

3.5t~8.0t エンジン式フォークリフト向け湿式ブレーキの開発 Wet Brake Development for 3.5t ~8.0t IC Forklift Truck

増田 英夫*1 佐藤 朋哉*1 梅谷 英史*1 丸山 大輔*1 丸田 裕己*1 渡邊 高広*1
Hideo Masuda Tomoya Sato Hidefumi Umetani Daisuke Maruyama Yuki Maruta Takahiro Watanabe

*1 トヨタL&Fカンパニー 製品開発センター 技術部

要旨 北米市場ではメンテナンスコストに優れた湿式ブレーキの採用が近年増えており、トヨタフォークリフトでも採用して欲しいとの営業要望があった。この要望に応えるべく、荷役操舵と湿式ブレーキの油を共用した他社にない湿式ブレーキシステムを開発した。今回開発した湿式ブレーキはハードな使い方でもオーバーヒートし難いという特徴を持ち、他社に対して優位性を持たせたものになっており、お客様に必ずやご愛顧していただける製品に仕上がったと自負している。

本記事では今回開発した湿式ブレーキの特徴について紹介する。

キーワード：フォークリフト、エンジン、湿式、ブレーキ

Abstract In North American market, the adoption of wet brakes has been increasing recent years because of low maintenance cost, so Sales department requested to adopt wet brakes on TOYOTA Forklift Truck. We developed wet brake system whose oil is common to Load handling and Steering, which is original structure in Forklift. Our wet brake Forklift truck has overheating resistance even in hard usage which is superior to other companies, so we are proud that we have finished a product that will surely satisfy our customers. This article introduces the features of the wet brake developed this time.

Keywords: Forklift truck, engine, wet brake, brake

1 はじめに

3.5~8.0トンエンジン式フォークリフトは1996年より北米工場TIEMでの生産が開始され機動・操作・安全に優れたフォークリフトとして市場をリードしてきた。従来はブレーキにはドラム式乾式ブレーキを採用してきたが、北米市場においてブレーキの寿命向上、タイヤへの熱影響低減、メンテナンス時のダウンタイム低減などのニーズに対応するため、今回、湿式ブレーキの開発を行った。その開発内容を紹介する。

2 開発の狙いとコンセプト

湿式ブレーキは回転する摩擦材を油中で止めるため、摩擦材寿命が乾式に比べ向上し、メンテナンス頻度の低減に応えることが可能であり、高稼働のお客様にはメンテナンス費用でメリットがある。一方、強制冷却システムや専用冷却油が必要になるため部品点数が増え、乾式ブレーキと比較してコストが上がってしまうデメリットがあり、低稼働のお客様では、部品交換頻度が低くメリットが享受できない場合がある。

そのため、本開発のキーコンセプトを『北米市場のニーズを余すことなく吸い上げ、トップシェアを狙うために、稼働率の低いお客様には現在生産している乾式ブレーキ搭載車の供給を継続し、稼働率の高いお客様には、現在生産している車両に

搭載可能な湿式ブレーキの開発を行う』とした。

本キーコンセプトを達成するための目標を以下の5つに設定した。

- 1) 現在生産中の乾式ブレーキ車の構造を大きく変えることなく湿式ブレーキを搭載し、併産を容易にする
- 2) 湿式ブレーキ摩擦材の寿命向上
- 3) 制動熱によるタイヤ寿命影響の低減
- 4) ブレーキ摩擦材寿命確認時間の低減によるメンテナンスコストとダウンタイムの低減
- 5) 湿式ブレーキ制動時のブレーキ鳴き無し

3 製品の特長と開発内容

3.1 湿式ブレーキ搭載のための構造、および、車両レイアウト

現在生産中の乾式ブレーキ車の構造を大きく変えることなく併産可能な湿式ブレーキを搭載するための構造、及び車両レイアウトについて、課題を説明する。

課題1. 湿式ブレーキの体格

・ブレーキの特性

ドラム式乾式ブレーキはドラムと摩擦材が直接接触し摩耗し、摩擦面状態は常に変化する。一方湿式ブレーキは摩擦材と相手プレートとの間に油膜が介在し、摩擦面が摩耗しにくいので寿命が向上す

る。また、摩擦面状態が安定し、ブレーキ鳴きの主要要因である摩擦係数を制御しやすいという特徴がある。

・ブレーキの体格

乾式ブレーキはサービス機構とパーキング機構両方を内蔵しコンパクトなのが特徴であるが、湿式ブレーキは複数枚の摩擦材とピストンが直列に配置される必要がありサービス機構とパーキング機構が直列化するので、体格が大きくなってしまふ(図1)。

