

[1] involuteΣ(Spur & Helical Gear Design)

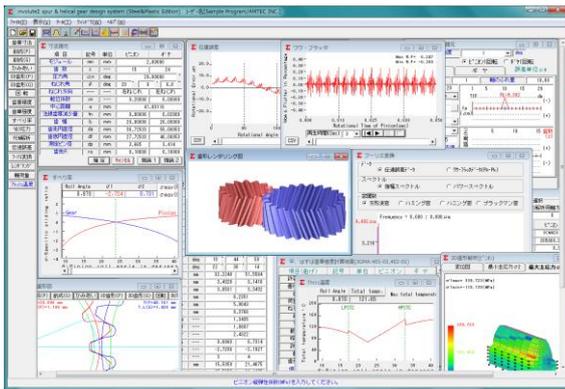


図 1.1 involuteΣ(Spur & Helical)

1.1 概要

involuteΣ(Spur & Helical)は、寸法、歯形、強度、FEM 解析、回転伝達誤差解析、周波数解析など一連の歯車設計をすることができるソフトウェアです。図 1.1 に設計画面を示します。

歯形は、DXF と 3D-IGES で出力することができ、歯形レンダリングにより歯車回転時のかみあい接触線を連続して観察することもできます。また、歯車強度を基準とした推論機能や最適な転位係数を決定する機能があります。詳しくは、以下をご覧ください。

1.2 ソフトウェアの構成

ソフトウェアは、[SE]、[ST]、[PL]、[SP]の4種類に分かれています。詳しくは表 1.1 と項目 1.3 以降の内容をご確認下さい。

表 1.1 ソフトウェアの構成

項目	記載頁	SE	ST	PL	SP
<1>基準ラックの設定	1	○	○	○	○
<2>歯車寸法	1	○	○	○	○
<3>推論 1	2	×	○	○	○
<4>推論 2	2	×	○	○	○
<5>歯形創成図	2	○	○	○	○
<6>歯車かみあい図	2	○	○	○	○
<7>かみあい連続回転	2	○	○	○	○
<8>歯形 DXF ファイル	2	△	○	○	○
<9>歯形レンダリング図	3	△	○	○	○
<10>歯車精度	3	○	○	○	○
<11>設計データ管理	-	○	○	○	○
<12>金属歯車強度計算	4	×	○	×	○
<13>樹脂歯車強度計算	4	×	×	○	○
<14>金属×樹脂歯車強度	-	×	×	×	○
<15>すべり率グラフ	3	×	○	○	○
<16>ヘルツ応力グラフ	3	×	○	○	○
<17>軸受け荷重	4	×	○	○	○
<18>FEM 歯形応力解析	5	×	◎	◎	◎
<19>回転伝達誤差解析	6	×	◎	◎	◎
<20>フーリエ解析	6	×	◎	◎	◎
<21>IGES 歯形データ ¹⁾	2	×	◎	◎	◎
<22>フラッシュ温度	4	×	◎	◎	◎
<23>PV 値	4	×	◎	◎	◎
<24>JGMA6101,6102	7	×	◎	×	◎

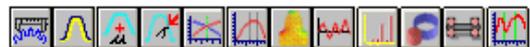
1)一般的なCADは確認済みですが、未確認のCADもあります。

表 1.1 の記号

- SE: Standard Edition ST: Steel Edition
- PL: Plastic Edition SP: Steel & Plastic Edition
- : ソフトウェアに含まれる。
- × : ソフトウェアに含まれない。
- △ : 制限付きでソフトウェアに含まれる。
- ◎ : オプションソフトウェアとして適用

1.3 アイコンボタン

アイコンは、[寸法]、[歯形]、[精度]、[強度]、[すべり率グラフ]、[ヘルツ応力グラフ]、[FEM]、[回転伝達誤差]、[フーリエ解析]、[歯形レンダリング] など 12 種類あります。この他に基準ラック等の初期値などを設定する[ツール]ボタンがあります。



1.4 適応歯車

インボリュート平、はすば歯車 (外歯車、内歯車)

1.5 基準ラックの設定など

図 1.2 に、基準ラックなどの設定画面を示します。

歯車の組み合わせ : 外歯車×外歯車, 外歯車×内歯車

基準ラック : 並歯, 低歯, 特殊

歯先円決定の方式 : 標準方式, 等クリアランス方式

鋼歯車の強度計算規格は、図 1.2(b)に示すように

- ・ JGMA 401-02:1974, 402-02:1975
- ・ JGMA 6101-02:2007, 6102-02:2009 (オプション)

の 2 種類あります。



(a)寸法

(b)強度

(c)DXF 設定

図 1.2 初期設定

1.6 歯車寸法

歯車の各部寸法は、かみあい率、すべり率、歯厚などを計算します。アンダーカットが発生している歯車のかみあい率は、TIF (True Involute Form) 径を基準にかみあい率を決定します。また、歯先に丸みがある場合は R を考慮したかみあい率を算出します。

