数、焼付き、型軟化などに及ぼす2, 3の試験条件の影響を検討する¹⁻⁴⁸⁾。

第3章では、リング状の材料を平面で圧縮する型構造が単純な回転リング圧縮形を採用した摩擦試験法を提案する。摩擦係数は、上型全体を回転させながらリング試験片を圧縮することで得られるトルクと荷重の測定値から算出する。また、下型内部に挿入した熱電対による型内部温度の実測値から試験時の型表面温度を推定する。そして、冷間鍛造温度域で使用される代表的な2種類の鋼材と4種類の冷間鍛造用潤滑剤を用いて、潤滑剤の性能に影響する型表面温度と摩擦係数との関係を定量的に評価する¹⁻⁴⁹⁾。

第4章では、第3章で示した回転リング圧縮形の摩擦試験法において、温・熱間鍛造温度域で使用される代表的な4種類の温・熱間鍛造用潤滑剤を用いて、型表面温度と摩擦係数との関係を定量的に評価し、すべり距離、表面積拡大比が比較的小さい部品を鍛造する場合の温・熱間鍛造用潤滑剤の選定指針を得る¹⁻⁵⁰⁾。

第5章では、型(コンテナ)に円柱状の材料を挿入し、コンテナ内径よりも小さい外径の型(パンチ)を押込み、押込み方向とは反対の後方に材料を押し出して容器(カップ)を成形する回転後方せん孔形を採用した摩擦試験法を提案する。摩擦係数は、パンチを回転させながら材料に押し込むことで得られるトルクと荷重の測定値から算出する。そして、粘度が異なる無添加鉱油や冷間鍛造温度域で使用される代表的な冷鍛油および2種類の冷間鍛造用潤滑剤を用いて、それらの潤滑性能を摩擦係数により定量的に評価する¹⁻⁵¹⁾。

第6章では、第5章で示した回転後方せん孔押し摩擦試験法を用いて、温・熱間鍛造温度域において、黒鉛系および燃焼温度の異なる3種類の白色系の温・熱間鍛造用潤滑剤の摩擦係数に及ぼす摩擦条件の影響を定量的に評価する¹⁻⁵²⁾。

第7章では、第5章、第6章で示した回転後方せん孔押し摩擦試験法において、冷間、温・熱間鍛造温度域で型内部温度の実測値を用いて型表面温度を推定し、その型表面温度と測定された摩擦係数の関係を定量的に評価する。さらに、摩擦条件としては厳しくない第3章、第4章に示した回転リング圧縮形の摩擦試験の結果と比較することにより、鍛造条件と型表面温度や摩擦係数の関係を総合的に考察する¹⁻⁵³⁾。

第8章では、本論文の総括を示す。

参考文献

- 1-1) Watanabe, A., Suzuki, T., Nakanishi, K., Tanaka, T., Sawamura, M. and Yogo, Y. : “Development of a CAE System for Wear Prediction of Hot Forging Dies”, FISITA2006, F2006M213.
- 1-2) 森下 弘一, 末次 一英, 平井 豊, 田中 秀明, 田渡 正史, 橋本 秀之: “グローバル生産に向けた小ロット・コンパクト鍛造ラインの開発”, 塑性と加工, **52-611**(2011), 1247-1251.
- 1-3) 北村 憲彦: “鍛造分野の目指すべき次世代技術”, 塑性と加工, **52-600**(2011), 124-127.
- 1-4) 石川 孝司, 石黒 太浩: “サーボプレスを使った高精度冷間鍛造”, 塑性と加工, **55-645**(2014), 902-906.
- 1-5) 北村 憲彦: “精密鍛造における潤滑技術の高度化に関する研究開発”, ふらすとす, **2-24**(2019), 763-767.

- 1-6) 小坂田 宏造, 石川 孝司, 小野 宗憲, 森下 弘一, 安藤 弘行 : “精密鍛造” , (2020), 233-294, 日刊工業新聞社.
- 1-7) 小坂田 宏造, 石川 孝司, 小野 宗憲, 森下 弘一, 安藤 弘行 : “精密鍛造” , (2020), 21-35, 日刊工業新聞社.
- 1-8) 北村 憲彦, 浅井 一仁 : “熱間鍛造加工用の潤滑性能評価法” , ふらすとす, **2-14**(2019), 90-95.
- 1-9) 佃 誠, 高田 与男, 尾崎 幸一 : “リング圧縮試験での摩擦せん断係数に及ぼす試験条件の影響” , 軽金属, **29-9**(1979), 397-402.
- 1-10) 藤川 真一郎 : “ものづくりのためのデジタルトランスフォーメーション” , ふらすとす, **6-65**(2023), 231-232.
- 1-11) 早川 邦夫 : “バルク成形シミュレーション” , ふらすとす, **4-43**(2021), 472-476.
- 1-12) 岡島 琢磨 : “温熱間鍛造加工の金型摩耗と寿命予測技術” , ふらすとす, **4-41**(2021), 301-305.
- 1-13) 稲垣 佳也 : “鍛造工程設計における数値シミュレーションの活用” , 軽金属, **70**(2020), 536-544.
- 1-14) Yogo, Y., Sawamura, M., Hosoya, M., Kamiyama, M., Iwata, N. and Ishikawa, T. : “Measurement Method for Stress–Strain Curve in a Super-Large Strain Range”, *Materials Science and Engineering A*, **600-10**(2014), 82-89.
- 1-15) Hu1, C., Volz1, S., Groche1, P., Moreau, P., Launhardt, J., Benabbou, N., Saito, S., Chen, H., Kitamura, K. and Dubar, L. : “Modeling of Friction in Cold Forging Considering Wide Range of Tribological Conditions”, *The International Cold Forging Group (ICFG) report*, (2023).
- 1-16) 中村 保, 鷺坂 芳弘 : “変形抵抗・摩擦特性値の測定” , 塑性と加工, **48-552**(2007), 7-17.
- 1-17) 濟木 弘行, 南 明宏, 御祓如 英也 : “温・熱間鍛造における型の熱的接触・冷却条件の評価法” , 塑性と加工, **30-336**(1989), 51-56.
- 1-18) 中西 広吉, 野々山 史男, 澤村 政敏, 団野 敦 : “鍛造加工の温度解析における界面熱伝達特性” , 塑性と加工, **37-421**(1996), 207-212.
- 1-19) Sawamura, M., Yogo, Y., Kondo, S., Tanaka, T., Nakanishi, K., Suzuki, T. and Watanabe, A. : “Estimation of Spray Lubrication and Die Temperature for Hot Forging Die Wear Life Prediction”, *R&D Review of Toyota CRDL*, **40-1**(2005), 50-56.
- 1-20) 大竹 正人, 小見山 忍 : “冷間鍛造用潤滑剤の過去, 現在, そして未来” , 塑性と加工, **57-664**(2016), 421-425.

- 1-21) 清水 秋雄：“21世紀を支える冷間鍛造加工のための潤滑技術”，日本パーカラ
イジング技法, **20**(2008), 33-39.
- 1-22) 土屋 能成, 中西 広吉, 松井 宗久, 田中 利秋, 鈴木 寿之, 野上 芳和, 明石 忠雄：“熱
間鍛造金型の損傷挙動と損傷マップによる寿命予測”，R&D Review of Toyota
CRDL, **36-4**(2001), 47-54.
- 1-23) Morishita, M.：“Tribology in Manufacturing Processes of Automobiles at Toyota”, in
Azushima, A., (Ed.), Proceed. 3rd Int. Conf. on Tribology in Manufacturing Processes,
ICTMP3, Yokohama, Japan, Oct. 2007, 1-9.
- 1-24) 池田 修啓：“熱間鍛造用の潤滑剤”，塑性と加工, **54-630**(2013), 581-585.
- 1-25) 日本塑性加工学会編：“プロセス・トライボロジーー塑性加工の摩擦・潤滑・
摩耗のすべてー”，(2020), 99-121, コロナ社.
- 1-26) 久能木 真人：“軸方向圧縮荷重を受ける中空円筒の塑性変形に就いて”，理化
学研究所報告, **30-2**(1954), 63-92.
- 1-27) 小坂田 宏造, 白木 光信, 村木 重節, 徳岡 雅康：“リング圧縮試験による変形抵抗
測定法”，日本機械学会論文集 C 編, **55-516**(1989), 2213-2220.
- 1-28) 北村 憲彦, 大森 俊英, 団野 敦, 川村 益彦：“ボール通し試験法による冷間鍛造
用潤滑剤の性能評価”，塑性と加工, **34-393**(1993), 1178-1183.
- 1-29) 大森 俊英, 北村 憲彦：“ステンレス鋼用高性能冷間鍛造油の開発”，R&D
Review of Toyota CRDL, **31-3**(1996), 15-25.
- 1-30) 団野 敦, 阿部 勝司, 野々山 史男：“冷間せん孔加工によるリン酸塩皮膜の潤滑
性能評価”，塑性と加工, **24-265**(1983), 213-220.
- 1-31) 北村 憲彦, 大森 俊英, 団野 敦, 川村 益彦：“後方せん孔試験による冷間鍛造用
潤滑油の性能評価”，塑性と加工, **37-429**(1996), 1083-1088.
- 1-32) 伊藤 樹一, 吉田 広明, 五十川 幸宏：“テーパーカップ試験による大変形時の鍛
造用潤滑剤の評価”，電気製鋼, **76-2**(2005), 79-86.
- 1-33) 五十川 幸宏, 遠藤 裕介, 木村 篤良, 戸澤 康壽：“スパイクテストによる潤滑剤の
評価法”，第 42 回 塑性加工連合講演会論文集, (1991), 623-626.
- 1-34) Nakamura, T., Bay, N. and Zhang, Z-L.：“FEM Simulation of Friction Testing Method
Based on Combined Forward Rod-Backward Can Extrusion”，Journal of Tribology,
119-3(1997), 501-506.
- 1-35) Nakamura, T., Bay, N. and Zhang, Z-L.：“FEM Simulation of a Friction Testing Method
Based on Combined Forward Conical Can-Backward Straight Can Extrusion”，Journal
of Tribology, **120-4**(1998), 716-723.

- 1-36) 王 志剛, 小見山 忍, 徳永 龍一, 山岡 祐一: “据込み一押し形摩擦試験法による冷間鍛造用潤滑被膜の摩擦特性評価”, 塑性と加工, **51-591**(2010), 336-341.
- 1-37) 土屋 能成, 王 志剛: “熱間鍛造用潤滑剤の高温挙軌と潤滑機構”, 第 66 回 塑性加工連合講演会論文集, (2015), 295-296.
- 1-38) 浅井 一仁, 北村 憲彦: “鋼の熱間鍛造用工具の回転摩擦試験”, 平成 24 年度 塑性加工春季講演会論文集, (2012), 331-332.
- 1-39) Hansen, B.G. and Bay, N.: “Two New Methods for Testing Lubricant for Cold Forging”, *Journal of Mechanical Working Technology*, **13**(1986), 189-204.
- 1-40) 野々山 史男, 北村 憲彦, 団野 敦: “鋼の温間鍛造への B₂O₃ 潤滑の適用”, 塑性と加工, **34-393**(1993), 1172-1177.
- 1-41) Kada, O., Wang, Z.G.: “Lubricating Performance of Residual Zinc Phosphate Coating on Forged Specimen in Bowden-Leben Sliding Test”, *Key Engineering Materials*, **767**(2018), 124-130.
- 1-42) 岡島 琢磨, 吉田 広明, 五十川 幸宏: “鍛造金型の損傷評価技術に関する研究”, 電気製鋼, **76-2** (2005), 95-102.
- 1-43) 三宅 勝, 矢崎 拓郎, 曾谷 保博: “金型揺動化圧下方式と潤滑による鍛造荷重低減特性”, 塑性と加工, **53-613** (2012), 160-164.
- 1-44) 金 秀英, 久保田 智: “CAE による熱間鍛造の型寿命要因分析および改善について”, 塑性と加工, **54-630**(2013), 591-595.
- 1-45) Sawamura, M., Tanaka, T., Yogo, Y., Nakanishi, K., Suzuki, T., Watanabe, A. and Miyajima, N.: “Estimation of Friction and Heat Transfer at Cooling for Prediction of Hot Forging Die Life”, 8th International Conference on Technology of Plasticity(ICTP), Verona, Italy, 9-13 Oct, 2005, Proceedings (Advanced Technology of Plasticity 2005, ISBN 88-87331-74-X) Contents(CD-ROM), 262, (2005), 639-640.
- 1-46) 澤村 政敏, 与語 康宏, 田中 利秋, 中西 広吉, 鈴木 寿之, 渡邊 敦夫, 宮嶋 伸晃: “新規熱間しごき形試験による潤滑性評価～熱鍛型寿命向上のための潤滑・冷却特性解析(4)～”, 平成 16 年度 塑性加工春季講演会論文集, (2004), 369-370.
- 1-47) 澤村 政敏, 与語 康宏, 近藤 頼子, 田中 利秋, 中西 広吉, 宮脇 和久: “熱間しごき型試験によるダイス摩耗評価”, 平成 20 年度 塑性加工春季講演会論文集, (2008), 383-384.
- 1-48) 澤村 政敏, 土屋 能成, 団野 敦: “回転圧縮式間欠繰り返し摩擦試験による型損傷評価の試み”, 塑性と加工, **39-455**(1998), 1258-1262.
- 1-49) 澤村 政敏, 与語 康宏, 上山 道明, 岩田 徳利: “回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験による鋼材の冷間鍛造用潤滑剤の評価”, 塑性と加工, **59-687**(2018), 53-58.

- 1-50) 澤村 政敏, 与語 康宏 : “回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験による鋼材の熱間鍛造用潤滑剤の評価” , 塑性と加工, **61**-719(2020), 233-238.
- 1-51) Sawamura, M., Yogo, Y., Kamiyama, M. and Iwata, N. : “Measurement of Friction Coefficient by Backward Extrusion with Rotating Tool under Severe Forming Conditions”, *Procedia Engineering*, **81**(2014), 1866-1871.
- 1-52) 澤村 政敏, 与語 康宏, 北村 憲彦 : “回転金型を用いた後方せん孔摩擦試験による厳しい温・熱間摩擦下での摩擦係数の測定” , 塑性と加工, **63**-738(2022), 94-99.
- 1-53) 澤村 政敏, 与語 康宏 : “回転金型を用いた後方せん孔押し出し試験による冷間, 温・熱間鍛造温度域での摩擦係数の考察” , 塑性と加工, **65**-757(2024), 13-21.

第2章 回転圧縮式間欠繰り返し摩擦試験による 型損傷評価の試み

2.1 緒言

塑性加工において、加工条件、金型や素材の材料、潤滑条件などは、加工時の金型と被加工材間の摩擦状態を決定する。一方で、これらの条件によって被加工材の塑性変形状態が変化することから摩擦状態が影響され、ひいては金型寿命や成形品品質を決定づける。しかも、加工界面での摩擦挙動は加工の進行とともに複雑に変化し、繰り返し加工に伴う変動も大きい。したがって、上記加工条件などを最適化し金型寿命や成形品品質の向上を図るためには、実際の塑性加工に近い摩擦条件下、即ち多数回の間欠、繰り返し加工下で、摩擦挙動に及ぼす各種要因の影響を明確にする必要がある。

今までに、数多くの塑性加工モデル摩擦試験法が開発されている²⁻¹⁾。たとえば、Bayら²⁻²⁾は据込み加工及び後方せん孔加工時の摩擦係数を測定できるように工夫し、試験条件と焼付きとの関連について検討している。しかし、ほとんどの試験法は少数の摩擦回数での評価であり、実際の鍛造のような、多数回繰り返し加工を行った時の摩擦挙動を捕らえた報告は少ない²⁻³⁾。一方、濟木ら²⁻⁴⁾は高温素材に円錐台形状の金型材試験片を繰り返し接触させる方式の鍛造模型試験を試み、試験条件と型内部温度や界面熱コンダクタンスとの関連について検討しているが、設定可能な面圧が小さく、すべり条件は与えられない。

そこで、鍛造時の様な高い圧力下においてすべり速度、接触時間、すべり距離、試験温度などの試験条件を独立に設定でき、多数回の間欠繰り返し試験が可能で、その時の摩擦係数を定量的に測定し得る回転圧縮式の摩擦試験機を考案し試作した。本試験機では、表面積拡大による新生面の露出が小さい範囲内で、塑性加工時の局所的な型の特定部位における主要な摩擦条件を任意設定することにより、その部位の摩擦挙動に及ぼす各種要因の影響を明確にすることを意図している。本報では、試作試験機を用いて摩擦係数、焼付き、型軟化などに及ぼす2, 3の試験条件の影響を検討した結果について報告する²⁻⁵⁾。

2.2 試験装置及び試験条件

2.2.1 摩擦試験機

試験方法としては、**Fig. 2-1**に示すように、外径 18 mm、高さ 9.5 mm の円柱状ビレットに外径 12 mm、内径 6 mm の円筒状のパンチを回転させながら所定時間内押し込み、離脱させる操作を繰り返し行う方式を採用した。一連の試験においてビレットは1回ごとに新しいものに交換される。また、試験面における摩擦係数は、加圧

力とパンチの回転トルクから算出される。試験機の仕様は **Table 2-1** に示す通りで、実際の塑性加工と同程度の試験条件を設定し得る。試験サイクルは約 4 秒である。試験機の概略を **Fig. 2-2** に示す。ビレットはフィーダ②、③により高周波加熱コイル④の上部に送られ、コイル④を通過後に下部からビレット搬送フィンガー⑨により試験部⑥に搬送され、1 回の試験の後に排出される。パンチの回転は、モータ⑤により、加圧力は下部の油圧シリンダ⑧により与えられる。

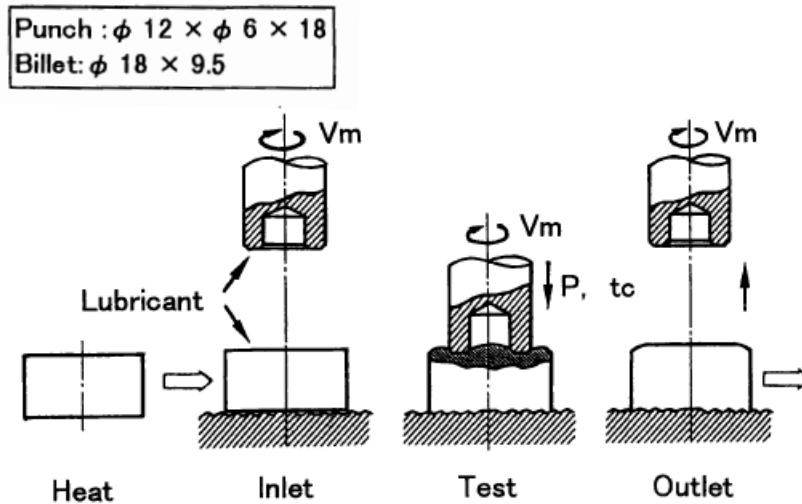
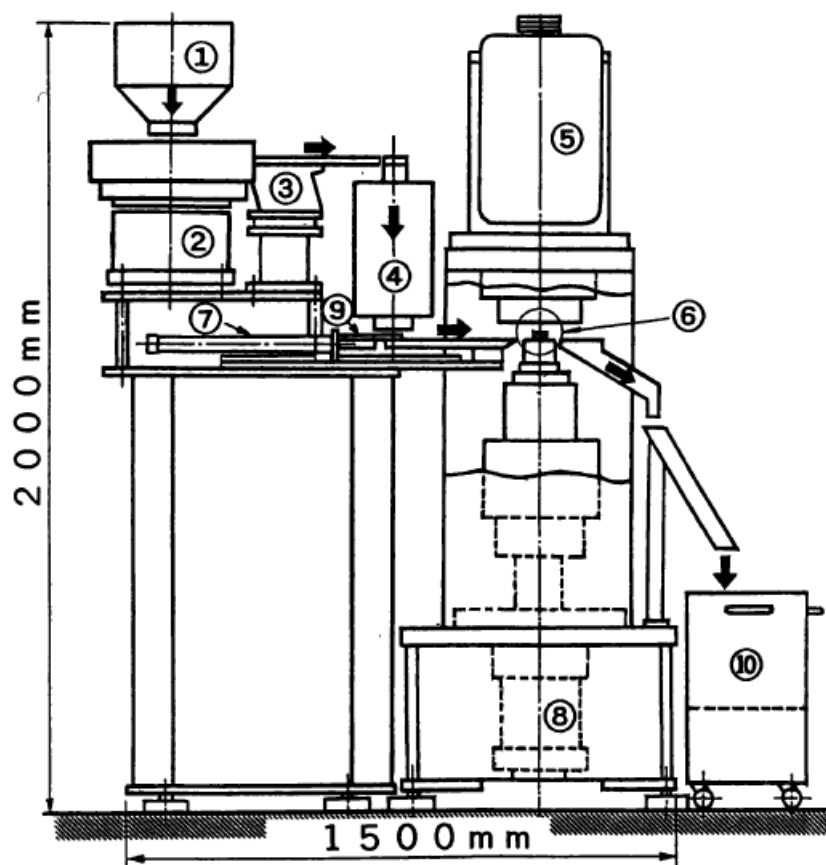


Fig. 2-1 Method of the new friction test

Table 2-1 Specifications of the new friction test machine

Max. load (L)	255 kN
Max. torque (M)	350 N·m
Max. temperature (T)	1200 K
Min. contact time (t_c)	0.2 s
Max. mean sliding velocity (V_m)	200 mm·s ⁻¹



- ① Hopper ② Parts feeder ③ Straight feeder
- ④ Induction heater ⑤ Punch rotation motor
- ⑥ Part of test ⑦ Transfer cylinder of billet
- ⑧ Hydraulic cylinder ⑨ Transfer finger of billet
- ⑩ Bucket

Fig. 2-2 Schematic illustration of the new friction test machine

2.2.2 冷間試験条件

冷間加工域において、摩擦係数や焼付きに及ぼす潤滑油剤の影響を調査した。供試ビレットには、炭素鋼 S15C のコイル材から約 40 % の冷間据込み鍛造により所定の寸法に成形したままのものをヘキサソで脱脂して用いた。ビレットの表面粗さは $10 \mu\text{m Ry}$ であり、室温での平均変形抵抗は $a = 700 \text{ MPa}$ であった。供試パンチには、高速度工具鋼 SKH51 の焼入焼戻材(硬さ 62 HRC)を用いた。パンチの試験面表面粗さはラップにより $0.3 \mu\text{m Ry}$ とした。供試潤滑剤には、リン系、硫黄系の 2 種類の市販冷間鍛造油及びそれらと同等粘度のパラフィン系無添加鉍油を用いた。潤滑油はビレットの試験面に毎回充分滴下塗布した。パンチの押込み量は 0.3 mm 、試験サイクル時間は 4.2 s とした。

2.2.3 温間試験条件

温間加工域において、摩擦係数、焼付き及びパンチの軟化に及ぼすパンチ表面処理方法や試験条件の影響を調査した。

(1) 型材及び表面処理材の耐焼付き性

供試ビレットには、冷間試験と同様の S15C のビレットを用いた。供試パンチには、熱間ダイス工具鋼 SKD61 の焼入焼戻材、SKD61 に窒化処理及び高温 TRD 処理(熱反応析出・拡散処理)による VC 被覆を施したものの 3 種類を用いた。いずれのパンチも試験面表面粗さはラップにより $0.3 \mu\text{m Ry}$ に仕上げ、母材硬さ 49 HRC とした。本試験は無潤滑条件で行った。試験サイクル時間は 3.9 s とした。

(2) 型の熱負荷や軟化に及ぼす試験条件の影響

パンチ内部温度の測定には Fig. 2-3 に示す形状のパンチを用いた²⁻⁶⁾。図に示すように、直径 0.35 mm の穴を試験面から 0.5 mm , 1 mm , 2 mm の位置まであけ、この穴に外径 0.25 mm のシース熱電対を熱硬化性導電性樹脂剤とともに挿入し測温用パンチとした。極細線のシース熱電対(90% 出力の応答時間 40 ms)と銀をフィラーとする導電性樹脂(熱伝導率はアルミ合金と炭素鋼の中間程度)を使用することにより、応答性を確保した。また、測温部は軸方向に、ほぼ一次元的に温度分布が形成されると考えられる。そこで、 0.5 mm , 1 mm の位置の温度測定値を用いて、一次元非定常熱伝導解析によりパンチ表面温度を推定した。パンチ材には熱間ダイス工具鋼 SKD61 の焼入焼戻材(硬さ 49 HRC)を用い、パンチの試験面表面粗さはラップにより $0.3 \mu\text{m Ry}$ とした。パンチ表面温度に及ぼす速度の影響調査時には水溶性黒鉛系潤滑剤をパンチに毎回スプレー塗布した。冷却条件の影響調査時には水をパンチに毎回スプレー塗布した。試験サイクル時間は接触時間 0.3 s の場合では 3.9 s , 接触時間 1.2 s の場合では 4.8 s とした。

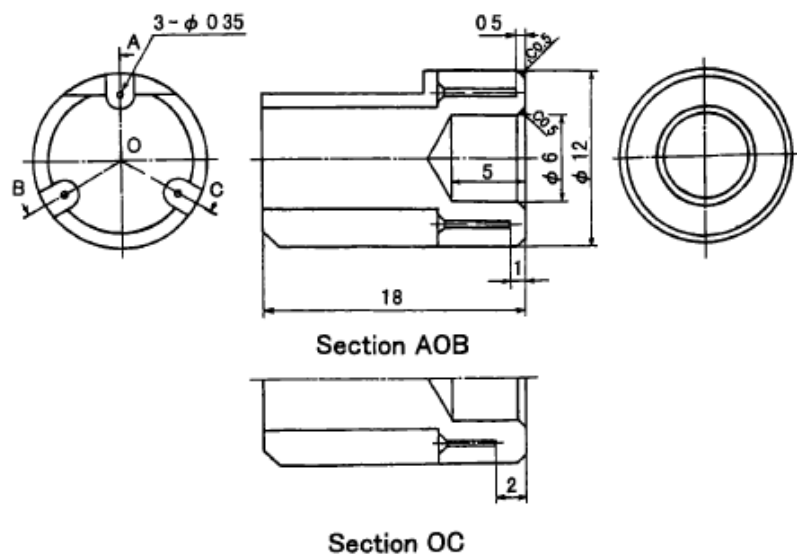


Fig. 2-3 Shape of the punch for measuring the surface temperature

2.3 試験結果

2.3.1 冷間試験結果

Fig. 2-4 に押し込み後一定の面圧を与える加圧パターンにおける荷重トルクの測定例を示す。荷重は約 0.2 s で所定の荷重に達し、トルクは徐々に増加している。この場合、荷重とトルクから算出した摩擦係数は 0.05 で、試験中ほぼ一定であった。

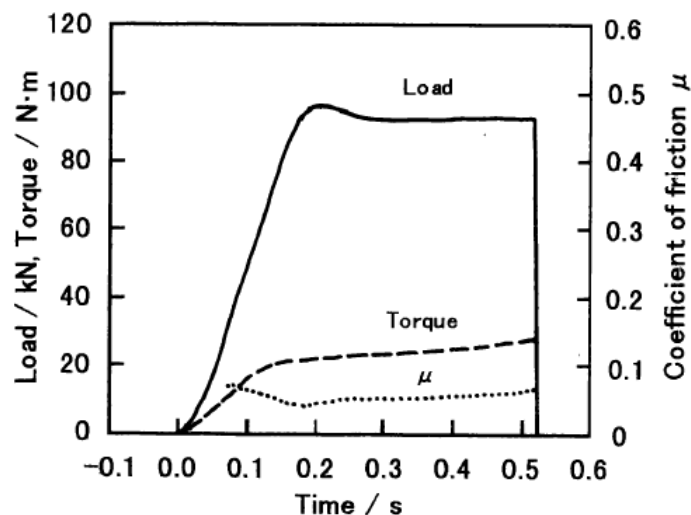


Fig. 2-4 Typical time-load, torque diagrams

Fig. 2-5 にリン系及び硫黄系冷鍛油は 10,000 回、無添加鉍油は 150 回の繰り返し試験を行った時の摩擦係数の変化を示す。リン系及び硫黄系冷鍛油では 10,000 回まで摩擦係数の変動は見られないが、無添加鉍油では試験回数の増加に伴い摩擦係数は徐々に増加している。試験後のパンチ表面粗さを Fig. 2-6 に、走査型電子顕微鏡写真

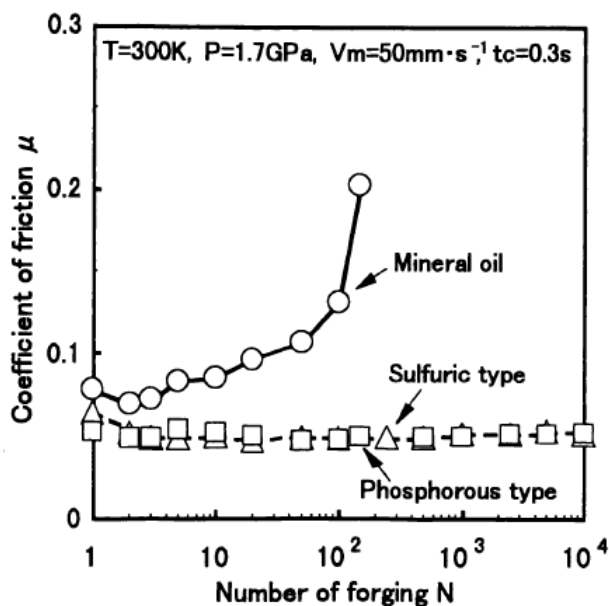


Fig. 2-5 Change in coefficient of friction according to number of test for cold forging oil

を Fig. 2-7 に示す. リン系冷鍛油では焼付きは見られないが, 硫黄系冷鍛油では若干の焼付きが見られた. 無添加鉍油では 150 回の試験数でパンチ内周部に著しい焼付きが見られる. したがって, 無添加鉍油の場合の摩擦係数の増加は, 焼付きの増加を反映したものと推測される. なお, この様な油剤間の潤滑性能の差異は, 実際の鍛造での焼付き防止性能の差と一致している.

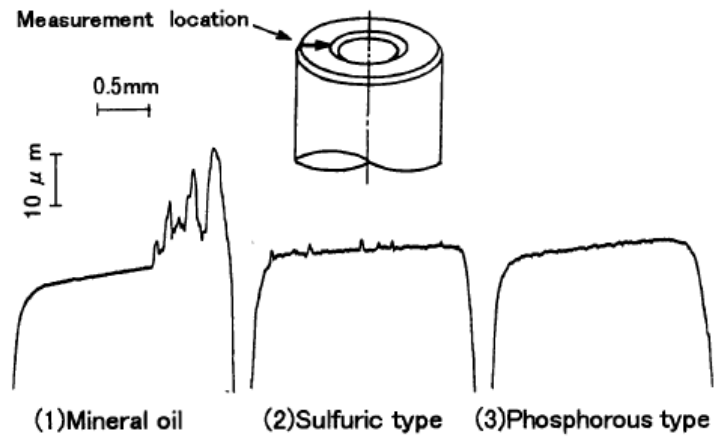


Fig. 2-6 Punch surface profile after cold friction test

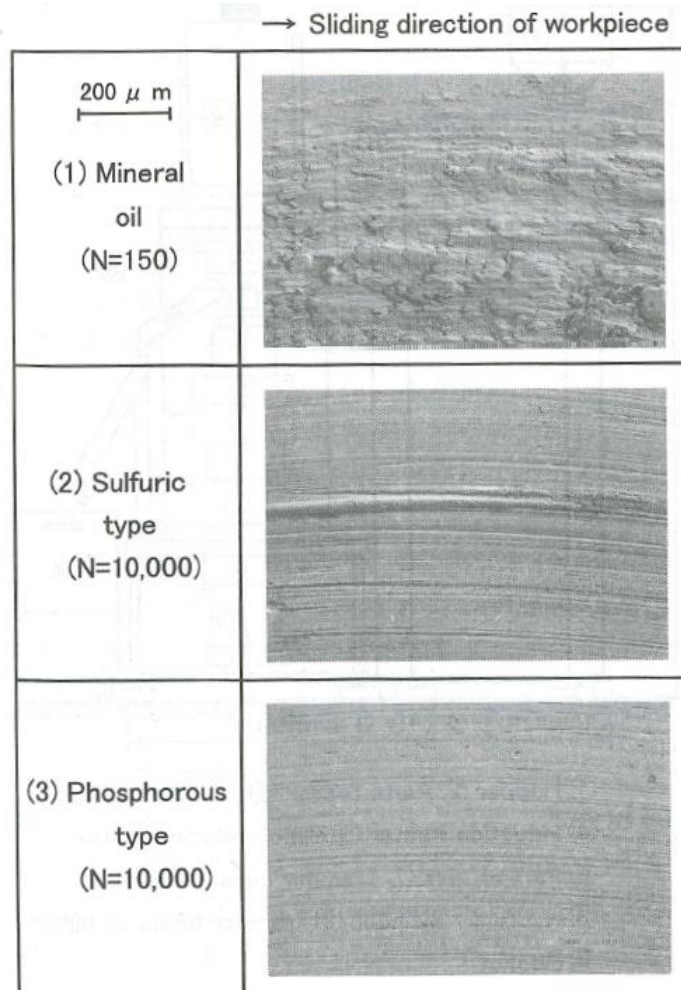


Fig. 2-7 Punch surfaces after cold friction test

以上のように、本試験機を用いることにより、実生産の様な繰り返し試験数において冷間鍛造油の潤滑性能の差を捕らえることができた。

2.3.2 温間試験結果

(1) 型材及び表面処理材の耐焼付き性

Fig. 2-8 は3種類の型材について、試験温度(ビレット加熱温度) 923 K で 3,000 回の繰り返し試験を行った時の、摩擦係数の変動状況を示す。焼入焼戻材及び窒化処理材では試験初期に摩擦係数が急増しており、VC 被覆処理材では試験初期から摩擦係数は安定し、他の型材と比べ摩擦係数は低い。数个オーダーの繰り返し数においては窒化処理材の摩擦係数が最も低い値を示しているが、数十個以上の試験数から焼入焼戻材と同じレベルの高い値をとっている。

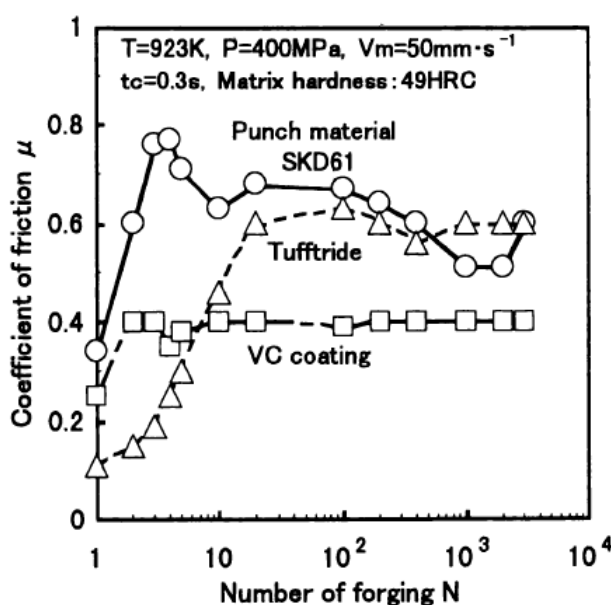


Fig. 2-8 Evaluation of punch material

3,000 回試験終了後のパンチ表面の走査型電子顕微鏡写真を Fig. 2-9 に示す。焼入焼戻材及び窒化処理材には著しい焼付きが見られるが、VC 被覆処理材では焼付きは見られない。この様に摩擦係数の大小は焼付き状態を反映しており、繰り返しの初期では窒化処理材の耐焼付き性は優れているが、試験数の増加によって急激に特性が悪化することがわかる。これは実用上の評価結果とも一致している。また、この結果にも多数個の繰り返し摩擦を行う本試作試験機の特徴が現れている。

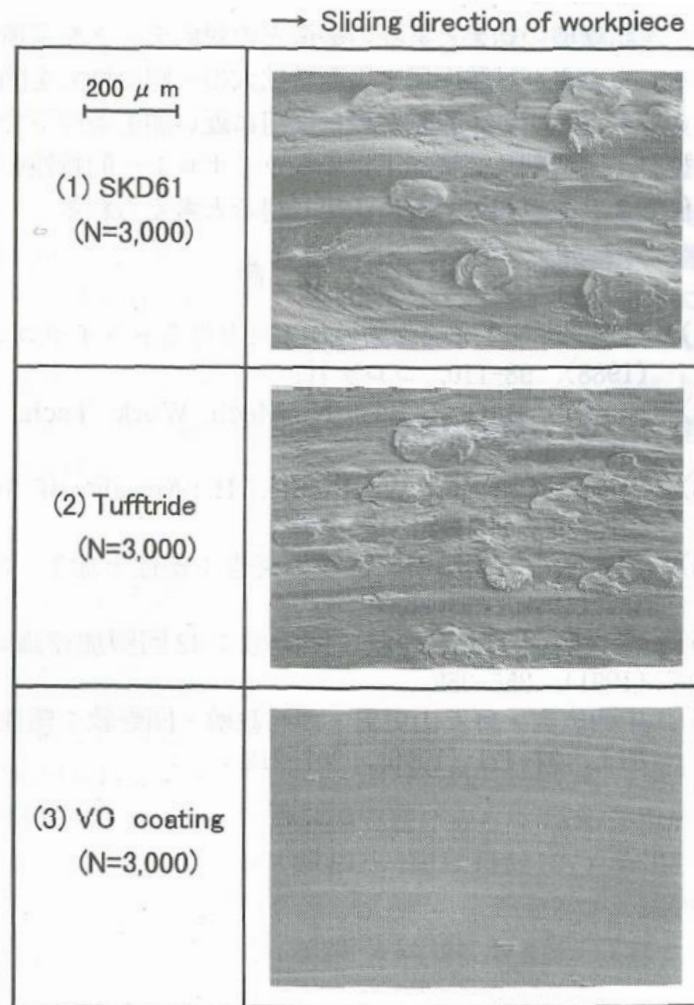


Fig. 2-9 Punch surfaces after warm friction test

(2) 型の熱負荷や軟化に及ぼす試験条件の影響

Fig. 2-10 は試験温度 1173 K, 平均すべり速度 $200 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$, 接触時間 0.3 s の場合について, 試験数 5 回で定常温度状態になった時のパンチ内部温度測定例を示す. パンチ表面より 0.5 mm 位置の温度は圧下開始直後から上昇し, 圧下終了後約 50 ms 後に最高温度約 730 K に達している. パンチ表面より 1 mm, 2 mm 位置の温度は圧下終了後さらに遅れて最高値を示している. 図中には, 0.5 mm, 1 mm の位置の温度測定値を用いて, 一次元非定常熱伝導解析により推定したパンチ表面温度(以下パンチ表面温度と称す)も示す. パンチ表面温度は, 圧下終了時に, 最高温度約 930 K に達していることがわかる.

