

リユース部品のための部品の劣化による 機構の運動変化を考慮した摩耗シミュレーション Simulation on Wear of a Reused Part That Considers Deviation of Product's Motion Due to Deterioration of the Part

精密工学専攻 5号 有田 正行
Masayuki Arita

1. 諸言

近年、大量生産、大量消費、大量廃棄という問題が懸念されており、対策として3Rの促進が提唱されている。特に、必要とするエネルギーの少ないリユースは有効な解決策である。しかし、経済産業省の調査によれば、新品に比べてリユース製品の機能や性能に不安を感じている消費者が多く、リユース製品の利用は進んでいない。今回は機械分野における機構部品のリユース促進を目的とする。そのためには、リユース部品が現状からどのように劣化し、機構の運動にどのような影響を与えるのかをシミュレーションし、消費者に知らせる仕組みが必要となってくる。

しかし、従来の劣化のシミュレーションは新品製品の劣化を想定しているため、最初から部品が劣化している場合や、部品の劣化が大きいときに起こる現象を無視していた⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。そのような現象の一つに、部品の劣化による機構の運動変化がある。通常、機構が運動するとき、部品に荷重がかかり劣化が進行する。また、劣化の進展は部品の形状を変化させ、機構の運動に影響を与える。そして、機構の運動変化は部品にかかる荷重にまた影響を与える。リユース部品では、この一連のサイクルによる機械の劣化の進展が無視できないと考えた。

本報告では劣化現象の中でも摩耗に着目し、従来のシミュレーションが無視してきた部品の摩耗による機構の運動変化を考慮した摩耗シミュレーションを行った。そして、この現象による摩耗量の変化に関して調査を行ったので、その結果について報告する。

2. リユース部品の劣化解析シミュレーション

2.1 劣化解析シミュレーションの流れ

一連の劣化のサイクルを再現するため、本シミュレーションを Fig. 1 に示す三つの解析から構成した。

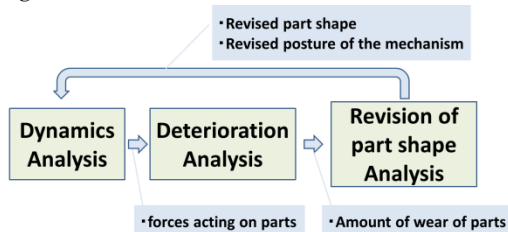


Fig. 1 Cycle of simulation

最初に行われる解析は動力学解析である。この解析ではシミュレーション対象機構に関して運動方程式を立式し、部品にかかる荷重を求める。次に劣化解析を行う。この解析では動力学解析の結果を利用して部品の摺動部の位置と摺動部の摩耗量を求める。最後に部品の変形解析を行う。この解析では劣化解析の結果を元に部品の形状を更新する。そして、

部品形状を考慮し、機構の姿勢を求める。この三つの解析から構成されるプロセスをステップタイム毎に繰り返す。

2.2 シミュレーション対象機構

2.2.1 パンタグラフ機構

シミュレーション対象機構としてパンタグラフ機構を選定した。このパンタグラフ機構は簡単な摩耗の実験のために設計されたものである。パンタグラフ機構の全体図及び各部名称を示した図を Fig. 2 に示す。

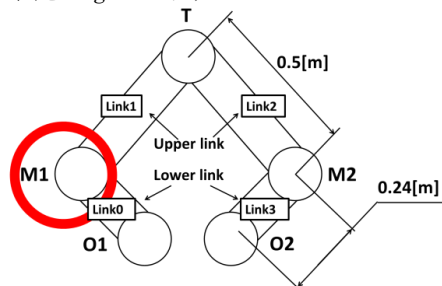


Fig. 2 Pantograph mechanism

この機構をシミュレーション対象機構として選定した理由は、左右対称にクランク機構が組み込まれた構造になっているので、関節 M1、関節 M2 に組み込まれた軸受の劣化の相関関係が解りやすいと考えたからである。