- (1)中心距離と転位係数の関係は、以下の 3 種類です。
 - <1>転位係数をピニオンとギヤに与え中心距離を決定
 - <2>中心距離を基準として各歯車の転位係数を決定
 - <3>転位係数を無視して任意に中心距離を決定
- (2)転位係数の設定方式は、以下の 4 種類です。
 - <1>転位係数を直接入力
 - <2>またぎ歯厚を入力して転位係数を決定
 - <3>オーバーピン寸法を入力して転位係数を決定
 - <4>転位量を入力して転位係数を決定

図 1.3 に諸元設定画面を示します。また、転位係数入力時は、転位係数を直接入力方法以外に、歯厚から転位係数を入力することもできます。図 1.4 に寸法結果画面を示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	mn	mm	2.00000	
歯数	z	---	15	24
圧力角	α_n	deg	20.00000	
ねじれ角	β	deg	20	0
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ
転位係数	xn	---	0.20000	0.00000
中心距離	a	mm	41.89118	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.00000	0.02000
歯幅	b	mm	20.00000	20.00000
歯先円直径	da	mm	36.72533	55.08053
歯底円直径	df	mm	27.72533	46.08053
測定ピッチ	dp	mm	3.500	3.500
歯先R	ra	mm	0.10000	0.10000

図 1.3 諸元設定

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
ピッチ円直径	d	mm	31.3253	51.0805
有効歯幅	bw	mm	20.0000	
基礎円直径	db	mm	29.7702	47.6324
リード	pz	mm	276.5821	440.8993
転位量	Xm	mm	0.4000	0.0000
歯末のたけ	ha	mm	2.4000	2.0000
歯元のたけ	hf	mm	2.1000	2.5000
全歯たけ	h	mm	4.5000	4.5000
クリアランス	c	mm	0.4882	0.4882
基礎円筒ねじれ角	β_b	deg	18	44
正面かみあい圧力角	α_w	deg	22	30
かみあいピッチ円直径	dw	mm	32.2240	51.5584
歯面基準円弧歯厚	sn	mm	3.4328	3.1416
正面基準円弧歯厚	st	mm	3.6531	3.3432
正面法線ピッチ	pbt	mm	6.2351	
歯面法線ピッチ	pbn	mm	5.9043	
かみあい長さ	sa	mm	8.3766	
正面かみあい率	ε_α	---	1.3435	
重なりかみあい率	ε_β	---	1.0887	
全かみあい率	ε_γ	---	2.4321	
すべり率(歯先)	σ_a	---	0.6868	0.7314
すべり率(歯元)	σ_b	---	-2.7236	-2.1927
またぎ歯数	Zm	---	3	
基準またぎ歯厚	W	mm	15.5359	21.4675
設計またぎ歯厚	W'	mm	15.5359	21.4475
基準「お」ピッチ法	dm	mm	37.2760	56.0525
設計「お」ピッチ法	dm'	mm	37.2760	56.0024
キャリア歯たけ	Hj	mm	2.4814	2.0426
基準キャリア歯厚	Sj	mm	3.4278	3.1400
設計キャリア歯厚	Sj'	mm	3.4278	3.1188
基準「お」歯末たけ係数	hac'	---	1.0000	1.0000
基準「お」歯元たけ係数	hfc'	---	1.2500	1.2500
ト「お」ッカラー	jt	mm	0.0229	
法線方向「お」ッカラー	jtn	mm	0.0202	

図 1.4 寸法結果

1.7 推論 1

推論 1 は、曲げ強さを基準としてモジュールと歯幅を決定します。ここで推論したモジュールと歯幅を有効にして次の設計に進むこともできますが、無効とした場合は、図 1.3 で与えた歯車諸元で次の設計に進むことができます。強度を満足するモジュール、歯幅、材料の組み合わせは何通りもありますので、推論結果を基本として歯車の概略を決定するには非常に有効な機能です。図 1.5 に推論 1 の画面を示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
歯車材料	---	---	S45C (N)HB220	
熱処理	---	---	焼ならし	
硬度	---	---	HB220	
許容曲げ応力	σ_{Flim}	MPa	205.940	205.940
ピニオントルク	T	N·m	100.000	160.000
ピニオン回転数	n	rpm	1200.000	750.000
モジュール	mn	mm	2.250	
歯数	z	---	15	24
圧力角	α_n	deg	20.00000	
ねじれ角	β	deg	20	0
歯幅	b	mm	29.250	
曲げ安全率	SF	---	1.200	
呼び円周力	Ft	N	5569.549	
許容円周力	Ftlim	N	5085.659	6723.675
歯元曲げ応力	σ_F	MPa	19.869	17.392
曲げ強さ	Sft	---	1.057	1.207

図 1.5 推論 1 の画面

1.8 推論 2

推論 2 は、すべり率とかみあい率を基準として最適な転位係数を決定するための機能です。

図 1.6 に示すグラフは、ピニオンの最大すべり率を赤線で、ギヤの最大すべり率を青線で、正面かみあい率を緑線で示しています。図 1.6 の場合、すべり率とかみあい率から判断してピニオンの転位係数 0.2 が、歯形にとって最適な値といえます。転位係数の決定理由は、アンダーカット防止や中心距離の変更、かみあい圧力角の調整などが一般的ですが、この推