Fig. 2-11 は試験温度 1173 K で平均すべり速度 V_m を変化させた場合について, 試験数 5 回で定常温度状態になった時のパンチ表面温度を示す. $V_m = 0 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ (パンチ回数なし) の場合では, 接触時間 $t_c = 0.3 \text{ s}$ でパンチ表面温度は約 660 K に上昇し, $V_m = 100 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ の場合では約 760 K, $V_m = 200 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ の場合では約 930 K まで上昇して

いる。このように、パンチとビレットの間にすべりを与えた場合には、主に摩擦発熱量の増加によると考えられるパンチ表面温度の上昇が明瞭に捕らえられた。

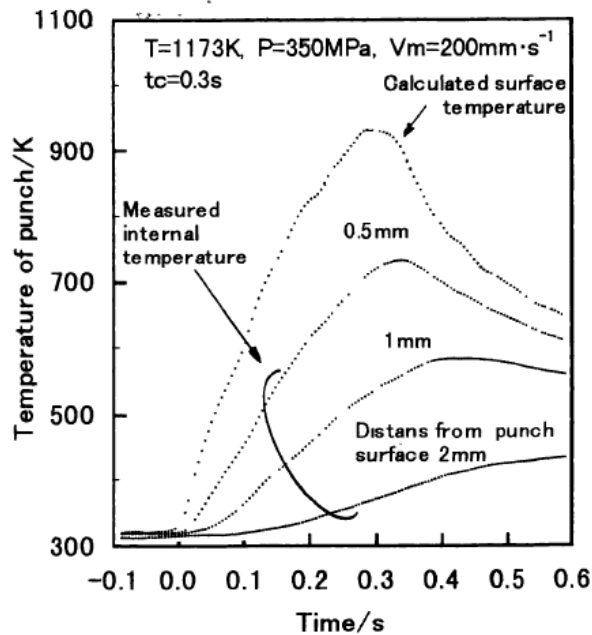


Fig. 2-10 Typical punch temperature diagrams

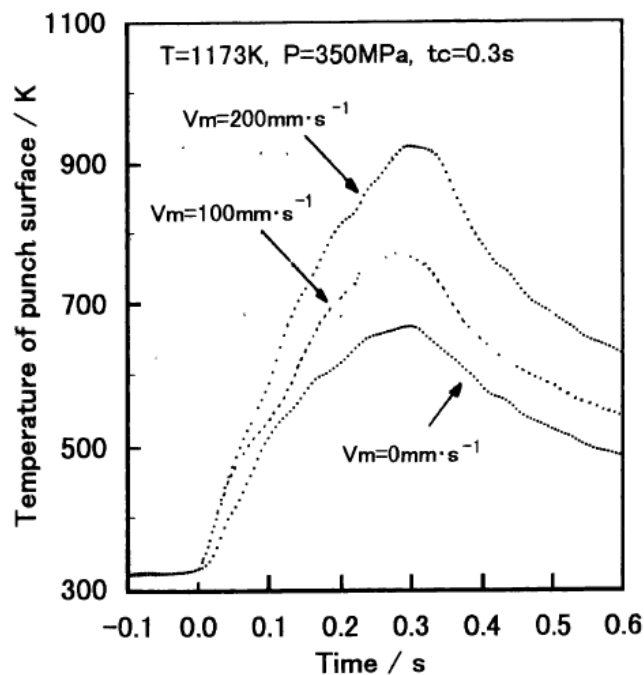


Fig. 2-11 Influence of sliding velocity on the punch surface temperature

Fig. 2-12 はパンチ回転なしで接触時間や冷却条件を変化させた場合のパンチ表面温度を示す。図中の温度変化は、5回の繰り返し試験により定常温度状態になった時の値を示している。接触時間及び、パンチ冷却が定常の圧下開始温度や、最高温度に及ぼす影響が明瞭に捕らえられている。

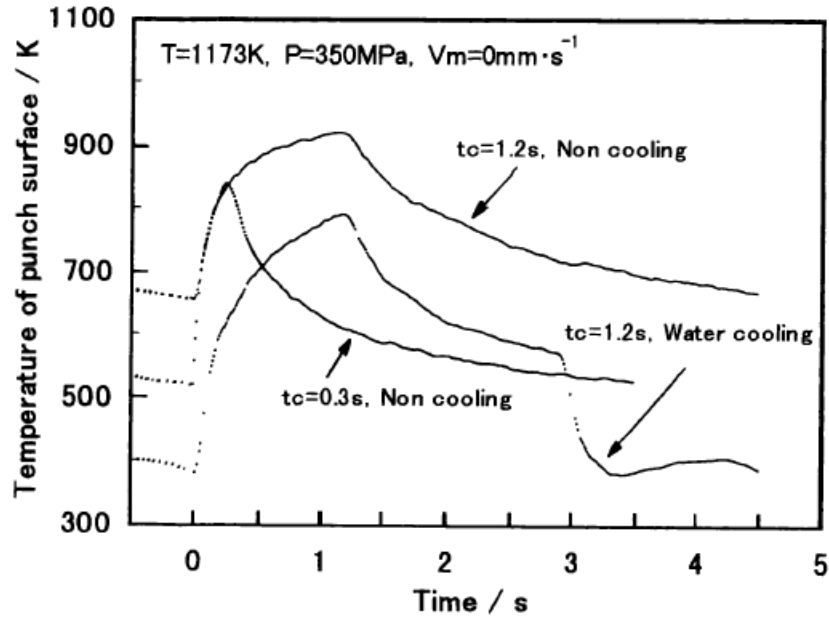


Fig. 2-12 Influence of contact time, cooling condition on the punch surface temperature

Fig. 2-13 は Fig. 2-12 の温度履歴を変化させた条件下で繰り返し試験を行った後のパンチ内部硬さ分布を示す。接触時間 1.2 s でパンチ冷却を行わない場合には、硬さ低下が認められ、試験回数の増加、即ち熱負荷の累積が大きいほど硬さ低下が大きいことがわかる。しかし、同じ接触時間 1.2 s でもパンチ冷却を行った場合には、硬さの低下量が小さく押さえられている。接触時間 0.3 s の場合には、全接触時間(接触時間×試験回数)を 300 s 一定で比較してもパンチ表面近傍の硬さの低下は小さい。

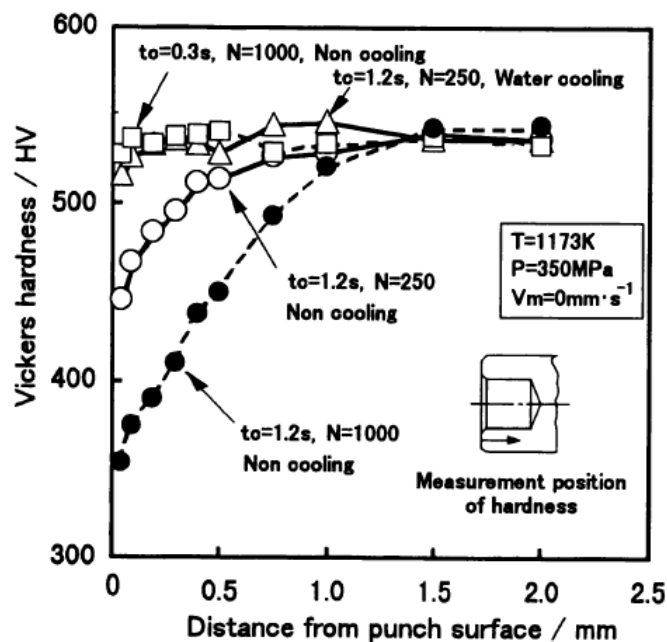


Fig. 2-13 Influence of the experimental conditions on punch internal hardness distribution

以上のように、接触時間や冷却条件によってパンチ表面温度の履歴は大きく変化し、それが繰り返し試験に伴うパンチの軟化に強く影響することが、本試験機で捕らえ得ることがわかった。

2.4 本試験機の評価

上述のように、本試験機を用いて、冷間・温間加工域における繰り返し試験時の潤滑剤や型材による摩擦状態の変化や型材損傷の違いを捕らえることができた。一方、今回の試作試験機には次のような制約がある。①自由押し込み形式をとっているため、面圧の自由度が少ないこと、②押し込み量が少ない(1 mm 以下)ため表面積拡大が小さく新生面の露出が乏しいこと、③ビレットをコイル内で縦に積み重ねて加熱しているため、1200 K 以上に加熱するとビレット間で凝着を生じて試験が行えなくなるなどである。したがって、現在の試験方法では、後方せん孔などの新生面の露出が多く高面圧な鍛造時の摩擦挙動の評価は困難と考えられる。さらに広い範囲の試験のためには今後、①②についてはコンテナ内で試験を行う形式(後方せん孔形式など)への改良、③については何らかのビレット相互の凝着防止等を施すことが必要である。

2.5 結言

実際の塑性加工に近い多数回の間欠・繰り返し摩擦条件の下で、摩擦挙動に及ぼす各種要因の影響を明確にするため、新しい回転圧縮式間欠繰り返し摩擦試験機を試作し、摩擦係数、焼付き、型軟化などに及ぼす 2, 3 の試験条件の影響を検討した。その結果、被加工材の表面積拡大がほとんどない実験範囲内において、

- (1) 冷間・温間加工域での繰り返し摩擦に伴う冷間鍛造油剤や型材による摩擦状態変化、型温上昇に及ぼす潤滑剤・冷却条件の影響、及び型表面損傷(焼付き、軟化)の違いを、摩擦係数の変化などから明瞭に捕らえることができた。
- (2) 本試験機の結果と実際の鍛造との対応データを蓄積することおよび試験面圧や表面積拡大の一層の増大を図ることなどにより、本試験機は実用に近い加工条件下での型材、潤滑剤及び被加工材のトライボロジー的特性の評価および摩擦挙動解析に活用し得ると考えられる。

参考文献

- 2-1) 日本塑性加工学会編：“塑性加工におけるトライボロジー”，(1988), 98-110, コロナ社。

- 2-2) Hansen, B.G. and Bay, N. : “Two New Methods for Testing Lubricant for Cold Forging”, *Journal of Mechanical Working Technology*, **13**(1986), 189-204.
- 2-3) Weist, Chr., Westheide, H. and Lange, K. : “Application of Chemical and Physical Methods for the Reduction of Tool Wear in Bulk Metal Forming Processes”, *Annals of the CIRP*, 35-1 (1986), 199-204.
- 2-4) 濟木 弘行, 南 明宏, 御祓如 英也 : “温・熱間鍛造における型の熱的接触・冷却条件の評価法” , *塑性と加工*, **30-336**(1989), 51-56.
- 2-5) 澤村 政敏, 土屋 能成, 団野 敦 : “回転圧縮式間欠繰り返し摩擦試験の試み” , 第 42 回 塑性加工連合講演会論文集, (1991), 355-358.
- 2-6) 中西 広吉, 野々山 史男, 澤村 政敏, 団野 敦 : “鍛造加工の温度解析における界面熱伝達特性” , *塑性と加工*, **37-421**(1996), 207-212.

第3章 回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験による 鋼材の冷間鍛造用潤滑剤の評価

3.1 緒言

型を用いて高面圧下で被加工材を変形させる鍛造において、材料流動、荷重や型損傷に強く影響する材料と型界面の摩擦の低減は、実生産において重要な課題の1つである。摩擦の評価においては、対象とする成形品形状や型の部位で異なる摩擦条件の厳しさを試験条件に反映させることが重要である。その評価試験において、評価指標の代表値である摩擦係数を定量的に求めることができれば、鍛造工法毎の最適潤滑剤の選定、工程設計時の鍛造 CAE 解析精度の向上や新規高性能潤滑剤の開発が可能となる。

今までに様々な摩擦評価試験方法が提案されている^{3-1), 3-2)}。例えば、荷重測定が不要で簡便なリング圧縮試験法^{3-3), 3-4)}は、圧縮後のリング試験片の内径縮小率と圧縮率から校正曲線を用いて摩擦係数を同定する方法である。この方法は、広く採用されているがすべり距離、表面積拡大比は比較的小さい。また、すべり距離が長いしごき形³⁻⁵⁾や、表面積拡大比が大きい後方せん孔形³⁻⁶⁾⁻³⁻⁸⁾、前方押し出し形³⁻⁹⁾やそれらを組み合わせた方法³⁻¹⁰⁾⁻³⁻¹⁴⁾などが提案されている。これらの試験方法における摩擦係数は、予め FEM 解析で求めた摩擦係数と試験後の試験片形状の関係から同定しており、解析には供試材の変形抵抗や熱物性値などの正確な値が必要である。一方、摩擦係数を測定値から直接求める方法としては、例えば、Bay ら³⁻¹⁵⁾は **Twist-compression test** を提案している。上型内側の円柱パンチは自由に回転でき、上型外側のリングパンチは内側の円柱パンチ外周部に設置された軸受を介して外部に固定されており、円柱試験片を上型で圧縮後、下型を回転させることで、上型外側のリングパンチが受けるトルクと荷重から摩擦係数を直接算出している。この試験方法では、上型構造が複雑であり、高面圧下では内側円柱パンチと外側リングパンチのクリアランスへの材料流入が問題と考えられる。また、しごき形^{3-16), 3-17)}では、帯平板材を U 字成形直後に外形部をダイスでしごいた時のパンチ押し込み荷重とダイス開き荷重から摩擦係数を直接求める事例がある。回転円筒押し込み形^{3-18), 3-19)}では、回転させた円筒パンチを円柱状ビレットの上面に押し込んだ時のトルクと荷重から摩擦係数を直接求める事例がある。両者とも、潤滑剤の性能に強く影響を及ぼす型表面温度を型内部温度の測定値から推定し、潤滑条件と摩擦係数との関係や型表面温度と型軟化との関係を示している。

本研究では、すべり距離、表面積拡大比が比較的小さい摩擦状態において、供試材の正確な変形抵抗や熱物性値などを用いずに摩擦係数を直接測定する手法として、回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験法を開発する。摩擦係数は、上型全体を

回転させながらリング試験片を圧縮することで得られるトルクと荷重の測定値から算出する。また、下型内部に挿入した熱電対による型内部温度の測定値から試験時の型表面温度を推定する。そして、代表的な2種類の鋼材と4種類の冷間鍛造用潤滑剤を用いて、潤滑剤の性能に強く影響する型表面温度と摩擦係数との関係を定量的に評価する。

3.2 実験方法

3.2.1 回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験法

Fig. 3-1 に回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験法を示す。この試験は、すべり距離、表面積拡大比は比較的小さく、低面圧で成形する部位の評価を想定している。試験は、上型を回転することが材料の流動方向(半径方向)に影響を与えない程度の非常に遅い回転速度で上型を回転させながら、試験片を圧縮し、下部に設置したロードセルを用いてトルクと荷重を測定した。また、型ホルダー内部に組み込んだ棒状ヒータにより上下型を所定の温度に加熱した。装置本体は変位制御が可能な電動式サーボプレス(圧力能力：3000 kN)内に設置した。型は高速度工具鋼 SKH51 の焼入焼戻材(硬さ 59 HRC)とし、表面粗さが $0.3 \mu\text{m } R_{ZJS}$ になるようにラップ仕上げした。リング試験片は外径 24 mm、内径 12 mm、高さ 8 mm、表面粗さ $6.3 \mu\text{m } R_{ZJS}$ になるように切削で仕上げた。供試材には機械構造用炭素鋼 S10C の球状化焼鈍処理材(硬さ 131 HV)と機械構造用炭素鋼 S45C の球状化焼鈍処理材(硬さ 161 HV)の2種類を用いた。

下型には **Fig. 3-2** に示すように裏面から $\phi 0.4 \text{ mm}$ の穴を、試験面より 0.5 mm, 1 mm, 2 mm の位置まであけ、穴に導電性樹脂材料を充填させた状態で $\phi 0.25 \text{ mm}$ のシース熱電対を挿入し、耐熱性無機接着剤で挿入口を固定した。熱電対の起電力は、応答速度 10 ms 以下の熱電対温度変換器で増幅した後、マルチ入力データ収集システムを用いてサンプリングタイム 200 μs で計測した。供試潤滑剤には、粘度グレード VG22 相当品のパラフィン系無添加鋳油(以降、無添加鋳油と称す)、代表的な冷間鍛造用潤滑油剤(以降、冷鍛油と称す)、1液潤滑処理剤(以降、1液潤滑と称す)、リン酸塩/石鹼処理剤(以降、ボンデと称す)の4種類を用いた。無添加鋳油、冷鍛油は、試験片を試験前にアセトンで脱脂後潤滑油中に十分浸漬させ供試した。試験片の温度は全て室温とした。初期型温度が室温の場合では、下型上に試験片を直接設置した。型を加熱した場合では、下型上に試験片を設置してから試験開始までに、潤滑剤の燃焼や初期型温度の低下、試験片の温度上昇の可能性がある。そこで、下型上に $\phi 0.17 \text{ mm}$ の銅線を十字状に設置し、その上に試験片を設置することで、加熱された下型と試験片が直接接触しないようにした。なお、この銅線が摩擦係数に及ぼす影響はほとんどない。上型の回転速度は試験中 1 rpm、試験片の圧縮率は 50%とした。上

下型は、試験前に#1500サンドペーパーで磨いた。初期型温度は室温から最高360℃の範囲とした。

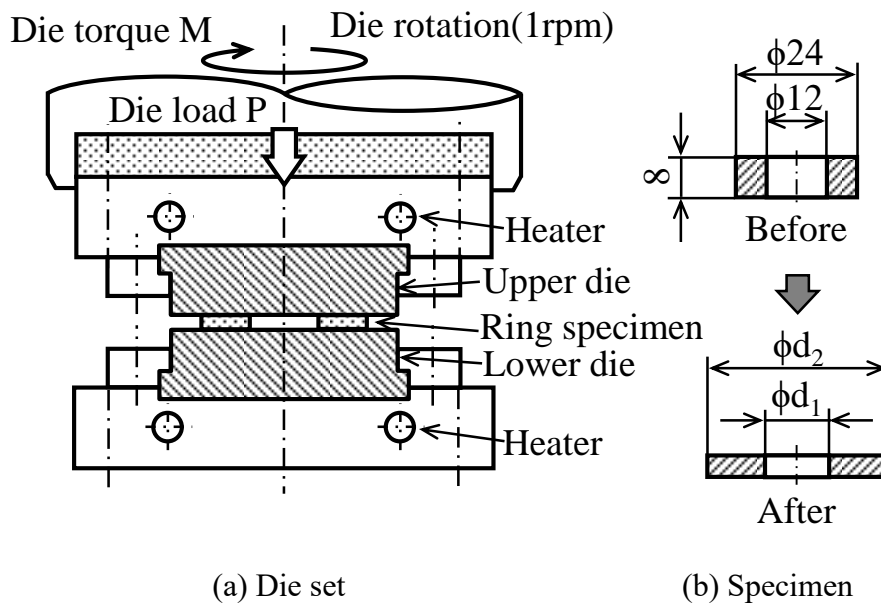


Fig. 3-1 Die set for measurements of friction coefficients

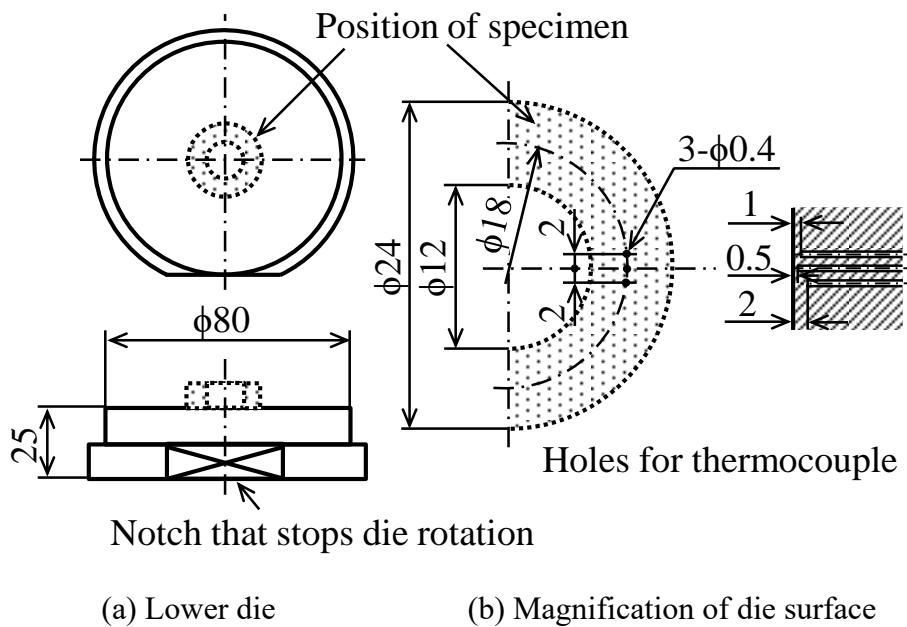


Fig. 3-2 Dimensions of lower die

3.2.2 摩擦係数と型表面温度の推定法

摩擦係数 μ は、測定した荷重 $P(N)$ とトルク $M(N \cdot m)$ を用いて次式にて算出した。

$$\text{せん断応力 } \tau = 12M / \{\pi(d_2^3 - d_1^3)\} \quad (3-1)$$

$$\text{垂直応力 } \sigma = 4P / \{\pi(d_2^2 - d_1^2)\} \quad (3-2)$$

$$\text{摩擦係数 } \mu = \tau / \sigma \quad (3-3)$$

ここで、 d_1 、 d_2 は試験後の試験片接触面の内径(m)、外径(m)である。

型表面温度は、型表面から型内部への熱伝導を一次元の非定常熱伝導と仮定し、型表面から 0.5 mm、1 mm 位置での熱電対による温度測定値を用いて、一次元非定常熱伝導方程式を差分近似した(3-4)式で型表面温度を推定³⁻²⁰⁾した。

$$\theta_0(t) = 2\theta_1(t) - \theta_2(t) + \Delta x^2/a \Delta t \cdot \{ \theta_1(t) - \theta_1(t - \Delta t) \} \quad (3-4)$$

ここに、 t は時間、 a は熱拡散係数 ($=\lambda/C\rho$)、 λ は熱伝導度、 C は比熱、 ρ は比重量、 Δt は計算ステップ時間、 Δx は温度測定間隔、 θ_0 は表面温度、 θ_1 は表面からの距離 Δx 内部の温度、 θ_2 は表面からの距離 $2\Delta x$ 内部の温度である。

3.3 実験結果と考察

3.3.1 摩擦係数の評価範囲

Fig. 3-3 に潤滑剤にボンデを用いた時の上型の変位、荷重、トルク測定の一例を示す。いずれの供試材においても、上型は約 $12 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ の圧縮速度で試験開始から約 0.6 s 後に下死点に到達し、約 1.3 s 後に離脱している。荷重は試験開始から約 0.4 s 後に最大値を示し、型から離脱するまで漸減している。トルクは上型が下死点に到達し、停止している試験開始約 0.7 s 以降から漸増している。上型が下死点に到達するまでは、試験片は圧縮変形されながら半径方向に材料が流動し、その流動方向と反対の方向に摩擦力が発生する。その材料流動方向と上型の回転方向は 90° 異なるた

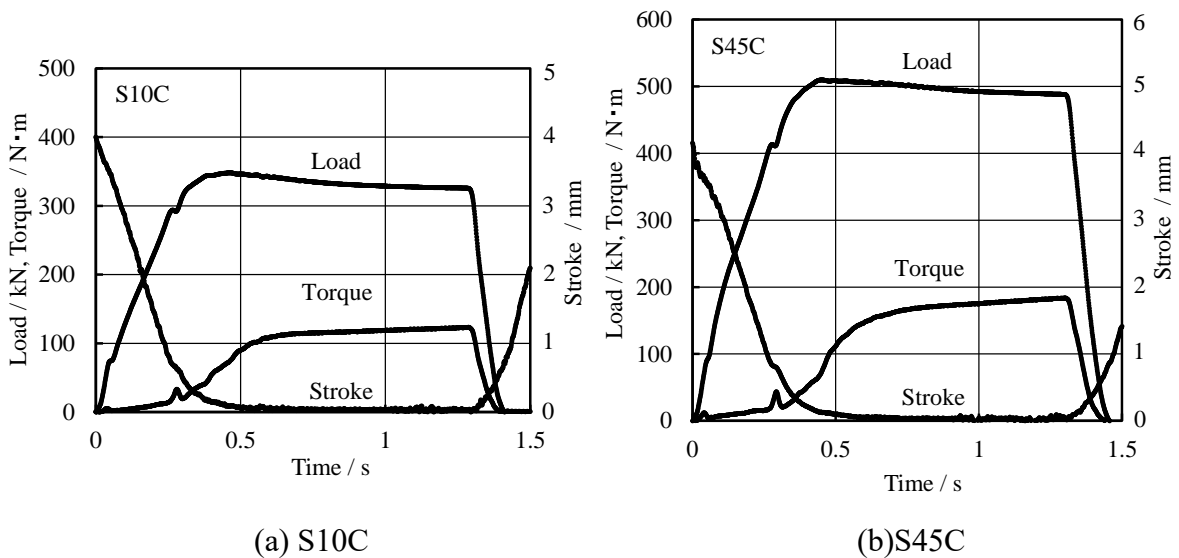


Fig. 3-3 Measured upper die stroke, load, and torque
(Initial die temperature of 23 °C, Bonderizing)

め、型面上において材料の流動速度と上型の回転速度の比により回転方向にも材料流動に伴う摩擦力の分配成分が発生し、測定されるトルクに影響する。そこで、トルクを用いて摩擦を正しく評価するためには、試験片の圧縮変形が終了し、半径方向への材料流動がない時に測定される円周方向の摩擦力(トルク)と垂直力(荷重)で行う必要がある。本法での摩擦係数の評価は、上型が完全に下死点に到達し、停止している 0.7 s から 1.2 s の範囲とした。Fig. 3-4 にその摩擦係数の評価範囲でのトルクと荷重の測定値から求めた摩擦係数の挙動を示す。いずれの供試材においても摩擦係数は漸増している。このように、摩擦係数は評価範囲において時間経過と共に徐々に変化するため、以降に示す摩擦係数は評価範囲内の平均値とした。この評価範囲内での平均面圧は、S10C が 480 MPa、S45C が 730 MPa であった。

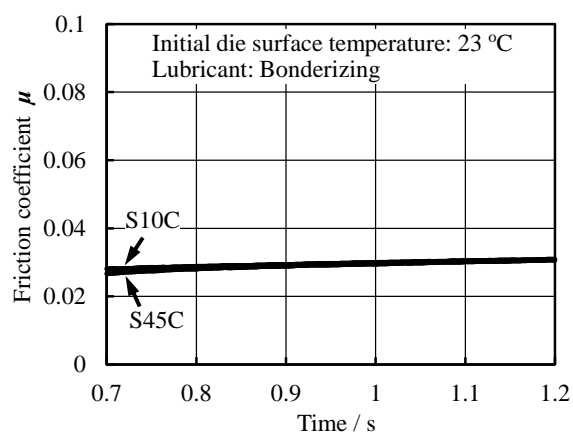


Fig. 3-4 Change in friction coefficient
(Initial die temperature of 23 °C, Bonderizing)

3.3.2 型表面温度の挙動

Fig. 3-5 に潤滑剤にボンデを用いて、初期型温度 23 °C の場合の型表面から 0.5 mm, 1 mm, 2 mm 内部の熱電対による温度測定値と型表面から 0.5 mm, 1 mm 内部の熱電対による温度測定値から型表面温度を推定した値の挙動を示す。いずれの供試材においても、0.5 mm 内部温度は上型が下死点に到達している試験開始から約 0.7 s 後に最大値を示し、その後漸減している。1 mm, 2 mm 内部温度はそれよりも遅れて最大値を示した後漸減している。S10C の型表面温度の推定値は最高約 60 °C まで到達しており、0.5 mm 内部温度と同様の挙動を示している。また、いずれの型内部温度測定値、型表面温度推定値ともに、S10C の場合よりも S45C の場合の方が高い傾向が見られる。S45C の場合の型表面温度推定値は最高約 80 °C であり、S10C の場合よりも約 20 °C 高い。これは、供試材の変形抵抗が高い方が塑性発熱量は多いことが起因していると考えられる。

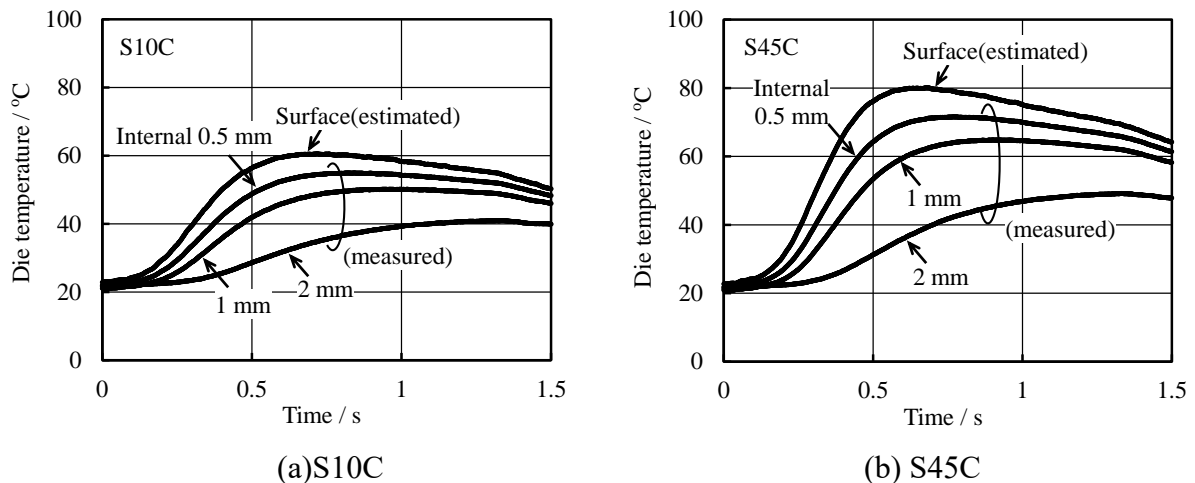


Fig. 3-5 Changes in internal die temperature and die surface temperature
(Initial die temperature of 23 °C, Bonderizing)

Fig. 3-6 に潤滑剤にボンデを用いて、初期型温度 290 °C の場合の型表面から 0.5 mm, 1 mm, 2 mm 内部の熱電対による温度測定値と型表面から 0.5 mm, 1 mm 内部の熱電対による温度測定値から型表面温度を推定した値の挙動を示す。型内部温度測定値、型表面温度推定値ともに、試験開始から急激に低下しており、型表面温度推定値が最も低い挙動を示している。型表面温度推定値は試験開始から約 0.3 s 後に最も低い値を示し、その後漸増している。これは、試験開始直後から室温の試験片が型表面に接触し、高温の型表面から試験片への伝熱により生じたものと考えられる。型表面温度推定値が最低値を示した後は、試験片の塑性発熱と型内部からの復熱が影響し、温度が漸増したものと考えられる。また、いずれの型内部温度測定値、型表面温度推定値ともに、S10C の場合よりも S45C の場合の方が高い傾向が見られる。