また、劣化対象部品として関節 M1 に組み込まれた軸受を選定した。機構中の Lower link の長さは 0.24[m]、Upper link の長さは 0.5[m]とした。また、Upper link の質量は 60[kg]とした。

2.2.2 関節の構造

関節 M1 の断面図を Fig. 3 に示す。摩耗現象を捉えやすくするため、Link1 が軸受を固定し、Link0 側が軸を固定する構造とし、その摩擦によってのみ軸受の内径が摩耗する仕組みになっている。また、劣化対象部品は、解析しやすくするため無潤滑の滑り軸受とした。軸受の寸法は、幅は 3[mm]、内径は 6[mm]となっている。

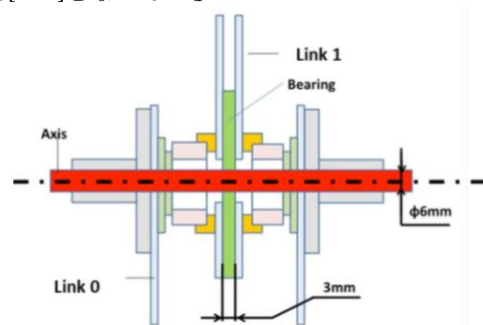


Fig. 3 Sectional view of the joint M1

3. シミュレーションの解析手順

3.1 動力学解析

この解析ではシミュレーション対象機構に関して運動方程式を立式し、部品にかかる負荷を求める。機構の運動は Lower link の姿勢を時間毎に与えて定める。Link0 及び Link3 が地面から成す角度を同じとし、その角度を θ_0 [degree](Fig. 4 参照), θ_0 の角速度を ω_0 [degree/second], 時間を t [second]としたとき、機構が周期運動するように、 θ_0 を式(1)で与えた。

$$\theta_0 = 45 + (22.5) \sin(\omega_0 t) \quad (1)$$

これにより、Link1, Link2 の各時刻の位置姿勢、速度、加速度を決定する。

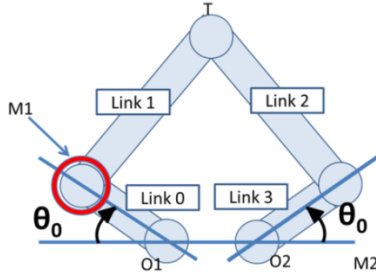


Fig. 4 Angle of link 0 and link 3

Link1 と Link2 にかかる力とトルクの関係(Fig. 5 参照)から、運動方程式 (2)から(7)を立式した。これらの運動方程式を解いて、関節 M1, 関節 T, 関節 M2 にかかる力の X 成分と Y 成分を求める。

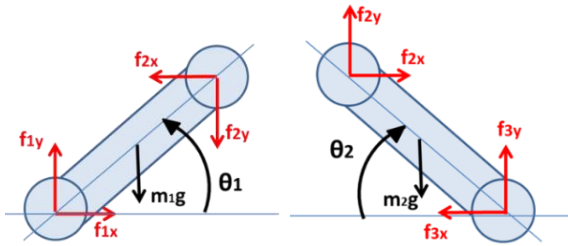


Fig. 5 Forces acting on pantograph

$$m_1 \ddot{x}_1 = f_{1x} - f_{2x} \quad (2)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = f_{1y} - f_{2y} - m_1 g \quad (3)$$

$$-I_1 \ddot{\theta}_1 = m_1 g \left(\frac{L_1}{2} \cos \theta_1 \right) + f_{2y} (L_1 \cos \theta_1) - f_{2x} (L_1 \sin \theta_1) \quad (4)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = f_{2x} - f_{3x} \quad (5)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = f_{3y} + f_{2y} - m_2 g \quad (6)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 = m_2 g \left(\frac{L_2}{2} \cos \theta_2 \right) + f_{2y} (L_2 \cos \theta_2) + f_{2x} (L_2 \sin \theta_2) \quad (7)$$

