

【付録：J】

伝達誤差解析例

J.1 実験装置

黒河、有浦の研究「歯車の負荷時高精度かみ合い誤差測定に関する研究」⁽¹⁾の成果と CT-FEM Opera の解析結果を比較した。

実験装置は、図 J.1 に示す動力循環式歯車運転試験機であり、伝達誤差計測用のエンコーダは分解能 1 秒を有している。

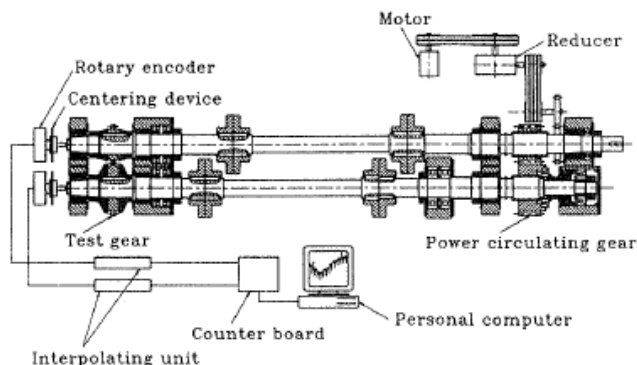


図 J.1 実験装置

J.2 実験結果と伝達誤差解析結果の比較

実験に供した歯車は図 J.2 の諸元を持つ歯車であり歯車精度は、JIS B 1702(1998) 0 級の歯研削歯車である。伝達誤差は、単位歯幅当たりの荷重を 8~784 (N/mm)として 7 種類の負荷を与え、そのときの伝達誤差を計測している。図 J.3 は 147(N/mm)の例を示している。

項目	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
モジュール	m	mm	5.0000	
歯数	z	---	21	31
圧力角	α_n	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	23.50	0.00
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ
基準円直径	d	mm	125.9459	156.8202
歯厚入力方式	---	---	転位係数	転位係数
歯厚入力係数	xn	---	0.00000	0.00000
またぎ歯数	Za	---	*****	*****
またぎ歯厚	V	mm	*****	*****
オーバーピン径	dp	mm	*****	*****
オーバーピン寸法	da	mm	*****	*****
転位量	xn	---	*****	*****
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0000	0.0000
中心距離	a	mm	156.2000	
歯先円直径	da	mm	136.9459	156.8202
歯底円直径	df	mm	112.1959	172.1702
歯元R(工具先R)	Rf	mm	2.0625	2.0625
歯幅	b	mm	40.0000	40.0000

図 J.2 歯車諸元

項目	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
トルク	T	Nm	344.2000	508.1045
正面主線方向力	F	N	5880.8	
ヤング率	E	N/A	205800.0	205800.0
ポアソン比	ν	---	0.3000	0.3000
歯元部分割数	Nb1	---	20	20
インボリュート部分	Nb2	---	40	40
歯先、歯部分割数	Nb3	---	***	***
歯幅方向分割数	Nb	---	40	40
ピッチ誤差(μm)	---	---	正一掃輪	
Pinion			0.0	0.0
Gear			0.0	0.0

図 J.3 トルク設定

CT-FEM Opera ソフトウェアで解析する際、図 J.1 の試料歯車を支持する軸受間距離が 240mm あることから負荷が作用する際、軸変位が発生することを想定し解析した。トルクと軸変位、そして伝達誤差の実験値と解析結果を表 J.1 および図 J.4 に示す。

図 J.4 の荷重 200(N/mm)より大きい領域では歯実験と解析は良く一致している。しかし、これより小さい領域では実験と解析結

表 J.1 伝達誤差解析結果

No.	単位荷重(N/mm)	トルク(Nm)	実験値(sec)	軸変位(sec)	解析結果(sec)
<1>	8	18.7	4.0	7.42	0.76
<2>	98	229.5	4.7	8.06	5.94
<3>	147	344	5.6	12.1	6.62
<4>	196	459	7.9	16.1	7.13
<5>	392	918	8.8	32.1	9.11
<6>	637	1492	11.2	52.2	11.7
<7>	784	1836	13.0	64.1	13.2