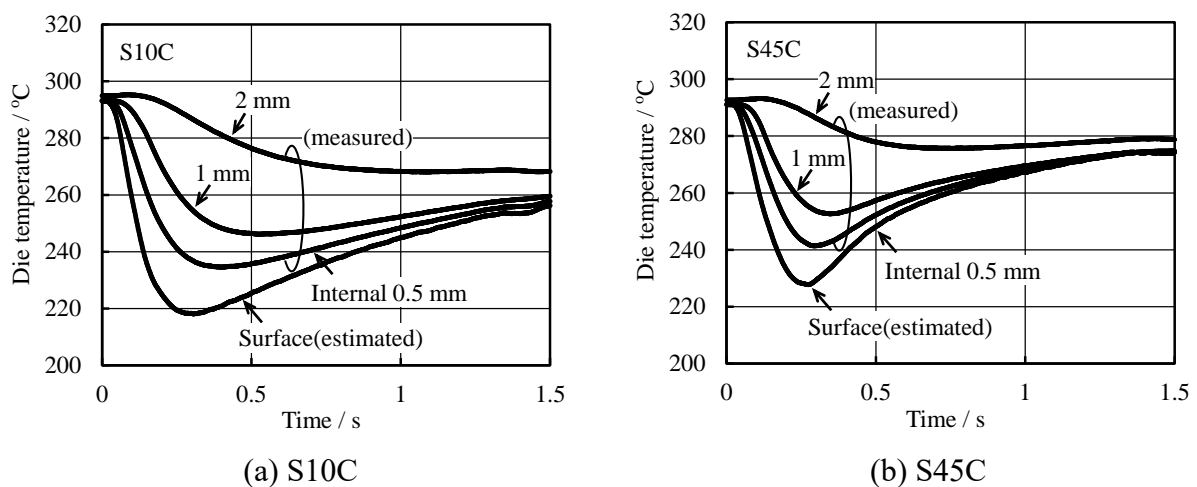


Fig. 3-6 Changes in internal die temperature and die surface temperature
(Initial die temperature of 290 °C, Bonderizing)

S45C の場合の型表面温度推定値は最低約 230 °C であり，S10C の場合よりも約 10 °C 高い．これは，供試材の変形抵抗が高い方が塑性発熱量は多いことが起因していると考えられる．

Fig. 3-7 に初期型温度と型表面温度推定値の関係を示す．供試材に S10C を用いた場合には，いずれの供試潤滑剤においても初期型温度が約 120 °C までは型表面温度推定値は初期型温度よりも高いが，初期型温度が約 120 °C よりも高いほど，型表面温度推定値は初期型温度よりも低くなる傾向が見られる．S45C の場合も同様な傾向が見られるが，初期型温度と型表面温度の推定値が同程度になる初期型温度は約 190 °C であり，S10C の場合よりも約 70 °C 高い．この初期型温度と型表面温度の推定値が同程度になる温度，S10C では約 120 °C，S45C では約 190 °C が試験片の圧縮変形による塑性発熱で温度上昇した試験片の温度と推測される．

したがって，試験時の型表面温度には，試験片の圧縮変形による塑性発熱量と型及び試験片初期温度が影響することを定量的に捉えることができた．

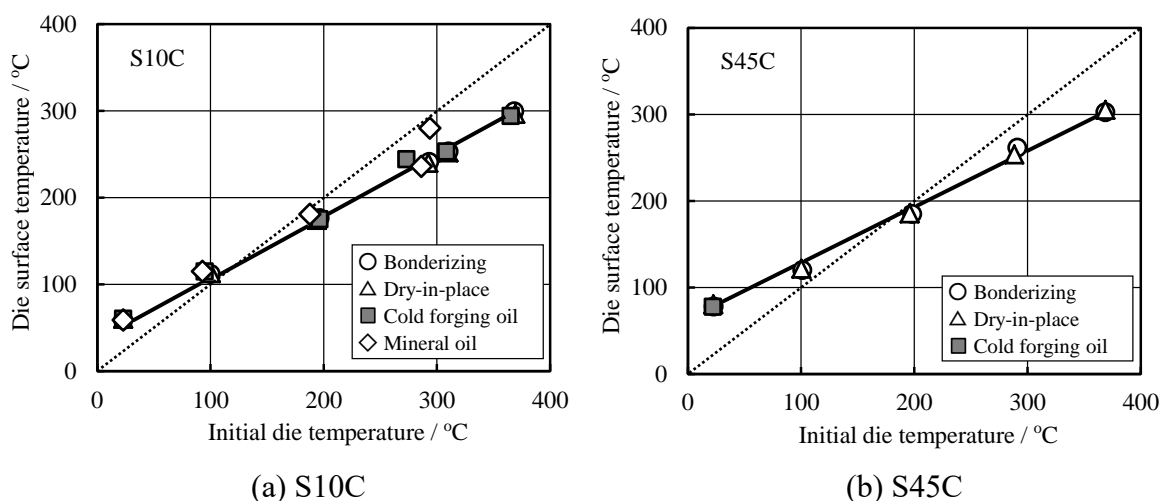


Fig. 3-7 Relationship between die surface temperature and initial die temperature

3.3.3 型表面温度と摩擦係数の関係

Fig. 3-8 に型表面温度推定値と摩擦係数の関係を示す．供試材に S10C を用いた場合，無添加鉱油では型表面温度推定値が高くなると摩擦係数は大きくなり，ばらつきも大きい．冷鍛油では摩擦係数はほとんど変わらず約 0.04 である．1 液潤滑では型表面温度推定値が約 200 °C において摩擦係数は最小値の約 0.01 を示し，300 °C では摩擦係数は約 0.04 まで大きくなる．ボンデでは型表面温度推定値が約 200 °C において摩擦係数は最小値の約 0.008 を示し，300 °C では摩擦係数は約 0.018 と若干大きくなっている．S45C の場合においても S10C の場合と同様な傾向を示している．このよ

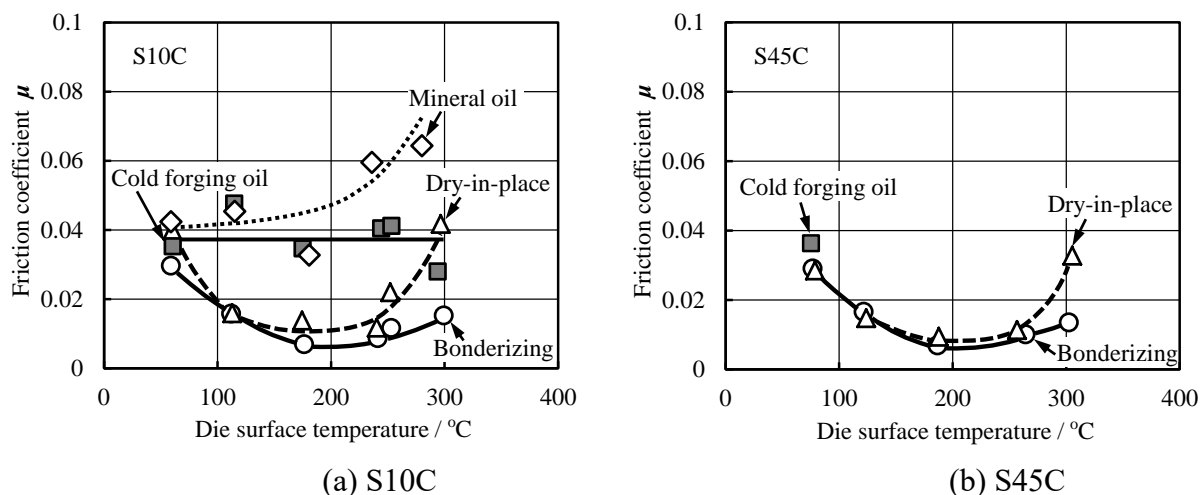


Fig. 3-8 Relationship between friction coefficient and die surface temperature

うに，供試潤滑剤の潤滑性能はボンデが最も優れており，1液潤滑は型表面温度が 300°C を超えると潤滑性能が低下することを定量的に示すことができた．なお，上型を回転させてリング試験片の円周方向にすべらせているが，上型の回転速度は 1rpm であるため，リング状摩擦面の中心径位置での円周方向のすべり距離は，試験開始から終了までの約 1.3s 間において約 1.5mm である．したがって，上型の回転による摩擦発熱量は非常に少なく，摩擦係数への影響は小さいと考えられる．

以上の結果から，供試した冷間鍛造用潤滑剤の潤滑性能は，型表面温度によって大きく変化することを定量的に示すことができた．また，型表面温度は，型及び試験片の初期温度，試験片の塑性発熱量，材料流動に伴う摩擦発熱量の影響を受けることから，本法で得られる摩擦係数と型表面温度との関係は，冷間鍛造用潤滑剤の潤滑性能の温度依存性を正しく評価していると考えられる．

3.3.4 本法から得られる摩擦係数

Fig. 3-8 に示したトルクと荷重の実測値から求めた摩擦係数の実験結果に対して，回転しない型を用いたリング圧縮の FEM 解析を用いて作成した校正曲線^{3-1), 3-2)}から求めた摩擦係数で整理した結果を Fig. 3-9 に示す．ボンデ，1液潤滑ともに，型表面温度 100°C では本法で得られた摩擦係数の方が約 0.03 小さく， 200°C では約 0.01 ， 300°C では約 0.005 小さい．リング試験片を平面金型で圧縮した場合，圧縮開始から圧縮終了時まで，面圧，型表面温度，試験片表面粗さや潤滑剤の性状などの摩擦状態が変化するため，半径方向の摩擦係数は刻々と変化している³⁻²¹⁾．しかし，回転しない型を用いた FEM 解析により作成した校正曲線を用いた摩擦係数の同定法では，試験片上下面の摩擦係数は同じで圧縮中一定と仮定しており，試験片の変形抵抗の温度依存性，熱物性値は通常考慮していない．一方，本法から得られる摩擦係数は，

圧縮変形に伴う材料流動が終了した後の摩擦力(トルク)と垂直力(荷重)を直接測定し、摩擦係数を算出していることから圧縮終了時のみの摩擦状態を反映した摩擦係数と考えられる。また、本法では圧縮終了時の試験片上下面の摩擦係数が小さい方の面で型とすべるため、本法から得られる摩擦係数は従来法で得られる摩擦係数よりも小さい値が得られたと考えられる。

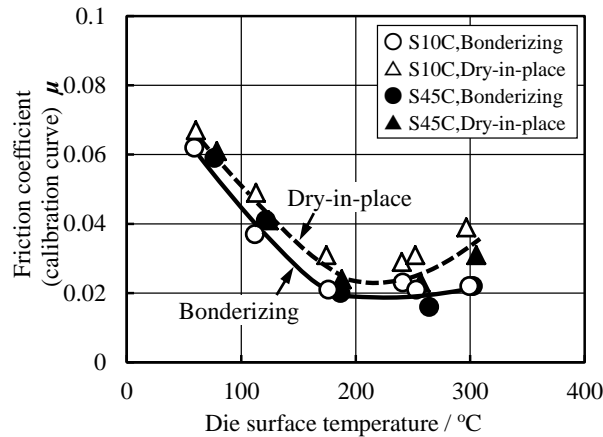


Fig. 3-9 Relationship between friction coefficient (calibration curve) and die surface temperature

3.4 結言

所定温度の回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験により、代表的な冷間鍛造用潤滑剤を用いた時の摩擦係数と型の表面温度の測定を試みた結果、以下に示すことがわかった。

- (1) 無添加鉱油では型表面温度推定値が高くなると摩擦係数は大きくなり、ばらつきも大きかった。冷鍛油では摩擦係数はほとんど変わらず約 0.04 であった。1 液潤滑では型表面温度推定値が約 200 °Cにおいて摩擦係数は最小値の約 0.01 を示し、300 °Cでは摩擦係数は約 0.04 まで大きくなった。ボンデでは型表面温度推定値が約 200 °Cにおいて摩擦係数は最小値の約 0.008 を示し、300 °Cでは摩擦係数は約 0.018 と若干大きくなった。
- (2) 潤滑剤にボンデを用いて、初期型温度 23 °Cの場合では、型内部温度測定値、型表面温度推定値ともに、S10C の場合よりも S45C の場合の方が高い傾向が見られた。S45C の場合の型表面温度推定値は最高約 80 °Cであり、S10C の場合よりも約 20 °C高かった。これは、供試材の変形抵抗が高い方が塑性発熱量は多いことが起因していると考えられた。

- (3) 初期型温度と型表面温度の推定値が同程度になる温度，S10C では約 120 °C，S45C では約 190 °Cが試験片の圧縮変形による塑性発熱で温度上昇した試験片の温度と推測された。
- (4) 冷間鍛造用潤滑剤の潤滑性能は，型表面温度によって大きく変化することを定量的に示すことができた。また，型表面温度は，型及び試験片の初期温度，試験片の塑性発熱量，材料流動に伴う摩擦発熱量の影響を受けることから，本法で得られる摩擦係数と型表面温度との関係は，冷間鍛造用潤滑剤の潤滑性能の温度依存性を正しく評価していると考えられた。
- (5) 本法から得られる摩擦係数は，圧縮変形に伴う材料流動が終了した後の摩擦力(トルク)と垂直力(荷重)を直接測定し，摩擦係数を算出していることから圧縮終了時のみの摩擦状態を反映した摩擦係数と考えられた。また，本法では圧縮終了時の試験片上下面の摩擦係数が小さい方の面で型とすべるため，本法から得られる摩擦係数は従来法で得られる摩擦係数よりも小さい値が得られたと考えられた。

参考文献

- 3-1) 日本塑性加工学会編：“塑性加工におけるトライボロジ”，(1988), 83-126, コロナ社。
- 3-2) 日本塑性加工学会編：“プロセストライボロジー－塑性加工の潤滑－”，(1993), 65-89, コロナ社。
- 3-3) 久能木 真人：“軸方向圧縮荷重を受ける中空円筒の塑性変形に就いて”，科学研究所報告, **30-2**(1954), 63-92。
- 3-4) 小坂田 宏造, 村木 重節：“リング圧縮試験法の検討と応用”，昭和 56 年度 塑性加工春季講演会論文集, (1984), 445-448。
- 3-5) 北村 憲彦, 大森 俊英, 団野 敦, 川村 益彦：“ボール通し試験法による冷間鍛造用潤滑剤の性能評価”，34-393(1993), 1178-1183。
- 3-6) 北村 憲彦, 大森 俊英, 団野 敦, 川村 益彦：“後方せん孔試験による冷間鍛造用潤滑油の性能評価”，塑性と加工, **34-429**(1996), 1083-1088。
- 3-7) 団野 敦, 阿部 勝司, 野々山 史男：“冷間せん孔加工によるリン酸塩皮膜の潤滑性能評価”，**24-265**(1983), 213-220。
- 3-8) 伊藤 樹一, 吉田 広明, 五十川 幸宏, 土井 善久, 堂田 邦明：“テーパーカップ試験による鍛造用潤滑剤評価法の提案”，**48-555**(2007), 303-307。
- 3-9) 五十川 幸宏, 遠藤 裕介, 木村 篤良, 戸澤 康壽：“スパイクテストによる潤滑剤の評価法”，第 42 回 塑性加工連合講演会論文集, (1991), 623-626。

- 3-10) 王 志剛, 小見山 忍, 徳永 龍一, 山岡 祐一: “据込み一押し形摩擦試験法による冷間鍛造用潤滑被膜の摩擦特性評価”, 塑性と加工, **51-591**(2010), 336-341.
- 3-11) 王 志剛, 小見山 忍, 山岡 祐一: “バルジ変形を伴う前方押し形摩擦試験法による冷間鍛造用潤滑被膜の摩擦特性評価”, 塑性と加工, **51-597**(2010), 953-957.
- 3-12) Wang, Z.G., Komiyama, S., Yoshikawa, Y., Suzuki, T. and Osakada, K.: “Evaluation of Lubricants without Zinc Phosphate Precoat in Multi-Stage Cold Forging”, CIRP Annals, **64**(2015), 285-288.
- 3-13) Nakamura, T., Bay, N. and Zhang, Z-L.: “FEM Simulation of Friction Testing Method Based on Combined Forward Rod-Backward Can Extrusion”, Journal of Tribology, **119-3**(1997), 501-506.
- 3-14) Nakamura, T., Bay, N. and Zhang, Z-L.: “FEM Simulation of a Friction Testing Method Based on Combined Forward Conical Can-Backward Straight Can Extrusion”, Journal of Tribology, **120-4**(1998), 716-723.
- 3-15) Hansen, B.G. and Bay, N.: “Two New Methods for Testing Lubricant for Cold Forging”, Journal of Mechanical Working Technology, **13**(1986), 189-204.
- 3-16) Sawamura, M., Tanaka, T., Yogo, Y., Nakanishi, K., Suzuki, T., Watanabe, A. and Miyajima, N.: “Estimation of Friction and Heat Transfer at Cooling for Prediction of Hot Forging Die Life”, 8th International Conference on Technology of Plasticity(ICTP), Verona, Italy, 9-13 Oct, 2005, Proceedings (Advanced Technology of Plasticity 2005, ISBN 88-87331-74-X) Contents(CD-ROM), 262, (2005), 639-640.
- 3-17) 澤村 政敏, 与語 康宏, 近藤 頼子, 田中 利秋, 中西 広吉, 宮脇 和久: “熱間しごき型試験によるダイス摩耗評価”, 平成 20 年度 塑性加工春季講演会論文集, (2008), 383-384.
- 3-18) 澤村 政敏, 土屋 能成, 団野 致: “回転圧縮式間欠繰り返し摩擦試験による型損傷評価の試み”, 塑性と加工, **39-455**(1998), 1258-1262.
- 3-19) 中西 広吉, 野々山 史男, 澤村 政敏, 団野 敦: “鍛造加工の温度解析における界面熱伝達特性”, 塑性と加工, **37-421**(1996), 207-212.
- 3-20) 白石 俊男, 小林 純夫: “沸騰冷却における熱流束”, 鉄と鋼, **57-3**(1971), 485-497.
- 3-21) 濟木 弘行, 孟 永鋼, 坂本 英俊: “リング圧縮試験による冷間鍛造における非定常摩擦条件の評価”, 日本機械学会論文集 C 編, **55-516**(1989), 2184-2191.

第4章 回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験による 鋼材の熱間鍛造用潤滑剤の評価

4.1 緒言

型を用いて高面圧下で部品を成形する鍛造では、量産時において型の損傷がしばしば問題となっている。特に鋼の熱間鍛造では、潤滑剤の膜切れによる焼付き、熱的負荷の繰り返しで生じる型軟化による摩耗、熱衝撃によるヒートクラックなどの損傷により型の寿命が短い場合が多い。型の寿命が短いと型費や型の段替え工数が増加して製品コストが高くなるため、型の損傷は極力抑える必要がある。熱間鍛造型の損傷には材料と型界面の摩擦が強く影響し、その低減には潤滑剤の役割が大きい。熱間鍛造における潤滑剤は、その吹き付けにより型温度が下げられることによる型軟化の抑制のほかに、型表面への潤滑膜の形成による摩擦の低減、焼付き、摩擦発熱、熱伝達の抑制に影響するため重要である。さらに、摩擦を低く抑えることができれば、材料流動が良くなり、材料の欠肉抑制や成形荷重の低減が期待できる。一方、摩擦には、成形対象とする部品毎に異なる、面圧、すべり距離(速度)や表面積拡大比などの摩擦条件が影響する。したがって、その摩擦条件が再現できる摩擦評価試験法を用いて、材料との型界面の摩擦係数を定量的に評価することができれば、最適な潤滑剤の選定ができ、型の損傷の抑制、型の長寿命化に繋がる。

今までに様々な摩擦評価試験方法が提案されている^{4-1), 4-2)}。例えば、荷重測定が不要であり試験片を変形させる能力のプレスと平らな型があれば試験が可能なリング圧縮試験法^{4-3), 4-4)}は、圧縮後のリング試験片の内径縮小率と圧縮率から校正曲線を用いて摩擦係数を同定する。この方法は、広く採用されているがすべり距離、表面積拡大比は比較的小さい。また、すべり距離が長いしごき形のボール通し試験法⁴⁻⁵⁾、テーパプラグ通し試験法⁴⁻⁶⁾、表面積拡大比が大きい後方せん孔形^{4-7)~4-9)}、前方押し出し形⁴⁻¹⁰⁾の試験法やそれらを組み合わせた試験法^{4-11)~4-15)}が提案されている。これらの試験法における摩擦係数は、予め FEM 解析で求めた試験後の試験片形状や荷重と摩擦係数との関係から同定しており、FEM 解析には供試材の変形抵抗や熱物性値などの正確な値が必要である。一方、試験時に測定された荷重から直接摩擦係数を測定する方法として、帯平板材を U 字成形直後に外形部をテーパダイスでしごいた時のパンチ押し込み荷重とダイス開き荷重から摩擦係数を求める方法^{4-16), 4-17)}や帯平板材の片側の面をしごいた時の圧下荷重としごき荷重から摩擦係数を求める方法が提案されている⁴⁻¹⁸⁾。また、試験時の荷重とトルクの測定値から直接摩擦係数を求める方法として、平らな金型上に円筒試験片を回転させながら押し付ける方法⁴⁻¹⁹⁾や、上型内側の円柱パンチは自由に回転でき、上型外側のリングパンチは内側の円柱パンチ外周部に設置された軸受を介して外部に固定されており、円柱試験片を上型で

圧縮後，下型を回転させることで，上型外側のリングパンチが受ける荷重とトルクから摩擦係数を直接算出する方法が提案されている⁴⁻²⁰⁾。また，回転円筒押し込み形の試験法^{4-21), 4-22)}では，回転させた円筒パンチを円柱状試験片の上面に押し込んだ時のトルクと荷重から摩擦係数を直接求めている。

前報⁴⁻²³⁾では，摩擦係数を定量的に求める摩擦試験法として，回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験法を提案し，代表的な2種類の鋼材と4種類の冷間鍛造用潤滑剤を用いて，型表面温度と摩擦係数との関係を定量的に評価した。本報では，代表的な4種類の熱間鍛造用潤滑剤を用いて，熱間鍛造温度域における型表面温度と摩擦係数との関係を定量的に評価^{4-24), 4-25)}し，すべり距離，表面積拡大比が比較的小さい部品の熱間鍛造用潤滑剤の選定指針を得る。

4.2 実験方法

4.2.1 回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験法

Fig. 4-1 に回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験法を示す。試験では，非常に遅い回転速度で上型を回転させながら，試験片を圧縮し，下部に設置したロードセルを用いて荷重とトルクを測定した。また，型ホルダー内部に組み込んだ棒状ヒータにより上下型を所定の温度に加熱した。装置本体は変位制御が可能な電動式サーボプレス(圧力能力：3000 kN)内に設置した。型は高速度工具鋼 SKH51 の焼入焼戻材(硬さ 59 HRC)とし，表面粗さが $0.3 \mu\text{m } R_{z/JS}$ になるようにラップ仕上げした。試験片は外径 48 mm，内径 24 mm，高さ 16 mm のリング形状とし，表面粗さが $6.3 \mu\text{m } R_{z/JS}$ になる

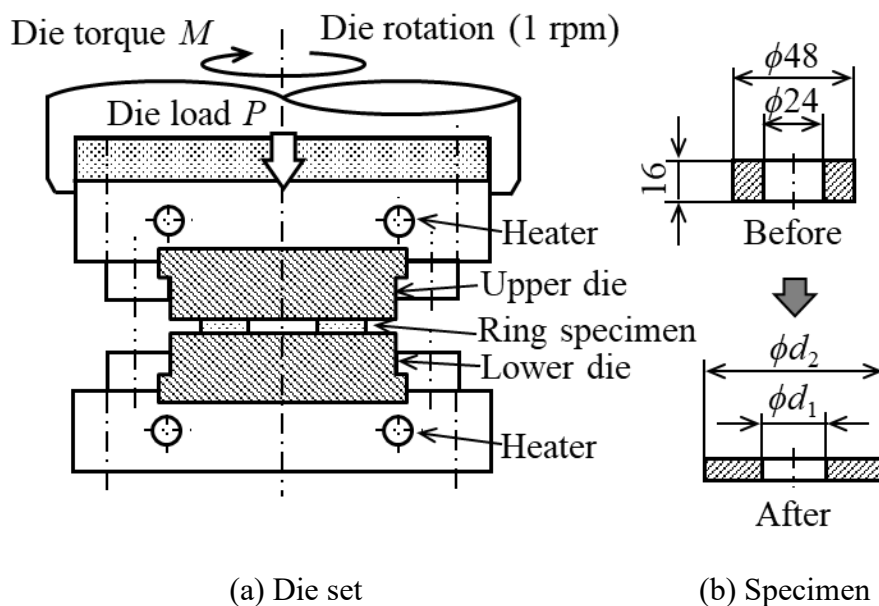


Fig. 4-1 Die set for measurements of friction coefficients

ように切削で仕上げた。供試材には機械構造用炭素鋼 S45C の球状化焼鈍処理材(硬さ 161 HV)を用いた。下型には Fig. 4-2 に示すように裏面から $\phi 0.4$ mm の穴を、試験面より 0.5 mm, 1 mm, 2 mm の位置まであけ、穴に導電性樹脂材料を充填させた状態で $\phi 0.25$ mm のシース熱電対を挿入し、耐熱性無機接着剤で挿入口を固定した。熱電対の起電力は、応答速度 10 ms 以下の熱電対温度変換器で増幅した後、マルチ入力データ収集システムを用いてサンプリングタイム 200 μ s で計測した。潤滑剤には、熱間鍛造用黒鉛系潤滑剤 1 種、白色系潤滑剤 3 種(A, B, C で表記)を用いた。潤滑剤は 20% に水希釈し、上下金型を 150 $^{\circ}$ C に加熱後、塗装用エアースプレーガンを用いて約 30 μ m の膜厚になるように塗布した。その後、所定の型表面初期温度に加熱した。下型の上に予め $\phi 0.17$ mm の銅線を十字状に設置し、試験開始前に、加熱された試験片と型が直接接触しないようにすることで、潤滑剤の燃焼や型温度の上昇、試験片温度の低下を抑えた。なお、この銅線が摩擦係数に及ぼす影響はほとんどない。試験片は、高周波誘導加熱装置を用いて、大気雰囲気中または窒素雰囲気中で試験開始時に所定の温度になるように約 25 s で加熱し、その後約 10 s で搬送、下型上に設置した。上型の回転速度は試験中 1 rpm とした。上下型は、試験前に # 1500 サンドペーパーで磨いた。上型は所定の圧縮速度で下降させ、プレス下死点に到達後 1 s 間保持した後上昇させた。本報では、試験時の荷重とトルクから算出される摩擦係数に及ぼす試験片圧縮率、圧縮速度、型表面初期温度、試験片初期温度、型表面温度、試験片酸化膜の有無、潤滑剤燃焼温度の影響を調査した。

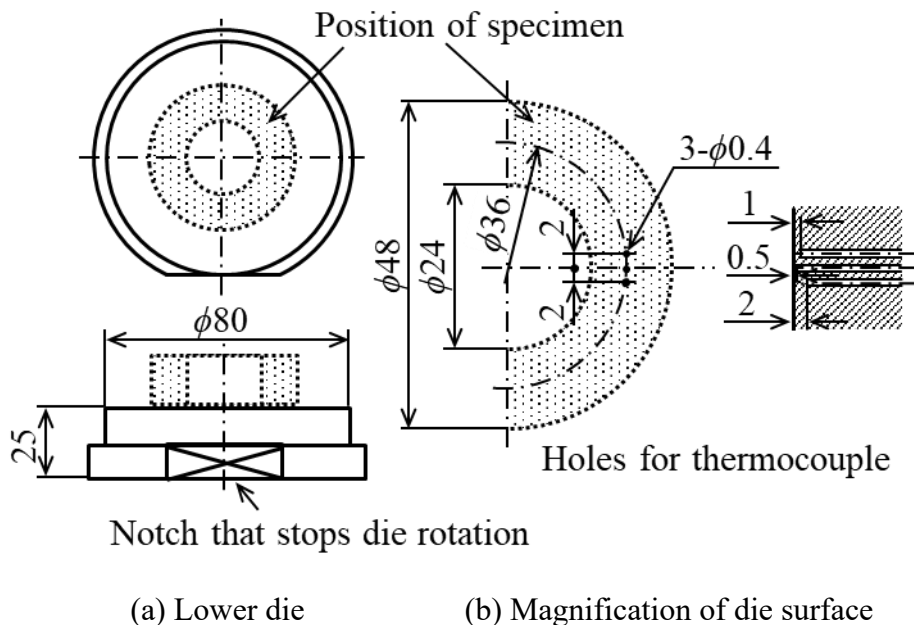


Fig. 4-2 Dimensions of lower die

4.2.2 摩擦係数と型表面温度の推定法

摩擦係数 μ は、測定した荷重 $P(\text{N})$ とトルク $M(\text{N} \cdot \text{m})$ を用いて式(4-1)～(4-3)にて算出した。

$$\text{せん断応力 } \tau = 12M / \{\pi(d_2^3 - d_1^3)\} \quad (4-1)$$

$$\text{垂直応力 } \sigma = 4P / \{\pi(d_2^2 - d_1^2)\} \quad (4-2)$$

$$\text{摩擦係数 } \mu = \tau / \sigma \quad (4-3)$$

ここで、 d_1 、 d_2 は試験後の試験片接触面の内径(m)、外径(m)である。

型表面温度は、型表面から型内部への熱伝導を一次元の非定常熱伝導と仮定し、型表面から 0.5 mm、1 mm 位置での熱電対による温度測定値を用いて、一次元非定常熱伝導方程式を差分近似した式(4-4)で型表面温度を推定^{4,26)}した。

$$\theta_0(t) = 2\theta_1(t) - \theta_2(t) + \Delta x^2 / a \Delta t \cdot \{\theta_1(t) - \theta_1(t - \Delta t)\} \quad (4-4)$$

ここで、 t は時間、 a は熱拡散係数(= $\lambda / C\rho$)、 λ は熱伝導度、 C は比熱、 ρ は比重量、 Δt は計算ステップ時間、 Δx は温度測定間隔、 θ_0 は表面温度、 θ_1 は表面から Δx 内部の温度、 θ_2 は表面から $2\Delta x$ 内部の温度である。

4.3 実験結果と考察

4.3.1 摩擦係数の評価範囲

Fig. 4-3 に黒鉛系潤滑剤を用いた時の上型の変位、荷重、トルク測定の一例を示す。上型は試験開始から約 0.6 s 後に下死点に到達し、約 1.5 s 後に離脱している。荷重は試験開始から約 0.4 s 後に最大値を示し、型から離脱するまで漸減している。トルクは上型が下死点に到達し、停止している試験開始約 0.7 s 以降から漸減している。上型が下死点に到達するまでは、試験片は圧縮変形されながら半径方向に材料が流動し、その流動方向と反対の方向に摩擦力が発生する。上型の回転方向はその材料流動方向と 90° 異なるため、型面上において材料の流動速度と上型の回転速度の比により回転方向にも材料流動に伴う摩擦力の分配成分が発生し、測定されるトルクに影響する。そこで、トルクを用いて摩擦を正しく評価するためには、試験片の圧縮変形が終了し、半径方向への材料流動がない時に測定される円周方向の摩擦力(トルク)と垂直力(荷重)を用いる必要がある。本法での摩擦係数の評価は、上型が下死点に到達し、停止している 0.7 s から 1.3 s の範囲とした。**Fig. 4-4** にその摩擦係数の評価範囲でのトルクと荷重の測定値から求めた摩擦係数の挙動を示す。摩擦係数は評価

範囲において時間経過と共に徐々に変化するため、以降に示す摩擦係数は評価範囲内の平均値とした。

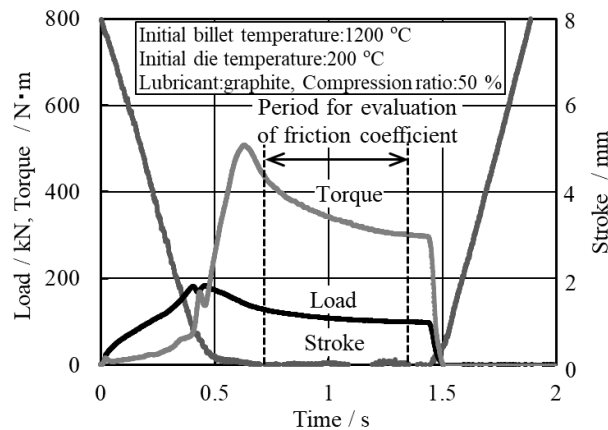


Fig. 3-3 Measured upper die stroke, load, and torque (initial billet temperature of 1200 °C, initial die temperature of 200 °C, graphite)

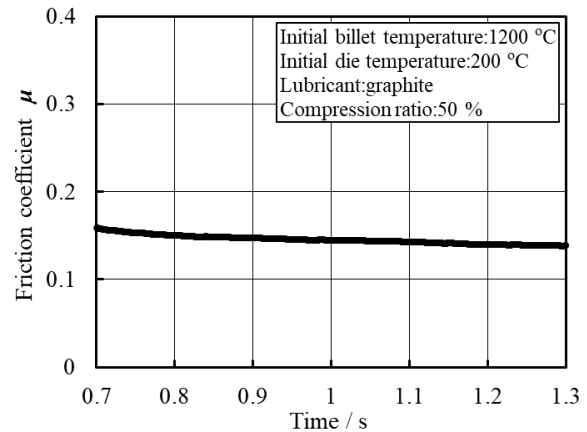


Fig. 3-4 Change in friction coefficient (initial billet temperature of 1200 °C, initial die temperature of 200 °C, graphite)

4.3.2 型表面温度の挙動

Fig. 4-5 に黒鉛系潤滑剤を用いた場合の型表面から 0.5 mm, 1 mm, 2 mm 内部の熱電対による型内部温度測定値と型表面から 0.5 mm, 1 mm 内部の熱電対による型内部温度測定値から型表面温度を推定した値の挙動を示す。型表面から 0.5 mm 内部の温度、型表面温度は、試験開始から上型が約 1.5 s 後に離脱するまで上昇し、最高温度に到達している。また、型内部温度測定位置が型表面よりも深いほど、試験開始か

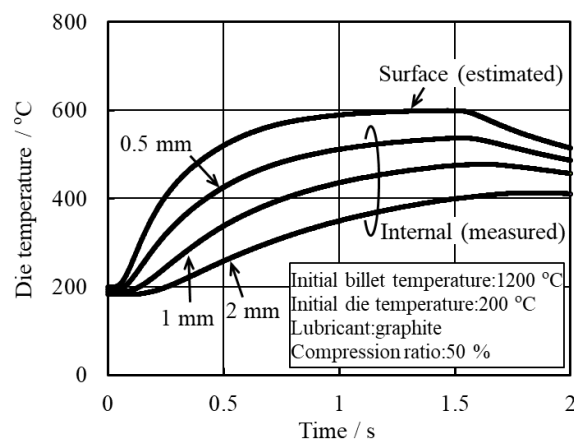


Fig. 4-5 Changes in internal die temperature and die surface temperature (initial billet temperature of 1200 °C, initial die temperature of 200 °C, graphite)

ら遅れて温度上昇を開始し、最高温度も遅れて到達している。以降に示す型表面温度は摩擦係数と同じ評価範囲内の平均値とした。

4.3.3 大気雰囲気加熱時の型表面温度と摩擦係数の関係

試験片を大気雰囲気中で加熱し、加熱時に酸化膜が形成した場合について、**Fig. 4-6**に黒鉛系潤滑剤を用いた場合の試験片圧縮率と型表面温度の関係を示す。圧縮率は

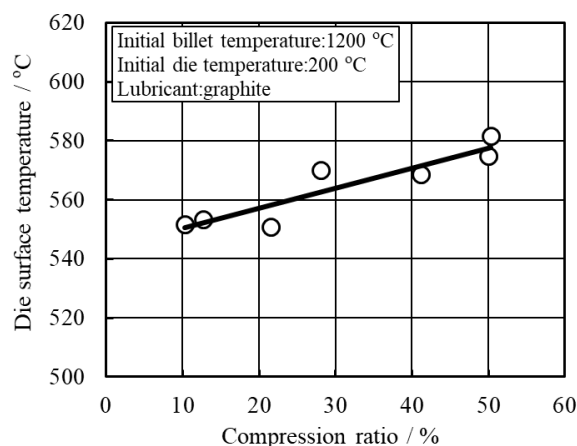


Fig. 4-6 Relationship between die surface temperature and compression ratio (initial billet temperature of 1200 °C, initial die temperature of 200 °C, graphite)

