

# フェノール樹脂製アイドラプーリの開発

## Development of High-performance Phenolic Resin Idler Pulley

新井大和 H. ARAI 森 敬祐 K. MORI

The use of resins for idler pulleys in automotive engines is increasing for the purpose of improving fuel consumption efficiency which is achieved by reducing the weight. It has been found that phenolic resin is a suitable material for idler pulleys because of its mechanical strength, dimensional stability, chemical resistance and cost. However, the performance of wear resistance in a contaminated environment such as with road dust, and the performance of thermal shock resistance in the use of metal molds are not sufficient.

A resin material with improved wear resistance to foreign materials and improved thermal shock resistance was developed by adding optimal anti-wear agent and optimizing the compounding ratio to balance superior wear resistance with high workability.

As for phenolic-resin-made idler pulleys which are molded directly to the bearing, the effect on the basic bearing performance by this resin molding was confirmed. Along with developing an optimum design, an idler made of a phenolic resin pulley with superior durability, size and weight was achieved.

**Key Words:** phenol, idler, wear, weld

### 1. はじめに

自動車メーカーは、環境対応として燃費の向上に取り組んでおり、その一つとして樹脂化による軽量化を進めている。エンジンのベルト系に使用されるアイドラプーリも従来の鉄系プーリから樹脂化への要求が強いが、アイドラプーリに要求される機械的強度、寸法安定性、耐熱性、耐薬品性、耐摩耗性、コストのすべての要求特性を満足させることは困難であった。

今回、異物環境下での耐摩耗性を向上させた材料を開発した。また、強度や耐久性の確認により樹脂部の寸法の最適化を図るとともに、軸受すきまや封入グリスなど軸受仕様についても最適化を図ることにより高性能フェノール樹脂製アイドラプーリを開発したので紹介する。

### 2. アイドラプーリの用途

アイドラプーリには、エンジンからの動力を伝達するタイミングベルト用プーリと補機用プーリがあり、その形状にはそれぞれ特徴がある。タイミングベルト、補機ベルトのどちらにおいてもベルト背面と接触する平プーリとタイミングベルトの歯形状に合わせた歯付プーリ、補機ベルトではポリVベルトの溝形状に合わせたVリブドプーリがある。図1にタイミング、補機用のベルトレイアウト例および図2にVリブドプーリの構造をそれぞれ示す。

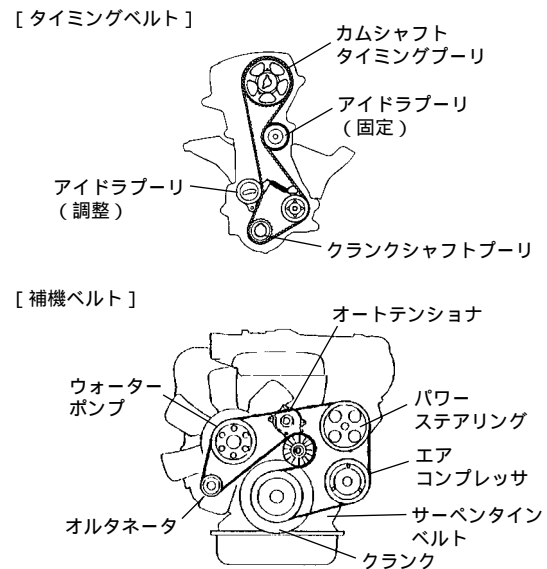


図1 ベルトレイアウト  
Belt layout

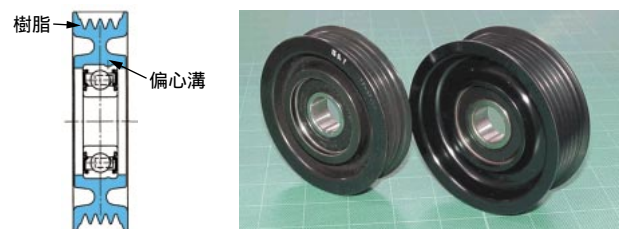


図2 Vリブドプーリの構造および外観  
Structure and view of poly V-ribbed pulley

### 3. 材料開発

材料としては、機械的強度、寸法安定性、耐薬品性、コストの面からフェノール樹脂が適しているが、ダストなどの異物環境下での耐摩耗性、金属をインサートした場合の耐熱衝撃性を向上させる必要がある。

