

[1] involuteΣ(Spur & Helical Gear Design)

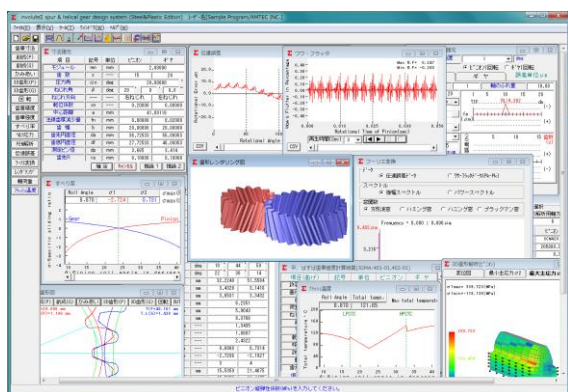


図 1.1 involuteΣ(Spur & Helical)

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ください。

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 の記号説明

- 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

※Standard Edition の歯形データは加工に適した精度を有していませんのでご注意ください。

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。

図 1.3 諸元設定

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
基準円直径	d	mm	31.9253	51.0805
有効歯幅	bw	mm	20.0000	
基準円直径	db	mm	29.7702	47.6324
リード	pz	mm	275.5621	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
全歯のたけ	h	mm	4.5000	4.5000
クリアランス	c	mm	0.4882	0.4882
基準円間ねじれ角	β_b	deg	18° 44'	50° 14'
正面かみあい圧力角	α_w	deg	22° 30'	14°
かみあいピッチ円直径	dw	mm	32.2240	51.5584
歯直角基準円弧歯厚	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	
歯直角法線ピッチ	pbn	mm	5.3043	
かみあい長さ	ga	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	4
基準またぎ歯厚	W	mm	15.5359	21.4676
設計またぎ歯厚	W'	mm	15.5359	21.4475
基準おがせり寸法	dm	mm	37.2760	56.0525
設計おがせり寸法	dm'	mm	37.2760	56.0024
キャリバ歯のたけ	Hj	mm	2.4814	2.0426
基準キャリバ歯厚	Sj	mm	3.4276	3.1400
設計キャリバ歯厚	Sj'	mm	3.4276	3.1188
基準うが歯末たけ係数	hac'	---	1.0000	1.0000
基準うが歯元たけ係数	hfc'	---	1.2500	1.2500
トローカウラッ	jt	mm		0.0229
法線方向トローカウラッ	jn	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際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。

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。

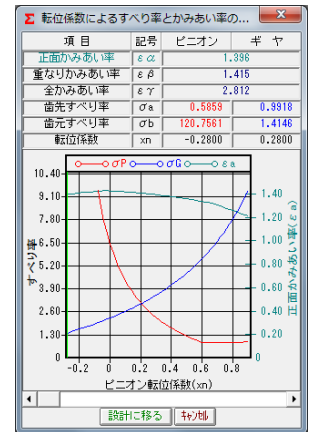


図 1.6 推論 2 画面

1.9 歯形図

歯形図は、創成図、かみあい図、3D 歯形、回転図を作図し歯形 DXF ファイル、3D-IGES 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 種類の干涉（インボリュート干涉、トロコイド干涉、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。

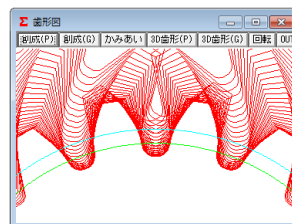


図 1.7 歯形創成図(P)

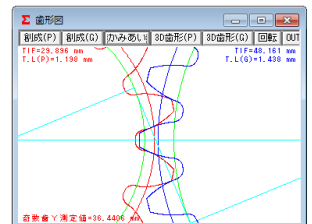


図 1.8 歯形かみあい図

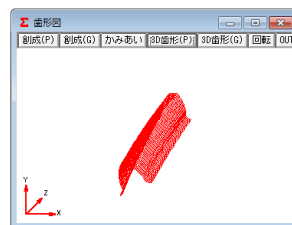


図 1.9 歯形 3D 図(P)

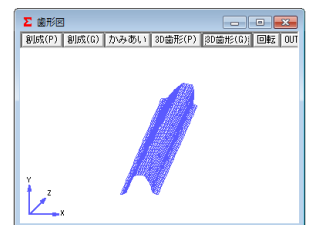


図 1.10 歯形 3D 図(G)

