

INDEX

[1] involuteΣ(Spur & Helical Gear Design)	1
* 円筒歯車(平, はすば歯車, 内歯車)の寸法, 歯形, 強度, FEM, 回転伝達誤差, 周波数解析, すべり率, フラッシュ温度, 軸荷重, 等の計算とシミュレーション	
* ISO6336-3(2006)に準拠した JGMA6101-02:2007, JGMA6102-02:2009 規格のオプション.	
[2] involuteΣ(Bevel Gear Design)	9
* ストレートベベル, スパイラルベベル, ゼロールの寸法, 歯形, 強度, 歯当たり, 測定データ	
[3] involuteΣ(Worm Gear Design)	16
* ウォーム×ウォームホイールの寸法, 歯形, 強度, 歯当たり跡, FEM, 回転伝達誤差, 周波数解析	
[4] involuteΣ(Worm & Helical Gear Design)	21
* ウォーム×ヘリカルギヤの寸法, 歯形, 強度, 歯当たり跡, FEM, 回転伝達誤差, 周波数解析	
[5] 遊星&不思議遊星設計支援ソフトウェア	25
* 歯数の設定やトルク配分を自動決定します. 寸法, 歯形, 効率, 強度, etc.	
ダブルピニオンタイプ遊星歯車, 不等配遊星歯車	
[6] Hob Erase(歯車電極用エンドミル歯形解析ソフトウェア)	33
* ホブを使用しないで歯車電極等をエンドミルで加工するためのソフトウェア	
[7] 有理数分解ソフトウェア	33
* 小数点付き数値を2つの分数に分解するソフトで差動換え歯車計算に最適	
[8] 歯厚変換&転位係数ソフトウェア	34
* 歯切り時の歯厚(またぎ, オーバーピン, 弦)変化とピンの位置を表示	
[9] 楕円系歯車	35
* 同じ葉数(1葉×1葉, 2葉×2葉等)だけでなく異葉数(3葉×5葉等)も設計できる.	
* 任意ピッチ曲線を持つ楕円系歯車ソフトウェア	
[10] Worm Bite2(ウォームバイト刃形解析ソフトウェア)	36
* ウォーム歯形を1形に加工するための刃形解析ソフトウェア	
[11] Gear Navigation System(歯切り, シェービング, ホーニング)	37
* ホブ切削, シェービング, ホーニング加工, バイアス修整を与えた歯数の異なるドレスギヤ	
[12] AGMA2001-C95 ソフトウェア	42
* ANSI/AGMA2001-C95 規格に基づいた強度計算ソフト. 曲げ, 面圧, 寿命, フラッシュ温度, 油膜厚さからスコアリングと摩耗の発生確率を計算	
[13] AGMA2003-A86 ソフトウェア	44
* ANSI/AGMA2003-A86 規格に基づいた強度計算ソフトウェア. 曲げ, 面圧, 寿命	
[13-1] AGMA2003-B97 ソフトウェア	45
* ANSI/AGMA2003-B97 規格に基づいた強度計算ソフトウェア. 曲げ, 面圧, 寿命	
[14] GearPro Master(歯形出力ソフトウェア)	46
* 歯車歯形を DXF, 3D-IGES で出力. ゲート位置変形を考慮した歯形を出力	
[15] ねじ歯車	50
* ねじ歯車のかみ合い理論に基づいて寸法, 歯形を計算	
[16] 成形砥石歯形解析ソフトウェア	51
[16.A] 複溝成形砥石歯形解析ソフトウェア	53
[16.B] 内歯車用成形砥石歯形解析ソフトウェア	54
[17] トロコイド曲線を用いた歯車ソフトウェア(ポンプ用歯車)	55
* 歯数, アウターロータの歯底円, 偏心量から歯形を生成し吐出量を計算	
[18] Adduction Differential Gear Design System(愛称: ピンコイド歯車)	56
* 内歯車にピンを配置した内転差動式の減速機構	
[19] VGR ラック設計ソフトウェア	57
* Variable gear ratio ラック設計ソフトウェア. ギヤレシオカーブに基づいてラックの歯形を生成	