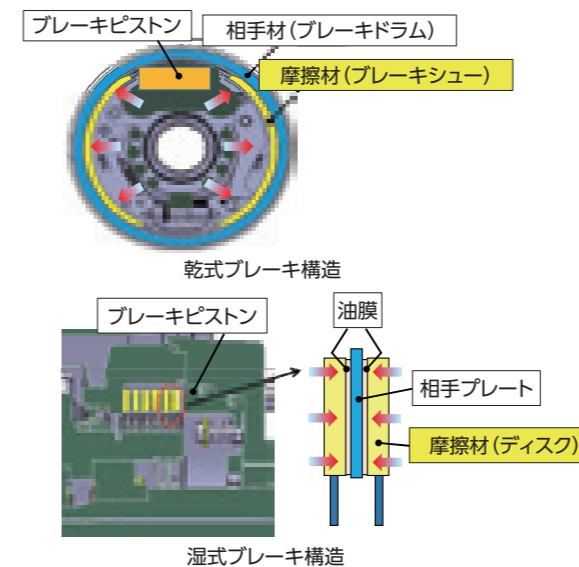


図1 ブレーキ構造比較
Fig.1 Comparison structure of brake

課題2. 乾式ブレーキ車の部品配置スペース

一般的に湿式ブレーキは専用冷却油を使用し強制冷却が必要であるため、専用のオイルタンク、オイルポンプ、オイルクーラが必要になる(図2)。

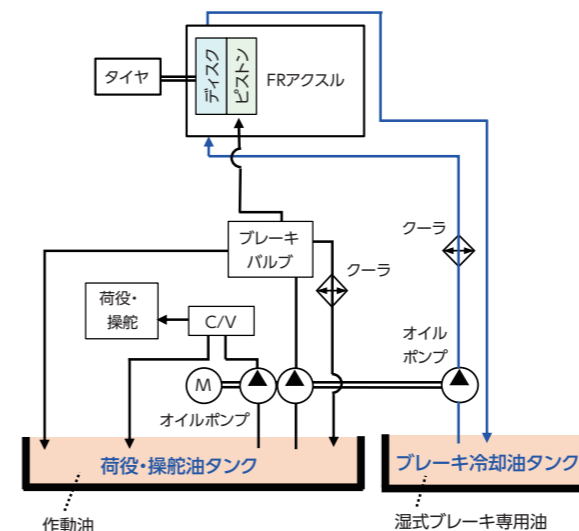


図2 一般的な湿式油圧回路
Fig.2 General wet brake oil circuit

3.5t~8.0t エンジン式フォークリフト向け湿式ブレーキの開発

乾式ブレーキ車を見ると、車両右側に荷役・操舵用オイルタンクが配置され、車両左側に燃料タンクが配置され、フレーム内側はエンジン、トランスミッションが配置され、湿式専用タンクを追加配置する余地がないことが判る(図3)。

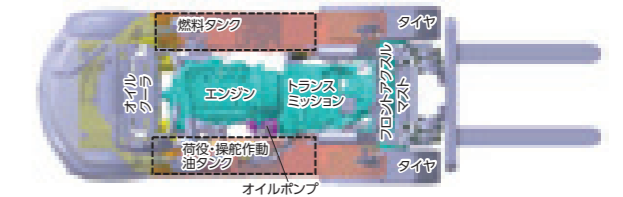


図3 従来車のレイアウト
Fig.3 Layout of current truck

課題3. 湿式ブレーキ配置スペース

安定比を確保するために、マストは可能な限りフロントアクスル寄りに配置され、車両全幅をコンパクトにするためにタイヤは可能な限り内側に配置されている。ブレーキはタイヤとマスト取付部内側の限られたスペースに配置することが必要である(図4)。

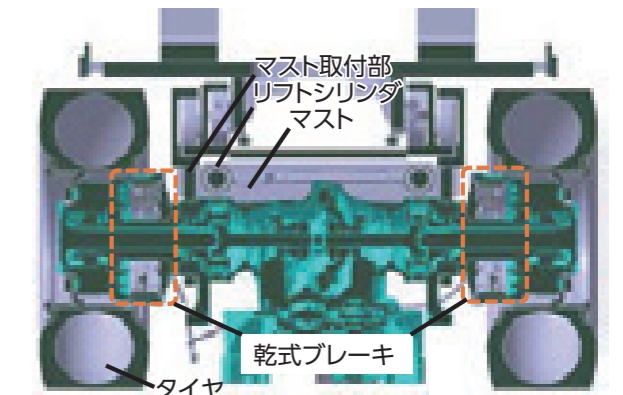


図4 マストとフロントアクスルのレイアウト
Fig.4 Layout of mast and front axle

上記課題を克服するための方策を紹介する。

1) 乾式ブレーキ車のオイルタンク流用

湿式専用タンクとオイルポンプを乾式ブレーキ車に搭載するためにはフレーム幅を拡大して搭載スペースを作る必要があるが車両全幅が増加するため、乾式車のオイルタンクを流用し車両のコンパクト性を維持することとした。

2) 乾式ブレーキ車のオイルポンプ流用

乾式ブレーキ車は2連ポンプを搭載している。

第一ポンプは荷役・操舵油圧回路へ油を供給し、第二ポンプはブレーキピストン油圧回路へ油を供給している。オイルポンプとブレーキバルブの間に、分流機能を持つチャージバルブを配置し、ブレーキピストン油圧回路とブレーキディスク冷却回路への油供給を第二ポンプだけで成立させた。成立の為の方策(1)~(4)を説明する。

