技術資料1:非対称歯形歯車の設計

1.はじめに

2. 高圧力角の効果

3. 基準ラック

- 4. 外歯車の設計例
 - 4.1 歯車寸法, 歯厚
 - 4.2 歯形
 - 4.3 すべり率
 - 4.4 歯面応力解析
 - 4.5 フラッシュ温度,摩擦係数,油膜厚さ,動力損失
 - 4.6 曲げ応力解析
 - 4.7 伝達誤差解析
 - 4.8 寿命,スカッヒング発生確率
- 5. 内歯車の設計例
 - 5.1 歯車寸法
 - 5.2 歯形
 - 5.3 すべり率
 - 5.4 歯面応力解析
 - 5.5 フラッシュ温度,摩擦係数,油膜厚さ,動力損失
 - 5.6 曲げ応力解析
 - 5.7 伝達誤差解析,寿命
 - 5.8 寿命, スカッヒング発生確率
- 6. 対称歯形との応力比較(軸の取り付け誤差の影響を含む),外歯車×外歯車
 - 6.1 歯車寸法
 - 6.2 歯形, すべり率
 - 6.3 歯面応力解析
 - 6.4 フラッシュ温度,摩擦係数,油膜厚さ,動力損失
 - 6.5 曲げ応力解析
 - 6.6 伝達誤差解析
 - 6.7 寿命, スカッヒング発生確率
- 7. 対称歯形との応力比較(軸の取り付け誤差の影響を含む),外歯車×内歯車
 - 7.1 歯車寸法
 - 7.2 歯形, すべり率
 - 7.3 歯面応力解析
 - 7.4 フラッシュ温度,摩擦係数,油膜厚さ,動力損失
 - 7.5 曲げ応力解析
 - 7.6 伝達誤差解析
 - 7.7 寿命, スカッヒング発生確率
- 8.まとめ

アムテック有限会社

〒552-0007 大阪市港区弁天 1-2-30 プリオタワー4305

06-6577-1552 fax 06-6577-1554

e-mail:ueda@amtecinc.co.jp www.amtecinc.co.jp

1. はじめに

非対称歯形歯車は、歯車の大きさや材料を変更しないで負荷容量を増大させることができることからロシア航 空機の TV7-117(図 1.1), TV3-117VMA-SBM1, NK-93 ターボプロップエンジンの遊星歯車(図 1.2) などに採用 されている¹⁾. この歯車の採用により旧型の AI-20 のギヤボックスと AI-24 ターボプロップエンジンに比して約 50% 低い出力トルク比と軽量化に成功している¹⁾.

現在では非対称歯形歯車の用途は限定されているが、一般産業機械にも徐々に採用される機運がある.非対称 歯形歯車は、創成歯切り加工も研削(創成および成形)も可能なことから現在稼働中の歯車装置にも容易に置き 換えが可能である.

圧力角が25°や27°の歯車は、製鉄所の圧延機のような高負荷歯車装置には曲げ強度の向上から採用されているが、非対称歯形歯車は作用歯面に高圧力角(30°以上)を有する歯形である.両歯面を高圧力角の対称歯形とすると歯先尖りとなるため歯形が成立しない.そのため歯たけを保つためには必然的に非対称歯形にする必要がある.

本稿では、非対称歯形歯車の寸法、歯形、応力解析、伝達誤差解析などの例を示し対称歯形歯車との比較や設計上の注意点などを示す.



https://ja.wikipedia.org/wiki/%E3%82%AF%E3%83%AA% E3%83%BC%E3%83%A2%E3%83%95_TV7-117 図 1.1 TV-117ターボプロップエンジン



☑ 1.2 TV7-117S turboprop engine gearbox planet gear and internal gear

2. 高圧力角の効果

かみ合い圧力角を大きくすることでヘルツ応力などがどのように変化するかを検討する.検討する歯車諸元²⁾ (図 2.1)は, $m=1, z_1=z_2=50, \beta=0^\circ, x_{n1}=x_{n2}=0, b=10$ mm, T=100N·m, n=1000min⁻¹とし,作用側圧力角 α_{nR} のみ 20~45° の範囲で変化させて計算した.圧力角を大きくすることで歯形が成立しない場合があるが,反作用側歯面の圧力 角 α_{nL} は無視している.図 2.2 に非対称歯形のかみ合い図²を示す.

その結果,図 2.3~2.6 に示すように,かみ合い圧力角 20°のとき σ_{H} =1899MPa のヘルツ応力が,圧力角 35°では, σ_{H} =1573MPa (1/1.21 倍)と低下し,すべり率も 1/3.3 倍小さくなっている.しかし,正面かみ合い率は 1/1.34 低下するとともに軸受荷重 F_{r} は 1.9 倍に増加することに注意しなければならない.

項目	記号	単位	Pinion Gear				
モジュール	mn	mm	1.		.00000		
歯数	z		50		50		
圧力角(左/右)	αn	deg	30.0000	17.0000	30.0000	17.0000	
ねじれ角	β	des	0	* 0	' 0.	.00 🥤 🚺	
ねじれ方向		(80836	** •	-80408	**	
基準円直径	d	mm	50	.00000	50.	.00000	
基礎円直径(左/右)	db	mm	43.3013	47.8152	43.3013	47.8152	
歯厚入力方式		Ì	転位	係数 👻	転位	係数	
転位係数	xn		0	.00000	0.00000		
測定ボール径	dp	m	2	.000	2.000		
オーバーボール寸法	dm	m	53	.33355	53.33355		
歯直角円弧歯厚	Sn	mm	1	.57080	/080 1.57080		
中心距離	a	m		50	.00000		
歯直角法線歯厚減少量	fn	nm	0	.00000	0	.00000	
歯幅	ь	mm	10	.00000	10	.00000	
歯先円直径	da	m	52	.00000	52	.00000	
歯底円直径	df	m	47	.50000	47	.50000	
基準ラック歯元R(左/右)	rf	mm	0.350	0.350	0.350	0.350	
	(確定	キャンさ	276	面取り設定	E ////	





3. 基準ラック

非対称歯形歯車の基準ラックを図 3.1 のように定義すると対称歯形と異なるのは、歯面左右の圧力角のみであ るが、歯たけや歯元半径は対称歯形歯車より制約を受けやすい.例えば、*a*_{nL}=30°、*a*_{nR}=17°の場合、*r*_{oL}=0.380と 設定すると*r*_{oL}の最大値は0.329であるため対称歯形のように左右の歯元半径を*r*o=0.380と設定することができな い.このように非対称歯形歯車の基準ラックを設定する場合は注意が必要である.ただし、ソフトウェアでは入 力範囲を表示(入力制限)しているため容易に設定することができる.