試験片初期高さとして試験後高さの差を試験片初期高さで除した値とした。また、同じ接触時間にて圧縮率の影響を評価するため、いずれの圧縮率においても型表面温度と摩擦係数は試験開始後 0.7~1.1 s の範囲の平均値とした。圧縮率が高いほど型表面温度は高くなり、圧縮率が 40 %高くなると試験片の塑性発熱により型表面温度は約 30 °C上昇している。この試験時の型表面温度と摩擦係数の関係を **Fig. 4-7** に示す。この試験条件では、型表面温度が約 550~580 °Cの範囲であり、摩擦係数はほぼ一定である。実測した表面積拡大比は、圧縮率 10 %では 1.1、圧縮率 50 %では 1.75 と比較的小さな値であったことから、本試験条件においては潤滑剤の性状へ及ぼす圧縮率の影響は小さいと考えられた。以降に示す実験は圧縮率 50 %で実施した。**Fig. 4-8** に黒鉛系潤滑剤を用いた場合の圧縮速度と型表面温度の関係を示す。圧縮速度が速いほど型表面温度は低くなり、圧縮速度が 20 mm・s⁻¹ から 5 倍速くなると試験片との接触時間が 1/5 と短くなるため、型表面温度は約 50 °C低くなっている。この試験時の型表面温度と摩擦係数の関係を **Fig. 4-9** に示す。この試験条件においては、型表面温度が約 525~590 °Cの範囲であり摩擦係数はほぼ一定である。以降に示す実験は圧縮速度 20 mm・s⁻¹ で実施した。**Fig. 4-10** に黒鉛系潤滑剤を用いた場合の型表面初期温度と型表面温度の関係を示す。型表面初期温度が高いほど型表面温度は高くなった。型表面初期温度が 120 °Cから 260 °Cまで変化すると試験片と型との温度差が小

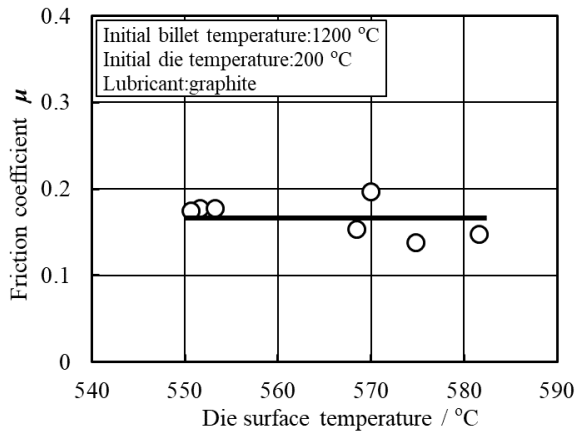


Fig. 3-7 Effect of die surface temperature changed by compression ratio on friction coefficient

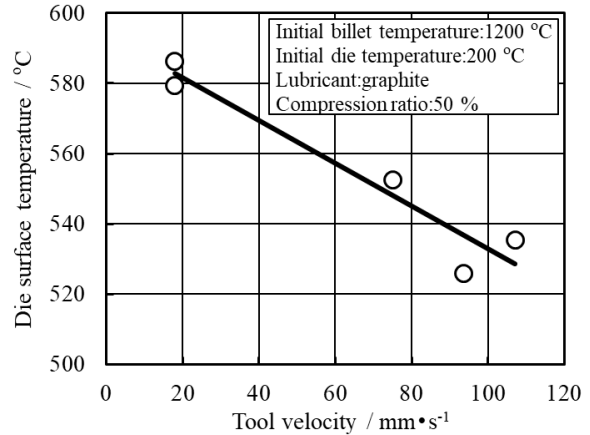


Fig. 3-8 Relationship between die surface temperature and tool velocity (initial billet temperature of 1200 °C, initial die temperature of 200 °C, graphite)

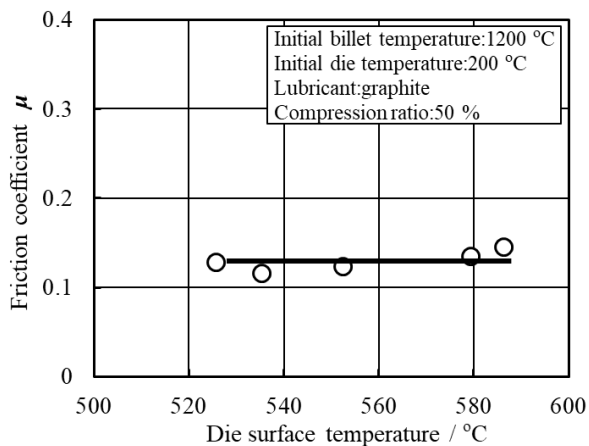


Fig. 3-9 Effect of die surface temperature changed by compression velocity on friction coefficient

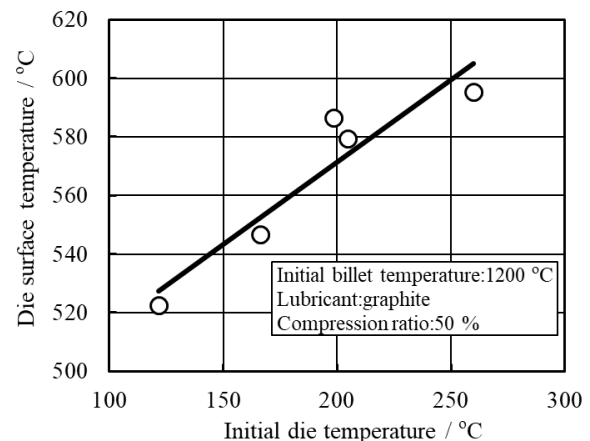


Fig. 3-10 Relationship between die surface temperature and initial die temperature (initial billet temperature of 1200 °C, graphite)

さくなるため、型表面温度は約 80 °C 高くなった。この試験時の型表面温度と摩擦係数の関係を **Fig. 4-11** に示す。この試験条件においては、型表面温度が約 520~600 °C の範囲であり摩擦係数はほぼ一定である。**Fig. 4-12** に各種潤滑剤を用いた場合の試験片初期温度と型表面温度の関係を示す。試験片初期温度が高いほど、型表面温度は高くなり、白色系潤滑剤を用いた場合では、いずれの試験片初期温度においても黒鉛系潤滑剤よりも型表面温度は約 30 °C 低い。これは、白色系潤滑剤に含まれる成分が試験時に溶解、燃焼した際に発生するガス層の断熱効果により、試験片から型への熱伝達が抑制されたためと考えられる。**Fig. 4-13** に型表面温度と摩擦係数の関係を

示す。白色系潤滑剤では型表面温度が約 500～570 °Cの範囲において、摩擦係数は約 0.22 であり、型表面温度が約 460 °Cでは摩擦係数は約 0.05 と小さい。黒鉛系潤滑剤では型表面温度が約 520～580 °Cの範囲において、摩擦係数は約 0.12 であり、型表面温度が約 500 °Cでは摩擦係数は約 0.05 と小さい。

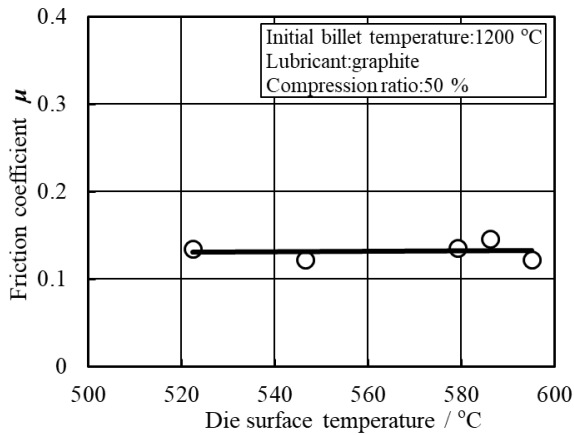


Fig. 3-11 Relationship between friction coefficient and die surface temperature (initial billet temperature of 1200 °C, graphite)

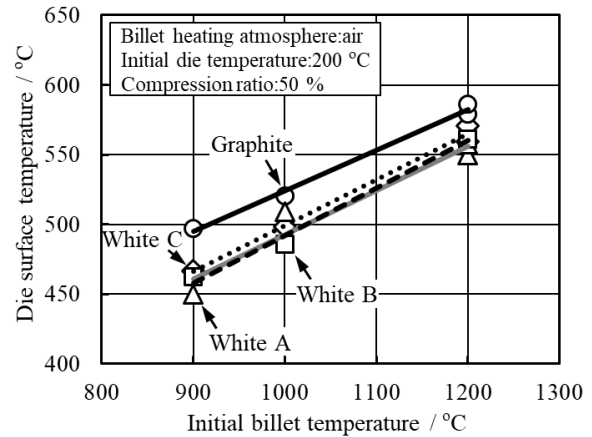


Fig. 3-12 Relationship between die surface temperature and initial billet temperature (billet heated under an air atmosphere)

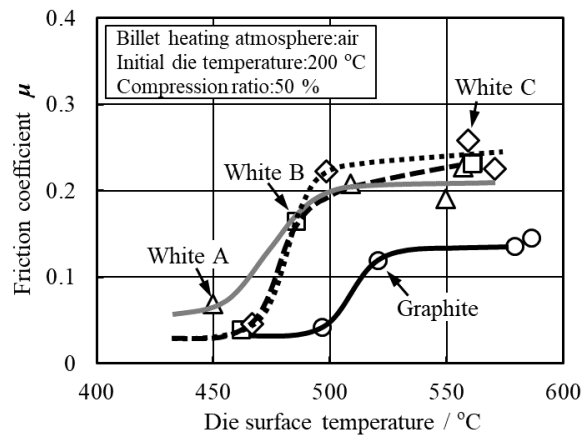


Fig. 3-13 Relationship between friction coefficient and die surface temperature (billet heated under an air atmosphere.)

4.3.4 窒素雰囲気加熱時の型表面温度と摩擦係数の関係

試験片を窒素雰囲気中で加熱し、加熱時の酸化膜の形成を抑えた場合について、**Fig. 4-14**に各種潤滑剤を用いた場合の試験片初期温度と型表面温度の関係を示す。いずれの潤滑剤においても、試験片初期温度が高いほど型表面温度は高くなり、白色系潤滑剤 A を用いた場合では、いずれの試験片初期温度においても黒鉛系潤滑剤よりも型表面温度は約 30 °C低い。一方、白色系潤滑剤 B, C を用いた場合では、試験片初期温度 900 °Cでは黒鉛系潤滑剤よりも約 40 °C低いが試験片初期温度 1200 °Cでは黒鉛潤滑剤と同等である。また、いずれの試験片初期温度においても、**Fig. 4-12**に示した試験片を大気雰囲気中で加熱した場合よりも窒素雰囲気中で加熱した場合の方が型表面温度は約 50 °C高い。これは、試験片表面に断熱効果がある酸化膜が存在しないため、試験片から型への熱伝達が促進されたためと考えられる。**Fig. 4-15**に型表面温度と摩擦係数の関係を示す。黒鉛系潤滑剤では、型表面温度が約 520 °Cにおいて摩擦係数は約 0.05 であるが、型表面温度が約 560 °Cを超えると徐々に摩擦係数が大きくなり、型表面温度が約 630 °Cでは摩擦係数は約 0.12 である。白色系潤滑剤 C では、型表面温度が約 500 °Cにおいて摩擦係数は約 0.07 であるが、型表面温度が高くなると摩擦係数は徐々に大きくなり型表面温度が約 630 °Cでは約 0.18 である。一方、白色系潤滑剤 B,C では黒鉛系潤滑剤と同等の摩擦係数の挙動を示している。

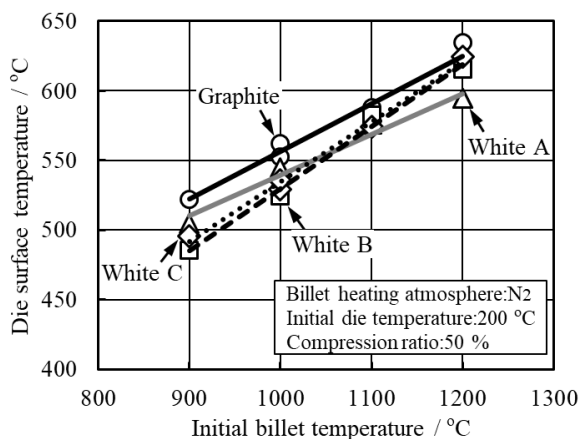


Fig. 3-14 Relationship between die surface temperature and initial billet temperature (billet heated under a nitrogen atmosphere)

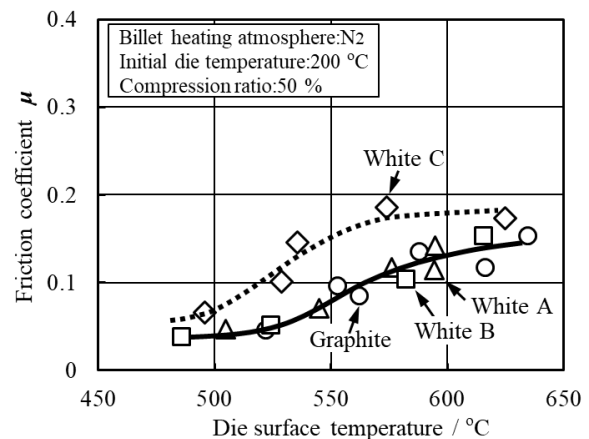


Fig. 3-15 Relationship between friction coefficient and die surface temperature (billet heated under a nitrogen atmosphere)

4.3.5 潤滑剤燃焼温度と摩擦係数の関係

Fig. 4-16に供試潤滑剤の示差熱分析結果を示す。黒鉛系潤滑剤では潤滑剤含有成分の燃焼温度が高く、発熱のピークが 591 °Cにあり、白色系潤滑剤 C では 438 °Cに

発熱のピークがある。また、図中には示していない白色系潤滑剤 A の発熱のピークは 539 °C、白色系潤滑剤 B の発熱のピークは 563 °Cであった。Fig. 4-15 に示したように試験片を窒素雰囲気中で加熱し、加熱時の酸化膜の形成を抑えた場合、型表面温度が約 560 °Cを超えると徐々に摩擦係数が大きくなった。そこで、型表面温度 560 °Cにおける供試潤滑剤の摩擦係数を示差熱分析で得られた供試潤滑剤の発熱のピーク温度で整理した結果を Fig. 4-17 に示す。いずれの試験片加熱条件においても、438 °Cに発熱のピークがある白色系潤滑剤 C は、他の潤滑剤よりも摩擦係数が大きい。これは、型表面温度 560 °Cでは潤滑剤中に含まれる摩擦低減効果がある潤滑成分がほとんど燃焼したためと考えられる。黒鉛系潤滑剤、白色系潤滑剤 A, B は、白色系潤滑剤 C の発熱のピーク温度よりも約 100 °C以上高く、潤滑剤中に含まれる摩擦低減効果がある潤滑成分の燃焼が進んでいないため、摩擦係数は白色系潤滑剤 C よりも小さくなったと考えられる。

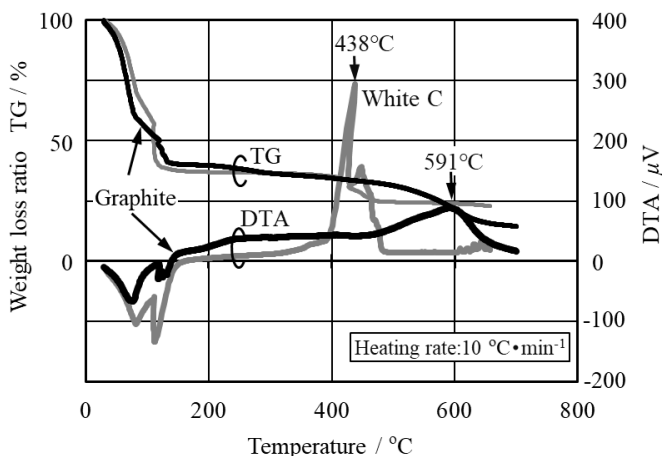


Fig. 3-16 Results of differential thermal analysis of lubricants (heating rate of 10 °C · min⁻¹)

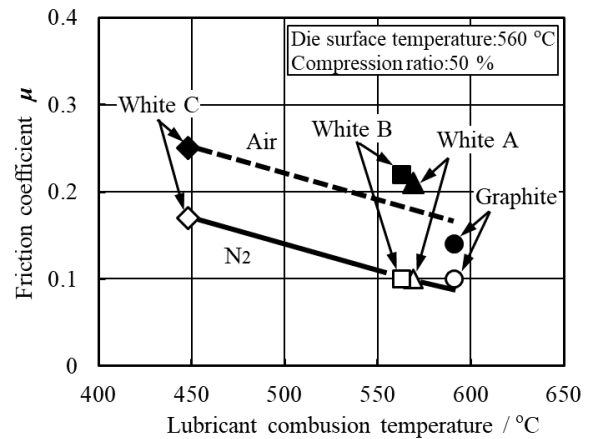


Fig. 3-17 Relationship between friction coefficient and lubricant combustion temperature (die surface temperature of 560 °C)

以上の結果から、熱間鍛造用潤滑剤の摩擦係数には、試験片初期温度、型表面温度、潤滑剤の燃焼温度、試験片酸化膜の有無が強く影響することを定量的に明らかにすることができた。

4.4 結言

回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験により、代表的な4種類の熱間鍛造用潤滑剤を用いて、試験時の荷重とトルクから算出される摩擦係数に及ぼす試験片圧縮率、

圧縮速度，型表面初期温度，試験片初期温度，型表面温度，試験片酸化膜の有無，潤滑剤燃焼温度の影響を調査した結果，以下に示すことがわかった。

- (1) 回転金型の荷重とトルクの実測値から求めた摩擦係数は，型内部温度の実測値から推定した型表面温度によって大きく変化することを定量的に捉えることができた。
- (2) いずれの試験片初期温度においても，試験片を窒素雰囲気中で加熱した方が大気雰囲気中で加熱した場合よりも型表面温度は約 50 °C 高かった。これは，試験片表面に断熱効果がある酸化膜が存在しないため，試験片から型への熱伝達が促進されたためと考えられた。
- (3) いずれの試験片加熱条件においても，試験片初期温度が高いほど，型表面温度は高くなり，白色系潤滑剤を用いた場合では，いずれの試験片初期温度においても黒鉛系潤滑剤よりも型表面温度は約 30 °C 低かった。これは，白色系潤滑剤に含まれる成分が試験時に溶融，燃焼した際に発生するガス層の断熱効果により，試験片から型への熱伝達が抑制されたためと考えられた。
- (4) いずれの型表面温度においても，窒素雰囲気中で加熱した場合の方が大気雰囲気中で加熱した場合よりも，摩擦係数は小さかった。これは，試験片表面の酸化膜が材料と型の間介在することにより摺動抵抗が増加したためと考えられた。
- (5) いずれの試験片加熱条件においても，示差熱分析における発熱のピークが 438 °C にある白色系潤滑剤 C は，他の潤滑剤よりも摩擦係数が大きかった。黒鉛系潤滑剤，白色系潤滑剤 A, B は，白色系潤滑剤 C の発熱のピーク温度よりも約 100 °C 以上高く，潤滑剤中に含まれる摩擦低減効果がある潤滑成分の燃焼が進んでいないため，摩擦係数は白色系潤滑剤 C よりも小さくなったと考えられた。
- (6) 熱間鍛造用潤滑剤の摩擦係数には，試験片初期温度，型表面温度，潤滑剤の燃焼温度，試験片酸化膜の有無が強く影響することを定量的に明らかにすることができた。

参考文献

- 4-1) 日本塑性加工学会編：“塑性加工におけるトライボロジ”，(1988), 83-126, コロナ社。
- 4-2) 日本塑性加工学会編：“プロセストライボロジーー塑性加工の潤滑ー”，(1993), 65-89, コロナ社。
- 4-3) 久能木 真人：“軸方向圧縮荷重を受ける中空円筒の塑性変形に就いて”，科学研究所報告, 30-2(1954), 63-92。

- 4-4) 小坂田 宏造, 村木 重節 : “リング圧縮試験法の検討と応用” , 昭和 56 年度 塑性加工春季講演会論文集, (1984), 445-448.
- 4-5) 北村 憲彦, 大森 俊英, 団野 敦, 川村 益彦 : “ボール通し試験法による冷間鍛造用潤滑剤の性能評価” , **34-393**(1993), 1178-1183.
- 4-6) Asai, K. and Kitamura, K. : “Evaluation of Tribological Performance of Lubricants and Nitrided Die for Hot Forming of Steel Using Tapered-Plug Penetration Test”, *Key Engineering Materials*, **716** (2016), 147-156.
- 4-7) 北村 憲彦, 大森 俊英, 団野 敦, 川村 益彦 : “後方せん孔試験による冷間鍛造用潤滑油の性能評価” , 塑性と加工, **34-429**(1996), 1083-1088.
- 4-8) 団野 敦, 阿部 勝司, 野々山 史男 : “冷間せん孔加工によるリン酸塩皮膜の潤滑性能評価” , **24-265**(1983), 213-220.
- 4-9) 伊藤 樹一, 吉田 広明, 五十川 幸宏, 土井 善久, 堂田 邦明 : “テーパカップ試験による鍛造用潤滑剤評価法の提案” , **48-555**(2007), 303-307.
- 4-10) 五十川 幸宏, 遠藤 裕介, 木村 篤良, 戸澤 康壽 : “スパイクテストによる潤滑剤の評価法” , 第 42 回 塑性加工連合講演会論文集, (1991), 623-626.
- 4-11) 王 志剛, 小見山 忍, 徳永 龍一, 山岡 祐一 : “据込み-押し出し形摩擦試験法による冷間鍛造用潤滑被膜の摩擦特性評価” , 塑性と加工, **51-591**(2010), 336-341.
- 4-12) 王 志剛, 小見山 忍, 山岡 祐一 : “バルジ変形を伴う前方押し出し形摩擦試験法による冷間鍛造用潤滑被膜の摩擦特性評価” , 塑性と加工, **51-597**(2010), 953-957.
- 4-13) Wang, Z.G., Komiyama, S., Yoshikawa, Y., Suzuki, T. and Osakada, K. : “Evaluation of Lubricants without Zinc Phosphate Precoat in Multi-Stage Cold Forging” , *CIRP Annals*, **64** (2015), 285-288.
- 4-14) Nakamura, T., Bay, N. and Zhang, Z-L. : “FEM Simulation of Friction Testing Method Based on Combined Forward Rod-Backward Can Extrusion” , *Journal of Tribology*, **119-3**(1997), 501-506.
- 4-15) Nakamura, T., Bay, N. and Zhang, Z-L. : “FEM Simulation of a Friction Testing Method Based on Combined Forward Conical Can-Backward Straight Can Extrusion” , *Journal of Tribology*, **120-4**(1998), 716-723.
- 4-16) Sawamura, M., Tanaka, T., Yogo, Y., Nakanishi, K., Suzuki, T., Watanabe, A. and Miyajima, N. : “Estimation of Friction and Heat Transfer at Cooling for Prediction of Hot Forging Die Life” , 8th International Conference on Technology of Plasticity(ICTP), Verona, Italy, 9-13 Oct, 2005, Proceedings (Advanced Technology of Plasticity 2005, ISBN 88-87331-74-X) Contents(CD-ROM), 262, (2005), 639-640.

- 4-17) 澤村 政敏, 与語 康宏, 近藤 頼子, 田中 利秋, 中西 広吉, 宮脇 和久: “熱間しごき型試験によるダイス摩耗評価”, 平成 20 年度 塑性加工春季講演会論文集, (2008), 383-384.
- 4-18) 土屋 能成, 王 志剛: “熱間鍛造用潤滑剤のトライボ特性に及ぼす酸化スケールの影響”, 第 70 回 塑性加工連合講演会論文集, (2019), 31-32.
- 4-19) 浅井 一仁, 北村 憲彦: “鋼の熱間鍛造用工具の回転摩擦試験”, 平成 24 年度 塑性加工春季講演会論文集, (2012), 331-332.
- 4-20) Hansen, B.G. and Bay, N.: “Two New Methods for Testing Lubricant for Cold Forging”, *Journal of Mechanical Working Technology*, **13**(1986), 189-204.
- 4-21) 澤村 政敏, 土屋 能成, 団野 致: “回転圧縮式間欠繰り返し摩擦試験による型損傷評価の試み”, 塑性と加工, **39**-455(1998), 1258-1262.
- 4-22) 中西 広吉, 野々山 史男, 澤村 政敏, 団野 敦: “鍛造加工の温度解析における界面熱伝達特性”, 塑性と加工, **37**-421(1996), 207-212.
- 4-23) 澤村 政敏, 与語 康宏, 上山 道明, 岩田 徳利: “回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験による鋼材の冷間鍛造用潤滑剤の評価”, 塑性と加工, **59**-687(2018), 53-58.
- 4-24) 澤村 政敏, 与語 康宏, 上山 道明, 岩田 徳利: “回転工具を用いたリング圧縮摩擦試験による熱間状態での潤滑剤評価”, 第 66 回塑性加工連合講演会論文集, (2015), 219-220.
- 4-25) 澤村 政敏, 与語 康宏, 上山 道明, 岩田 徳利: “回転工具を用いたリング圧縮摩擦試験による熱間状態での潤滑剤評価(第 2 報) - 窒素雰囲気加熱の影響 -”, 平成 28 年度 塑性加工春季講演会論文集, (2016), 137-138.
- 4-26) 白石 俊男, 小林 純夫: “沸騰冷却における熱流束”, 鉄と鋼, **57**-3(1971), 485-497.

第5章 回転金型を用いた後方せん孔摩擦試験による 厳しい冷間摩擦下での摩擦係数の測定

5.1 緒言

冷間鍛造での材料と型界面の摩擦は、材料流れや荷重、型損傷に強く影響するため、その低減は実生産において重要課題の1つである。摩擦の評価法は、今までに日本塑性加工学会(1993)において様々な方法が提案されている⁵⁻¹⁾が、実生産での評価結果と必ずしも相関が得られていないのが現状である。摩擦の評価においては、対象とする成形品形状や型の部位で異なる摩擦条件の厳しさを試験条件に反映させることが重要である。その実生産時の摩擦の厳しさを反映させた評価試験において、評価指標の代表値である摩擦係数を定量的に求めることができれば、鍛造工法毎の最適潤滑剤の選定や工程設計時の鍛造 CAE 解析精度の向上が期待できる。例えば、Hansen と Bay (1986)はアルミ材を用いて軸外周部に設置した回転可能な円筒リング端面の荷重とトルクから摩擦係数を直接算出している⁵⁻²⁾。そこで、澤村ら(2012)は、鋼材を対象とした、より高面圧下での厳しい摩擦を評価するため、工具の押込みと回転による荷重とトルクの測定が可能な回転後方押し形摩擦試験装置を試作した⁵⁻³⁾。

本報では、後方せん孔形の摩擦試験を行った時の荷重とトルクの実測値から摩擦係数の直接算出を試みた。

5.2 実験方法

5.2.1 回転金型を用いた後方せん孔摩擦試験法

Fig. 5-1 に回転工具を用いた後方せん孔摩擦試験方法を示す。この試験は、すべりが大きく高面圧で成形する部位の評価を想定している。従来の団野ら(1983)⁵⁻⁴⁾、北村ら(1996)⁵⁻⁵⁾が行った後方せん孔試験に対して、本試験法では、材料の流動方向(押し出し方向)に影響を与えない程度の非常に遅い回転速度でパンチを回転させながら押し込んだ。そして、測定されるパンチ荷重とトルクから摩擦係数を算出した。上部にパンチ、下部にコンテナが設置してあり、コンテナの下部にはパンチ荷重とトルク、パンチ引抜荷重が測定可能なロードセルが設置してある。ロックアウトパンチ上面のビレット底部と接する部位にはビレット回転を抑止するための格子状の突起を施した。また、パンチホルダー部、コンテナ外周部と底部に組み込んだヒータにより、パンチおよびコンテナは 350°Cまで加熱できる仕様とした。装置を変位制御が可能なサーボプレス(3000kN)内に設置した。ビレットのロックアウトはプレス下部の油圧シリンダ(500kN)で行った。

パンチ形状は、外径 21.2 mm，先端ノーズ角 170° ，ランド部長さ 2 mm，パンチ肩半径 4 mm とした。コンテナ内径は 30 mm とし，ビレットの断面積減少率は 50 % とした。パンチおよびコンテナ材質は，高速度工具鋼 SKH51 の焼入焼戻材(ロックウエル硬さ 60HRC)とし，パンチ試験面およびコンテナ内面の表面粗さは 0.4 Rz ラップ仕上げとした。ビレットは，外径 30 mm，高さ 15 mm，20 mm，25 mm，30 mm の機械構造用炭素鋼 S10C の球状化焼鈍処理材(表面粗さ 6.3 Rz，ビッカース硬さ 180 HV) とした。試験後のビレット底部の肉厚は 8 mm とした。せん孔深さは，断面減少率 50 % の試験としたことから，パンチ押し込み量の 2 倍と定義した。潤滑剤には，パラフィン系無添加鉱油(以降「無添加鉱油」と称す)の粘度グレード VG22，VG100，VG460 の 3 種類，冷間鍛造用硫黄系潤滑油(以降「冷鍛油」と称す)，1 液潤滑処理剤(以降「1 液潤滑」と称す)，リン酸塩／石鹼処理剤(以降「ボンデ」と称す)を供試した。無添加鉱油，冷鍛油の試験では，ビレットを試験前にアセトンで脱脂後，油中に十分浸漬させ供試した。ビレット，コンテナは室温(25 °C)とした。パンチはパンチホルダー部に組み込んだヒータにより室温から 350 °C まで加熱した。パンチ回転速度は試験中 1 rpm 一定とした。

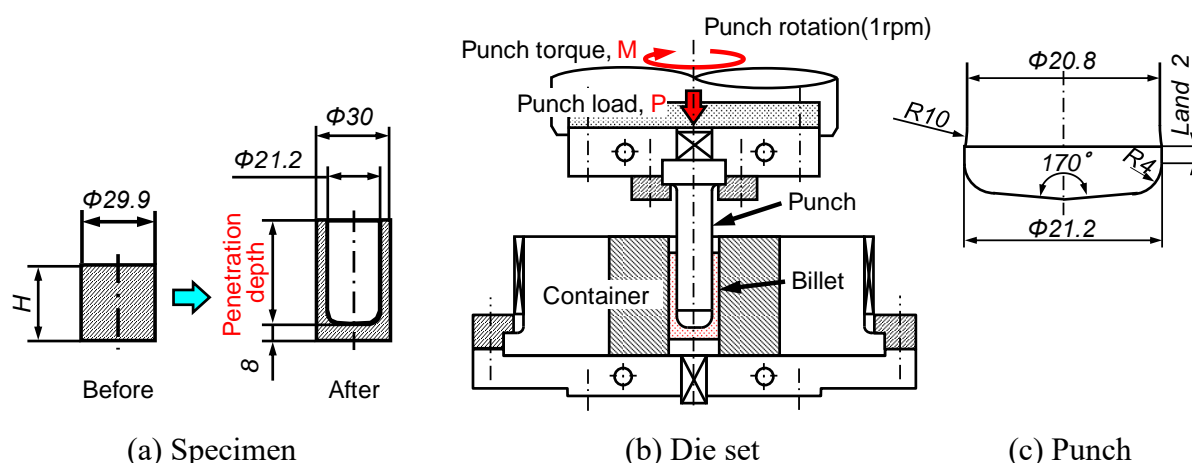


Fig. 5-1 Die-set for measurements of friction coefficients.

5.2.2 摩擦係数算出方法

摩擦係数 μ は，上山ら(2012)が示したパンチの面圧分布を考慮して導出した式に，測定した荷重 $P(\text{kN})$ とトルク $M(\text{N} \cdot \text{m})$ を代入して算出した⁵⁻⁶⁾。パンチ面圧分布の考慮は，FEM 解析コード鍛造シミュレーションソフトウェア FORGE (仏，Transvalor 社) を使用した。解析条件は，試験で用いたパンチ，コンテナ，ビレットの形状およびビレットの変形抵抗曲線を用い，パンチと材料が接触する面のクーロン摩擦係数は一定とした。パンチと材料が接触するパンチ頂部，ランド肩アール部，ランド

部の各部位で発生するトルクの和と荷重の比，与えた摩擦係数の関係から次式を得た。

$$\mu = 0.00709(M/P)^3 - 0.0121(M/P)^2 + 0.0937(M/P) \quad (5-1)$$

5.3 実験結果

Fig.5-2 に無添加鉱油 VG22 を用いた時のパンチの変位，荷重，トルクの測定結果の一例を示す。パンチは試験開始から約 0.4 s 後に下死点に到達し，約 1 s 後に離脱している。そこで，摩擦係数の評価範囲はパンチが完全に下死点に到達している 0.5 s から 0.9 s の間とした。また，パンチの押し込み速度は試験開始から下死点上約 4 mm までほぼ一定速度で押し込み後，減速して下死点に到達している。そこで，パンチの押し込み速度は試験開始から下死点上 5 mm までの平均押し込み速度とした。

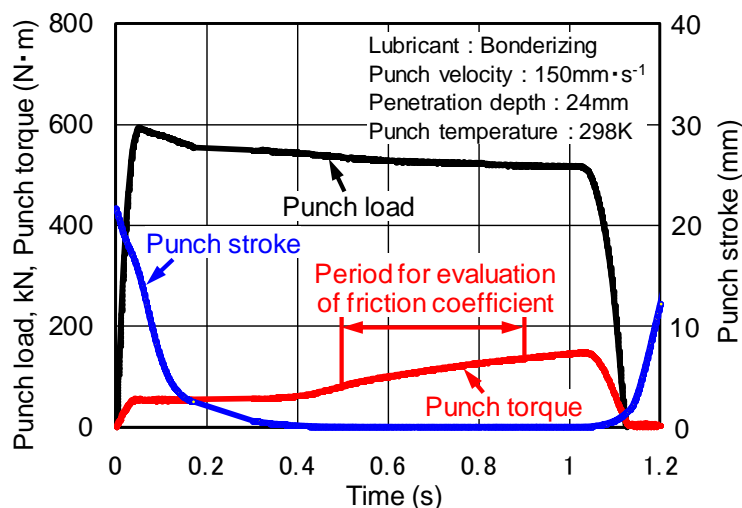
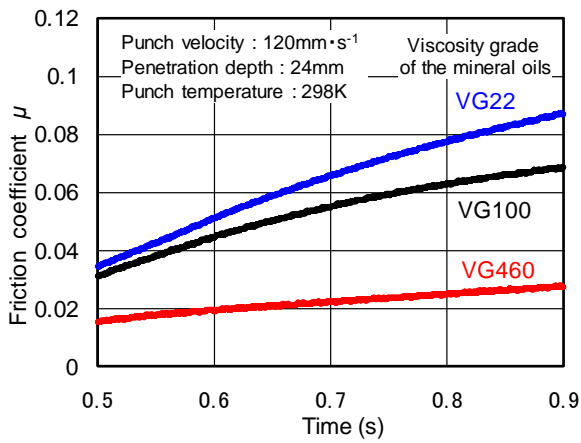


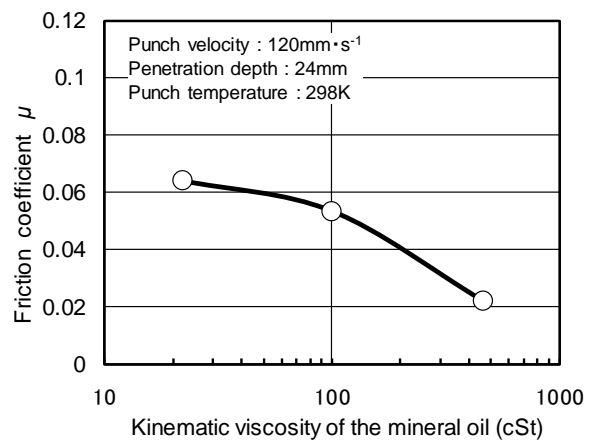
Fig. 5-2 Measured punch stroke, load and torque.