果は一致していない。この理由は、実験の負荷が 8(N/mm)において TE=4(sec) である理由は、歯形誤差や歯面粗さが表れていると考えられる。

図 J.5 に実験結果と解析結果の伝達誤差を重ね合わせた図を示すが、両者は良く一致した結果となっている。図中に示す赤色の縦線は、実験の目盛 20sec に合わせている。

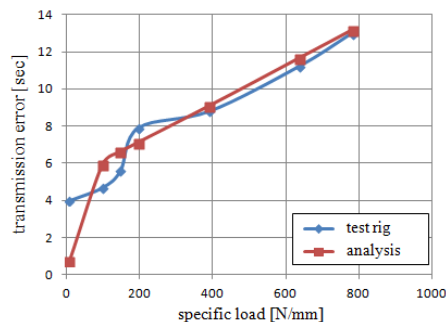


図 J.4 伝達誤差最大値（実験と解析）

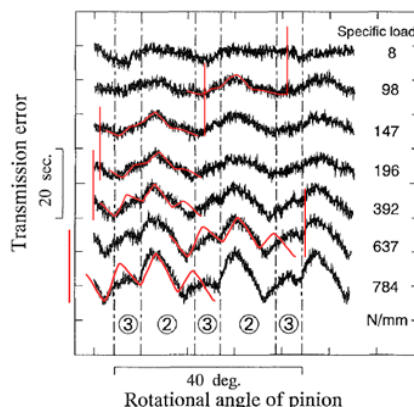


Fig.9 Transmission errors under several loads

図 J.5 伝達誤差（実験と解析）

J.3 歯面形状と歯面粗さを考慮した伝達誤差

J.3.1 平歯車（無修整）

実験に供した歯車諸元を図 J.6 に歯面形状を図 J.7 に示す。伝達誤差は、単位歯幅当たりの荷重を 22~392 (N/mm)として 7 種類の負荷を与えている。伝達誤差解析をする際は、歯面形状を図 J.8 のように与えた。実験と解析による伝達誤差結果を図 J.9 に示すが、両者は良く一致している。

項目	記号	単位	数値(Pinion)	数値(Gear)
モジュール	m	mm	6.0000	
歯数	z	---	21	31
圧力角	α_n	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	0	0.00
ねじれ方向	---	---	---	---
基準円直径	d	mm	126.0000	156.0000
歯厚入力方式	---	---	転位係数	転位係数
歯厚入力係数	xn	---	0.00000	0.00000
またぎ歯数	Za	---	*****	*****
またぎ歯厚	V	mm	*****	*****
オーバーピン径	dp	mm	*****	*****
オーバーピン寸法	da	mm	*****	*****
転位量	xn	---	*****	*****
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0000	0.0000
中心距離	a	mm	156.2000	
歯先円直径	da	mm	136.9459	156.8202
歯底円直径	df	mm	111.0000	171.0000
歯元R(工具先R)	Rf	mm	2.2500	2.2500
歯幅	b	mm	15.0000	15.0000

図 J.6 歯車諸元

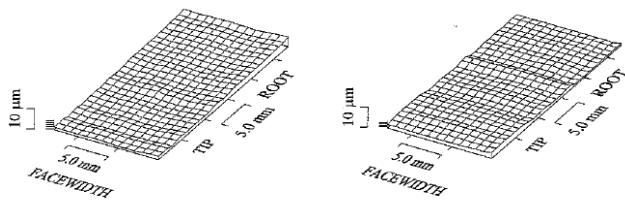
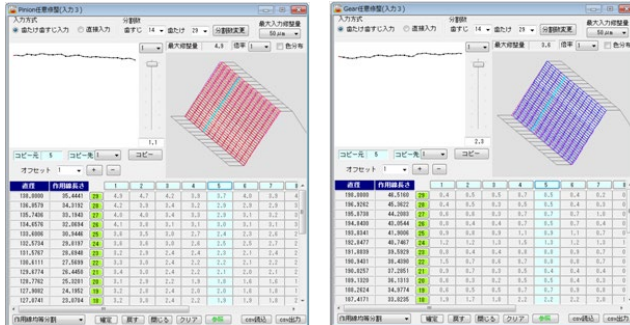