そこで材料開発は、ダスト環境下での耐摩耗性、耐熱衝撃性に着目して行った。

#### 3.1 ダスト環境下での耐摩耗性

摩耗のメカニズムとしては、図3に示すように異物が強化材であるガラス繊維以外の樹脂を選択的に攻撃することにより摩耗が進行すると推定される。

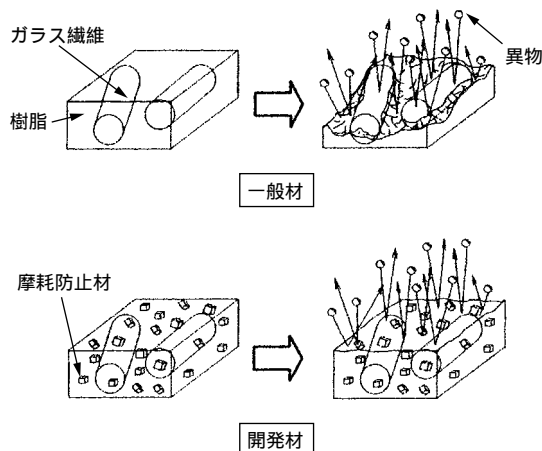


図3 摩耗進行メカニズム  
Concept of wear-out

そこで表1に示す粉末状・繊維状の種々摩耗防止材を充填した材料の耐摩耗性を評価し、その効果を確認した。

表1 摩耗防止材  
Wear prevention materials

粉末状	クレイ，粉末シリカ，人工大理石，ウォラストナイト
繊維状	酸化亜鉛，ホウ酸アルミニウム

##### 3.1.1 テーバー摩耗試験

摩耗防止材の効果を確認する方法として図4に示すテーバー摩耗試験を行った結果粉末シリカが最も耐摩耗性に効果があることを確認した(図5)。

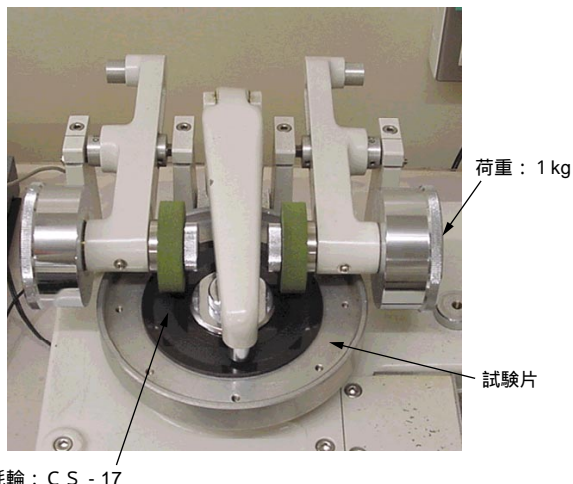


図4 テーバー摩耗試験機  
Tabor wear tester

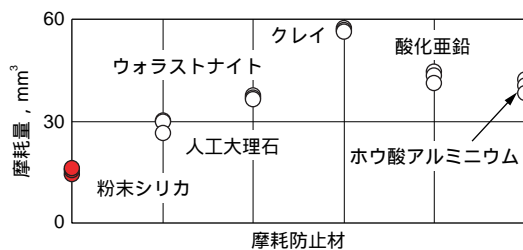


図5 摩耗防止材の最適化

Relation between the kind of wear prevention material and wear

次に粉末シリカ充填量の最適化を図るために試験を実施した結果、30wt%以上充填することにより耐摩耗性が向上することを確認した(図6)。

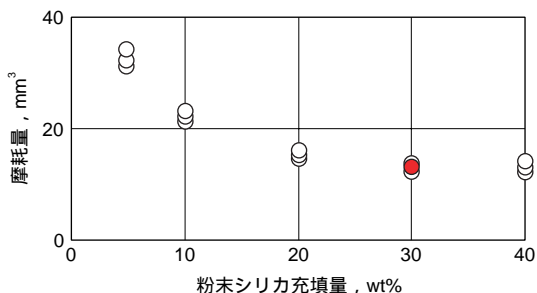


図6 粉末シリカ充填量の最適化

Relation between the amount of silica and wear

しかし粉末シリカは1300HVと硬質物質のため金型、成形機等設備面の耐久性が問題となる可能性がある。粉末シリカは形状、粒径、充填量によって攻撃性が異なるので耐摩耗性を維持するために充填量は変えずに形状、粒径の最適化を図ることにより、設備面の耐久性の問題を解決した。