4. 外歯車の設計例

4.1 歯車寸法の設定

非対称歯形歯車を設計することができるソフトウェアは2種類ある.まず,1つ目は寸法,強度計算(鋼,樹脂),歯形生成(CADデータ出力),軸受荷重,歯当たり解析ができる involute ASM²⁾(カタログ vol.17,28 頁)と,2つ目は,FEM による応力解析(歯面応力,曲げ応力,変位,フラッシュ温度,油膜厚さ,摩擦係数分布など)

用ソフトウェアの CT-FEM ASM³⁾ (カタログ vol.17, 79 頁) である.本書では,応力解析を主として説明するため CT-FEM ASM での説明を主とする.非対称歯形歯車の設計例として諸元および寸法を図 4.1.1~4.1.4 に示す.ま た、図4.1.5および図4.1.6にオーバーボール寸法(ボール位置)を示す.なお、非対称歯形歯車は基礎円が2種 類のため、またぎ歯厚は成立しないことを承知しておく必要がある.



6					
l	🖌 寸法計算結果				
	歯車寸法 かみ合い寸法	その他			
	項目	記号	単位	Pinion	Gear
	正面モジュール	mt	mm	3.4	641
	正面圧力角	αt	deg	33.6901(L) /	/ 19.4444(R)
	基礎円筒ねじれ角	βb	deg	25.6589(L) /	28.5648(R)
	基礎円直径	db	mm	54.7638(L) / 62.0640(R)	100.8807(L) / 114.3284(R)
	全歯たけ	h	mm	6.7500	6.7500
	歯切転位係数	xnc		0.3000	-0.3000
	最小インボリュート直径	dt	mm	61.5232(L) / 62.7188(R)	113.6277(L) / 115.5381(R)
	最大インボリュート直径	dh	mm	73.0179(L) / 73.0179(R)	124.8436(L) / 124.8436(R)
	歯直角円弧歯厚	sn	mm	5.5072	3.9176
	正面円弧歯厚	st	mm	6.3591	4.5237
	オーバーボール径	dp	mm	6.0000	6.0000
	基準オーバーボール寸法	dm	mm	76.8986	129.5026
	設計オーバーボール寸法	dm'	mm	76.8986	129.5026
					3Dオーバーボール図

図 4.1.3 歯車寸法



(a) ピニオン

図 4.1.2 面取り設定

🚺 寸法計算結果				
歯車寸法 かみ合い寸法	その他			
項目	記号	単位	Pinion	Gear
正面かみ合い圧力角	æwt	deg	33.9360(L) ,	/ 19.9051(R)
かみ合いねじれ角	βw	deg	30.0	0714
かみ合いビッチ円直径	dw	mm	66.0074	121.5926
歯数比	zh		1.8421	0.5429
有効歯幅	bw	mm	35.0	000
クリアランス	ck	mm	1.0193	1.0192
正面かみ合い率	εα		0.9449(L) ,	(1.2056(R)
重なりかみ合い率	εβ		1.8568(L),	/ 1.8568(R)
全かみ合い率	εγ		2.8017(L) ,	/ 3.0625(R)
すべり率	σ1		-0.2803(L) / -0.9840(R)	0.2189(L) / 0.4960(R)
すべり率	σ2		0.3657(L) / 0.6415(R)	-0.5765(L) / -1.7893(R)
正面法線バックラッシ	Jt	mm	0.2298(L) ,	0.2605(R)
バックラッシ角度	Jθ	deg	0.4809	0.2611
最大接触直径	dja	mm	73.0179(L) / 73.0179(R)	124.8436(L) / 124.8436(R)
最小接触直径	djf	mm	63.0204(L) / 63.5627(R)	115.5931(L) / 117.1169(R)

図 4.1.4 歯車かみ合い寸法







図 4.1.5 オーバーボール寸法 (ボール配置)



4.2 歯形

歯のかみ合いを図 4.2.1~4.2.4 に示す.以後の応力解析などは、図 4.2.1 のかみ合い(*α*_n=30°)で検討する.また、非対称歯形歯車の歯形は、図 4.2.5 および図 4.2.6 のように出力²⁾することができる.



図 4.2.1 かみ合い (a_n=30°)



図 4.2.6 CAD 作図例(2D-DXF)

6

30.2846, 89.1439, 0

(b) 内歯車

43.9071, 35.6664, 0.00

(a) 外歯車

4.3 すべり率

歯のかみ合いとかみ合いグラフを図 4.3.1~4.3.4 に示す. 図 4.3.4 は正面かみ合い率が *c*a=1.21 であることから 作用線が 3 本表れているが,図 4.3.2 は正面かみ合い率が *c*a=0.945 であるため作用線は 1 本である.図 4.3.2 の縦 の赤線はピニオンの作用線長さ 22.960mm を示している.また,かみ合い図とかみ合いグラフは連動しているため,図 4.3.1 と図 4.3.2,そして図 4.3.3 と図 4.3.4 のように作用線と歯のかみ合いの関係が良く解る.このことより図 4.3.4 の最悪荷重点に合わせたグラフは,図 4.3.3 のピニオン歯先位置と作用線が一致(図中〇印)している.



4.4 歯面応力解析

図 4.1.1 の歯車(図 4.1.2 の面取り含む)に図 4.4.1 のトルクを与えたときの歯面応力解析を行う.ただし,両歯 車とも無修整歯形とし,ピニオンにのみピッチ誤差 10µm を与え図 4.4.2 のように,食い違い誤差と平行度誤差を 与えるものとする.なお,対称歯形との応力比較は6章に示す.

💹 歯面要素設定				- • •	l l				
 ■端部接触解析設定 ◎端部解析有効((端部曲	率設定)	◎ 端部解析無効		1				
項目	記号	単位	Pinion	Gear			-	F	•
最小曲率	ρ	mm							平行度誤差 🖗 2
曲率修整範囲	h	mm							
解析歯数			算箇所			Ê CÎ	₩い誤差 ♦1	-	•
◎1歯 ◎3歯	5 (歯 (C)) 歯元+歯面+歯先	◎ 歯面のみ		平行度誤差 Ø2		4	●食い違い誤差 ø1
項目	記号	単位	Pinion	Gear					+
歯幅中央位置	bm	mm	0.0000	0.0000	l [💆	🛛 歯面応力解析条件	設定		
トルク	Т	N•m →	1500.0000	2763.1579		 同転角度(4。 4。)	設定		
正面法線方向力	F	N	54780.7						
ヤング率	E	MPa	205800.0	205800.0		1ビッチ角.	g j	最	大接触角度
ポアソン比	ν		0.3000	0.3000			57.8	26.14	我は
歯元部分割数	Nh1		20	20		項日	武巧	里亚	
心がリュート部分割数	Nh2		40	40		開始回転角度	θs	deg	-26.031
歯先、端部分割数	Nh3		10	10		終了回転角度	θe	deg	32.080
歯幅方向分割数	Nb		40	40	l i	角度分割数	N		60
ービッチ誤差(μm)	正→接網	电导导	角罕	析歯面		合いない角調業	<u></u>	dog	0.0200
Pinion 0.0	0.0	10.0	0.0 0.0	◉ 左歯面		民以短い時候在	Ψ1	ues	0.0200
Gear 0.0	0.0	0.0	0.0 0.0	◎ 右歯面		半行度誤差	φ2	deg	-0.0200
確定	展	す」(標準	単(閉じる)クリ	7		確定	灵す][閉じる	クリア