(1) ブレーキへの油供給量の確保

湿式ブレーキ車のピストン消費油量が増加したため、乾式ブレーキ車のオイルポンプ容積では供給油量が不足する。

そこで吐出油量が多い特性を持つアキュムレータをブレーキバルブとオイルポンプの間に設置し、ブレーキピストンへの一時的な油供給源とした(図5、6)。

(2) チャージバルブ作動頻度抑制

ブレーキピストン油圧回路とブレーキディスク冷却回路の切替え頻度が多いとチャージバルブ寿命が短くなってしまふ。容積の大きなアキュムレータを採用し蓄油量を確保し、チャージバルブのアキュムレータ回路への切替開始圧と切替終了圧を最適化することで、作動頻度を最小限にした。常時ブレーキ冷却回路に供給しているが、制動によりアキュムレータの油が消費され下限圧まで低下すると、アキュムレータ側回路に切替える。蓄油されて上限圧に達すると、再びブレーキ冷却回路に切替える。この間制動回数分として制動の度に回路が切替わるのを防ぎ、チャージバルブの寿命を確保した。

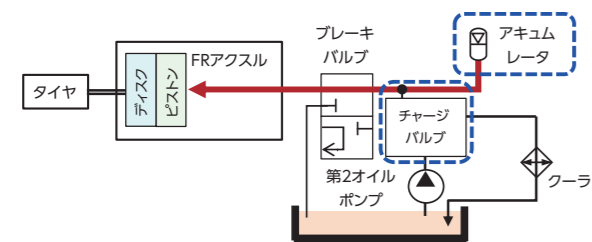


図5 プレーキへの油圧経路 Fig.5 Oil pressure route to brake

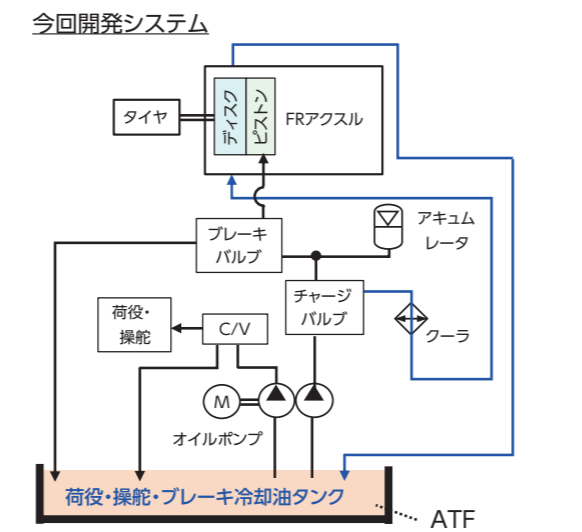
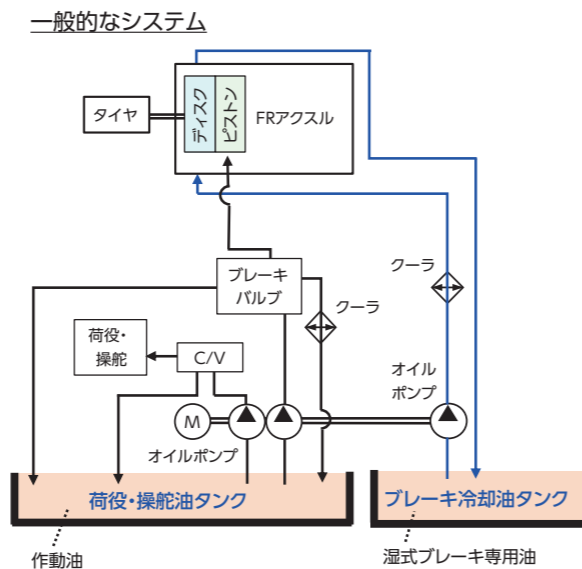


図6 湿式ブレーキシステム Fig.6 Wet brake system

(3) アキュムレータ残圧警告

封入ガス抜けによるアキュムレータの寿命やオイルポンプの故障などにより、アキュムレータの油圧が規定を超え低下した場合、警告音とともにディスプレイのブレーキインジケータを点滅させ、オペレータに警告するシステムを開発した(図7)。

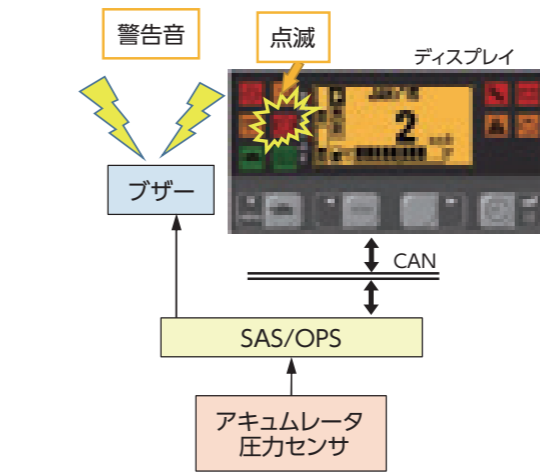


図7 アキュムレータ残圧警告システム Fig.7 Accumulator residual pressure warning system

(4) オイル共通化

オイルタンク共通化に伴い、荷役・操舵作動油と湿式ブレーキ冷却油に必要な特性を併せもつオイルの選定が求められる。湿式ブレーキ冷却油に必要な特性は、良好な制動力を得るための摩擦係数である。荷役・操舵用作動油に必要な特性は、荷役速度確保のための動粘度である。必要な特性を両立させるオイルとしてATF(オートマチックトランスミッションフルード)を採用した(図8)。

