

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	フォークリフト用油圧湿式多板クラッチの負荷形態別寿命予測に基づく強度設計法
Title(English)	
著者(和文)	岡部一成
Author(English)	Kazunari Okabe
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第9319号, 授与年月日:2013年9月25日, 学位の種別:課程博士, 審査員:北條 春夫,横田 眞一,初澤 毅,佐藤 千明,松村 茂樹
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第9319号, Conferred date:2013/9/25, Degree Type:Course doctor, Examiner:,,,,
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

フォークリフト用油圧湿式多板クラッチの
負荷形態別寿命予測に基づく強度設計法

東京工業大学総合理工学研究科

博士課程

メカノマイクロ工学専攻

北條・松村研究室

岡部 一成

目 次

第 1 章 序論	5 頁
第 2 章 負荷形態と損傷形態の整理	17 頁
第 3 章 クラッチの吸収エネルギーと温度上昇	28 頁
第 4 章 摩擦材の寿命評価	38 頁
第 5 章 相手板の変形の評価	56 頁
第 6 章 クラッチの損傷要因と負荷形態別寿命予測に基づく強度設計法	66 頁
第 7 章 結論	73 頁
参考文献	77 頁
謝辞	79 頁

記 号

I_E :	エンジンフライホイール慣性モーメント	[kgm ²]
I_W :	車両等価慣性モーメント (クラッチ部換算)	[kgm ²]
t :	時間	[s]
t_m :	モジュレーションまたはインチング時間	[s]
t_e :	クラッチ係合時間	[s]
$\omega_o(t)$:	トルクコンバータ出力角速度	[rad/s]
$\omega_w(t)$:	クラッチ車両側角速度	[rad/s]
$\tau_o(t)$:	トルクコンバータ出力トルク	[Nm]
$\tau_c(t)$:	クラッチトルク	[Nm]
τ_w :	走行抵抗トルク (クラッチ部換算)	[Nm]
τ_s :	トルクコンバータストールトルク	[Nm]
k :	クラッチトルク傾き	[Nm/s]
μ :	クラッチ板摩擦材動摩擦係数	[-]
Z :	クラッチ板面数	[-]
r_m :	クラッチ板有効半径	[m]
$P(t)$:	クラッチ油圧	[Pa]
A_p :	クラッチピストン受圧面積	[m ²]
F_s :	クラッチピストンリターンスプリング力	[N]
$\omega_s(t)$:	クラッチすべり角速度	[rad/s]
$\dot{q}(t), \dot{Q}$:	単位時間当り吸収エネルギー	[W]
$q(t), Q$:	吸収エネルギー	[J]
P_c :	クラッチ板面圧	[Pa]
ΔV :	クラッチ板, 相手板間の相対速度	[m/s]
ΔN :	クラッチ板, 相手板間の相対回転速度	[rpm]
T :	クラッチ板表面温度	[°C]
T_1, T_{in} :	クラッチ板表面内径側温度	[°C]
T_2, T_{out} :	クラッチ板表面外径側温度	[°C]
H :	熱伝導量または熱伝達量	[W]
C_p :	熱容量	[J/°C]
λ_m :	相手板の熱伝導率	[W/m°C]
h :	相手板とオイル間の熱伝達率	[W/m ² °C]
A :	熱伝導面または熱伝達面の面積	[m ²]

L :	要素間の代表長さ	[m]
L_H :	寿命時間	[hr]
n_i :	負荷の頻度	[-]
N_i :	S-N 線図または T-N 線図での限界頻度	[-]
a :	薄肉円板の内側半径	[m]
b :	薄肉円板の外側半径	[m]
σ_θ :	円周方向応力	[MPa]
α :	線膨張係数	[1/°C]
E :	縦弾性係数	[MPa]

第 1 章

序論

1・1 はじめに

1・2 研究の背景

1・2・1 社会的背景

1・2・2 負荷と頻度

1・3 従来の研究

1・3・1 歴史

1・3・2 他者の研究

1・4 研究の目的

1・5 論文の構成

1・1 はじめに

湿式多板クラッチは自動車に限らず、フォークリフト、建設機械用のオートマチックトランスミッションに広く利用されている。複数枚の摩擦板（薄肉円板の芯金に摩擦材を貼付したもの）と相手板（軟鋼の薄肉円板）とを交互に組合せ、オイル潤滑下で油圧力により押し付けることによって動力の伝達を行うトライボロジー部品である。その係合のプロセスは、流体潤滑と境界潤滑が混合した複雑な系となり、また、その特性・耐久性に影響する因子が多数あり、それらがお互いに複雑に相互作用し合うため、歯車、軸受といった金属部品のような寿命設計法が確立されていない。

湿式多板クラッチの研究の歴史を振り返ると以下になる。日本の自動車産業の世界的発展が顕著となる 1980 年代から研究の主体は米国から日本へ移り国産化の動きが加速した。1980 年代半ばからの 10 年間は、すべり試験機、SAE#2 試験機といったクラッチ単体試験機による摩擦特性、性能評価が研究の主体であった。1990 年代半ばから実機トランスミッションに組み込んだ状態での性能評価や、依然クラッチ単体試験機によるが、耐久性評価に関する研究が顕在化してきた。しかし、いずれも関係する因子の一部または部分に関して単発的に影響の評価を試みているにとどまり、全影響因子が相互作用し合う実機トランスミッションでの耐久性予測までには到っていない。理想は、実車搭載トランスミッションで、フィールドでの負荷頻度を考慮した寿命予測、限界寿命設計が机上で可能となることである。

一方、フォークリフトは、自動車のような個人所有の消費財ではなく、物流内で荷の運搬（水平搬送）、積み下ろし（垂直搬送）を担う生産財である。このため、オペレータの操作は作業効率向上のために乱暴になりがちであり、また用途（負荷形態）も様々であって、自動車よりも負荷のレベル、範囲、頻度が過酷である。このため湿式多板クラッチの損傷が多発した。そしてその損傷の形態は一定しておらず、①摩擦板の摩擦材のみが摩耗している場合、②相手板のみが変形している場合、③両方を併発している場合に分類でき、その原因究明が望まれていた。

本論文では、フォークリフト用湿式多板クラッチに関して、以下の項目を行った。

- (1) フォークリフトの用途（負荷形態）を整理し、用途別にフィールドでの負荷パターン（負荷のレベル、範囲、頻度）を整理・分類した（第 2 章）。
- (2) 湿式多板クラッチの損傷状態を観察して、その損傷形態を整理し、負荷形態別負荷パターンとの因果関係を明らかにした（第 2 章）。
- (3) この因果関係の違いが、クラッチによるエネルギー吸収の時間的遷移の違いによるクラッチ表面温度 T の上昇の仕方の違いによることを明らかにした（第 3 章）。
- (4) クラッチ表面温度 T に着目した摩擦材の寿命評価法について提案し、実機試験結果との比較によってその正当性を検証した（第 4 章）。
- (5) クラッチ表面温度 T の内外周間での温度差に着目した相手板変形有無の評価法について提案し、実機試験結果との比較によってその正当性を検証した（第 5 章）。
- (6) 摩擦材の寿命評価指標と相手板変形有無の評価指標とをクラッチ表面温度を介して同一座標上で重ね、負荷条件の違いによってどちらが湿式多板クラッチ損傷の支配的要因とな

るかを明らかにした（第 6 章）。

- (7) 以上のプロセスは、設計の立場から見ると負荷形態の違いを考慮した摩擦材と相手板との強度バランス設計が必要であることを示しており、それをフォークリフト用湿式多板クラッチの負荷形態別寿命予測に基づく強度設計法としてまとめた（第 6 章）。

1・2 本研究の背景

1・2・1 社会的背景

地球温暖化対策としての CO2 削減は全世界の最重要課題になっている。世界的な削減義務としての京都議定書が 1997 年に議決され 2005 年に発効し、議定書の目標達成を目処に削減が行われてきた。

運輸部門を代表する自動車業界では各社、超低燃費・低エミッション車の実現に向けた研究開発を精力的に進めており、ハイブリッド車、電気自動車による脱化石燃料動力源による車両の開発、高張力鋼、アルミ、強化ナイロンや CFRP などの樹脂による軽量化、新たな熱処理技術・表面処理技術の開発による低フリクション化、小型化等々、各種要素技術に細分化された技術開発のスピードには凄まじいものがある。フォークリフトの業界も状況はまったく同じである。

地球温暖化対策のための CO2 削減の打ち手として、フォークリフトにおいても以下の技術開発が進められている（図 1.1）。

- ① コンベンショナル車であるエンジン車の燃費向上
- ② モーターとエンジン併用によるハイブリッド車の開発
- ③ バッテリー車（電気車）の省エネ、効率向上



Fig. 1.1 Hybrid folklift truck and battery folklift truck [1][15]

燃費向上、省エネのために、自動車同様、小型・軽量化、高効率化の動きにある。

いずれの車両においても動力源からタイヤへ動力を伝達するための機械式の動力伝達装置（トランスミッション）は必要であり、そのトランスミッションにも小型・軽量化、伝達効率の向上が要求されている。

一方、エンジンは高出力化の動きにあるから、その動力をタイヤ側へ伝達するトランスミッションには、限られたスペースに小さく、軽くおさめるコンパクトな設計と、無駄のない要求寿命

をギリギリで満足させる限界寿命設計が望まれることとなる。

トランスミッションの構成部品について限界寿命設計を考えた場合、軸受、歯車、軸といった金属部品では、応力を計算してそれをある閾値と比較することによって比較的容易に行えるが、トライボロジー部品であり、その係合メカニズムが複雑であって理論的な解明が完全にはなされていない湿式多板クラッチでは寿命設計法が確立されていない。

1・2・2 負荷と頻度

フォークリフトと自動車との一番の違いは、自動車が個人所有の消費財であるのに対し、フォークリフトは会社所有の生産財であることである。このため、フォークリフトは作業効率向上を優先するために乱暴な運転をされやすい。

フォークリフトの作業パターンについては 2 章で詳述するが、自動車とは異なる独自の稼働状況にあり、とりわけトランスミッションの主要部品である湿式多板クラッチの損傷が多発した。湿式多板クラッチが損傷すると、変速不能、最悪の場合には走行不能という極めて重大な不具合現象となって顕れる。

この不具合の原因解明と対策は重要な課題であった。

市場からの不具合返却品を観察すると損傷の形態にはバラツキがあつて、以下の 3 つに分類できた。

- 1) 摩擦板の摩擦材のみが磨耗、損傷している場合、
 - 2) 相手板のみが変形している場合、
 - 3) 両方を併発している場合
- である。

この原因を摩擦材、相手板それぞれの損傷メカニズムを解明し、車両の使われ方とつき合わせることで特定することが望まれていた。

1・3 従来の研究

1・3・1 歴史

動力伝達装置の歴史をたどると、自動変速機は 1930 年代から米国の自動車業界において生まれ発展を始めた。自動変速を可能にした技術要素は、従来の手動変速機の歯車に加えて新たに開発されたトルクコンバータと油圧によって駆動（パワーシフト）される湿式多板クラッチ、その油圧制御機器である。

このため湿式多板クラッチの研究開発も米国の 2 大自動車メーカーである GM と Ford によって主導された。摩擦材も、Borg-Warner, RM, SK-Wellman という米国メーカーによって開発が進められ、また湿式多板クラッチの特性は後述するが潤滑油とのマッチングが極めて重要であり、潤滑油メーカーである米国石油メジャーが GM, Ford の巨大自動車メーカーと 3 社の摩擦材メーカーとがタイアップする形で開発が進められた。

1970年代までは第1世代といわれ、主にトルク容量重視で開発が進められた。

1980年代になると、米国以外、主に日本において自動変速機の普及が始まり、変速フィーリングの改善に研究開発の方向は移った。変速時のショックや過度応答過程での振動発生は、湿式多板クラッチが係合を開始する時（相対回転 $V=V_{max}$ ）から係合を完了する（ $V=0$ ）までの摩擦係数 μ の変化に密接に関係することが明らかになり、これから摩擦特性を代表する指標として台上試験機による μ - V 特性の評価が始まった。この台上試験機として米国自動車技術会（SAE International = Society of Automobile Engineering International）において規格化されて開発されたのが SAE#2 試験機である（図 1.2）。

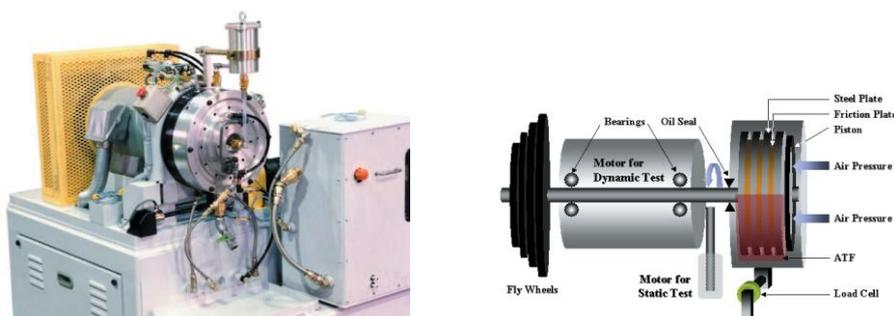


Fig. 1.2 SAE#2 test bench [2]

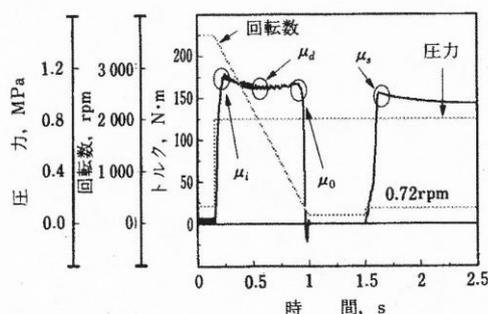


Fig. 1.3 Test result by SAE#2 test bench [3]

この μ - V 特性が正勾配であると変速フィーリングが良好であることが明らかになり、様々な使用条件において潤滑油の種類を変えて μ - V 特性の改善が試みられた。その結果として開発された潤滑油は GM, Ford, それぞれの純正油として規格化され、市販された。GM で規格化された純正の自動変速機用潤滑油 (ATF = Automatic Transmission Fluid) が Dexron II であり、Ford で規格化された ATF が Mercon である。日本の自動車メーカーも国内の石油会社、摩擦材メーカーとタイアップして米国の規格を学び、それらに合致した潤滑油、摩擦材の開発を始めた。日本国内の摩擦材メーカーも当初は米国の摩擦材メーカーと技術ライセンス契約を結んで摩擦材の開発に励んだ。Borg-Warner と NSK が (NSK ワーナー), RM と大金製作所が (大金 RM. 現在のダイナックス), SK-Wellman と東洋カーボン (現在の東海カーボン) が提携して

いた。しかし1980年代中頃から、日本のメーカー独自による摩擦材の自主開発が始まってくる。ここまでが第2世代となる。

1980年代以降の日本の自動車産業の躍進はここに述べるまでもない。自動変速機の普及も周知のとおりである。トヨタ、日産、本田をはじめとした日本の自動車メーカーは日本の摩擦材メーカー、石油メーカーとタイアップして、自主技術による摩擦材、潤滑油の共同開発を進め、各社純正のATFを規格化し、市販を始めた。1990年代中頃になると、自動変速機の変速用のクラッチのみでなく、トルクコンバータ内のロックアップクラッチや4WD車の最適トルク配分制御用に湿式多板クラッチが用いられるようになり、これらの装置では、クラッチを常時すべらせて制御するというスリップ制御という使用条件下に置かれることとなった。しかし、ここにおいてもまだ、スリップ時の振動発生の解決という特性改善の問題がクローズアップされ、依然として μ -V特性の改善に重きが置かれていた。耐久性の評価はもっぱら実機による長時間に及ぶ耐久試験に寄っていた。言い方を変えれば、耐久性を机上で予測するという視点にまで考えが進んでいなかった。ここまでが第3世代となる。

2000年代中頃になると、本論文で初めから述べているとおり、トランスミッションにおいても低燃費のための高効率化の動きは凄まじく、低温において粘度を落としても変速特性や耐久性の変わらない低粘度のATFが開発されるようになった。ここが第4世代となる。

1・3・2 他者の研究

1985年以前は、米国のGM, Fordを中心とした摩擦特性に関する研究が主体であった。

1) 1985年～1995年頃

1985年以降、日本の自動車メーカー、摩擦材メーカー、石油メーカーの共同研究による国産化の動きが始まったことは述べた。技術開発の主導権は米国から日本へ急速に移ってきた。論文レベルで発表された湿式多板クラッチに関する研究は1995年頃までの10年間は μ -V特性に代表される摩擦特性に関したラボ研究（実験室的な研究）が主であった。

山本隆司らは、図1.4に示す回転型定速すべり試験機を用いて、すべり速度、面圧、潤滑油種、温度等のパラメータを変化させて μ -V特性を網羅的に計測して、そのデータを公表し、それらの相関関係を明らかにした。また、同じ試験機を使って、導電性銀ペーストを用いた湿式多板クラッチ係合時の流体潤滑と境界潤滑との状態観察の一手法の提案をした[4][5][6]。

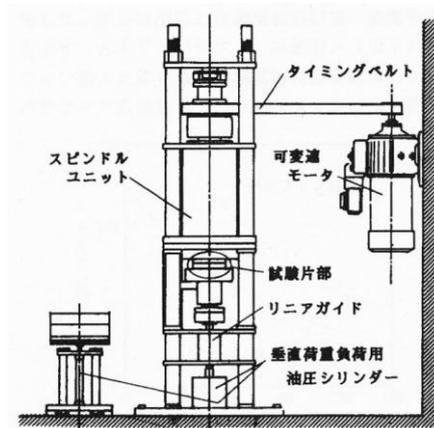


Fig. 1.4 Rotating type sliding test bench [4]

梶田伸一，三好達朗らは，湿式多板クラッチの係合の過程は境界潤滑的，混合潤滑的であるので理論的に摩擦特性を予測することは難しく，実験によって評価せざるを得ないことを明らかにした上で，摩擦材の気孔性をパラメータに加えて SAE#2 試験機によって μ -V 特性との関係を発表した[7][8].

太斎正志らは LVFA タイプすべり試験機と SAE#2 試験機を使って湿式多板クラッチ係合過程での自励振動の評価を実験によって行った。

これらの研究は，いずれも，トランスミッションあるいは湿式多板クラッチパックへ実際に組み付けた状態での実機による評価ではなく，すべり試験機，SAE#2 試験機といった摩擦材と金属材料，または摩擦板と相手板との組合せによるクラッチ単体試験機による実験的な摩擦特性評価，性能評価であった[9].

2) 1995 年以降

1995 年頃からトランスミッションあるいは湿式多板クラッチパックへ実際に組み付けた状態での実機による性能，耐久性評価の研究が始まった。また，まだラボ研究レベルにとどまるが，温度と摩擦材の耐久性との関係に関する研究発表が顕在化してきた。本論文に関係する主な研究を以下に示す。

1996 年に加藤芳章らは，クラッチ単体ではなく，初めて実機の自動変速機でクラッチの温度計測を行った[10].

1998 年に三浦達人らは，SAE#2 試験機を改良してクラッチ摺動面の可視化を行って，気泡の発生と摺動面の実接触面積の増加とトルク発生メカニズムについて明らかにすると同時に，実機クラッチパック単体での耐久試験について発表した[11].

2002 年に三好達朗らは，連続すべり試験機によってではあるが，温度と摩擦材の耐久性の関係について解明した。しかし，連続すべり試験での評価であったため，実機での湿式多板クラッチ内部の温度把握までは明らかにされておらず，実機，実車での耐久性との関係までは論じられ

ていない[12].

2005年に顧曉明らは、摺動試験機によってではあるが、すべり時間と摺動面温度との関係は指数関数的関係であること、摩擦係数は摺動面温度の上昇につれてほぼ直線的に低下すること、摩擦材のセルロース量、潤滑油量をパラメータとして温度と耐久限界との関係を明らかにした。また本研究において相手板ホットスポットの不具合例について紹介がなされ、この発生メカニズムはまだ解明されていない、という言及がある[13].

ここまでは耐久性とそれに影響を与えるパラメータとの関係をクラッチ単体試験によって解明しようという試みで、まだ著者が目標とする耐久性予測、寿命予測にまでの進展はみられなかったが、2006年に齊藤俊博らが、初めてクラッチ単体耐久試験の耐久予測技術について発表した[14]. 具体的な内容は以下である.

- 1) 従来行っていたクラッチ単体耐久試験では、単一の負荷条件を決めてクラッチの係合を繰り返すが、その時の摩擦材の摩耗の進展は図 1.5 に示すとおりとなる.
- 2) 初期なじみ後、10000回を超えて以降の摩擦材の定常摩耗は温度と相関関係があることを明らかにし、その相関関係はいずれも線形であるとした.
- 3) 摩擦材の表面温度を負荷条件から算出できるシミュレーションを開発し、摩擦材の摩耗進行を傾き K でとらえ、過去の様々な負荷条件でのクラッチ単体耐久試験結果を集め、それらの負荷条件での表面温度 T と傾き K との関係を Fig.1.40 のようにマップ化した.
- 4) このマップからクラッチ単体耐久試験での任意の負荷条件での耐久性の予測を可能にした.

この研究は湿式多板クラッチの耐久性を机上で予測するという画期的な研究であった。しかし、クラッチ単体での耐久試験による耐久性の評価を机上で予測するまでにとどまり、トランスミッション台上耐久試験や実車フィールドでの変動する実負荷を考慮した寿命を予測するところまでは論じられていない。

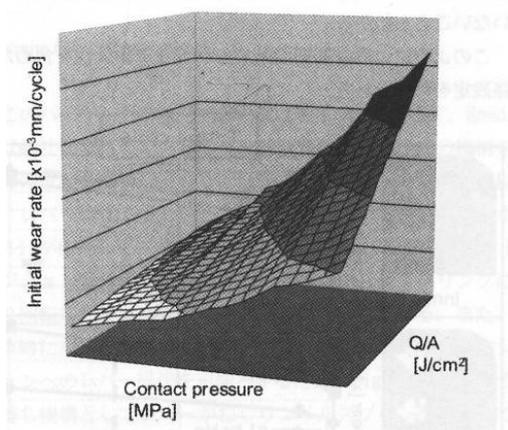


Fig.17 Initial wear properties map

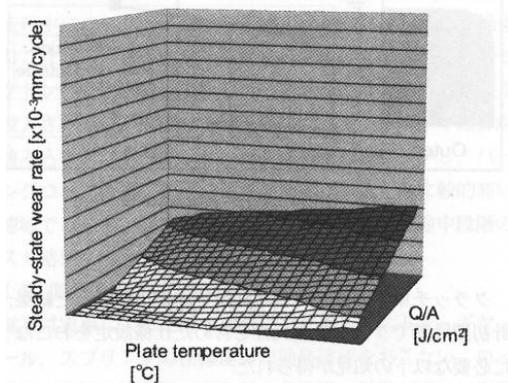


Fig.18 Steady-state wear properties map

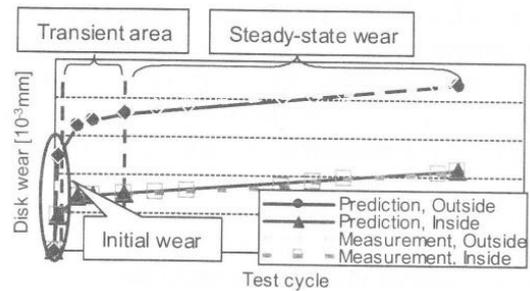


Fig.14 Wear history of friction material

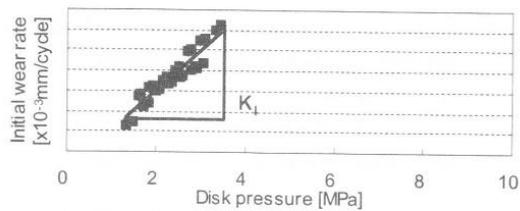


Fig.15 Initial wear rate and contact pressure

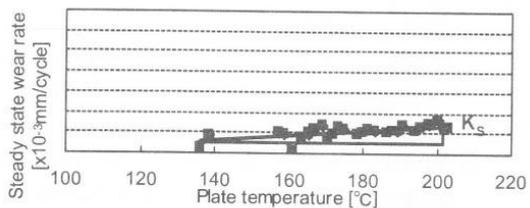


Fig.16 Steady-state wear rate and temperature

Fig. 1.5 Wear history of friction material on a clutch unit test bench and Initial wear properties map and Steady-state wear properties map [14]

以上の従来の研究と筆者の研究との違い、またこれまでの研究の流れを表 1.1 に示す。

縦は、上から年代順に並べ、横は、大きく特性評価と耐久性評価に分け、そのそれぞれをさらに単体試験によるものか、実機によるものか、区分けした。各研究が取り組んだところを網がけした。1993年の山本らの研究はクラッチ単体試験機であるすべり試験機によって摩擦特性評価を実施しており、同年の三好らの研究は同じくクラッチ単体試験機であるが、SAE#2試験機での慣性吸収によって摩擦特性評価を実施した。1996年の加藤らの研究になると、実際のトランスミッションでの特性計測が実施された。1998年の三浦らの研究になるとクラッチ単体試験での特性評価と合わせて、クラッチ単体慣性吸収試験での耐久性評価が実施され、2002年の顧らの研究ではクラッチ単体連続すべり試験での耐久性評価が実施された。そして2006年に齋藤らがクラッチ単体試験での耐久性予測を実施した。

Table 1.1 Comparison between others and this study

			特性評価			耐久性評価		
			単体試験機		実機	単体試験	実機	
			すべり	慣性吸収	T/M		T/M	実車
1993	山本ら (東京農工大)	湿式クラッチ用ペーパ系摩擦材の定常摩擦特性に及ぼす摩擦面温度の影響						
1993	三好ら (NSKウーナー)	フリクションプレートの係合メカニズム						
1996	加藤ら (日産)	自動変速機用湿式クラッチとバンドブレーキの温度測定						
1998	三浦ら (本田)	セグメント接着方式における自動車用湿式クラッチの摩擦特性				3000サイクル		
2002	顧ら (NSKウーナー)	湿式クラッチ摩擦材における熱的問題とその対策				連続すべり		
2006	齊藤ら (本田)	湿式多板クラッチの摩耗特性を考慮した耐久性予測技術の研究				摩耗進行の傾き予測		
2007	本研究	湿式多板クラッチ寿命設計法の研究				T-N線図	寿命予測	寿命予測

表 1.1 の網がけが右に行くほど技術的に進展していることを示している。以上をまとめると、1995 年くらいまでは単体試験機による摩擦特性に関する研究が主であり、1995 年以降から耐久性評価に関する研究が始まり、2006 年に齋藤らが初めて耐久性予測に関する研究を発表したが、まだ、クラッチ単体耐久試験の耐久性予測にとどまっていることがわかる。著者の研究では、クラッチ単体慣性吸収試験機で特性把握をした上で、さらに齋藤らの研究のクラッチ単体耐久試験に相当する試験で、齋藤らとは異なって視点から T-N 線図という耐久指標を作成し、さらにそのデータを用いて、変動する負荷が混在する実機トランスミッション台上耐久試験およびフィールド実車トランスミッションでの耐久性、寿命予測を行うことを目的としている。

1・4 研究の目的

以上を鑑みて本研究の目的は以下とした。

- 1) 自動車よりも負荷のレベル、頻度、変動幅が大きいフォークリフト用トランスミッションの湿式多板クラッチに関して、変動する実負荷に対する寿命予測法を提案すること。
- 2) 湿式多板クラッチで多発した不具合が、①摩擦材のみが摩耗している、②相手板のみが変形している、③両方を併発している、という 3 形態に分類できた原因を、フィールド実車での業態の違いとの関係において解明すること。
- 3) 以上から、フォークリフト用湿式多板クラッチに関して、負荷形態の違いを考慮した摩擦材と相手板との強度設計法を提案すること。

1. 5 論文の構成

論文の構成を図 1.6 に示す.