図 4.4.1 トルク設定

図 4.4.2 解析条件

×

応力解析の結果,図4.4.3のように歯面最大応力は、 σ_{Hmax} =2080MPaであり、図4.4.4のように σ_{H} =2080~2000の範囲を示す歯面の位置はピニオン歯元とギヤ歯先であることが解る.なお、図4.4.5の歯面応力分布でも解るように歯面中央部の歯面応力は σ_{Hmax} =1702MPa(強度計算式での評価領域)である.









図 4.4.5 歯面応力分布 ($\sigma_{Hmax}=2080 MPa$)

4.5 フラッシュ温度, 摩擦係数, 油膜厚さ, 動力損失

フラッシュ温度計算のため、回転速度、歯面粗さ、潤滑条件を図 4.5.1 のように設定した.また、材質によって 熱伝導率が異なるため図 4.5.2 で材料を選択する.フラッシュ温度、摩擦係数、油膜厚さ、そして動力損失の計算 結果を図 4.5.3~4.5.6 に示す.

	設定			- • -
項目(歯面)	記号	単位	Pinion	Gear
最大歯面応力	σHmax	MPa	1588.14	14
トルク	Т	Nm	1500.0	2763.2
動力	Р	k₩	188.49	16
回転速度	n	min-1	1200.000	651.429
周 速	v	m/s	4.14	17
歯面粗さ(最大高さ)	Rz	μum	2.500	2.500
歯面粗さ(平均)	Ra	μum	0.400	0.400
項目(材料)	記号	単位	Pinion	Gear
材料名			Cr鋼(1Cr)	Cr鋼(1Cr)
比重	ρ	g/cm^3	7.870	7.870
比熱	CM	J/(kg°C)	461.000	461.000
熱伝導率	λ	W/mK	60.000	60.000
歯車温度	GTc	°C	70.00	10
項目(湄滑油)	記号	単位	數	値
油温度	OTc	°C	70.00	10
油の種類			鉱物油(-	その他) 👻
ISOグレード			ISO V	/G 150 👻
動粘度(40℃)		mm²∕s	150.00	10
平均スカッフィング温度	MTc	°C	227.00	0
標準偏差温度	SD	°C	37.00	0
絶対粘度	μ0	cP	27.77	9
粘度圧	α	MPa-1	0.01	940
確定	戻す	閉じる	クリア	材料選択

図 4.5.1 フラッシュ温度設定



図 4.5.3 フラッシュ温度 (T_{flmax}=64.6°C)

材質	温度 (℃)	密度 (g∕cm^3)	比熱 (J/Kg ℃)	熱伝導率 (¶∕∎ K)	Pinio	n/G
純鉄	20	7.87	461	67	0	(
鋳鉄	20	7.28	461	48	0	(
炭素綱(0.5C)	20	7.83	461	53	0	(
炭素鋼(1C)	20	7.80	461	45	0	(
炭素鋼(1.5C)	20	7.75	461	36	0	(
Cr鋼(1Cr)	20	7.87	461	60	۲	
Cr鋼(2Cr)	20	7.87	461	52	0	
Cr鋼(5Cr)	20	7.83	461	38	0	
Cr鋼(10Cr)	20	7.79	461	31	0	
Cr鋼(23Cr)	20	7.68	461	22	0	
Ni鋼(10Ni)	20	7.95	461	26	0	
Ni鋼(20Ni)	20	7.99	461	19	0	
Ni鋼(30Ni)	20	8.07	461	12	0	
Ni鋼(40Ni)	20	8.17	461	10	0	
Ni鋼(50Ni)	20	8.27	461	14	0	
CrNi鋼18Cr8Ni	20	7.82	502	16	0	
CrNi鋼20Cr15Ni	20	7.85	470	15	0	
CrNi鋼25Cr20Ni	20	7.86	463	18	0	(
CrNi合金 40Ni 15CrNi	20	8.07	461	12	0	
CrNi合金 80Ni 15CrNi	20	8.52	461	17	0	

図 4.5.2 材料選択



図 4.5.4 摩擦係数 (µmax=0.081)



図 4.5.5 油膜厚さ (*A*_{min}=0.193µm)



図 4.5.6 動力損失(W_{max}=36.3W/mm²)

4.6 曲げ応力解析

FEM 解析を行うため図 4.6.1 の条件で自動メッシュ生成すると図 4.6.2 のようにピニオンの要素数は 79870, ギャの要素数は 66653 である. FEM メッシュを図 4.6.3 に,応力解析結果を図 4.6.4 に示す.



ピニオン回転角における歯元応力(最大主応力の最大値 σ_{Imax})を図 4.6.5 に示す. ピニオン回転角 $\theta_{\text{p}=-5.347^{\circ}}$ 付近の応力は、図 4.4.1 で与えたピッチ誤差の影響によるものである.また、ピニオン回転角 $\theta_{\text{p}=-26.03^{\circ}}$ と $\theta_{\text{p}=-5.347^{\circ}}$ そして $\theta_{\text{p}=3.517^{\circ}}$ における応力分布を図 4.6.6~4.6.8 に、変位図を図 4.6.9~4.6.11 に示す.





4.7 伝達誤差解析

伝達誤差解析結果を図 4.7.1 に、フーリエ解析結果を図 4.7.2 に示す.対称歯形歯車の歯面誤差の影響を考慮した伝達誤差解析例(実験との対比)をカタログ[付録 J]に示す.





4.8 寿命、スカッヒング発生確率

歯面応力(σ_{Hmax})から図 4.8.2 に基づいて歯面寿命を計算し、曲げ応力(σ_{Imax})から図 4.8.3 に基いて曲げ寿命 を計算した結果を図 4.8.1 に示す.スカッヒング発生確率は、式(4.8.1)から正規分布として計算し、摩耗の発生確 率は図 4.8.4 に基づいている.なお、対称歯形歯車の解析例(寿命などを含む)は、カタログ[付録 I]に、動力損 失解析例は[付録 K]に示す.