1.10 歯形座標ファイル(DXF, 3D-IGES) 出力

歯車歯形を、DXF ファイルおよび 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、圧力角補正率そ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。

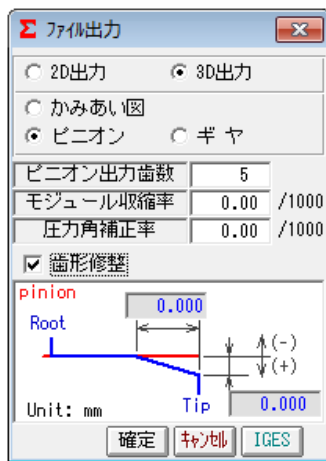


図 1.11 歯形ファイル設定

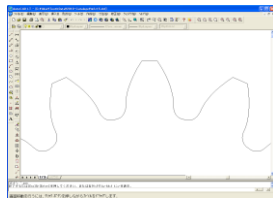


図 1.12 歯形(2D-DXF)

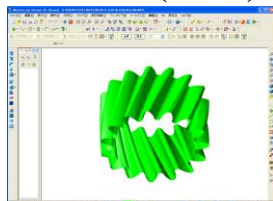


図 1.13 歯形(3D-IGES)

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ます。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えることができ、拡大、縮小が可能です。

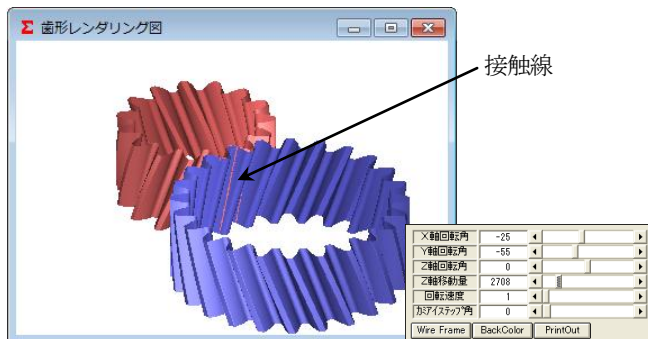


図 1.14 歯形レンダリング

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
片面歯面にかみ合い誤差	f' _i	7.5	8
片面歯面全かみ合い誤差	F' _i	22	26
歯形形状誤差	ff _α	4	4.5
歯形ころ配誤差	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
両歯面にかみ合い誤差	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 ($m_n=2$, $z_1=15$, $z_2=24$, $\alpha=20^\circ$ の標準平歯車) 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ため、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ため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 (スームメッシング) 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。

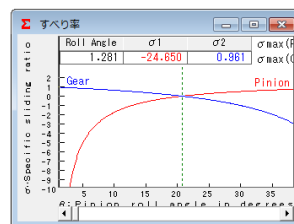


図 1.18 すべり率グラフ 1

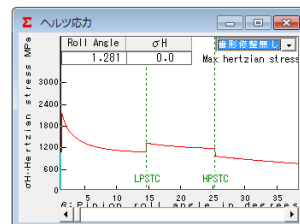


図 1.19 ヘルツ応力 1

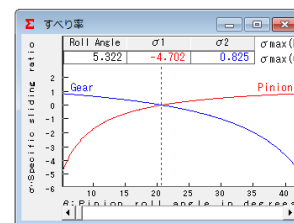


図 1.20 すべり率グラフ 2

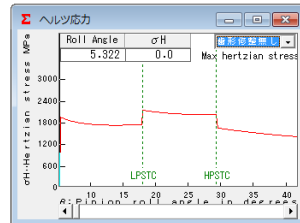


図 1.21 ヘルツ応力 2

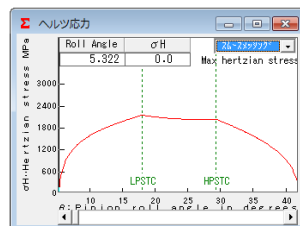


図 1.22 ヘルツ応力 3

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。

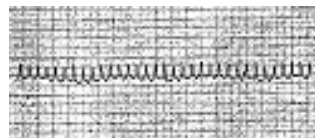


図 1.23 歯車試験結果(任意歯形)