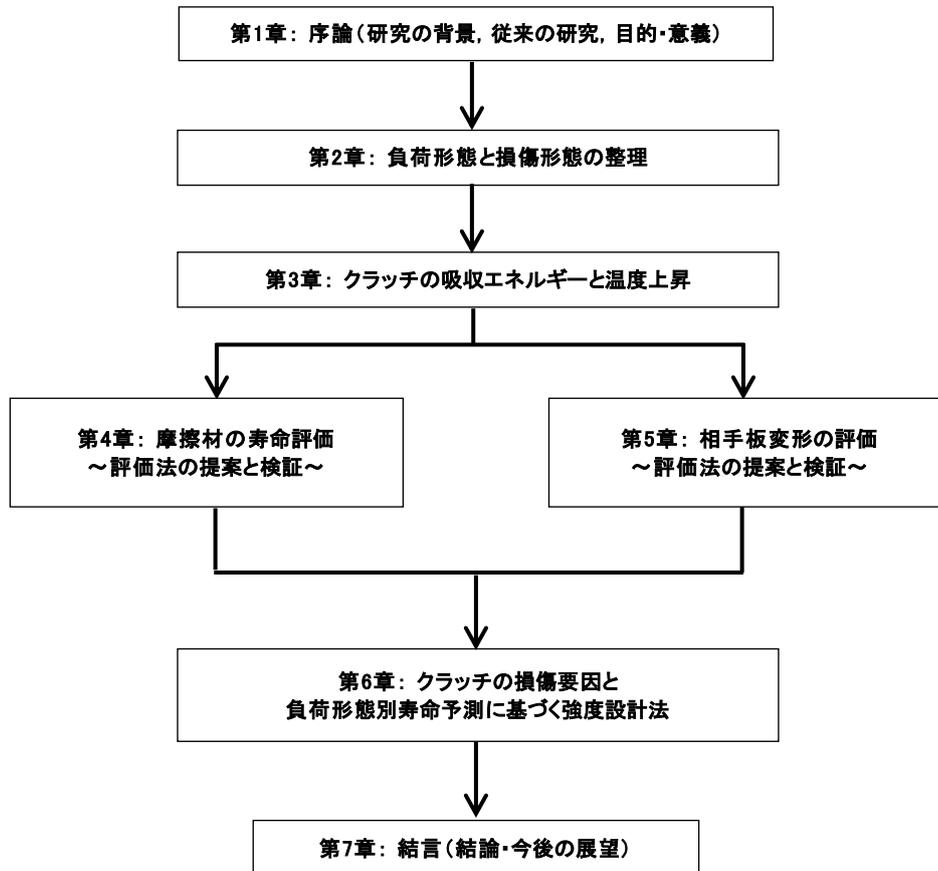


Fig. 1.6 Constitution of this paper

「第 1 章 序論」では, 背景, 従来の研究について説明し, 本研究の目的・意義について述べた.

「第 2 章 負荷形態と損傷形態の整理」では, 負荷形態とクラッチ不具合品の損傷形態を整理して, 以下の 3 通りに類別できることを示した. (1) 狭い倉庫内での運搬・積降作業では前後進の切換え頻度が高く, 相手板が変形している場合が多い. (2) 鋳物会社での連続鋳湯作業等ではクラッチを滑らせながら運転をする作業が多く, 摩擦材が摩耗している場合が多い. (3) 古紙や鉄をリサイクルする集貨分別作業では(1), (2)の作業が混在し, 両方の損傷が併発している場合が多い.

「第 3 章 クラッチの吸収エネルギーと温度上昇」では, クラッチの損傷が摩擦による発熱によって引き起こされるものとして, 温度上昇についての計算方法を示してその特徴を論じた. まず摩擦材の損傷はその主成分である繊維がクラッチ係合時の発熱による炭化で生じていることから, 表面温度が劣化を決める主要因であると推定した. 次に相手板の損傷は, 内側が軸方向に反り出た永久変形であることから, 1 回の負荷で塑性変形が生じるものと推定した. この変形は, 発熱による内周側の面内変形量が外周側よりも大きく, 内側が座屈して軸方向に反り出ると

考え、熱による内外周間の温度差に起因すると推定した。

上記の推定を基に、温度の分布を推定するシミュレーションプログラムを作成し、これを用いて検討した結果、第2章で整理した負荷形態の違いによって温度上昇と内外周の温度差に違いがあることを明らかにした。

「第4章 摩擦材の寿命評価」では、第3章で示した温度計算を基とし、温度の繰り返しが摩擦板の炭化度合いを表すものとして、金属疲労における $S-N$ 線図と同様に、温度 T とその温度での限界係合回数 N で表される $T-N$ 線図を提案し、さらに劣化蓄積則であるマイナー則を用いて寿命時間の推定ができるとして、その理論を示すとともに検証を行った。本線図において、変動する実負荷での温度の履歴に基づき耐久限界係合回数 N が求められるとし、トランスミッション台上耐久試験及び現場での実車試験における寿命を計算し、実測寿命と比較することによって、その正当性を検証した。

「第5章 相手板損傷の評価」では、第3章で示した内外周温度差による内部応力が閾値を超えた時に変形に到ると考え、半径方向に温度勾配のある厚さ一様な円板モデルにおける伝熱計算を行い、さらに再現実験によって検証を行った。この時、材料の温度依存性を考慮した降伏応力を閾値として評価したところ、温度が低くても変形したり、温度が高くても変形しない場合なども、温度差を評価することで変形の有無を判定できることを明らかにした。

「第6章 クラッチの損傷要因と負荷形態別寿命予測に基づく強度設計法」では、第5章で示した温度差を負荷条件から求めて摩擦材の $T-N$ 線図上に表し、第2章で示した負荷形態別に見たクラッチ損傷の支配要因を特定して以下のようにまとめ、これを基に強度設計法を提案した。

(1)の形態では、方向切り替え時の短時間で高いエネルギーを吸収するので、内周側温度は急激に上昇し、外周側温度はこれに追従できず、温度差が大きくなって、相手板が変形する。

(2)の形態では、長時間連続してエネルギーを吸収しており、摩擦材の内周側温度は時間とともに上昇していくのと一緒に外周側温度も追従して上昇するため、温度差は大きくなり、摩擦材の摩耗がクラッチの寿命を決定している。

以上の結果は、負荷形態別の摩擦材の寿命と相手板の熱変形量を考慮した強度バランス設計が必要であることを示しており、そのプロセスを設計法としてまとめた。

「第7章 結論」

以上をまとめ、結論とした。

第 2 章

負荷形態と損傷形態の整理

- 2・1 本章の位置付け
- 2・2 操作系
- 2・3 基本作業パターン
 - 2・3・1 慣性エネルギー吸収型
 - 2・3・2 連続すべり型
- 2・4 負荷形態別負荷頻度の想定
 - 2・4・1 基本操作
 - 2・4・2 各基本操作のパターンの整理
 - 2・4・3 基本操作の組み合わせによる作業パターンの想定
 - 2・4・4 各作業パターンでの負荷頻度の想定
- 2・5 負荷形態と損傷形態の整理

2・1 本章の位置付け

本章では、まずフォークリフトの操作方法、基本作業パターンについて説明する。次に、①基本操作の抽出、②基本操作のパラメータの整理、③それらの基本操作の組み合わせによる代表的な作業パターンの想定、④各作業パターンでの負荷頻度の想定、を行い、これらを一覧表にして整理・俯瞰できるマトリックステーブルを提案する。一方で、ユーザーから返却されてきたクラッチの不具合品をユーザー情報、稼働時間、および過去に実際に訪問調査した経験に照らして観察し、車両の負荷形態の違いとクラッチ損傷の3つの形態との関係を整理する。

2・2 操作系

フォークリフトの外観と操作系を図 2.1 に示す。オペレータは前進/ニュートラル/後進切換えレバー（以降、F/N/R レバーと呼ぶ）でトランスミッション内の油圧コントロールバルブを切換え、前進クラッチまたは後進クラッチへ油圧を供給することによって F/N/R の切換えを行う。ペダルは3つあり、アクセルペダルとブレーキペダルは自動車同様に右足で、インチングペダルは左足で操作する。インチングペダルとはフォークリフトや建設機械のように作業機を有する車両特有の操作ペダルであり、油圧コントロールバルブにリンクしてクラッチ油圧の減圧を掌る。インチングペダルの踏み込み量を操作することによって、図 2.2 に示したクラッチ油圧のモジュレーション時間 t_m とクラッチ油圧 P_2 （図 3.9 のクラッチトルク τ_{c2} に対応する）をコントロールすることができる。これによって、①半クラッチでの微速走行や、②作業機操作時に右足でアクセル踏んでエンジン回転数を上昇させた際の走行系への動力の遮断等を行う。インチングペダルを使わずに F/N/R レバーを操作することによって前進または後進クラッチに油圧を供給した場合には、インチングペダルに直結したインチングバルブからは独立したモジュレーションバルブによって t_m 、 P_2 は一意に決まる。

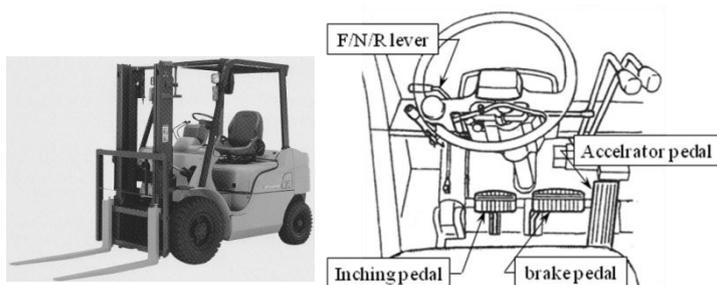


Fig. 2.1 Full truck and operating system view of a forklift truck [15][27]

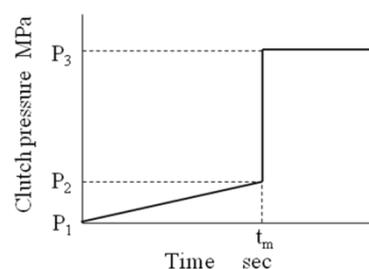


Fig. 2.2 Clutch hydraulic pressure operated by inching pedal

2・3 基本作業パターン

2・3・1 慣性エネルギー吸収型

フォークリフトの基本作業パターンは図 2.3 に示すように、①あるエリア（エリア A）で荷を取る、②後進して車両の方向を転換する、③エリア A から他のエリア（エリア B）へ荷を運ぶ、

④エリア B で荷を降ろす，⑤後進して車両の方向を転換する，⑥再びエリア A に荷を取りに行く，を 1 サイクルとし，これを何度も繰り返す．ここで特徴的なことは，前進と後進，積荷と空荷とが必ず交互に繰り返されることである．例えば広い空港や港湾内の荷の運搬の場合には③，⑥の走行距離が長くなり，狭い船内や倉庫内，またはトラックやコンテナからその場への荷の積み降ろしの場合には③，⑥の走行距離が短くなるが，いずれの場合でも図 4 の繰り返しには違いがない．フォークリフトは生産手段内での作業車両であるから，作業能率向上のために，この繰り返しのサイクル時間を短縮しようとして運転される．例えば，荷を降ろしてから後進し，そこから前進に切り換える際，丁寧にブレーキを踏んで車両が完全に停止してから行えばクラッチに対する負担は軽くなるが，実際にはブレーキを踏むことはそこそこにして，F/N/R レバーのみを操作する場合も多い．この時，クラッチは車両の運動エネルギー（回転系での慣性エネルギー）を吸収することになり，過酷な状態に曝される．このような作業をフルリバース作業と呼ぶ．

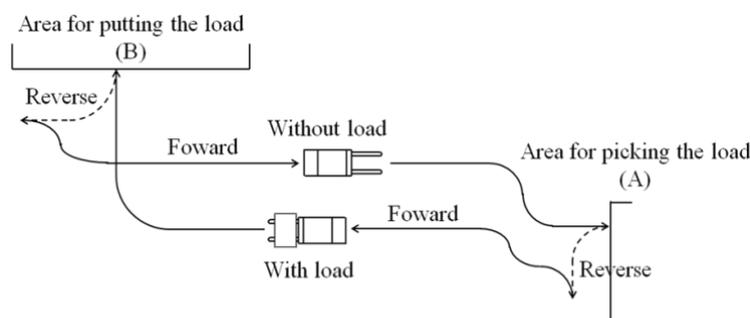


Fig. 2.3 Basic operation of forklift-truck

2・3・2 連続すべり型

一方，フォークリフトは荷の運搬以外の特殊用途に使用されることもある．この場合はフォークをバケット等の特殊アタッチメントに付け替えることが多い．例えば，古紙リサイクル会社の古紙かき集め作業での車両前方への押込み力（牽引力に等しい）を保持したままでの微速走行や，鋳物業者の鋳湯作業での回転作業機を操作しながら（エンジン回転数を上昇させながら）の微速走行などがある．このような作業では，クラッチは強制的に連続してすべらされる．すべり時間はオペレータの意志で決定され，長い程，クラッチの吸収エネルギーは増加する．このような作業を連続インチャング作業と呼ぶ．

2・4 負荷形態別負荷頻度の想定

本節では，業態別の負荷頻度を整理するために，以下のステップを踏んだ．

- (1) フォークリフトの代表的な操作として 5 つの基本操作を抽出した．
- (2) これら 5 つの基本操作時の吸収エネルギーを計算するために必要なパラメータを整理した．
- (3) 各業態を代表する作業パターンを，5 つの基本操作を組み合わせることによって想定した．

- (4) 各業態を代表する作業パターンの負荷頻度を、(2)で整理した各基本動作のパラメータを組み合わせることによって想定した。

2・4・1 基本操作の抽出

図2.3に示した通り、フォークリフトの基本作業パターンでは、前進と後進を交互に繰り返し、その一方のクラッチ、ここでは使用条件が過酷である前進クラッチに着目すれば、1サイクル中に発進と停止が2回ある。そしてそのうちの1回は空荷状態で、もう1回は積荷状態で行われる。通常の丁寧な運転であれば、停止時にはブレーキを使用するためクラッチが仕事をすることはないが、前述の通り、作業能率向上のためにサイクルタイムを短縮しようとする、後進から前進へ切り換える際に、前進クラッチをブレーキの代りとして使用し、停止から発進までの動作を1度に行ってしまう場合もある（フルリバース作業）。反対に、前進から後進へ切り換える際には、積荷状態で荷を置きに行く、また空荷状態で荷を取りに行く動作であるため、ブレーキを使用して停止することが一般的であり、後進クラッチをブレーキ代りに使用することは少ない。よって、前進クラッチに着目した場合には、1サイクル中に、積荷での発進が1回、空荷での発進が1回あり、そのそれぞれについて、きちんとブレーキを使用して停止した後に発進する場合（通常発進）と、ブレーキペダルを使用せずにブレーキと発進とを同時にクラッチで行う場合（フルリバース発進）とがある比率で混在する。さらに、作業機との同時操作時にはインチングペダルを踏んでエンジン回転数を上げている場合もあり、インチングペダルを踏んでクラッチ油圧を低くした状態での発進（インチング発進、インチングフルリバース発進）がある比率で混在することとなる。以上は慣性エネルギー吸収型の作業パターンに関するが、連続すべり型の作業パターンの場合には、慣性エネルギー吸収型作業パターンの前進走行時に連続インチング作業が挿入されることとなる。以上から、以下の5つの操作を基本操作として抽出した。

- (1) 通常発進
- (2) インチング発進
- (3) フルリバース発進
- (4) インチングフルリバース発進
- (5) 強制的な連続インチング

それぞれについて具体的に説明する。

(1) 通常発進 (NS)

オペレータがブレーキを使って車両を完全に停止 ($V=0\text{km/h}$) させた後、インチングペダルを踏むことなく、F/N/R レバーをFにシフトした後にアクセルペダルを踏み込むと、クラッチはショック緩衝用のモジュレーションバルブによる短時間の油圧モジュレーション間のみ滑り、その間はエネルギーを吸収し、油圧モジュレーション完了後、クラッチは係合を完了して、その後はトルクコンバータが車両発進の仕事を掌り、その時のエネルギーはすべてトルクコンバータが吸収する。このような操作を通常発進 (NS) と呼ぶ。

(2) インチング発進 (IS)

オペレータがブレーキを使って車両を完全に停止 ($V=0\text{km/h}$) させた後、インチングペダルを踏みながら、F/N/R レバーをFにシフトすると、クラッチはインチングペダルの踏み込み代で決定される低油圧の間、滑ることとなる。この時、クラッチは車両発進の仕事を掌り、その間のエネルギーを吸収する。このような操作をインチング発進 (IS) と呼ぶ。この操作は推奨されておらず、誤操作の範疇に属すると考えられている。

(3) フルリバース発進 (FRS)

2・3・1項で述べた通り、オペレータが、車両を後進に走行している状態から前進に方向を転換したい場合に、アクセルペダルは踏み込んだままで、ブレーキを踏まずに、F/N/R レバーのみをRからFにシフトすると、クラッチはブレーキの代りとして使用されることとなる。この時、クラッチはショック緩衝用のモジュレーションバルブによる短時間の油圧モジュレーション間のみ滑り、その間はエネルギーを吸収し、油圧モジュレーション完了後は係合を完了して、その後はトルクコンバータが車両の停止から発進までエネルギーを吸収する。このような操作をフルリバース発進 (FRS) と呼ぶ。この操作は推奨されていないが、正常操作の許容限界の操作と考えられている。

(4) インチングフルリバース発進 (IFRS)

オペレータが、インチングペダルを踏みながらフルリバース発進を行うと、クラッチはインチングペダルの踏み込み代で決定される低油圧の間、滑ることとなる。この時、クラッチはブレーキの代わりとして使用され、車両の運動エネルギーを吸収する。このような操作をインチングフルリバース発進 (IFRS) と呼ぶ。この操作は推奨されておらず、誤操作の範疇に属すると考えられている。

(5) 強制連続インチング (CI)

上述の4つの基本操作は、いずれも基本作業パターン内での慣性エネルギー吸収型の操作である。一方、フォークリフトは、荷の運搬のみでなく、特殊な用途にも使用される。例えば、鋳物メーカーでの連続注湯作業などでは、特殊アタッチメントを使用しての高エンジン回転数、超低車速での連続走行が行われる。このような作業では、クラッチはインチングペダルを踏み込んだ状態で連続して滑らされることとなる。スリップしている時間はオペレータの操作によって決定され、こうした操作が長くなるほど、クラッチが吸収するエネルギーは大きくなる。このような操作を強制連続インチング (CI) と呼ぶ。

以上の5つの基本操作を模式的に示すと図2.4のようになる。

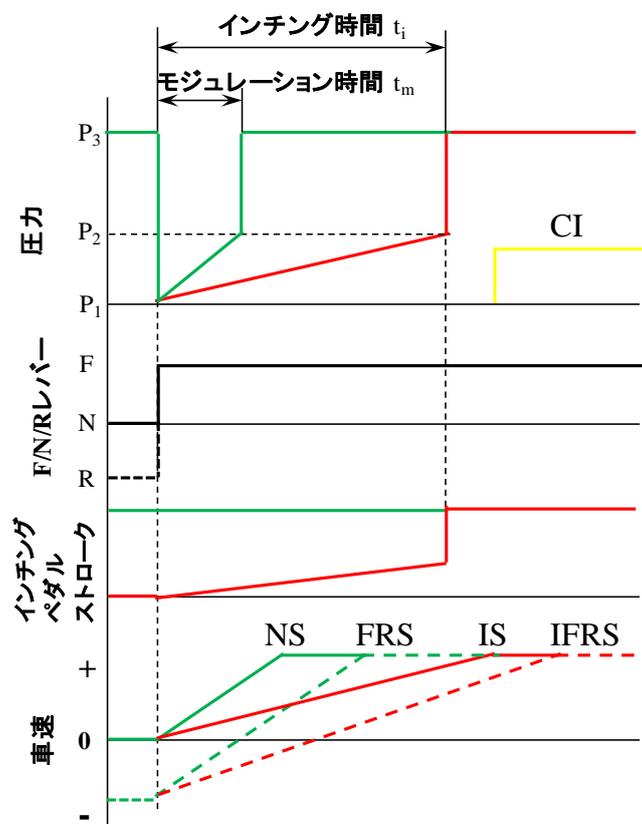


Fig. 2.4 Basic operation of forklift-truck

2・4・2 各基本操作のパラメータの整理

前節で抽出した各基本操作時の吸収エネルギーを計算するために必要なパラメータを以下の通り抽出した.