💋 損傷確率・損失				
項目	記号	単位	Pinion	Gear
スカッフィング発生確率	ηs	%	<	5
摩耗の発生確率	ηf	%	5.	.00
動力損失	ηe	%	0.	.70

図 4.8.5 スカッヒング発生確率, 摩耗の発生確率, 動力損失

$$K_{\alpha} = \frac{T_{f \max} - M_{TC}}{S_D}$$

 $T_{f \max}$: Flash temperature

 $M_{\rm TC}$: Mean scuffing temperature

 $S_{\rm D}$: Standard temperature deviation

(4.8.1)

5. 内歯車の設計例

5.1 歯車寸法

非対称歯形歯車の設計例として諸元および寸法を図 5.1.1~4.1.4 に示す.また、図 5.1.5 にオーバーボール寸法 およびビトイーンボール寸法を示す.



💋 寸法計算結果				
歯車寸法 かみ合い寸法	その他			
項目	記号	単位	Pinion	Gear
正面モジュール	mt	mm	4.5	909
正面圧力角	αt	deg	33.1803(L) /	′ 19.0990(R)
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	23.9898(L) /	26.6768(R)
基礎円直径	db	mm	72.0410(L) / 81.3373(R)	208.5397(L) / 235.4500(R)
全歯たけ	h	mm	9.0000	9.0000
歯切転位係数	xnc		0.4500	0.3000
最小インボリュート直径	dt	mm	81.0969(L) / 82.3585(R)	244.1654(L) / 244.1654(R)
最大インボリュート直径	dh	mm	97.0753(L) / 97.0753(R)	260.7612(L) / 260.4136(R)
歯直角円弧歯厚	sn	mm	7.8727	5.2235
正面円弧歯厚	st	mm	8.9164	5.9160
たがすべき	dp	mm	7.0000	7.0000
基準オーバーボール寸法	dm	mm	98.7896	241.2462
設計オーバーボール寸法	dm'	mm	98.7896	241.2462
				3Dオーバーボール図

図 5.1.3 歯車寸法





歯車寸法 かみ合い寸法 その他 項目

正面かみ合い圧力角

かみ合いビッチ円直径

歯数比

有効歯幅

クリアランス 正面かみ合い率

重なりかみ合い率

トロコイド干渉

フィレット(歯元部)干渉

記号 単位

des

nm

nm nm

a.et des βw dw zh

bw ck

εα

εβ

εγ σ1 σ2

Jt J 0 nm

図 5.1.4 歯車かみ合い寸法

84,9722

2.8947

1.4451

-0.0541(L) / -0.2362(R) 0.2013(L) / 0.3508(R)

0.5515

32.0248(L) / 16.8193(R)

27.6948

30,0000

0.9842(L) / 1.2983(R)

1.1208(L) / 1.1208(R)

2.1050(L) / 2.4191(R)

0.3467(L) / 0.3915(R)

発生しません。Left/発生しません。risht 発生しません。Left/発生しません。risht

245.9722

0.3455

1.4451

0.0518(L) / 0.1911(R) -0.2520(L) / -0.5404(R)

0.1905



図 5.1.5 オーバーボール寸法 (ボール配置)

5.2 歯形

歯のかみ合いを図 5.2.1~5.2.4 に示す.以後の応力解析などは図 5.2.1 のかみ合い (*a*_n=30°) で検討する.図 5.2.1 では作用線上に1ヶ所,図 5.2.2 では2ヶ所(図中〇印)が接触している.



5.3 すべり率

歯のかみ合いとかみ合いグラフを図 5.3.1~5.3.4 に示す. 図 5.3.4 は正面かみ合い率が *ɛ*a=1.30 であることから 作用線が3本表れているが,図 5.3.2 は正面かみ合い率が *ɛ*a=0.984 であるため作用線は1本であり,図 5.3.2 の縦 赤線はピニオンの作用線長さ29.775mm を示している.また,かみ合い図とかみ合いグラフは連動しているため, 図 5.3.1 と図 5.3.2,そして図 5.3.3 と図 5.3.4 のように作用線と歯のかみ合いの関係が良く解る.このことより図 5.3.4 の最悪荷重点に合わせたグラフは,図 5.3.3 のピニオン歯先位置と作用線が一致(図中〇印)している.な お,正面かみ合い率は,歯先面取り(C面)の大きさを含んでいる.



5.4 歯面応力解析

図 5.1.1 の歯車(図 5.1.2 の面取り含む)に図 5.4.1 のトルクを与えたときの歯面応力解析を行う. ただし,両歯 車とも無修整歯形とし,ピニオンにのみピッチ誤差 10µm を与え図 5.4.2 のように,食い違い誤差と平行度誤差を 与えるものとする. なお,対称歯形との応力比較は7章に示す.

💹 歯面要素設定				- • ×	
 ■端部接触解析設定 ◎端部解析有効(端部曲	率設定)	◎ 端部解析無効		
項目	記号	単位	Pinion	Gear	
最小曲率	ρ	mm			
曲率修整範囲	h	mm			
解析歯数		ŧ	算箇所		
◎ 1歯 ◎ 3歯	5 (њ (С	歯元+歯面+歯先	◎ 歯面のみ	
項目	記号	単位	Pinion	Gear	l 🚺
歯幅中央位置	bm	mm	0.0000	0.0000	
トルク	T	N·m 👻	1600.0000	4631.5789	
正面法線方向力	F	N	44419.2		
ヤング率	E	MPa	205800.0	205800.0	
ポアソン比	ν		0.3000	0.3000	
歯元部分割数	Nh1		20	20	1.17
心症りュート部分割数	Nh2		40	40	
歯先、端部分割数	Nh3		10	10	
歯幅方向分割数	Nb		40	40	
-ビッチ誤差(μm) j	E→接觸	独家家	解	析歯面	
Pinion 0.0	0.0	10.0	0.0 0.0	◉ 左歯面	
Gear 0.0	0.0	0.0	0.0 0.0	◎ 右歯面	
確定	戻	す」標準	単(閉じる)(クリ	7	

図 5.4.1 トルク設定



💯 歯面応力解析条件	設定		
-回転角度(θs,θe)	設定		
1ビッチ角肌	ŧ)	最	大接触角度
項目	記号	単位	數値
開始回転角度	θs	deg	-15.124
終了回転角度	θe	deg	28.300
角度分割数	N		60
食い違い角誤差	φ1	deg	0.0200
平行度誤差	φ2	deg	-0.0200
確定 原	हम)	閉じる	クリア

図 5.4.2 解析条件

応力解析の結果,図 5.4.3 のように歯面最大応力は、 σ_{Hmax} =1262MPa であり,図 5.4.4 のように σ_{H} =1263~1200 の範囲を示す場所はピニオン歯元とギヤ歯先であることが解る.なお,図 5.4.5 の歯面応力分布でも解るように歯面中央部の歯面応力は σ_{Hmax} =820MPa である.