図 1.6 推論 2 画面

論機能により、すべり率とかみあい率の関係を基本とした転位係数を決定することができます。アンダーカットが発生している歯形では、すべり率の値が大きくなり、また、かみあい圧力角が大きいと、正面かみあい率は低下します。

1.9 歯形図

歯形図は、創成図、かみあい図、3D 歯形、回転図を作成し歯形 DXF(2D, 3D)ファイル、IGES(3D)ファイルを出力することができます。図 1.7 にピニオン歯形創成図を、図 1.8 にかみあい図を表示します。内歯車のかみあい図では 3 種類の干渉（インボリュート干渉、トロコイド干渉、トリミング）をチェックします。図 1.9 および図 1.10 に 3 次元歯形図を示します。

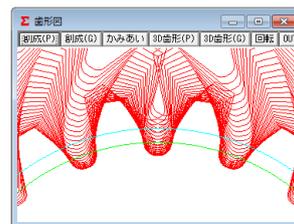


図 1.7 歯形創成図(P)

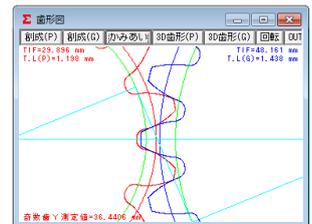


図 1.8 歯形かみあい図

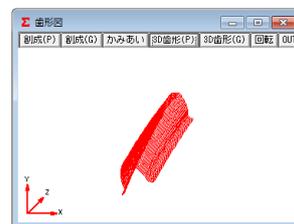


図 1.9 歯形 3D 図(P)

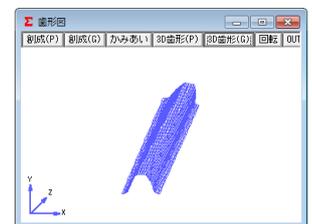


図 1.10 歯形 3D 図(G)

1.10 歯形座標ファイル (DXF, IGES) 出力

歯車歯形を、DXF ファイル(2D,3D)および 3D-IGES ファイル(オプション)で出力することができます。また、図 1.11 に示すように、金型用のモジュール収縮率、圧力角補正率として歯形修整量を与えて歯形を出力することができます。出力歯数は任意に設定可能であり座標値は小数点以下 8 桁で出力します。図 1.12 及び図 1.13 に CAD 作図例を示します。

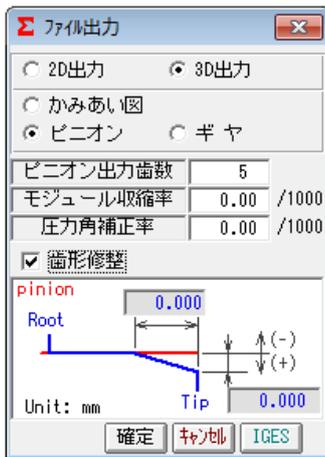


図 1.11 歯形ファイル設定

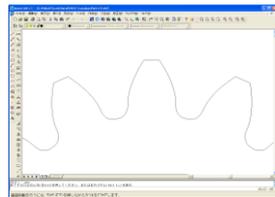


図 1.12 歯形(2D-DXF)

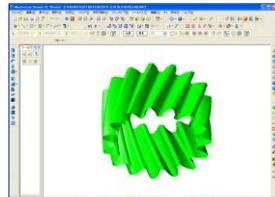


図 1.13 歯形(3D-IGES)

1.11 歯形レンダリング

3次元歯形のかみあいを図 1.14 のように作図することができ、かみあい部分に接触線を観察することができます。図 1.15 のコントロールフォームにより歯車のかみあいステップ角度を 1 にすれば、ピニオンが 1 度ステップで回転し、0 とすれば静止画となります。また、歯形の向きを自由に変わることができ、拡大、縮小が可能です。

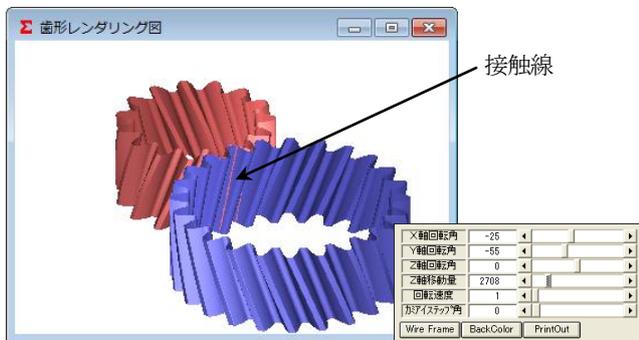


図 1.14 歯形レンダリング

図 1.15 コントロール

1.12 歯車精度

図 1.16 と図 1.17 に新 JIS の歯車精度規格 JIS B 1702-1:1998 と JIS B 1702-2:1998 による誤差の許容値を示します。また、プロパティの設定により新 JIS と旧 JIS の切り替えが可能です。歯車精度規格は