- (1) 荷の有無
- (2) エンジン回転数
- (3) 車速
- (4) クラッチ油圧
- (5) クラッチ油圧モジュレーション時間またはインチャング時間

これらのパラメータについて表 2.1 に示すようにいくつかの水準を想定した. エンジン回転数は, 慣性エネルギー吸収型操作 (NS, IS, FRS, IFRS) では 1400rpm と 2200rpm の 2 水準, 連続インチャング操作 (CI) では, 1700rpm と 2000rpm の 2 水準を想定した. 車速は, 通常発進 (NS), インチャング発進 (IS) では 0km/h の 1 水準, フルリリース発進 (FRS), インチャングフルリリース発進 (IFRS) では -2km/h と -4km/h の 2 水準, 連続インチャング作業 (CI) では 0km/h と 4km/h の 2 水準を想定した. クラッチ油圧は, 通常発進 (NS), フルリリース発進 (FRS) ではインチャングペダルを操作しないので, コントロールバルブのモジュレーション油圧波形の設定値に従っ

て、モジュレーション最終圧 0.4MPa, モジュレーション時間 0.7sec の 1 水準とした。インチング発進 (IS), インチングフルリバース発進 (IFRS) では, インチング最終圧は 0.3MPa としてインチング時間を 1sec, 1.5sec, 2.0sec の 3 水準を想定した。連続インチング (CI) では, クラッチ油圧を 0.3MPa としてインチング時間を 10sec, 20sec, 30sec の 3 水準を想定した。

Table 2.1 Arrangement of parameters relative to each basic operation

Basic operation	Load	Engine Speed min ⁻¹	Vehicle Speed km/h	Clutch pressure MPa	Modulation Time sec
NS	without/with	1400/2200	0	0.4	0.7
IS				0.3	1.0/1.5/2.0
FRS			-2 / -4	0.4	0.7
IFRS				0.3	1.0/1.5/2.0
CI		1700/2000	0 / 4	0.3	10/20/30

2・4・3 基本操作の組み合わせによる作業パターンの想定

各負荷形態を代表する 3 つの作業パターンを表 2.2 に示すように想定した。作業パターン①は通常の作業パターンの 1 つの想定である。図 2.3 で示した通り, 1 サイクルの作業の中には, 空荷での発進が 1 回, 積荷での発進が 1 回あり, サイクルタイムを 30 秒とした場合, 1 時間当りの頻度にする, 各発進が 120 回ずつあることになる。この 120 回のうち, 80 回を NS, 40 回を FRS とした。作業パターン②は, 通常の作業パターンに誤操作に当る IS と IFRS とが混入した場合の想定である。80 回の NS のうち 8 回を IS, 40 回の FRS のうち 4 回を IFRS とした。作業パターン③は, 通常の作業パターンに CI が混入した場合の想定である。1 サイクル中に 1 回 CI があるとして, 1 時間当りでは 120 回の CI があるとした。

Table 2.2 Assumption of work patterns by combining basic operations

	Number / 1 Cycle		Cycle Time sec	Number / 1 hr					
				ni/ hr	Basic Operation				
					NS	IS	FRS	IFRS	CI
①	Start without Load	1	30	120	80	0	40	0	0
	Start with Load	1		120	80	0	40	0	0
②	Start without Load	1	30	120	72	8	36	4	0
	Start with Load	1		120	72	8	36	4	0
③	Start without Load	1	30	120	80	0	40	0	120
	Start with Load	1		120	80	0	40	0	

2・4・4 各作業パターンでの負荷頻度の想定

表 2.2 に示した通り, 3 つの基本となる作業パターンは 5 つの基本操作の組み合わせから成り立っている。各基本操作での吸収エネルギーを計算するのに必要なパラメータは表 2.1 に示した。ここで, 表 2.2 の各作業パターンでの基本操作の 1 時間当りの頻度を, さらに表 2.1 に示したパラメータ毎の頻度に割り振った。一例として, 作業パターン①の場合には表

2.3 に示すように想定した。その他の作業パターンでの頻度は付録の表 2.4 に示したように想定した。表 2.4 は、第 4 章と第 5 章で後述する摩擦材の寿命計算と相手板変形有無判別計算も行えるようにプログラムされており、①各基本操作でのパラメータの想定、②基本操作の組み合わせによる作業パターンの想定、④各作業パターンでの負荷頻度の想定、は任意に設定することができ、その条件での両計算の結果を得ることもできる。

Table 2.3 Assumption of load frequency for each work pattern

B.O	Load	Engine Ne [rpm]	Speed V [km/h]	Clutch P2 [MPa]	Modu. tm [sec]	①Normal operation
						Cycle time: 30sec ni/lh
NS	without	1400	0	0.4	0.7	40
NS	without	2200	0	0.4	0.7	40
NS	with	1400	0	0.4	0.7	40
NS	with	2200	0	0.4	0.7	40
FRS	without	1400	-2	0.4	0.7	10
FRS	without	2200	-2	0.4	0.7	10
FRS	without	1400	-4	0.4	0.7	10
FRS	without	2200	-4	0.4	0.7	10
FRS	with	1400	-2	0.4	0.7	10
FRS	with	2200	-2	0.4	0.7	10
FRS	with	1400	-4	0.4	0.7	10
FRS	with	2200	-4	0.4	0.7	10

Table 2.4 Matrix table of work patterns

B.O	Load	Engine Ne [rpm]	Speed V [km/h]	Clutch P2 [MPa]	Modu- tm [sec]	Absorbed energy Q [J]	Clutch temperature			M.plate σ ₀ [MPa]	proof σ _y [MPa]	deformed	①Normal operation Cycle time: 30sec			②Involved inching IS & IFRS Cycle time: 30 sec			③Involved con. inching Cycle time: 30 sec		
							Tin	Tout	Tin-Tout				ni/lh	Ni [cycle]	ni/Ni	ni/lh	Ni [cycle]	ni/Ni	ni/lh	Ni [cycle]	ni/Ni
							[°C]	[°C]	[°C]												
NS	without	1400	0	0.4	0.7	4840	121	80	41	51	323.7	not	40	3.23E+08	1.24E+07	35	3.23E+08	1.08E+07	40	3.23E+08	1.24E+07
NS	without	2200	0	0.4	0.7	12156	184	81	103	127	304.8	not	40	1.56E+07	2.57E+06	35	1.56E+07	2.25E+06	40	1.56E+07	2.57E+06
NS	with	1400	0	0.4	0.7	5597	128	80	48	59	321.6	not	40	2.31E+08	1.73E+07	35	2.31E+08	1.52E+07	40	2.31E+08	1.73E+07
NS	with	2200	0	0.4	0.7	12913	190	81	109	134	303	not	40	1.17E+07	3.43E+06	35	1.17E+07	3.00E+06	40	1.17E+07	3.43E+06
IS	without	1400	0	0.3	1.0	6795	136	81	55	68	319.2	not	0	1.57E+08	0.00E+00	2	1.57E+08	1.27E+08	0	1.57E+08	0.00E+00
IS	without	1400	0	0.3	1.5	9557	154	82	72	89	313.8	not	0	6.60E+07	0.00E+00	2	6.60E+07	3.03E+08	0	6.60E+07	0.00E+00
IS	without	1400	0	0.3	2.0	11895	167	84	83	102	309.9	not	0	3.53E+07	0.00E+00	1	3.53E+07	2.83E+08	0	3.53E+07	0.00E+00
IS	without	1400	0	0.3	2.5	13809	176	87	89	110	307.2	not	0	2.29E+07	0.00E+00	0	2.29E+07	0.00E+00	0	2.29E+07	0.00E+00
IS	without	2200	0	0.3	1.0	13764	194	82	112	138	301.8	not	0	9.61E+06	0.00E+00	2	9.61E+06	2.08E+07	0	9.61E+06	0.00E+00
IS	without	2200	0	0.3	1.5	20010	235	85	150	185	289.5	not	0	1.33E+06	0.00E+00	2	1.33E+06	1.50E+06	0	1.33E+06	0.00E+00
IS	without	2200	0	0.3	2.0	25832	270	89	181	223	279	not	0	2.47E+05	0.00E+00	1	2.47E+05	4.05E+06	0	2.47E+05	0.00E+00
IS	without	2200	0	0.3	2.5	31231	298	95	203	250	270.6	not	0	6.41E+04	0.00E+00	0	6.41E+04	0.00E+00	0	6.41E+04	0.00E+00
IS	with	1400	0	0.3	1.0	7482	142	81	61	75	317.4	not	0	1.18E+08	0.00E+00	2	1.18E+08	1.70E+08	0	1.18E+08	0.00E+00
IS	with	1400	0	0.3	1.5	11103	166	83	83	102	310.2	not	0	3.70E+07	0.00E+00	2	3.70E+07	5.40E+08	0	3.70E+07	0.00E+00
IS	with	1400	0	0.3	2.0	14643	188	85	103	127	303.6	not	0	1.28E+07	0.00E+00	1	1.28E+07	7.79E+08	0	1.28E+07	0.00E+00
IS	with	1400	0	0.3	2.5	18103	206	89	117	144	298.2	not	0	5.39E+06	0.00E+00	0	5.39E+06	0.00E+00	0	5.39E+06	0.00E+00
IS	with	2200	0	0.3	1.0	14451	199	82	117	144	300.3	not	0	7.55E+06	0.00E+00	2	7.55E+06	2.65E+07	0	7.55E+06	0.00E+00
IS	with	2200	0	0.3	1.5	21556	247	85	162	200	285.9	not	0	7.48E+05	0.00E+00	2	7.48E+05	2.67E+06	0	7.48E+05	0.00E+00
IS	with	2200	0	0.3	2.0	28581	290	90	200	246	273	not	0	9.43E+04	0.00E+00	1	9.43E+04	1.06E+05	0	9.43E+04	0.00E+00
IS	with	2200	0	0.3	2.5	35525	328	97	231	285	261.6	deformed	0	1.51E+04	0.00E+00	0	1.51E+04	0.00E+00	0	1.51E+04	0.00E+00
FRS	without	1400	-2	0.4	0.7	7111	141	81	60	74	317.7	not	10	1.23E+08	8.10E+08	8	1.23E+08	6.48E+08	10	1.23E+08	8.10E+08
FRS	without	2200	-2	0.4	0.7	14427	203	81	122	150	299.1	not	10	6.23E+06	1.61E+06	8	6.23E+06	1.28E+06	10	6.23E+06	1.61E+06
FRS	with	1400	-4	0.4	0.7	9902	165	81	84	103	310.5	not	10	3.88E+07	2.57E+07	8	3.88E+07	2.06E+07	10	3.88E+07	2.57E+07
FRS	with	2200	-4	0.4	0.7	17218	227	81	146	180	291.9	not	10	1.96E+06	5.10E+06	8	1.96E+06	4.08E+06	10	1.96E+06	5.10E+06
FRS	with	1400	-2	0.4	0.7	8202	150	81	69	85	315	not	10	8.00E+07	1.25E+07	8	8.00E+07	1.00E+07	10	8.00E+07	1.25E+07
FRS	with	2200	-2	0.4	0.7	15518	213	81	132	163	296.1	not	10	3.85E+06	2.60E+06	8	3.85E+06	2.08E+06	10	3.85E+06	2.60E+06
FRS	with	1400	-4	0.4	0.7	13186	193	81	112	138	302.1	not	10	1.01E+07	9.92E+07	8	1.01E+07	7.93E+07	10	1.01E+07	9.92E+07
FRS	with	2200	-4	0.4	0.7	20502	255	82	173	213	283.5	not	10	5.09E+05	1.96E+05	8	5.09E+05	1.57E+05	10	5.09E+05	1.96E+05
IFRS	without	1400	-2	0.3	1.0	8960	154	81	73	90	313.8	not	0	6.60E+07	0.00E+00	1	6.60E+07	1.52E+08	0	6.60E+07	0.00E+00
IFRS	without	1400	-2	0.3	1.5	12803	179	83	96	118	306.3	not	0	1.98E+07	0.00E+00	1	1.98E+07	5.05E+08	0	1.98E+07	0.00E+00
IFRS	without	1400	-2	0.3	2.0	16222	199	86	113	139	300.3	not	0	7.55E+06	0.00E+00	0	7.55E+06	0.00E+00	0	7.55E+06	0.00E+00
IFRS	without	1400	-2	0.3	2.5	19219	214	89	125	154	295.8	not	0	3.67E+06	0.00E+00	0	3.67E+06	0.00E+00	0	3.67E+06	0.00E+00
IFRS	without	2200	-2	0.3	1.0	15929	211	82	129	159	296.7	not	0	4.24E+06	0.00E+00	1	4.24E+06	2.36E+07	0	4.24E+06	0.00E+00
IFRS	without	2200	-2	0.3	1.5	23256	260	85	175	216	282	not	0	4.00E+05	0.00E+00	1	4.00E+05	2.50E+06	0	4.00E+05	0.00E+00
IFRS	without	2200	-2	0.3	2.0	30160	302	91	211	260	269.4	not	0	5.29E+04	0.00E+00	0	5.29E+04	0.00E+00	0	5.29E+04	0.00E+00
IFRS	without	2200	-2	0.3	2.5	36641	336	98	238	293	259.2	deformed	0	1.03E+04	0.00E+00	0	1.03E+04	0.00E+00	0	1.03E+04	0.00E+00
IFRS	without	1400	-4	0.3	1.0	11942	179	81	98	121	306.3	not	0	1.98E+07	0.00E+00	1	1.98E+07	5.05E+08	0	1.98E+07	0.00E+00
IFRS	without	1400	-4	0.3	1.5	16286	206	84	122	150	298.2	not	0	5.39E+06	0.00E+00	1	5.39E+06	1.85E+07	0	5.39E+06	0.00E+00
IFRS	without	1400	-4	0.3	2.0	20555	231	87	144	177	290.7	not	0	1.62E+06	0.00E+00	0	1.62E+06	0.00E+00	0	1.62E+06	0.00E+00
IFRS	without	1400	-4	0.3	2.5	24628	252	92	160	197	284.4	not	0	5.88E+05	0.00E+00	0	5.88E+05	0.00E+00	0	5.88E+05	0.00E+00
IFRS	without	2200	-4	0.3	1.0	18911	236	82	154	190	289.2	not	0	1.27E+06	0.00E+00	1	1.27E+06	7.87E+07	0	1.27E+06	0.00E+00
IFRS	without	2200	-4	0.3	1.5	26739	287	86	201	248	273.9	not	0	1.09E+05	0.00E+00	1	1.09E+05	9.18E+06	0	1.09E+05	0.00E+00
IFRS	without	2200	-4	0.3	2.0	34493	333	92	241	297	260.1	deformed	0	1.19E+04	0.00E+00	0	1.19E+04	0.00E+00	0	1.19E+04	0.00E+00
IFRS	without	2200	-4	0.3	2.5	42050	374	100	274	338	247.8	deformed	0	1.65E+03	0.00E+00	0	1.65E+03	0.00E+00	0	1.65E+03	0.00E+00
IFRS	with	1400	-2	0.3	1.0	10267	165	81	84	103	310.5	not	0	3.88E+07	0.00E+00	1	3.88E+07	2.57E+08	0	3.88E+07	0.00E+00
IFRS	with	1400	-2	0.3	1.5	14707	194	83	111	137	301.8	not	0	9.61E+06	0.00E+00	1	9.61E+06	1.04E+07	0	9.61E+06	0.00E+00
IFRS	with	1400	-2	0.3	2.0	19138	221	87	134	165	293.7	not	0	2.62E+06	0.00E+00	0	2.62E+06	0.00E+00	0	2.62E+06	0.00E+00
IFRS	with	1400	-2	0.3	2.5	23560	245	91	154	190	286.5	not	0	8.24E+05	0.00E+00	0	8.24E+05	0.00E+00	0	8.24E+05	0.00E+00
IFRS	with	2200	-2	0.3	1.0	17236	222	82	140	172	293.4	not	0	2.49E+06	0.00E+00	1	2.49E+06	4.01E+07	0	2.49E+06	0.00E+00
IFRS	with	2200	-2	0.3	1.5	25160	275	86	189	233	277.5	not	0	1.94E+05	0.00E+00	1	1.94E+05	5.15E+06	0	1.94E+05	0.00E+00
IFRS	with	2200	-2	0.3	2.0	33075	323	92	231	285	263.1	deformed	0	1.92E+04	0.00E+00	0	1.92E+04	0.00E+00	0	1.92E+04	0.00E+00
IFRS	with	2200	-2	0.3	2.5	40983	366	100	266	328	250.2	deformed	0	2.42E+03	0.00E+00	0	2.42E+03	0.00E+00	0	2.42E+03	0.00E+00
IFRS	with	1400	-4	0.3	1.0	15635	209	82	127	156</											

察を行った。また、それらのユーザーの中には過去に出向いて実際の稼働状況を確認したところも多数あり、これらの経験にも照らしながら観察した。その結果、定性的に以下のことがわかった。

まず、ユーザーの負荷形態は大きく表 2.5 に示すように整理でき、以下のことがわかった。

- (1) 狭い船内や倉庫内等での運搬・積降作業では、短サイクル作業で前進/後進の切換え頻度が高く、インチング発進 (IS) やインチングフルリバース発進 (IFRS) のような誤操作に近く、クラッチにとって過酷な操作が多い。
- (2) 広い空港、港湾での倉庫間での運搬作業では、長サイクル作業が主体で、IS や IFRS のようなクラッチにとって過酷な操作は少ない。
- (3) 鋳物会社での鋳湯作業のようなクランプアタッチメントを操作しながらの微速走行操作や、ガラス製品製造会社での精密位置決め操作では、連続インチング (CI) 作業が多い。
- (4) 古紙や鉄のリサイクル会社では、(1)のような短サイクルでの運搬・積降作業と、床に散らかった古紙や鉄を作業機を床に滑らせながら集めるような作業とが混在し、慣性エネルギー吸収作業と連続インチング作業とが混在する負荷パターンとなる。

Table 2.5 Load pattern of each work application

負荷形態	サイクル タイム	オペレーション	NS	IS	FRS	IFRS	CI
狭い倉庫内、船内等での 運搬・積降	短	ハード		○		○	
広い空港、港湾での 倉庫間での運搬	長	標準的	○		○		
鋳物、ガラス製品等の 精密作業	長	特殊					○
古紙・鉄等の リサイクル業者	長短両方	ハード		○		○	○

次に、これらの各負荷形態と、そのユーザーでのクラッチの損傷形態との関係は表 2.6 に示すように整理でき、以下のことがわかった。

- (1) 狭い船内や倉庫内等での運搬、積降作業のような短サイクル作業で、車両の慣性エネルギーをクラッチで吸収する作業が主体の負荷形態では、相手板の変形が多い。
- (2) 広い空港、港湾での倉庫間での運搬のような長サイクル作業が主体の負荷形態では、クラッチの損傷は少ない。
- (3) 鋳物やガラス製品の製造会社のような、連続インチング作業が多い負荷形態では、摩擦材の摩耗が多い。
- (4) 古紙や鉄のリサイクル業者のような長短サイクル作業が混在し、慣性エネルギー吸収作業と連続インチング作業とが混在する負荷形態では、相手板の変形と摩擦材の摩耗の両方を併発している場合が多い。

Table 2.6 Relation between work application and clutch damage

負荷形態	サイクルタイム	オペレーション	損傷形態
狭い倉庫内, 船内等での運搬・積降	短	ハード	相手板の変形が多い
広い空港, 港湾での倉庫間での運搬	長	標準的	クラッチの損傷は少ない
鋳物, ガラス製品等の精密作業	長	特殊	摩擦材の摩耗が多い
古紙・鉄等のリサイクル業者	長短両方	ハード	両方発生している場合が多い

2・6 本章のまとめ

本節では、まず、任意に作業の負荷形態を想定・整理・俯瞰できるマトリックステーブルを提案した。

次に、ユーザーから返却されてきた不具合品を、その連絡票上の業種、稼働時間等の情報、および過去に訪問調査した経験に照らして観察し、その結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 狭い船内や倉庫内等での運搬、積降作業のような短サイクル作業で、車両の慣性エネルギーをクラッチで吸収する作業が主体の負荷形態では、相手板の変形が多い。
- (2) 広い空港、港湾での倉庫間での運搬のような長サイクル作業が主体の負荷形態では、クラッチの損傷は少ない。
- (3) 鋳物やガラス製品の製造会社のような、連続インテング作業が多い作業が主体の負荷形態では、摩擦材の摩耗が多い。
- (4) 古紙や鉄のリサイクル業者のような長短サイクル作業が混在し、慣性エネルギー吸収作業と連続インテング作業とが混在する負荷形態では、相手板の変形と摩擦材の摩耗の両方を併発している場合が多い。

以上から、表 2.5 のように整理できた各負荷形態を表 2.4 に示したマトリックステーブル上で想定できれば、後述する各負荷形態での摩擦材の寿命計算、相手板の変形有無判別計算ができることを示した。

第3章

クラッチの吸収エネルギーと温度上昇

- 3・1 本章の位置付け
- 3・2 クラッチの損傷を決める主要因
 - 3・2・1 摩擦材の摩耗を決める主要因
 - 3・2・2 相手板の変形を決める主要因
- 3・3 吸収エネルギーとクラッチ温度計算
 - 3・3・1 吸収エネルギー計算
 - 3・3・2 クラッチ温度計算
- 3・4 負荷形態別の吸収エネルギーとクラッチ温度上昇の違い
- 3・5 本章のまとめ

3・1 本章の位置付け

本章では、クラッチを構成する2つの部品である摩擦板の摩擦材と相手板のそれぞれについて、その損傷を決める主要因を明らかにする。その結果を受け、主要因となるクラッチの表面温度 T を計算するためのシミュレーション計算について提案する。このシミュレーション計算を用いて、第2章でまとめた代表的な負荷形態の違いによってクラッチの表面温度の上昇の仕方に違いがあることを明らかにする。

3・2 クラッチの損傷を決める主要因

3・2・1 摩擦材の摩耗を決める主要因

摩擦材の損傷形態は摩耗であった。湿式多板クラッチの係合開始から完了までのプロセスは、流体潤滑と境界潤滑が混在した複雑な系となり、また、その特性・耐久性に影響する因子が以下の通り多数あって、それらがお互いに複雑に相互作用し合うため、系統だった理論解析、定量化が難しいとされてきた。

- ① 吸収エネルギー
- ② 吸収エネルギー率
- ③ 面圧
- ④ 周速
- ⑤ 摩擦係数
- ⑥ 潤滑条件

摩擦材は、図 3.1、3.2 に示す通り、構成成分である繊維、充てん材、摩擦調整剤などを配合し、抄紙薬品を添加して湿式抄造したペーパーを製品形状に打ち抜き、熱硬化性樹脂を含浸して乾燥・硬化して製造される。摩擦材の物理的特性、摩擦特性は構成成分である繊維と充てん物質との配合比をニーズに対応して最適化することによって決定される[3]。そして摩擦材の劣化は熱による繊維の炭化度によって決まる[16]。そこで本研究では、クラッチの係合プロセスに影響を与える多数のパラメータの代表としてクラッチ係合時に発生する熱による表面温度 T に着目した。上述のパラメータが、いかに複雑に絡み合おうとも、クラッチ板のペーパー摩擦材にとっては、絡み合いの結果として決まるクラッチ板表面温度 T が、劣化を決める直接の要因であると考えた。

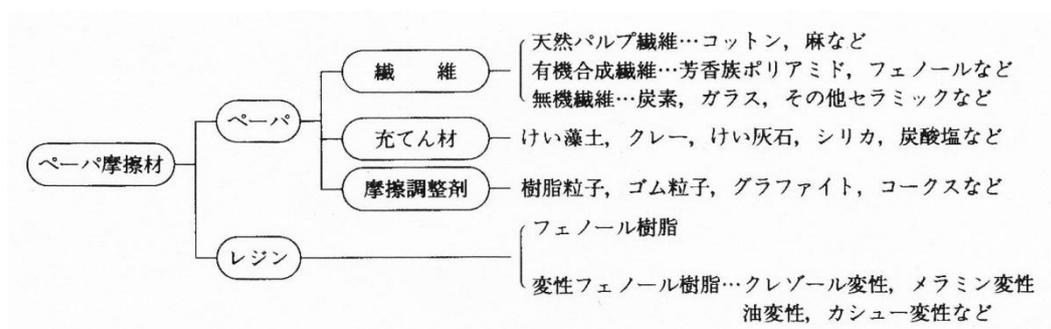


Fig. 3.1 Constitution ingredient of paper friction material [3]

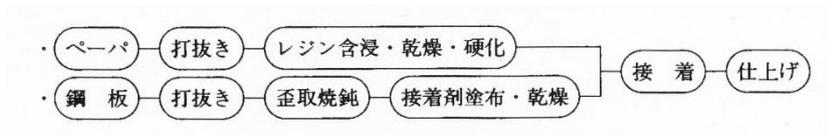


Fig. 3.2 Manufacturing process of paper friction material [3]

小山内らの研究では、クラッチ単体要素試験装置によって、

- ① 吸収エネルギーと摩擦表面温度を把握（線形）
- ② 吸収エネルギーのレベル（摩擦表面温度の違い）をパラメータとして係合回数と動摩擦係数変化の関係を把握
- ③ TG分析によって炭化度を把握し、吸収エネルギーのレベルをパラメータとして炭化度と動摩擦係数変化の関係を把握
- ④ 炭化度と動摩擦係数の関係を把握し、動摩擦係数が急激に低下する、炭化度の臨界値 D_c を定義、把握
- ④ ④で得られた D_c を③にあてはめることによって、異なった吸収エネルギー（摩擦表面温度）での臨界係合回数を得、ここから、摩擦表面温度 T と臨界係合回数 N_c との関係（図 3.3）を把握している。 [16]