3.2 劣化解析

次に、軸と軸受が接触する面がステップタイム毎に摺動する範囲(以下、摺動部)を求め、動力学解析の結果を用いて摺動部の摩耗量を計算する。

3.2.1 アーチャードの式

摩耗量は、無潤滑下の滑り摩耗についてのアーチャードの

式⁽⁴⁾を用いて計算する。この式は(1)固定部品の上を摺動部品が摺動するとき、固定部品にのみ摩耗が生じる、(2)摺動部品は垂直押しつけ荷重が負荷された状態で摺動する、という二つの前提が成立するとき用いられる(Fig. 6 参照)。

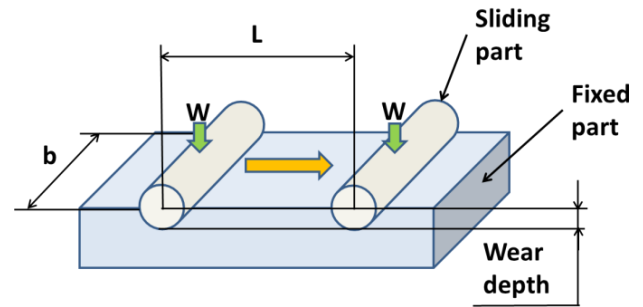


Fig. 6 Model of Archard's equation

このとき、摩耗粉の発生係数を K , 垂直荷重を W [N], 摺動距離を L [mm], ビッカース硬さを H [kgf/mm²]とすると摩耗量 V [mm³]は式(8)で計算される。

$$V = \frac{KWL}{9.8H} \quad (8)$$

この式(8)の値を、摺動面積で割り、摩耗深さを求める。このとき、固定部品と摺動部品が摺動する幅 3 [mm]を b [mm]とおくと、摺動面積は摺動距離 L を用い、 bL [mm²]と書ける。よって、摩耗深さ d [mm]を式(9)で求める。

$$d = \frac{V}{bL} = \frac{KW}{9.8bH} \quad (9)$$

3.2.2 摺動部

軸受の摩耗量を求めるため、摺動部を求める。軸受の摺動部を求めるには、まず部品にかかる力の方向を考慮して接触点を求め、その接触点と軸の大きさを考慮して接触面を求める。この接触面の移動範囲を摺動部として求めた。

接触点の計算。 Link0 に固定された軸と Link1 に固定された軸受との接触点を計算する。このとき、軸受の中心から見た接触点の方向は、接触力の方向と同じとした。これを図示したものを Fig. 7 に示す。この仮定は軸受の内径を軸が摺動するとき成り立つ仮定であり、転がり運動に関しては想定していない。ただし、転がり運動は摩耗量の小さいときは生じにくいので、摺動現象のみに対応した本手法を用いることとした。

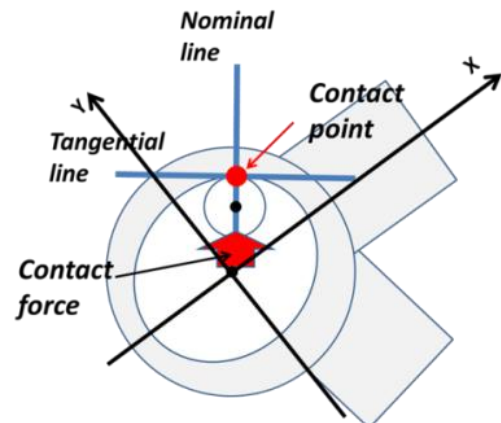


Fig. 7 Direction of force and direction of contact point

接触面の計算。 接触面は接触点の位置及び軸の大きさを考慮して以下の手順で計算する(Fig. 8 参照)。この手順は、軸受が全く劣化していないとき、あるいは軸と軸受の間の隙間が軸受の直径の千分の一以下のとき、接触面は力のかかる

方向にある半円周となるという考え方⁶⁾に基づいている。軸受の弾性を考慮したヘルツ接触の考え方は、接触面積が微小な場合に限られるため、今回は適用しないこととした。ここでは、以下の手順(a)から(d)を踏むことで、偏心によって接触面が変化の様子を再現することとした。

