

D

ローラピッチング疲労試験による ピッチング損傷評価技術

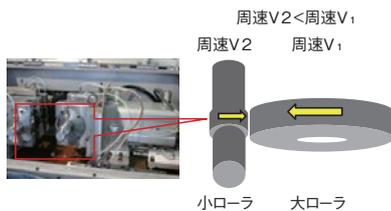
近年、地球温暖化の抑制(CO₂削減)や省資源などの環境意識の高まりにより、自動車などの輸送機業界において燃費向上が大きな課題となっている。燃費向上のためには、潤滑油の低粘度化や部品の小型化が求められており、歯車や軸受の場合、接触面が高面圧に移行し、さらに低粘度潤滑油により歯面接触面の油膜厚さが減少することで歯車の疲労寿命は短くなる。

歯車の疲労損傷形態は、歯元曲げ疲労による歯元折損とピッチング、フレーキング、スポーリング、ケースクラッキングなどと呼ばれる歯面疲労損傷に分けることができる。歯面疲労損傷は、油膜厚さの減少が問題になることがある。その疲労損傷に影響する因子として、表面硬さ、介在物、表面粗さ、面圧、相対すべり率、潤滑条件などがあげられるが、接触面の潤滑状態や接触面の表面粗さを試験中に正しく把握することは難しい。

第1図 ローラピッチング疲労試験機(RP-402型)



第2図 試験部構造



さらに、疲労損傷に影響する全因子の組み合わせを変えて歯車で評価することは、コストも時間もかかるため合理的ではない。そこで、簡易形状である二つの円筒を用いて影響因子を絞った疲労試験による断面疲労損傷メカニズムの把握は、合理的かつ有効であると考えられる。

当社は、第1図に示すような歯面疲労損傷のメカニズムを解明する有効な手段として、ローラピッチング疲労試験機(RP-402型)を2015年度に導入した。RP-402型は、基本的には第2図に示す周速の異なる2種のローラ試験片を用いてギア実体試験のすべりを模擬した転動疲労試験機である。さらに、トルク測定、接触面近傍の温度測定、接触電気抵抗測定による潤滑状態の評価機能を有しており、ピッチング疲労特性の影響因子を定量的に測定可能である。



技術本部
神鉄事業所 技術室
やました みつひろ
山下 光尋



技術本部
神鉄事業所 技術室
わたなべ まみ
渡邊 真美



技術本部
神鉄事業所 技術室
やま まさお
外山 雅雄

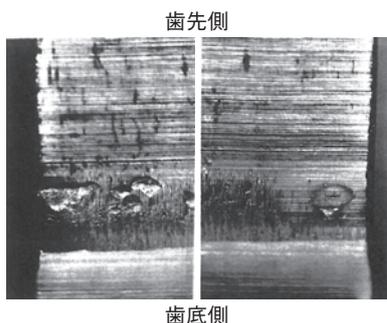
D-1 歯車のピッチングにおける考え方

第3図に歯車のピッチング発生例を示す*1)。ピッチングは歯車かみ合いピッチ点から歯元側に寄った歯面に発生しやすい。この位置は相手側歯車の歯先側と接触する位置であり、歯丈方向にすべりが発生する。この歯面の当たりを模擬した試験が、ローラピッチング疲労試験である。

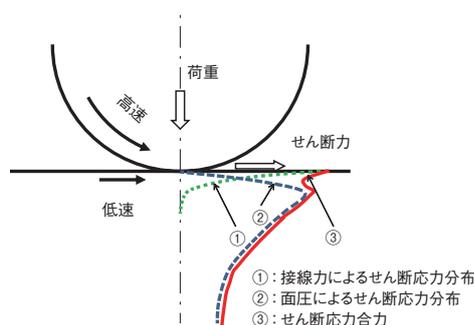
すべりがある場合のせん断応力分布を第4図に示す。荷重が負荷されたローラには面圧によるせん断応力と、

すべりにより生じた接線力によるせん断応力の合力が働くと考えられる。すなわち、接線力が作用することがすべりをともなわない純転がり現象と大きく異なる。表面においてせん断応力の合力が最大となる場合、表面からき裂が発生し、内部へ伝播することでピッチングが発生すると考えられる。接線力はピッチング現象を理解するうえで非常に重要な因子であり、正確な接線力がピッチング寿命の把握に必要である。

第3図 歯車のピッチング例*1)