図 J.7 歯面形状



(a)ピニオン (b)ギヤ
図 J.8 歯形誤差 (Excel データ読み込み)

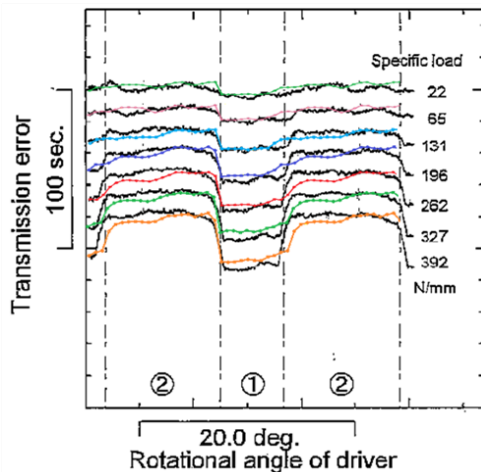


図 J.9 伝達誤差 (実験と解析)

J.3.2 平歯車 (歯先修整)

歯車諸元は、図 J.6 と同じであり、伝達誤差は、単位歯幅当たりの荷重を 22~654 (N/mm)として 11 種類の負荷を与えている。伝達誤差解析をする際は、歯面形状を図 J.10 のように与えた。実験と解析による伝達誤差結果を図 J.12 に示すが、両者は良く一致している。

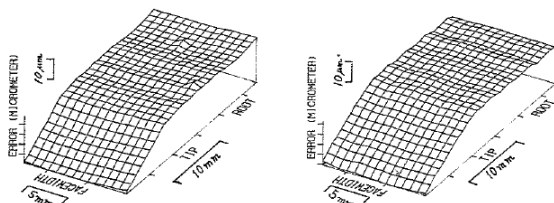
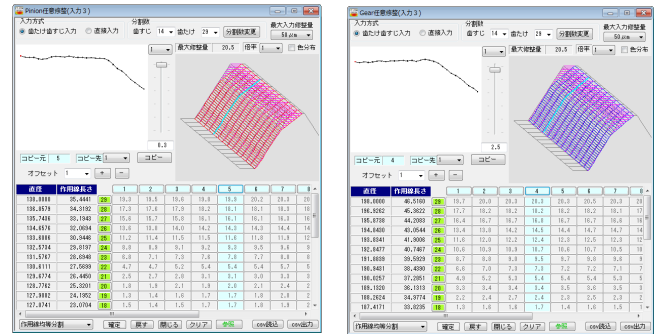


図 J.10 修整歯形



(a)ピニオン (b)ギヤ
図 J.11 歯形誤差 (Excel データ読み込み)

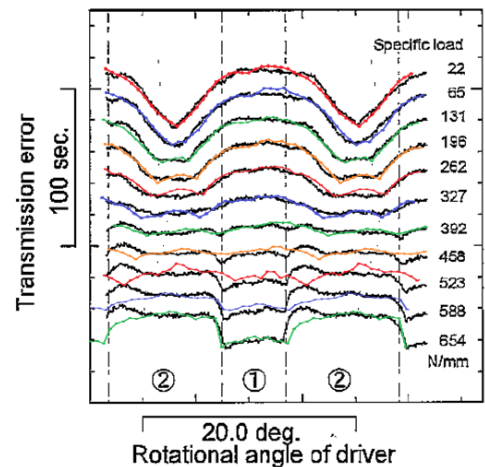


図 J.12 伝達誤差 (実験と解析)

J.3.3 はずば歯車 (無修整)

歯車諸元は、図 J.2 と同じであり、伝達誤差は、単位歯幅当たりの荷重を 8~650 (N/mm)として 16 種類の負荷を与えている。伝達誤差解析時の歯面形状を図 J.14 のように与えた。実験と解析による伝達誤差結果を図 J.15 に示すが、両者は良く一致している。また、図 J.16 に拡大波形を示すが、実験と解析結果は良く一致し

