歯車の歯面摩擦損失測定とシミュレーション

Measurement and Simulation of Frictional Loss on Tooth Flank of Gears

○学 江島 知樹 (室蘭工大院)

Tomoki ESHIMA, Muroran Institute of Technology, 27-1, Mizumoto-cho, Muroran, Hokkaido

成田 幸仁 (室蘭工大)

Yukihito NARITA, Muroran Institute of Technology

正 田本 芳隆 (出光興産)

Yoshitaka TAMOTO, Idemitsu Kosan Co., Ltd.

正 風間 俊治 (室蘭工大)

Toshiharu KAZAMA, Muroran Institute of Technology

Key Words: Gear, Friction, Lubrication, Tribology, Machine Element

The purpose of this paper is developing the simulation of loss torque of gears based on the frictional loss generated by meshing. The frictional loss of gears is generated by the shear force of the oil film. Therefore the frictional loss was calculated by applying the visco-elastic-plastic model. The load distribution of the teeth was calculated by using FEM. The experimental value of the frictional loss of gears was measured by using the power circulating type gear test machine. The bearing loss, and the churning loss, wind loss and seal loss were also measured in order to separate them and frictional loss from the total losses. The tendency of calculation, that frictional loss became lower if rotational speed increases, agreed with experimental result. However, the calculated frictional loss became higher than the experimental result. It is necessary to consider the influence of vibration for improvement of accuracy of simulation.

1. 緒言

機械システムの省エネルギー化には、歯車の動力伝達効率向上が有効な手段の一つである。それを達成するための手段として、伝達効率を阻害する要因であるかみ合い摩擦損失の評価とそれを考慮した最適設計が考えられる。それには計算で摩擦損失を求められるようにすることが望ましい。

本研究では、シミュレーションによって歯車のかみ合い摩擦損失を求める方法を開発する。そして動力循環式歯車試験機を用いて実験結果と計算結果を比較して、計算精度を確認する。

2. シミュレーションの原理

かみ合い摩擦損失を計算するためには、歯面間に介在する潤滑油膜のせん断応力や、材料表面の粗さ突起の干渉を考慮する必要がある。ただし、ここでは簡単化のために粗さ突起の干渉による摩擦損失は無視する。油膜のせん断力計算にはトラクションドライブで用いられている粘弾塑性モデル⁽¹⁾を適用する。これにより、潤滑油性状の違いを計算に反映できる。ただし、油膜のせん断応力は粘性変化のために接触面圧に応じて変化する⁽²⁾。さらに、負荷による歯の変形等で面圧も変化する。そこで、有限要素法⁽³⁾で接触線上の分布荷重を求め、そこから面圧を求める。次に、油膜のせん断応力を歯の弾性接触面内で積分して摩擦力を求める。この摩擦力からトルク損失を求め、かみ合い摩擦損失率を計算する。

粘弾性域と塑性域のせん断応力 τ は、粘弾塑性モデルにより次の式(1)~(3)で求める⁽¹⁾。

$$\dot{\gamma} = \frac{\Delta u}{h} = \frac{1}{G} \frac{d\tau}{dt} + \frac{\tau_{ch}}{\eta_N} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_{ch}}\right) \quad (1)$$

$$\tau(X+k) = \tau(X) + k \frac{d\tau(X)}{dX} \quad (2)$$

$$\tau(X+k) = \tau_c + k \frac{d\tau(X)}{dX} \quad (3)$$

ここで $\dot{\gamma}$ は油膜のせん断速度、 Δu は入出力歯面の速度差、 h は油膜厚さ、 G は等価平均横弾性係数、 η_N はニュートン粘度、 τ_{ch} は特性応力、 X は接触領域内転がり方向の無次元座標、 k は X の刻み幅、 τ_c は等温下の平均限界せん断応力で

Fig.1 Schematic of power circulating type gear tester

Fig.2 Photograph of power circulating type gear tester

ある。式(2)が粘弾性域でのせん断応力、式(3)が塑性域でのせん断応力であり、粘弾性域でのせん断応力が限界せん断応力を超えると塑性域になる。この τ を接触面内で積分することでせん断力 F_t が得られる。油膜のせん断力とせん断力によるトルク損失、摩擦損失率は次の式で求めた。

$$F_t = \mu \times F_c \quad (4)$$

$$T_{loss} = (F_t \sin \alpha_b) \cdot r_p \quad (5)$$

Table1 Specification of test gears

		Drive gear	Driven gear
Module	m_n mm	2	
Pressure angle	α_n deg	20	
Number of teeth	z	62	61
Pitch diameter	d mm	124	122
Tip circle diameter	d_a mm	128	126
Base circle diameter	d_b mm	116.522	114.642
Center distance	a mm	123.117	
Face width	b mm	20	