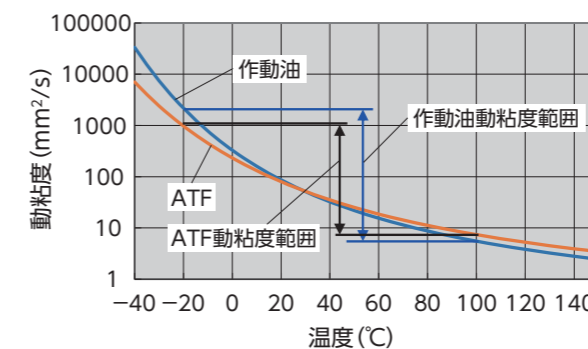


図8 作動油とATFの動粘度 Fig.8 Dynamic viscosity of ATF within 32AT-U

3) 現行マスト搭載可能な湿式フロントアクスルの開発

乾式ブレーキとブレーキドラムのスペースだけでは湿式ブレーキ搭載スペースが不足したため、専用フロントアクスルを開発した内容を説明する。

従来車のマストを取り付けるマストサポート位置やリフトシリンダ位置を不変とし、従来車のコンパクト性を維持するためにタイヤ位置を不変とした。湿式ブレーキ構成部品としては、なるべく小さなピストンで最大の制動力を得るためにはディ

スク径を大きくしたい。また制動による熱で相手プレートとの昇温を抑制するためには相手プレートを厚く枚数を多くしたい。車両前後と車両幅方向に制約を受けながら配置することになる。

ニューマチック3.0~5.0トン車の例を示す。乾式ブレーキ車のドラム式ブレーキと同じスペースに湿式のサービス機構を配置できたが、湿式のパーキング機構は配置できなかった。そこでディファレンシャルを改造してパーキング機構を配置した。制約された空間に配置するために直径が小さく制動力が不足したため、下流のギヤ比をUPさせて、制動力を確保した。冷却油がデフ油になるので、オイルに適合する摩擦材の選定に苦心した(図9)。

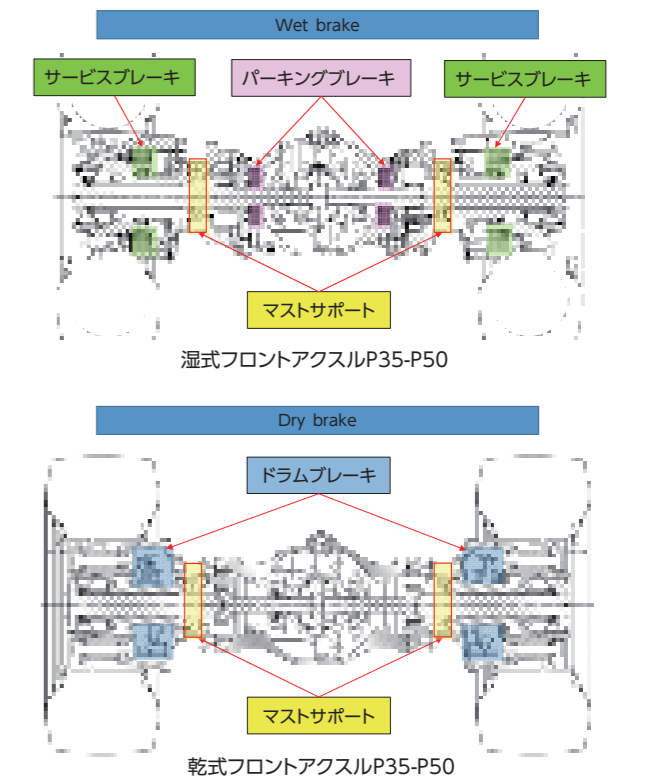


図9 3.5-5.0フロントアクスル構造 Fig.9 Front Axle 3.5-5.0ton type

3.2 湿式ブレーキ摩擦材の寿命向上

摩擦材の寿命に重要な以下の2項目があり対応内容を紹介します。

- ・摩擦材と冷却油の適合
- ・オイル熱劣化の防止

1) 摩擦材と冷却油の適合

オイルが適合しないと、摩擦材の剥離・溶解・摩擦係数不足が生じるので、生産工場・販売後の市場

両方で入手性の良い適合したオイルを選定した。

2) オイル熱劣化の防止

制動による熱で冷却油が劣化し、摩擦材表面に劣化物が付着すると摩擦係数が低下し制動力が低下する。熱で昇温した相手プレートを次の制動までに冷却するためには、冷却油を最奥の相手プレートまで届ける必要がある。ブレーキディスクに複数の油通穴を設け、ハウジング部に溝を設けることで、ブレーキディスク内側と外側から冷却油が循環するようにした(図10)。相手プレート枚数と厚さを最適化し熱容量を確保することで最高温度を制御した。これにより、ベンチ評価で、10年相当のブレーキ寿命を達成した。