第4図 すべりをともなった場合のせん断応力分布



参考文献

- * 1) 社団法人日本機械学会, 歯車損傷図鑑, 2002, p.158

ピッチングに起因する接線力F(N)は、測定したトルクT(N・m)と回転半径R(m)を用いて式(1)から算出でき、RP-402型ではトルク測定により接線力を求めるこ

とが可能である。

$$F = T/R \quad \dots\dots(1)$$

D-2 測定装置

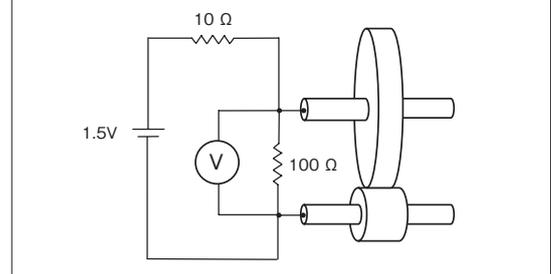
第1表に新たに導入した試験機(RP-402型)と従来試験機(RP-201型)の装置仕様一覧を示す。従来試験機の荷重荷重方法は重錘式であるが、RP-402型は油圧による荷重制御が可能となり、負荷荷重はフルスケール(以下、F.S)±2%と高精度である。各ローラ試験片のすべり速度は、従来試験機では1モーターで歯車を介した段階的な設定しかできなかったが、RP-402型では

2モーターが独立駆動になり、自由に設定できる。さらにローラの軸間距離が可変になり、実態に近い寸法で試験可能となる。試験中の接触状態をモニタリングする手段として、トルク測定値からの摩擦係数測定、接触電気抵抗の測定などが可能である。接触電気抵抗は、試験片を挿入するシャフトと試験機を電氣的に絶縁するユニットを導入し、第5図に示す電気回路を用いることで測定可能となった。

第1表 RP-402型ローラピッチング疲労試験機の装置仕様

仕様	新型機 RP-402型	従来機 201型
1 荷重荷重方法	油圧制御	重錘式
2 試験片	大小ローラ:(可変) φ20~φ110mm	小ローラ:φ26(固定) 大ローラ:φ130(固定)
3 回転速度	200~2000rpm	200~2000rpm
4 すべり率	0~-150% (1%刻みで変動)	0、-40、-60、-140% (固定)
5 荷重	2~37kN	2~37kN
6 付帯機能	表面近傍の温度、 トルク、接触電気 抵抗の測定が可能	—

第5図 電気回路図

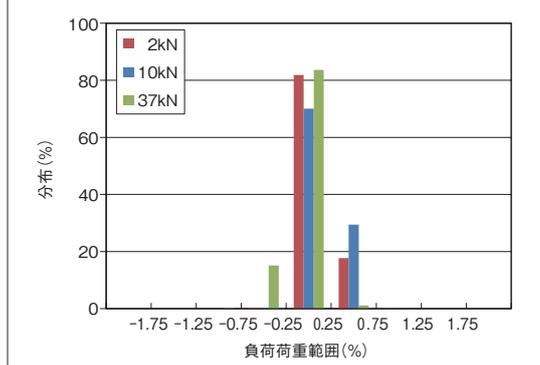


D-3 測定例および性能

ローラピッチング疲労試験の実施例を示す。まず、試験前に負荷荷重の精度確認を実施した。第6図に、2、

10、37kNの荷重測定例を示す。同試験での荷重精度は±1.25%以内であった。試験片の寸法精度によっても荷重精度は変化すると考えられるが、負荷荷重精度は極めて高いことがうかがえる。

第6図 負荷荷重精度測定結果



第2表に試験片および試験条件の詳細を示す。測定項目はピッチングまでのサイクル数、摩擦係数、接触電気抵抗の三つである。

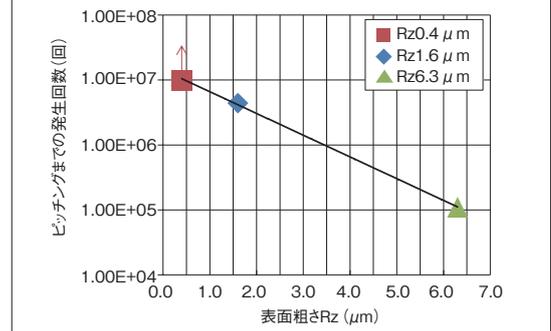
第7図に、第2表に示す初期表面粗さ(Rz)の異なる3種の大、小ローラ試験片を用いた疲労試験結果の一例を示す。ピッチングまでのサイクル数は、Rz:0.4μm試験片が10⁷回以上、Rz:1.6μm試験片が4.4×10⁶回、Rz:6.3μm試験片が1.1×10⁵回を示した。初期表面粗さが大きいほど早期にピッチングに至る傾向がわかる。