図 5.4.5 歯面応力分布 (σ_{Hmax} =1262MPa)

5.5 フラッシュ温度, 摩擦係数, 油膜厚さ, 動力損失

フラッシュ温度計算のため、回転速度、歯面粗さ、潤滑条件を図 5.5.1 のように設定した.また、材質によって 熱伝導率が異なるため図 5.5.2 で選択する.フラッシュ温度、摩擦係数、油膜厚さ、動力損失の計算結果を図 5.5.3 ~5.5.6 に示す.

💯 フラッシュ温度諸元	設定			- • •
項目(歯面)	記号	単位	Pinion	Gear
最大歯面応力	σHmax	MPa	1056.74	0
トルク	Т	Nm	1600.0	4631.6
動力	P	k₩	201.06	2
回転速度	n	min-1	1200.000	414.545
周 速	V	m/s	5.33	9
歯面粗さ(最大高さ)	Rz	μm	2.500	2.500
歯面粗さ(平均)	Ra	μm	0.400	0.400
項目(材料)	記号	単位	Pinion	Gear
材料名			Cr鋼(1Cr)	Cr鋼(1Cr)
比重	ρ	s/cm^3	7.870	7.870
比熱	CM	J/(kg°C)	461.000	461.000
熱伝導率	λ	W/mK	60.000	60.000
歯車温度	GTc	°C	70.00	0
項目(溫滑油)	記号	単位	數	値
油温度	OTc	°C	70.00	0
油の種類			鉱物油(そ	その他) 👻
ISOグレード			ISO V	G 150 👻
動粘度(40℃)		mm²/s	150	
平均スカルフィング温度	MTc	°C	227.00	0
標準偏差温度	SD	°C	37.00	0
絶対粘度	μ0	cP	27.77	9
粘度圧	α	MPa-1	0.01	940
確定	戻す	閉じる	クリア	材料選択

図 5.5.1 フラッシュ温度設定



図 5.5.3 フラッシュ温度 (T_{flmax}=15.4°C)

材質	温度 (℃)	密度 (g/cm^3)	比熱 (J/Kg ℃)	熱伝導率 (¶∕∎ K)	Pinio	m/G
純鉄	20	7.87	461	67	0	
鋳鉄	20	7.28	461	48	0	
炭素鋼(0.5C)	20	7.83	461	53	0	
炭素鋼(1C)	20	7.80	461	45	0	
炭素鋼(1.50)	20	7.75	461	36	0	
Cr鋼(1Cr)	20	7.87	461	60	۲	
Cr鋼(2Cr)	20	7.87	461	52	0	
Cr鋼(5Cr)	20	7.83	461	38	0	
Cr鋼(10Cr)	20	7.79	461	31	0	
Cr鋼(23Cr)	20	7.68	461	22	0	
Ni鋼(10Ni)	20	7.95	461	26	0	
Ni鋼(20Ni)	20	7.99	461	19	0	
Ni鋼(30Ni)	20	8.07	461	12	0	
Ni鋼(40Ni)	20	8.17	461	10	0	
Ni鋼(50Ni)	20	8.27	461	14	0	
CrNi鋼18Cr8Ni	20	7.82	502	16	0	
CrNi鋼20Cr15Ni	20	7.85	470	15	0	
CrNi鋼25Cr20Ni	20	7.86	463	18	0	
CrNi合金 40Ni 15CrNi	20	8.07	461	12	0	
CrNi合金 80Ni 15CrNi	20	8.52	461	17	0	

図 5.5.2 材料選択



図 5.5.4 摩擦係数 (µmax=0.073)



図 5.5.5 油膜厚さ (*A*_{min}=0.280µm)



図 5.5.6 動力損失 (W_{max}=15.6W/mm²)

5.6 曲げ応力解析

FEM 解析を行うため図 5.6.1 の条件で自動メッシュ生成すると図 5.6.2 のようにピニオンの要素数は 54244, ギャの要素数は 54087 である. FEM メッシュを図 5.6.3 に,応力解析結果を図 5.6.4 に示す.



回転角度における歯元応力(最大主応力の最大値 σ_{lmax})を図 5.6.5 に示す. ピニオン回転角 $\theta_{p=-51.763}$ °付近の応力は、図 5.4.1 で与えたピッチ誤差の影響によるものである.また、ピニオン回転角 $\theta_{p=-15.124}$ °と $\theta_{p=-1.763}$ °そして $\theta_{p=4.198}$ °における応力分布を図 5.6.6~5.6.8 に、変位図を図 5.6.9~5.6.11 に示す.





5.7 伝達誤差解析, 寿命

伝達誤差解析結果を図 5.7.1 にフーリエ解析結果を図 5.7.2 に示す.対称歯形歯車(外歯車×外歯車)の伝達誤 差解析例をカタログ[付録J]に示す.





5.8 寿命、スカッヒング発生確率

歯面応力(σ_{Hmax})から図 4.8.2 に基づいて歯面寿命を計算し、曲げ応力(σ_{Imax})から図 4.8.3 に基いて曲げ寿命 を計算した結果を図 4.8.1 に示す.スカッヒング発生確率は、式(4.8.1)から正規分布として計算した.また、摩耗 の発生確率は図 4.8.4 に基づいている.なお、対称歯形歯車の解析例(寿命などを含む)は、カタログ[付録 I]に、 動力損失解析例は[付録 K]に示す.