Table2 Properties of lubricants

Density at 15°C	kg/m ³	960
Kinematic viscosity	at 40°C mm ² /s	32.7
	at 100°C mm ² /s	5.55
Viscosity index		107

$$\zeta_g = \frac{T_{loss}}{T_o} \quad (6)$$

ここで F_t はせん断力, μ はトラクション係数, F_c は押付力, T_{loss} はピッチ点でかみ合っている時のトルク損失, α_b は正面かみ合い圧力角, r_p はピッチ円半径, ζ_g は摩擦損失率, T_o は損失が無いときの出力トルクである.

3. 実験方法

実験には Fig.1, Fig.2 に示す動力循環式歯車試験機を使用した. 試験歯車は Table1 に示す平歯車と Table2 に示すトラクション油を使用した. 実験条件は, 供給油温を 40, 60°C, 周速を 6.5, 13.0, 19.5m/s(1000, 2000, 3000min⁻¹), 負荷トルクを 100, 150, 200Nm とし 18 通りの実験を行った. 供給油量は 0.8/min とし, かみ合い歯面の上からの滴下式強制給油とした. また実験を行う前になじみ運転を十分に行い, 運転前後の歯車の表面粗さを測定した. 運転前の算術平均粗さ Ra は駆動側が 0.27 μ m, 従動側が 0.25 μ m, 運転後の駆動側が 0.28 μ m, 従動側が 0.26 μ m となった.

動力循環式試験機では, Fig.1 に示すトルク計 2 で測定される入力トルクが 2 つのギアボックスで発生する全損失トルク T_{total} となる. そこで, 一对の歯車のかみ合い摩擦損失 T_{loss} を正確に測定するためには一つのギアボックスあたりの軸受損失 T_b , 潤滑油のかく拌損失と風損, そしてシール損失の合計である T_{cws} を取り除く必要がある. よって, 一对の歯車のかみ合い摩擦損失 T_{loss} の算出方法は次のようになる.

$$T_{loss} = \frac{T_{total}}{2} - T_b - T_{cws} \quad (7)$$

ここで T_b は歯車の代わりに軸受を取り付けて負荷を掛けることで測定した. T_{cws} は無負荷の状態試験機を運転し測定した. 上記の T_{loss} を(6)式に代入することで摩擦損失率が算出できる. ここで T_o は Fig.1 で示すトルク計 1 で測定する歯車の負荷トルクである.

4. 実験結果と考察

Fig.3, Fig.4, Fig.5 に軸受損失 T_b と潤滑油のかく拌損失と風損, そしてシール損失の合計である T_{cws} の実験結果を示す. Fig.3, Fig.4 の横軸は軸受の負荷荷重であり, これは歯車にトルクをかけたときの負荷荷重と等しい. 図に示されるように軸受損失は回転速度の影響は小さく, また軸受の負荷

Fig.3 Loss torque of bearings T_b (40°C)

Fig.4 Loss torque of bearings T_b (60°C)

Fig.5 Loss torque of churning, windage, and oil seals T_{cws}

荷重に対して比例関係になることがわかる。これらの傾向は Palmgren⁽⁴⁾の研究報告と一致する。よって各回転速度における傾きを平均化し、供給油温 40℃で 0.0853Nm/kN, 60℃で 0.0889Nm/kN の値を得た。摩擦損失測定実験における負荷トルク 100~200Nm のときに発生する軸受損失 T_b は 0.15~0.31 Nm となる。次に潤滑油のかくはん損失等の合計値 T_{cvs} は供給油温 40℃で周速 6.5 から 19.5m/s のときに 0.38~0.50Nm, 給油温 60℃で周速 6.5 から 19.5m/s のときに 0.32~0.45Nm となった。