- (a) 劣化前の軸受の中心と接触点を結ぶ直線に垂直な軸の直径を求める。
- (b) 劣化前の軸受の中心とその直径の両端点を結ぶ二直線を求める。
- (c) その二直線と軸受の内径との交点を求める。
- (d) (c)で得られた二交点を端点とする軸受内周の領域を接触面とする。

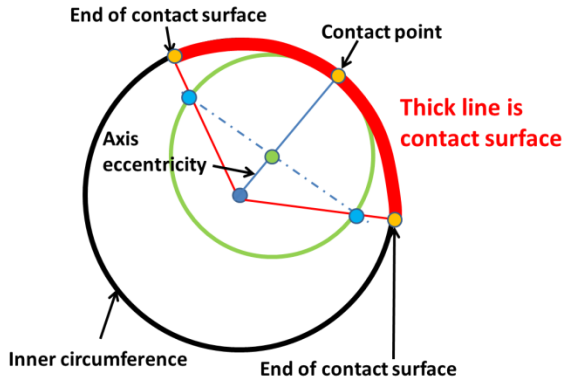


Fig. 8 Contact surface

摺動部の計算。 前述したとおり、本シミュレーションでは、各解析をステップタイム毎に繰り返して行う。そこで、現在のステップと次のステップの接触点の位置を計算し、それぞれに対応する接触面の位置を求める。そして、その接触面の移動範囲を摺動部と決める。摺動部の図を Fig. 9 に示す。また、摺動部を求める手順を(A)から(C)に示す。

- (A) 現在の接触点の位置及び軸の大きさを考慮して現在の接触面を求める。
- (B) 次の接触点の位置及び軸の大きさを考慮して次の接触面を求める。
- (C) 接触面の存在範囲を求め、その範囲を摺動部と定義する。

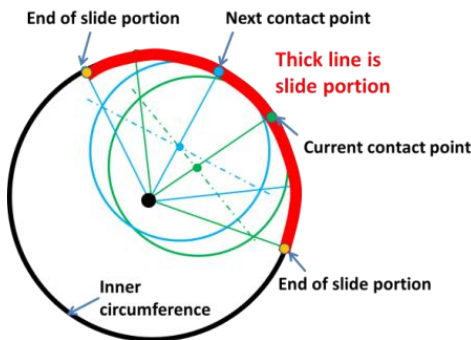


Fig. 9 Slide portion

3.2.3 摺動部にかかる力

軸受全体にかかる力が F であるとき、摺動部上の任意の点での接触面に垂直な反作用力を f とする。この f を求めることで摩耗深さ d が計算できる。まず、軸受の中心と摺動部の両端点から成る扇形を考える (Fig. 10 参照)。

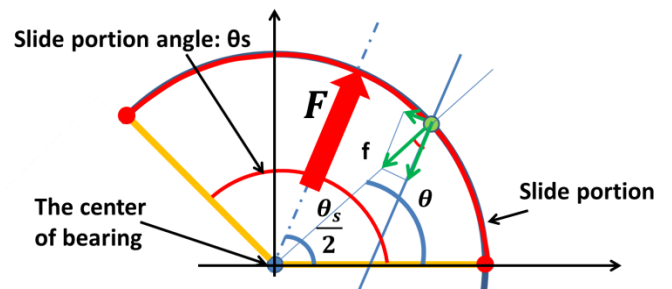


Fig. 10 Force acting on slide portion

ここで、扇形に近似された摺動部の中心角を θ_s としたとき、 F との力の平衡から f は式(10)で計算される⁶⁾。

$$f = \frac{F}{2 \sin \frac{\theta_s}{2}} \quad (10)$$

3.3 部品の変形解析

劣化解析の結果を元に軸受部品の形状を変化させる。そして、軸受部品が変形した後の機構の姿勢を計算する。

摩耗による形状変化は、Fig. 11 に示すように、摺動部にある内径構成点を摩耗深さの分だけラジアル方向に移動させて表現する。摩耗深さ d は、アーチャードの式(9)に式(10)で計算される作用力 f を代入した計算式 (11) より求める。