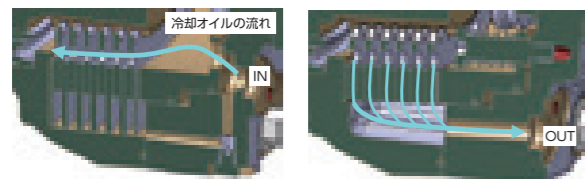


図10 冷却油の流れ
Fig.10 Cooling oil flow

3) オイルクーラ性能確保と背反の解消

ブレーキ冷却油と荷役・操舵作動油のオイルタンク共通化に伴い、従来の荷役発熱分に加え、ブレーキの発熱分が加わるため、オイルクーラ放熱能力を増加させる必要がある。また、冷却風量を増加させた場合の相反する騒音性能との両立も必要である。さらに、高温部に埃が付着しない車両内部の風流れを実現する必要がある(以下に5.0トン1KDエンジン車の一例を示す)。

(1) 冷却・騒音性能設計

オイルクーラの冷却能力向上は、一般的には冷却ファン回転数を上げ、冷却風量を増加させることが効果的であるが、騒音悪化の背反がある。そこで、新型車では従来車の騒音性能を維持するため、冷却ファン回転数は変更せず、後述する①~③の対策を採用することで冷却・騒音性能を両立した。

①オイルクーラ大型化

従来車に対して、オイルクーラ体格を拡大し放熱能力を向上させた(図11)。背反として、ラジエータ後方の通風抵抗が増加し、ラジエータ通過風量が低下するため、ラジエータ放熱能力が低下する。

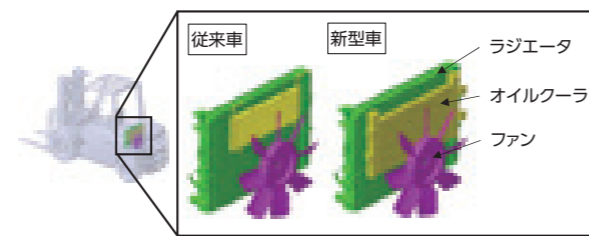


図11 ラジエータとオイルクーラのレイアウト
Fig.11 Layout of Radiator and Oil Cooler

②放熱能力確保

①にて低下したラジエータ放熱能力を補う目的で、冷却風回り込み防止ラバーと整流板を設置した。これにより、ラジエータ後方の通風抵抗が改善され、冷却風量を増加させることができた(図12)。

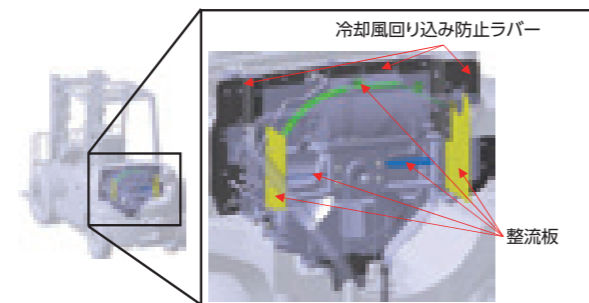


図12 冷却系部品レイアウト
Fig.12 Layout of Cooling Parts

③放熱部の追加

オイルクーラ体格を最小化する目的で、オイルフルリフトシリンダを標準設定し、シリンダ表面からも放熱させ、作動油を冷却した(図13)。

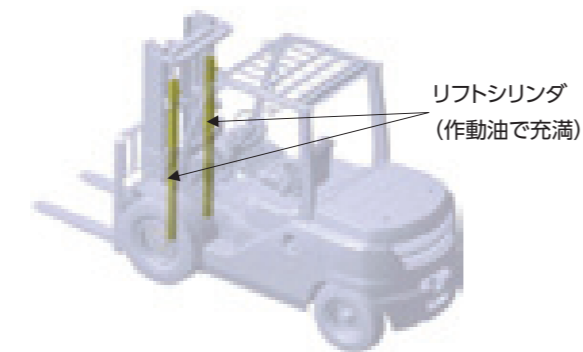


図13 オイルフルリフトシリンダ
Fig.13 Fully Oil Charged Lift Cylinder

上述の①~③の採用により、発熱量と放熱量のバランスを実現した(図14)。

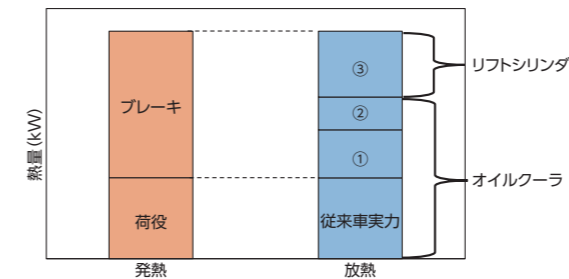


図14 油圧回路の熱収支
Fig.14 Heat Balance of Hydraulic Oil Circuit

(2) 耐埃付着性能設計

エンジン式フォークリフトは、冷却系部品が車両後方に配置され、走行風での冷却ができないため、冷却ファンにて車両下部・前方より冷却風を吸引している。車両下部から冷却風を吸引する際、車両内部に路面の埃を吸い込む場合があるため、高温部(排気系部品)への埃付着・堆積が無きように車両内部の風流れを設計している。