### 3.1.2 乾式ダスト摩耗耐久試験

前述で最も耐摩耗性に優れる開発材料でプーリを成形し、図7に示したベルトレイアウトで一定時間ダスト雰囲気槽内で回転試験を行いベルト転送部の斜面摩耗を評価した。

その結果、開発材料は、従来材と比較して1/2以下の摩耗量でありダスト環境下での耐摩耗性に優れることを確認した(図8)。

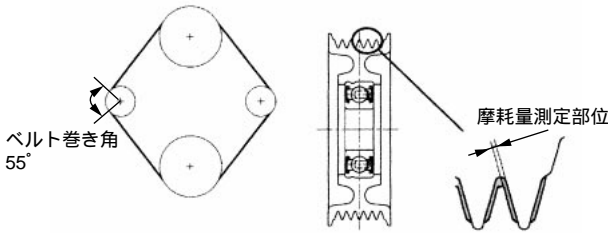


図7 ベルトレイアウトおよび試料形状 (摩耗測定部位)

Belt layout and wear-measuring section

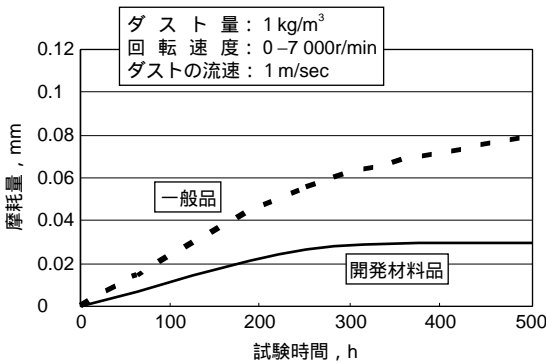
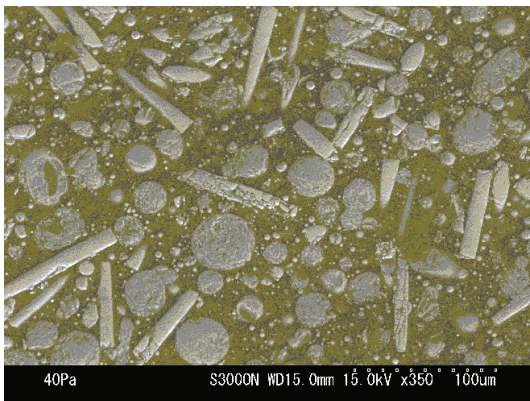
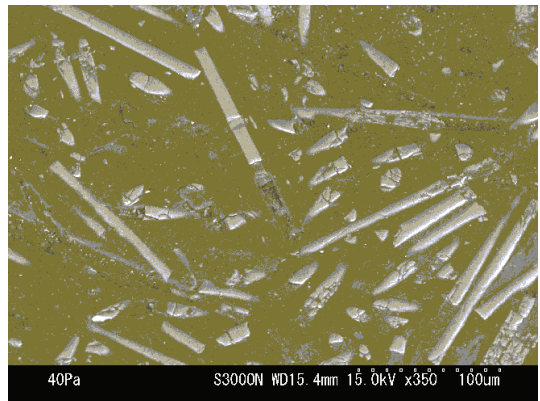


図8 乾式ダスト耐久試験結果  
Result of durability test to dust



(a)開発材料品



(b)一般材料品

図9 試験後品の摩耗面  
Worn surface of sample after testing

開発材料品の摩耗表面は図9の通りで一般材品の表面に対して摩耗防止材が多くガラス繊維間に多く分布し樹脂が少ないことが分かる。このことにより摩耗を抑制できたものと考えられる。