- JIS B 1702-1, JIS B 1702-2:1998
- JIS B 1702:1976
- JGMA 116-01:1960, 116-02:1983

の 3 種類です。

項目	記号	ピニオン	ギヤ
単一ピッチ誤差	f _{pt}	5	5.5
部分累積ピッチ誤差	F _{pk}	6.5	8
累積ピッチ誤差	F _p	14	18
全歯形誤差	F _α	5	6
全歯すじ誤差	F _β	7	7.5
片面歯じりかみ合い誤差	f' _i	7.5	8
片面歯全かみ合い誤差	F' _i	22	26
歯形状誤差	ff _α	4	4.5
歯形こう配誤差	fH _α	3.3	3.7
歯すじ形状誤差	ff _β	5	5.5
歯すじ傾斜誤差	fH _β	5	5.5

JIS B 1702-1:1998

図 1.16 歯車精度

項目	記号	ピニオン	ギヤ
両歯面全かみ合い誤差	F _i "	18	22
両歯面じりかみ合い誤差	f _i "	6.5	6.5
歯溝の掘れの許容値	Fr	11	15

JIS B 1702-2:1998

図 1.17 歯車精度

1.13 騒音対策(すべり率とヘルツ応力グラフ)

インボリュート歯形の特徴としてかみあいピッチ円ではころがり運動となりますが、これ以外ではすべりを伴う運動となります。例題歯車 ($m_n=2, z_1=15, z_2=24, \alpha=20^\circ$ の標準準歯車) のすべり率とヘルツ応力の変化グラフは、図 1.18 および図 1.19 となり、ピニオンの歯元のすべり率が大きいので、かみあい始めに急激なヘルツ応力変化を示しています。このような場合、精度を良くしても問題解決にはなりません。かみあい率だけでなく、すべり率およびヘルツ応力の変化を考慮して設計する必要があります。ヘルツ応力の変化を滑らかにするには、転位を調整するだけで簡単に解決する場合があります。また、樹脂歯車は、すべりによる熱の影響が大きいので十分注意して設計する必要があります。

中心距離を変化させないで、転位係数を $x_{n1}=0.24, x_{n2}=0.24$ とした時のすべり率とヘルツ応力の変化を、図 1.20 および図 1.21 に示します。図 1.21 の歯形に歯形修整(スムースメッシング)を施した場合のヘルツ応力の変化は、図 1.22 のように滑らかな応力変化グラフとなっています。

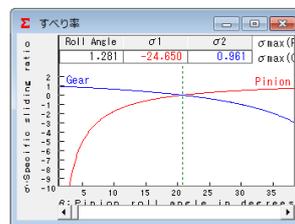


図 1.18 すべり率グラフ 1

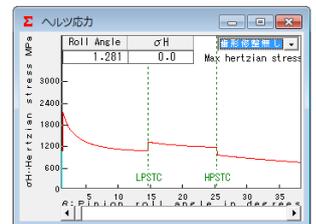


図 1.19 ヘルツ応力 1

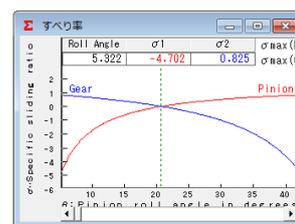


図 1.20 すべり率グラフ 2

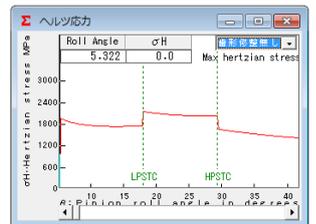


図 1.21 ヘルツ応力 2

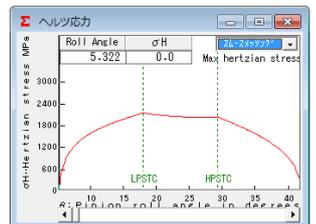


図 1.22 ヘルツ応力 3

1.14 O 級歯車

歯車歯形のインボリュート面は重要ですが、これと同様に歯元形状も重要です。図 1.23 のグラフは、歯元曲線を任意 R で接続した歯形の試験結果(両歯面かみあい)であり、図 1.24 のグラフは、理論トロコイド曲線歯形の試験結果を示しています。創成運動を基本に考えますと歯元の形状は①圧力角、②基準ラック歯元のたけ、③基準ラック歯元 R、④転位量、⑤歯数によって決定される準トロコイド曲線となります。involuteΣ は、理論歯形曲線を出力します。付録 D をご覧ください。

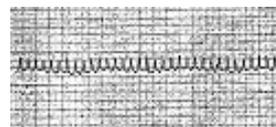


図 1.23 歯車試験結果(任意歯形)



図 1.24 歯車試験結果(理論歯形)

1.15 歯車強度計算(金属)

歯車強度計算は、JGMA401-01:1974,402-01:1975に基づいています。設計単位は、SI 単位系、MKS 単位系を選択することができます。図 1.25 に強度の設定画面を示します。材料の選択は、図 1.26 に示しますように「熱処理」に適応した材料の選択フォームを表示します。図 1.27 に、強度計算結果を示します。

ISO6336:2006 規格に準拠した JGMA6101-02:2007 および JGMA6102-02:2009 規格 (オプション) の強度計算例を 1.24 に示します。