①車両内部の風流れ確認

風流れ解析の結果、従来車に対してアキュムレータの追加に伴い、排気系部品周辺の冷却風がよどみやすく(圧力分布が0kPaに近い)、埃が付着しやすい状態であることが判明した(図15)。対策として整流板を設置し、排気系部品周辺の冷却風のよどみを改善することで、埃の付着を防止した(図16)。

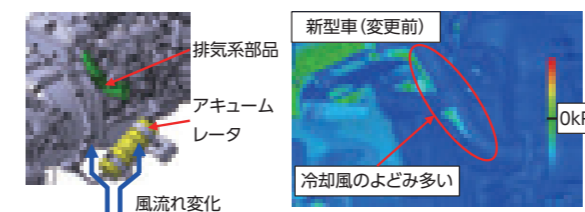


図15 アキュムレータのレイアウト、冷却風による排気系部品の圧力コンター図(変更前)
Fig.15 Layout of Accumulator, Pressure contour diagram of Exhaust Parts due to Cooling air (previous)

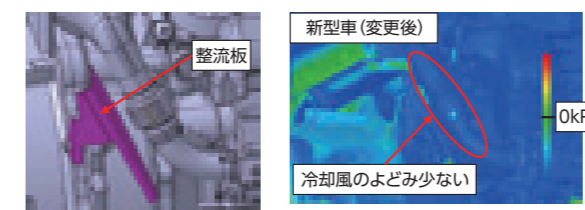


図16 整流板形状、冷却風による排気系部品の圧力コンター図(変更後)
Fig.16 Shape of Air Flow Guide Plate, Pressure contour diagram of Exhaust Parts due to Cooling air (after)

3.3 制動熱によるタイヤ寿命影響の低減

ドラム式乾式ブレーキは、制動により生じる熱をドラム表面から空気中へ自然放熱させているため、稼働時間が長いとドラムが高温になり、その熱がタイヤに伝わりタイヤの寿命低下を起こす場合がある。本開発の湿式ブレーキは、ブレーキを強制冷却し、オイルクーラで放熱するため、ブレーキ部温度が乾式ブレーキに比べて、安定して低く抑えられるため、タイヤの熱劣化を抑制できる。タイヤ部の温度上昇は対乾式ブレーキ車比で70%低減した(図17)。

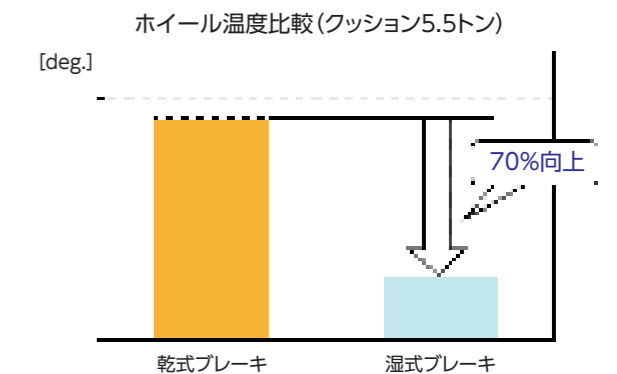


図17 タイヤ(ホイール)部の温度比較
Fig.17 Comparison temperature of tire (wheel)

3.4 ブレーキ摩擦材寿命確認時間の低減によるメンテナンスコストとダウンタイムの低減

ドラム式乾式ブレーキの場合、ドラムを取り外してブレーキ摩擦材にアクセスして、摩擦材の残存厚さを測定する必要がある。今回開発した湿式ブレーキでは調整ボルトを押し込んだ時の出量で摩擦材の使用限界厚さを判定する方式を採用した(図18)。これにより確認時間の短縮を図った。

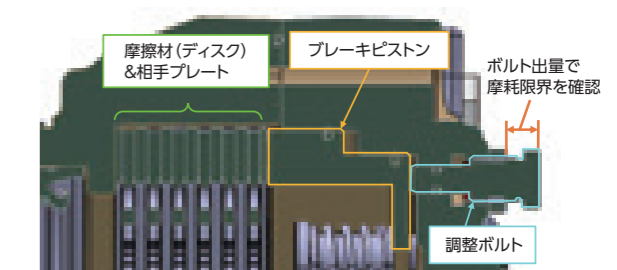


図18 調整ボルトによる摩耗量の確認
Fig.18 Check the wear limit by adjustment bolt

3.5 制動時のブレーキ鳴き解消

湿式ブレーキは摩擦材と相手プレートとの間に油膜が介在し、摩擦面が摩耗しにくいので、摩擦条件が安定し、ブレーキ鳴きの主要要因である摩擦係数を制御しやすい(図19)。油膜の状態は1制動中の摩擦材の回転速度で変化するので良好な摩擦係数が得られるように制御が必要である。