### 3.2 耐熱衝撃性

熱衝撃試験におけるクラックは、その発生回数(50~500サイクル)から樹脂と金属の単純な線膨張差による熱応力だけではなく成形収縮による残留応力および熱履歴による硬化反応進行に伴う後収縮力との複合応力が原因と考えられる。またクラックが発生する部位の大部分はウエルド部であることから下記の関係式(1)を満たせばクラックは発生しないものと推定し材料開発に着手した。

$$\text{ウエルド疲労強度} > \text{熱応力} + \text{残留応力} + \text{後収縮力} \quad (1)$$

熱応力、残留応力、後収縮力は、無機成分を多く充填することで小さくできることから前述の耐摩耗性改良と同じ材料処方となる。したがってウエルド疲労強度を大きくすること耐熱衝撃性を向上させるために樹脂の硬化特性、流動性の改良を行った。

#### 3.2.1 ウエルド強度

改良の指標としては、図10に示すキュラストメーターによる測定結果から算出した硬化速度 = E / を用いた。

硬化速度のウエルド強度への影響を図11に示す。

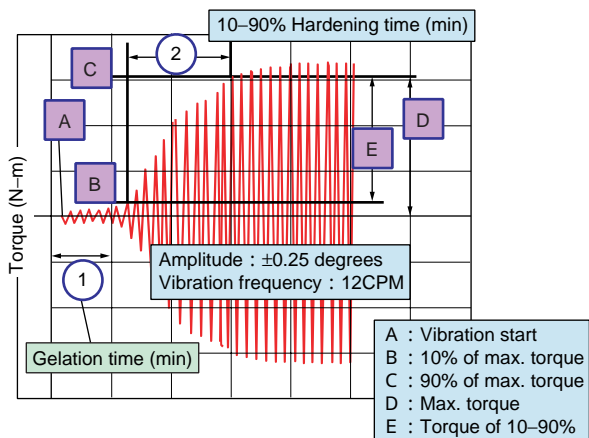


図10 硬化特性測定結果

Measurement result of hardening characteristics

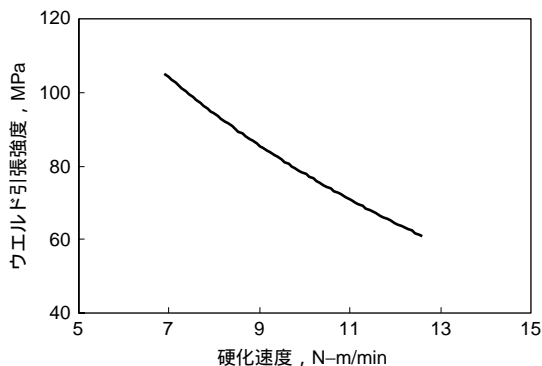


図11 硬化速度とウエルド強度の関係

Relation between cure rate and weld strength

3.2.2 熱衝撃試験

ウエルド試験片を用いて疲労試験を実施した結果、開発材料は、一般材料と比較して飛躍的に疲労強度の向上が認められた(図12)。

開発材料のプーリ成形品で熱衝撃試験( - 40 × 30min 120 × 30min )を実施した結果2 000サイクル実施後もクラックなどの破損は認められず良好な結果を得た(図13)。