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 JGMA 6102-02:2009 規格 (オプション) の強度計算例を 1.24 に示します。

図 1.25 歯車強度の入力画面

図 1.26 材料の選択

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。

図 1.28 歯車強度諸元の設定

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。

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。

図 1.31 フラッシュ温度設定

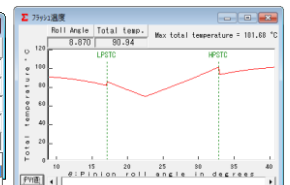


図 1.32 フラッシュ温度

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ウェアです。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。

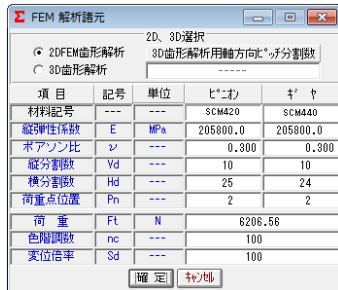


図 1.33 FEM 解析の設定

(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 , 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。

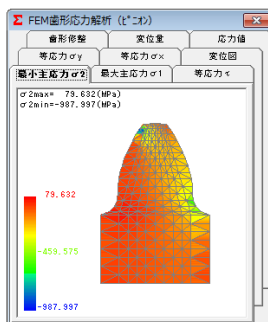


図1.34 最小主応力 σ_2

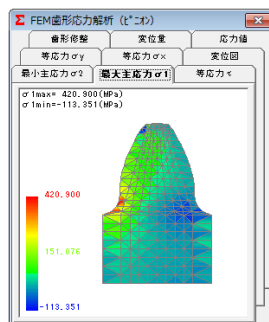


図1.35 最大主応力 σ_1

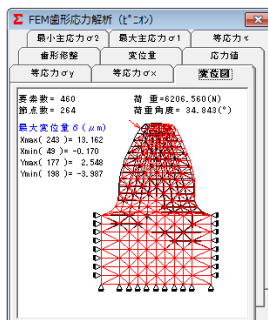


図1.36 歯形変位図

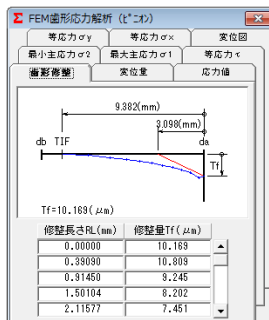


図1.37 歯形修整グラフ

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ウェアです。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

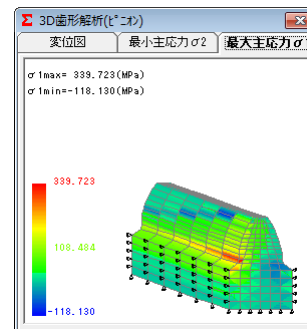


図1.39 最大主応力 σ_1 (はすば)

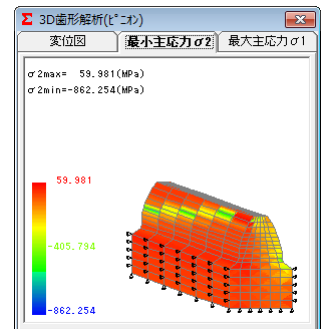


図1.40 最小主応力 σ_2 (はすば)

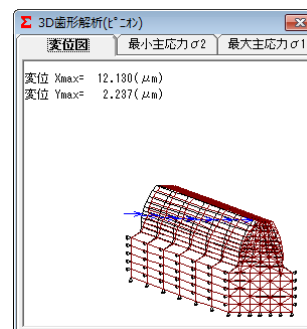


図1.41 歯形変位図(はすば)

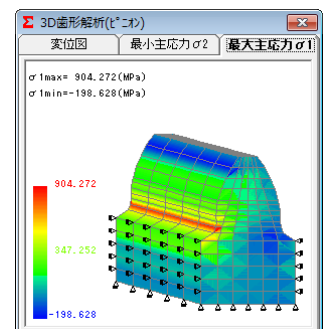


図1.42 最大主応力 σ_1 (平歯車)