項目	ピニオン	ギヤ		
熱処理	浸炭焼入れ	高周波焼入れ		
材料記号	SCM420			
心部硬度 HV	347	284		
表面硬度 HV	580	580		
σ_{Flim} (MPa)	480.5	304.0		
σ_{Hlim} (MPa)	1530.0	1187.0		
JIS規格等級(1976)	3	3		
項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
トルク	T	N·m	100.000	160.000
回転数	n	rpm	1200.000	750.000
軸受け支持方法	---	---	両軸受け対称	
寿命繰り返し回数	L	---	10000000	
歯車の回転方向	---	---	正転のみ	
周速	V	m/s	2.0247	
歯形修整	---	---	有り	
歯面粗さ	Rmax	μ m	6.000	6.000
負荷時当り状況	---	---	良好	
材料定数係数	ZM	(MPa) ^{0.5}	189.800	189.800
漸荷係数	ZL	---	1.000	1.000
過負荷係数	Ko	---	1.000	
歯元曲げ安全率	SF	---	1.200	
歯面損傷安全率	SH	---	1.150	

図 1.25 歯車強度の入力画面

構造用合金鋼	心部硬度 HR	HV	σ_{Flim} MPa	有効浸炭深さ	歯面粗さ HRc	σ_{Hlim} MPa
SCM415	220	231	393.5	0.08	5.4	1189.5
	230	242	383	0.10	5.5	1214.5
	240	252	372.5	0.12	5.6	1240.5
	250	263	362.5	0.14	5.7	1265.5
	260	273	352	0.16	5.8	1290.5
SCM420	270	284	417	0.18	5.9	1365.5
	280	295	411.5	0.20	6.0	1390.5
	290	305	401.5	0.22	6.1	1415.5
	300	316	451	0.24	6.2	1440.5
	310	327	461	0.26	6.3	1465.5
SNC420	320	337	470.5	0.28	6.4	1490.5
	330	347	480.5	0.30	6.4	1515.5
	340	358	490.5	0.32	6.4	1540.5
	350	368	500	0.34	6.4	1565.5
	360	378	505	0.36	6.4	1590.5

図 1.26 材料の選択

項目(曲げ)	記号	単位	ピニオン	ギヤ
許容曲げ応力	σ_{Flim}	MPa	480.500	304.000
曲げ有効歯幅	b'	mm	20.000	20.000
歯形係数	YF	---	2.554	2.575
荷重分布係数	Y ϵ	---	0.744	
ねじれ角係数	Y β	---	0.833	
寿命係数	KL	---	1.000	1.000
寸法係数	KFx	---	1.000	
動荷重係数	Kv	---	1.051	
呼び円周力	Ft	N	6206.557	
許容円周力	Ftlim	N	9616.632	6035.616
曲げ強さ	Sft	---	1.549	0.972
歯元曲げ応力	σ_F	MPa	310.112	312.610
項目(面圧)	記号	単位	ピニオン	ギヤ
許容ヘルツ応力	σ_{Hlim}	MPa	1530.000	1187.000
面圧有効歯幅	bw	mm	20.000	
領域係数	ZH	---	2.293	
寿命係数	KHL	---	1.000	1.000
かみあい率係数	Z ϵ	---	0.863	
粗さ係数	ZR	---	0.928	0.928
漸荷速度係数	ZV	---	0.966	0.966
硬さ比係数	ZW	---	1.000	
荷重分布係数	KH β	---	1.000	
動荷重係数	Kv	---	1.050	
呼び円周力	Fc	N	6264.617	
許容円周力	Fclim	N	3776.416	2197.044
歯面強さ	Sfc	---	0.603	0.351
ヘルツ応力	σ_H	MPa	1970.601	1970.601

図 1.27 強度計算結果

1.16 歯車強度計算(樹脂)

樹脂歯車の強度計算は、Lewis の式を基本式とし、材料の許容応力値は、温度、寿命などを考慮した実験値を採用しています。材料の組み合わせは、[樹脂×樹脂]と[金属×樹脂]の強度計算ができ、設計単位は、SI 単位系、MKS 単位系を選択することができます。図 1.28 に、樹脂歯車強度計算の入力画面を示します。歯形係数は、図 1.3 で与えた歯車諸元の歯形を基準にして決定し、強度計算をします。図 1.29 に、強度計算結果を示します。樹脂材料は、ポリアセタール (M90,KT20,GH25,その他材料) とポリアミド (ナイロン) です。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
トルク	T	N·cm	100.000	160.000
回転数	n	rpm	1200.000	750.000
寿命繰り返し回数	L	---	10000000	
周速	V	m/s	2.0247	
潤滑	---	---	グリス	
温度	---	°C	60.000	
過負荷係数	Ko	---	1.000	
曲げ安全率	SF	---	1.200	
歯面損傷安全率	SH	---	1.150	

1日の運転時間 (hour)		過負荷係数(Ko)		
24h/day	10h/day	均一負荷	軽衝撃	中衝撃
1.25	1.00	1.25	1.25	1.25
0.5h/day	0.50	0.80	1.00	1.25
		0.50	0.80	1.00