Fig. 5-3 に摩擦係数に及ぼす無添加鉱油粘度の影響を示す。Fig. 5-3(a) に示す摩擦係数の挙動から，いずれの無添加鉱油粘度グレードにおいても，摩擦係数は時間経過と共に徐々に高くなり，無添加鉱油粘度グレードが低い程，摩擦係数は高い傾向が認められる。そこで，以降に示す摩擦係数は評価範囲中の平均値とした。Fig. 5-3(b) に無添加鉱油粘度と摩擦係数の関係を示す。無添加鉱油の粘度が高い程，摩擦係数は低い傾向が認められる。Fig. 5-3(c) に試験後のパンチランド部表面写真を示す。無添加鉱油粘度グレード VG22，VG100 では，激しい焼付きが観察される。無添加鉱油粘度グレード VG460 では，小さな筋状の焼付きが観察される。この観察結果から，焼付きの程度も摩擦係数に反映していることがわかる。

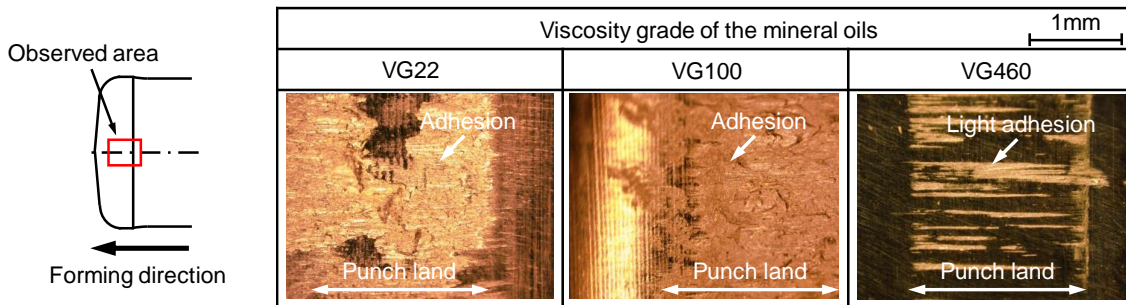
Fig. 5-4 に摩擦係数に及ぼすせん孔深さの影響を示す。Fig. 5-4(a) より，1 液潤滑，ボンデでは，せん孔深さが深いほど摩擦係数は若干低くなる傾向が認められる。冷鍛油ではせん孔深さが 44 mm の場合，摩擦係数は 0.051 と急激に高くなっている。



(a) Behavior of friction coefficients

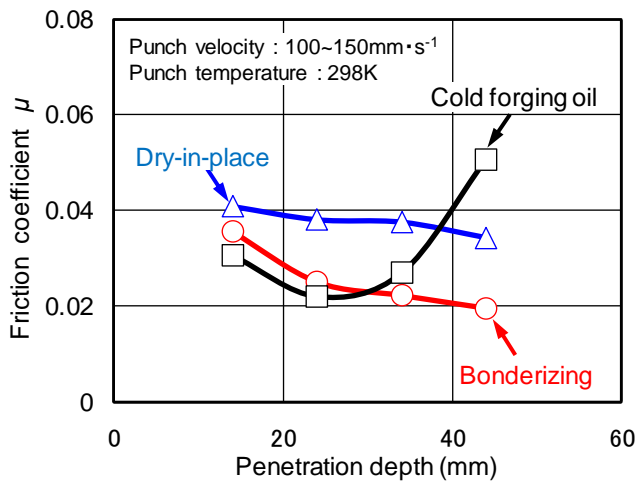


(b) Averaged friction coefficients

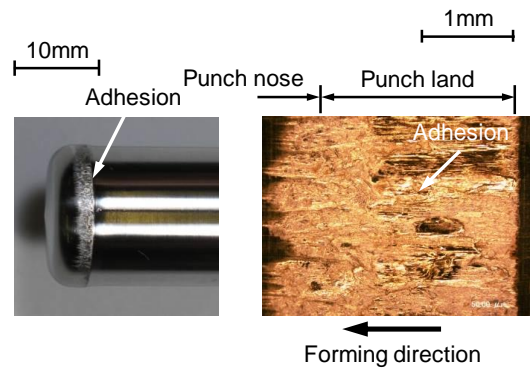


(c) Photographs of the punch

Fig. 5-3 Effects of viscosity of the mineral oils.



(a) Averaged friction coefficients



(b) Photographs of the punch

Fig. 5-4 Influence of penetration depth on the friction coefficients.

この条件での試験後のパンチランド部には Fig. 5-4(b) に示すような激しい焼付きが観察された。

Fig. 5-5 にせん孔深さ 44 mm の場合の摩擦係数に及ぼすパンチ温度の影響を示す。いずれのパンチ温度においても 1 液潤滑の摩擦係数はボンデよりも高い。1 液潤滑では、パンチ温度が室温から 200 °C まで摩擦係数は漸減しているが、パンチ温度が 200 °C を超えると摩擦係数は高くなる傾向が見られる。ボンデでは、パンチ温度が室温から 350 °C まで摩擦係数は漸減している。

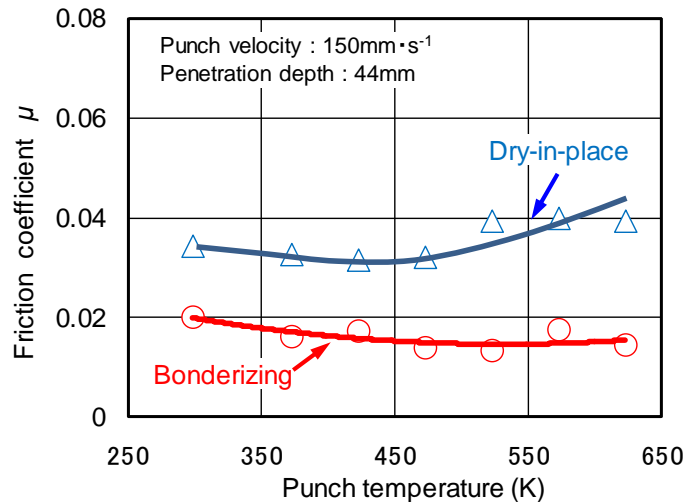


Fig. 5-5 Influence of punch temperature on the friction coefficients at 44 mm of the penetration depth

以上の結果から、本法で得られる摩擦係数は、押し込み終了時の摩擦状態(面圧、摩擦界面の温度、潤滑剤の性状)を反映したパンチ面全体の平均摩擦係数と考えられる。

一方、本試験法で得られる摩擦係数は、パンチランド部に激しい焼付きが発生した Fig. 5-4(b) の場合においても、摩擦係数は 0.051 であった。これは、計測されるトルクに及ぼすパンチの接触部位の寄与割合が影響していると考えられる。**Fig. 5-6** に摩擦係数と同様に平均したパンチトルクに及ぼすパンチランド部長さの影響を示す。1 液潤滑、ボンデともに試験後のパンチには焼付きは観察されなかった。パンチトルクは、ランド長さ 6 mm の場合の方がランド部長さ 2 mm の場合よりも高い。この摩擦係数の差がランド長さの差である 4 mm のランド部分で発生するトルク量と考えられる。この関係を計測された全パンチトルクに対する、パンチランド長さ 2 mm 部分で発生するトルクの割合に換算すると、1 液潤滑では 11 %、ボンデでは 7 % と小さいことが分かった。このことから、パンチランド部に激しい焼付きが生じた場合でも、摩擦係数の絶対値が高くならなかった理由と考えられる。

以上の結果から，本法で得られる摩擦係数は，押込み終了時の摩擦状態(面圧，摩擦界面の温度，潤滑剤の性状)を反映したパンチ面全体の平均摩擦係数と考えられる。

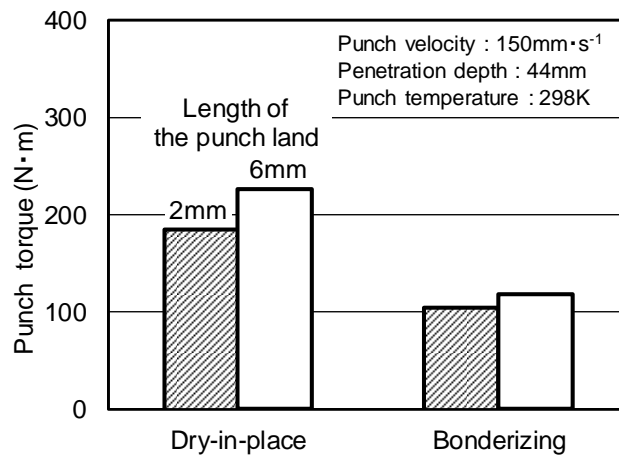


Fig. 5-6 Effect of length of the punch land on torque.

5.4 結言

回転工具を用いた後方せん孔形の摩擦試験を行った時の荷重とトルクの実測値から摩擦係数の直接算出を試みた結果，以下に示すことがわかった。

- (1) 荷重とトルクの実測値から摩擦係数が直接算出できることを確認した。
- (2) いずれのパンチ温度においても 1 液潤滑の摩擦係数はボンデよりも高かった。また，1 液潤滑では，パンチ温度が室温から 200 °C まで摩擦係数は漸減したが，パンチ温度が 200 °C を超えると摩擦係数は高くなった。ボンデでは，パンチ温度が室温から 350 °C まで摩擦係数は漸減した。
- (3) パンチランド部に激しい焼付きが生じた場合でも，摩擦係数の値は比較的小さかった。これは，計測された全パンチトルクに対する，パンチランド長さ 2 mm 部分で発生するトルクの割合に換算すると，1 液潤滑では 11 %，ボンデでは 7 % と小さかったためと考えられた。
- (4) 本法で得られる摩擦係数は，押込み終了時の摩擦状態(面圧，摩擦界面の温度，潤滑剤の性状)を反映したパンチ面全体の平均摩擦係数と考えられる。

参考文献

- 5-1) 日本塑性加工学会編：“プロセストライボロジー－塑性加工の潤滑－”，(1993)，65-89，コロナ社。
- 5-2) Hansen, B. G. and Bay, N. : “Two New Methods for Testing Lubricants for Cold Forging”, *Journal of Mechanical Working Technology*, **13**(1986), 189-204.

- 5-3) 澤村 政敏, 与語 康宏, 上山 道明, 岩田 徳利: “回転工具を用いた後方せん孔摩擦試験による厳しい摩擦下での摩擦係数の測定”, 第 63 回 塑性加工連合講演会論文集, (2012), 251-252.
- 5-4) 団野 敦, 阿部 勝司, 野々山 史男: “冷間せん孔加工によるリン酸塩皮膜の潤滑性能評価”, 塑性と加工, **24-265**(1983), 213-220.
- 5-5) 北村 憲彦, 大森 俊英, 団野 敦, 川村 益彦: “後方せん孔試験による冷間鍛造用潤滑油の性能評価”, 塑性と加工, **37-429**(1996), 1083-1088.
- 5-6) 上山 道明, 与語 康宏, 澤村 政敏, 岩田 徳利: “回転工具を用いた後方せん孔摩擦試験での成形面圧分布を考慮した摩擦係数算出法”, 第 63 回 塑性加工連合講演会論文集, (2012), 249-250.

第6章 回転金型を用いた後方せん孔摩擦試験による 厳しい温・熱間摩擦下での摩擦係数の測定

6.1 緒言

金型で材料を圧縮成形する鍛造では、金型に高い圧力が生じるため、金型の損傷が問題になる場合が多い。

例えば、金型(コンテナ)に材料を挿入し、コンテナ内径よりも小さい外径の金型(パンチ)を押し込み、容器を成形する後方押し鍛造では、潤滑剤の膜切れによる焼付きがしばしば発生する。

また、鋼材を温・熱間温度域に加熱して成形する場合では、高温の材料から金型への伝熱と材料が金型表面をすべる際の摩擦発熱により、金型表面温度は金型材料の焼戻し温度以上になり、金型は軟化し、金型の変形や摩耗が進む。

さらに、その表面温度を下げるために潤滑剤を金型に吹き付けて冷却する。このような急加熱と急冷の繰り返しにより、金型表面に亀甲状のクラック(ヒートクラック)が発生する場合がある。これらの焼付き、摩耗、ヒートクラックなどの損傷は、成形品の表面性状や寸法精度など成形品の品質を下げるため、新しい金型に交換となる。その金型の製作費や金型の交換工数の増加により製品原価が上がるため、金型の損傷を抑えることは重要な課題である。特に鋼製部品の温・熱間鍛造においては金型寿命が短い。このような金型の損傷を抑えるために潤滑剤が使われる。温・熱間鍛造で使用される潤滑剤は、金型への吹き付けによる金型の冷却、潤滑膜の形成による材料と金型との直接接触の抑制および摩擦抵抗の低減には不可欠である。

近年、自動車の高出力化、軽量化が一層進み、それに伴い高強度で複雑な形状の等速ジョイントなどの温・熱間鍛造品が多く採用されている。即ち、これまで以上に高温、高面圧ですべり距離が長い厳しい摩擦条件下での鍛造が行われるようになった。

そこで、その厳しい摩擦条件下において潤滑剤の潤滑性能を摩擦係数で定量的かつ簡便に評価する試験法があれば、最適な潤滑剤の選定ができるため、金型損傷の抑制、金型の長寿命化に役立つ。

今までに、後方押し鍛造のような厳しい摩擦条件下での摩擦評価試験方法として、すべり距離が長いしごき形のボール通し試験法⁶⁻¹⁾、テーパプラグ通し試験法⁶⁻²⁾、前方押し形⁶⁻³⁾、評価表面積拡大比が大きい後方せん孔形⁶⁻⁴⁾⁻⁶⁻⁶⁾が提案されている。これらは、最大荷重や焼付きの程度により摩擦係数の大きさを評価している。

一方、それらを組み合わせた試験法⁶⁻⁷⁾⁻⁶⁻¹²⁾では、FEM解析を用いて試験時の荷重から摩擦係数を推定している。しかし、それらの試験法では摩擦係数の推定のために正確な試験片の変形抵抗が必要である。

Bayらは、厳しい摩擦条件を再現した後方せん孔形の摩擦試験法において、円柱パンチの外周円筒部が受けるトルクと荷重から摩擦係数を直接算出する方法を提案している⁶⁻¹³⁾。これは、アルミニウム合金材を用いた冷間温度域での評価を対象としている。この形式の試験法で温・熱間鍛造温度域までの鋼材を対象とした試験ができれば、厳しい摩擦条件下での潤滑剤の潤滑性能を摩擦係数で定量的に評価できると考えられる。

著者らは、鋼材の冷間から温・熱間鍛造温度域までの摩擦条件下で金型を回転させることにより、摩擦力に相当するトルクと荷重が測定可能な摩擦試験装置を試作^{6-14), 6-15)}し、後方せん孔押しでの厳しい摩擦条件下において、冷間鍛造用潤滑剤の性能を試験時のトルクと荷重の実測値から算出した摩擦係数により定量評価を行った⁶⁻¹⁶⁾。パンチ押し込み中は摩擦力の方向がパンチ回転軸に垂直な方向にならないため、摩擦力のすべてがパンチトルクに寄与しない。そこで、摩擦係数の推定はパンチ押し込みがプレス下死点で停止し、パンチが回転のみをしているタイミングとした。したがって、本試験法では後方せん孔押しされる時の厳しい摩擦条件(面圧、すべり距離、すべり速度、界面温度など)にパンチがさらされた後の摩擦係数で評価している。実験で測定されるパンチトルク M とパンチ荷重 P の比 M/P と摩擦係数 μ との関係は弾塑性解析で求めた⁶⁻¹⁷⁾。

本報では、その試験法を用いて、温・熱間の試験温度域において、燃焼温度の異なる3種類の温・熱間鍛造用潤滑剤について、既報の結果⁶⁻¹⁸⁾に新たな検討を加えて摩擦係数に及ぼす摩擦条件の影響を定量的に明らかにする。

6.2 実験方法

6.2.1 回転金型を用いた後方せん孔摩擦試験法

回転金型を用いた後方せん孔摩擦試験法⁶⁻¹⁸⁾を **Fig. 6-1** に示す。本試験法では、材料の流動方向(押し出し方向)に影響を与えない程度の非常に遅い回転速度でパンチを回転させながら押し込み、パンチの押し込み方向の動作をプレス下死点で一定時間停止させた時に測定されるパンチ荷重とパンチトルクから摩擦係数を推定した。上部にパンチ、下部にコンテナが設置してあり、コンテナの下部にはパンチ荷重とパンチトルク、パンチ引抜き力が測定可能なロードセルが設置してある。ロックアウトパンチ上面のビレット底部と接する部位にはビレットの回転を抑止するための格子状の突起を施した。また、実生産での定常金型温度を再現するため、パンチホルダー部、コンテナ外周部と底部に組み込んだヒータによりパンチおよびコンテナは $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ まで所定の温度に加熱できる。装置本体は変位制御が可能な電動式サーボプレス(圧力

能力 3000 kN)内に設置した。ビレットのノックアウトはプレス下部の油圧ダイクッション(圧力能力 500 kN)で行った。

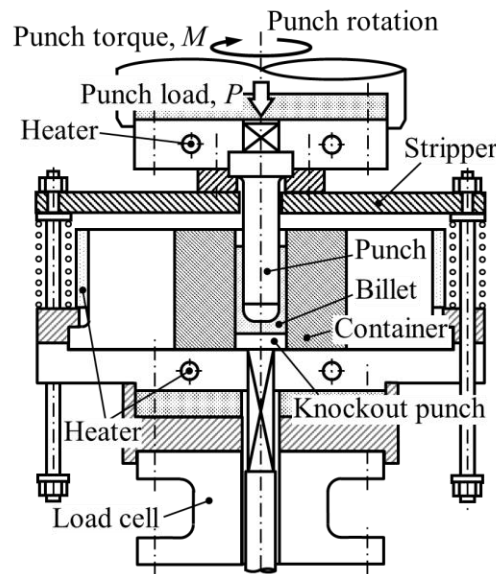
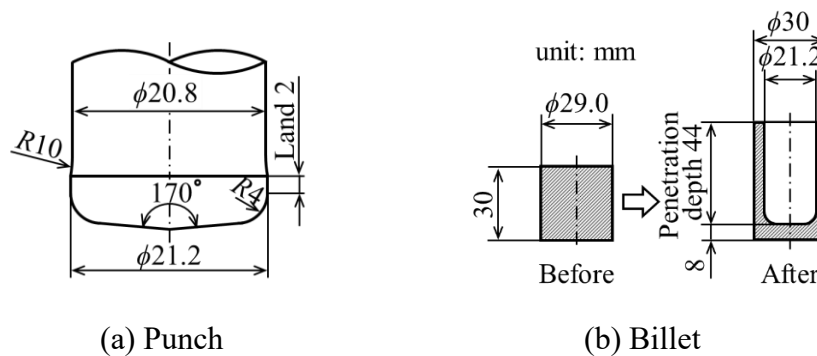


Fig. 6-1 Die set to measure punch load and punch torque

6.2.2 回転金型を用いた後方せん孔摩擦試験条件

パンチおよび試験片形状を Fig. 6-2 に示す。パンチ先端形状は外径 21.2 mm，先端ノーズ角 170° ，ランド部長さ 2 mm，パンチ肩丸み部半径 4 mm とした⁶⁻⁴⁾。コンテナ内径は 30 mm とし，断面積減少率は 50% とした。パンチおよびコンテナ材質は，高速度工具鋼 SKH51 の焼入れ・焼戻し材(硬さ 697 HV)とし，パンチ表面およびコンテナ内面の表面粗さは $0.4 \mu\text{m } R_{z15}$ になるようにラップ仕上げした。ビレットは，外径 29.0 mm，高さ 30 mm の機械構造用炭素鋼 S45C 材(硬さ 161 HV)を用いた。表面粗さは $6.3 \mu\text{m } R_{z15}$ になるように切削で仕上げた。試験後のビレット底部肉厚は 8 mm に設定(プレス下死点)したことにより，せん孔深さとしては 44 mm となる。パンチ回転速度は試験中 1 rpm 一定とした。



(a) Punch

(b) Billet

Fig. 6-2 Dimensions of punch nose and billet

パンチおよびコンテナ用の潤滑剤には、燃焼温度 θ が異なる温・熱間鍛造用白色系潤滑剤 3 種類(白色系 A, B, C と表記)を供した。白色系 A が $\theta = 569\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、同 B が $\theta = 563\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、同 C が $\theta = 448\text{ }^{\circ}\text{C}$ である。

パンチおよびコンテナへの潤滑剤の塗布は、金型内部に設置したヒータで $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ に加熱し、3 倍に水希釈した各種潤滑剤をエアースプレーガン(ノズル径 $\phi 1$)により、潤滑剤の膜厚が約 $30\text{ }\mu\text{m}$ になるように手動で行った。潤滑剤の塗布により金型温度が低下するため、塗布後、パンチは $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、コンテナは $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ に加熱保持した。また、潤滑剤のスプレー圧力により潤滑剤の付着状態が異なる⁶⁻¹⁹⁾ことから、潤滑剤のスプレー圧力は 0.1 MPa 、 0.5 MPa の 2 条件とした。

試験時のビレット加熱は、高周波誘導加熱装置を用いた。加熱ボックス内の窒素雰囲気中で約 $45\text{ s}\sim 75\text{ s}$ で加熱後、約 10 s でコンテナ内部へ搬送し、試験開始時のビレット初期温度が $900\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ となる加熱履歴とした。また、ビレット用の黒鉛系酸化防止剤(以降、ビレットコーティング剤と表記)の焼付き抑制効果も調査した。ビレットへのビレットコーティング剤の塗布は、ビレットコーティング剤を水で 5 倍に希釈した液に、 $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ に加熱したビレットを浸漬、引き上げ、乾燥をビレットコーティング剤の膜厚が約 $30\text{ }\mu\text{m}$ になるように 2~3 回行った。

パンチの荷重、トルク、プレス下死点からの距離およびロックアウト荷重はマルチ入力データ収集システムを用いてサンプリングタイム $200\text{ }\mu\text{s}$ で計測した。

6.2.3 摩擦係数の推定法

パンチ押し込みがプレス下死点で停止し、パンチが回転のみをしている時に実験で測定されるパンチ荷重、パンチトルクと摩擦係数の関係は、塑性加工シミュレーションソフト FORGE (TRANSVALOR 社)を用いた弾塑性解析により求めた⁶⁻¹⁷⁾。パンチは Fig. 6-2 と同じ形状、ビレットは直径 29.9 mm 、高さ 20 mm 、コンテナ内径は 30 mm 、ビレット底部肉厚は 8 mm として、室温で解析を行った。パンチとビレット間の摩擦係数、ビレット側面とコンテナ内面間の摩擦係数は同じ摩擦係数 μ とし、ビレット底面とロックアウトパンチ上面間は固着とした。ビレットには、機械構造用炭素鋼 S15C 相当と純アルミニウム相当の変形抵抗が大きく異なる材料を用い、温度依存性、ひずみ速度依存性、伝熱も考慮した。パンチには高速度工具鋼 SKH51 相当の材料を用い、回転速度 1 rpm で回転させながら、押し込み速度 $20\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ で 10 mm 押し込んだ。パンチの押し込みをプレス下死点で停止させてから 0.5 s 後のパンチ各部位のパンチ接触面における面圧分布を考慮して、パンチの周方向に生じる各部位の摩擦力からパンチトルク $M\text{ (N}\cdot\text{m)}$ を算出し、その時のパンチ荷重 $P\text{ (kN)}$ で除した M/P

(mm)と摩擦係数 μ との関係を整理した. その結果, 摩擦係数 μ と M/P の関係は **Fig. 6-3** に示すように比較的単純な 3 次回帰式(6-1)で表現できることがわかった.

$$\mu = 0.00709(M/P)^3 - 0.0121(M/P)^2 + 0.0937(M/P) \quad (6-1)$$

この M/P と摩擦係数 μ との関係は, パンチ形状により異なり⁶⁻¹⁶, その関係に及ぼすビレットの変形抵抗およびビレット側面とコンテナ内面間の摩擦係数の違いによる推定誤差は $\pm 0.5\%$ 程度であった⁶⁻¹⁷. なお, 温・熱間温度域で後方せん孔押出しを行った場合には, プレス下死点においてビレットの熱収縮によるパンチトルクの上昇が懸念されるが, 後述するようにパンチがプレス下死点に到達してから離脱する間にパンチトルクの上昇はほとんど無かった. そこで, 本試験での摩擦係数を推定するタイミングにおいては, ビレットの熱収縮による摩擦係数への影響は小さいと考え, 本報では室温で求めた式(6-1)を用いて摩擦係数を推定した.

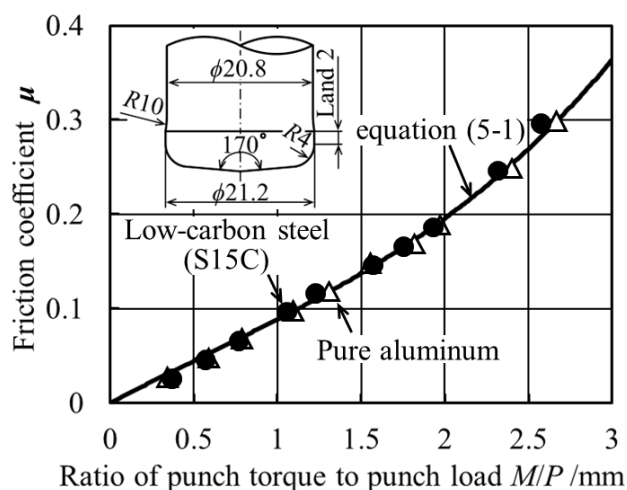


Fig. 6-3 Relationship between friction coefficient and ratio of punch torque to punch load

6.3 実験結果と考察

6.3.1 摩擦係数を推定したタイミング

潤滑剤に白色系 A を用いた時の, この試験の経過時間に対するパンチ荷重, パンチトルク, プレス下死点からの距離の測定例を **Fig.6-4** に示す. 試験初期はパンチ押し込み速度 $200 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ で押し込んでいるが, プレスの変位制御により, プレス下死点の約 3 mm 上部からパンチの押し込み速度は急激に減速し, 試験開始から約 0.4 s 後にパンチはプレス下死点に到達し, 試験開始から約 1.05 s 後に離脱している. パンチ荷重は試験開始から約 0.05 s 後に最大値を示し, 試験終了時まで漸減している. パンチトルクはパンチがプレス下死点に到達し, プレス下死点で停止している間はほぼ一定である. パンチランド部の外径とパンチの回転速度から求められるパンチランド部

の周方向の撓動速度は $1.1 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ と非常に遅く、パンチ押し込み中のパンチ押し込み方向の撓動距離である 44 mm に対してその間のパンチ周方向の撓動距離は約 0.4 mm と小さいため、パンチの回転によるビレットの変形や摩擦発熱への影響は非常に小さい。

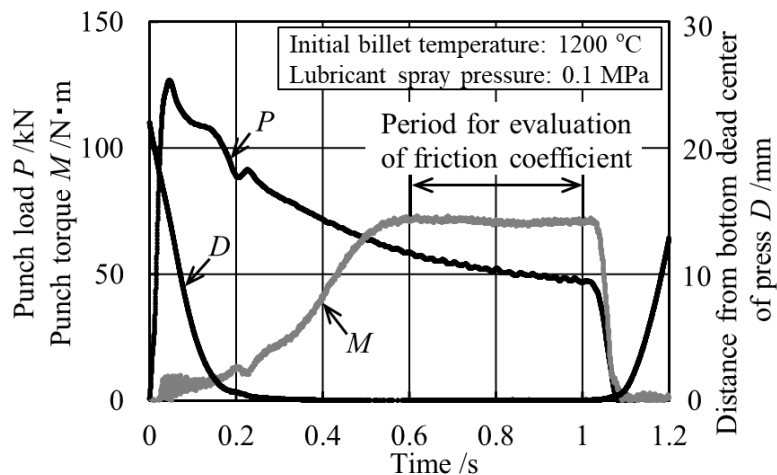


Fig. 6-4 Punch load, punch torque, and distance from bottom dead center of press measured on time chart during test

以上の様子から判断して、摩擦係数を推定するタイミングは、試験開始から 0.6 s ～ 1.0 s の時とした。この時パンチはプレス下死点で押し込み動作を停止した状態で回転している。**Fig. 6-5** にその時の摩擦係数の推定値を示す。摩擦係数として、本報ではこの間の摩擦係数の平均値で代表する。

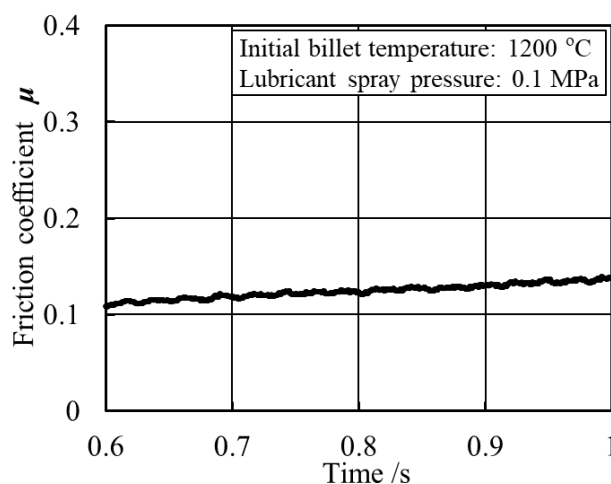


Fig. 6-5 Change in friction coefficient

6.3.2 摩擦係数に及ぼす試験条件の影響

潤滑剤に白色系 A を用いて、スプレー圧力 0.5 MPa で潤滑剤を塗布した場合のビレットコーティング剤の有無が摩擦係数に及ぼす影響を **Fig. 6-6** に示す。いずれの試験

条件においてもビレット初期温度が高いほど摩擦係数は大きくなる。また、ビレットコーティング剤有りの場合では、いずれのビレット初期温度においてもビレットコーティング剤無しの場合よりも摩擦係数は小さい。この結果から、ビレットコーティング剤は潤滑を阻害することではなく、潤滑の悪化を抑制しているとみられる。

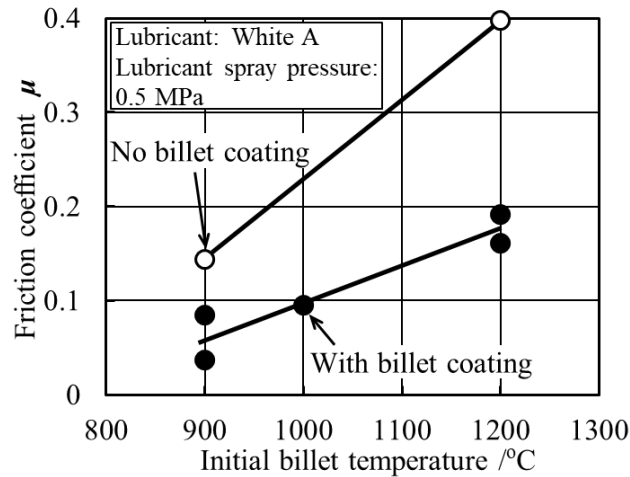


Fig. 6-6 Tribological effect of billet coating on friction coefficients for different initial temperatures of billets

潤滑剤に白色系 A を用いて、潤滑剤スプレー圧力が摩擦係数に及ぼす影響を **Fig. 6-7** に示す。ただし、ビレットコーティング剤無しの結果である。いずれの試験条件においてもビレット初期温度が高いほど摩擦係数は大きくなるが、スプレー圧力 0.1 MPa で潤滑剤を塗布した場合の方がいずれのビレット初期温度においても摩擦係数は小さい。

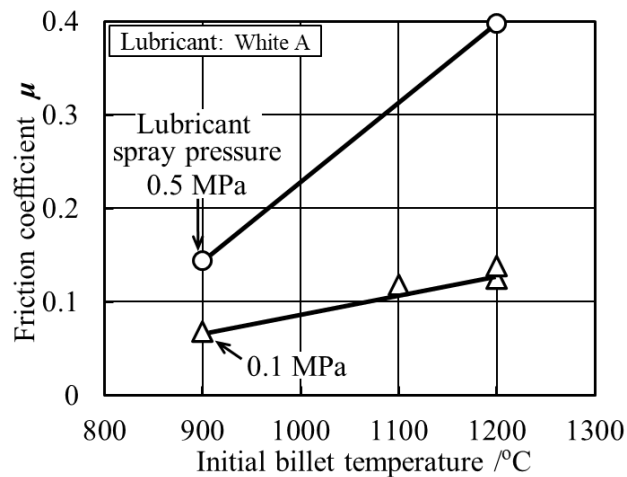


Fig. 6-7 Tribological effect of lubricant spray pressure on friction coefficients for different initial temperatures of billets

Fig. 6-8 に試験後のパンチ肩丸み部の表面写真および摩擦係数を示す．まず，Fig. 6-8 (a)～(d)で熱間の試験温度 1200 °C の場合の結果を比較する．無潤滑でビレットコーティング剤無しの条件の Fig. 6-8 (a)には，非常に激しい焼付きが全周に見られ，摩擦係数は 0.789 と極めて大きい．これに対して，潤滑剤を用いた条件の Fig. 6-8 (b)では，所々に焼付きが発達しているが，無潤滑の場合よりは焼付きの程度は低減し，摩擦係数も 0.397 に低下している．この条件にビレットコーティング剤を追加した場合の Fig. 6-8 (c)では，焼付きはさらに少なくなり，摩擦係数は 0.161 に低下する．潤滑剤スプレー圧力 0.5 MPa で潤滑剤を塗布した条件の Fig. 6-8 (b)，(c)に対して，潤滑剤スプレー圧力を下げて，0.1 MPa で潤滑剤を塗布した条件の Fig. 6-8 (d)では，熱間の試験温度 1200 °C の条件の中では最も焼付きは少なく，摩擦係数も 0.124 になっている．ただし，この条件ではビレットコーティング剤無しで試験を行った．









Lubricant spray pressure	Billet coating	Initial billet temperature 	
		900 °C	1200 °C
No lubricant	No	/	 Very heavy galling $\mu = 0.789$ (a)
0.5 MPa (White A)	No	 Galling $\mu = 0.144$ (e)	 Heavy galling $\mu = 0.397$ (b)
	With	 No galling $\mu = 0.037$ (f)	 Galling $\mu = 0.161$ (c)
0.1 MPa (White A)	No	 No galling $\mu = 0.068$ (g)	 Light galling $\mu = 0.124$ (d)

Fig. 6-8 Observations of galling at punch shoulder under different lubrication conditions