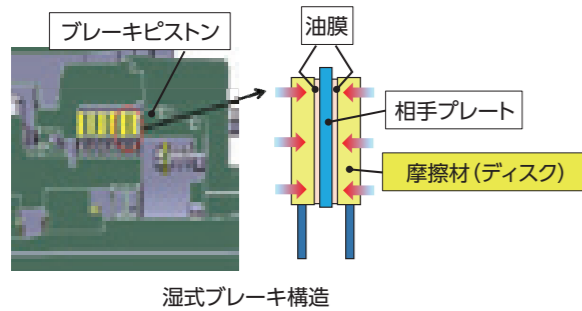


図19 ブレーキ構造比較
Fig.19 Comparison structure of brake

1) 摩擦係数の制御

1制動中、摩擦係数が制動途中(μ_d)に比べて止まり際(μ_0)に上昇する場合、ブレーキ部で振動や異音が発生する可能性がある。異音発生時の摩擦係数の変動を示す(図20)。止まり際に摩擦係数が上昇している。この回転数に応じた摩擦係数の変化を表す指標を、 μ_0/μ_d と定義し、
 $\mu_0/\mu_d > 1$ 止まり際で摩擦係数が上昇傾向
 $\mu_0/\mu_d < 1$ 止まり際で摩擦係数が下降傾向
 で分析する。

μ_d : 試験回転数の1/2の時の摩擦係数
 μ_0 : 停止間際の摩擦係数の比

$\mu_0/\mu_d < 1$ とするため、後述する(1)~(3)の対策を実施した。

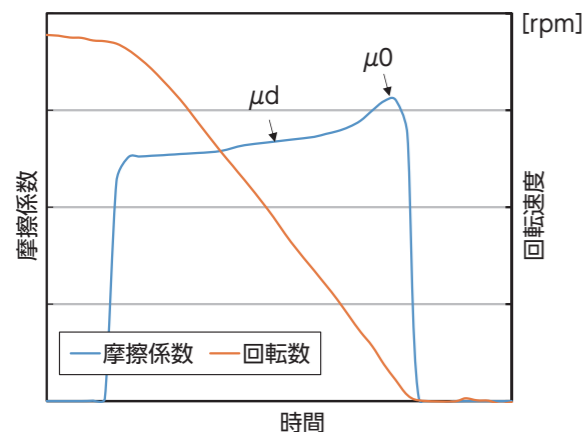


図20 異音発生時の摩擦特性
Fig.20 Friction Coefficient (brake noise)

(1) 摩擦材の接触面積を増加

摩擦材の接触面積を増加させると、接触部の面圧が下がり、油膜が厚くなり、油膜切れによる摩擦係数の変化を抑制することができる。溝幅及び溝本数を調整し、接触面積を66%向上させた(図21)。

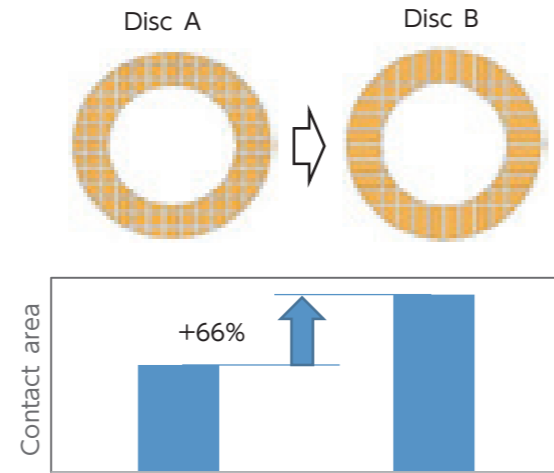


図21 摩擦材の溝本数と接触面積
Fig.21 Groove number and Contact area of friction material

(2) 気孔率が高い摩擦材材質の選定

制動時、摩擦材と相手プレートは密着し、摩擦材外部からの冷却油供給は絶たれる。この時、気孔から油を供給して油膜を維持するのが狙いである。気孔率とは、摩擦材体積に占める気孔体積割合を示し、 $\text{気孔率} = \text{気孔の体積} / \text{摩擦材体積}$ で定義される。

非制動時に気孔に油がたまり、制動時に摩擦材が圧縮されることで、気孔中の油が排出される。排出された油が摩擦材とプレート間の油膜を維持するため、気孔率が大きいほど含油量が増加し、油膜を維持し易くなる。