第8図に、サイクル数と摩擦係数と初期表面粗さ(Rz)の経時変化を示す。Rzが大きいほど初期の摩擦係数

第2表 試験片、試験条件

試験片条件	材質	SCr420(試験側)、SUJ2(相手側)
	表面処理	試験側は浸炭焼入れ、有効硬化層0.8mm
	表面硬さ	HV750
	表面粗さ	Rz 0.4μm、1.6μm、6.3μm
試験条件	潤滑油	アポロイルギヤHE90S(粘度:18.0mm ² /s(100°C))
	試験速度	2000rpm
	油温	80°C
	油量	2L/min
	すべり率	-40%
	面圧	3.0GPa
測定項目	中止回数	1000万回
		ピッチングまでのサイクル数、摩擦係数、接触電気抵抗

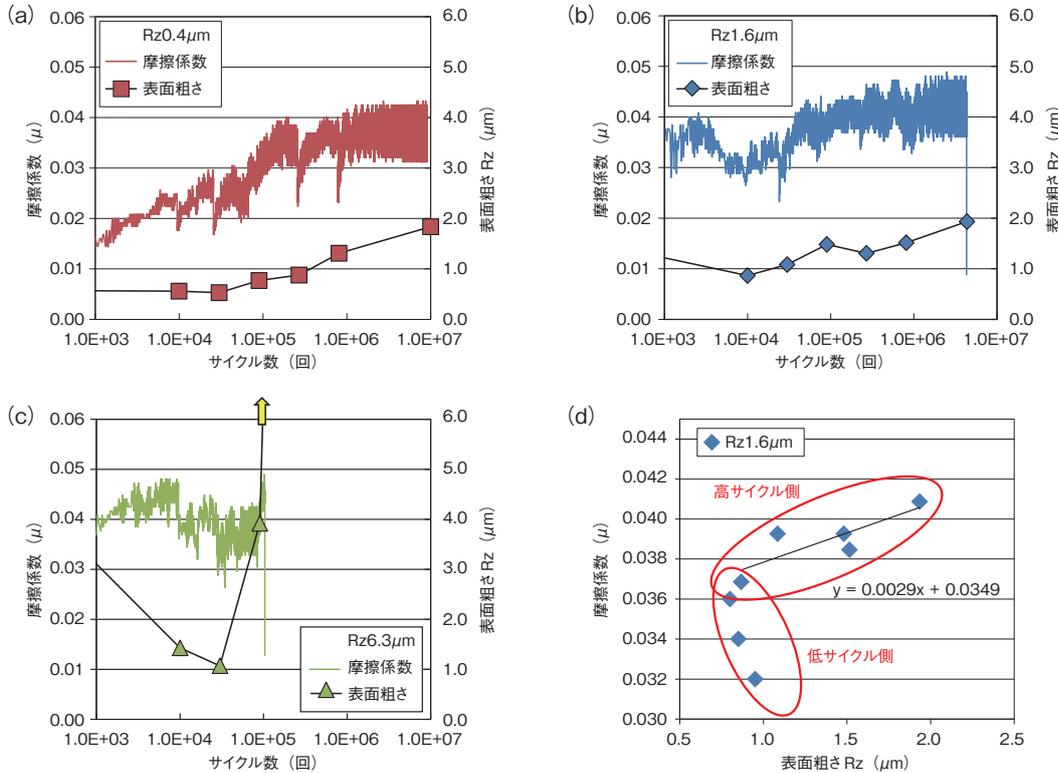
第7図 初期表面粗さとサイクル数の関係



は大きくなるが、サイクル数増加とともに摩擦係数は一定の水準に推移し、ピッチングが生じる手前ではいずれの試験片とも平均摩擦係数 $\mu=0.035\sim0.045$ を示した。初期表面粗さ $Rz1.6\mu m$ の試験結果について、サイクル数ごとの摩擦係数と表面粗さとの変化を示す(第8図(d))。低サイクル側(1.0×10^4 回以下)の表面粗さは緩やかに小さくなっており、摩擦係数は $0.032\sim0.036$ を推