次に，温間の試験温度 900 °C では，1200 °C の場合よりも変形抵抗が高くなり危険と判断したため無潤滑での試験は行わなかった．ビレットコーティング剤無しで，高いスプレー圧力 0.5 MPa で潤滑剤を塗布した条件の Fig. 6-8 (e)では全周に焼付きが見られる．これは同様の潤滑条件の 1200 °C の場合である Fig. 6-8 (b)よりも焼付きの発達はしておらず，摩擦係数も 0.144 で比較的小さい．これに対してビレットコーテ

ィング剤を追加した条件では Fig. 6-8 (f)に示すように焼付きが無くなり，摩擦係数も 0.037 である．これは，冷間鍛造で潤滑剤が良好に機能している時の摩擦係数に近い値である．さらに，ビレットコーティング剤無しで潤滑剤スプレー圧力を 0.1 MPa に下げて潤滑剤を塗布した場合の結果を Fig. 6-8 (g)に示す．この場合も Fig. 6-8 (f)と同様に焼付き無しで，良好に後方せん孔押出しができていたが，摩擦係数は 0.068 と若干大きい．ただし，潤滑剤スプレー圧力 0.5 MPa で潤滑剤を塗布した Fig. 6-8 (e)に対しては，摩擦係数はかなり小さい．

この温度域においてはビレット初期温度が低い方が焼付きは少なく，摩擦係数も小さくなり潤滑条件が緩和されていると言える．また，潤滑剤の有無や潤滑剤スプレー圧力の違いによる潤滑効果や，加えてビレットコーティング剤も摩擦低減に効果的に働いていることが明らかになった．

また，潤滑剤スプレー圧力が異なる場合の試験前のパンチ表面写真を Fig. 6-9 に示す．潤滑剤スプレー圧力 0.1 MPa の場合では潤滑剤の付着状態は良好であったが，潤滑剤スプレー圧力 0.5 MPa の場合では，潤滑剤スプレー中に潤滑膜が局所的に剥離した部位があり，その後の潤滑剤スプレーにより潤滑膜が薄く形成されたピット状の潤滑膜も見られた．潤滑剤の付着状態や潤滑膜の厚さには，潤滑剤のスプレー条件が強く影響し，潤滑剤スプレー圧力が高い場合では，型の冷却能が高く，パンチ表面の温度が低下して潤滑剤が付着し難くなる⁶⁻¹⁹⁾．潤滑剤スプレー圧力 0.5 MPa の場合では，潤滑膜が薄く形成された部位で焼付きが発生したことにより摩擦係数が大きくなったと考えられる．

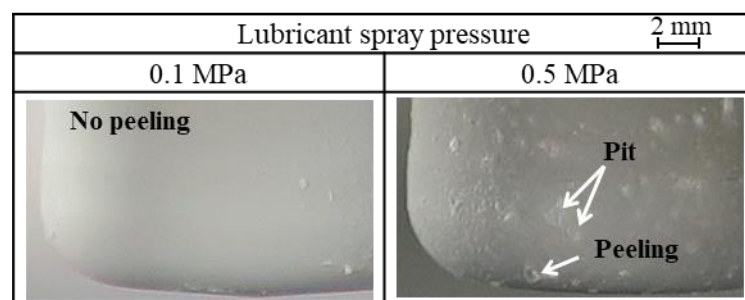


Fig. 6-9 Observations of punch nose covered with lubricant under conditions of 0.1 and 0.5 MPa of lubricant spray pressure

また，各種潤滑剤を用いてビレット初期温度 1200 °C，潤滑剤スプレー圧力 0.1 MPa で試験した後のパンチ肩丸み部の表面写真および摩擦係数を Fig. 6-10 に示す．摩擦係数は白色系 A が 0.124，白色系 B が 0.207，白色系 C が 0.295 であった．いずれの潤滑剤においてもパンチ肩丸み部からランド部に続く焼付きが見られ，パンチ押込み時に潤滑膜が破断したと推測される．焼付きの程度が厳しい時ほど，摩擦係

数は大きい。前述した結果と同様に、測定された摩擦係数の値はパンチ表面の焼付きの程度を反映していると考えられる。

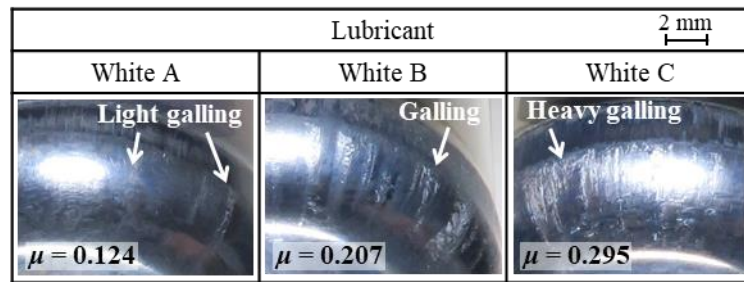


Fig. 6-10 Observation of galling at punch shoulders after tests with three lubricants

6.3.3 従来の後方せん孔試験時の評価指標との関係

従来の評価指標であるパンチ荷重、パンチ引抜き力⁶⁴⁾と、本試験法で測定した摩擦係数とを比較する。Fig. 6-10に示した試験時のパンチ荷重およびパンチ引抜き力をFig. 6-11に示す。パンチ荷重はビレットの変形抵抗とパンチ押し込み時のパンチとビレットとの界面の摩擦、パンチ形状の影響を受ける。パンチランド部およびパンチ肩丸み部の焼付きの少なかった白色系 A ではパンチ押し込み初期から低いパンチ荷重を示している。次いで焼付きの軽かった白色系 B では、パンチ押し込み初期の荷重は白色系 A より高くなり、その後低下している。最も焼付きが多かった白色系 C ではパンチ押し込み中に他の潤滑剤を用いたときより高い荷重を示す。このように焼付きの程度の少ない場合ほどパンチ荷重が低いという対応が認められた。

続くパンチ引抜き段階では、ビレット内面とパンチランドが擦れる。この時に焼付きが生じることもある。白色系 A と B ではパンチランドの焼付き程度は、白色系 C より軽く、これらは同程度のパンチ引抜き力を示している。白色系 C では、パン

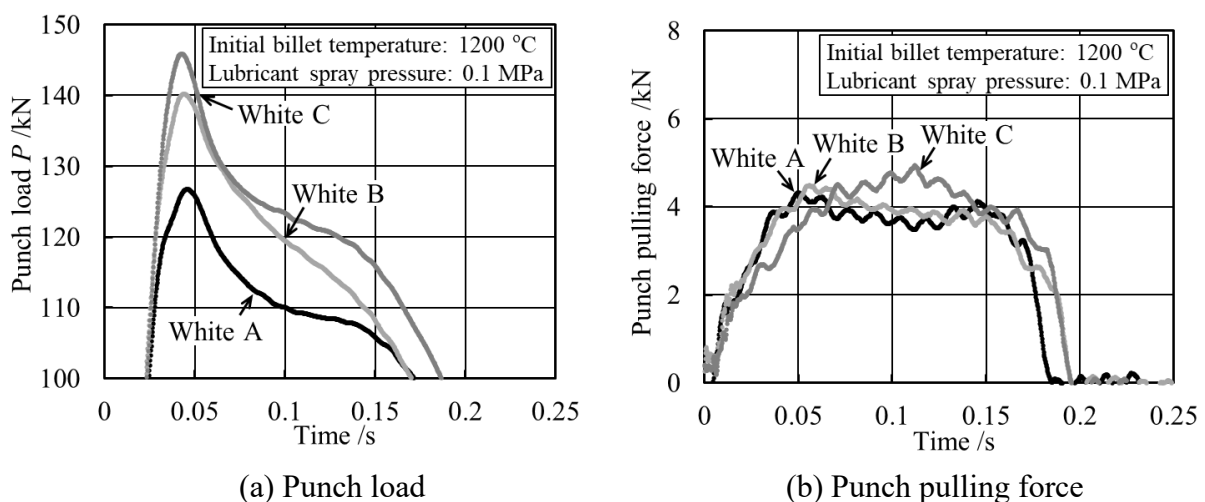


Fig. 6-11 Curves of punch load and punch pulling force for three white lubricants

チ引抜き力は増加し、A, B より高いパンチ引抜き力になっている。パンチランド部の焼付きも少ないほうがパンチ引抜き力は小さいという対応が認められた。

本試験法で測定した最大のパンチ荷重と摩擦係数の関係を Fig. 6-12 に示す。パンチ荷重が高いほど摩擦係数は大きい。また、本試験法で測定した最大のパンチ引抜き力と摩擦係数の関係を Fig. 6-13 に示す。パンチ引抜き力が大きいほど摩擦係数は大きい。このように、従来の後方せん孔試験時の評価指標であるパンチ荷重、パンチ引抜き力と本試験法で測定した摩擦係数に強い相関があることがわかった。

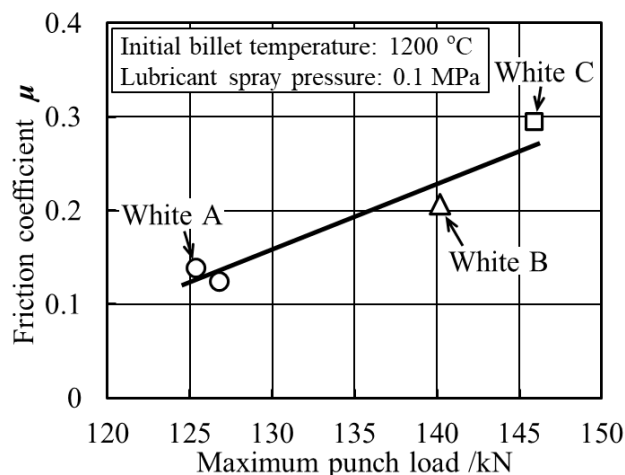


Fig. 6-12 Relationship between friction coefficient and maximum punch load

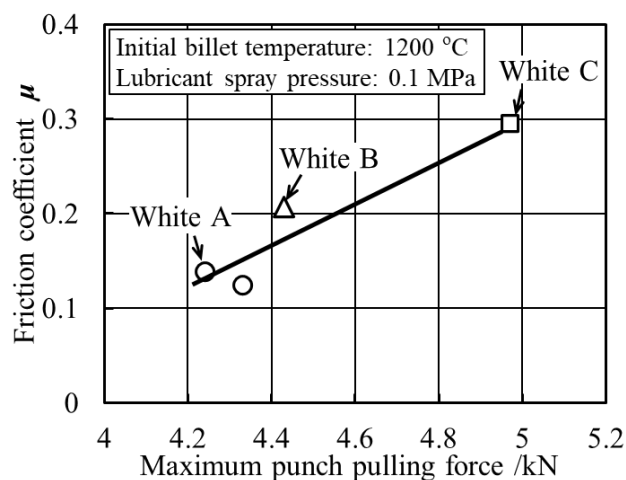


Fig. 6-13 Relationship between friction coefficient and maximum punch pulling force

6.3.4 窒素雰囲気加熱時の型表面温度と摩擦係数の関係

既報⁶⁻¹⁵⁾の、回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験法では、すべり距離、表面積拡大比が比較的小さい摩擦条件下で熱間鍛造用潤滑剤を評価した。その結果、トルクと荷重から求めた摩擦係数と示差熱分析で得られた供試潤滑剤の発熱のピーク温度(燃焼温度)との間には相関があった。その試験法よりも本試験法では、すべり距離、表面積拡大比はかなり大きい。本試験においても潤滑剤の燃焼温度に対して摩擦係

数を整理すると **Fig. 6-14** が得られる。今回も、潤滑剤の燃焼温度が高い潤滑剤ほど摩擦係数は小さい傾向がみられる。即ち、焼付きによる摩擦増加を抑えるためには、燃焼温度の高い潤滑剤を使うことが適切と考えられる。ただし、白色系 A, B の燃焼温度の差は小さいが、それらを使った時の摩擦係数の差 0.07 は大きいことから、燃焼温度以外に摩擦低減に寄与する要因として潤滑成分や燃焼残渣などの働きも考えられる。

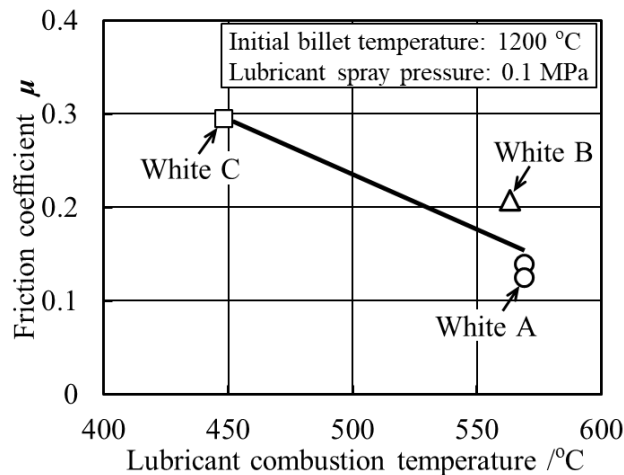


Fig. 6-14 Relationship between friction coefficient and lubricant combustion temperature

6.4 結言

パンチ荷重とパンチトルクの実測値から摩擦係数を推定する、回転金型を用いた後方せん孔摩擦試験法を用いて、ビレット初期温度 900 °C~1200 °C の鍛造温度域において、燃焼温度の異なる 3 種類の温・熱間鍛造用潤滑剤について、摩擦係数に及ぼすビレットコーティング剤の有無、潤滑剤スプレー圧力、ビレット初期温度の影響を調査した結果、以下に示すことがわかった。

- (1) 本試験ではパンチの焼付きが多いほど摩擦係数が大きかった。その場合には、従来の評価指標であるパンチ荷重とパンチ引抜き力も大きく、これらの結果は従来の結果とよく対応していた。
- (2) 燃焼温度(発熱のピーク温度)が高い潤滑剤ほど摩擦係数は小さい傾向がみられた。したがって、パンチの焼付きによる摩擦増加を抑えるためには、潤滑剤主成分の燃焼温度が高い潤滑剤が適切と考えられた。
- (3) ビレット初期温度が高いほどパンチの焼付きが多くなり、摩擦係数も大きくなった。

- (4) ビレットコーティング剤有りの場合の方がパンチの焼付きは少なく摩擦係数は小さかったことから、ビレットコーティング剤には酸化抑制に加え、潤滑を補助する効果も認められた。
- (5) 潤滑剤スプレー圧力が 0.5 MPa の場合よりも潤滑剤スプレー圧力が 0.1 MPa の場合の方が潤滑膜状態は良好で、パンチの焼付きも少なく、摩擦係数も小さかった。

参考文献

- 6-1) 北村 憲彦, 大森 俊英, 団野 敦, 川村 益彦: “ボール通し試験法による冷間鍛造用潤滑剤の性能評価”, 塑性と加工, **34-393**(1993), 1178-1183.
- 6-2) Asai, K. and Kitamura, K.: “Evaluation of Tribological Performance of Lubricants and Nitrided Die for Hot Forming of Steel Using Tapered-Plug Penetration Test”, Key Engineering Materials, **716** (2016), 147-156.
- 6-3) 五十川 幸宏, 遠藤 裕介, 木村 篤良, 戸澤 康壽: “スパイクテストによる潤滑剤の評価法”, 第 42 回 塑性加工連合講演会論文集, (1991), 623-626.
- 6-4) 団野 敦, 阿部 勝司, 野々山 史男: “冷間せん孔加工によるリン酸塩皮膜の潤滑性能評価”, 塑性と加工, **24-265**(1983), 213-220.
- 6-5) 北村 憲彦, 大森 俊英, 団野 敦, 川村 益彦: “後方せん孔試験による冷間鍛造用潤滑油の性能評価”, 塑性と加工, **37-429**(1996), 1083-1088.
- 6-6) 伊藤 樹一, 吉田 広明, 五十川 幸宏, 土井 善久, 堂田 邦明: “テーパーカップ試験による鍛造用潤滑剤評価法の提案”, 塑性と加工, **48-555**(2007), 303-307.
- 6-7) 王 志剛, 小見山 忍, 徳永 龍一, 山岡 祐一: “据込み一押し形摩擦試験法による冷間鍛造用潤滑被膜の摩擦特性評価”, 塑性と加工, **51-591**(2010), 336-341.
- 6-8) 王 志剛, 小見山 忍, 山岡 祐一: “バルジ変形を伴う前方押し形摩擦試験法による冷間鍛造用潤滑被膜の摩擦特性評価”, 塑性と加工, **51-597**(2010), 953-957.
- 6-9) Wang, Z.G., Komiyama, S., Yoshikawa, Y., Suzuki, T. and Osakada, K.: “Evaluation of Lubricants without Zinc Phosphate Precoat in Multi-Stage Cold Forging”, CIRP Annals, **64** (2015), 285-288.
- 6-10) Nakamura, T., Bay, N. and Zhang, Z-L.: “FEM Simulation of Friction Testing Method Based on Combined Forward Rod-Backward Can Extrusion”, Journal of Tribology, **119-3**(1997), 501-506.
- 6-11) Nakamura, T., Bay, N. and Zhang, Z-L.: “FEM Simulation of a Friction Testing Method Based on Combined Forward Conical Can-Backward Straight Can Extrusion”, Journal of Tribology, **120-4**(1998), 716-723.

- 6-12) 加田 修, 王志剛, 宮西 慶, 柳 秀和, 野瀬 由香里 : “円筒後方押出しによるリン酸塩潤滑被膜の耐焼付き能評価” , 塑性と加工, **60-696**(2019), 8-12.
- 6-13) Hansen, B.G. and Bay, N. : “Two New Methods for Testing Lubricant for Cold Forging”, *Journal of Mechanical Working Technology*, **13**(1986), 189-204.
- 6-14) 澤村 政敏, 与語 康宏, 上山 道明, 岩田 徳利 : “回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験による鋼材の冷間鍛造用潤滑剤の評価” , 塑性と加工, **59-687**(2018), 53-58.
- 6-15) 澤村 政敏, 与語 康宏 : “回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験による鋼材の熱間鍛造用潤滑剤の評価” , 塑性と加工, **61-719**(2020), 233-238.
- 6-16) Sawamura, M., Yogo, Y., Kamiyama, M. and Iwata, N. : “Measurement of Friction Coefficient by Backward Extrusion with Rotating Tool under Severe Forming Conditions”, *Procedia Engineering*, **81**(2014), 1866-1871.
- 6-17) 上山 道明, 与語 康宏, 澤村 政敏, 岩田 徳利 : “回転工具を用いた後方せん孔摩擦試験での成形面圧分布を考慮した摩擦係数算出法” , 第 63 回 塑性加工連合講演会論文集, (2012), 249-250.
- 6-18) 澤村 政敏, 与語 康宏, 上山 道明, 岩田 徳利 : “回転工具を用いた後方せん孔摩擦試験による厳しい温・熱間摩擦下での摩擦係数の測定” , 平成 29 年度 塑性加工春季講演会論文集, (2017), 301-302.
- 6-19) Sawamura, M., Yogo, Y., Kondo, S., Tanaka, T., Nakanishi, K., Suzuki, T. and Watanabe, A. : “Estimation of Spray Lubrication and Die Temperature for Hot Forging Die Wear Life Prediction”, *R&D Review of Toyota CRDL*, **40-1**(2005), 50-56.

第7章 回転金型を用いた後方せん孔押し試験による 冷間、温・熱間鍛造温度域での摩擦係数の考察

7.1 緒言

金型を用いて高い面圧下で材料を圧縮成形する鍛造では、金型の損傷がしばしば問題になる。鋼材の冷間鍛造温度域での鍛造においては、金型への機械的負荷が高いため、主に金型に割れや焼付きが発生する。また、温・熱間鍛造温度域では、金型へ高い熱的負荷が繰り返されるため、金型の軟化による摩耗、ヒートクラックや焼付きが発生する。これらの損傷は、成形品の表面性状や寸法精度に悪影響するとともに、金型の製作費や金型の交換工数の増加により製品原価の上昇を引き起こすため、金型の損傷を抑えることは重要な課題である。

金型に生じる焼付きは、素材や金型に塗布する潤滑剤が影響していることが多い⁷⁻¹⁾⁻⁷⁻⁵⁾。また、鍛造で使用される潤滑剤ごとに潤滑性能を発揮する適正な金型温度、面圧、すべり距離などの摩擦条件がある⁷⁻⁶⁾⁻⁷⁻⁸⁾。さらに、温・熱間鍛造温度域での金型の摩耗には鍛造温度(ビレット初期温度)により上昇する金型温度が強く影響する⁷⁻⁹⁾⁻⁷⁻¹³⁾。すなわち、冷間から温・熱間鍛造温度域までの摩擦条件下においては、金型損傷に影響する要因として、潤滑状態の指標である摩擦係数と金型温度が特に重要である⁷⁻¹⁴⁾。

著者らは、鋼材の冷間から温・熱間鍛造温度域までの摩擦条件下で、金型を回転させることにより測定される摩擦力に相当するトルクと荷重から摩擦係数を測定した。金型への機械的負荷(面圧、すべり距離、すべり速度、接触時間)の付与方法としては、リング状の金型を円柱状の材料端面に押し込む円筒金型押し込み形式⁷⁻¹⁵⁾、リング状の材料を平面で圧縮するリング圧縮形式^{7-16), 7-17)}や金型の中の材料を円柱状のパンチにより後方へカップ状に押し出す後方せん孔押し形式^{7-18), 7-19)}とした。さらに、円筒金型押し込み形式、リング圧縮形式を用いた試験においては、金型内部温度の実測値を用いて金型表面温度を推定した。その結果、円筒金型押し込み形式での間欠繰り返し多数個試験では、摩擦係数と焼付きの関係や金型表面温度履歴と金型軟化の関係が得られた。リング圧縮形式での試験では、冷間鍛造用潤滑剤を用いた場合の摩擦係数は潤滑性能を発揮する適正な金型温度があること、熱間鍛造用潤滑剤を用いた場合の摩擦係数は潤滑剤の燃焼温度が影響することがわかった。また、後方せん孔押し形式では、熱間鍛造用潤滑剤を用いた場合の摩擦係数や焼付きには潤滑剤のスプレー条件やビレット初期温度が影響することがわかった。しかし、後方せん孔押し形式の厳しい摩擦条件下において、摩擦係数と金型表面温度の関係は示されておらず、その関係を定量的に提示できれば、厳しい摩擦条件下で鍛造を行う場合の潤滑剤の選定などの鍛造条件の設定に有用と考えられる。

本報では、冷間、温・熱間鍛造温度域における後方せん孔押し形式の厳しい摩擦条件下での試験において、金型内部温度の実測値を用いて金型表面温度を推定し、その金型表面温度と摩擦係数の関係を定量的に評価する。さらに、摩擦条件としては厳しくないリング圧縮形式での試験結果^{7-16), 7-17)}と比較することにより、鍛造条件と金型表面温度や摩擦係数の関係を考察する。

7.2 実験方法

7.2.1 回転金型を用いた後方せん孔押し試験法

回転金型を用いた後方せん孔押し試験法^{7-18), 7-19)}を Fig. 7-1 に示す。本試験法は、円柱状のビレットをコンテナ内でカップ状に後方せん孔押しする際に、材料の流動に影響を与えない、非常に遅い回転速度でパンチを回転させながら押し込み、プレス下死点で押し込み動作を停止させた時に測定されるパンチ荷重とパンチトルクから摩擦係数を推定する方法である。

ノックアウトパンチ上面のビレット底部と接する部位には格子状の突起を施し、試験時のビレット回転を抑止した。コンテナの下部に設置したロードセルによりパンチ荷重とパンチトルクを測定した。また、パンチホルダー部、コンテナ外周部と底部に組み込んだヒータを用いて、パンチおよびコンテナは実生産での一般的な定常金型温度である 300 °C を上限として所定の試験温度に加熱できる。本金型は電動式サーボプレス(圧力能力 3000 kN)内に設置し、パンチをスライダの位置制御により、所定速度でプレス下死点まで押し込み、所定時間プレス下死点で押し込み動作を停

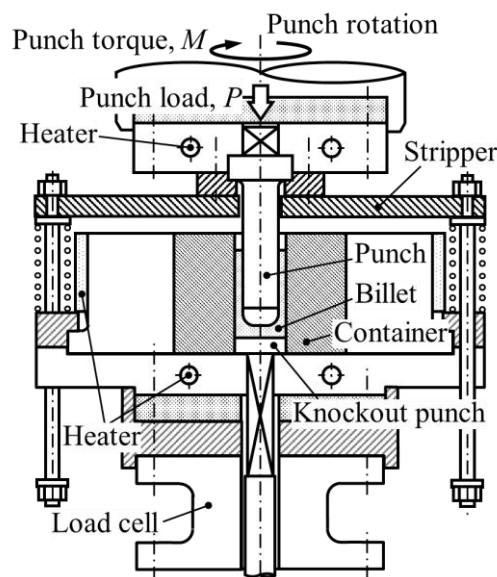


Fig. 7-1 Die set to measure friction coefficient in backward extrusion

止させた。パンチの回転はサーボモータ(トルク能力 800 N・m)により行い、プレス下死点においても回転動作を継続した。ビレットのノックアウトはプレス下部の油圧ダイクッション(圧力能力 500 kN)で行った。

内部温度測定用パンチの形状を **Fig. 7-2** に示す。パンチ先端部はパンチシャフト部とねじで結合した。パンチ肩丸み部中央部表面からの所定の深さ位置まで、パンチ先端部の円周 120° 毎のパンチ中央部から $\phi 0.4$ mm の穴を空けた。その穴に導電性樹脂材料を充填させた状態で $\phi 0.25$ mm のシース熱電対をパンチ中心部から挿入し、耐熱性無機接着剤で挿入口を固定した。熱電対の導線はパンチシャフトの中心部から、金型上部に設置したスリップリングを介して、応答速度 10 ms 以下の熱電対温度変換器に接続し、パンチ荷重、パンチトルクともにマルチ入力データ収集システムを用いてサンプリングタイム 200 μ s で計測した。ビレットは **Fig. 7-3**, **Table 7-1** に示す形状とした。

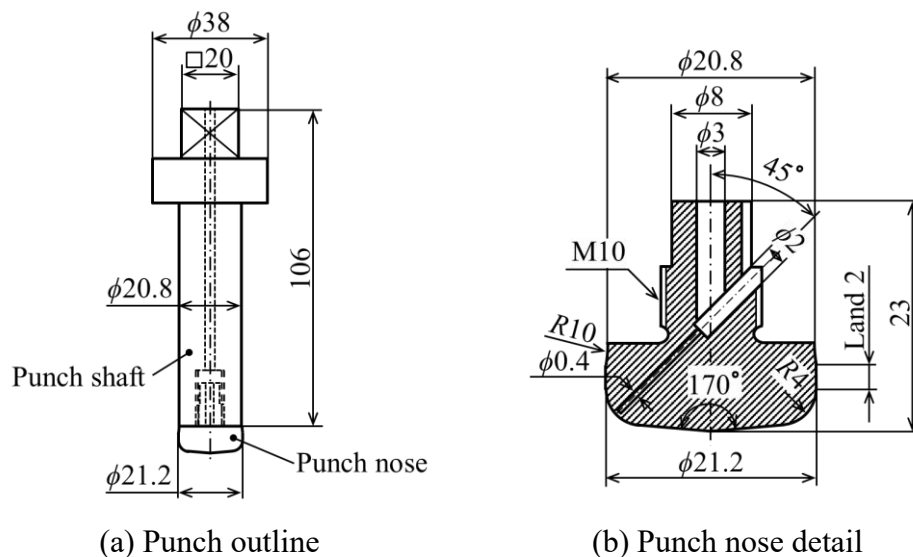


Fig. 7-2 Dimensions of punch for measuring internal temperature

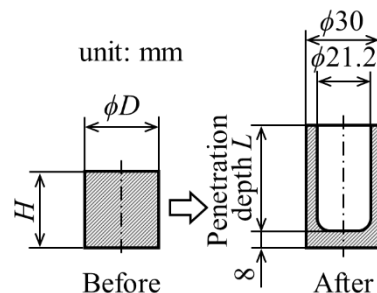


Fig. 7-3 Dimensions of billet

Table 7-1 Forging conditions

Item	Forging temperature ranges	
	Cold	Warm and Hot
Billet material	S10C	S45C
Punch, container material	SKH51	SKH51
Billet dimensions $\phi D \times H$	$\phi 29.9 \times 20$ mm	$\phi 29.0 \times 30$ mm
Penetration depth L	24 mm	44 mm
Temperature measurement position	0.5, 1.0 ± 0.05 mm	0.4, 0.8 ± 0.05 mm
Billet temperature	25 °C	900, 1200 °C
Punch temperature	25 °C	200 °C
Container temperature	25 °C	300 °C
Billet lubricant	Dry-in-place Bonderizing	No
Die (punch, container) lubricant	No	White lubricant for hot forging
Punch speed	100 mm·s ⁻¹	200 mm·s ⁻¹

7.2.2 パンチ表面温度推定方法

パンチ表面温度は、パンチ表面からパンチ内部への熱伝導を一次元の非定常熱伝導と仮定し、パンチ表面からの距離 Δx 内部と $2\Delta x$ 内部の熱電対による実測値を用いて、一次元非定常熱伝導方程式を差分近似した式(7-1)により推定した⁷⁻²⁰⁾。

$$\theta_0(t) = 2\theta_1(t) - \theta_2(t) + \Delta x^2/a \Delta t \cdot \{ \theta_1(t) - \theta_1(t - \Delta t) \} \quad (7-1)$$

ここで、 t は時間、 a は熱拡散係数($=\lambda/C\rho$)、 λ は熱伝導度、 C は比熱、 ρ は比重、 Δt は計算ステップ時間、 Δx は温度測定間隔、 θ_0 は表面温度、 θ_1 は表面からの距離 Δx 内部の温度、 θ_2 は表面からの距離 $2\Delta x$ 内部の温度である。

7.2.3 摩擦係数推定方法

プレス下死点でパンチの押し込み動作が停止し、パンチが回転のみをしている時に測定されるパンチ荷重 P /kN、パンチトルク M /N·m と摩擦係数 μ の関係は、塑性加工シミュレーションソフト FORGE (TRANSVALOR 社)を用いて弾塑性解析により求めた結果を3次回帰した式(7-2)を用いた^{7-19),7-21)}。

$$\mu = 0.00709(M/P)^3 - 0.0121(M/P)^2 + 0.0937(M/P) \quad (7-2)$$

ここで、パンチ荷重 P とパンチトルク M はパンチがプレス下死点に到達して押込み動作が停止している時の値であるため、ビレットを成形するための力は含まれず摩擦のみが評価される。パンチトルクはパンチの全接触面が受ける円周方向の摩擦力に相当することから、得られる摩擦係数 μ はパンチの全接触面での平均値を示す。

7.2.4 後方せん孔押出し試験条件

後方せん孔押出し試験条件を Table 7-1 に示す。パンチ先端形状は Fig. 7-2 に示した外径 21.2 mm, 先端ノーズ角 170° , ランド部長さ 2 mm, パンチ肩丸み部半径 4 mm とした^{7-18), 7-19)}。コンテナ内径は 30 mm とし, 断面積減少率は 50 % とした。パンチおよびコンテナ材質は, 高速度工具鋼 SKH51 の焼入れ・焼戻し材(硬さ 697 HV)とし, パンチ表面およびコンテナ内面の表面粗さは $0.4 \mu\text{m } R_{ZNS}$ になるようにラップ仕上げをした。ビレット材質は, 冷間鍛造温度域での試験には機械構造用炭素鋼 S10C の球状化焼鈍処理材(硬さ 131 HV), 温・熱間鍛造温度域での試験には機械構造用炭素鋼 S45C の球状化焼鈍処理材(硬さ 161 HV)を用いた。ビレットは表中に示す寸法に, 表面粗さ $6.3 \mu\text{m } R_{ZNS}$ に切削で仕上げた。試験後のビレット底部の肉厚は 8 mm に設定(プレス下死点)し, ビレット高さを調整することにより, せん孔深さは冷間鍛造温度域での試験では 24 mm, 温・熱間鍛造温度域での試験では 44 mm とした。パンチ回転速度は試験中 1 rpm 一定とした。

冷間鍛造温度域での試験には, 1 液潤滑処理剤(以降, 1 液潤滑剤と表記), リン酸塩/石鹼処理剤(以降, ボンデ潤滑剤と表記)を施したビレットを用いた。温・熱間鍛造温度域での試験には, 温・熱間鍛造用白色系潤滑剤(燃焼温度 $\theta = 569^\circ\text{C}$, 白色系潤滑剤と表記, 既報^{7-17), 7-19)}で使用した白色系潤滑剤 A と同じ潤滑剤)を用いた。パンチおよびコンテナへの潤滑剤の塗布は, 金型内部に設置したヒータで金型を 200°C に加熱し, 3 倍に水希釈した潤滑剤をエアースプレーガン(ノズル径 $\phi 1$)により, 潤滑剤の膜厚が約 $30 \mu\text{m}$ になるように手動で行った。潤滑剤を塗布した後, パンチは 200°C , コンテナは 300°C に加熱保持し, 試験を行った。

温・熱間鍛造温度域での試験におけるビレット加熱には, 高周波誘導加熱装置を用いた。ビレット表面の酸化被膜形成を抑制するために加熱ボックス内の窒素雰囲気中で約 45 s~75 s で加熱後, 約 10 s でコンテナ内部へ搬送し, 試験開始時のビレット初期温度が 900°C , 1200°C となる加熱履歴とした。

7.3 実験結果

7.3.1 冷間後方せん孔押し試験時のパンチ表面温度

1 液潤滑剤を用いて冷間鍛造温度域で後方せん孔押し試験を行った時の、試験開始からの経過時間に対するパンチ荷重、パンチトルク、プレス下死点からの距離の測定結果を **Fig. 7-4** に示す。試験開始から約 0.4 s 後にパンチはプレス下死点に到達し、約 0.6 s 間プレス下死点で押し込み動作を停止した後、パンチは離脱している。パンチはプレス下死点で押し込み動作を停止した状態においても試験中一定速度で回転している。パンチ荷重は試験開始から約 0.05 s 後に最大値を示し、試験終了時まで漸減している。パンチトルクはパンチがプレス下死点に到達している間は若干漸増している。ただし、試験後のパンチ表面には焼付きは観察されなかった。

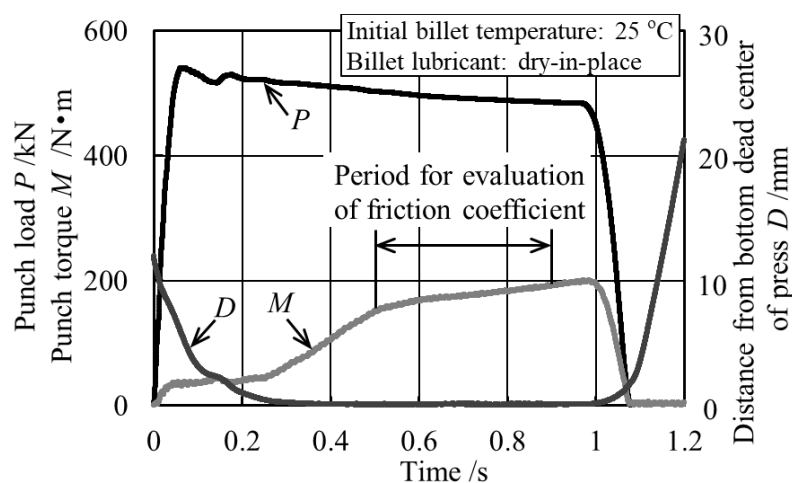


Fig. 7-4 Changes in punch load, punch torque, and distance from bottom dead center (initial billet temperature of 25 °C, dry-in-place)