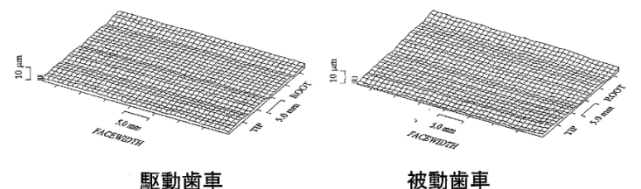
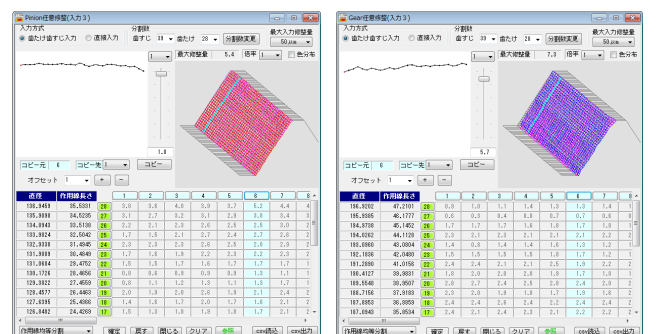


図 J.13 歯面形状



(a)ピニオン (b)ギヤ
図 J.14 歯形誤差 (Excel データ読み込み)

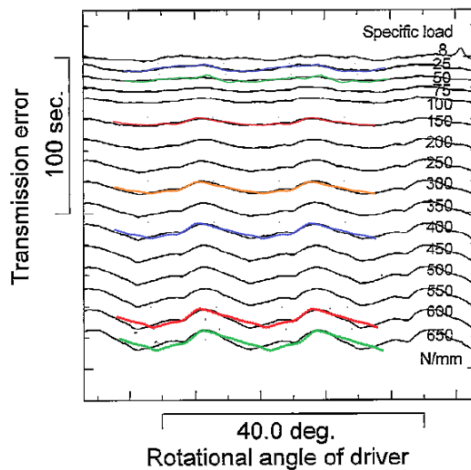


図 J.15 伝達誤差 (実験と解析)

ている。ただし、負荷による影響を考慮し表 J.2 のように食い違い誤差を与えている。

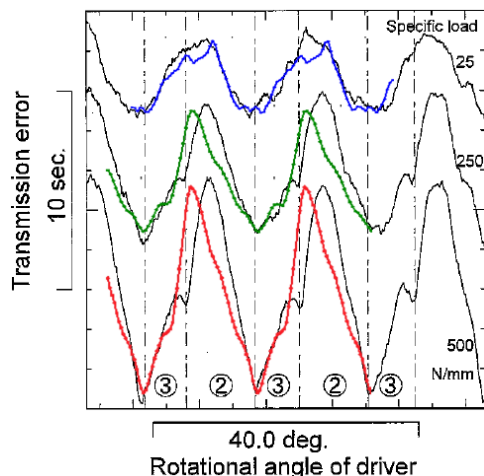


図 J.16 伝達誤差 (実験と解析)

表 J.2 伝達誤差解析結果

N/mm	TE _{max}		食い違い ϕ_1 (deg)
	実験値(s)	解析(s)	
25	3.92	3.31	0.001
250	7.06	6.23	0.003
500	10.7	10.4	0.005

J.4 まとめ

- (1) 伝達誤差の実験と解析結果は、良く一致した。
- (2) ソフトウェア解析により、ほぼ確かな伝達誤差を予測することができた。

参考文献

- (1) 黒河, 有浦, 歯車の負荷時高精度かみ合い誤差測定に関する研究, 機論 C, 1998-7, pp.408-415
- (2) CT-FEM Opera, 歯車応力解析ソフトウェア, アムテック, (2014)

[付録 : K] 動力損失解析例

K.1 概要

歯車の基礎と設計 (成瀬著)⁽¹⁾に掲載されている平歯車のかみ合い損失率と平均滑り速度との関係の実験を基に, CT-FEM Opera⁽²⁾で解析した。その結果を以下に示す。