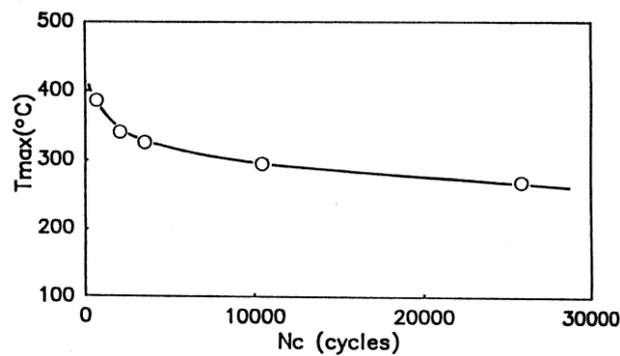


Fig.3.3 Deterioration curve

図 3・3 の劣化線図は、金属疲労の S-N 線図と同じ傾向を示している。この劣化線図を S-N 線図のように捉えると、クラッチにかかる負荷頻度とその時のクラッチ板温度 T がわかれば、マイナー則を用いて、金属疲労と同様な手法で摺動部品である湿式多板クラッチの寿命を評価できると考えた。

マイナー則（線形累積損傷則）とは、S-N 線図を用いて金属疲労の寿命を計算する場合には、 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \dots$ の応力が単独に作用した時破壊する繰返し数 N_1, N_2, N_3, \dots を知れば、これらが混在した状態における個々の応力の頻度 n_1, n_2, n_3, \dots を把握し、

$$\sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (3.1)$$

を満足する時を疲労寿命と仮定するものである。

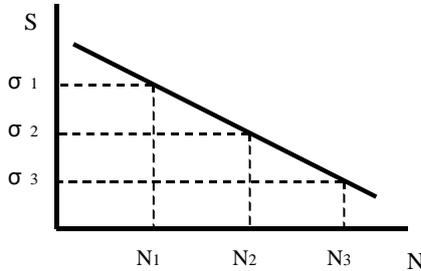


Fig. 3.4 Durability calculation by Miner's law

n_i を 1 時間あたりの繰返し数とすると寿命時間 L_H は以下の式で求められる。

$$L_H = \frac{1}{\sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i}} \quad (3.2)$$

以上より、摩擦材の摩耗、寿命は、摩擦材の表面の温度 T で評価できると考えた。

3・2・2 相手板の変形を決める主要因

相手板の損傷形態は、図 3.5 に模式的に示した通り、内側が軸方向に反り出て皿状に変形するものであった。相手板は軟鋼の薄肉円板である。図 3.6 に一般的な軟鋼の応力-ひずみ線図を示すが、損傷の形態が割れや折損であれば、弾性域内での応力の繰返しによる金属組織の疲労破壊であると推定できる。しかし、損傷の形態が割れや折損ではなく、変形であったことから、弾性限界を超えた応力での 1 回の負荷による塑性変形であると推定した。この変形は、発熱による内周側の面内変形量が外周側よりも大きく、内側が座屈して軸方向に反り出ると考え、熱による内外周間の温度差に起因すると推定した。

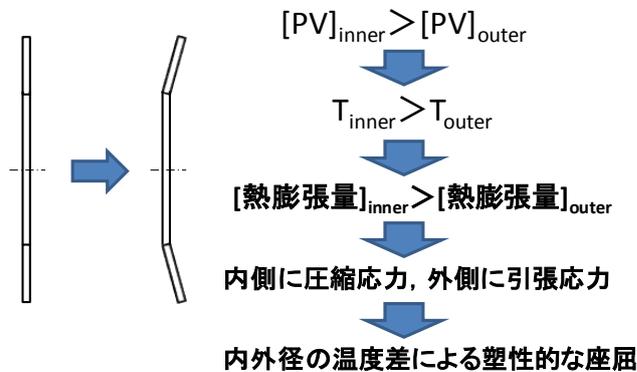


Fig. 3.5 Mechanism of mating plate deformation

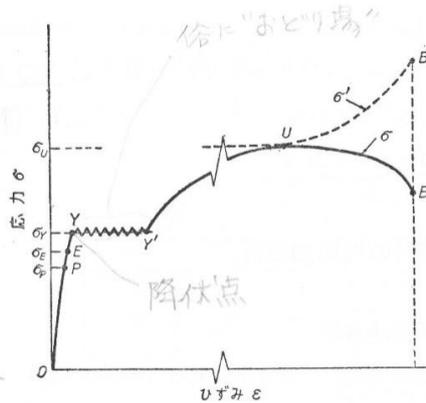


図 1-18 軟鋼の応力-ひずみ図

Fig. 3.6 Stress - strain curve of low steel [17]

3・3 吸収エネルギーとクラッチ温度計算

前節で、摩擦材の摩耗、相手板の変形ともにクラッチ表面温度 T で評価できると推定したことから、温度を決定するクラッチの吸収エネルギーと温度の過度変化を計算できるプログラムを開発した。

3・3・1 吸収エネルギー計算

(1) 慣性エネルギー吸収時

トランスミッション駆動系をクラッチ換算として図 3.7 のようにモデル化し、以下の運動方程式を立てた。守田らのモデル⁽¹⁷⁾を参考にした[18].

$$I_E \dot{\omega}_0(t) = \tau_o(t) - \tau_c(t) \tag{3.3}$$

$$I_W \dot{\omega}_w(t) = \tau_c(t) - \tau_w \tag{3.4}$$

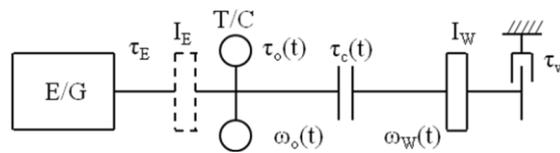


Fig. 3.7 Transmission power train model

トルクコンバータの出力特性は図 3.8 のように線形に近似し、次式で表した。

$$\omega_o(t) = \omega_o(0) \left(1 - \frac{\tau_o(t)}{\tau_s}\right) \tag{3.5}$$

クラッチトルクはクラッチ作動油圧のモジュレーション波形またはインチング波形から図 3.9 のように近似し、次式で表した。

$$\tau_c(t) = kt \quad (3.6)$$

$$k = \frac{\tau_{c2}}{t_m} \quad (3.7)$$

$$\tau_c(t) = \mu Z r_m (P(t) A_p - F_s) \quad (3.8)$$

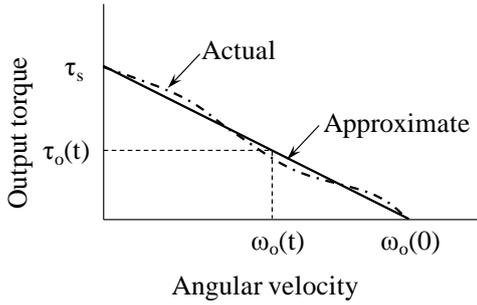


Fig. 3.8 Approximation of torque convertor characteristic

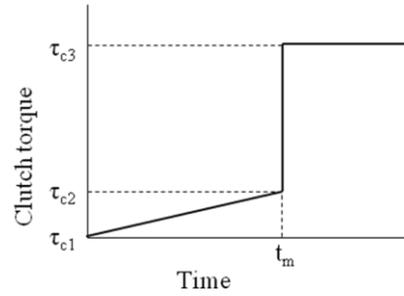


Fig. 3.9 Approximation of clutch torque

エンジンとクラッチの間にトルクコンバータが介していることから $I_E=0$ とし、式 (3.3) に式 (3.6) を代入すると次式になる。

$$\tau_o(t) = \tau_c(t) = kt \quad (3.9)$$

式 (3.9) を式 (3.4) に代入し、微分方程式を解くと次式になる。

$$\omega_w(t) = \frac{\frac{1}{2}kt^2 - \tau_w t}{I_w} + \omega_w(0) \quad (3.10)$$

クラッチのすべり速度 ω_s は式 (3.5)、式 (3.10) より次式となる。

$$\omega_s(t) = \omega_o(t) - \omega_w(t) = -\frac{k}{2I_w}t^2 + \left(\frac{\tau_w}{I_w} - \frac{k\omega_o(0)}{\tau_s} \right)t + \omega_o(0) - \omega_w(0) \quad (3.11)$$

単位時間当りの吸収エネルギー $\dot{q}(t)$ は式 (3.9)、式 (3.11) より次式となる。

$$\dot{q}(t) = \tau_c(t)\omega_s(t) = kt \left\{ -\frac{k}{2I_w}t^2 + \left(\frac{\tau_w}{I_w} - \frac{k\omega_o(0)}{\tau_s} \right)t + \omega_o(0) - \omega_w(0) \right\} \quad (3.12)$$

吸収エネルギー $q(t)$ は次式となる。

$$q(t) = \int_0^t \dot{q}(t) dt = kt^2 \left\{ -\frac{k}{8I_w} t^2 + \frac{1}{3} \left(\frac{\tau_w}{I_w} - \frac{k\omega_0(0)}{\tau_s} \right) t + \frac{1}{2} (\omega_0(0) - \omega_w(0)) \right\} \quad (3.13)$$

クラッチ係合時間 t_e は $\omega_s(t) = 0$ より次式となる.

$$t_e = \frac{I_w}{k} \left\{ \frac{\tau_w}{I_w} - \frac{k\omega_0(0)}{\tau_s} + \sqrt{\left(\frac{\tau_w}{I_w} - \frac{k\omega_0(0)}{\tau_s} \right)^2 + \frac{2k}{I_w} (\omega_0(0) - \omega_w(0))} \right\} \quad (3.14)$$

全吸収エネルギー Q は次式で求められる.

$$Q = q(t_e) \quad (3.15)$$

t_m までに係合が完了しない場合には, t_m での油圧立ち上がりで係合は完了し, その後はトルクコンバータがエネルギーを吸収すると仮定した.

(2) 連続すべり時

単位時間当りの吸収エネルギー \dot{Q} はクラッチ板の面圧 P_c と相対速度 ΔV から次式で表せる.

$$\dot{Q} = \mu P_c \Delta V A_c \quad (3.16)$$

ここで

$$P_c = \frac{PA_p - F_s}{A_c} \quad (3.17)$$

$$\Delta V = r_m \frac{2\pi\Delta N}{60} \quad (3.18)$$

連続すべり時間 t 中の全吸収エネルギー Q は次式で求められる.

$$Q = \dot{Q}t \quad (3.19)$$

3・3・2 クラッチ板表面温度計算

クラッチ板と相手板を図 3.10 のようにモデル化した. クラッチ板の摩擦材の表面温度は相手板の温度と同等であると考え, 相手板を半径方向に分割し, 各要素をヒートマスと捉え, 入熱 (吸収エネルギー) と放熱の差から温度を算出するモデルとした[19][27].

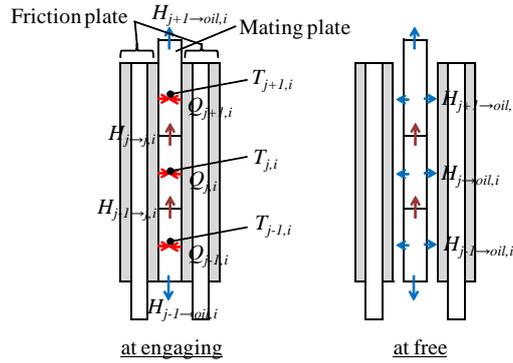


Fig. 3.10 Model for temperature analysis

(1) クラッチすべり時

要素 j の時刻 $i+1$ の温度 $T_{j,i+1}$ は、時刻 i の温度 $T_{j,i}$ に、時刻 i に吸収するエネルギー $Q_{j,i}$ 、要素 $j-1$ から要素 j への熱伝導量 $H_{j-1 \rightarrow j, i}$ 、要素 j から要素 $j+1$ への熱伝導量 $H_{j \rightarrow j+1, i}$ の加減から決まる温度を加えるという考えから次式で表せる。

$$T_{j,i+1} = T_{j,i} + \frac{Q_{j,i} + (H_{j-1 \rightarrow j, i} - H_{j \rightarrow j+1, i}) \Delta t}{C_{p,j}} \quad (3.20)$$

ここで、時刻 i の要素 $j-1$ から要素 j への熱伝導量 $H_{j-1 \rightarrow j, i}$ は、要素 $j-1$ の温度 $T_{j-1, i}$ と要素 j の温度 $T_{j, i}$ との差から式 (3.21) で、時刻 i の要素 j から要素 $j+1$ への熱伝導量 $H_{j \rightarrow j+1, i}$ も同様に考えて式 (3.22) で求められる。

$$H_{j-1 \rightarrow j, i} = \lambda_m \frac{T_{j-1, i} - T_{j, i}}{L_{j-1 \rightarrow j}} A_{j-1 \rightarrow j} \quad (3.21)$$

$$H_{j \rightarrow j+1, i} = \lambda_m \frac{T_{j, i} - T_{j+1, i}}{L_{j \rightarrow j+1}} A_{j \rightarrow j+1} \quad (3.22)$$

(2) クラッチ解放時

クラッチ解放時の要素 j の時刻 $i+1$ の温度 $T_{j,i+1}$ も同様に考えて次式で表せる。

$$T_{j,i+1} = T_{j,i} + \frac{(-H_{j \rightarrow oil, i} + H_{j-1 \rightarrow j, i} - H_{j \rightarrow j+1, i}) \Delta t}{C_{p,j}} \quad (3.23)$$

$$H_{j \rightarrow oil, i} = h_{j \rightarrow oil, i} (T_{j, i} - T_{oil, i}) A_{j \rightarrow oil} \quad (3.24)$$

3・4 負荷形態別の吸収エネルギーとクラッチ温度上昇の違い

慣性エネルギー吸収型操作の代表例としてのインチングフルリバース操作と連続すべり型の代表例としての連続インチング操作のそれぞれの一例について吸収エネルギー、クラッチ表面温度を計算した結果を表 3.1, 3.2 に示す。

Table 3.1 Calculation result of absorbed energy and clutch surface temperature for a type of inertia energy absorbing operation

B.O	Load	Engine Ne [rpm]	Speed V [km/h]	Clutch P2 [MPa]	Modu. tm [sec]	Absorbed energy Q [J]	Clutch temperature			M.plate σ_{θ} [MPa]	proof σ_y [MPa]	deformed
							Tin [°C]	Tout [°C]	Tin-Tout [°C]			
FRS	with	2200	-4	0.4	0.74	20502	255	82	173	213	283.5	not
IFRS	with	2200	-4	0.3	1.50	31166	322	87	235	289	263.4	deformed

Table 3.2 Calculation result of absorbed energy and clutch surface temperature for a type of forced continuous inching operation

B.O	Load	Engine Ne [rpm]	Speed V [km/h]	Clutch P3 [Mpa]	Steady ts [sec]	Absorbed energy Q [J]	Clutch temperature			M.plate σ_{θ} [MPa]	proof σ_y [MPa]	deformed
							Tin [°C]	Tout [°C]	Tin-Tout [°C]			
CI	without	1700	0	0.25	10	22736	314	202	112	138	265.8	not
CI	without	1700	0	0.25	20	45472	468	344	124	153	219.6	not

この結果から、以下のことがわかった。

- (1) 慣性エネルギー吸収型のインチングフルリバース操作では、短時間でエネルギーを吸収するため、内周側の温度 T_{in} は急上昇するが、外周側はそれに追従できず、その結果、内外周間の温度差 $T_{in}-T_{out}$ が大きくなる。
- (2) 連続すべり型の連続インチング操作では、長時間をかけてエネルギーを吸収するため、内周側の温度 T_{in} は、連続インチング操作を続ける限り上昇を続けるが、外周側も相手板内の熱伝導によって内周側温度に追従して上昇し、その結果、内外周間の温度差 $T_{in}-T_{out}$ は大きくはならない。

3・5 本章のまとめ

本章では、以下のことを明らかにした。

- (1) 摩擦材、相手板ともにその損傷を決める要因は表面温度 T であり、摩擦材の摩耗、寿命は、表面温度で、相手板の変形は表面温度の内外周間の温度差 $T_{in}-T_{out}$ で評価できる。
- (2) 表面温度を計算で求めるための吸収エネルギー計算と表面温度計算のプログラムを開発した。
- (3) これらのプログラムを用いて、代表的な作業を例にして、作業の違いによる温度上昇の仕方の違いを比較してみた結果、以下のことを明らかにした。
 - a) 慣性エネルギー吸収型のインチングフルリバース操作では、短時間でエネルギーを吸収するため、内周側の温度 T_{in} は急上昇するが、外周側はそれに追従できず、その結果、内外周間の温度差 $T_{in}-T_{out}$ が大きくなる。
 - b) 連続すべり型の連続インチング操作では、長時間をかけてエネルギーを吸収するため、内周側の温度 T_{in} は、連続インチング操作を続ける限り上昇を続けるが、外周側も相手

板内の熱伝導によって内周側温度に追従して上昇し，その結果，内外周間の温度差 $T_{in}-T_{out}$ は大きくはならない.

第4章

摩擦材の寿命評価

4・1 本章の位置付け

4・2 寿命評価法（理論）

4・2・1 摩擦材の構成と特性

4・2・2 寿命評価式

4・3 実験による検証（実験）

4・3・1 クラッチ単体試験による T-N 線図の作成

4・3・2 トランスミッション台上耐久試験

4・3・3 フィールド実車試験

4・4 本章のまとめ

4・1 本章の位置付け

本章では、クラッチを構成する一方の部品である摩擦板の摩擦材の寿命評価法について論じる。前半で提案する手法の理論について述べ、後半で実際の実機での試験結果と提案する手法で求めた計算値とを比較して、提案する手法の正当性、実用性を明らかにする。

4・2 寿命評価法（理論）

4・2・1 摩擦材の構成と特性

3・2・1項において湿式多板クラッチの特性・耐久性に影響する因子が多数あり、それらがお互いに複雑に相互作用し合うこと、また、湿式多板クラッチが解放の状態から係合を完全に完了するまでのプロセスは、流体潤滑と境界潤滑が混在する複雑な系となり、系統だった理論解析、定量化が困難であること、を述べた。

そこで、これらの因子すべてを包含し代表する因子として表面温度 T に着目し、温度 T と限界係合回数 N との関係を示す $T-N$ 線図による寿命予測法を提案した。

本項では、摩擦材の構成と特性の関係についてより詳しく概説し、提案する $T-N$ 線図とマイナー則を用いた摩擦材の寿命評価法を式によって表す。

摩擦材は図 4.1、4.2 に示すような構成成分（天然パルプ繊維、充てん材、摩擦調整剤など）を配合し、抄紙薬品（増強剤、結合剤など）を添加して湿式抄造した特殊なペーパーを製品形状に打ち抜き、熱硬化性樹脂を含浸して乾燥・硬化させる。一方、鋼板を同じく製品形状に打ち抜き接着剤を塗布した芯金に、このレジンを含浸ペーパーを加熱・加圧することにより接着して得られる。図 4.3 にこれらの工程の概略を示す[3]。

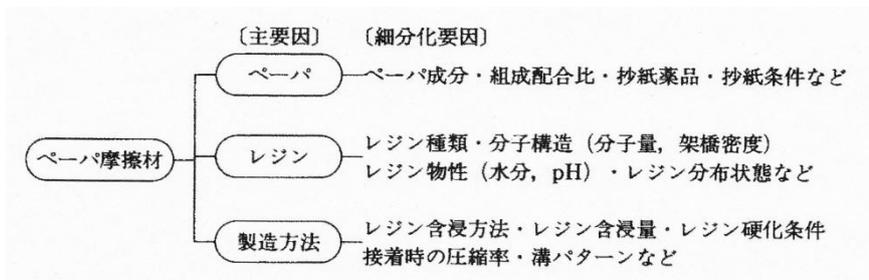


Fig. 4.1 Factors deciding characteristics of paper friction material [3]

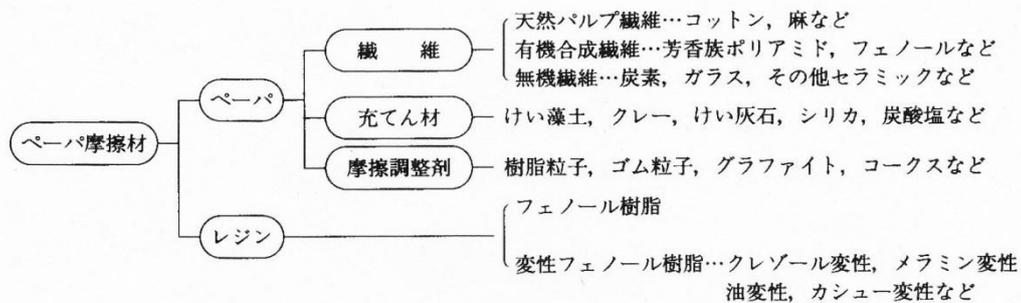


Fig. 4.2 Constitution ingredient of paper friction material [3]

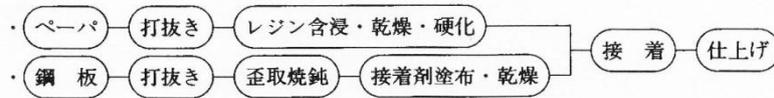


Fig. 4.3 Manufacturing process of paper friction material [3]

ペーパー摩擦材に使用されるペーパーは、繊維が互いに絡み合い内部に無数の微小孔をもった網状構造をしており、繊維、充てん材、摩擦調整剤により構成されている。これらを機能的に分類すると以下ようになる。 [3]

第一に、気孔性、気孔形態そして互いの結合から生じるペーパー強度を支配するのが繊維であり、その形状、比重、長さ、太さ、毛羽立ち状態などの違いにより多種多様なペーパーを設計できることからペーパー摩擦材の中核を担っている。使用する繊維によって、得られるペーパーの通気性や強度は変化し、ペーパー強度の高いものほど通気性が悪くなる傾向を示す。

第二に、粒子形状、柔軟性、そして独自に有する摺動特性から主として摩擦特性を左右するのが、充てん材および摩擦調整剤である。これらの違いによって最も強く影響を受けるのが摩擦係数で、充てん材、摩擦調整剤の選定により最大 5/100 程度の静摩擦係数（以下： μs ）の違いが認められる。

すなわち、ペーパー摩擦材の母体をなす成分は繊維であり、ここに充てん材と摩擦調整剤が加えられることによって摩擦特性が決定されることとなる。

次に、これら構成成分である繊維状物質と充てん物質との配合比によって変動するペーパー摩擦材の物理的物性と摩擦特性を示す。図 4.4 に配合パターン、図 4.5 にこれらをペーパー摩擦材に加工した際の物性、そして図 4.6 にこれらの摩擦特性の比較を示す。

繊維の比率が大きい場合（配合パターン①）、その弾性と摩擦材表面の充てん物質の不足によりペーパー摩擦材がつぶされ摩擦特性は低い値を示すが、逆に繊維間結合力が高まり機械的強度を向上させ、また、気孔性の向上に伴って自己冷却効果が増して耐熱耐久性が向上する。一方、充てん物質の比率が大きい場合（配合パターン③）、ペーパー摩擦材がつぶされず高い摩擦係数を示すが気孔性の低下に伴ってトルク形状にフラット性を欠き、機械的強度および耐熱耐久性が低下する傾向を示す。以上のように、成分配合比は気孔性と弾性と強度のバランスを支配しているため、ペーパー摩擦を設計する場合、ニーズに合った最適な配合比を検討することが必要である。 [3]

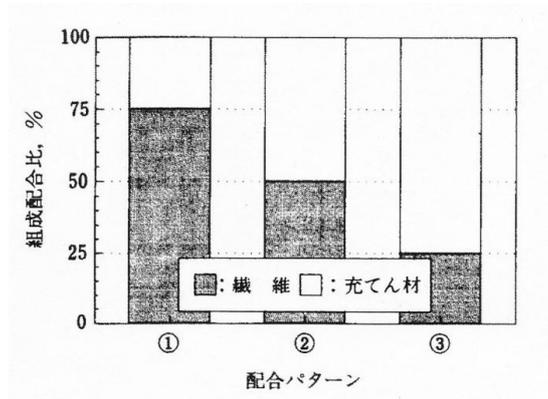


Fig. 4.4 Combination pattern of fiber and filler [3]

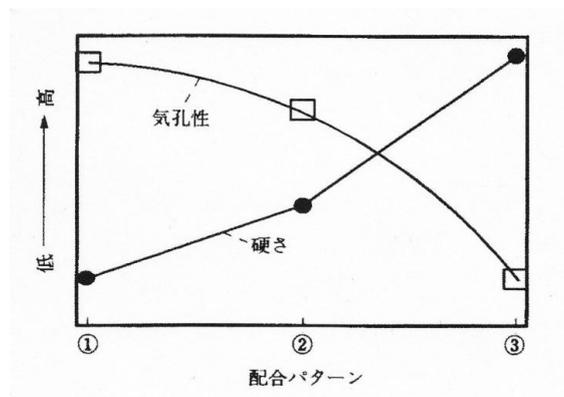


Fig. 4.5 Comparison of properties of each pattern [3]

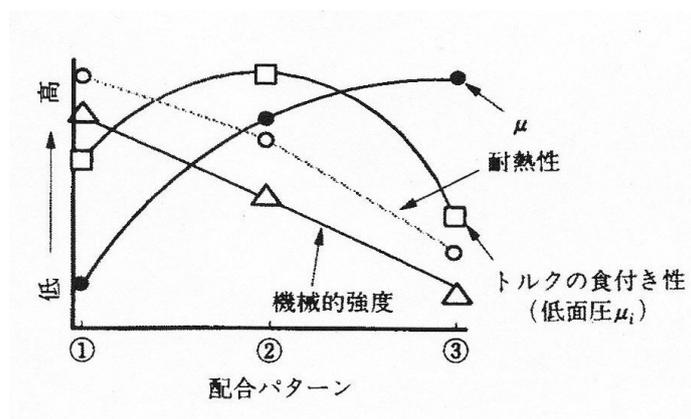


Fig. 4.6 Comparison of friction characteristics of each pattern [3]

4・2・2 寿命評価式

摩擦材をTG分析にかけた場合、不純物の次に早く（低温で）燃えるのは有機繊維である。摩擦材が熱負荷を受けて炭化するにしたがって有機繊維の量は減少し、その炭化度 D は次式で定

義される[16].

$$D = \frac{W_i - W_e}{W_i} \quad (4.1)$$

W_i : 初期有機繊維含有量

W_e : 繰り返し係合後の有機繊維含有量

炭化度がある値 (D_c) を超えると動摩擦係数が急激に低下し, SAE#2 試験機で吸収エネルギーレベルを変えてクラッチ板表面温度を変化させることによって各温度での炭化の進捗をプロットすると図 4.7 に示すようになる.