🗾 寿命計算 📃 🖃 💌								
項目	記号	単位	Pinion	Gear				
歯面最大応力	σ Hmax	MPa	1262.394	1254.425				
最大曲げ応力(σ1)	σ1	MPa	557.583	540.959				
回転速度	n	min-1	1200.000	414.545				
許容ヘルツ応力	σ_{HIIM}	MPa	1600.000	1600.000				
許容曲げ応力	$\sigma Flim$	MPa	400.000	400.000				
過負荷の回数	Ne		1					
材料の窒化の有無			非窒化材料 ▼					
使用状態			一般 👻					
項目(歯面)	記号	単位	Pinion	Gear				
予想応力繰り返し係数	ZN'		0.789	0.784				
予想寿命負荷回数	Nc		1.00E+10	1.00E+10				
予想寿命時間	Lc	hrs	1.39E+05	4.02E+05				
項目(曲げ)	記号	単位	Pinion	Gear				
予想応力繰り返し係数	ZN'		1.394	1.352				
予想寿命負荷回数	Nc		2.56E+05	3.30E+05				
予想寿命時間	Lc	hrs	3.56E+00	1.33E+01				
確定 戻す 閉じる クリア								

図 4.8.1 寿命

🔀 損傷確率・損失 👘 🗖 🗖 🗾								
項目	記号	単位	Pinion	Gear				
スカッフィング発生確率	ηs	%	<5					
摩耗の発生確率	ηf	%	5.00					
動力損失	ηe	%	0.32					

図 4.8.5 スカッヒング発生確率, 摩耗の発生確率

6. 対称歯形との応力比較(軸の取り付け誤差の影響を含む),外歯車×外歯車

6.1 歯車寸法の設定

対称歯形歯車の応力解析ソフトウェアとして CT-FEM Operaiiiがあるが, CT-FEM ASM の圧力角を等しく設定 することで対称歯形歯車の応力解析が可能である.ここでは 4. 外歯車の設計例と同様の解析を行い,非対称歯形 歯車と対称歯形歯車を比較する.



<u> </u> 寸法計算結果				- • 💌	📝 寸法計算結果				- • •
歯車寸法 かみ合い寸法	その他				歯車寸法 かみ合い寸法	その他			
項目	記号	単位	Pinion	Gear	項目	記号	単位	Pinion	Gear
正面モジュール	mt	mm	3.4	641	正面かみ合い圧力角	æwt	deg	23.1841(L) /	23.1841(R)
正面圧力角	αt	deg	22.7959(L) /	/ 22.7959(R)	かみ合いねじれ角	βw	deg	30.0	1714
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	28.0243(L)	かみ合いビッチ円直径	dw	mm	66.0074	121.5926	
基礎円直径	db	mm	60.6770(L) / 60.6770(R)	111.7733(L) / 111.7733(R)	歯数比	zh		1.8421	0.5429
全歯たけ	h	mm	6.7500 6.7500		有効歯幅	bw	mm	35.0000	
歯切転位係数	xnc		0.3000	-0.3000	クリアランス	ck	mm	1.0193	1.0192
最小インボリュート直径	dt	mm	62.3132(L) / 62.3132(R)	114.8417(L) / 114.8417(R)	正面かみ合い率	εα		1.1151(L) /	/ 1.1151(R)
最大インボリュート直径	dh	mm	73.0179(L) / 73.0179(R)	124.8436(L) / 124.8436(R)	重なりかみ合い率	εβ		1.8568(L) /	/ 1.8568(R)
歯直角円弧歯厚	sn	mm	5.3675	4.0572	全かみ合い率	εγ		2.9719(L) /	2.9719(R)
正面円弧歯厚	st	mm	6.1979	4.6849	すべり牢	σ1		-0.6547(L) / -0.6547(R)	0.3957(L) / 0.3957(R)
オーバーボール径	dp	mm	5.5000	5.0000	すべり率	σ2		0.5558(L) / 0.5558(R)	-1.2513(L) / -1.2513(R)
基準われったい可法	dm	mm	75.3445	125.9931	正面法線バックラッシ	Jt	mm	0.2103(L) /	0.2103(R)
設計オーバーボール寸法	dm'	mm	75.3445	125.9931	バックラッシ角度	Jθ	des	0.3972	0.2156
					最大接触直径	dja	mm	73.0179(L) / 73.0179(R)	124.8436(L) / 124.8436(R)
				30-1-1-1-11区	最小接触直径	djf	mm	63.3604(L) / 63.3604(R)	116.6102(L) / 116.6102(R)

図 6.1.3 歯車寸法

☑ 3 Dオーバーボール図

Pinion
 Gear

● シェーディング
 ○ ワイヤーフレーム
 dp= 5.5000 mm
 dm= 75.3445 mm



図 6.1.5 オーバーボール寸法 (ボール配置)

6.2 歯形

歯のかみ合いを図 6.2.1 に、歯形レンダリングを図 6.2.2 に示す. また、かみ合いグラフおよび すべり率グラフを図 6.2.3、図 6.2.4 に示す.



6.3 歯面応力解析

図 6.1.1 の歯車(図 6.1.2 の面取り含む)に図 4.4.1 と同じ条件で歯面応力解析を行った結果,図 6.3.1 のように 歯面最大応力は σ_{Hmax}=2417MPa であり,図 4.4.3 に示す非対称歯形歯車の歯面応力 (σ_{Hmax}=2080MPa) に比して 16% 増加していることが解る.



図 6.3.1 歯面応力分布 ($\sigma_{\text{Hmax}}=2417$ MPa)

6.4 フラッシュ温度, 摩擦係数, 油膜厚さ, 動力損失

フラッシュ温度計算のための設定値は図 4.5.1 と同じとした.フラッシュ温度,摩擦係数,油膜厚さ,動力損失 は図 6.4.1~6.4.4 に示すように,フラッシュ温度は 33.4℃高く,摩擦係数は 0.009 増加し,油膜厚さは 0.068µm 小 さく,動力損失は 8.9 W/mm² 大きくなった.



6.5 曲げ応力解析

FEM解析を行うため図4.6.1と同じ条件で自動メッシュ生成すると図6.5.1のようにピニオンの要素数は73035,

ギヤの要素数は 64809 である. 応力解析結果を図 6.5.2 に示すが,非対称歯形歯車では図 4.6.4 のようにピニオン の歯元応力は σ_{Imax} =753MPa であるが,対称歯形歯車では σ_{Imax} =814MPa と 8%大きく,ギヤの歯元応力の σ_{Imax} =947MPa は,対称歯形歯車では σ_{Imax} =956MPa とほぼ等しい.

回転角度における歯元応力を図 6.5.3 に示す.また,ピニオン回転角 *θ*p=-27.415°と *θ*p=3.773°そして *θ*p=10.01° における応力分布を図 6.5.4~6.5.6 に示す.





6.6 伝達誤差解析,寿命

伝達誤差解析結果を図 5.7.1 に、フーリエ解析結果を図 5.7.2 に示す.対称歯形歯車の歯面誤差の影響を考慮した伝達誤差解析例(実験との対比)をカタログ[付録 J]に示す.



図 6.6.1 伝達誤差解析結果(TE=21.9µm)



6.7 寿命、スカッヒング発生確率

歯面応力(σ_{Hmax})から図 4.8.2 に基づいて歯面寿命を計算し、曲げ応力(σ_{Imax})から図 4.8.3 に基いて曲げ寿命 を計算した.その結果を図 6.7.1 に示す.図 6.7.2 のスカッヒング発生確率は、式(4.8.1)から正規分布として計算 した.また、摩耗の発生確率は図 4.8.4 に基づいている.なお、対称歯形歯車の解析例(寿命などを含む)は、カ タログ[**付録 I**]に、動力損失解析例は**[付録 K]**に示す.