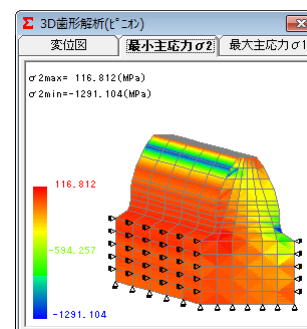


図1.43 最小主応力 σ_2 (平歯車)

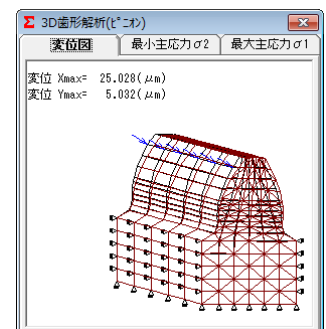


図1.44 歯形変位図(平歯車)

※応力解析は、[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単一ピッチ誤差、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。

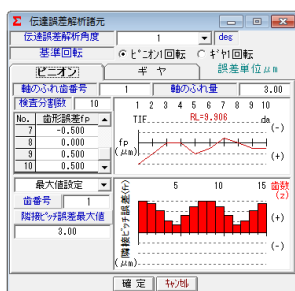


図 1.45 伝達誤差設定画面(P)

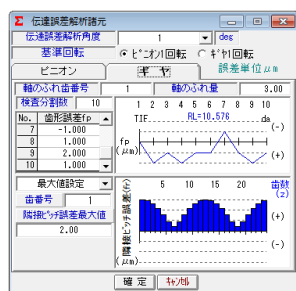


図 1.46 伝達誤差設定画面(G)

(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。

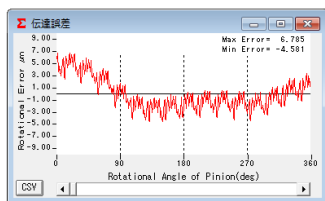


図 1.47 回転伝達誤差

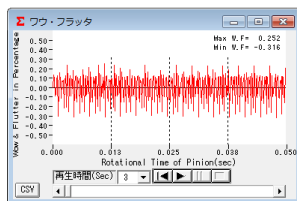


図 1.48 ワウ・フラッタ

(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。

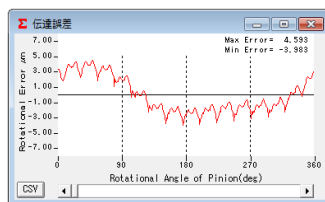


図 1.49 伝達誤差(片歯面接触)

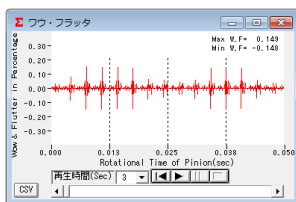


図 1.50 W&F(片歯面接触)

1.22 フーリエ解析ソフトウェア

平歯車($m_n=1, z_1=z_2=40$)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3 μm の振れを与え、1200 min^{-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(1200 $\text{min}^{-1} \times 40z/60\text{sec}$)、2次の1600Hz、3次、4次の周波数が鮮明に表れています。

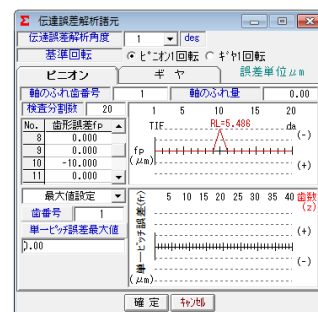


図 1.51 伝達誤差設定(P)

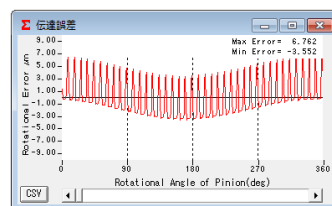


図 1.52 回転伝達誤差解析

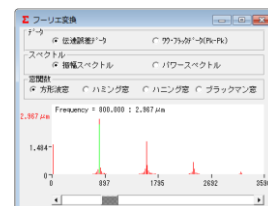


図 1.53 周波数解析

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 $\cdot$ cm、回転数を6 min^{-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。

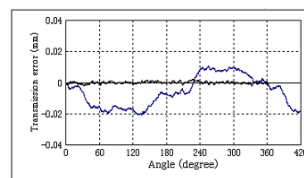


図 1.54 伝達誤差試験結果

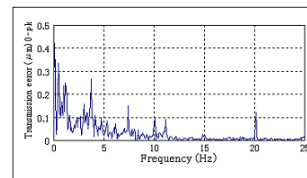


図 1.55 周波数解析

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、波形状も回転伝達誤差の最大値も30 μm 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。