移している。これは、なじみ効果により小さくなったと考えられる。一方、高サイクル側(1.0×10^4 回以上)に移行するにつれ、摩擦係数と表面粗さはともに増加している。今後、試験片を都度取り外して表面粗さの経時の変化をとらえなくとも、潤滑条件、荷重、回転速度などが一定の条件範囲内であれば、摩擦係数測定から表面粗さを推定することができると思われる。

第8図 摩擦係数と表面粗さについて

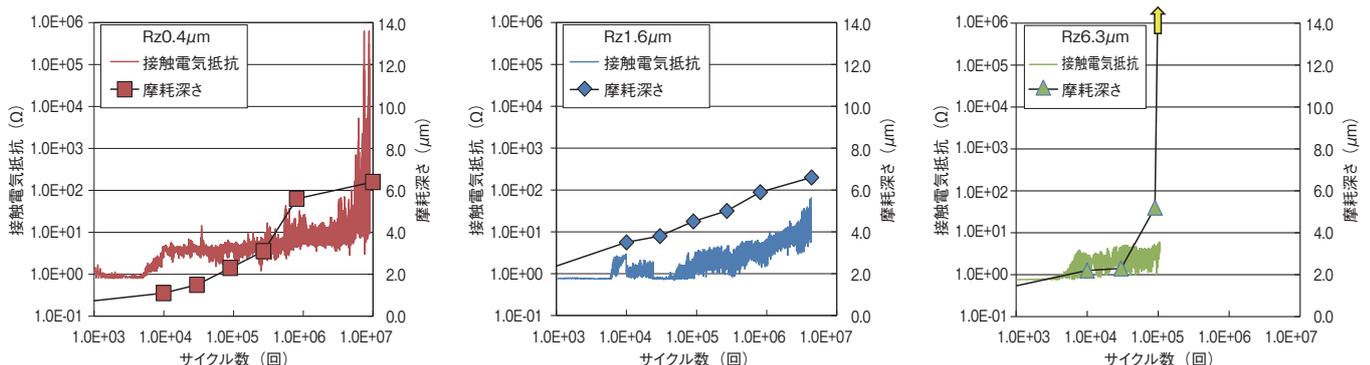


サイクル数 (回)	試験前	2.0E+03	4.0E+03	8.0E+03	1.0E+04	3.0E+04	9.0E+04	8.1E+05	4.4E+06
表面粗さ $Rz(\mu m)$	1.92	0.95	0.85	0.80	0.87	1.08	1.48	1.51	1.93
摩擦係数 μ	—	0.032	0.034	0.036	0.037	0.039	0.039	0.038	0.041

次に、サイクル数と接触電気抵抗、そのときの摩耗深さの経時変化を第9図に示す。低サイクル側では接触電気抵抗は低く一定値を示したが、高サイクル側に移行するに従い、接触電気抵抗の上昇が見受けられた。これは、接触面の摩耗進行による接触面積の増加にと

もなう接触面圧の低下と接触面圧の低下にともなう2面間の潤滑油膜厚の増加などが影響していると思われる。今後、接触電気抵抗と潤滑状態の相関性を求めることは試験中の潤滑状態の把握に役立つと考えられる。

第9図 接触電気抵抗と摩耗深さについて



参考文献

* 2)
山本雄二, 兼田楨宏: トライボロジー第2版,
2010, p.121, 理工学社

D-4 油膜厚さの算出

ローラピッチングのような転動疲労は表面粗さ変化と摩耗進行が同時に起こる複雑な現象であるため、潤滑状態の把握は難しいが、表面損傷を論じるうえでその潤滑状態を把握することは極めて重要である。

弾性流体潤滑状態で楕円接触の場合の膜厚計算式を式(2)に示す。

これはRoelandsの粘度-圧力の関係式*2)を用いて、楕円接触の場合に対して得られたChittendenらの式*2)である。粘度圧力係数 a は、圧力、温度、せん断速度などによって変化するため、RP-402型の評価機能の一つである接触域内の温度測定が重要になる。

$$h_{min}/R_x = 3.68 \left(\frac{\eta_0 u}{ER_x} \right)^{0.68} (aE)^{0.49} \left(\frac{W}{ER_x^2} \right)^{-0.073} (1 - \exp[-0.67(R_y/R_x)^{2/3}]) \dots\dots\dots (2)$$