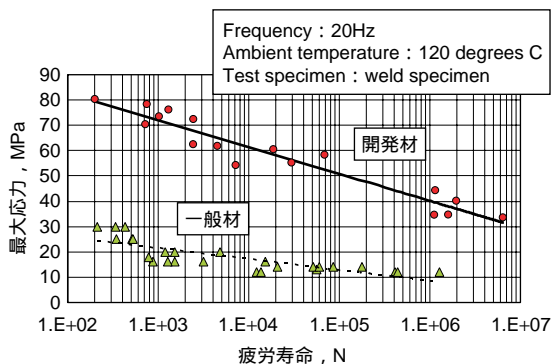


図12 高温疲労試験結果

Fatigue test result in hot atmosphere

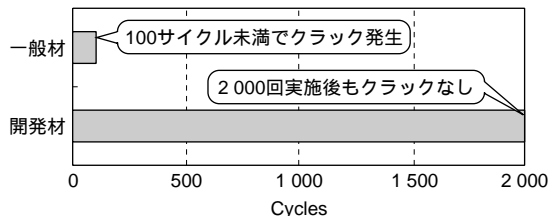


図13 熱衝撃試験結果

Thermal shock test result

4. プーリの開発

プーリの溝数が多い場合は、ベルト荷重に対するプーリの剛性を確保するために、補強リブを設けることが多い(図14)。しかし、補強リブは風切り音の原因になり、またプーリ有効径部の真円度が補強リブにならった多角形状になり、軸受異音の原因になる。そこで、開発プーリは図15に示す補強リブなしタイプを採用し、樹脂肉厚を最適化することにより必要強度を確保することにした。樹脂肉厚の最適値を求めるために、外輪最薄部寸法:  $t_1$  に対し最端にあるV溝底部の樹脂肉厚および外輪周りの樹脂肉厚:  $t_2$  が、それぞれ約50%, 75%, 130%である試料を3種類製作した。

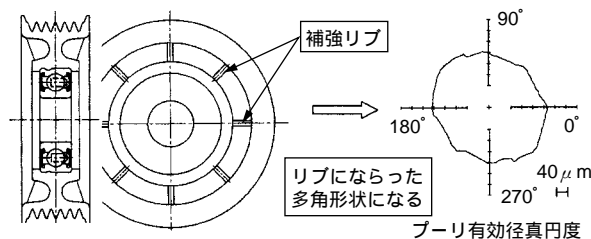


図14 従来プーリ形状(補強リブあり)

Shape of conventional idler pulley with reinforcement

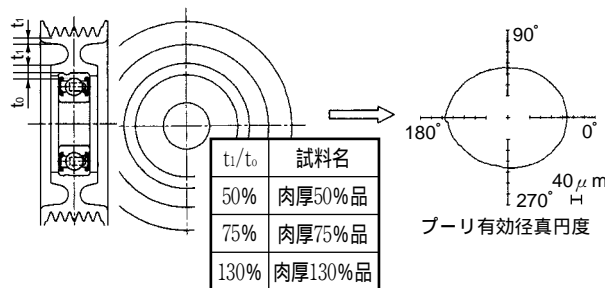


図15 開発プーリ形状(補強リブなし)

Shape of developed idler pulley without reinforcement ribs

4.1 寸法安定性

樹脂部の熱収縮によるベルト張力の低下が懸念されるため、高温放置によるプーリの収縮量を調べた(図16)。試料は、肉厚130%品を使用した。樹脂の収縮は、放置開始から50hで急速に進行し、



全収縮量の90%がこの50hで収縮する．150の方が収縮速度はやや速い傾向にあったが，最終的な収縮率はほぼ同じ0.3%程度であった．アイドラプーリの一般的な大きさ(～100mm)において，この0.3%程度の寸法収縮はベルト張力の低下に対して問題にならないレベルである．

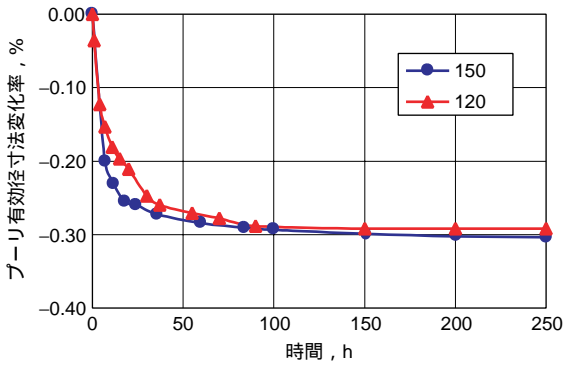


図16 プーリ有効径変化率測定結果

Measurement result of change rate in effective pulley dia.