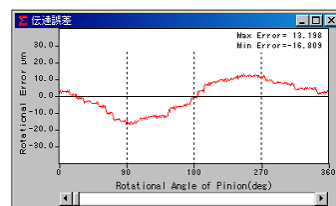


図 1.56 回転伝達誤差

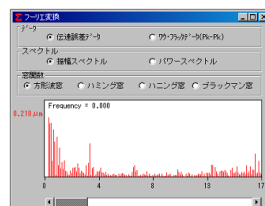


図 1.57 周波数解析

[(1.23)項は、精密工学会、2002年講演論文集より抜粋]

1.24 JGMA6101-02, 6102-01 強度計算ソフトウェア (オプション)

現在の involuteΣ(Spur & Helical)の金属歯車の強度規格にオプションとして新しい強度規格JGMA6101-02および6102-02を追加しました。

- (1)JGMA 6101-02:2007 平歯車及びはすば歯車の曲げ強さ計算式：ISO6336:2006を参考とした曲げ強さ計算式
- (2)JGMA6102-02:2009 平歯車及びはすば歯車の歯面強さ計算式：ISO6336:2006を参考とした歯面強さ計算式

規格原本が必要です。(社)日本歯車工業会で購入して下さい。
〒105-0011 東京都港区芝公園 3-5-8 機械振興会館 208 号
TEL:03-3431-1871, FAX:03-3431-1872, URL:www.jgma.org/

1.25 JGMA6101-02, 6102-02 の強度諸元入力

- (1) 強度規格に基づいて強度諸元を設定します(図 1.59)。
- (2) かみ合い率は、寸法計算の結果を表示していますが、数値確認などのため変更可能としています。
- (3) 数値が不明な場合は、標準値を自動設定します。
- (4) 動力は、kW, W, μ W を、トルクは kN・m, N・m, N・cm, N・mm を選択することができます。
- (5) 材料の許容応力値は、任意に設定可能ですが、図 1.60 のように材料選択画面から入力することもできます。図 1.61 に高周波焼入れ材料の画面を示します。

図 1.59 強度諸元入力

図 1.60 材料選択画面 1

図 1.61 材料選択画面 2

1.26 JGMA6101-02 (曲げ) の強度係数の入力

- (1) 曲げ強さに関する係数を図 1.62 の画面で設定します。画面の下段に示す各係数に対しては[説明]をクリックすることにより係数の内容を表示するようにしています。

図 1.62 強度(曲げ)の係数入力画面

- (2) 歯形係数

- (2.1) 本規格では荷重位置は歯先と規定されていますが、
 - (a) 歯先荷重 規格通り
 - (b) 有効歯先円直径 歯先 R に対応
 - (c) 外の最悪荷重点(HPSTC) ISO6336
 の 3 種類の中から選択することができる機能があります。

図 1.63 歯形係数(ホブ)

- (2.2) 図 1.64 にピニオンカットを使用した場合の計算例を示します。また、工具(ホブ、ピニオンカット)は、コブ付きにも対応しています。歯形係数の内容は図 1.65 のように[説明]ボタンで確認することができます

図 1.64 歯形係数(ピニオンカットとホブ)

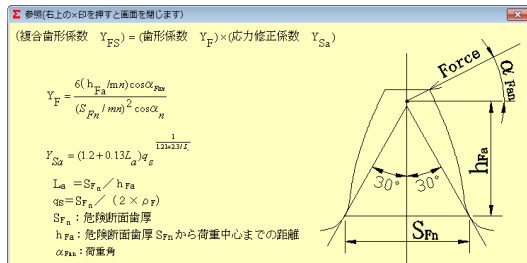


図 1.65 歯形係数の説明

(2.3)以下、各係数の入力画面を図 1.66～1.69 に示します.