図 1.28 歯車強度諸元の設定

項目(曲げ)	記号	単位	ピニオン	ギヤ
許容曲げ応力	σ_{Flim}	MPa	7.316	7.795
歯形係数	YF	---	0.595	0.531
速度補正係数	Kv	---	1.384	
温度係数	KT	---	0.650	
漸荷係数	KL	---	1.000	
材質係数	KM	---	0.750	
呼び円周力	Ft	N	62.646	
許容円周力	Ftlim	N	145.166	153.452
曲げ強さ	Sft	---	2.317	2.450
歯元曲げ応力	σ_b	MPa	3.157	3.182
項目(面圧)	記号	単位	ピニオン	ギヤ
許容面圧応力	σ_{Hlim}	MPa	36.177	40.579
弾性係数	E	MPa	1721.067	1721.067
呼び円周力	Fc	N	62.646	
許容円周力	Fclim	N	313.374	394.261
歯面強さ	Sfc	---	4.350	5.473

図 1.29 強度計算結果

1.17 軸受け荷重

歯車に作用する荷重と、軸受けに作用する荷重を計算します。荷重の種類は、接線力、法線力など各軸受けに作用する荷重を 20 種類計算します。図 1.30 に計算結果を示します。

項目	記号	数値(単位 N)
接線力	Fu	62.066
法線力	Fn	70.288
半径方向力(Tota1)	Fr	24.040
軸方向力(Tota1)	Fa	22.530

図 1.30 軸荷重

1.18 フラッシュ温度

接触する歯面に発生するフラッシュ温度を計算します。図 1.31 に設定画面を、図 1.32 に、無修整歯形のフラッシュ温度グラフを示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
歯車の温度	Gtc	°C	70.000	
油の温度	Tc	°C	40.000	
歯面粗さ(Ra)	$\sigma_{1,2}$	μ m	0.400	0.400
摩擦係数	μ	---	0.080	
歯形修整	---	---	無し	
			有り	

図 1.31 フラッシュ温度設定

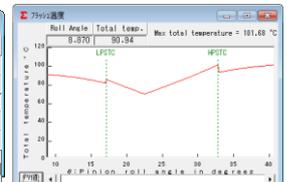


図 1.32 フラッシュ温度

1.19 2次元歯形応力解析ソフトウェア

2次元歯形応力解析は、involuteΣ(Spur & Helical)のオプションソフトです。ソフトウェアの構成(表 1.1)をご覧ください。

(1)操作

強度計算終了後、[FEM]アイコンをクリックするだけで簡単に応力解析を行うことができます。図 1.33 に、FEM 解析の設定画面を示します。縦弾性係数、ポアソン比、分割数および荷重の変更が可能です。



図 1.33 FEM 解析の設定

(2)歯に作用する荷重により応力を解析します。

5種類の応力 (σ_x, σ_y, τ , せん断応力 τ , 主応力 σ_1, σ_2) を計算します。歯車強度計算と歯に作用する実応力を評価する事により歯車強度の信頼性を高めることができます。図 1.34 に最小主応力 σ_2 、図 1.35 に最大主応力 σ_1 の応力分布図を示します。

(3)歯形の変位量より、歯形修整量を計算します。

歯形修整は、歯車の運転性能を上げるための有用な方法です。精度の良い歯車であってもかみあい時の歯のたわみにより駆動歯車と被動歯車の歯に法線ピッチの差が発生します。この法線ピッチの差によるかみ合いのずれが、**[振動]**や、**[音]**の原因となります。歯形修整はこれを解決する一つの方法です。弾性率が小さい樹脂材料は変位も大きくなりますので歯形修整の効果は大きいといえます。図 1.36 に歯形変位図を、図 1.37 に歯形修整グラフを示します。

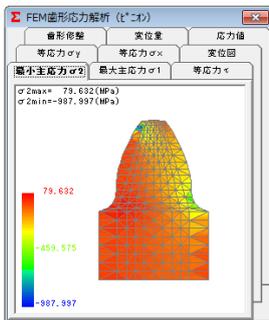


図 1.34 最小主応力 σ_2

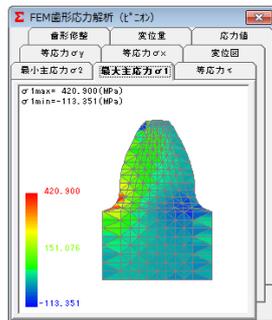


図 1.35 最大主応力 σ_1

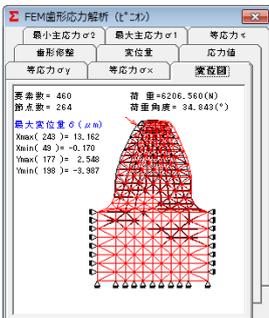


図 1.36 歯形変位図

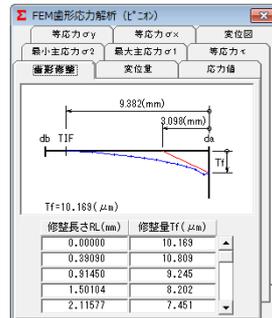


図 1.37 歯形修整グラフ

1.20 3次元歯形応力解析ソフトウェア

3次元歯形応力解析は、involuteΣ(Spur & Helical)のオプションソフトです。はすば歯車は、図 1.38 の初期設定画面で歯形のピッチ分割数により歯幅方向の分割数が決まります。また、歯たけ方向の分割は、かみあい接触線を基本として分割します。図 1.39~図 1.44 に最小主応力、最大主応力、歯形変位図を示します。