#### 4.2 ラジアル強度評価

鉄と比較して樹脂は強度面で劣るため，必要強度を確保するために最適設計が要求される．ベルト負荷によりプーリに発生する応力をFEM解析した結果，最大主応力はV溝の底部に発生することが分かった(図17)．

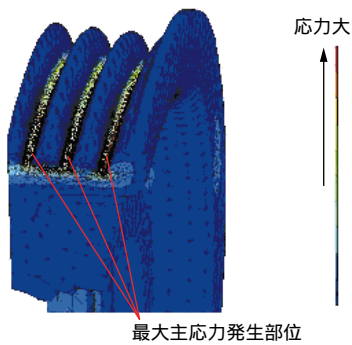


図17 FEM解析結果

Result of FEM

ゴムベルトの上から掛けたスチールベルトを引っ張ることにより，プーリを破壊した結果，破壊部位はV溝底部でありFEM解析結果と一致した．また，破壊部位であるV溝底部のひずみを測定し，応力を算出した結果，FEM解析値に近い値が得られた(図18)．

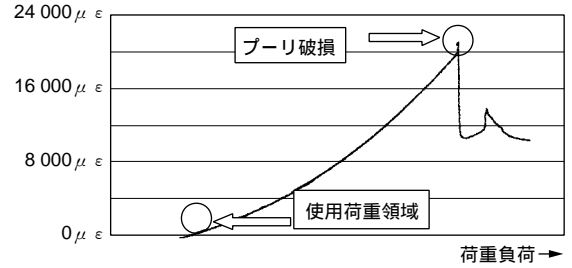


図18 破損部位のひずみ測定結果

Measurement result of strain at damaged area

各プーリのラジアル強度比(プーリ破損時の荷重)を図19に示す．V溝底部の樹脂肉厚を大きくすることにより，ラジアル強度を向上させることができる．ラジアル強度をベルト破断荷重よりも十分高く設定するためには，V溝底部については130%の肉厚が必要となる．

〔6リブベルト破断強度の最大値に対する比率として表す〕

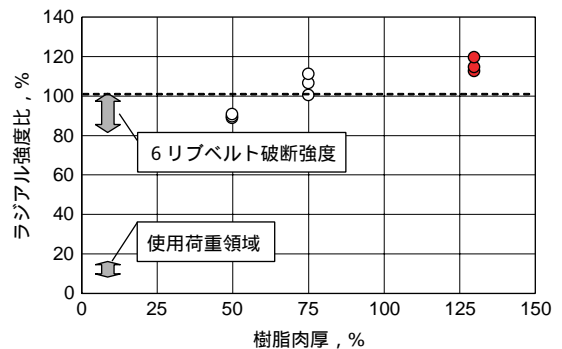


図19 ラジアル強度測定結果

Measurement result of radial strength

#### 4.3 回転トルク

金属(軸受外輪)と樹脂(プーリ)の線膨張係数が異なるため，高温雰囲気中において，外輪とプーリ間の結合力が低下し，外輪とプーリ間が回転する恐れがある．そこで，外輪の外周面に偏心溝を設け，偏心溝部の樹脂のくさび効果により回転を防止している．

外輪をクランプしたシャフトをトルク検出器に接続し，プーリと外輪間の回転トルク比を測定した．

図20に示すように，偏心溝がない場合を基準として，偏心溝を設けることにより，回転トルクは最低でも200%以上に向上し肉厚130%品の回転トルクが最大となる(図20)．

〔偏心溝がない場合の回転トルクに対する比率として表す〕

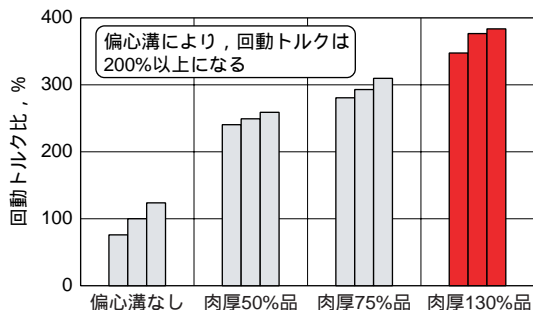


図20 回動トルク測定結果

Measurement result of turning torque

前述したように、ベルト破断荷重よりもラジアル強度を高く設定するためには、V溝底部については130%の樹脂肉厚が必要となる。またプーリの成形性の面から、外輪周りの樹脂肉厚も同程度に設定することが望ましい。したがって、強度面および成形性を考慮して、開発プーリの形状は肉厚130%品にすることに決定した。

4.4 熱収縮による外輪軌道径の収縮確認

樹脂の熱収縮によるすきま詰まりが懸念される。そこで表2示す試験条件にて、外輪軌道径の経時変化を調査した(図21)。

表2 試験条件

Experimental conditions

測定時間	0, 10, 30, 70, 150h, 250h後
温度	120
試料	肉厚50%品, 肉厚130%品(n=3)