JGMA6101-02(2007) 曲げ 入力表/3/1

項目(曲げ)	記号	単位	ビニオン	ギヤ
歯面幅	Bw	mm	20,000	20,000
複合歯面係数	Yβ	---	4.2142	4.1951
かみ合い歯面係数	Yε	---		0.6920
ねじり歯面係数	Yβ	---		0.8333
歯形係数	Yn	---	0.9762	0.9762
寸法係数	Yx	---	1.0180	1.0180
使用歯数	KA	---	1.0000	
動荷重係数	KV	---	1.0427	
材料係数	K ₁	---	1.0371	
歯すべり歯面係数	Yβ ₂	---		0.8333
運転条件係数	BT	---	1.0000	1.0000
材料の安全率	SF	---	1.0000	1.0000

説明欄(曲げ) 確定 入力済 ☒ 詳細入力 ☒ 直接入力

(Zw) Yβ Yε (Yβ) Yn Yx KA Kv Kβ BT

※歯面係数 Yn
 ① 構造用炭素鋼合金鋼
 ② 合金鋼
 ③ 球状炭素鋼
 ④ 炭素鋼
 ⑤ 高強度炭素鋼
 ⑥ ガス硬化鋼
 ⑦ 特殊鋼
 ⑧ 鋁合金、銅合金、樹脂材料などの非鉄材
 ⑨ 全て鋼/鋁合金(歯室室)

説明欄 代入

図 1.66 寿命係数と説明

JGMA61-01(2007)曲付		入力2/31							
項目(自動付)	記号	単位	ヒュニオン	ギヤ	ヤ				
積合有形係数	Yc	---	20.0000	20.0000					
積合無形係数	Ys	---	4.2142	4.1951					
かみ合い率係数	Ys	---	0.9329	0.9333					
ねじり角係数	Yc	---	0.9329	0.9333					
寿命係数	Yc	---	0.9762	0.9762					
寸法係数	Yn	---	1.0180	1.0180					
速度係数	KA	---	1.0000	1.0000					
制動係数	EV	---	1.9427	1.9427					
制動係数	Kv	---	1.9371	1.9371					
歯すり減量分布係数	KFβ	---	1.0000	1.0000					
運転条件係数	BT	---	1.0000	1.0000					
材料の安全率	SFN	---	1.0000	1.0000					
説明(曲付) 確定 <input checked="" type="button" value="1/2"/> 詳細入力 逆輸入 再算 Kv KFβ BT									
(0m)	YFa	(Yε)	(Yβ)	YN	Yx	再算	Kv	KFβ	BT

使用係数 KA		被駆動機械の運転特性			
運転特性	駆動機械の例	均一負荷	中程度の 衝撃	かなりの 衝撃	激しい 衝撃
均一荷重	電動機、ターボエンジン、ガスタービン(飛空する機体など) があまり複雑なもの	1.00	1.25	1.50	1.75
軽度の衝撃	蒸気タービン、ガスタービン、 圧縮機および電動機(飛空す る機体など)があまり大きく、し ばはあつたもの	1.10	1.35	1.60	1.85
中程度の衝撃	多気筒内燃機関	1.25	1.50	1.75	2.00
激しい衝撃	単気筒内燃機関	1.50	1.75	2.00	≥2.25

図 1.67 使用係数

3JGM6-01-01(2027) 曲げ 入力2/31

項	自由力	記号	単位	ビニオン	ギヤ
荷重係数	Yw	---	mm	50.0000	50.0000
持ち上げ係数	Yp	---	---	4.1675	4.1140
かみ合い係数	Yc	---	---	0.6115	---
ねじり係数	Yθ	---	---	0.7917	---
寿命係数	Yn	---	---	1.1922	1.1922
寸法係数	YK	---	---	1.0000	1.0000
硬質係数	KH	---	---	1.0577	---
軟弱係数	Kv	---	---	---	1.0552
歯すじ荷重分布係数	KFB	---	---	1.0000	---
運転状態係数	BT	---	---	1.0000	1.0000
材料の安全率	SPN	---	---	1.0000	1.0000

説明欄) 確定 キャンセル 詳細入力 直接入力

(b/m)	YFs	YFθ	(Yθ)	YN	Yc	KA	Kv	KFB	BT
歯すじ荷重分布係数									
b/m									
片当りの歯あい									
軽度の片当たり	小 (b/m=4 以下)		中 (b/m=1 程度)		大 (b/m=20 以上)				
軽度の片当たり	1.0		1.1		1.2				
中程度の片当たり	1.1		1.3		1.4				
重度の片当たり	1.2		1.6		1.8				