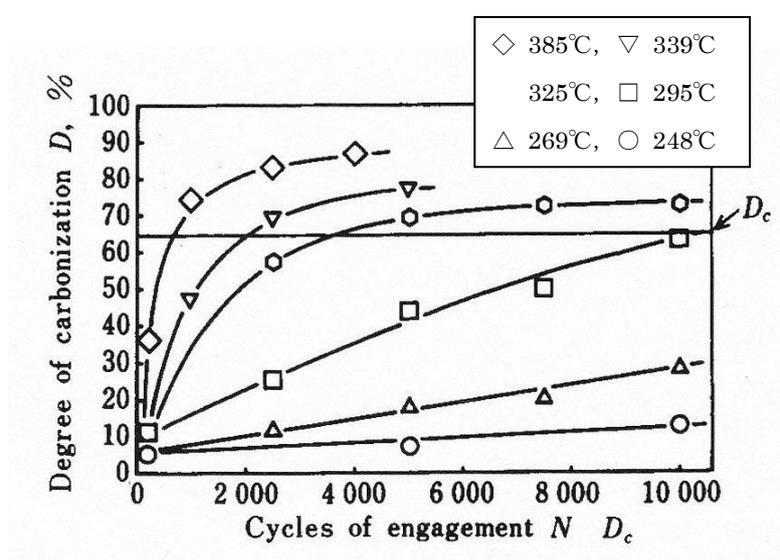


Fig. 4.7 Time change of carbonization D [16]

ここで注目すべきことは, 300°C以下であると係合回数に対する炭化度の進行はほぼ線形に変化しているが 300°C以上の高負荷になると対数関数的に変化していることである. 炭化度の臨界値 D_c を耐久限度とみなして, 温度 T に対するその耐久限度に達するまでの係合回数 N を片対数グラフにプロットすることによって摩擦材の劣化特性を表す $T-N$ 線図を得ることができると考えた. この $T-N$ 線図の高低と傾きは, 前項で述べた有機繊維と充てん材との配合比から決まる初期有機繊維含有量とその有機繊維の種類の違いによって決定する.

一般的にフォークリフトは自動車に比べて負荷が厳しく, クラッチ表面温度は高くなる. そこで $T-N$ 線図は, 図 4.7 で 300°Cを超えた高温において N に対する T の変化が対数的に変化する (T に対して N は指数関数的に変化する) ことに着目した. 300°C以上の高負荷での複数の T での N を対数軸としたグラフにプロットし, それを結んだ直線を 300°C以下の軽負荷時まで延ばすことにした. これは, 金属の $S-N$ 線図と同様に線図がフラットになる疲労限に相当する温度が存在している (自動車用の摩擦材では 150°Cくらいであると経験的に知られている) が, フィールド負荷のように時々刻々と変化する変動負荷下の寿命算出では, 斜めのまま直線を延ばす修正マイナ

一則に基づくことが一般的であり、その考え方、経験則に従った。ここで若干安全側への設計になつてしまうが、低温の負荷が寿命時間に及ぼす影響は小さく、その影響は無視できると判断した。以上を数式で表すと以下になる。

$T_0^\circ\text{C}$ の時, N_0 回

$T_1^\circ\text{C}$ の時, N_1 回

とすると

$$N = \exp\left(\frac{T - T_0}{C} + \ln N_0\right) \quad (4.2)$$

$$C = \frac{T_1 - T_0}{\ln N_1 - \ln N_0} \quad (4.3)$$

C は負の値になる。 N_0 と C は主に有機繊維の種類と配合比から決定される。

摩擦材の製造方法について述べた通り、摩擦材の特性・耐久性は有機繊維と充てん材との配合比から決まる。材料設計において決定された配合比に従って、製造工程で湿式抄造してペーパーに製造される。当然、この製造工程において配合比等にはばらつき要因が介在し、完成した製品の特性・耐久性もばらつくことになる。摩擦材を貼付した完成品であるクラッチ摩擦板の図面においては、このばらつきの範囲を $1 \cdot 3 \cdot 1$ 項で説明した μ - V 線図に上限、下限の範囲を設定して規定するなどしている。一般的にペーパー摩擦材の μ - V 特性は $\pm 5\%$ には入ることが経験的に知られている。また、一般的に、製造工程でのばらつきの分布は、機械加工の寸法の誤差の分布同様、正規分布に従うことが知られている。そこで、ペーパー摩擦材の耐久性は μ - V 特性同様に、配合比から決まった初期有機繊維含有量に大きく依存し、その量のばらつきは μ - V 特性のばらつきと同次数での影響度であると考え、 N のばらつきを次式で表した。

$$f(N) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}S} \exp\left\{-\frac{(N - N_i)^2}{2S^2}\right\} \quad (4.4)$$

N_i : 平均, すなわち T_i の時の破壊確率 50% の回数

S^2 : 分散 (S : 標準偏差)

ここで、例えば

$$3S = 0.05N_i$$

とすれば

$$f(N) = \frac{1}{60\sqrt{2\pi}N_i} \exp\left\{-\frac{(N - N_i)^2}{7200N_i^2}\right\} \quad (4.5)$$

となる。

負荷 T_i の時のその頻度が n_i であった場合、 T_i 時の寿命限界 N_i は式(4.2), (4.3), (4.4), (4.5) からばらつきを考慮して求めることができ、この時の寿命時間は式(3.2)によってばらつきを含んで算出できることになる。

4・3 実験による検証（実験）

4・3・1 クラッチ単体試験による T-N 線図の作成

(i) 試験装置

図 1.2 示した SAE#2 試験機によって行った。モータでフライホイールと湿式多板クラッチを回転させ、その後モータを遮断し、フライホイールの回転慣性エネルギーを湿式多板クラッチで吸収して、フライホイールを停止させ、その間のクラッチ油圧、回転数、トルクの変化を計測する試験機である。この試験機内の湿式多板クラッチの相手板に熱電対を埋め込み、クラッチ板表面温度 T を計測した。フライホイールの大きさとその回転速度を変えることによって吸収エネルギーレベルを変え、クラッチ板表面温度 T のレベルを変えることができる。

(ii) 試験条件

(1) パラメータと水準

パラメータ： 摩擦材、クラッチ表面温度 T

水準： 摩擦材：3 水準（3 種類の材料）

クラッチ表面温度 T ：2 水準（300°C 以上の条件で 2 条件）

n 数： 1

クラッチ表面温度 T の水準数と n 数はもっと多く取りたかったが、①経験的に片対数グラフ上で直線にのること、またこれは物質の熱による劣化の進展を示すアレニウスプロットと同じ傾向であること、②クラッチ板単体の耐久性評価をする試験であるため 1 水準の試験に長時間を要すること、③金属鋼材の P-S-N 線図（確率疲労特性）の把握に見られるように各水準での N のばらつきを特定するだけでも 1 つの論文を作成できるほどの作業量であること、④そこには本論文の主目的を置かないこと、⑤クラッチ摩擦材でのそれは $\mu \cdot V$ 特性のばらつきを $\pm 5\%$ で規定しその範囲内に正規分布で収まることが経験的に知られていること、⑥ $n=1$ の結果のプロットは破壊確率 50%、平均の値である確率は高いこと、⑦ 4・2・2 項の寿命評価式にはばらつきも含めて一般化してあること、から $n=1$ とした。

(iii) 試験方法

フライホイールの大きさと回転数を変えることによってクラッチ表面温度 T の水準を決め、その条件でクラッチの係合と解放を繰り返す。サイクルタイムは係合時の T が解放後初期の油温に戻る時間から決めた。

(iv) 試験結果

試験結果を図 4.8 に示す。

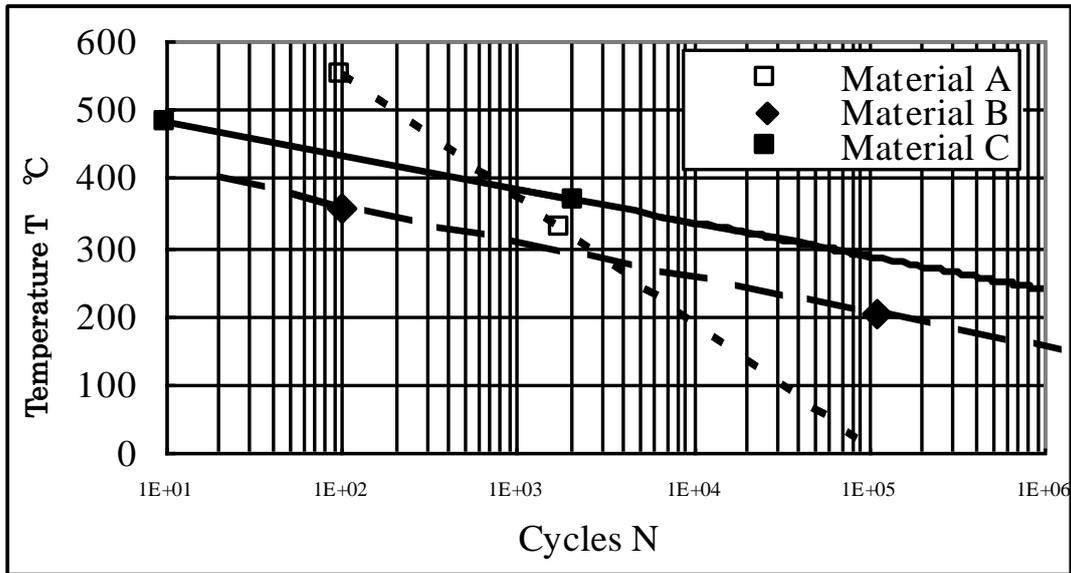


Fig. 4.8 T-N curve

4・3・2 トランスミッション台上耐久試験

(i) 試験装置

試験装置の概要を図 4.9 に、試験対象のトランスミッションの断面図を図 4.10 に、計測部の詳細を図 4.11 に示す。

(1) 装置仕様

エンジン： 三菱 6D-16 ディーゼルエンジン 93kW(125HP) / 2200 rpm
トランスミッション： 10 ton 級フォークリフト用前進 3 速 / 後進 3 速，および前進 2 速 / 後進 2 速オートマチックトランスミッション
フライホイール： トランスミッション出力換算車体等価慣性モーメント相当の円筒円板

(2) クラッチ板表面温度 T の計測方法

ドラム側に支持されている相手板の半径方向中央部に熱電対を埋め込み、配線はドラム外側からドラム間ギヤとドラム間に加工した溝を通してシャフトに導き、シャフト中心に空けた穴を通して外部に取り出し、テレメータでデータレコーダーに送信した。

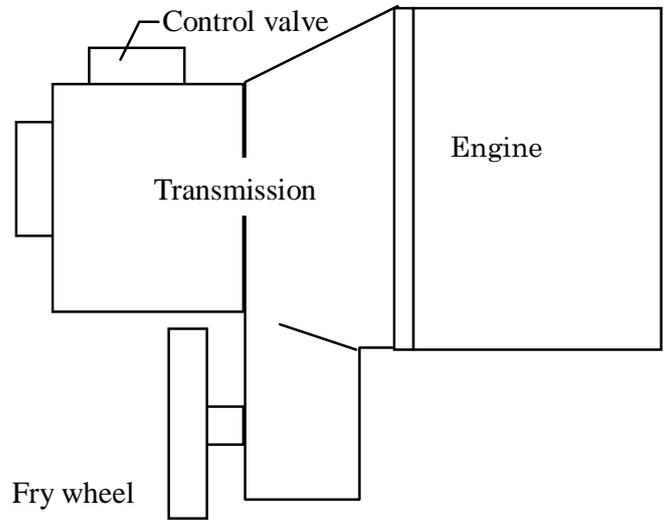


Fig. 4.9 Transmission durability test bench

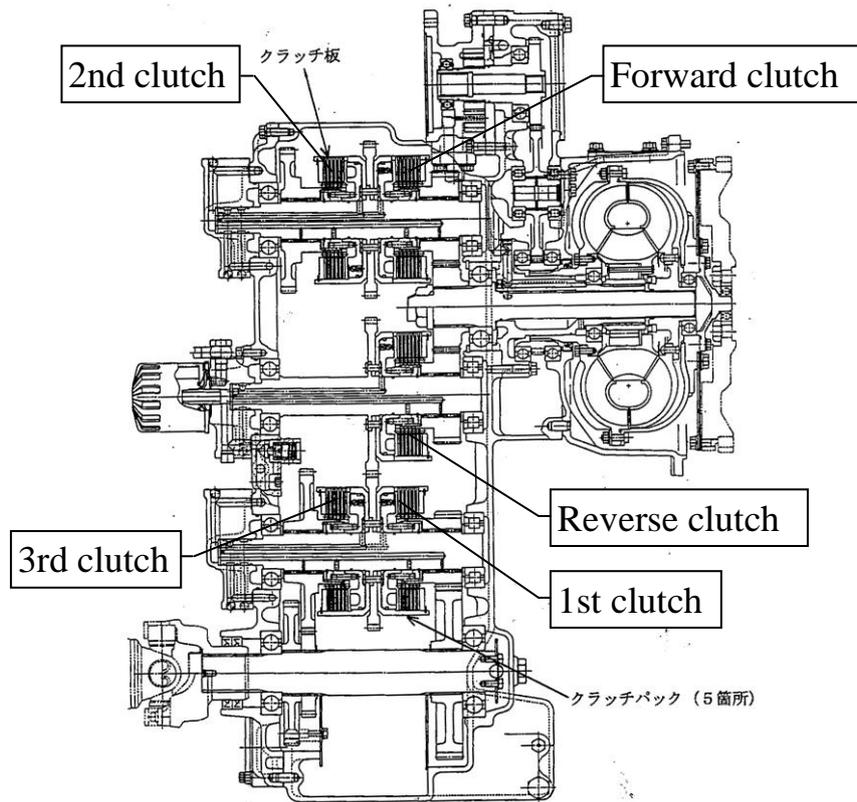


Fig. 4.10 Section drawing of automatic transmission for 10 ton class forklift truck [20]

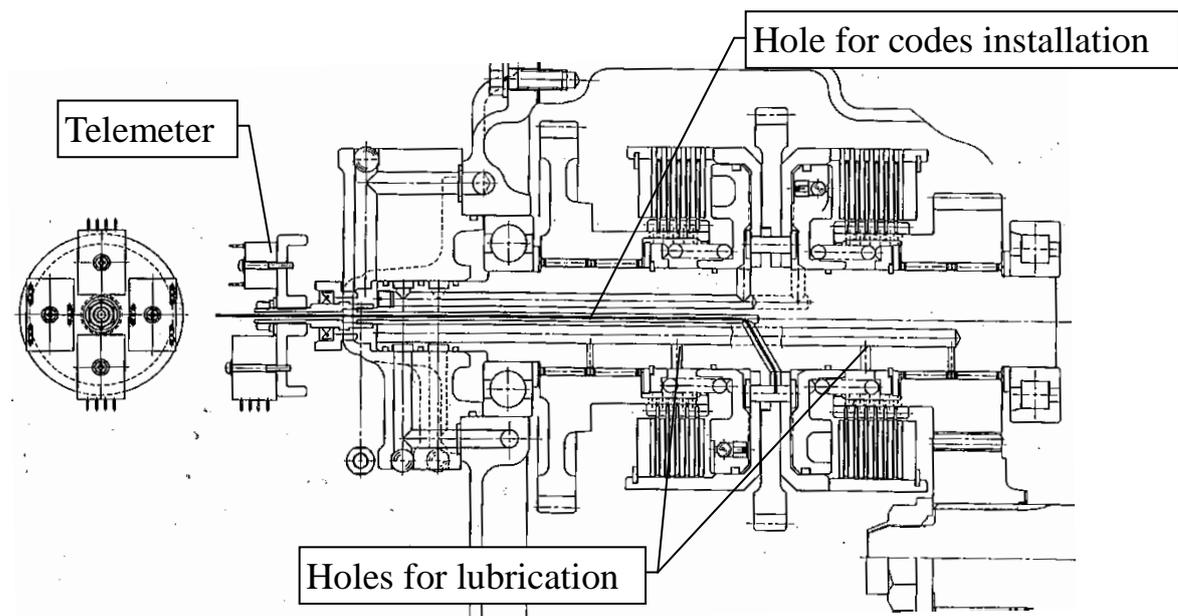


Fig.4.11 Test equipment for T measurement [20]

(iii) 試験方法

エンジン回転数と、R1→F1（後進1速から前進1速への変速）、F1→F2、R2→F2、F2→F1等の変速を組み合わせる耐久試験パターンを決め、その時のクラッチ板表面温度 T を計測した

(1) 計測項目

- エンジン回転数
- フライホイール回転数
- クラッチ油圧
- クラッチ板表面温度
- 油温

(2) 試験条件

潤滑油量：図 4.11 に示した潤滑穴径を $\Phi 8.8$ と $\Phi 6.8$ に変えて実施

(iv) 試験結果

(1) 温度計測結果

耐久試験パターンでの計測データから求めたクラッチ板表面温度 T の1時間当りの頻度、の計測結果（抜粋）を表 4.1 に示す[20].

Table 4.1 Results of bench test (excerpt)

Item	ε [Nm/cm ² ·s]	e [Nm/cm ²]	Freq./hour	Temp [deg C]	
				ϕ 8.8	ϕ 6.8
R1-F1	37.86	18.25	103	120	125
F1-F2	32.07	16.66	103	110	115
R2-F2	78.55	40.74	103	135	150
F2-F1	28.99	13.12	103	125	130
F1-F2	26.63	13.80	103	120	125

表 4.1 に示した台上耐久パターンでのクラッチ板表面温度 T の頻度と図 4.8 の $T-N$ 線図から 3・2・1 項で述べたマイナー則を用いて寿命計算を行った. 結果を表 4.2 に示す[20]. 摩擦材は $T-N$ 線図の Material A と Material B のそれぞれについて計算を行い, 表中の A, B はそれを表す.

Table 4.2 Clutch life calculation on bench test (excerpt)

Item	Temperature [deg C]	ni [Freq./hour]	Cycles Ni		$\frac{ni}{Ni}$		$\sum \frac{ni}{Ni}$		Life [hour]	
			A	B	A	B	A	B	A	B
			x10 ⁴	x10 ⁶	x10 ⁻³	x10 ⁻⁵	x10 ⁻²	x10 ⁻⁴		
R1-F1	120	102.9	2.2	3.6	4.7	2.9	2.34	1.58	43	6,329
F1-F2	110	102.9	2.6	7.2	4.0	1.4				
R2-F2	135	102.9	1.9	1.8	5.4	5.7				
F2-F1	125	102.9	2.1	3.0	4.9	3.4				
F1-F2	115	102.9	2.3	4.4	4.5	2.3				

計算結果と実際のトランスミッション台上耐久試験での耐久性の結果との比較を表 4.3 に示す [19].

Material A の時, 実際の台上耐久試験では, 2 速仕様で 115 時間, 3 速仕様で 30 時間でクラッチが損傷したが, 計算結果では, 2 速仕様で 84 時間, 3 速仕様で 43 時間となった.