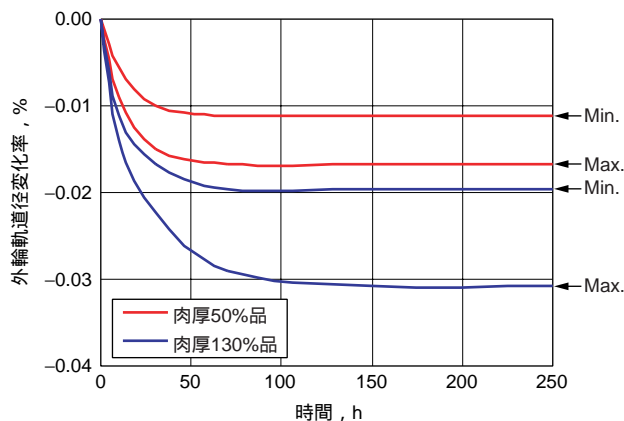


図21 外輪軌道径の変化率

Change rate of outer raceway diameter

樹脂肉厚が大きい方が、外輪軌道径の収縮は大きくなるのが分かった。すきま詰まりによるエンジン始動時の異音や焼付き対策のため、開発プーリではこの収縮率を考慮してラジアルすきまを設定した。

4.5 偏心溝の影響

偏心溝を設けることにより外輪強度の低下が懸念されるため、外輪軌道真円度を確認した。

図22(a)~(c)に示すように、偏心溝の有無や偏心溝の偏心方向と真円度のくずれとに相関関係は認められず、肉厚130%品でも偏心溝による強度低下の影響がないことを確認した。

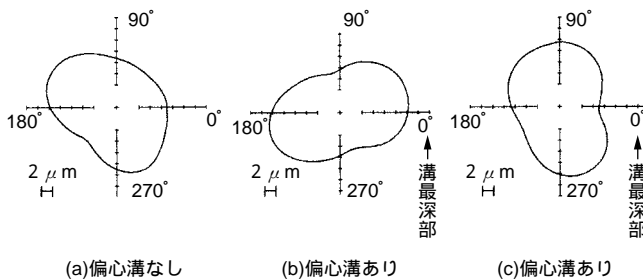


図22 外輪軌道真円度形状(肉厚130%品)

Roundness of outer ring (130% resin thickness)

4.6 プーリの疲労強度確認

開発品形状では、樹脂部に疲労破壊が起こるレベルの応力は発生しない。そこで、疲労破壊が起こるレベルの応力を発生させるために、機械加工により図23に示すような長穴(円周方向角度: 120°)を樹脂部に開けた。このサンプルを使用して、100 雰囲気中で回転疲労試験を実施しプーリの疲労強度を確認した。

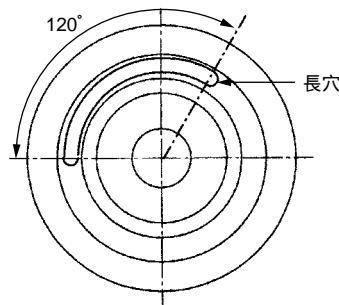


図23 疲労試験用サンプル形状

Sample configuration for fatigue test

平均回転速度、平均車速および保証走行距離から、市場での必要疲労強度を  $1 \times 10^9$  回と見積もった。

図24に示すように、機械加工サンプルにおいても使用荷重領域において開発プーリは必要疲労強度である  $1 \times 10^9$  回を満足することを確認した。(縦軸は、6リブベルト破断強度に対する比率としている)