🔀 寿命計算 💦 🕞 💷 🗾								
項目	記号	単位	Pinion	Gear				
歯面最大応力	σHmax	MPa	2416.665	2414.907				
最大曲げ応力(σ1)	σ1	MPa	813.732	956.408				
回転速度	n	min-1	1200.000	651.429				
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	1600.000	1600.000				
許容曲げ応力	σFlim	MPa	400.000	400.000				
過負荷の回数	Ne		1					
材料の窒化の有無			非窒化材料					
使用状態			→般・					
項目(歯面)	記号	単位	Pinion	Gear				
予想応力繰り返し係数	ZN'		1.510	1.509				
予想寿命負荷回数	Nc		1.00E+04	1.00E+04				
予想寿命時間	Lc	hrs	1.39E-01	2.56E-01				
項目(曲げ)	記号	単位	Pinion	Gear				
予想応力繰り返し係数	ZN'		2.034	2.391				
予想寿命負荷回数	Nc		1.08E+04	2.77E+03				
予想寿命時間	Lc	hrs	1.49E-01	7.09E-02				
確定 戻す 閉じる クリア								

図 6.7.1 寿命

🚺 損傷確率・損失 📃 🗖 🗖 🗖								
項目	Pinion	Gear						
スカッフィング発生確率	ηs	%	<5					
摩耗の発生確率	ηf	%	6.87					
動力損失	ηe	%	1.30					

図 6.7.2 スカッヒング発生確率,摩耗の発生確率

- • •

- • •

7. 対称歯形との応力比較(軸の取り付け誤差の影響を含む),外歯車×内歯車

7.1 歯車寸法の設定

圧力角を 20°として 5. 内歯車の設計例 と同様の解析を行い,非対称歯形歯車と対称歯形歯車を比較する.対 称歯形歯車の設計例として諸元および寸法を図 7.1.1~7.1.4 に示す.

🛛 歯車寸法設定				- 0 🔀	
基本寸法 端部形状					基本寸法
項目	記号	単位	Pinion	Gear	歯先
モジュール	mn	mm	4	.0000	the second secon
歯 数	z		19	55	歯先0面
圧力角(左)	αn	deg	20	.0000	歯先0面
圧力角(右)	αn	des	20	.0000	端部
ねじれ角	β	deg	28 * 0 *	0.00 ″	端面 F
ねじれ方向			右ねじれ 👻	右ねじれ	端部Ci
基準円直径	d	mm	86.0753	249.1654	端部Ci
歯厚入力方式			転位係数 ▼	転位係数 ▼	· 端部 F
歯直角転位係数	xn		0.45000	0.30000	端部C
おがったい神径	dp	mm	****	****	端部C
おが柿が小寸法	dm	mm	****	****	歯先面取
転位量	×m		****	***	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0000	0.0000	
中心距離	a	mm	80	.5000	
歯先円直径	da	mm	97.6753	243.5654	端部面取
歯底円直径	df	mm	79.6753	261.5654	
歯元R(刃先R) 左	RfL	mm	1.0000	1.0000	
歯元R(刃先R) 右	RfR	mm	1.0000	1.0000	
歯幅	Ь	mm	35.0000	30.0000	
確定(戻す)	標準	閉じる	5 / //// 5	ック図 補助	確定



図 7.1.1 歯車諸元



🚺 寸法計算結果

💯 寸法計算結果				- • ×				
歯車寸法 かみ合い寸法	その他							
項目	記号	単位	Pinion	Gear				
正面モジュール	mt	mm	4.5303					
正面圧力角	αt	deg	22.4025(L) /	22.4025(R)				
基礎円筒ねじれ角	βb	deg	26.1779(L) / 26.1779(R)					
基礎円直径	db	mm	79.5792(L) / 79.5792(R)	230.3607(L) / 230.3607(R)				
全歯たけ	h	mm	9.0000	9.0000				
歯切転位係数	×nc		0.4500	0.3000				
最小インボリュート直径	dt	mm	81.9249(L) / 81.9249(R)	244.1654(L) / 244.1654(R)				
最大インボリュート直径	dh	mm	97.0753(L) / 97.0753(R)	260.4931(L) / 260.4931(R)				
歯直角円弧歯厚	sn	mm	7.5935	5.4097				
正面円弧歯厚	st	mm	8.6001	6.1268				
オール、ーホ、ール径	dp	mm	7.0000	7.0000				
基準オーバーボール寸法	dm	mm	98.5851	241.2526				
設計オーバーボール寸法	dm'	mm	98.5851	241.2526				
				3Dオーバーボール図				

図 7.1.3 歯車寸法

歯車寸法 かみ合い寸法	その他							
項目	記号	単位	Pinion	Gear				
正面かみ合い圧力角	awt	des	20.5230(L) / 20.5230(R)					
かみ合いねじれ角	βw	des	27.6948					
かみ合いビッチ円直径	dw	mn	84.9722	245.9722				
歯数比	zh		2.8947	0.3455				
有効歯幅	bw	nn	30.0	1000				
クリアランス	ck	nn	1.4451	1.4451				
正面かみ合い率	εa		1.1819(L) / 1.1819(R)					
重なりかみ合い率	εβ		1.1208(L) / 1.1208(R)					
全かみ合い率	εγ		2.3026(L) /	2.3026(R)				
すべり率	σ1		-0.1416(L) / -0.1416(R)	0.1240(L) / 0.1240(R)				
すべり率	σ2		0.8088(L) / 0.8088(R)	-0.4364(L) / -0.4364(R)				
正面法線バックラッシ	Jt	mn	0.3080(L) /	0.3080(R)				
バックラッシ角度	Jθ	deg	0.4435	0.1532				
最大接触直径	dja	nn	97.0753(L) / 97.0753(R)	256.1615(L) / 256.1615(R)				
最小接触直径	djf	mn	83.2629(L) / 83.2629(R)	244.1654(L) / 244.1654(R)				
インボリュート干渉			発生しません。Left/発生しません。risht					
トリミング			発生しません。Left/発生しません。right					
トロコイド干渉			発生しません。Left/発生しません。risht					
フィレット(歯元部)干渉			発生しません。Left/	発生しません。right				

図 7.1.4 歯車かみ合い寸法

7.2 歯形

歯のかみ合いを図 6.2.1 に、歯形レンダリングを図 6.2.2 に示す. また、かみ合いグラフおよび すべり率グラフを図 6.2.3、図 6.2.4 に示す.