図 1.38 FEM 諸元初期設定

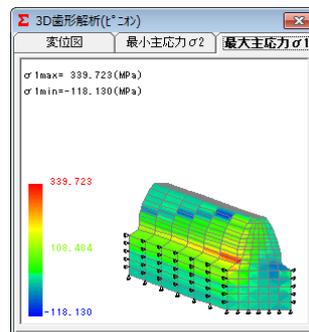


図 1.39 最大主応力 σ_1 (はすば)

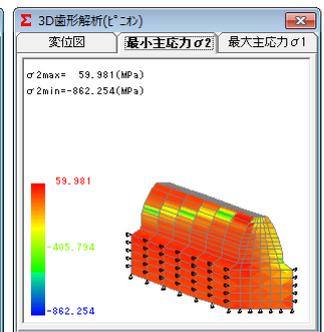


図 1.40 最小主応力 σ_2 (はすば)

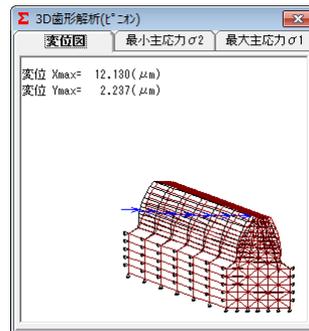


図 1.41 歯形変位図 (はすば)

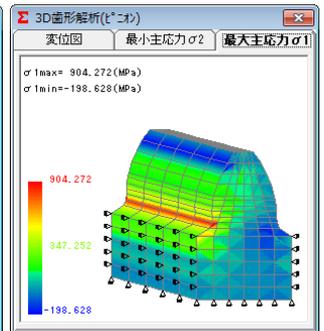


図 1.42 最大主応力 σ_1 (平歯車)

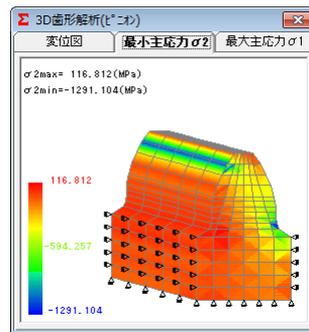


図 1.43 最小主応力 σ_2 (平歯車)

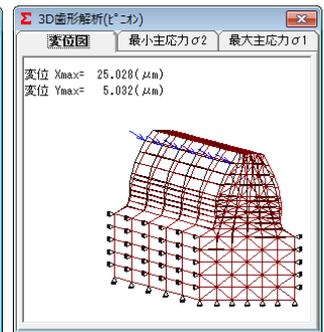


図 1.44 歯形変位図 (平歯車)

※[22] CT-FEM System Ver.4.0 (3次元応力解析ソフトウェア) をご覧ください。

1.21 回転伝達誤差解析ソフトウェア

回転伝達誤差解析ソフトウェアは、involute Σ(Spur & Helical)のオプションソフトです。回転伝達誤差解析ソフトを使用するためには、FEM 歯形応力解析ソフトウェアが必要です。

(1) 歯車の回転伝達誤差を解析します。

①歯形誤差, ②隣接ピッチ誤差, ③歯のたわみ, ④軸の振れ, ⑤歯形のすべりの5種類を解析要素として回転伝達誤差を解析します。歯車の回転伝達誤差を製品試験するのではなく設計段階で予測することができます。

対象とする歯車は、2次元歯形応力解析の場合は、平歯車として解析しますが、3次元歯形応力解析を使用しますと平歯車と、はすば歯車の回転伝達誤差解析ができます。図1.45と図1.46に回転伝達誤差の設定画面を示します。



図 1.45 伝達誤差設定画面(P)

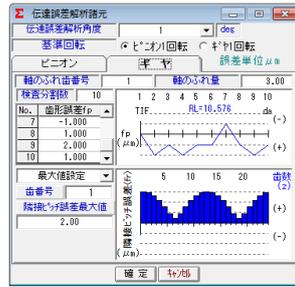


図 1.46 伝達誤差設定画面(G)

(2) 回転伝達誤差の評価 1

平歯車の回転伝達誤差グラフを図1.47に、ワウ・フラッタ(回転変動率)グラフを図1.48に示します。また、図1.48のワウ・フラッタを[音]で確認することができます。