以上の各損失を式(7)に代入して各条件の摩擦損失を算出し、摩擦損失率に換算した。ここでは比較のために全損失率 ζ_t の算出も行った。全損失率の算出方法は次のようになる。

$$\zeta_t = \frac{T_{total}}{2T_o} \quad (8)$$

Fig.6~8 に摩擦損失率と全損失率の実験結果を示す。負荷トルク 100Nm のときに ζ_t は 1.10~1.01%, ζ_g は 0.59~0.42%。150 Nm のときに ζ_t は 1.03~0.93%, ζ_g は 0.64~0.48%。200 Nm のときに ζ_t は 1.01~0.88%, ζ_g は 0.66~0.49% となった。図に示すように、周速が上昇すると摩擦損失率は減少する傾向がわかる。これは周速の上昇により油膜厚さが増加しせん断速度が低下、そして摩擦損失の原因となる油膜のせん断力が減少するためと考えられる。

次に摩擦係数 μ の算出を行った。摩擦係数は前述の摩擦損失率を用いて次式のように算出する。

$$\mu = \frac{\zeta_g}{\pi \left\{ \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \times (\varepsilon^2 - \varepsilon + 1 - 2\varepsilon_1\varepsilon_2) \right\}} \quad (9)$$

ここで z_1 , z_2 はそれぞれ駆動側及び従動側歯数, ε はかみ合い率, ε_1 , ε_2 はそれぞれ遠のき, 近寄りかみ合い率である。Fig.9 と Fig.10 に摩擦係数の算出結果を示す。摩擦係数は 0.082~0.052 の値となった。これらの図からも周速の上昇と共に摩擦係数が減少していることがわかる。また負荷トルクの上昇による面圧の上昇と共に摩擦係数が増加している。これらは一般的な摩擦係数の変化の傾向と一致する。

次に計算結果との比較を行った。Fig.11~13 に摩擦損失率の実験結果と計算結果を示す。計算条件は実験条件と同一である。なお、Table1 の歯車はかみ合い進行によってかみ合い歯数が 1 枚~2 枚かみ合いの間で変化し、それにより面圧も負荷トルク 100Nm のときであれば 0.81~1.02GPa, 150Nm では 0.99~1.13GPa, 200Nm では 1.03~1.31GPa の間で変化する。そこで、計算ではかみ合い歯数が 1 サイクル変化する間の T_{loss} を求め、その平均で ζ_g を表した。

計算値と実験値を比較すると、差は負荷トルク 100Nm で 0.96~3.23 ポイント, 150Nm で 0.77~3.28 ポイント, 200Nm で 0.80~3.29 ポイントとなった。周速が高くなると摩擦損失率が減少する傾向は一致している。これは前述のように周速の上昇により油膜厚さが厚くなるためと考えられる。しかし実験結果よりもシミュレーションのほうが総じて高い値となった。差異の原因としては歯車の振動の影響が考えられる。齋藤らは超音波振動を用いたはめ合い技術の研究を行い、はめ合い部品の方に超音波振動を与えながら挿入を行うと挿入力低減が観察され円滑に挿入できることを報告している⁽⁵⁾。このことから、歯車装置の振動によりトラクション係数が低減し、実験値の摩擦損失率が減少している可能性がある。シミュレーションの精度向上には振動を含めた外乱の影響を考慮する必要があると考えられる。

Fig.6 Ratio of loss torque (100Nm)

Fig.7 Ratio of loss torque (150Nm)

Fig.8 Ratio of loss torque (200Nm)

Fig.9 Friction coefficient μ (40°C)

Fig.10 Friction coefficient μ (60°C)

5. 結言

潤滑油膜のトラクション係数の計算手法を用いて歯車のかみ合い摩擦損失シミュレーションを作成し、そこから摩擦損失率の計算を行った。動力循環式歯車試験機による実験値と比較して計算精度の確認を行った。周速が高くなると摩擦損失率が減少する傾向は一致しているが、計算結果のほうが総じて高い値となった。原因としては歯車の振動による実験値の摩擦損失率低下が考えられる。計算精度の向上には振動を含めた外乱の影響を考慮する必要がある。

参考文献

- (1) C. R. Evans, K. L. Johnson, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol.200 No.C5, (1986), 313-323.
- (2) 田中裕久：トロイダル CVT, コロナ社, (2000)
- (3) Tobe, Inoue, *Trans.ASME, J.Mechanisms, Transmission, and Automation in Design*, Vol.107, (1985)
- (4) Palmgren, A., *Grundlagen der Walzlager-technik*, (1962), 39, Franckh'sche Verlagshandlung Stuttgart
- (5) 齋藤長男ら：精密工学会誌, No.54-03, (1988), 606-611

Fig.11 Experimental and calculated loss torque (100Nm)

Fig.12 Experimental and calculated loss torque (150Nm)

Fig.13 Experimental and calculated loss torque (200Nm)