試験開始からの経過時間に対するパンチ内部温度測定値およびその測定値から推定したパンチ表面温度の変化を **Fig. 7-5** に示す。深さ 1.0 mm 位置では最高温度 130 °C、深さ 0.5 mm 位置では最高温度 180 °C、パンチ表面温度は試験開始から約 0.22 s 後に最高温度 282 °C まで昇温している。パンチは試験開始から約 0.4 s 後にプレス下死点に完全に到達しているが、サーボプレススライダの位置制御により、設定した下死点の近傍でプレス速度が急激に減速し、試験開始から約 0.22 s 時点には下死点付近にほぼ到達している。この試験初期の時点においてパンチ表面の温度が最高値を示している。その後、設定した下死点まで数百 μm パンチは押し込まれるが、試験開始から約 0.22 s 以降でのビレットの加工発熱は非常に少ないと考えられる。したがって、試験開始から約 0.22 s 時点までは、加工発熱したビレットの熱はパンチ表面への伝熱により、パンチ表面は急激に温度上昇する。しかし、試験開始前はパンチ初期温度が 25 °C であったパンチ内部への伝熱により、パンチ表面は冷却もされる。その熱の

バランスにより，試験開始から約 0.22 s 時点の試験初期にパンチ表面温度の最高値があり，その後パンチ表面温度は下降したと考えられる。

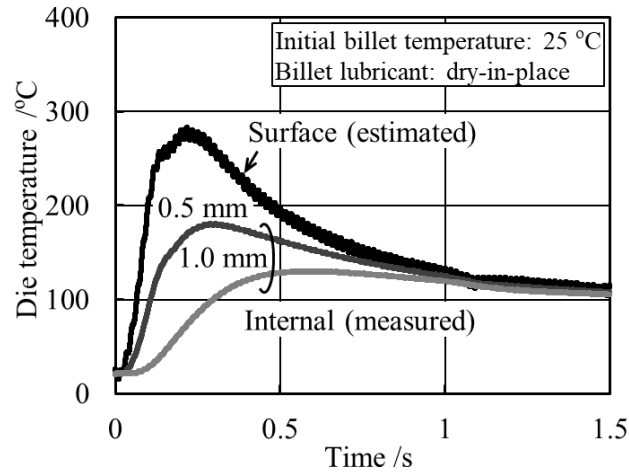


Fig. 7-5 Changes in internal die temperature and die surface temperature (initial billet temperature of 25 °C, dry-in-place)

ボンデ潤滑剤を用いて冷間鍛造温度域で後方せん孔押し試験を行った時の，試験開始からの経過時間に対するパンチ荷重，パンチトルク，プレス下死点からの距離の測定結果を **Fig. 7-6** に示す．パンチ荷重，パンチトルク，プレス下死点からの距離は，1 液潤滑剤を用いて試験を行った場合と同様な挙動を示している．また，試験後のパンチ表面には焼付きは観察されなかった。

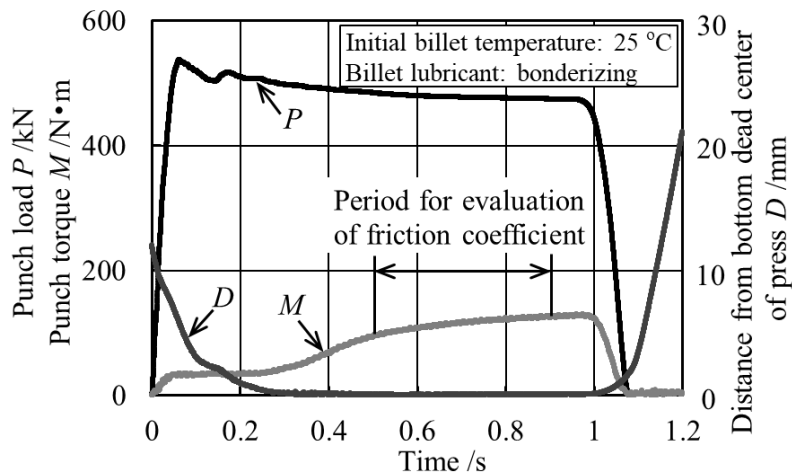


Fig. 7-6 Changes in punch load, punch torque, and distance from bottom dead center of press (initial billet temperature of 25 °C, bonderizing)

試験開始からの経過時間に対するパンチ内部温度測定値およびその測定値から推定したパンチ表面温度の変化を **Fig. 7-7** に示す．深さ 1.0 mm 位置では最高温度 124 °C，

深さ 0.5 mm 位置では最高温度 171 °C, パンチ表面温度は最高温度 264 °C まで昇温している。

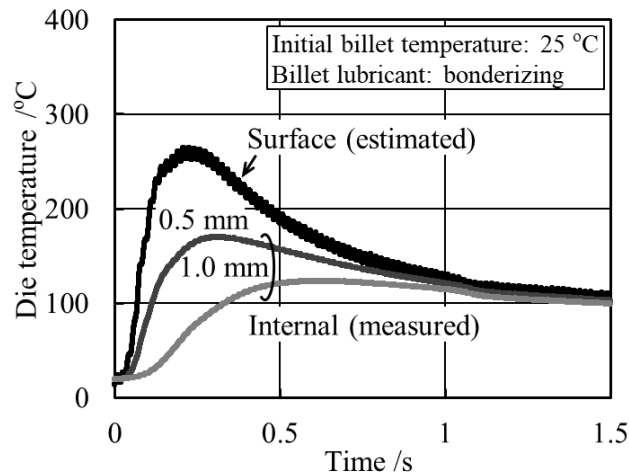


Fig. 7-7 Changes in internal die temperature and die surface temperature (initial billet temperature of 25 °C, bonderizing)

1 液潤滑剤, ボンデ潤滑剤を用いた試験で得られたパンチ表面温度の比較を **Fig.7-8** に示す. 試験開始からの経過時間に対するパンチ表面温度の挙動はほぼ同じであるが, 試験開始から約 0.22 s 後のパンチ表面の最高温度を示す付近では, 1 液潤滑剤のパンチ表面温度の方がボンデ潤滑剤よりも約 18 °C 高い.

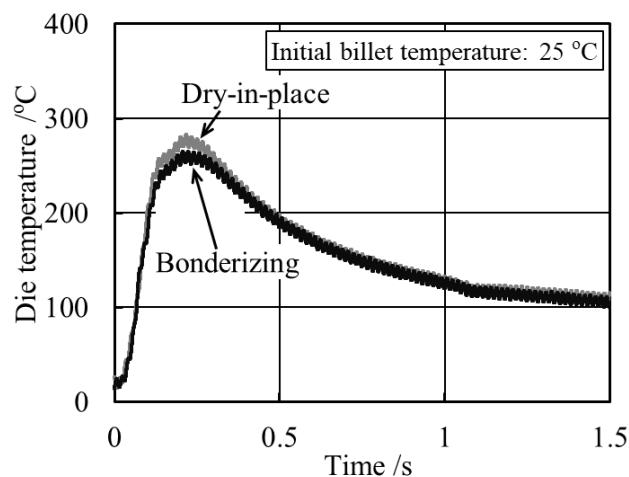


Fig. 7-8 Changes in die surface temperature (initial billet temperature of 25 °C, initial die temperature of 25 °C)

冷間鍛造温度域で後方せん孔押し試験を行った時にパンチがプレス下死点で押し込み動作を停止している 0.5 s~0.9 s 間の摩擦係数の挙動を **Fig. 7-9** に示す. いずれの潤滑剤においても, 摩擦係数は若干漸増しており, この測定範囲での 1 液潤滑剤の平均摩擦係数は 0.028, ボンデ潤滑剤は 0.017 であり, ボンデ潤滑剤の方が 1 液潤滑剤

よりも摩擦係数は約 0.01 低い。これは、供試潤滑剤の摩擦抵抗の低減性能の違いによるものと考えられる。試験時のパンチランド部の外径とパンチの回転速度から求められるパンチランド部の周方向の摺動速度は $1.1 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ と非常に遅く、パンチ押し込み中のパンチ押し込み方向の摺動距離である 24 mm に対して、その間のパンチ周方向の摺動距離は約 0.4 mm と短いため、パンチの回転によるビレットの変形や摩擦発熱への影響は非常に小さいと考えられる。したがって、Fig. 7-8 に示したパンチ表面温度の差は、摩擦抵抗による発熱量の差が影響していると考えられる。

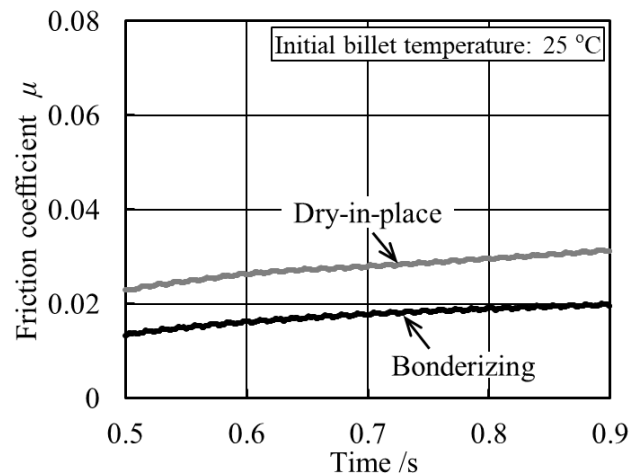


Fig. 7-9 Changes in friction coefficient (initial billet temperature of 25 °C, initial die temperature of 25 °C)

7.3.2 温・熱間後方せん孔押し試験時のパンチ表面温度

パンチおよびコンテナに白色系潤滑剤を用いて、ビレット初期温度 900 °C で後方せん孔押し試験を行った時の、試験開始からの経過時間に対するパンチ荷重、パンチトルク、プレス下死点からの距離の測定結果を Fig. 7-10 に示す。試験開始から約 0.4 s 後にパンチはプレス下死点に到達し、約 0.6 s 間プレス下死点で押し込み動作を停止した後、パンチは離脱している。パンチ荷重は試験開始から約 0.05 s 後に最大値を示し、試験終了時まで漸減しており、パンチトルクはパンチがプレス下死点に到達している間は若干漸増している。

試験開始からの経過時間に対するパンチ内部温度測定値とその測定値から推定したパンチ表面温度の変化を Fig. 7-11 に示す。深さ 0.8 mm 位置では最高温度 570 °C、深さ 0.4 mm 位置では最高温度 639 °C、パンチ表面温度は最高温度 774 °C まで昇温している。このように、深さ 0.4 mm 位置の内部温度、パンチ表面温度はパンチの焼戻し温度である 600 °C を超えているため、この温度履歴が繰り返されると、パンチの表面近傍は軟化すると考えられる。

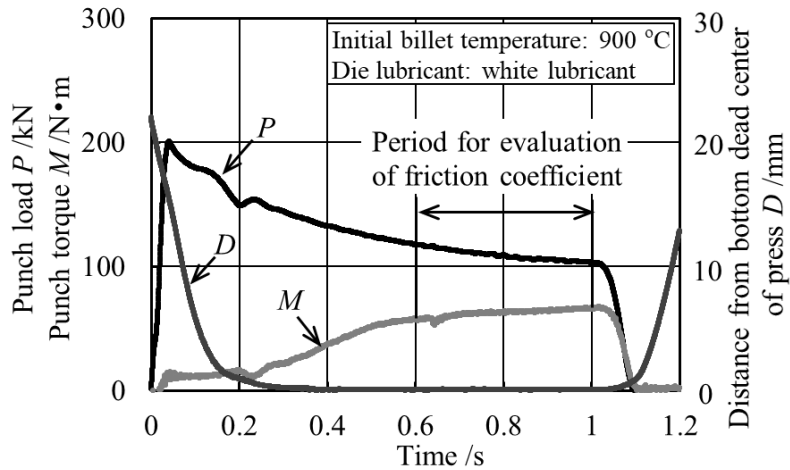


Fig. 7-10 Changes in punch load, punch torque, and distance from bottom dead center of press (initial billet temperature of 900 °C, white lubricant)

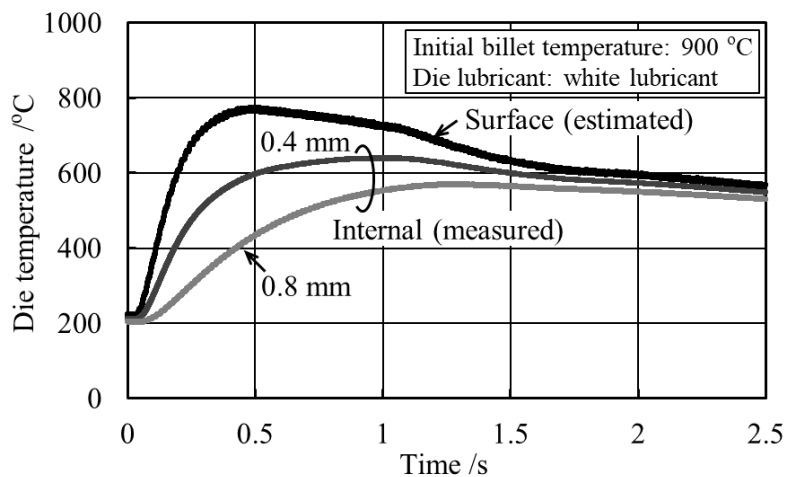


Fig. 7-11 Changes in internal die temperature and die surface temperature (initial billet temperature of 900 °C, initial die temperature of 200 °C, white lubricant)

パンチおよびコンテナに白色系潤滑剤を用いて、ビレット初期温度 1200 °C で後方せん孔押し試験を行った時の、試験開始からの経過時間に対するパンチ荷重、パンチトルク、プレス下死点からの距離の測定結果を **Fig. 7-12** に示す。パンチ荷重、パンチトルク、プレス下死点からの距離は、ビレット初期温度 900 °C で後方せん孔押し試験を行った場合と同様な挙動を示している。

試験開始からの経過時間に対するパンチ内部温度測定値およびその測定値から推定したパンチ表面温度の変化を **Fig. 7-13** に示す。深さ 0.8 mm 位置では最高温度 627 °C、深さ 0.4 mm 位置では最高温度 720 °C、パンチ表面温度は最高温度 890 °C まで昇温している。

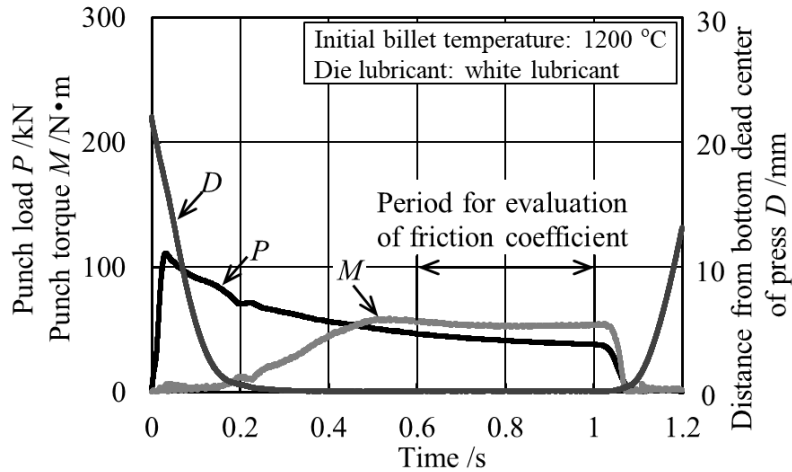


Fig. 7-12 Changes in punch load, punch torque, and distance from bottom dead center of press (initial billet temperature of 1200 °C, white lubricant)

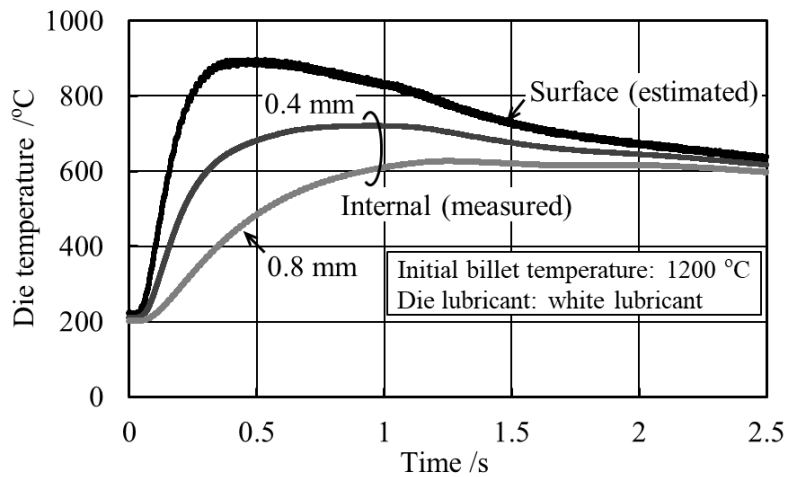


Fig. 7-13 Changes in internal die temperature and die surface temperature (initial billet temperature of 1200 °C, initial die temperature of 200 °C, white lubricant)

パンチがプレス下死点で押し込み動作を停止している 0.6～1.0 s 間の摩擦係数の挙動を **Fig. 7-14** に示す。いずれのビレット初期温度においても、摩擦係数は若干漸増しており、この測定範囲でのビレット初期温度 900 °C で試験を行った時の平均摩擦係数は 0.047、1200 °C では 0.110 であり、ビレット初期温度 900 °C で試験を行った場合の方が 1200 °C の場合よりも平均摩擦係数は約 0.06 低い。

試験前後のパンチ表面写真を **Fig. 7-15** に示す。試験前は、いずれのパンチ表面においても白色系潤滑剤の剥離はなく良好に付着していることがわかる。試験後は、ビレット初期温度 900 °C で試験を行ったパンチには焼付きなどの損傷は見られないが、ビレット初期温度 1200 °C で試験を行ったパンチにはランド部にわずかな焼付きが見られる。

したがって、ビレット初期温度が異なるときのパンチ表面温度の差は、ビレットからの伝熱の差に加え、焼付きによる摩擦発熱の差も影響していると考えられる。

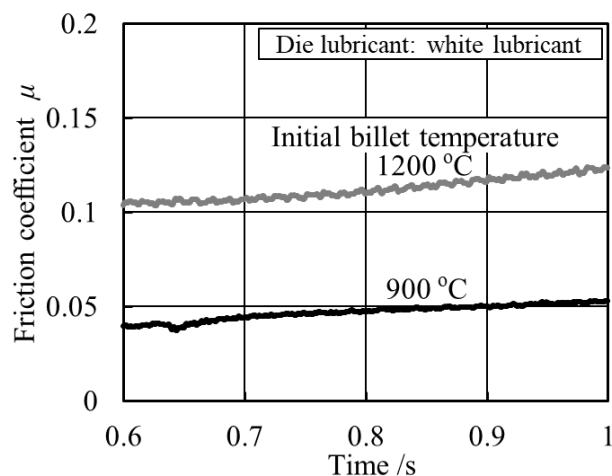


Fig. 7-14 Changes in friction coefficient (initial die temperature of 200 °C, white lubricant)

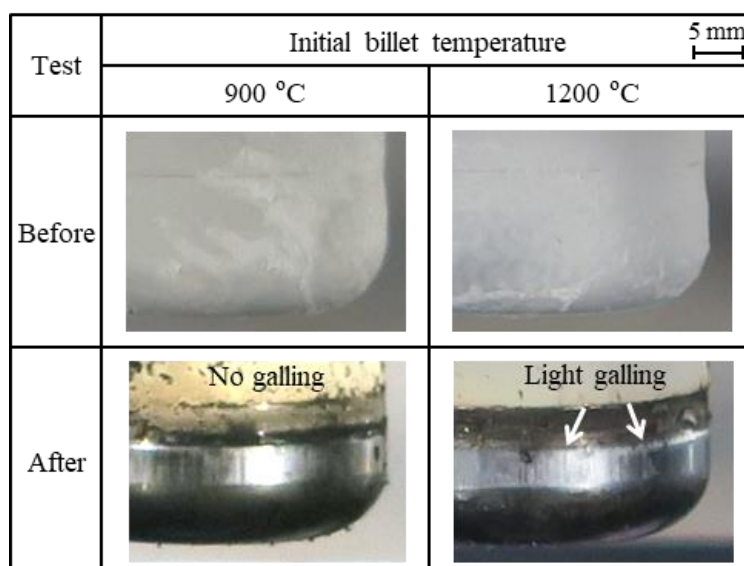


Fig. 7-15 Galling at punch land after tests

7.4 考察

7.4.1 冷間リング圧縮試験との比較

既報⁷⁻¹⁶⁾では、従来から用いられている摩擦係数の評価法の1つであるリング圧縮試験において、金型を回転させることで得られるトルクと荷重から求めた摩擦係数と、金型内部の測定温度から金型表面温度を推定した。その冷間鍛造温度域で行ったリング圧縮試験の結果と本報の後方せん孔押し出し試験で得られた結果を比較、考察する。

本報と同等のボンデ潤滑剤や1液潤滑剤を用いて、王ら⁷⁻²²⁾が行った実験において、面圧と材料の変形抵抗の比 Pa/Y が 4.5 までの摩擦係数はクーロン則に従うことを示している。本報での後方せん孔押し試験時の Pa/Y は約 3 であったことから、本報で示すリング圧縮試験、後方せん孔押し試験での摩擦の評価にはクーロン則に従う摩擦係数を用いた。

また、材料表面の表面積拡大比が大きいとその材料表面に接している潤滑剤の膜も同様に面積が広がると考えられる。冷間鍛造温度域では、材料側に潤滑剤の膜が形成されており、加工の進行に伴い、材料の表面積は拡大し、潤滑剤の膜は薄く引き伸ばされる。さらに加工が進行すると潤滑剤の膜が無くなり、材料の新生面が露出して、焼付きが生じる可能性が高まる。そこで、摩擦状態の厳しさを示す指標の1つとして表面積拡大比を用いた。後方せん孔押し試験時の表面積拡大比 A/A_0 (A_0 : 試験前の試験片の表面積, A : 試験後の試験片の表面積)は、団野ら⁷⁻²³⁾が行った後方せん孔押し試験での実測値を参考にした。

金型およびビレット初期温度 25 °C で試験を行った時の金型表面最高温度と表面積拡大比の関係を Fig. 7-16 に示す。後方せん孔押し試験の場合の方が金型表面最高温度は約 200 °C 高い。これは、後方せん孔押し試験の場合の方がビレットの塑性変形が厳しく、加工発熱量が多いことが影響していると考えられる。

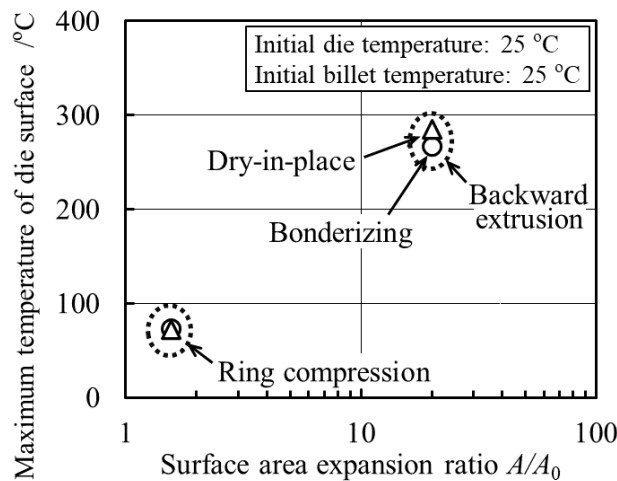


Fig. 7-16 Relationship between maximum temperature of die surface and surface area expansion ratio (initial die and billet temperatures: 25 °C)

Fig. 7-17 に示す摩擦係数は、いずれの潤滑剤においても表面積拡大比が大きい後方せん孔押し試験時の方が低く、ボンデ潤滑剤の方が1液潤滑剤よりも摩擦係数は約 0.01 低い傾向がみられる。

冷間鍛造温度域では、ビレット初期温度 25 °C のビレット表面に潤滑剤の膜が形成されている。この場合、加工の進行に伴い、加工発熱と摩擦発熱により、ビレット

の表面に形成されている潤滑剤の膜の温度が上昇する。その加工中のビレット表面の潤滑剤の膜の温度は、それらの発熱による温度上昇と金型への伝熱により決定される。そこで、ビレット表面の潤滑剤の膜の温度は、金型表面の温度に近いと考え、摩擦係数を金型表面最高温度で整理した。その結果を **Fig. 7-18** に示す。この図は、既報⁷⁻¹⁶⁾に示したリング圧縮試験において試験開始時の金型温度を変えて試験した時の金型表面最高温度と摩擦係数の関係に、本報の後方せん孔押し試験での結果をプロットして整理した。リング圧縮試験の結果から、供試潤滑剤には摩擦係数が低くなる金型表面最高温度があり、200~300℃で最も摩擦係数が低くなる。

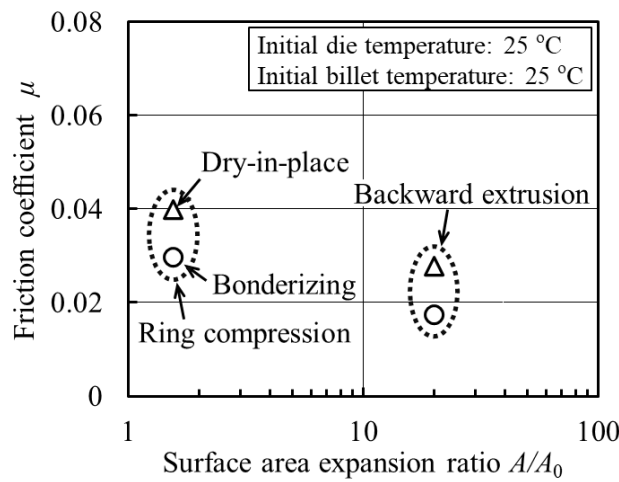


Fig. 7-17 Relationship between friction coefficient and surface area expansion ratio (initial die and billet temperatures: 25 °C)

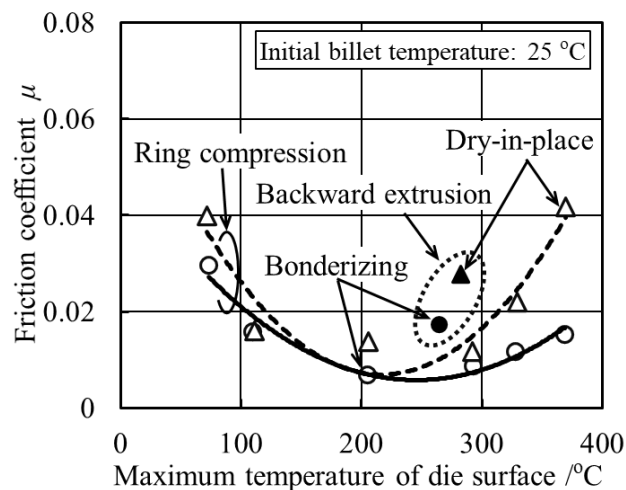


Fig. 7-18 Relationship between friction coefficient and maximum temperature of die surface (initial billet temperature of 25 °C)

金型およびビレット初期温度が 25 °C と同じ試験条件においては、後方せん孔押し試験では加工発熱などにより金型表面温度が 250~300 °C となり、供試潤滑剤の潤滑性能が高くなる型表面温度域での試験状態となったため、Fig. 7-17 に示した摩擦係

数は金型表面温度が 100 °C 以下であるリング圧縮試験の結果よりも低くなったと考えられる。同じ金型表面最高温度で比較した場合には、いずれの潤滑剤においても後方せん孔押し試験の場合の方が摩擦係数は約 0.01 高い。これは、摩擦係数に対して金型表面温度の影響が支配的であることを示しており、面圧や表面積拡大比、すべり距離などの摩擦の厳しさも金型表面温度に影響したと考えられる。

7.4.2 温・熱間リング圧縮試験との比較

7.4.1 節と同様に、既報⁷⁻¹⁷⁾で得られた温・熱間鍛造温度域でのリング圧縮試験の結果と本報の後方せん孔押し試験で得られた結果を比較、考察する。

温・熱間鍛造温度域においては、潤滑剤は金型に塗布されている。金型に付着した潤滑剤の膜が材料と接し、材料の表面積が拡大すると、それに追従して、金型表面の潤滑剤の膜は薄くなる。さらに加工が進行すると潤滑剤の膜が無くなり、金型に焼付きが生じる可能性が高まる。金型初期温度 200 °C で試験を行った時の金型表面最高温度と表面積拡大比の関係を **Fig. 7-19** に示す。表面積拡大比が大きい後方せん孔押し試験の場合の方が金型表面最高温度は約 300 °C 高く、ビレット初期温度が高い方が金型表面温度は高い。これは、ビレットからの伝熱や加工発熱が影響していると考えられる。

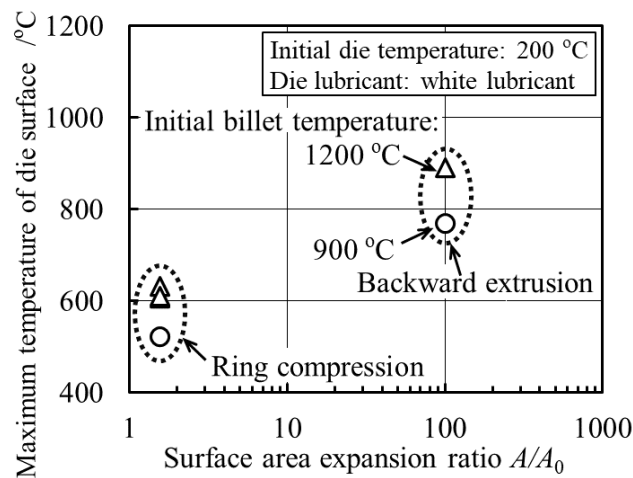


Fig. 7-19 Relationship between maximum temperature of die surface and surface area expansion ratio (die lubrication: white lubricant)

一方、**Fig.7-20**に示す摩擦係数と表面積拡大比の関係では、後方せん孔押し試験の方が表面積拡大比は約 100 倍大きいですが、表面積拡大比が摩擦係数に及ぼす影響は小さく、ビレット初期温度が高い方が摩擦係数は高い傾向がみられる。これは、供試した白色系潤滑剤の摩擦係数が低くなる適正な金型表面最高温度が影響していると考えられる。

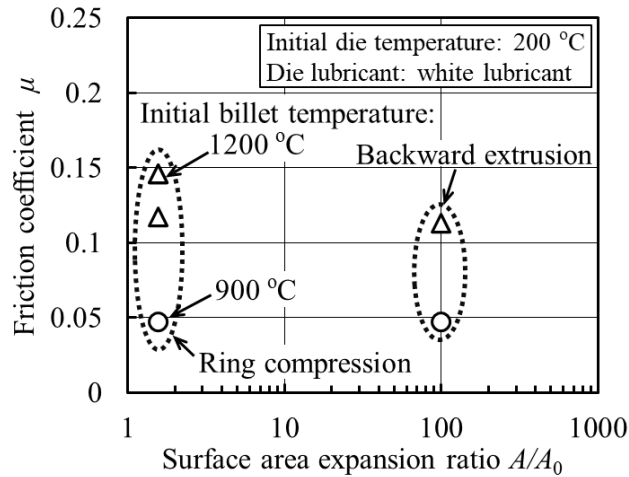


Fig. 7-20 Relationship between friction coefficient and surface area expansion ratio (die lubrication: white lubricant)

温・熱間鍛造温度域では，潤滑剤は金型に塗布されている．この場合，加工前の潤滑剤の温度は金型の表面温度と同等と考えられる．試験開始に伴い，金型表面温度は高温のビレットと接触することにより，急激に温度上昇し金型への伝熱とのバランスにより，金型表面温度は最高値に達した後，低下する．そこで，摩擦係数をその金型表面の最高温度で整理した結果を **Fig. 7-21** に示す．それぞれの試験法においては，金型表面最高温度が高いほど摩擦係数は高くなる傾向がみられるが，後方せん孔押し試験の方が金型表面最高温度域は約 300 °C 高い．既報⁷⁻¹⁷⁾で示した回転金型を用いたリング圧縮試験の結果では，示差熱分析で得られた供試潤滑剤の発熱のピーク温度(燃焼温度)が高い潤滑剤ほど摩擦係数は小さい傾向がみられた．また，摩擦低減に寄与する要因として潤滑成分や燃焼残渣などの働きも考えられた．この

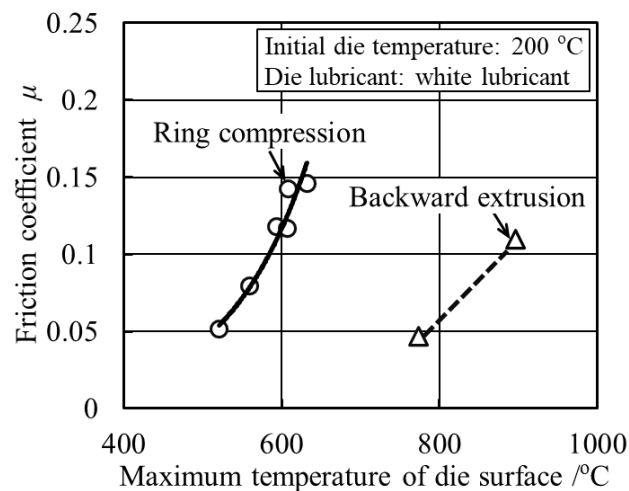


Fig. 7-21 Relationship between friction coefficient and maximum temperature of die surface (die lubrication: white lubricant)

図から、両者の試験法で得られた摩擦係数を金型表面最高温度で一律に整理することができないことがわかった。

温・熱間鍛造温度域での摩擦係数に影響する要因としては、ビレット初期温度(酸化膜量)、潤滑剤の種類(燃焼温度、潤滑成分、燃焼残渣など)、摩擦条件(金型温度、面圧、すべり距離、すべり速度、表面積拡大比など)が考えられる。そこで、温・熱間鍛造温度域での金型表面温度はビレットからの伝熱により上昇するため、金型表面に付着している潤滑剤の温度は、金型表面最高温度よりも、高温のビレットと金型が触れる加工開始時のビレット初期温度に近いと考え、摩擦係数をビレット初期温度で整理した。その結果を **Fig. 7-22** に示す。図中には、既報⁷⁻¹⁹⁾で示した従来の中実パンチで行った結果も含めてプロットした。この図より、いずれの試験法においても、ビレット初期温度が高いほど摩擦係数は高くなる傾向がみられ、後方せん孔押し試験とリング圧縮試験での摩擦係数の差は小さい。この結果から、温・熱間鍛造温度域で試験を行ったときの摩擦係数には、潤滑剤の最高温度に近いと考えられるビレット初期温度が影響することがわかった。さらに、ビレット初期温度によ

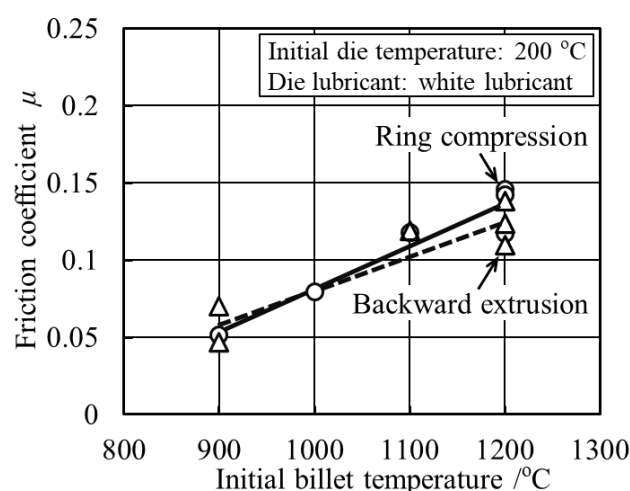


Fig. 7-22 Relationship between friction coefficient and initial billet temperature (die lubrication: white lubricant)