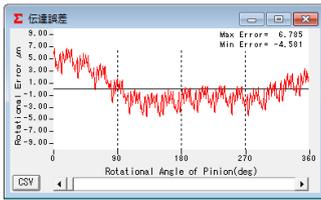


図 1.47 回転伝達誤差

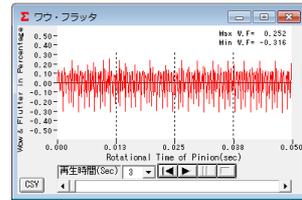


図 1.48 ワウ・フラッタ

(3) 回転伝達誤差の評価 2

図1.45および図1.46の誤差を持つ歯車を3次元で回転伝達誤差解析した結果とワウ・フラッタの結果を図1.49および図1.50に示します。

バックラッシュを小さくしたい場合には、歯のたわみや、軸の振れを充分考慮して設計する必要がありますが、この3次元回転伝達誤差解析は、かみあい歯面だけではなく背面干渉も考慮していますので事前にその限界値を知ることができます。

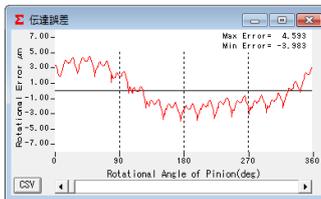


図 1.49 伝達誤差(片歯面接触)

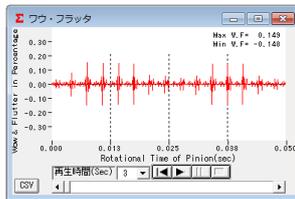


図 1.50 W&F(片歯面接触)

1.22 フーリエ解析ソフトウェア

平歯車($m_n=2, z_1=z_2=40$)の回転伝達誤差解析を行い、その周波数解析結果を下記に示します。

ピニオンの歯形は、図1.51に示すように歯面の中央が凸の状態とし、ピニオン軸に3μmの振れを与え、1200min⁻¹で回転させたときの回転伝達誤差グラフは図1.52となります。ただし、ピニオンのピッチ誤差、ギヤの歯形誤差及びギヤの軸振れは無いものとします。

周波数解析の結果を図1.53に示しますが、ピッチ誤差等が無いため、かみ合い1次の周波数の800Hz(1200min⁻¹×40z/60sec)、2次の1600Hz、3次、4次の周波数が鮮明に表れています。

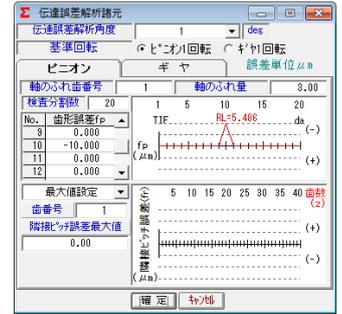


図 1.51 伝達誤差設定(P)

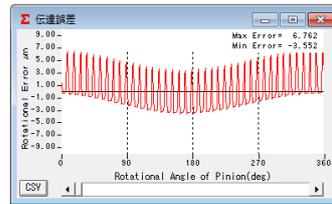


図 1.52 回転伝達誤差解析

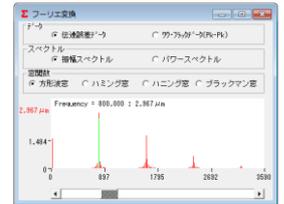


図 1.53 周波数解析

1.23 成形プラスチック歯車の回転伝達誤差解析例

成形プラスチックはすば歯車(POM)を駆動して負荷を与えながら片歯面かみあい試験機で回転伝達誤差を測定した。実験に用いた歯車は、モジュール(m_n)1, 歯数(z)37, 圧力角(α)20°ねじれ角(β)20°(右, 左), 歯幅(b)10mmであり、中心距離(a)を39.47mmとした。

右ねじれ歯車を駆動し、トルクを9.8N・cm, 回転数を6min⁻¹として回転伝達誤差を測定した。測定結果を図1.54に、その周波数解析結果を図1.55に示す。

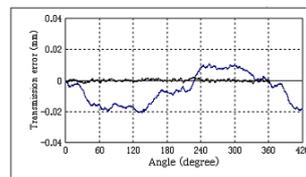


図 1.54 伝達誤差試験結果

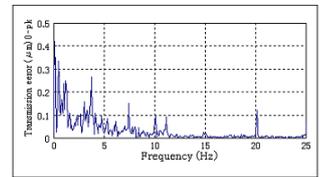


図 1.55 周波数解析

歯形誤差, ピッチ誤差は歯車検査結果に基づいて設定を行い、ピニオン(右)をステップ角1°で回転伝達誤差解析した結果を図1.56に示す。その結果、波形も回転伝達誤差の最大値も30μmとなりほぼ一致した。また、図1.57に示すように、かみあい1次の周波数3.7Hzも2次の7.4Hzも顕著に表れている。

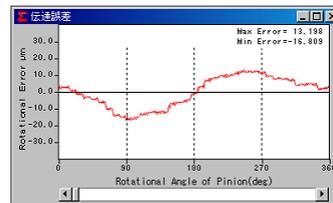


図 1.56 回転伝達誤差

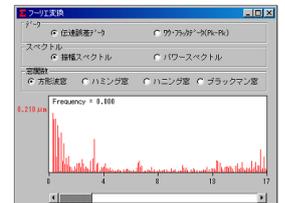


図 1.57 周波数解析

([1.23]項は、精密工学会, 2002年講演論文集より抜粋)