7.3 歯面応力解析

図 7.1.1 の歯車(図 7.1.2 の面取り含む)に図 7.3.1 のトルクを与えたときの歯面応力解析を行う.ただし、両歯 車とも無修整歯形とし、ピニオンにのみピッチ誤差 10µm を与え図 7.3.2 のように、食い違い誤差と平行度誤差を 与えるものとする.



図 7.3.1 トルク設定



図 7.3.2 解析条件

応力解析の結果,図7.3.3のように歯面最大応力は、σ_{Hmax}=1498MPa であり,図5.4.3に示す非対称歯形歯車の 歯面応力(σ_{Hmax}=1262MPa)に比して19%増加していることが解る.更に、応力は図7.3.3のほうがピニオン歯元 (ギヤ歯先)で大きく分布していることが解る.



図 7.3.3 歯面応力分布 (σ_{Hmax} =1498MPa)

7.4 フラッシュ温度、摩擦係数、油膜厚さ、動力損失

フラッシュ温度計算のための設定値は図 4.5.1 と同じとした.フラッシュ温度,摩擦係数,油膜厚さ,動力損失 は図 7.4.1~7.4.4 に示すように,フラッシュ温度は 3.5℃高く,摩擦係数は 0.011 増加し,油膜厚さは 0.112µm 小 さく,動力損失は 1.3 W/mm²大きくなった.



7.5 曲げ応力解析

FEM 解析を行うため図 5.6.1 と同じ条件で自動メッシュ生成すると図 7.5.1 のようにピニオンの要素数は 51305, ギヤの要素数は 50281 である. 応力解析結果を図 7.5.2 に示すが,非対称歯形歯車では図 5.6.4 のようにピニオン の歯元応力は σ_{1max} =558MPa であるが、対称歯形歯車では σ_{1max} =645MPa と 16% 大きい.また、非対称歯形歯車ギャの歯元応力は σ_{1max} =541MPa であるが、対称歯形歯車では σ_{1max} =632MPa と 17% 大きい.

回転角度における歯元応力を図 7.5.3 に示す. また, ピニオン回転角 *θ*p=-16.202°と *θ*p=-1.688°そして *θ*p=9.197° における応力分布を図 7.5.4~7.5.6 に示す.





7.6 伝達誤差解析,寿命

伝達誤差解析結果を図 7.7.1 にフーリエ解析結果を図 7.6.2 に示す.対称歯形歯車(外歯車×外歯車)の歯面誤 差の影響を考慮した伝達誤差解析例(実験との対比)をカタログ[付録 J]に示す.



図 7.6.1 伝達誤差解析結果(TE=31.9µm)



図 7.6.2 フーリエ解析結果

7.7 寿命、スカッヒング発生確率

歯面応力(σ_{Hmax})から図 4.8.2 に基づいて歯面寿命を計算し、曲げ応力(σ_{Imax})から図 4.8.3 に基いて曲げ寿命 を計算した.その結果を図 6.7.1 に示す.図 6.7.2 のスカッヒング発生確率は、式(4.8.1)から正規分布として計算 した.また、摩耗の発生確率は図 4.8.4 に基づいている.なお、対称歯形歯車の解析例(寿命などを含む)は、カ タログ[**付録 I**]に、動力損失解析例は**[付録 K]**に示す.

🧊 寿命計算 🛛 🕞 🔍 🗠 💌								
項目	記号	単位	Pinion	Gear				
歯面最大応力	σHmax	MPa	1479.425	1498.098				
最大曲げ応力(σ1)	σ1	MPa	644.577	632.072				
回転速度	n	min-1	1200.000	414.545				
許容ヘルツ応力	σHlim	MPa	1600.000	1600.000				
許容曲げ応力	σFlim	MPa	400.000	400.000				
過負荷の回数	Ne		1					
材料の窒化の有無			非窒化材料 👻					
使用状態			一般 🗸					
項目(歯面)	記号	単位	Pinion	Gear				
予想応力繰り返し係数	ZN'		0.925	0.936				
予想寿命負荷回数	Nc		3.02E+08	1.75E+08				
予想寿命時間	Lc	hrs	4.19E+03	7.03E+03				
項目(曲げ)	記号	単位	Pinion	Gear				
予想応力繰り返し係数	ZN'		1.611	1.580				
予想寿命負荷回数	Nc		7.60E+04	8.95E+04				
予想寿命時間	Lc	hrs	1.05E+00	3.60E+00				
確定 戻す 閉じる クリア								

図 7.7.1 寿命

🚺 損傷確率·損失 📃 🖃 🗾 🖂								
項目 記号 単位 Pinion								
スカッフィング発生確率	ηs	%	<5					
摩耗の発生確率	ηf	%	5.00					
動力損失	ηe	%	0.61					

図 7.7.2 スカッヒング発生確率, 摩耗の発生確率

8. まとめ

非対称歯形歯車と対称歯形歯車の $\sigma_{\text{Hmax}}(\text{MPa})$, $\sigma_{\text{Imax}}(\text{MPa})$, フラッシュ温度(°C), 摩擦係数(---), 油膜厚さ(μ m), 動力損失(W/mm²), 寿命(回), 伝達誤差(μ m)について比較した結果を以下に示す.

8.1 外歯車×外歯車

図 8.1.1 のように(a)~(k)までは非対称歯形歯車が優位であるが(l)の伝達鵜誤差のみ対称歯形歯車のほうが優位である.



8.2 外歯車×内歯車

図 8.1.2 のように(a)~(k)までは非対称歯形歯車が優位であるが(l)の伝達鵜誤差のみ対称歯形歯車のほうが優位である.



以上のように非対称歯形歯車は、対称歯形歯車に比して全てではないが優位な特性を持つ. 今後、非対称歯形 歯車の特性を生かした歯車装置などが増えると予想している.

歯面修整および加工についての技術資料は、順次発行する予定である.

参考文献

- A. S. Novikov, V. L. Dorofeyev, Design of optimal geometry, stress, stiffness, vibration and terminology of asymmetrical and HCR gears for aircraft, International Symposium "Theory and practice of gearing", January 21-23, 2014, Izhevsk, Russia, pp.139, (2014)
- (2) $\gamma \gamma \beta \tau$, Gear design software, involute ASM, AMTEC INC. (2013)
- (3) ソフトウェア, CT-FEM ASM, AMTEC INC. (2014)
- (4) AGMA2001-C95, Fundamental Rating Factors Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, (1995), p.37
- (5) AGMA2001-C95, Fundamental Rating Factors Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, (1995), p.53