各片当りの歯あい値は、歯すじ方向の荷重比でわかる。
 軽度の片当たり： 最大荷重/平均荷重=1.2 程度
 中程度の片当たり： 最大荷重/平均荷重=1.5 程度
 重度の片当たり： 最大荷重/平均荷重=2.0 程度
 b/m = 12500

図 1.68 歯すじ荷重分布係数

項 目(曲げ)	記号	単位	ピアノン	ギ ャ
有効幅	b w	mm	20,000	20,000
複合曲形状数	Yf s	---	4.2142	4.1951
かみ合い率係数	Y e	---	0.6920	
ねじり角係数	Y θ	---	0.8333	
寿命係数	Y N	---	0.9762	0.9762
寸法係数	Y x	---	1.0180	1.0180
使用係数	K A	---	1.0000	
動荷重係数	K v	---	1.0427	
動荷重係数	K v'	---	1.0371	
歯じり荷重分布係数	K F θ	---	1.0000	
運転条件係数	B T	---	1.0000	1.0000
材料の安全率	S F M	---	1.0000	1.0000

☒ 詳細入力
 ☒ 直接入力

(bw) Yf s (Y e) (Y θ) Y N Y x K A **K v'** K F θ B T

動荷重係数 K v, K v'

換算速度(m/s) 0.7933

等級以上決まる定数 k 1 6.7000

等級以上決まる定数 k 2 0.0087

線荷重 f u(N) 313.2309

動荷重係数 K v 1.0427

動荷重係数 K v' 1.0371

図 1.69 動荷重係数

1.27 JGMA6102-02(歯面)の強度係数の入力

歯面強さに関する係数を図 1.70 の画面で設定します。画面の下段に示す各係数に関しては[説明]をクリックすることにより係数の内容を表示します。

JGMA6102-02(2009) 歯面 『入力 3/3』

項目(歯面)	記号	単位	ヒニオン	ギヤ
有効歯幅	bH	mm	20.0000	
歯城係数	ZH	---	2.2929	
最悪荷重点係数	Zc	---	1.0000	1.0000
材料定数係数	ZE	1/MPa	189.8117	
かみ合い率係数	Zε	---	0.8107	
ねじれ角係数	Zβ	---	1.0000	
潤滑油係数	ZL	---	1.0000	
潤滑速度係数	Zv	---	0.9233	
歯面粗さ係数	ZR	---	1.0000	
寸法係数	Zx	---	1.0000	1.0000
硬さ比係数	Zw	---	1.0000	1.0000
寿命係数	ZN	---	1.2932	1.2932
使用係数	KA	---	1.0000	
動荷重係数	Kv	---	1.0427	
動荷重係数	Kv'	---	1.0371	
歯すじ荷重分布係数	KHβ	---	1.1000	
歯すじ荷重分布係数	KHβ'	---	1.1000	
正面荷重分布係数	KHα	---	1.0000	
側面荷重分布係数	KHα'	---	1.0000	
材料の安全率	SHmin	---	1.0000	

☒ 詳細入力
 ☒ 直接入力

(Zx)	Zw	ZN	(KA)	(Kv)	KHβ	KHα
(ZH)	(Zc)	(ZE)	(Zβ)	ZL	(Zv)	ZR

図 1.70 強度(歯面)の係数入力画面

1.28 強度計算結果

上記のように各係数を設定することにより図 1.71 のように強度結果を表示します。

項目(曲げ)	記号	単位	ピニオン	ギヤ
曲げ応力(曲げ)	σ_F	MPa	396.841	395.042
許容曲げ応力(曲げ)	σ_{FP}	MPa	717.006	453.180
総合安全率(曲げ)	SF	---	1.807	1.147
許容面周力(曲げ)	Ft lim	N	11379.392	7225.052
項目(歯面)	記号	単位	ピニオン	ギヤ
面圧応力(歯面)	σ_H	MPa	1508.813	1508.813
許容面圧応力(歯面)	σ_{HP}	MPa	1826.838	1396.994
総合安全率(歯面)	SHA	---	1.211	0.926
許容面周力(歯面)	Ft lim	N	9238.410	5399.488

図 1.71 強度計算結果