$$d = \frac{Kf}{9.8bH} \quad (11)$$

この d の距離だけ内径構成点を動かし、摩耗後の内径形状を表現する。

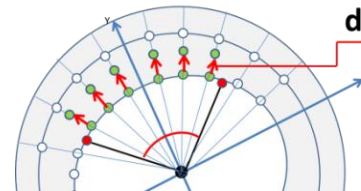


Fig. 11 Revising the inner circumference

次に、劣化後の機構の姿勢を計算する方法について説明する。軸受が劣化すると偏心が起こる。この偏心によって Link1 の実質的な長さは、Fig. 12 に示すように短くなる。

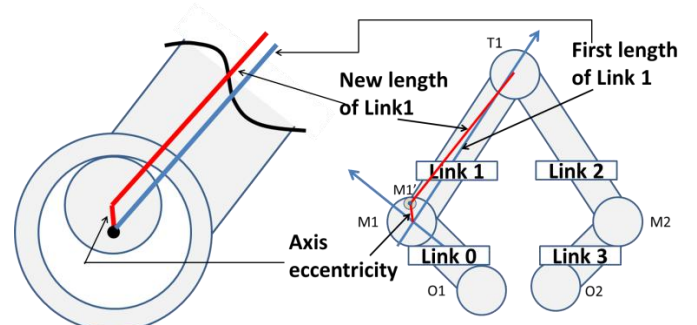


Fig. 12 Revision of the mechanism posture

この Link1 の実質的な長さを、偏心量と Link1 の元の長さから計算し、機構の姿勢を求める。偏心量は、接触点の位置と軸受の中心位置の差から軸の半径を引くことにより求められる。

シミュレーションは更新された軸受の形状と機構の姿勢をもとに、動力学解析に戻る。動力学解析から部品の変形解析に至る一連のプロセスを、ステップタイム毎に繰り返す。

4. 部品の劣化による機構の運動変化を考慮した摩耗シミュレーション

4.1 シミュレーション条件

まず、部品の摩耗による機構の運動変化を考慮していない従来のシミュレーションと本研究のシミュレーションとの差を調べた。実験条件を Table. 1 に示す。

Table.1 Condition of simulation

パンタグラフ機構が上下動する回数	100
機構の運動周期[second]	10
ステップタイム[second]	0.1
摩耗係数	3.48×10^{-4}
ビッカース硬さ	228 (S45C)

4.2 シミュレーション結果

従来のシミュレーションと本研究のシミュレーションを比べ、摩耗量の差及び摩耗の増加率をまとめた表を Table. 2 に示す。部品の摩耗量が小さく、明確な違いは見えない。

Table.2 The difference ratio of wear volume

	Amount of wear[mm ³]	Difference of wear[mm ³]	Difference ratio[%]
Conventional simulation	4.6412	-	-
Proposed simulation	4.6419	0.0007	0.015

上記の結果では、本シミュレーションの有効性は明らかでないが、Fig. 13 に示すように、Upper link の質量を重くすればするほど、従来のシミュレーションと本研究のシミュレーションとの間に摩耗量の差が出る。

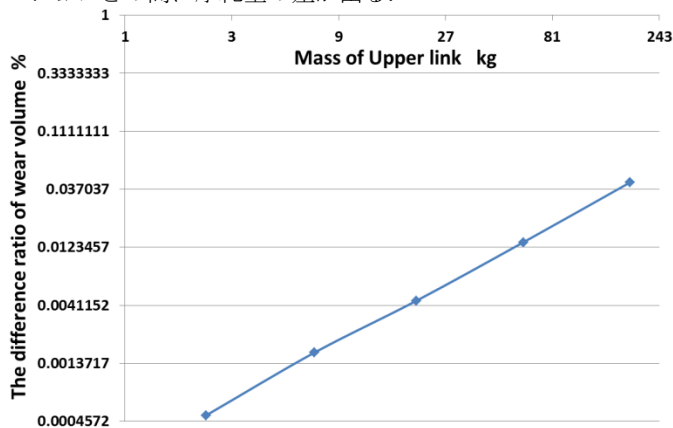


Fig. 13 The difference ratio of wear vs. Upper link mass

4.3 考察

部品の摩耗による機構の運動変化を考慮した摩耗シミュレーションの有効性と、有効になる事例について調査を行った。その結果、Pombo, J. (7)の鉄道走行シミュレーションでは、車輪の摩耗により列車の動きが変わり、その影響で車輪が摩耗する様子を再現している。この結果によれば、車輪の摩耗により、振動の振幅が増大すること、その振動が乗客の