背反として摩擦材のたわみ量が大きくなりブレーキピストンストロークが増加し、消費油量増の要因となる。本開発では先行開発時気孔率に比べて20%増加とした(図22)。

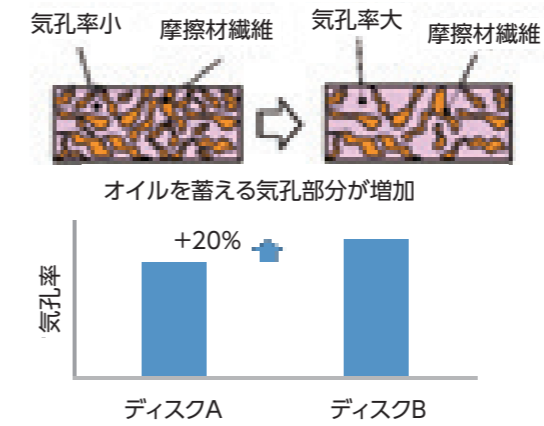


図22 摩擦材の気孔率
Fig.22 Porosity of friction material

(3) オイル添加剤での補助

油膜が切れた場合でも、油に含まれる添加剤が吸着膜を形成し、固体間の直接接触を防ぐので摩擦係数の安定化が図られる(図23)。

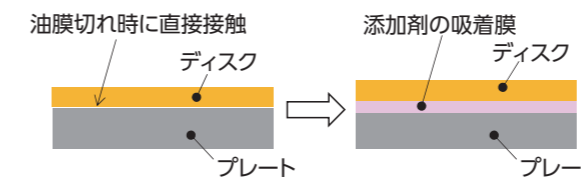


図23 添加剤の吸着膜
Fig.23 film of addition agent

(1)~(3)の対策を行い、摩擦特性 μ_0/μ_d を低減し $\mu_0/\mu_d < 1$ を達成した(図24)。

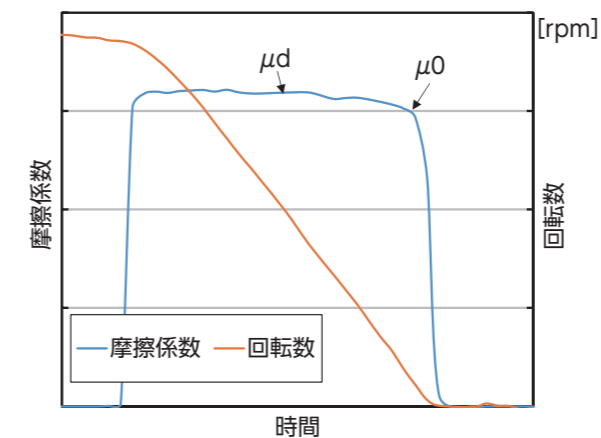


図24 異音なし時の摩擦特性
Fig.24 Friction Coefficient (No brake noise)

摩擦面が摩耗していく乾式ブレーキでは鳴きが発生するが、本開発では目標通り「鳴かないブレーキ」を達成した(図25)。

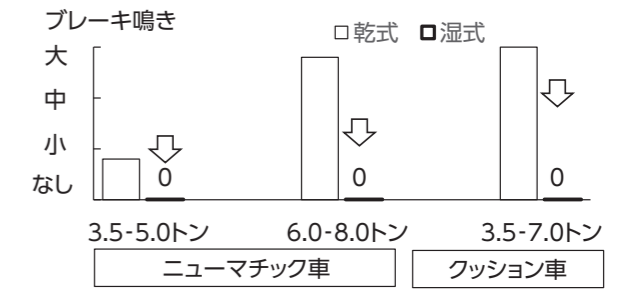


図25 ブレーキ鳴きの低減
Fig.25 Reduction of brake noise

4 まとめ

以上のように、現在生産中の車両で、乾式ブレーキと湿式ブレーキの両方の生産・供給を実現した。顧客の多様なニーズを満足させることのできるこの車両は、北米市場での優位性をトヨタL&Fにもたらすと確信している。

開発メンバーやご指導ご協力をいただいた社内外の関係者各位に深く感謝の意を表す。

■ 参考文献

- [1] 潤滑油添加剤の基礎研究—鉄表面におけるりん系極圧添加剤の吸着と反応—
大森俊英、川村益彦(著)
豊田中央研究所 R&Dレビュー Vol.28 No.1 (1993.3)
- [2] ペーパー摩擦材の摩擦特性に及ぼすATF添加剤の影響
基礎研究室 鳥谷律雄 日本精工(株)
基盤技術研究所 伊藤裕之(著)
NSK-WARNER Technical Review No.4 (1997)
- [3] ATF添加剤のシャッター防止作用機構解析
遠山護、大森俊英、三田修三(著)
豊田中央研究所 R&Dレビュー Vol.35 No.3 (2000.9)

■ 著者紹介 ■



増田 英夫



佐藤 朋哉



梅谷 英史



丸山 大輔



丸田 裕己



渡邊 高広

開発の経緯と開発者の思い

技術部にとって3.5-8.0トンエンジン車の湿式ブレーキ量産化は初めての試みです。初期構想段階でブレーキユニットを専門メーカーから購入し、搭載できるように車両レイアウトを変更するか、車両レイアウトを維持するために自社で開発・生産するか検討を重ねた末、自社開発することになりました。建機や他社は湿式ブレーキを搭載しているからすぐにできるはず、との思いとは裏腹に、現在生産している車両に搭載することを目標にしたことで、油と摩擦材とシステム構成部品の組み合わせに制約条件が次々発生し大変苦労しました。壁にぶち当たるたびに、知恵を出して乗り越えてきました。そんな湿式ブレーキ搭載車両がお客様のもとで活躍するのを見るのが楽しみです。