項目	記号	単位	値(Pinion)	値(Gear)
モジュール	m	mm	2.7500	
歯数	z	---	33	33
圧力角	α_n	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	0	0
ねじれ方向	---	---	0	0
基準円直径	d	mm	90.7500	90.7500
歯厚入力方式	---	---	転位係数	転位係数
歯厚係数	xn	---	0.14100	0.14100
歯厚係数	zn	---	0.14100	0.14100
またぎ歯数	W	---	0.00000	0.00000
オーバーピン寸法	da	mm	0.00000	0.00000
オーバーピン寸法	db	mm	0.00000	0.00000
転位量	xm	---	0.00000	0.00000
法線歯厚減少量	fn	mm	0.00000	0.00000
中心距離	a	mm	81.5026	
歯先円直径	da	mm	97.0255	97.0255
歯底円直径	df	mm	84.6505	84.6505
歯元R(工具先R)	Rf	mm	1.0313	1.0313
歯幅	b	mm	20.0000	20.0000

図 K.1 歯車諸元

項目	記号	単位	Pinion	Gear
最大歯面応力	σ_{Hmax}	MPa	569.425	
トルク	T	Nm	300.00	300.00
動力	P	kW	65.345	
回転速度	n	1/min	2000.000	2000.000
歯速	v	m/s	8.365	
歯面粗さ(最大高さ)	Rz	μm	1.000	1.000
歯面粗さ(平均)	Ra	μm	0.200	0.200
材料名	---	---	Cr鋼(1Cr)	Cr鋼(1Cr)
比重	ρ	g/cm ³	7.870	7.870
比熱	CM	J/(g·°C)	461.000	461.000
熱伝導率	λ	W/mK	60.000	60.000
歯面温度	GTc	°C	70.000	
油温度	OTc	°C	70.000	
油の粘度	---	---	鉱物油(その他)	
ISOグレード	---	---	ISO VG 220	
動粘度(40°C)	Wfc	mm ² /s	220.000	
油の平均温度	Wfc	°C	240.000	
油の標準粘度	SD	°C	39.000	
絶対粘度	μ	cP	37.30	
粘度係数	α	1/MPa	0.02046	

図 K.2 設定

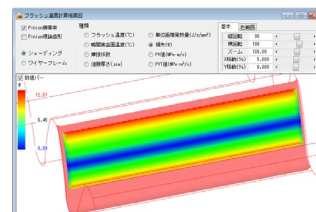


図 K.3 動力損失

項目	記号	単位	Pinion	Gear
スキャッピング発生確率	η_s	%	5	
磨耗の発生確率	η_f	%	5.60	
動力損失	η_e	%	0.62	

図 K.4 損傷確率, 動力損失

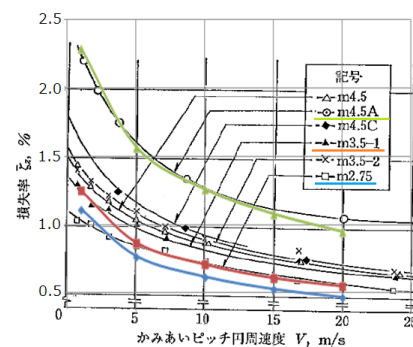


図 10.9 平歯車における平均摩擦係数とのかみあいピッチ円周速度 V との関係 (試験歯車の諸元は表 10.3 参照)

図 K.6 実験と解析

m	mm	2.75	3.5	4.5
z1	---	33	26	16
z2	---	33	26	24
α	deg	0		
β	deg	0		
x1	---	0.141	0.0073	0.8635
x2	---	0.141	0.0073	-0.500
b	mm	20		
a	mm	91.5		

K.2 まとめ

- (1) 図 K.6 のように実験結果と解析結果は良く一致している。
- (2) ソフトウェア解析により、ほぼ確かな動力損失を予測することができた。

参考文献

- (1) 成瀬, 「歯車の基礎と設計」, 養賢堂, 2001. P.132-133
 - (2) CT-FEM Opera, 歯車応力解析ソフトウェア, アムテック, (2014)
- [45] CT-FEM Opera iii をご覧ください。