り、ビレットの加熱履歴に起因するビレット表面の酸化膜の量が異なる⁷⁻²⁴⁾ことも摩擦係数に影響したものと考えられる。また、既報^{7-17), 7-19)}で示した燃焼温度 θ が異なる温・熱間鍛造用白色系潤滑剤3種類(白色系潤滑剤Aが $\theta=569^{\circ}\text{C}$ 、同Bが $\theta=563^{\circ}\text{C}$ 、同Cが $\theta=448^{\circ}\text{C}$)を用いて、ビレット初期温度 1200°C で行った時の摩擦係数を表面積拡大比で整理した結果を **Fig. 7-23** に示す。白色系潤滑剤A(本報の供試潤滑剤と同じ潤滑剤)では表面積拡大比の影響は小さいが、白色系潤滑剤B、Cでは、表面積拡大比が大きい後方せん孔押し試験の場合に摩擦係数は高くなっている。これは、

供試した3種類の白色系潤滑剤の潤滑性能が影響したものであり、リング圧縮試験では焼付きは観察されていないが、後方せん孔押し試験では焼付きが多いほど摩擦係数が高い傾向がみられた。

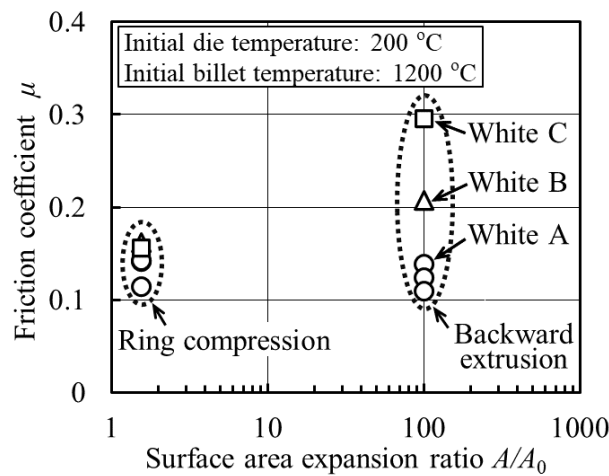


Fig. 7-23 Relationship between friction coefficient and surface area expansion ratio (initial billet temperature: 1200 °C)

したがって、温・熱間鍛造温度域で試験を行った時の金型表面温度、摩擦係数には、ビレット初期温度(酸化膜量)の影響が支配的であり、その次に潤滑剤の種類(燃焼温度、潤滑成分、燃焼残渣など)、表面積拡大比が影響することを定量的に捉えることができた。

冷間鍛造の場合は、加工発熱により潤滑剤は加工開始時よりも加工中の方が高温となる。潤滑剤そのものの温度は測定できないが、加工中の潤滑剤の最高到達温度は金型表面温度に近いと考えられる。一方、温・熱間鍛造の場合は、加熱されたビレットと金型が触れる加工開始時が潤滑剤は最も高温となり、潤滑剤の最高到達温度はビレット初期温度に近いと考えられる。これらを総合して考察すると、冷間、温・熱間鍛造によらず摩擦係数には加工開始から終了時における潤滑剤の最高到達温度の影響が支配的であると考えられる。

7.5 結言

厳しい摩擦条件下で行う後方せん孔押し試験において、金型内部温度の実測値を用いて金型表面温度を推定し、その金型表面温度と摩擦係数の関係を定量的に評価した。また、摩擦条件としては厳しくないリング圧縮試験での結果と比較することにより、鍛造条件と金型表面温度や摩擦係数の関係を考察した。その結果、以下に示すことがわかった。

- (1) 冷間鍛造温度域で後方せん孔押し試験を行った場合、リング圧縮試験での結果と同様に、供試冷間鍛造用潤滑剤には摩擦抵抗の低減性能の違いが認められた。また、後方せん孔押し試験時の金型表面最高温度は、リング圧縮試験で得られた供試冷間鍛造用潤滑剤の摩擦係数が低くなる金型表面最高温度の範囲に入っていたが、リング圧縮試験の結果よりも摩擦係数は約 0.01 高かった。
- (2) 温・熱間鍛造温度域で試験を行った場合、後方せん孔押し試験およびリング圧縮試験で得られた摩擦係数を金型表面最高温度で一律に整理することができなかった。また、後方せん孔押し試験での摩擦係数には、ビレット初期温度(酸化膜量)の影響が支配的であり、その次に潤滑剤の種類(燃焼温度, 潤滑成分, 燃焼残渣など), 表面積拡大比が影響したと考えられた。
- (3) 冷間鍛造の場合は、加工発熱により潤滑剤は加工開始時よりも加工中の方が高温となり、加工中の潤滑剤の最高到達温度は金型表面温度に近いと考えられる。一方、温・熱間鍛造の場合は、加熱されたビレットと金型が触れる加工開始時が潤滑剤は最も高温となり、潤滑剤の最高到達温度はビレット初期温度に近いと考えられる。これらを総合して考察した結果、冷間、温・熱間鍛造によらず摩擦係数には加工開始から終了時における潤滑剤の最高到達温度の影響が支配的であると考えられた。

参考文献

- 7-1) Kada, O., Wang, Z. G., Miyanishi, K., Yanagi, H. and Nose, Y. : “Evaluation of Anti-Galling Ability of Zinc Phosphate Coating by Backward Extrusion of Cylindrical Cup”, *Journal of Materials Processing Technology*, **285** (2020), 116765.
- 7-2) Sagisaka, Y., Ishibashi, I., Nakamura, T., Sekizawa, M., Sumioka, Y. and Kawano, M. : “Evaluation of Environmentally Friendly Lubricants for Cold Forging”, *Journal of Materials Processing Technology*, **212** (2012) 1869-1874.
- 7-3) Gariety, M., Ngaile, G. and Altan, T. : “Evaluation of New Cold Forging Lubricants”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, **47** (2007), 673-681.
- 7-4) Yoshida, H., Ito, S., Isogawa, S. and Dohda, K. : “Development of New Tribo-Meter for Forging”, 9th International Conference on Technology of Plasticity(ICTP), (2008), 217-222.
- 7-5) Asai, K. and Kitamura, K. : “Estimation of Frictional Property of Lubricants for Hot Forging of Steel Using Low-Speed Ring Compression Test”, *Procedia Engineering*, **81** (2014), 1970-1975.

- 7-6) 野々山 史男, 北村 憲彦, 団野 敦 : “鋼の温間鍛造への B_2O_3 潤滑の適用, 塑性と加工” , **34-393**(1993), 1172-1177.
- 7-7) Sawamura, M., Tanaka, T., Yogo, Y., Nakanishi, K., Suzuki, T., Watanabe, A. and Miyajima, N. : “Estimation of Friction and Heat Transfer at Cooling for Prediction of Hot Forging Die Life”, 8th International Conference on Technology of Plasticity(ICTP), Verona, Italy, 9-13 Oct, 2005, Proceedings (Advanced Technology of Plasticity 2005, ISBN 88-87331-74-X) Contents(CD-ROM), 262, (2005), 639-640.
- 7-8) Sawamura, M., Yogo, Y., Kondo, S., Tanaka, T., Nakanishi, K., Suzuki, T. and Watanabe, A. : “Estimation of Spray Lubrication and Die Temperature for Hot Forging Die Wear Life Prediction”, R&D Review of Toyota CRDL, **40-1**(2005), 50-56.
- 7-9) 岡島 琢磨, 伊藤 樹一, 吉田 広明, 五十川 幸宏, 石川 孝司 : “温熱間鍛造用金型の損傷評価試験法の提案” , 塑性と加工, **50-586**(2009), 1034-1038.
- 7-10) Minami, A., Marumo, Y., Saiki, H., Ruan, L. and Shizuma, O. : “Effects of Simulation Conditions on Evaluation of Tool Temperature in Hot Extrusion-Forging”, Journal of Materials Processing Technology, **177** (2006), 251-255.
- 7-11) 岡島 琢磨, 吉田 広明, 五十川 幸宏 : “鍛造金型の損傷評価技術に関する研究” , 電気製鋼, **76-2** (2005), 95-102.
- 7-12) 金 秀英, 久保田 智 : “CAEによる熱間鍛造の型寿命要因分析および改善について” , 塑性と加工, **54-630**(2013), 591-595.
- 7-13) 澤村 政敏, 与語 康宏, 近藤 頼子, 田中 利秋, 中西 広吉, 宮脇 和久 : “熱間しごき型試験によるダイス摩耗評価” , 平成 20 年度 塑性加工春季講演会論文集, (2008), 383-384.
- 7-14) Bay, N., Azushima, A., Groch, P., Ishibashi, I., Merklein, M., Morishita, M., Nakamura, T., Schmid, S. and Yoshida, M. : “Environmentally Benign Tribo-Systems for Metal Forming”, CIRP Annals, **64** (2010), 760-780.
- 7-15) 澤村 政敏, 土屋 能成, 団野 致 : “回転圧縮式間欠繰り返し摩擦試験による型損傷評価の試み” , 塑性と加工, **39-455**(1998), 1258-1262.
- 7-16) 澤村 政敏, 与語 康宏, 上山 道明, 岩田 徳利 : “回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験による鋼材の冷間鍛造用潤滑剤の評価” , 塑性と加工, **59-687**(2018), 53-58.
- 7-17) 澤村 政敏, 与語 康宏 : “回転金型を用いたリング圧縮摩擦試験による鋼材の熱間鍛造用潤滑剤の評価” , 塑性と加工, **61-719**(2020), 233-238.
- 7-18) Sawamura, M., Yogo, Y., Kamiyama, M. and Iwata, N. : “Measurement of Friction Coefficient by Backward Extrusion with Rotating Tool under Severe Forming Conditions”, Procedia Engineering, **81**(2014), 1866-1871.

- 7-19) 澤村 政敏, 与語 康宏, 北村 憲彦: “回転金型を用いた後方せん孔摩擦試験による厳しい温・熱間摩擦下での摩擦係数の測定”, 塑性と加工, **63**-738(2022), 94-99.
- 7-20) 白石 俊男, 小林 純夫: “沸騰冷却における熱流束”, 鉄と鋼, **57**-3(1971), 485-497.
- 7-21) 上山 道明, 与語 康宏, 澤村 政敏, 岩田 徳利: “回転工具を用いた後方せん孔摩擦試験での成形面圧分布を考慮した摩擦係数算出法”, 第 63 回 塑性加工連合講演会論文集, (2012), 249-250.
- 7-22) Wang, Z.G., Komiyama, S., Yoshikawa, Y., Suzuki, T. and Osakada, K.: “Evaluation of Lubricants without Zinc Phosphate Precoat in Multi-Stage Cold Forging”, CIRP Annals, **64**(2015), 285-288.
- 7-23) 団野 敦, 阿部 勝司, 野々山 史男: “冷間せん孔加工によるリン酸塩皮膜の潤滑性能評価”, 塑性と加工, **24**-265(1983), 213-220.
- 7-24) 梶山 正孝: “金属材料の高温酸化とその対策”, 金属表面技術, **10**-9 (1959), 323-328.

第8章 総括

鍛造で使用される潤滑剤は、材料と型間の摩擦状態や型損傷に強く影響することから、摩擦試験により潤滑性能を正確に評価することが重要である。その摩擦試験は、成形対象とする成形品の摩擦の厳しさを再現した摩擦条件下で行い、摩擦を定量的に評価する代表値としての摩擦係数を測定、評価できることが重要である。

本論文では、成形対象とする強度部品(コンロッド、等速ジョイントなど)を型内で鍛造する際の、素材と型との間で発生する摩擦の厳しさを再現した摩擦条件下において、摩擦の定量評価値である摩擦係数と、摩擦の評価には重要な情報である型表面温度が測定可能な、摩擦の厳しさが異なる3種類の摩擦試験法を提案した。コンロッドなどの摩擦条件としては比較的厳しくない鍛造を想定した面圧下において、すべりが大きく、多数個の間欠・繰り返し摩擦試験が行える回転円筒押し込み形の摩擦試験法と、型構造が単純な回転リング圧縮形の摩擦試験法、および、等速ジョイントやクランクシャフトなどの摩擦条件が非常に厳しい鍛造を想定した回転後方せん孔形の摩擦試験法である。いずれの摩擦試験法においても、摩擦係数は上型を回転させながら押し込むことにより得られるトルクと荷重から求めた。型表面温度は型内部温度の実測値から求めた。

それらの摩擦試験法を用いて、素材温度、型温度、潤滑剤の種類、素材の表面積拡大比などの摩擦条件が摩擦係数や型表面温度に及ぼす影響を定量的に評価、考察した。各章で得られた結論を以下に示す。

第1章では、自動車の車体を構成する足回り部品、エンジン部品、駆動部品など、強度が必要な部品を成形する鍛造は、高価な型を用いて大きなプレス機で成形するため、低コスト化が重要な課題であること、近年では省資源化、省エネルギー化、廃棄物のミニマム化などの環境に優しい鍛造技術が要求されていることを示した。それらの課題に対しては、鍛造工程の最適化、型寿命の向上、材料歩留まりの向上、熱エネルギーの削減などをより一層高める必要があることを示した。そして、今までに提案された摩擦試験法を示し、摩擦試験により摩擦を正確に評価するための考え方を示した。摩擦試験法は、成形対象とする部品を鍛造する際の、材料と型との間で発生する摩擦の厳しさを再現した摩擦条件下で行い、摩擦を定量的に評価する代表値としての摩擦係数を測定、評価できること、潤滑性能を評価する上では、摩擦試験時の型表面温度の情報が必要であることを示した。

第2章では、実際の塑性加工に近い多数回の間欠・繰り返し摩擦条件の下で摩擦試験が可能な回転円筒押し込み形の摩擦試験法を提案し、摩擦係数、焼付き、型軟化な

どに及ぼす 2, 3 の試験条件の影響を検討した。その結果, 以下に示すことがわかった。

- (1) 冷間・温間加工域での繰り返し摩擦に伴う冷間鍛造油剤や型材による摩擦状態変化, 型温上昇に及ぼす潤滑剤・冷却条件の影響, 及び型表面損傷(焼付き, 軟化)の違いを, 摩擦係数の変化などから明瞭に捕らえることができた。
- (2) 本試験機の結果と実際の鍛造との対応データを蓄積することおよび試験面圧や表面積拡大の一層の増大を図ることなどにより, 本試験機は実用に近い加工条件下での型材, 潤滑剤及び被加工材のトライボロジー的特性の評価および摩擦挙動解析に活用し得ると考えられた。

第3章では, コンロッドなどの比較的摩擦条件としては厳しくない部品の鍛造を想定とした, 回転リング圧縮形の摩擦試験法を提案し, 冷間鍛造温度域において, 代表的な冷間鍛造用潤滑剤を用いた時の摩擦係数と型の表面温度の測定を行った。その結果, 以下に示すことがわかった。

- (1) 無添加鉱油では型表面温度推定値が高くなると摩擦係数は大きくなり, ばらつきも大きかった。冷鍛油では摩擦係数はほとんど変わらず約 0.04 であった。1 液潤滑では型表面温度推定値が約 200 °C において摩擦係数は最小値の約 0.01 を示し, 300 °C では摩擦係数は約 0.04 まで大きくなった。ボンデでは型表面温度推定値が約 200 °C において摩擦係数は最小値の約 0.008 を示し, 300 °C では摩擦係数は約 0.018 と若干大きくなった。
- (2) 潤滑剤にボンデを用いて, 初期型温度 23 °C の場合では, 型内部温度測定値, 型表面温度推定値ともに, S10C の場合よりも S45C の場合の方が高い傾向が見られた。S45C の場合の型表面温度推定値は最高約 80 °C であり, S10C の場合よりも約 20 °C 高かった。これは, 供試材の変形抵抗が高い方が塑性発熱量は多いことが起因していると考えられた。
- (3) 初期型温度と型表面温度の推定値が同程度になる温度, S10C では約 120 °C, S45C では約 190 °C が試験片の圧縮変形による塑性発熱で温度上昇した試験片の温度と推測された。
- (4) 冷間鍛造用潤滑剤の潤滑性能は, 型表面温度によって大きく変化することを定量的に示すことができた。また, 型表面温度は, 型及び試験片の初期温度, 試験片の塑性発熱量, 材料流動に伴う摩擦発熱量の影響を受けることから, 本法で得ら

れる摩擦係数と型表面温度との関係は、冷間鍛造用潤滑剤の潤滑性能の温度依存性を正しく評価していると考えられた。

- (5) 本法から得られる摩擦係数は、圧縮変形に伴う材料流動が終了した後の摩擦力(トルク)と垂直力(荷重)を直接測定し、摩擦係数を算出していることから圧縮終了時のみの摩擦状態を反映した摩擦係数と考えられた。また、本法では圧縮終了時の試験片上下面の摩擦係数が小さい方の面で型とすべるため、本法から得られる摩擦係数は従来法で得られる摩擦係数よりも小さい値が得られたと考えられた。

第4章では、回転リング圧縮形の摩擦試験法を用いて、温・熱間鍛造温度域において、代表的な4種類の熱間鍛造用潤滑剤を用いた時の試験時の荷重とトルクから算出される摩擦係数に及ぼす試験片圧縮率、圧縮速度、型表面初期温度、試験片初期温度、型表面温度、試験片酸化膜、潤滑剤燃焼温度の影響を調査した結果、以下に示すことがわかった。

- (1) 回転金型の荷重とトルクの実測値から求めた摩擦係数は、型内部温度の実測値から推定した型表面温度によって大きく変化することを定量的に捉えることができた。
- (2) いずれの試験片初期温度においても、試験片を窒素雰囲気中で加熱した方が大気雰囲気中で加熱した場合よりも型表面温度は約 50 °C 高かった。これは、試験片表面に断熱効果がある酸化膜が存在しないため、試験片から型への熱伝達が促進されたためと考えられた。
- (3) いずれの試験片加熱条件においても、試験片初期温度が高いほど、型表面温度は高くなり、白色系潤滑剤を用いた場合では、いずれの試験片初期温度においても黒鉛系潤滑剤よりも型表面温度は約 30 °C 低かった。これは、白色系潤滑剤に含まれる成分が試験時に熔融、燃焼した際に発生するガス層の断熱効果により、試験片から型への熱伝達が抑制されたためと考えられた。
- (4) いずれの型表面温度においても、窒素雰囲気中で加熱した場合の方が大気雰囲気中で加熱した場合よりも、摩擦係数は小さかった。これは、試験片表面の酸化膜が材料と型の間を介在することにより摺動抵抗が増加したためと考えられた。
- (5) いずれの試験片加熱条件においても、示差熱分析における発熱のピークが 438 °C にある白色系潤滑剤 C は、他の潤滑剤よりも摩擦係数が大きかった。黒鉛系潤滑剤、白色系潤滑剤 A, B は、白色系潤滑剤 C の発熱のピーク温度よりも約 100 °C 以上高く、潤滑剤中に含まれる摩擦低減効果がある潤滑成分の燃焼が進んでいないため、摩擦係数は白色系潤滑剤 C よりも小さくなったと考えられた。

- (6) 熱間鍛造用潤滑剤の摩擦係数には、試験片初期温度、型表面温度、潤滑剤の燃焼温度、試験片酸化膜の有無が強く影響することを定量的に明らかにすることができた。

第5章では、等速ジョイントやクランクシャフトなどの比較的摩擦条件が厳しい部品の鍛造を想定とした、回転後方せん孔形の摩擦試験法を提案し、冷間鍛造温度域において、荷重とトルクの実測値から摩擦係数の直接算出を試みた結果、以下に示すことがわかった。

- (1) 荷重とトルクの実測値から摩擦係数が直接算出できることを確認した。いずれのパンチ温度においても1液潤滑の摩擦係数はボンデよりも高かった。また、1液潤滑では、パンチ温度が室温から200℃まで摩擦係数は漸減したが、パンチ温度が200℃を超えると摩擦係数は高くなった。ボンデでは、パンチ温度が室温から350℃まで摩擦係数は漸減した。
- (2) パンチランド部に激しい焼付きが生じた場合でも、摩擦係数の値は比較的小さかった。これは、計測された全パンチトルクに対する、パンチランド長さ2mm部分で発生するトルクの割合に換算すると、1液潤滑では11%、ボンデでは7%と小さかったためと考えられた。
- (3) 本法で得られる摩擦係数は、押し込み終了時の摩擦状態(面圧、摩擦界面の温度、潤滑剤の性状)を反映したパンチ面全体の平均摩擦係数と考えられた。

第6章では、回転後方せん孔形の摩擦試験法を用いて、ビレット初期温度900℃～1200℃の温・熱間鍛造温度域において、燃焼温度の異なる3種類の温・熱間鍛造用潤滑剤について、摩擦係数に及ぼすビレットコーティング剤、潤滑剤スプレー圧力、ビレット初期温度の影響を調査した結果、以下に示すことがわかった。

- (1) 本試験ではパンチの焼付きが多いほど摩擦係数が大きかった。その場合には、従来の評価指標であるパンチ荷重とパンチ引抜き力も大きく、これらの結果は従来の結果とよく対応していた。
- (2) 燃焼温度(発熱のピーク温度)が高い潤滑剤ほど摩擦係数は小さい傾向がみられた。したがって、パンチの焼付きによる摩擦増加を抑えるためには、潤滑剤主成分の燃焼温度が高い潤滑剤が適切と考えられた。
- (3) ビレット初期温度が高いほどパンチの焼付きが多くなり、摩擦係数も大きくなった。

- (4) ビレットコーティング剤有りの場合の方がパンチの焼付きは少なく摩擦係数は小さかったことから、ビレットコーティング剤には酸化抑制に加え、潤滑を補助する効果も認められた。
- (5) 潤滑剤スプレー圧力が 0.5 MPa の場合よりも潤滑剤スプレー圧力が 0.1 MPa の場合の方が潤滑膜状態は良好で、パンチの焼付きも少なく、摩擦係数も小さかった。

第7章では、回転後方せん孔形の摩擦試験において、金型内部温度の実測値を用いて金型表面温度を推定し、その金型表面温度と摩擦係数の関係を定量的に評価した。また、摩擦条件としては厳しくないリング圧縮試験での結果と比較することにより、鍛造条件と金型表面温度や摩擦係数の関係を考察した。その結果、以下に示すことがわかった。

- (1) 冷間鍛造温度域で後方せん孔押し試験を行った場合、リング圧縮試験での結果と同様に、供試冷間鍛造用潤滑剤には摩擦抵抗の低減性能の違いが認められた。また、後方せん孔押し試験時の金型表面最高温度は、リング圧縮試験で得られた供試冷間鍛造用潤滑剤の摩擦係数が低くなる金型表面最高温度の範囲に入っていたが、リング圧縮試験の結果よりも摩擦係数は約 0.01 高かった。
- (2) 温・熱間鍛造温度域で試験を行った場合、後方せん孔押し試験およびリング圧縮試験で得られた摩擦係数を金型表面最高温度で一律に整理することができなかった。また、後方せん孔押し試験での摩擦係数には、ビレット初期温度(酸化膜量)の影響が支配的であり、その次に潤滑剤の種類(燃焼温度、潤滑成分、燃焼残渣など)、表面積拡大比が影響したと考えられた。
- (3) 冷間鍛造の場合は、加工発熱により潤滑剤は加工開始時よりも加工中の方が高温となり、加工中の潤滑剤の最高到達温度は金型表面温度に近いと考えられる。一方、温・熱間鍛造の場合は、加熱されたビレットと金型が触れる加工開始時が潤滑剤は最も高温となり、潤滑剤の最高到達温度はビレット初期温度に近いと考えられる。これらを総合して考察した結果、冷間、温・熱間鍛造によらず摩擦係数には加工開始から終了時における潤滑剤の最高到達温度の影響が支配的であると考えられた。

以上が各章で得られた結論である。さらに、本論文において提案した摩擦の厳しさが異なる3種類の摩擦試験で得られた摩擦係数の大きさ、型表面温度との関係、活用について総括する。

(1) 摩擦係数の大きさ

回転リング圧縮形の摩擦試験での摩擦係数(Fig. 3-8)は、従来のリング圧縮形の摩擦試験で得られる摩擦係数(Fig. 3-9)よりも値は小さく測定された。リング試験片を平らな型で圧縮した場合、圧縮開始から圧縮終了時までの間において、面圧、型表面温度や潤滑剤の性状などの摩擦状態が変化するため、実際には半径方向の摩擦係数は刻々と変化しており、試験片上下面でも摩擦係数は多少異なる。そこで、回転リング圧縮形の摩擦試験では、面圧、型表面温度や潤滑剤の性状などの摩擦状態が変化し終わった圧縮終了時における、試験片上下面の摩擦力が小さい方の面側の、円周方向の摩擦係数を測定している(Fig. 8-1)。一方、従来法では、試験後の試験片の内径縮小率と圧縮率から摩擦係数を求める校正曲線(Fig. 1-19)をFEM解析により作成する際に、試験片上下面の摩擦係数は圧縮中一定と仮定して解析を行っている。また、試験片は剛完全塑性体として変形抵抗の温度依存性、熱伝達係数などの物性値は通常考慮していない。試験片の変形抵抗の温度依存性、熱伝達係数を考慮すると、考慮しない従来法よりも摩擦係数は小さくなることを1.3節に示した(Fig. 1-21)。

したがって、回転リング圧縮形の摩擦試験で得られる摩擦係数は、従来法と比べて小さい値を示した。また、圧縮終了時の摩擦状態を反映した実際の摩擦係数が測定されていることから、回転リング圧縮形の摩擦試験で得られる摩擦係数により潤滑剤の性能評価は可能と考えられた。

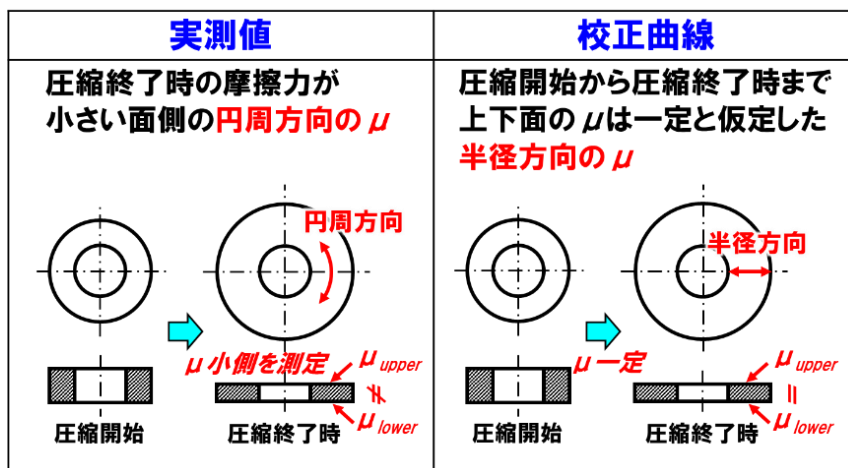


Fig. 8-1 リング圧縮形の摩擦試験時の摩擦係数の比較

回転後方せん孔形の摩擦試験で得られる摩擦係数は、冷間鍛造温度域(Fig. 5-3)、温・熱間鍛造温度域(Fig. 6-8)において、パンチの焼付きの程度を反映していた。しかし、その摩擦係数の値は、冷間鍛造温度域ではパンチランド部に激しい焼付きが発生した場合(Fig. 5-4)においても、摩擦係数は 0.051 と小さい値を示した。また、冷間鍛造温度域で測定されたパンチトルクに及ぼすパンチランド部長さの影響を Fig. 5-6 に示した。Fig. 5-5 の結果と同様に 1 液潤滑、ボンデともに試験後のパンチには焼付きは観察されなかったため、パンチランド長さ 2 mm、6 mm の場合とも各潤滑剤での平均摩擦係数はほぼ等しいと考えられるが、パンチトルクはパンチランド長さ 6 mm の場合の方がパンチランド部長さ 2 mm の場合よりも高くなった。これは、パンチランド長さの差 4 mm の部分で発生したトルク量の差と考えられる。測定されたパンチトルクに対する、パンチランド長さ 2 mm 部分で発生するパンチトルクの割合に換算すると、1 液潤滑では 11 %、ボンデでは 7 % であった。また、FEM 解析において、パンチ面圧分布を考慮したパンチ面の各部位に発生するパンチトルクの全パンチトルクへの寄与率を摩擦係数に概算すると、パンチ先端部：パンチ肩アール部：パンチランド部は 0.2 : 0.7 : 0.1 であった。この摩擦係数に及ぼすパンチランド部のトルクの寄与率が、冷間鍛造温度域での摩擦試験においてパンチランド部に激しい焼付きが生じた場合においても、摩擦係数の値が大きくならなかった理由と考えられた。

したがって、回転後方せん孔形の摩擦試験で得られる摩擦係数は、パンチ面全体の平均的な摩擦係数を示しており、パンチランド部に発生した焼付きは、摩擦係数に大きくは反映されないと考えられた。冷間鍛造温度域では、パンチランド部に焼付きが発生していても摩擦係数は小さな値が測定され、その焼付きの程度と摩擦係数の大きさは対応していた。一方、焼付きが生じていないボンデ、一液潤滑の結果(Fig. 5-5)においては、測定された摩擦係数により潤滑性能の違いを明確に捉えられていた。また、温・熱間鍛造温度域では、パンチ肩アール面に焼付きが多く発生していた(Fig. 6-8)が、パンチ肩アール部に発生した焼付きによるパンチトルクは摩擦係数に 7 割程度反映されるため、焼付き量を反映した摩擦係数が測定されたと考えられた。

以上の結果から、回転後方せん孔形の摩擦試験で得られる摩擦係数により潤滑剤の性能評価は可能と考えられた。

(2) 摩擦係数と型表面温度の関係

冷間鍛造温度域では、ビレット表面の潤滑剤は、加工発熱により、加工開始時よりも加工中の方が高温となることから、潤滑剤の最高到達温度は加工中の型表面最

高温度に近いと考えられた。回転リング圧縮形の摩擦試験において、ボンデ、1液潤滑の摩擦係数は、潤滑剤の最高到達温度を示す型表面最高温度で整理できることがわかった(Fig. 7-18)。ボンデ皮膜は約 60 °C で最表面に付着しているステアリン酸ナトリウムが溶解し始め、さらに 200 °C 付近では母材に付着しているリン酸亜鉛皮膜やその上に形成されているステアリン酸亜鉛皮膜が溶けることにより、測定されるトルクが低下して摩擦係数は最小の 0.01 となっている。さらに型表面最高温度が高くなると潤滑皮膜の劣化により摩擦係数は大きくなる。このように、型界面での潤滑剤の状態が変化することにより摩擦係数も変化することを、実測した摩擦係数と型表面最高温度により定量的に示すことができた。摩擦条件が厳しい回転後方せん孔形の摩擦試験では、ボンデ皮膜のピレットを室温でせん孔深さ 24 mm まで押し込んだ際の型表面最高温度は約 260 °C であり、その時の摩擦係数は 0.02 であった。一方、その型表面最高温度約 260 °C の時の回転リング圧縮形の摩擦試験結果を内挿した摩擦係数は約 0.01 であったことから、この差は摩擦の厳しさを表す面積拡大比の差によるものであり、評価対象とする鍛造工法毎の摩擦の厳しさを再現した摩擦試験で評価することの重要性がわかった。

温・熱間鍛造温度域では、回転リング圧縮形よりも摩擦の厳しさの指標である面積拡大比が大きい回転後方せん孔形の摩擦試験の方が型表面最高温度は約 300 °C 高くなり、摩擦の厳しさが異なる2つの摩擦試験の摩擦係数を型表面最高温度で整理することができなかった(Fig. 7-21)。そこで、型表面の潤滑剤は、加熱されたピレットと型が触れる加工開始時が最も高温となると考えられることから、潤滑剤の最高到達温度はピレット初期温度に近いと考え、摩擦係数は潤滑剤の最高到達温度を示すピレット初期温度で整理できることがわかった(Fig. 7-22)。

以上の結果から、冷間鍛造温度域では型表面最高温度、温・熱間鍛造温度域では、ピレット初期温度を評価指標とすることにより、潤滑剤の摩擦特性を摩擦係数により定量的に評価できると考えられた。

(3) 摩擦係数の活用

本論文において提案した摩擦の厳しさが異なる3種類の摩擦試験を用いることにより、成形対象とする強度部品を鍛造する際の、素材と型との間で発生する摩擦の厳しさを再現した摩擦条件下における摩擦係数が得られる。すなわち、鍛造における代表的な成形様式である据え込み成形、押し出し成形での冷間、温・熱間鍛造温度域毎の最適な潤滑剤の選定が可能となる。その選定された潤滑剤を実生産に採用することにより、型損傷が抑制され、成形品コストに影響する型寿命の向上に寄与できる。

また、摩擦の厳しさを再現した摩擦条件下で得られた摩擦係数を鍛造工程設計段階での CAE 解析に用いることにより、CAE 解析精度の向上に寄与できる。すなわち、成形品の形状精度が高い、最適な鍛造工程設計ができることから、切削等の後工程が不要となり省エネルギー化につながる。さらに、型への機械的負荷、熱的負荷が小さく、型寿命が長い鍛造工程設計が可能となることから、省資源化につながる。すなわち、環境に優しい精密鍛造技術の向上に寄与できる。摩擦の厳しさを再現した摩擦条件下で得られた摩擦係数を CAE 解析の解析条件に設定する場合、冷間鍛造温度域では、潤滑剤の温度に相当する型表面最高温度の上昇に伴う摩擦係数の変化を導入する必要がある。加工の進行に伴い、塑性発熱量が増加して型表面最高温度(潤滑剤の温度)が高くなることにより、摩擦係数が変化し、それに伴い摩擦発熱量が変化する。そのため、CAE 解析においては、素材の塑性発熱と摩擦発熱を考慮して摩擦係数を設定するとともに、その関係が維持できるように解析を繰り返し行う必要がある。一方、温・熱間鍛造温度域では、ピレット初期温度に対応した、摩擦係数を設定することにより、型への機械的負荷、熱的負荷や材料流動を求めることができる。

さらに、提案した摩擦試験法を活用することにより、環境に優しい高性能な潤滑剤の開発に寄与する。

謝辞

本論文の作成に際して、多大なご指導をいただきました名古屋工業大学 北村憲彦教授に深く感謝いたします。また、本論文をまとめるにあたり、多大なご教示とご助言をいただいた名古屋工業大学 糸魚川文広教授，名古屋大学 石川孝司名誉教授，名古屋大学 湯川伸樹准教授に深く感謝いたします。

本研究活動をご指導ご支援いただきました(株)豊田中央研究所 イノベーティブ研究部門 与語康宏主席研究員，元(株)豊田中央研究所 データ駆動型プロセス研究領域 岩田徳利主席研究員(現(株)トヨタプロダクションエンジニアリング CAE 技術部 プロジェクト推進室)，CAE 解析において多大なご協力をいただいた(株)豊田中央研究所 分析研究領域 上山道明氏および関係者各位に深く感謝いたします。

また、摩擦試験装置の設計・製作に際し、多大な協力をいただいた元(株)豊田中央研究所 試作開発研究領域 橋本正隆氏，(株)豊田中央研究所 試作開発研究領域 片山直貴氏および関係者各位に深く感謝いたします。