- h_{min} : 最小油膜厚さ
- E : 等価弾性係数
- η_0 : 基油粘度
- u : 平均速度
- a : 粘度圧力係数
- W : 単位長さあたりの荷重
- R_x, R_y : $y=0, x=0$ の断面における等価半径

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \dots\dots\dots (3)$$

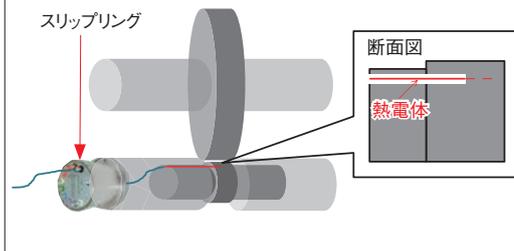
- Λ : 膜厚比
- σ_1, σ_2 : それぞれの面の2乗平均平方根粗さ

式(2)より算出した h_{min} を式(3)に代入することにより、膜厚比 Λ が求まり、潤滑状態の把握が可能となる。膜厚比は接触する2面間の突起干渉の程度を表す指標である。 $\Lambda > 3$ の範囲では2面間は潤滑油膜で分離されており、流体潤滑状態(EHL)と呼ばれている。 $\Lambda < 3$ では、突起間の干渉が生じ始めることになり、この突起間干渉が生じ始める状態は混合潤滑状態と呼ばれ、突起間干渉の時間頻度が100%程度になった状態が境界潤滑状態である。

ローラピッチング疲労試験機を用いた接触面近傍の温度測定例を示す。第10図に示すスリップリング機構を介して、熱電対で接触面近傍の温度変化を測定した。第3表に試験条件、第11図に温度測定例を示す。ピッチングまでのサイクル数は 2.6×10^6 回であった。試験初期は表面が粗いため高温になったが、 1.0×10^4 回以降は徐々に温度が低下し、ピッチング直前は約 120°C であった。熱電対で測定した接触面近傍の温度は、接触面の摩擦熱が熱伝導して上昇したと推察される。そこで、熱伝導解析により表面温度を推定した結果、表面温度は測定値より約 5°C 高い値が得られた(第11図の赤線)。

当社では、402型ローラピッチング疲労試験機を用いた単なる転動疲労試験のみではなく、摩擦係数や接触電気抵抗から接触面の潤滑状態を明らかにすることにより、疲労寿命に起因する影響因子の把握

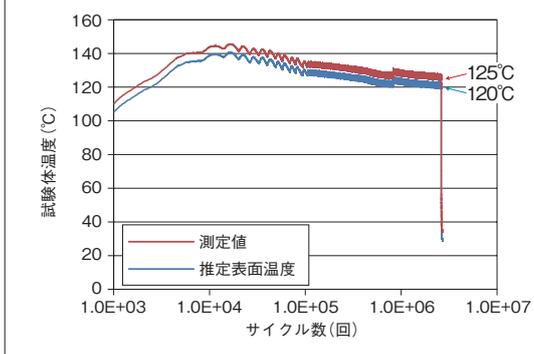
第10図 接触面の温度測定機構



第3表 試験条件

試験速度	1500rpm
油温	80°C
油量	2L/min
すべり率	-40%
面圧	3.2GPa
中止回数	1000万回
熱電対条件	$\phi 1.0\text{mm}$ の熱電対径で摺動部から2mm位置を測定

第11図 接触面温度測定例



第4表 油膜厚さ測定結果

	供試油温度を使用 (80°C)	実測の温度から表面 温度を推定 (125°C)
油膜厚さ(μm)	0.27	0.11

式(2)を用いたピッチング直前の推定表面温度から油膜厚さを計算した結果を第4表に示す。本報では、油膜厚さ算出に試験片の表面温度を用いたが、厳密には、油膜厚さはオイルのせん断発熱も考慮した接触部の油温を用いて算出するのが望ましい。

また、膜厚比(Λ)は最小油膜厚さ(h_{min})と表面粗さ(σ)で求められるが、表面粗さはピッチング損傷後の剥離をかみ込んだ状態での測定となるため、膜厚比(Λ)の算出精度が低くなることが考えられる。そのため、今後は、試験中の摩擦係数測定から表面粗さを推定し、それをもとに計算した膜厚比 Λ の取得により試験中の潤滑状態の変化をとらえることが、油膜厚さやピッチング疲労の予測精度向上につながると考えられる。

が可能であると考えている。今後は初期き裂の発生メカニズム把握やピッチング形成過程などを追求しながら、お客様のニーズに応えるソリューション提案を図る。