Material B に変更し, 参考文献[19]公開時には, 実際の台上耐久試験で, 2 速仕様では 420 時間問題なし (試験継続中), 3 速仕様では 480 時間問題なし (試験継続中) であったのに対し, 計算結果は, 2 速仕様で 7,299 時間, 3 速仕様で 6,329 時間となった. その後, 実際の台上耐久試験では目標の 2,000 時間を達成できた. この耐久目標時間の根拠は, おおよそ台上耐久パターンの負荷頻度がフィールドの負荷頻度の 5 倍以上はあると考えて, 加速倍率 5, よってフィールド実寿命目標 10,000 時間相当として従来から決められていた. 2,000 時間の耐久完了後分解し, クラッチの損傷はなく, 継続使用が可能な状態であった. 耐久試験は継続したかったが, 時間的,

費用的な制約から従来通り，ここで終了せざるを得なかった．これに対してこの台上耐久パターンでの寿命時間の計算結果は2速仕様で7,299時間，3速仕様で6,329時間であった．このことから，2,000時間耐久試験後継続使用可能であるという事実を計算でも再現できたといえることができる．

Table 4.3 Comparison between actual life and prediction life on bench test

10tonフォークリフト用 台上耐久試験	摩擦材A		摩擦材B	
	試験結果	計算寿命	試験結果	計算寿命
2速仕様トランスミッション	115Hr でクラッチ損傷	84Hr	420Hr 問題なし	7,299Hr
3速仕様トランスミッション	30Hr でクラッチ損傷	43Hr	480Hr 問題なし	6,329Hr

4・3・3 フィールド実車試験

a) 10トンフォークリフトの場合

(i) 計測項目

エンジン回転数

クラッチ油圧

油温

車速

アクスルシャフトトルク

(iii) 試験方法

(1) 10ton級の大型フォークリフトの国内ユーザーで最も稼働が過酷であるといわれている鉄道貨物駅構内にて計測を行った．

(2) 作業内容は，図4.12に示すとおり，貨車から貨物を取ってトラック積込エリアまで運搬する走行が主体のサイクル（運搬サイクル）と，運搬した貨物をトラックへ積込む，前進/後進切換え頻度の多いサイクル（積込サイクル）の2種類があり，1台のフォークリフトが両方の作業を行っていた．

(iv) 試験結果

計測データ（抜粋）を図4.13に，クラッチ板表面温度 T の頻度を表4.4に示す[20]．

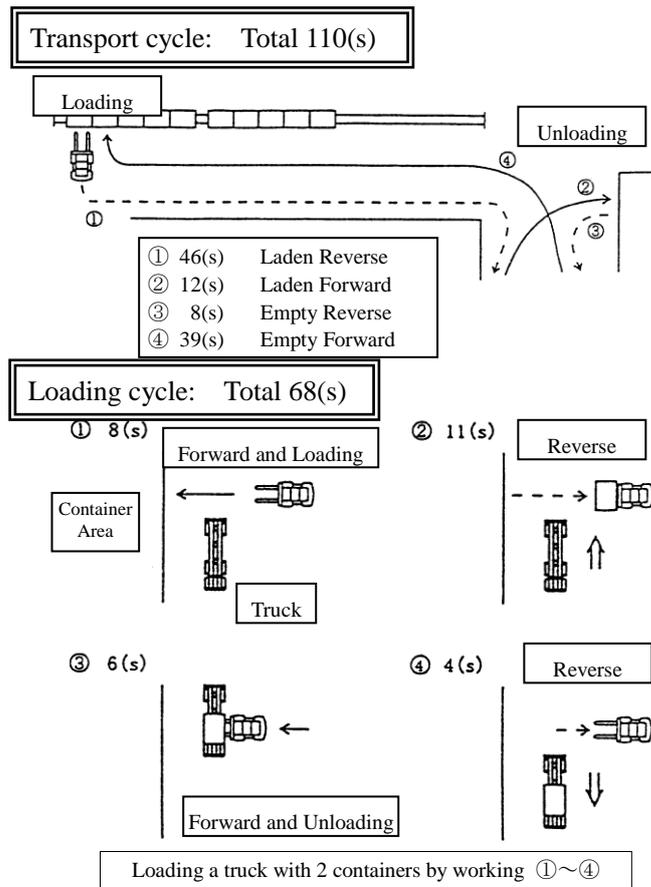


Fig. 4.12 Operation pattern on field

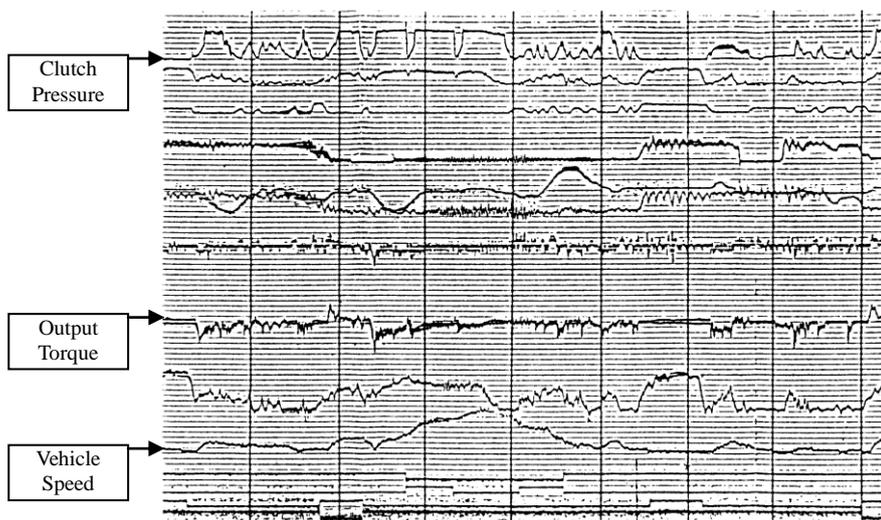


Fig. 4.13 Measured data on field (excerpt)

Table 4.4 Load frequency of 3 speed lift truck(excerpt)

Item	T/M [rpm]	E/G [rpm]	ϵ [Nm/cm ² ·s]	e [Nm/cm ²]	Freq. /hour	Temp [deg C]
F2-F1	-360	1,000	20.19	18.13	2.8	145
R1-F1	-120	1,400	24.09	10.27	2.8	145
F1-F2	720	1,800	15.19	7.40	2.8	140
F2-F3	1,440	1,850	15.54	7.89	2.8	140
∫	∫	∫	∫	∫	∫	∫
F1	0	1,000	7.22	2.99	2.8	120
F3-F2	840	1,300	2.13	0.37	2.8	120
F2-F3	1,440	1,800	14.55	7.33	2.8	125

同様の方法で表 4.4 に示したフィールドでのクラッチ板表面温度 T の頻度から寿命を算出した。結果を表 4.5 に示す[20]。

誤差を仮に±20%とすると、国内でもっとも過酷であるされているこの鉄道貨物ユーザーでのクラッチ寿命は $11,687 \times 0.8 = 9,350$ 時間から $11,687 \times 1.2 = 14,024$ 時間の間であると予測できる。本ユーザーは 3 交代フル稼働であり、1 日稼働率および年間実働日数中の稼働率を 80%とすると

$24\text{Hr} / 1\text{日} \times 0.8 \times 25\text{日} / 1\text{月} \times 12\text{か月} \times 0.8 = 4,608\text{ Hr} / 1\text{年}$
 の高稼働レベルのユーザーであり、実際 2 年 ($4,608 \times 2 = 9,216$ 時間) から 3 年 ($4,608 \times 3 = 13,824$ 時間) の範囲内でクラッチの交換が必要であった事実とほぼ符合しているといえる。

Table 4.5 Prediction of clutch life on field

	Material A	Material B
Prediction life	123 hr	11,687 hr

b) 3 トンフォークリフトの場合

試験対象のトランスミッションの断面図を図 4.14 に示す。

クラッチ不具合が発生している北米のユーザーで負荷頻度データ計測を実施した。計測項目、計測方法は 4・3・3 項で述べたことと同等である。

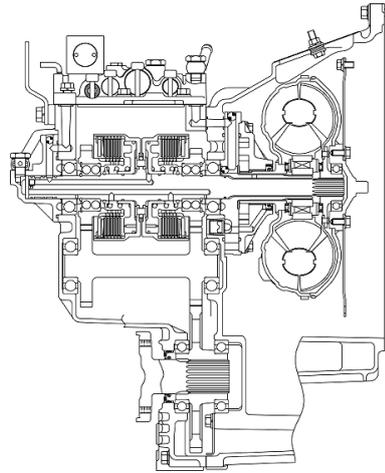


Fig. 4.14 Section drawing of transmission for 3 ton forklift truck [21]

3 時間に及ぶデータを以下の手順で整理しまとめた。

(1) 0.01 秒毎に計測したデータの全項目を同一時間軸上で並べた。一部を図 4.15 に示す[21][26]。

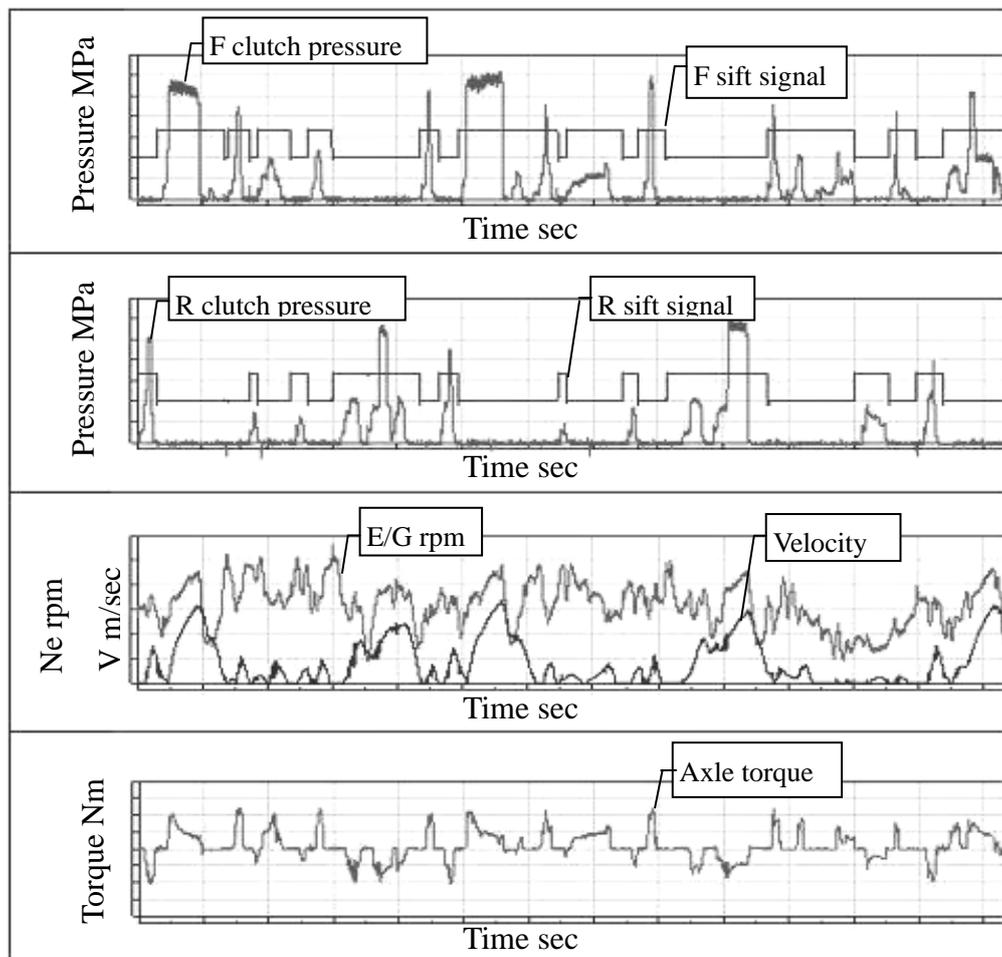


Fig. 4.15 Measuring curve (excerpt)

- (2) 3 時間の間に典型的な作業を部分的に現地でビデオ撮影し、各映像と計測データを対応できるようにした。
- (3) 映像と計測データとを比較することによって、計測データの波形から映像のない部分の作業状態、操作状態を推定した。
- (4) そして、3 時間のデータの中から、代表的な、典型的な作業と、その作業を代表する計測データを抽出した。その結果を表 4.6 に示す。六つの作業パターンに分けることができた。
- (5) さらに、各作業パターンについて、3 時間での頻度から、1 日当りの頻度、1 時間当りの頻度に展開した。結果を同じ表 4.6 に示す[21][26]。

Table 4.6 Work pattern & frequency

Work pattern	Frequency N		
	/3h	/1day	/1h
①Carriage of small block	3	8.38	1.16
②Pushing of copper plate	3	8.38	1.16
③Lifting of copper plate	2	5.59	0.77
④Loading of large block	11	30.73	4.26
⑤Loading of wheel	12	33.52	4.65
⑥Cleaning of floor	2	5.59	0.77

抽出した 6 パターンについて、吸収エネルギー計算とクラッチ板シミュレーション計算を実施し、クラッチ油圧 P_c 、クラッチ換算相対周速 V 、クラッチ吸収エネルギー Q 、クラッチ板内周部温度 T_{in} 、中央部温度 T_{center} 、外周部温度 T_{out} の時間変化を図 4.16 のようにグラフ化した[21][26]。

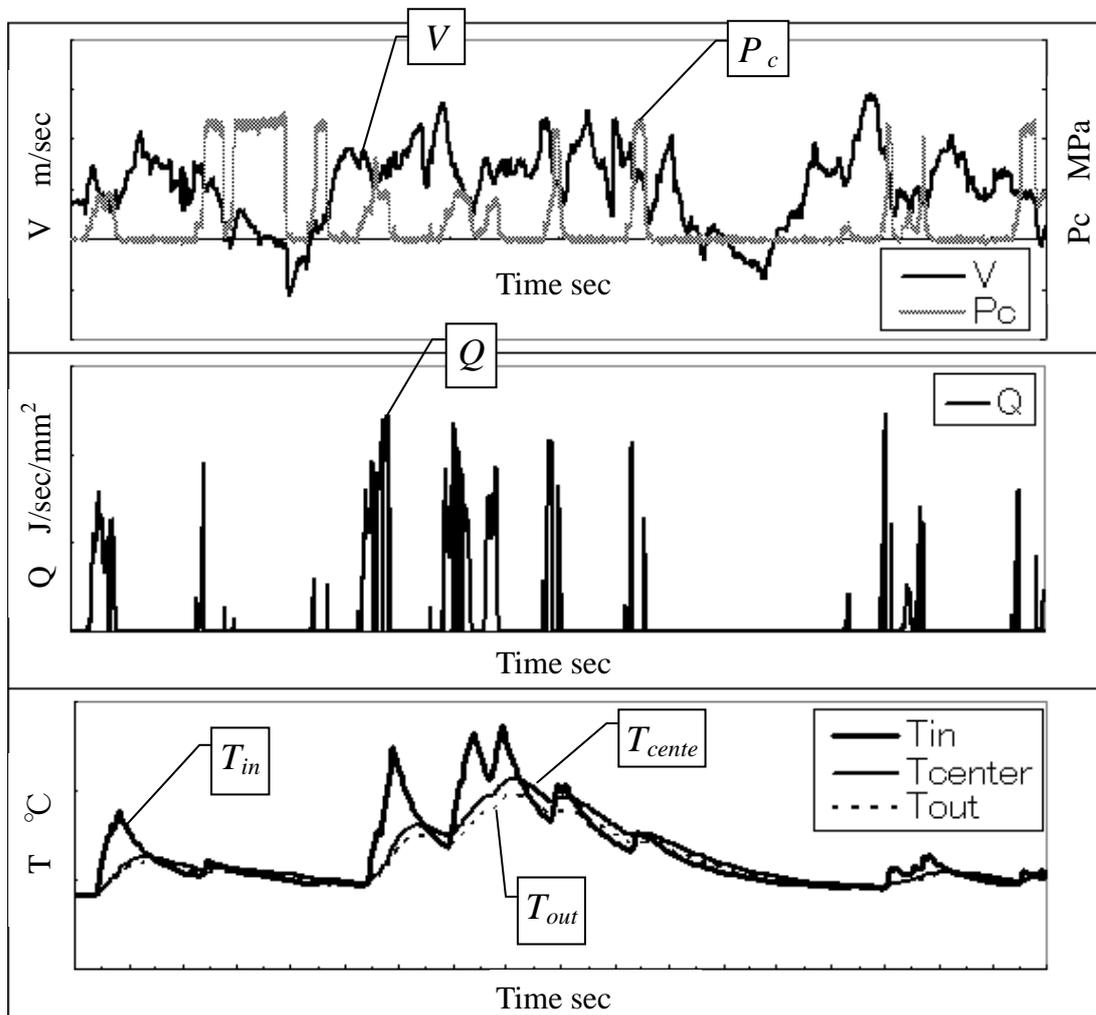


Fig. 4.16 Calculated curve for absorbed energy and temperature (excerpt)

図 4.16 のようにまとめたグラフからクラッチ板表面温度 T のピーク値を読み取り、全作業での温度の頻度を表 4.7 の通りまとめた[21].

図 4.8 に示した $T-N$ 線図よりマイナー則を用いて寿命時間を算出した. 今回の対象トランスミッションには Material C を使用している. 結果は以下となった.

F (前進) クラッチ : 22,033 時間

R (後進) クラッチ : 470,945 時間

Table 4.7 Frequency of clutch surface temperature

time	Movement	T [°C]	n_i [/ hr]	N_i [cycle]	n_i/N_i [/ hr]
1906	Inching	113.1	1.16	3.26E+08	3.56E-09
1921	Full reverce	114.4	1.16	3.07E+08	3.78E-09
1931	Take off	124.0	1.16	1.95E+08	5.94E-09
1938	Inching	190.4	1.16	8.66E+06	1.34E-07
∫	∫	∫	∫	∫	∫
5904	Inching	239.4	0.77	8.69E+05	8.91E-07
5909	Inching	200.9	0.77	5.29E+06	1.46E-07
5919	Full reverce	187.5	0.77	9.93E+06	7.80E-08
5922	Inching	192.5	0.77	7.85E+06	9.86E-08
Accumulative fatigue damage					4.54E-05
Life [hr]					22,033

一方、フィールドにおいては約 1,000 時間でクラッチが引き摺るクレームがあって、回収した不具合品には、摩擦材に関しては全く炭化、劣化の兆候が無く、相手板のみが変形していたことから、以下のことがいえる。

- ①本ユーザーの稼働条件では、クラッチ板摩擦材に関しては十分な耐久性を有し、フィールド要求寿命を満足できる。
- ②このことを寿命計算の結果は裏付けている。
- (3) その理由は 4・2・2 項で述べたとおり、摩擦材炭化進行の速度が指数関数的に上昇するその臨界温度は 300°C 近傍にあり、この温度を超えて、さらにその温度が繰り返されるような熱負荷は、表 4.7 に一例を示した温度計算結果からわかるとおり、加わっていないからである。

4・4 本章のまとめ

本章では以下のことを明らかにした。

- (1) 摩擦材の構成と特性を説明し、その劣化は表面温度 T で評価できることを提案した。
- (2) 表面温度 T とその条件での限界係合回数 N との関係を示す $T-N$ 線図を提案し、実機の負荷による T の頻度がわかればマイナー則を用いて寿命を算出できることを提案し、式によって表した。
- (3) 以上の手法の正当性、実用性を台上トランスミッション耐久試験、およびフィールド実機（10 トンフォークリフトと 3 トンフォークリフト）試験によって実証した。

第5章

相手板の変形の評価

- 5・1 本章の位置付け
- 5・2 変形の評価法（理論）
 - 5・2・1 熱応力計算
 - 5・2・2 変形の閾値
 - 5・2・3 変形有無判別計算
- 5・3 実験による検証（実験）
 - 5・3・1 連続インテング試験
 - 5・3・2 インテングフルリバース試験
- 5・4 本章のまとめ

5・1 本章の位置付け

本章では、クラッチを構成するもう一方の部品である相手板変形有無の評価法について論じる。前半で、提案する手法の理論について述べ、後半で、実機試験によってその手法の正当性、実用性を検証する。

5・2 変形の評価法

3・2・2 項において、相手板の変形の主要因は、クラッチ係合時の熱による内外径の温度差 $T_{in}-T_{out}$ によるとの推定、考察について述べた。本節では、熱応力の計算モデルと、その応力値から変形に到るか、否か、を判別する変形の閾値について提案する。

5・2・1 熱応力計算

モデルの立案、選択には、相手板が変形に到る内外周それぞれの温度とその温度差を求めることに力点を置いた。そこで、相手板半径方向の温度分布は直線形分布であると単純化し、その場合に厚さ一様な円板に発生する熱応力の式を採用することにした。

厚さ一様な円板で、半径方向の温度分布が直線形の場合、熱応力は次式で表される[22]。

$$\sigma_{\theta} = \frac{1}{3} \alpha E (T_2 - T_1) \left\{ (k^2 + k + 1) - 2(k + 1) \left(\frac{r}{a} \right) + \left(\frac{b}{r} \right)^2 \right\} / (k^2 - 1) \quad (5.1)$$

a : 円板の内周半径

b : 円板の外周半径

$k = b/a$: 内外径比

σ_{θ} : 円周方向応力

α : 線膨張係数

E : 縦弾性係数

ν : ポアソン比

T_1 : 内周温度

T_2 : 外周温度

5・2・2 変形の閾値

図 5.1 に一般的なオイラーの座屈応力の図を示す[24]。弾性域内においては、応力はオイラーの座屈応力の式にのるが、弾性域を超えると本式から逸脱し（このエリアの応力の式はモデルによって様々な実験式が報告されている）、さらに負荷荷重が増して降伏点を超えると永久変形することを示している。これより、相手板変形のクライテリアは材料の 0.2%耐力とした。（独）物

質・材料研究機構データベースの 0.3C 鋼 0.2%耐力の温度依存性データ[25] からクラッチ相手板材料の硬さ比を乗じて、その耐力の温度依存性を図 5.2 の通り求めた[23].

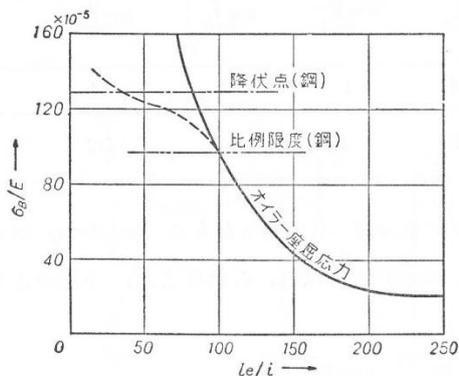


図 4.73 オイラー座屈応力

Fig. 5.1 Euler's buckling stress [24]

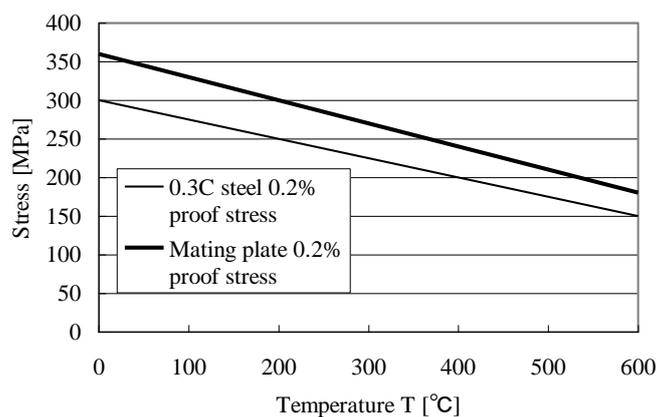


Fig. 5.2 Proof stress of clutch mating plate [23]

外周側よりも温度が高くなる内周側温度 T_{in} を基準として、その温度での 0.2%耐力を図 5.2 から求め、その応力となる時の内外周の温度差 $T_{in} - T_{out}$ を式 (5.1) から逆算した。その結果を表 5.1 に示す。

$T_{in} = 500^{\circ}\text{C}$ では、 $T_{in} - T_{out} = 157^{\circ}\text{C}$ 以上で変形

$T_{in} = 450^{\circ}\text{C}$ では、 $T_{in} - T_{out} = 164^{\circ}\text{C}$ 以上で変形

$T_{in} = 400^{\circ}\text{C}$ では、 $T_{in} - T_{out} = 179^{\circ}\text{C}$ 以上で変形

$T_{in} = 350^{\circ}\text{C}$ では、 $T_{in} - T_{out} = 187^{\circ}\text{C}$ 以上で変形

$T_{in} = 300^{\circ}\text{C}$ では、 $T_{in} - T_{out} = 202^{\circ}\text{C}$ 以上で変形

することがわかった。

Table 5.1 Temperature of mating plate at deformation

Internal T_1 [°C]	Outer T_2 [°C]	Difference T_1-T_2 [°C]	Stress σ_0 [MPa]	0.2% proof stress at T_1 [MPa]
309	218	91	122	270
500	can not	100	134	210
500	380	120	161	210
500	360	140	188	210
500	350	150	201	210
500	345	155	208	210
500	344	156	209	210
500	343	157	210	210
450	290	160	214	220
450	286	164	220	220
400	230	170	228	240
400	221	179	240	240
350	170	180	241	250
350	165	185	248	250
350	164	186	249	250
350	163	187	251	250
300	110	190	255	270
300	100	200	268	270
300	99	201	269	270
300	98	202	271	270

5・2・3 変形有無判別計算

以上の熱応力計算と変形の閾値を用いて、2・3節で整理した基本操作に対して3・3節で提案したクラッチ温度計算を用いて求めた相手板表面温度から変形の有無を判別する計算を行った。特徴的な3例を表5.2, 5.3, 5.4に示す[19]。特徴は以下となった。

- (1) 通常発進 (NS) では、操作前のエンジン回転数が高いほど、また空荷よりも積荷の方が、吸収エネルギー Q は高くなり、クラッチ表面温度 T_{in} , T_{out} も高くなる。 $T_{in}>T_{out}$ となる理由は、ショック緩衝用としてクラッチ部に挿入した皿ばねによって内側の面圧が外側よりも高くなり、この影響が周速の影響よりも大きいためである[21]。
- (2) インチング発進 (IS) では、通常発進よりも吸収エネルギー Q は大きくなり、クラッチ表面温度 T_{in} , T_{out} も高くなる。また、インチング時間が長くなるほど、さらに同じ傾向が進む。同じ操作前条件において、通常発進とインチング発進とを比較すると、インチング発進の方がクラッチ表面温度 T_{in} , T_{out} が高くなると同時に T_{in} の上昇率が T_{out} の上昇率よりも大きく、 $T_{in}-T_{out}$ も大きくなる。例えば表5.2に示す通り、積荷、エンジン回転数2200rpmでの通常発進では $T_{in}=190^{\circ}\text{C}$, $T_{out}=81^{\circ}\text{C}$, $T_{in}-T_{out}=106^{\circ}\text{C}$ になるのに対し、同じ積荷、エンジン回転数2200rpmでのインチング時間2.5secのインチング発進では $T_{in}=328^{\circ}\text{C}$, $T_{out}=97^{\circ}\text{C}$, $T_{in}-T_{out}=231^{\circ}\text{C}$ となる。このインチング発進では、相手板の内外周間の温度差による円周方向応力が温度を考慮した材料の降伏応力を超えて変形する。

Table 5.2 Calculation result of mating plate deformation (extraction 1)

B.O	Load	Engine Ne [rpm]	Speed V [km/h]	Clutch P2 [MPa]	Modu. tm [sec]	Absorbed energy Q [J]	Clutch temperature			M.plate σ_{θ} [MPa]	proof σ_y [MPa]	deformed
							Tin [°C]	Tout [°C]	Tin-Tout [°C]			
NS	with	2200	0	0.4	0.74	12913	190	81	109	134	303	not
IS	with	2200	0	0.3	2.50	35525	328	97	231	285	261.6	deformed