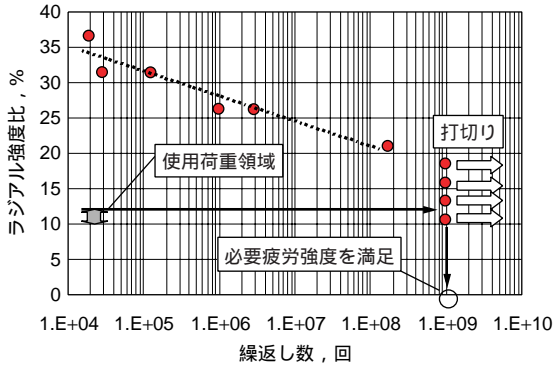


図24 回転疲労試験  
Result of rotational fatigue test

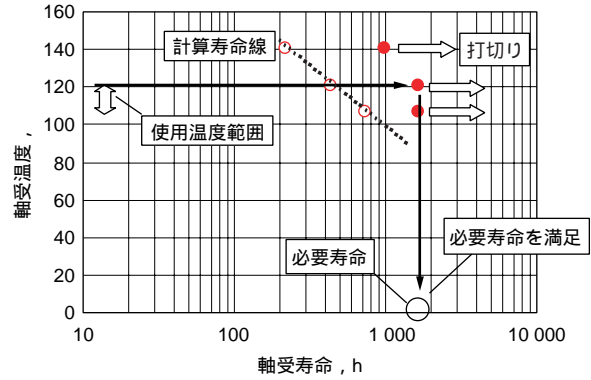


図26 軸受寿命評価  
Bearing life evaluation

#### 4.7 軸受寿命について

樹脂製プリーは鉄製プリーと比較して放熱性に劣るため、軸受寿命の低下が懸念される。そこで軸受温度から軸受寿命の評価を行った。軸受温度は、雰囲気温度、回転速度、ベルト張力に影響される。ベルト張力を使用上限に設定し、各条件下での軸受内輪温度を測定した(図25)。

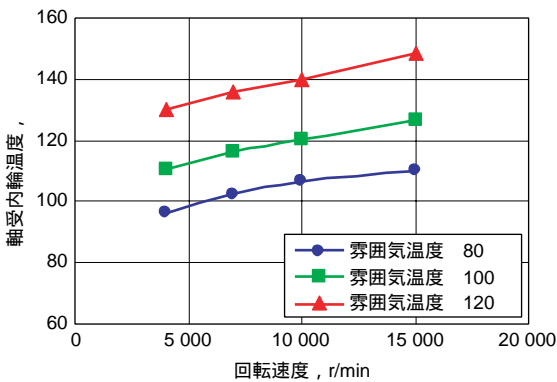


図25 軸受内輪温度測定結果  
Measurement result of inner ring temperature

アイドラプリーの使用環境は、通常80 ~ 100 の温度範囲である。異常時を想定した120において、使用最高回転速度15 000r/minでの軸受温度は148 であった。これは軸受構成部品の耐熱温度範囲内であり、機能を失うような部品破損は発生しない。

市場での使用総回転数を  $1 \times 10^9$  回と予測したが、10 000r/minの条件では1 700hの耐久寿命が必要となる。10 000r/minでの軸受温度から軸受計算寿命を算出し、図26に破線で示した。開発プリーは、使用温度範囲において十分に1 700hを上回るレベルにある。耐久試験の結果、実使用温度範囲での寿命は必要寿命を満足し、開発プリーは十分な耐久性を有することを確認した。

#### 5. おわりに

摩耗防止材の配合や母材の硬化特性や流動性を最適化により、フェノール樹脂材料の懸念点であった異物環境下での耐摩耗性や軸受をインサートした場合の耐熱衝撃性に対して優れたフェノール樹脂材料を開発することができた。

また、樹脂部の寸法や軸受仕様の最適化を図ることによって、耐久性に優れ、かつ、小型、軽量のフェノール樹脂製アイドラプリーを開発することができた。

今回開発したフェノール樹脂製アイドラプリーは、鉄製プリーに対し約65%の軽量化を達成した。

(本論文は2003年3月3日~6日までデトロイトで開催されたSAE World Congressにて発表された論文<sup>1)</sup>を編集したものである)

#### 参考文献

- 1) H. Arai, Y. Sakata, K. Mori: SAE TECHNICAL PAPER 2003-01-0787.
- 2) 椎名晶彦, 新井大和, 黒川貴則: Koyo Engineering Journal, no. 152 (1997), 62.

#### 筆者



新井大和\*  
H. ARAI



森 敬祐\*\*  
K. MORI

\* 総合技術研究所 トライボロジー研究部

\*\* 軸受事業本部 解析技術部