乗り心地を下げるということが報告されている。また、谷藤・咲山 (8)らは鉄道走行実験において、直径 910[mm]の車輪のフランジに平均 2[mm]の摩耗が生じたとき、乗り心地レベルが 3[dB]変化したと報告している。乗り心地レベルとは振動加速度に起因する量で、5[dB]刻みで五段階にランク付けされている (9)。一段階が 5[dB]刻みであることから、乗り心地レベルの 3[dB]の変化は大きな変化と言える。この現象は、列車が車輪とレールの遊びを横移動するとき、摩耗による車輪の形状変化の影響で、振動の振幅が増大したことが原因であると報告されている。

これらの結果から、部品の摩耗による機構の運動変化を考慮した摩耗シミュレーションを行うことにより、現実に近い状態を再現できることが解った。また、鉄道において線路と車輪の隙間が振動の原因となっていたことから、リンク機構の軸と軸受の場合も、ガタによる振動を考慮すれば、本シミュレーションの有効性が増す可能性が考えられる。

5. 結言

従来の摩耗のシミュレーションは部品の摩耗による機構の運動変化を無視していた。リユース部品の摩耗をシミュレーションするには、この現象の及ぼす影響を評価する必要がある。そこで、部品の摩耗による機構の運動変化を考慮した摩耗のシミュレーションを行い、従来のシミュレーションが無視してきた摩耗を検出した。そして、部品の摩耗による機構の運動変化が部品の摩耗に及ぼす影響は、機構の重量が重いほど、大きいことを発見した。軸受のガタによる振動を考慮すれば、本シミュレーションの有効性が増す可能性がある。

参考文献

- (1) J. Orden, Analysis of joint clearances in multibody systems, *Multibody System Dynamics*, **13**-4, (2005), pp. 401-420.
- (2) S. Dubowsky, F. Freudenstein, Dynamic analysis of mechanical systems with clearances part 1 : formulation of dynamic model, *ASME J. Eng. Ind.*, **93**-1,(1971), pp. 305-309.
- (3) 佐藤隆太, ボールねじとサポートベアリングの摩耗を考慮した送り駆動系の数学モデル, 精密工学会春季大会講演論文集, (2011),pp. 467-468.
- (4) J.F.Archard, Contact and Rubbing of Flat Surfaces, *J.Appl.Phys.* , **24**-8, (1953), pp.981-988.
- (5) 木村好次, 岡部平八郎, トライボロジー概論, 養賢堂発行, 東京, (1982), pp. 22-26.
- (6) J.Halling, (松本正久訳), トライボロジー, 近代科学社, 東京, (1984), pp136-138.
- (7) João Pombo, Jorge Ambrósio, Manuel Pereira, Roger Lewis, Rob Dwyer-Joyce, Caterina Ariaido, Naim Kuka, A study on wear evaluation of railway wheels based on multibody dynamics and wear computation, *Multibody System Dynamics*, **24**, (2010), pp.347-366.
- (8) 谷藤克也, 咲山武司, 新幹線電車の車輪摩耗特性と走行振動, *日本機械学会論文集(C 編)*, **53**-492, (1987), pp.1743-1749.
- (9) 風戸昭人, 空気圧制御による鉄道車両の乗り心地向上, 横浜国立大学博士論文, (2011).
<http://www.jrtt.go.jp/02Business/Research/pdf/Brief/2000-06-seika.pdf>
(accessed 2013-01-31).