- (3) フルリバース発進 (FRS) では、当然のことながら、動作前のエンジン回転数、車速が高いほど、また、空荷よりも積荷の方が、吸収エネルギー Q は大きくなり、クラッチ表面温度 T_{in} , T_{out} も高くなる。
- (4) インチングフルリバース発進 (IFRS) では、フルリバース発進よりも吸収エネルギー Q は大きくなり、クラッチ表面温度 T_{in} , T_{out} も高くなる。また、インチング時間が長くなるほど、さらに同じ傾向が進む。同じ動作前条件において、フルリバース発進とインチングフルリバース発進とを比較すると、インチングフルリバース発進の方がクラッチ表面温度 T_{in} , T_{out} が高くなると同時に T_{in} の上昇率が T_{out} の上昇率よりも大きく、 $T_{in}-T_{out}$ も大きくなる。例えば表 5 に示す通り、積荷、エンジン回転数 2200rpm、車速-4km/h でのフルリバース発進では $T_{in}=255^{\circ}\text{C}$, $T_{out}=82^{\circ}\text{C}$, $T_{in}-T_{out}=173^{\circ}\text{C}$ となる。このフルリバース発進では、相手板の内外周間の温度差による円周方向応力が温度を考慮した材料の降伏応力を超えず、変形しない。これに対し、同じ積荷、エンジン回転数 2200rpm、車速-4km/h でのモジュレーション時間 1.5sec のインチングフルリバース発進では $T_{in}=322^{\circ}\text{C}$, $T_{out}=87^{\circ}\text{C}$, $T_{in}-T_{out}=235^{\circ}\text{C}$ となる。このインチングフルリバース発進では、相手板の内外周間の温度差による円周方向応力が温度を考慮した材料の降伏応力を超えて変形する。

Table 5.3 Calculation result of mating plate deformation (extraction 2)

B.O	Load	Engine Ne [rpm]	Speed V [km/h]	Clutch P2 [MPa]	Modu. tm [sec]	Absorbed energy Q [J]	Clutch temperature			M.plate σ_{θ} [MPa]	proof σ_y [MPa]	deformed
							Tin [°C]	Tout [°C]	Tin-Tout [°C]			
FRS	with	2200	-4	0.4	0.74	20502	255	82	173	213	283.5	not
IFRS	with	2200	-4	0.3	1.50	31166	322	87	235	289	263.4	deformed

- (5) 連続インチング (CI) では、当然のことながら、エンジン回転数が高く、インチング時間が長いほど、吸収エネルギー Q は大きくなり、クラッチ表面温度 T_{in} , T_{out} も高くなる。ここで、上述の慣性エネルギー吸収型の動作と傾向が異なるところは、インチング時間が長くなるほどクラッチ表面温度は高くなるが、内外周間の温度差 $T_{in}-T_{out}$ は慣性エネルギー吸収型動作ほどには大きくなりません。例えば、エンジン回転数 1700rpm、車速 0km/h (ストール状態) での 10sec の連続インチングでは $T_{in}=314^{\circ}\text{C}$, $T_{out}=202^{\circ}\text{C}$, $T_{in}-T_{out}=112^{\circ}\text{C}$ 、同条件での 20sec の連続インチングでは $T_{in}=468^{\circ}\text{C}$, $T_{out}=344^{\circ}\text{C}$, $T_{in}-T_{out}=124^{\circ}\text{C}$ となる。これらの時、内周側温度 T_{in} は慣性エネルギー吸収型での温度レベ

ル以上に達するが、内外周間の温度差が大きくなるため、相手板の内外周間の温度差による円周方向応力は温度を考慮した材料の降伏応力を超えず、変形はしない。

Table 5.4 Calculation result of mating plate deformation (extraction 3)

B.O	Load	Engine	Speed	Clutch	Steady	Absorbed	Clutch temperature			M.plate	proof	deformed
		Ne [rpm]	V [km/h]	P3 [Mpa]	ts [sec]	energy Q [J]	Tin [°C]	Tout [°C]	Tin-Tout [°C]	σ_{θ} [MPa]	σ_y [MPa]	
CI	without	1700	0	0.25	10	22736	314	202	112	138	265.8	not
CI	without	1700	0	0.25	20	45472	468	344	124	153	219.6	not

5・3 実験による検証 (実験)

前節の計算の結果、以下のことがわかった。

- (1) 長時間でエネルギーを吸収する、例えば表 5.4 示した条件下での連続インチング操作では相手板は変形しない。
- (2) 短時間で慣性エネルギーを吸収する、例えば表 5.3 示した条件下でのインチングフルリバーシブ発進では相手板は変形する。

これらの結果を実機の試験によって検証した。

5・3・1 連続インチング試験

(i) 試験目的

- (1) トランスミッション台上試験装置で連続インチング操作を再現し、クラッチ板表面温度 T を強制的に上昇させることによって、その時の内径側、中央部、外径側、それぞれの温度上昇の違いを計測し、把握する。
- (2) 同時に試験後、トランスミッションを分解し、湿式多板クラッチの損傷の有無を観察する。

(ii) 試験装置

試験装置の概要を図 5.3 に示す[21]。

ダイナモでトランスミッションを駆動し、出力軸は固定とし、トランスミッション上のインチングバルブを機械的に操作してクラッチ油圧をコントロールした。

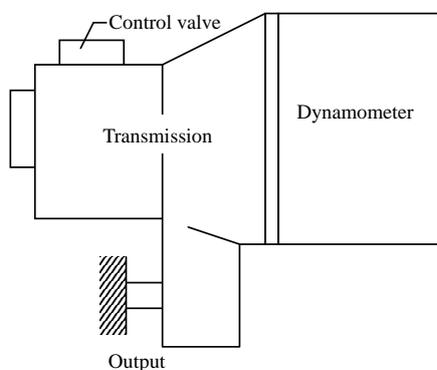


Fig. 5.3 Test equipment for continuous inching test

(iii) 試験条件と計測項目

- 1) トランスミッション入力回転数：1700 rpm
- 2) トランスミッション出力回転数：0 (固定)
- 3) トランスミッション油温：80 °C
- 4) クラッチ油温：0.25 MPa (定格の 1/4)
- 5) 連続インチング時間：10 sec, 30 sec
- 6) クラッチ板表面温度 T ：内径側，中央部，外径側の 3 ヶ所で計測 (図 5.4 に図示). 半径方向に 3 等分し，それぞれ，その中央に熱電対を埋め込んだ.

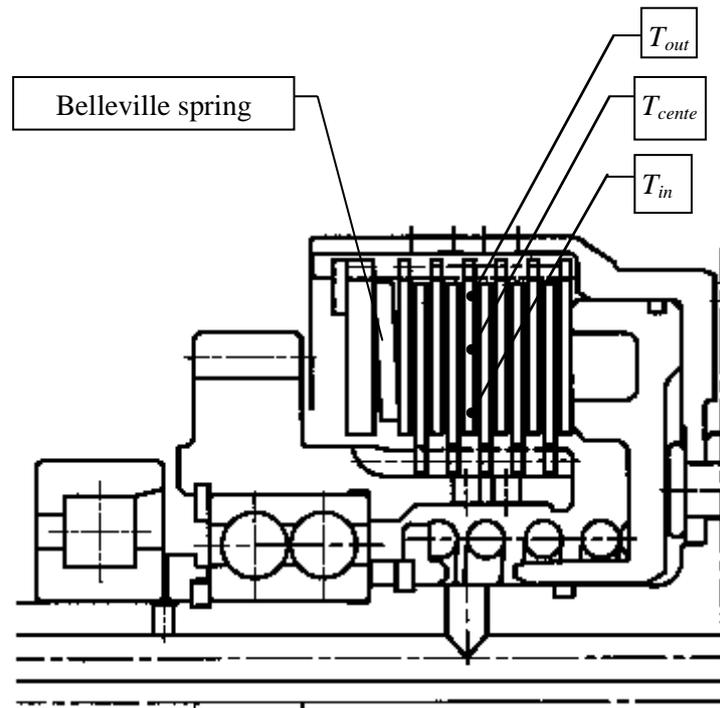


Fig. 5.4 Measuring points for clutch surface temperature

(iv) 試験結果

計測結果を図 5.5 に示す[21].

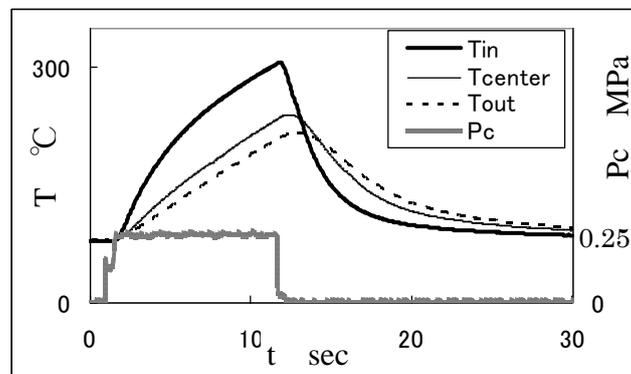


Fig. 5.5 Test results of 10 sec continuous inching test

1回の10秒間連続インチングでは相手板変形の兆候は見られなかった。相手板が変形すればつれ回りトルクが発生し、ダイナモの駆動トルクから検知できる。

前節の計算結果より、強制的な連続インチング操作を20秒間続けても相手板は変形しないことが予測できた。また、図4.8に示したMaterial Cの $T-N$ 線図のよりの $T=307^{\circ}\text{C}$ の時、 $N=3\times 10^4$ であるから摩擦材も損傷しないと予測できた。これらの計算による予測値と試験結果は一致した。

そこで、セット済みの連続インチング用トランスミッション台上試験装置で、熱電対がいつ断線してしまうかを懸念しながら、まず10秒間連続インチングを10回実施した。各インチング操作の間隔は、相手板の温度が十分に油温レベルまで下がることを確認して30秒以上あけた。終了後、クラッチを完全に解放にした状態（ニュートラル状態）にしてダイナモの駆動トルクを確認したが、試験前と変化が無く、相手板変形や摩擦材焼付きによるつれ回りの兆候はなかった。

次に、30秒間の連続インチングを試みた。相手板温度の実測波形を図5.6に示す[23]。中央部と外径側の熱電対は断線してしまい内径側のみ計測ができた。相手板内径側の温度は 500°C まで達したが、クラッチにつれ回りの兆候はなかった。トランスミッションを分解して確認したところ、計算による予測の通り、クラッチには、相手板の変形も摩擦材の損傷の兆候もなかった

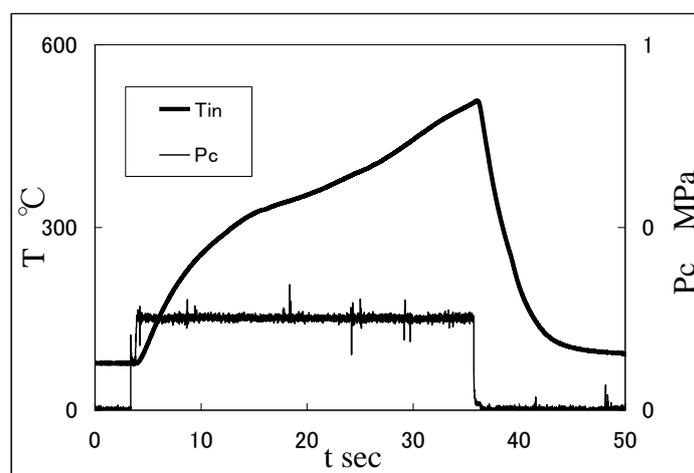


Fig. 5.6 Test result of 30sec continuous inching test

5・3・2 インチングフルリバース試験

(i) 試験装置

試験装置の概要を図5.7に示す。車体慣性モーメント相当のフライホイールをトランスミッションの前進/後進クラッチの一方を係合した状態で回転させ、ここでインチングバルブを操作することによってクラッチの油圧を低下させ、そこで前進/後進クラッチを切り換えた。

(ii) 計測項目

5・3・1項の連続インチング試験に同じ。

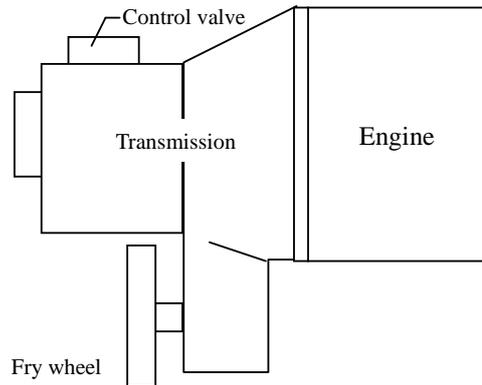


Fig. 5.7 Test bench for full-reversing during inching

(iii) 試験条件と試験結果

試験結果を表 5.5 に示す.

まず、定格荷重積載の車両重量でエンジン回転数 1800rpm, 車速 13.7km/h 相当の回転速度でフライホイールを回転させ、クラッチ油圧を 0.3MPa (係合時の定格油圧は 1.0MPa) に保持したままで、クラッチを後進から前進に切り換えた。この時、内径側温度は 289℃, 内外径温度差は 183℃であった。分解し、クラッチを確認すると、相手板の変形はなかった。

次に、エンジン回転数 2000rpm, 車速 15.2km/h 相当の回転速度でフライホイールを回転させて試験した。この時、内径側温度は 348℃, 内外径温度差は 251℃であった。分解し、クラッチを確認すると、相手板は軸方向へ 0.2mm 変形していた。摩擦材側の損傷はなかった。

エンジン回転数 2200rpm, 車速 17.0km/h では 7mm 変形していた。

以上の結果は、5・2・2 項で得た「 $T_{in}=350^{\circ}\text{C}$ では、 $T_{in}-T_{out}=187^{\circ}\text{C}$ 以上で変形、 $T_{in}=300^{\circ}\text{C}$ では、 $T_{in}-T_{out}=202^{\circ}\text{C}$ 以上で変形する」という予測を実験によって確認できたことを表している。よって、5・2 節で提案した相手板変形の評価法の正当性、実用性は確認できたと言ったことができる。

Table 5.5 Results of inching full-reverse test

エンジン回転数 Ne rpm	クラッチ油圧 Pc MPa	相手板温度			変形	
		Tin °C	Tout °C	Tin-Tout °C	有無	量 mm
1800	0.3	289	106	183	無	—
2000	0.3	348	97	251	有	0.21
2200	0.3	未計測	未計測	未計測	有	7.19

5・4 本章のまとめ

提案した熱応力計算と変形の閾値を用いて、2・3 節で整理した基本操作に対して変形の有無の有無を判別する計算を行った結果、以下のことがわかった。

- (1) 長時間でエネルギーを吸収する、例えば表 5.3 に示した条件下での連続インチング操作では相手板は変形しない。
- (2) 短時間で慣性エネルギーを吸収する、例えば表 5.2 に示した条件下でのインチングフルリバース発進では相手板は変形する。

これらの結果を実機の試験によって検証でき、提案の方法の実用性を確認できた。

第6章

クラッチの損傷要因と負荷形態別寿命予測に基づく強度設計法

- 6・1 本章の位置付け
- 6・2 クラッチ損傷の支配要因の特定
- 6・3 負荷形態別寿命予測に基づく強度設計法
- 6・4 本章のまとめ

6・1 本章の位置付け

本章では、第4章で提案し、実用性を検証した摩擦材の寿命評価法と、第5章で提案し、実用性を検証した相手板の変形有無の評価法とを、クラッチ表面温度 T によって同じ指標上に並べ、第2章で整理した負荷パターンの違いをそこにあてはめることによって、負荷形態の違いによるクラッチ損傷の支配要因を特定する。それを踏まえた上で、負荷形態を考慮した摩擦材と相手板との強度設計法を示す。

6・2 クラッチ損傷の支配要因の特定

5・2・3 項の相手板変形有無判別計算の結果をまとめると以下になる[19].

- (1) 慣性エネルギー吸収型の操作で誤操作に当るインチング発進やインチングフルリバース発進では、クラッチ内径側温度 T_{in} が短時間で上昇し、かつより高温になるため摩擦材の寿命時間は短くなる。この時、短時間内でのエネルギー吸収であるため、外径側温度 T_{out} は内径側の温度上昇に追従できず、内外径間の温度差 $T_{in}-T_{out}$ は拡大する。例えば、積荷、エンジン回転数 2200rpm、車速 4km/h でのインチング時間 1.5sec のインチングフルリバース発進では $T_{in}=322^{\circ}\text{C}$ 、 $T_{out}=87^{\circ}\text{C}$ 、 $T_{in}-T_{out}=235^{\circ}\text{C}$ となり、相手板の円周方向の応力が材料の温度を考慮した降伏応力を超えて、この1回の操作で相手板は変形する。
- (2) 車体をストールに近い状態にしての強制的な連続インチング作業では、インチング時間を長くするほどクラッチ内径側温度 T_{in} は上昇する。インチング時間が長くなると相手板内での内径側から外径側への熱伝導によって外径側温度 T_{out} も追従して上昇する。例えば、エンジン回転数 1700rpm、車速 0km/h (ストール状態) での 20sec の連続インチングでは $T_{in}=468^{\circ}\text{C}$ 、 $T_{out}=344^{\circ}\text{C}$ 、 $T_{in}-T_{out}=124^{\circ}\text{C}$ となる。この作業では、インチング時間が長くなるほど摩擦材の寿命時間は著しく低下する。しかし、内外径間の温度差 $T_{in}-T_{out}$ は短時間のエネルギー吸収である慣性エネルギー吸収型操作ほどには拡大せず、相手板は変形しない。

以上の結果を、もう一方の部品である摩擦板摩擦材の耐久性の指標となる $T-N$ 線図上で考察した。 $T-N$ 線図は、図 4.8 で示した $T-N$ 線図から材料 C の線図を抽出した図 6.1 を用いた。

上の、相手板が1回の操作で変形する一例の条件である、積荷、エンジン回転数 2200rpm、車速 4km/h でのモジュレーション時間 1.5sec のインチングフルリバース発進で、クラッチ板表面温度の最大値は $T_{in}=322^{\circ}\text{C}$ となった。この温度では図 6.1 に示すように、摩擦材は 20,000 回まで損傷にはいたらない。このような作業形態では、相手板の変形が湿式多板クラッチ損傷の支配要因となる。

一方、相手板は変形しない強制的な連続インチングの一例の条件であるエンジン回転数 1700rpm、車速 0km/h (ストール状態) での 20sec の連続インチングではクラッチ板表面温度の最大値は $T_{in}=468^{\circ}\text{C}$ となった。この温度では図 6.1 に示すように、摩擦材はわずか 20 回足らずで損傷にいたる。このような作業形態では、摩擦材の寿命が湿式多板クラッチ損傷の支配要因となる。

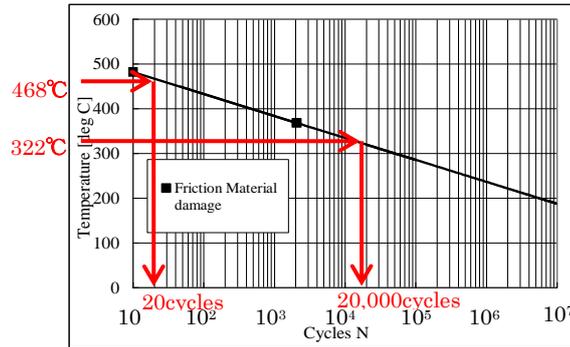


Fig. 6.1 T-N curve for explanation of wet multiple clutches damages

本研究はフォークリフト用トランスミッションの湿式多板クラッチのフィールドでの損傷に、①摩擦材のみが摩耗している場合、②相手板のみが変形している場合、③両者が発生している場合の 3 つの兆候があることの原因を負荷形態の違いと関係づけて解明することを目的の一つとした。そのために、第 2 章では、負荷形態を整理し、その結果とユーザーから返却されてくる不具合品をその情報とつき合せて観察することによって、表 2.6 のように負荷形態と損傷形態の関係を整理した。第 2 章で整理した負荷形態に対して、第 3 章で提案したクラッチ温度計算、第 4 章で提案した摩擦材の寿命計算、第 5 章で提案した相手板変形有無判別計算を用いて本節で得た上の支配要因の特定は、表 2.6 で整理した関係と一致していることが明らかになった。

その結果として、以下の結論を得た。その結論となる負荷形態と損傷形態との関係を表 6.1 に示す。

- (1) インチング発進やインチングフルリバース発進が含まれる慣性エネルギー吸収型の負荷形態では、クラッチは短時間にエネルギーを吸収し、この時は、相手板の内外周温度差の拡大による相手板の変形が湿式多板クラッチ損傷の支配要因となる。業種の例として、狭い倉庫内や船内での物流会社が挙げられる。
- (2) 強制的な連続インチングのような連続すべり型の負荷形態では、クラッチは長時間でエネルギーを吸収し、この時、摩擦材の表面温度はすべり時間が長くなるほど上昇するが、内外周間温度差は拡大しないので、摩擦材の寿命が湿式多板クラッチ損傷の支配要因となる。業種の例として、鋳物製造会社が挙げられる。
- (3) 慣性吸収型と連続すべり型が混合する負荷形態、または、相手板変形発生後稼働が継続された場合には、両者の損傷が発生する。業種の例として、古紙や鉄のリサイクル会社が挙げられる。

Table 6.1 Result of calculation for life of friction material

3 types of damages	Work application	Example
1. Only the friction material	The type of forced continuous slip	Cast iron manufactures
2. Only the mating plate	The type of inertia energy	Logistics companies in warehouse or ship
3. Both	Both types are mixed	Old paper or iron recycling companies

6・3 負荷形態を考慮した強度設計法～その手順と意義

前節では、第4章で述べた摩擦材の損傷メカニズム・寿命評価手法と、第5章で述べた相手板変形メカニズム・有無判別評価法とを統合し、車両の操作状況の違いによって湿式多板クラッチの損傷の形態が異なる理由を明らかにした。

本節では、その手順をフォークリフト用湿式多板クラッチの負荷形態別寿命予測に基づく強度設計法としてまとめて示す。

図6.2に設計手順の概要を示す。フォークリフト用湿式多板クラッチに関する手順であるが、他の機械要素に置き換えても、大筋の考え方は同じであると考えられる。

(i) まず、限界寿命設計を実現するためには、設計対象である機械、装置の使い方を正確に把握する必要がある。4・3・3項で10トンフォークリフトによる鉄道貨物駅構内、および3トンフォークリフトによる北米フォークリフト市場での負荷頻度調査について述べたが、こうした調査によって、実際の稼働条件をデータとして把握し、データベース化する。さらに、データとして客観的に把握するだけでなく、設計者自ら稼働現場を訪れ、自分の目でじっくりと観察する必要がある。そして同時に、計測データを設計者が熟読し、自身で観察した実車の動きと照合する、この作業の繰り返しから、データを見るだけで、その時の実車の動きをイメージできるようになれば設計者として一人前であるといえる。

(ii) 設計対象の寿命限界の状態、すなわち損傷まで到った部品、不具合品をよく観察する。設計者自ら損傷部品を手にとってよく見ることである。この時、自身の設計業務経験、学校で学んできた基本的な物理定理、物理現象に照らして最大限のイメージネーションを働かす。どこが一番最初に壊れたのか、原因は機械的な破壊か、疲労破壊か、熱による劣化か、熱はどのような方向に伝わっているか、等々を、ああでもない、こうでもない、そうだ、こうだ、と熟考する。そして設計者自身の仮説を立てる。次は、その仮説を計算、試験で実証する。

今回の湿式多板クラッチの場合には、損傷のメカニズムはクラッチ摩擦板の摩擦材は熱負荷を繰り返し受けたことによる疲労損傷であり、クラッチ相手板は急激な温度上昇による一発変形であることがわかった。

(iii) 疲労損傷である場合には、損傷に直接影響するパラメータを抽出し、そのパラメータのレベルをふって、限界回数 N との関係性を把握する。今回の摩擦材の場合には、表面温度 T が損傷に直接影響するパラメータであり、 $T-N$ 線図を台上単体試験によって作成した。

(iv) 一発損傷の場合には、同様に損傷に直接影響するパラメータを抽出し、その損傷に到る閾値を把握する。今回の相手板の場合には、摩擦材同様に表面温度 T が損傷に直接影響するパラメータであり、それと内外周間の温度差による内部応力を、温度を考慮した材料の耐力を閾値として比較することによって損傷の限界点を把握することができた。

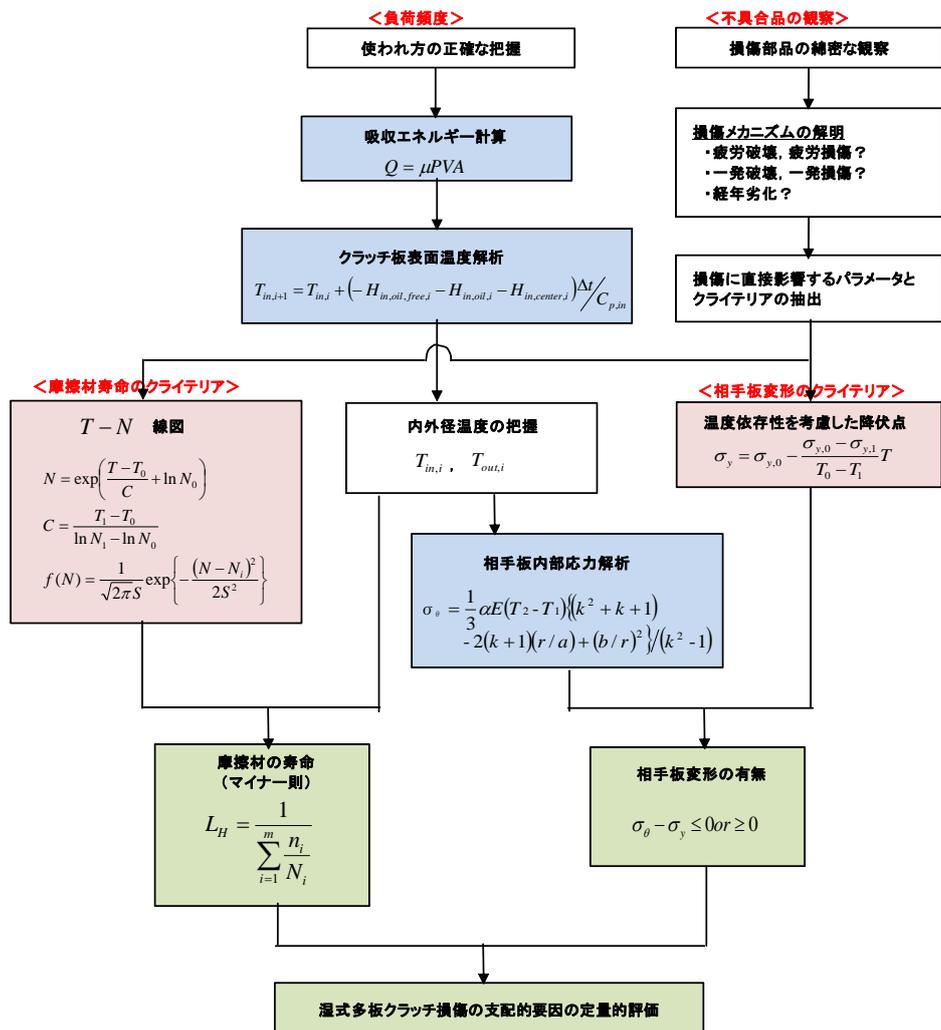


Fig. 6.2 Procedure of field life design method for multiple plate clutches

(v) (i)の負荷頻度調査によって直接、損傷に影響するパラメータを計測できることが望ましいが、そうでない場合には、フィールドで計測できたデータからそれを求めることが必要になる。今回の場合には、既報[20]でのべた T 予測線図がそれであり、また、第4章で述べた表面温度 T シミュレーション計算がそれである。こうした実験や計算によって計測データを揉むことは、(i)で述べた設計者による実車の動きのイメージーション力、(ii)で述べた設計者による損傷メカニズムの仮説立案のためのイメージーション力を養う上でも大きな助けにもなる。

(vi) 損傷に直接影響するパラメータのレベルと頻度が把握できたら、疲労損傷の場合には、 $T-N$ 線図とマイナー則によって寿命時間を算出できる。また、一発損傷の場合には、損傷の閾値との比較によって、強度の余裕度を把握できる。

(vii) 最後に、湿式多板クラッチの構成要素であるクラッチ板摩擦材とクラッチ相手板の、損傷のメカニズム、損傷のクライテリアの違いを明らかにし、それらを実車の稼働状況とつき合わせるによって、湿式多板クラッチの損傷形態の違いとその支配要因を明らかにする。

以上、限界寿命設計の手順について述べた。その意義は、1・2・1項で述べたことの繰り返しになるが、使用条件にマッチした無駄のないスリムでシンプルな構造の実現、達成にあり、これは小型・軽量化による資源の保全、効率、燃費向上によるCO2削減という現代社会の第1義的な問題である環境問題に設計者の立場として貢献できる手法であるといえる。

負荷形態を考慮した強度設計の概念図を図6.3に示す。

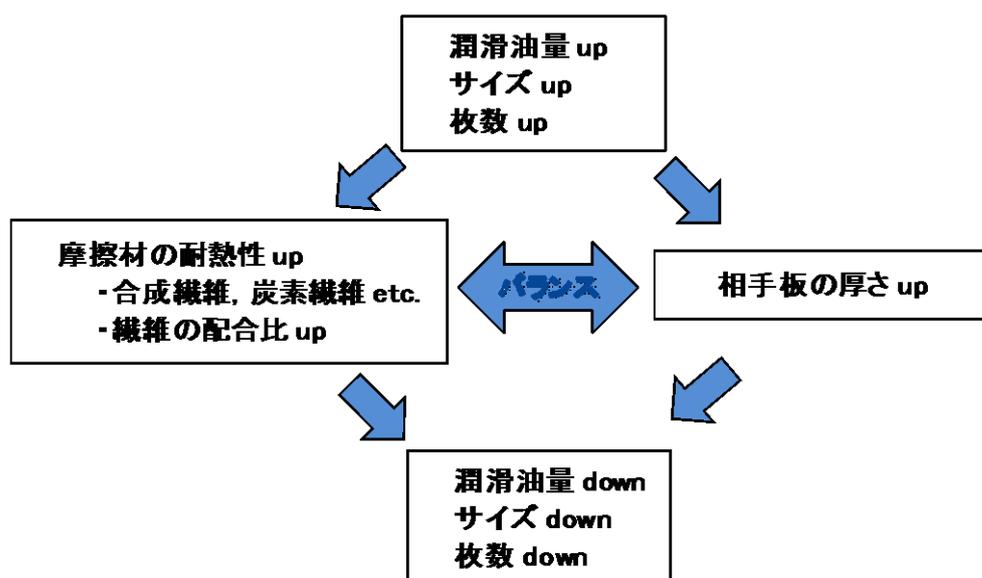


Fig. 6.3 Blance design for a wet clutch

- (1) まず、今回、クラッチの不具合が発生したユーザーは、例えば、インチングフルリバースのような誤操作が多く、運転が乱暴なユーザーである。こうした過酷なユーザーの負荷形態を想定して標準仕様の設計をしてしまったら、一般的な使い方をするユーザー向けの製品としては過剰な設計となってしまう、コストアップにつながる。
- (2) そこで、標準仕様の設計は一般的な使い方をするユーザーでの負荷形態を想定して行う。
- (3) 次に、表6.1に示した狭いエリアでの前後進切換え頻度の高い過酷なユーザーでは、標準仕様に対して、相手板の厚さをアップする等のオプション、向先仕様を設定する。
- (4) また、連続インチング作業が多い、特殊なユーザーでは耐熱性をアップした摩擦材をオプション、向先仕様として設定する。
- (5) 古紙、くず鉄リサイクル会社のように、摩擦材、相手板両方のの損傷が多発する超過酷ユーザーでは、相手板の厚さアップ、摩擦材の耐熱性アップは勿論、さらに両者の耐久性アップに効果のある、潤滑油量アップ、クラッチのサイズ、枚数アップをオプション、向先仕様として設定する。

6・4 本章のまとめ

本章では、第4章で提案し、実用性を検証した摩擦材の寿命評価法と、第5章で提案し、実用性を検証した相手板の変形有無の評価法とを、クラッチ表面温度 T によって同じ指標上に並べ、第2章で整理した負荷形態の違いをそこにあてはめることによって、負荷形態の違いによるクラッチ損傷の支配要因を特定した。

その結果、負荷形態を考慮した摩擦材と相手板との強度バランス設計が必要であることが明らかとなり、そのプロセスを強度設計法としてまとめた。

第7章

結論

7・1 本研究のまとめ

7・2 今後の展開

7・1 本研究のまとめ

本研究は、フォークリフトという自動車に比べて負荷変動の厳しい特殊な車両に使用されるオートマチックトランスミッションで多発していた湿式多板クラッチの損傷メカニズムを工学的に解明することを目的とした。また、環境、安全という現代第 1 義の社会的責任と収益向上との両立を実現するために、設計という立場で取り組むのに不可欠な究極の限界設計である、フィールドでの負荷形態を考慮した寿命予測設計法を、金属部品ではなく、トライボロジー部品である湿式多板クラッチを取り上げて、提案し、以下を得た。

- (1) 負荷形態と損傷形態の関係を整理した
- (2) 負荷形態の違いによって吸収エネルギーと温度上昇の違いがあることを明らかにした
- (3) 摩擦材の寿命時間算出法を提案し、実用性を検証した
- (4) 相手板変形有無判別計算を提案し、実用性を検証した
- (5) 負荷形態別クラッチ損傷の支配要因を特定した（3つの兆候の原因説明）
- (6) 負荷形態を考慮したクラッチの摩擦材と相手板との強度バランス設計の必要性を明らかにし、その設計法を導いた

7・2 今後の展開 ～クラッチ警報・残存寿命表示装置の提案

本研究で対象としたフォークリフトや自動車の場合、操作するオペレータは不特定多数の人間であり、その操作方法は人によって様々に異なる。また使用される場所も、倉庫内の狭いエリアでの荷物の積み下ろしだったり、港湾や空港での長距離の荷物の運搬であったり様々である。そのため一つの負荷形態だけを想定して設計をすることはできない。そこで、ある負荷を想定して設計し製品化された機械、装置に対して、フィールドでの稼働中に、コンピュータを搭載したコントローラなどで負荷のレベルと頻度を認識できれば、本研究で提案した寿命評価手法を用いて、その機械の寿命時間を把握できる、と考えた。これが実現できれば、クラッチ交換のメンテナンス時期の事前把握や故障発生前の予知が可能になる。また、極めて乱暴な操作するオペレータがいた場合、現在の操作を続けているとクラッチが損傷してしまう、ということを知らせ、その運転の改善を促すことも可能になる。

仮にこの装置をクラッチ警報・残存寿命表示装置と命名し、本研究の今後の展開として提案したい。ハード構成を図 7.1 に示す。ソフトは本論文をそのままなぞることになるので簡単に説明する。

- 1) クラッチ前後の回転数とクラッチ油圧を検出し、式(3.3)から式(3.19)によってクラッチでの吸収エネルギーを把握する。
- 2) 4.3 節のシミュレーション計算によってクラッチ板表面温度 T を算出する。
- 3) 表面温度 T をメモリーに記憶させる。ある単位時間、例えば 1 日や 3 日や 1 週間で切って、この間の T の頻度を把握し、そこから 1 時間当たりの頻度を算出する。
- 4) クラッチ摩擦材料毎の T - N 線図はコンピュータへ外部から入力する。
- 5) 1 時間当たりの T の頻度と T - N 線図からマイナー則を用いて寿命時間を算出する。

- 6) 摩擦材の寿命時間を表示する。表示方法にはいろいろな方法がある。現在の操作を続けていたら、寿命時間は何時間である、と直接表示する手もあれば、新車から稼働時間をカウントしておいて、その時間との差を求めて残存寿命として表示することもできる。
- 7) 相手板は、上述のシミュレーションで求めた内周温度 T_{in} と外周温度 T_{out} を 6 章で得た変形に到る閾値とたえず比較し、ある安全率を設けて警報を表示する。

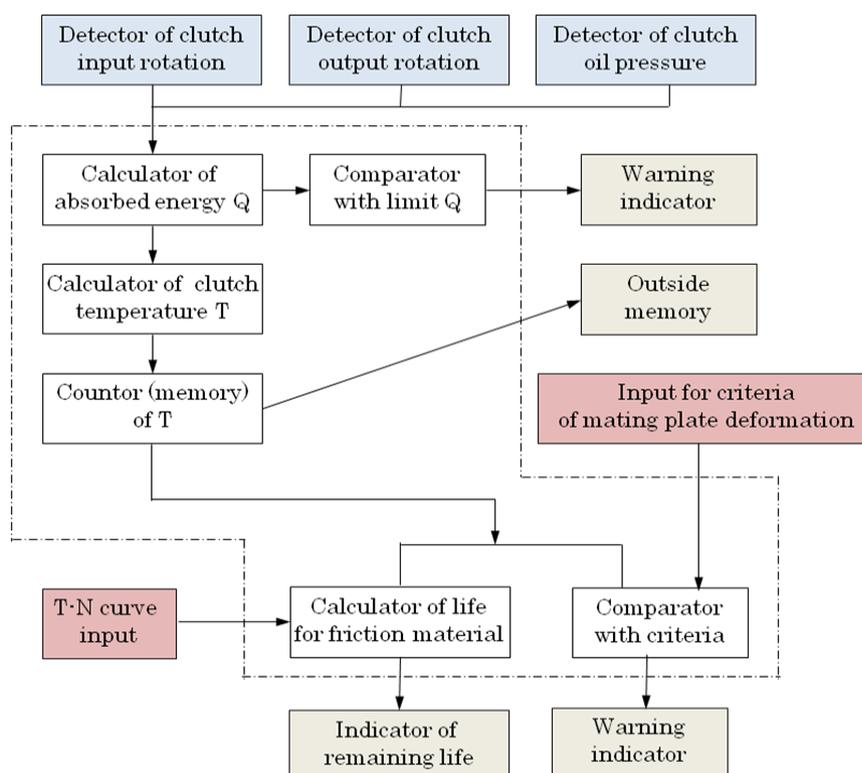


Fig. 7.1 Components of clutch alarm and remaining life indicator

最後に今後の課題として以下を挙げる

- 1) 金属材料の確率疲労曲線 ($P-S-N$ 曲線) に相当するばらつきを考慮した $T-N$ 線図の作成
- 2) 摩擦材の耐久性のばらつきに影響するパラメータの製造工程に踏み込んだ細分化しての抽出とそれらの関数化
- 3) 潤滑油の劣化、不純物が摩擦材の耐久性に及ぼす影響の定量的な把握

7・3 おわりに

本論文では、使用条件が過酷なフォークリフトのオートマチックトランスミッションにおいて不具合の多かった湿式多板クラッチの損傷メカニズム解明に端を発して、その寿命評価手法の確立を目標にした。それは、環境、安全という現代の最も緊急で重要な社会的な課題に、一動力伝達装置の設計者の立場で貢献するという目標にもつながった。その方法は、究極の限界設計とい

えるフィールドでの負荷形態を考慮した寿命設計によって無駄のない小型・軽量化設計が実現でき、材料資源の保全と効率・燃費向上による CO₂ 削減に貢献できると考えた。オートマチックトランスミッションの湿式多板クラッチはこれまでこの限界寿命設計にまで踏み込まれておらず、しかし業界で多く望まれていた。ここで提案した手法は、単なる理論にとどめず、台上試験およびフィールドでの実測調査によって実用に耐えうることを実証できた。本手法を用いれば、稼働中の実車においても少ないセンサーによる簡単な運転状態の把握から、クラッチの残存寿命表示や故障の予知が可能になる。こうした装置の提案は、もう一つの重要な社会的課題である安全に大きく貢献できるものと考えられる。

単なる変速機の一部品であるクラッチの研究から、環境、安全という現代の最重要課題に貢献できるということは、一動力伝達系技術者として誉であるし、月並みだが技術屋冥利に尽きるといふことだ。寿命予測に基づく限界設計、負荷形態を考慮した設計、強度バランス設計という切り口から工学、技術の世界を俯瞰してみると、様々なアイデアや装置が浮かんでくる。クラッチ警報・残存寿命表示装置はそのほんの一例に過ぎない。やりたいこと、実現してみたいことが山ほどある。この論文は終わりではなく、始まりであることをここに宣言して本論文を終了する。

文 献

- (1) <http://www.grendia.com/forklift/>
- (2) <http://www.automax.co.jp/pdf/sae.pdf>
- (3) 北原志暲, 松本堯之, “湿式摩擦材の現状と将来”, トライボロジスト, Vol. 39, No. 12 (1994), pp. 1020-1025.
- (4) 伊藤博信, 山本隆司, 山岸信夫, “湿式クラッチ用フェーシング材の摩擦特性に及ぼす潤滑油粘度の影響”, トライボロジスト, Vol. 34, No. 9 (1989), pp. 662-668.
- (5) 江口正夫, 武居正彦, 山本隆司, “湿式クラッチ用摩擦材の摩擦特性”, トライボロジスト, Vol. 36, No. 7 (1991), pp. 535-542.
- (6) 江口正夫, 桑原康雄, 山本隆司, “湿式クラッチ用ペーパー系摩擦材の定常摩擦特性に及ぼす摩擦面温度の影響”, トライボロジスト, Vol. 38, No. 7 (1993), pp. 649-655.
- (7) 三好達朗, “フリクションプレートの気孔性と摩擦特性”, NSK Technical Journal, No. 655 (1993), pp. 25-31.
- (8) 棗田伸一, “フリクションの係合メカニズム”, NSK Technical Journal, No. 655 (1993), pp. 32-38.
- (9) 太斎正志, “湿式クラッチおよび湿式ブレーキにおける音響・振動”, トライボロジスト, Vol. 35, No. 5 (1990), pp. 326-330.
- (10) 加藤芳章, 赤坂量康, 山崎努, 森泰志, “自動変速機用湿式クラッチとバンドブレーキの温度測定”, トライボロジスト, Vol. 41, No. 4 (1996), pp. 340-347.
- (11) 三浦達人, 関根登, 畔上敏明, 村上康則, “セグメント接着方式における自動車用湿式クラッチの摩擦特性について”, Honda R & D Technical Review, Vol. 10 (1998), pp. 142-149.
- (12) 三好達朗, “湿式クラッチ”, トライボロジスト, Vol. 47, No. 9 (2002), pp. 699-704.
- (13) 顧曉明, 三好達朗, “湿式クラッチ摩擦材における熱的問題とその対策”, トライボロジスト, Vol. 50, No. 1 (2005), pp. 33-38.
- (14) 齋藤俊博, 古手川保, 松浦吉輝, 田中征一, 大槻王一, “湿式多板クラッチの摩擦特性を考慮した耐久性予測技術の研究”, Honda R & D Technical Review, Vol. 18, No. 2 (2006), pp. 155-162.
- (15) 三菱重工業株式会社 汎用機・特車事業本部 紹介カタログ
- (16) 小山内弘, 大沼元, 加藤康司, “湿式ペーパー摩擦材の摩擦面温度計測と耐久性”, トライボロジスト, Vol. 39, No. 12 (1994), pp. 1032-1036.
- (17) 奥村敦史, 材料力学 (増補版), (1980), pp. 32. , コロナ社
- (18) 守田友義, 薩摩林和美, 実用機械シリーズブルドーザ, (1994), pp. 163-167. , 産業図書株式会社
- (19) 岡部一成, 北條春夫, “フォークリフト用湿式多板クラッチの業態別損傷支配要因の特定”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 79, No. 802 (2013), pp. 2190-2206.
- (20) 岡部一成, 藤本明彦, 向一仁, “湿式多板クラッチ寿命設計法の提案 (第 1 報)”, 自動車技術会論文集, Vol. 38, No. 6 (2007), pp. 145-150.

- (21) 岡部一成, 原澤壯, 藤本明彦, “湿式多板クラッチ寿命設計法の提案 (第 2 報)”, 自動車技術会論文集, Vol. 39, No. 2 (2008), pp. 305-310.
- (22) 竹内洋一郎, 熱応力, (1971), pp. 78-112. , 日新出版
- (23) 岡部一成, 藤本明彦, 原澤壯, “湿式多板クラッチ寿命設計法の提案 (第 3 報)”, 自動車技術会論文集, Vol. 40, No. 4 (2009), pp. 1071-1075.
- (24) 奥村敦史, 材料力学 (増補版), (1980), pp. 302. , コロナ社
- (25) 独立行政法人物質・材料研究機構, “NIMS 物質・材料データベース金属材料技術研究所ク
リープデータシート No. 17B”, (1994)
- (26) Okabe, K., Fujimoto, A., and Harasawa, T., “Proposal of Field Life Design Method for Wet Multiple
Plate Clutches of Automatic Transmission on Forklift-trucks”, SAE Technical Paper 2009-01-2934,
2009, doi:[10.4271/2009-01-2934](https://doi.org/10.4271/2009-01-2934).
- (27) Kazunari Okabe, Haruo Houjoh: A Design Guide for Wet Multiple Plate Clutches on Forklift Truck
Transmissions Considering Strength Balance between Friction Material and Mating Plate, SAE
paper 2013-01-0231, 2013 (doi:[10.4271/2013-01-0231](https://doi.org/10.4271/2013-01-0231))

謝 辞

本研究をまとめるにあたり、ご指導をいただきました東京工業大学大学院総合理工学研究科メカノマイクロ工学専攻の北條春夫教授（第 21 代東京工業大学精密工学研究所所長）に深く感謝申し上げます。僭越ながら、端的で効率的なご指導には大変助けられました。

論文の審査をしていただきました東京工業大学大学院総合理工学研究科メカノマイクロ工学専攻の横田眞一教授（第 19 代東京工業大学精密工学研究所所長）、初澤毅教授、佐藤千明准教授、松村茂樹准教授に深く感謝申し上げます。論文下読み会、公聴会等では、筆者の会社での経験に対しまして、学術の知見で応じてご指導くださり、大変勉強になりました。適切ではございませんが、楽しい時間でした。

上の先生方と共に社会人博士課程への入学審査をしていただきました東京工業大学大学院総合理工学研究科メカノマイクロ工学専攻の香川利春教授（現日本フルードパワーシステム学会会長）、川嶋健嗣客員教授に深く感謝申し上げます。香川先生には、筆者の恩師、早稲田大学理工学部機械工学科の故土屋喜一教授とかつて同じ会社の同僚であったことなど、気さくにお声をかけていただき、硬い印象の強い学問の府におきまして、ほっとすることができました。

本研究をまとめるにあたり、ご指導をいただきました早稲田大学大学院理工学研究科生命理工学専攻の梅津光生教授に深く感謝申し上げます。人工心臓という本論文の分野とは違うご専門でありながら、筆者卒論のご指導を賜りましたご縁を頼りに 2007 年 9 月 29 日に研究室の門を叩きました時からご丁寧なご指導をいただきました。ご体調不良等もございまして、母校での目的成就是なりませんでしたが、叱咤激励をありがとうございました。

母校での進行が難しくなりました時、筆者のつたない自己流の論文を携えて、東京大学のご専門の先生にそのレベルのご判断を仰いでくださいました東京大学工学部の酒井宏名誉教授に深く感謝申し上げます。

本研究をまとめるに当り、筆者の会社入社当時の 2 年間、および、その後交流は途絶えましたが、四半世紀後に再会することのできました現在、ご指導、ご助言をいただきました元三菱重工業株式会社の川津隆生氏に深く感謝申し上げます。入社後の配属先で川津氏から最初に渡された参考書が中田孝（第 3 代、第 5 代東京工業大学精密工学研究所所長）著「転位歯車」であり、歯車の計算の次に、「微分積分は会社に入ってからこそ使うのだよ」と言って申しつかった計算が、湿式多板クラッチの吸収エネルギー計算でした。

著者の 30 年近くになる会社生活で、一時、技術、設計の本流の業務から離れる時期がありました。技術に対する勉強のブランクを已む無くしましたが、その間、ご自身のご経験と最新の広く、深い技術に対するご知見を気長に筆者に語りかけてくれました元三菱重工業株式会社の八木清氏に深く感謝申し上げます。

2011 年 2 月 23 日に東京工業大学精密工学研究所所長室を初めて訪問しました。所長の北條先生からは、その後、何度もご親身なるご指導をいただきましたが、その間に、中田孝著「想い出の画帖」という本をいただきました。その本は、中田先生がそのご半生をお写真とご自身で描かれた水彩画を添えて綴られた本でした。そこには、不思議なことに、いや、不思議なことではな

いのですが、恩師の土屋先生が、中田先生と一緒にバイオリンとフルートを演奏されているお写真や、「船用タービン歯車の研究でよく行った長崎飽の浦」と題された三菱重工業の長崎造船所の風景画などが載っていました。筆者は今も、三菱重工業歯車研究会の委員としまして年に数回は飽の浦を訪れます。大好きな地の一つです。この本を眺めておりますと、大げさですが不思議な因縁を感じます。しかし、一呼吸おくと、不思議なことはなく、必然であったと思えてきます。それは筆者が紆余曲折はあろうとも、入社以来、歯車、クラッチといった動力伝達装置の技術を手放さずにきたことによる必然であったのだとの思いに落ち着きます。

2013年8月15日、猛暑
窓外の勇猛な雑草たちを眺めて