[20]	Face Gear Design System	60
	* フェースギヤの設計と歯形出力ソフトウェア	
[21]	L-Hypoid Gear Design System	62
	* 球面インボリュート歯形のギヤにオフセットを与えピニオンの歯形を決定	
[22]	CT-FEM System(Ver.4.0)	65
	* 機械設計者が簡単に使えることができる 3D-FEM ソフトウェア。歯面の接触問題を考慮した応力解析。バイアス修整, 軸の取付誤差にも対応。実測歯形を使用した応力解析や回転伝達誤差解析	
[23]	Hob chip software	73
	* ホブ切削時における切粉の切取り形状や厚さのシミュレーションソフトウェア	
[24]	少歯数歯車設計支援ソフトウェア	76
	* 高減速機構とするためピニオン歯数を 1 歯, 2 歯とする設計ソフトウェア	
[25]	involute Gemma	77
	* 歯形測定データによる歯当たりと回転伝達誤差解析のソフトウェア	
[26]	CGR ラック設計ソフトウェア	80
	* Constant gear ratio ラック設計ソフトウェア	
[27]	スプライン(JIS B 1603:1995) ソフトウェア	83
[28]	傾斜ウォームソフトウェア	84
[29]	L-Niemann Worm Gear Design software	86
[30]	Taper and Crossed Gear Design System	89
[31]	AGMA925-A03:2003(Scoring)	92
[32]	正弦歯形歯車設計ソフトウェア	94
[33]	ピン&ラック	96
[34]	Hyp-Trochoid Gear Design System	97
[35]	K-H-V Differential Gear Design System	100
[36]	Double Enveloping Worm Gear Design System (ヒンドレーウォーム)	104
[37]	鼓形ウォーム&ヘリカルギヤ	106
[38]	UTS 設計支援ソフトウェア	110
[39]	内歯ウォームギヤ設計支援ソフトウェア	114
[40]	多段歯車設計支援ソフトウェア	117
[41]	その他ソフトウェアの作図例	121
[42]	歯車精度規格ソフトウェア	121
[43]	動作環境	122
[44]	機械の紹介	123

付録

[A]	CT-FEM System による「はずば歯車の歯元応力解析例」	124
[B]	Gear Navigation System によるギヤホーニングシミュレーション	127
[C]	ゲート位置変形を考慮したプラスチック歯車の成形歯形	130
[D]	歯元応力解析例 (最弱断面歯厚が同じ場合)	132
[E]	正弦歯形歯車の動力損失低減の可能性	133
[F]	遊星歯車設計のポイント	138
[G]	歯車歴史年表	142
	価格表	145

■ カタログに記載していないソフトウェアもございますのでお問い合わせください。また、歯車だけでなく機械要素, 干渉解析などのソフト開発も別途承っておりますのでお問い合わせください。

URL : www.amtecinc.co.jp

E-mail : info@amtecinc.co.jp

[1] involuteΣ(Spur & Helical Gear Design)

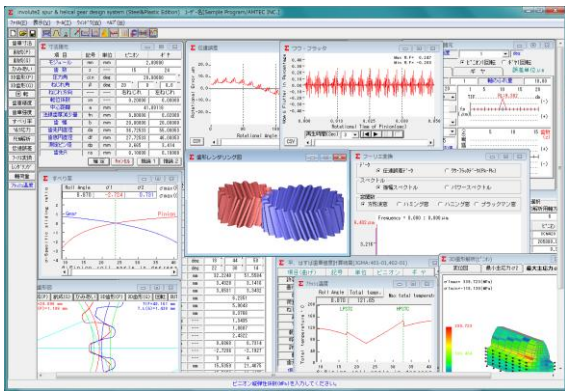


図 1.1 involuteΣ(Spur & Helical)

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。

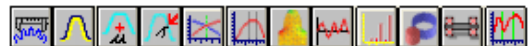
表 1.1 の記号説明

- 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

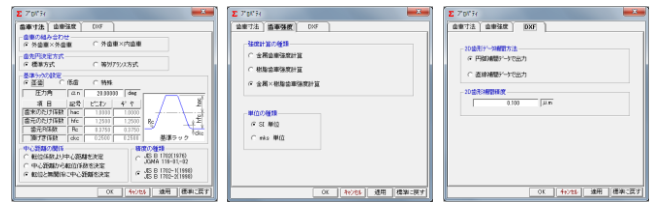
基準ラック : 並歯, 低歯, 特殊

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。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	m	mm	2.00000	
歯数	z	---	15	24
圧力角	α_n	deg	20.00000	°
ねじれ角	β	deg	20° 0' 0.0"	"
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	27.22533	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

転位係数決定方法
 またぎ歯厚 転位量
 オガセシ寸法

確定 キャンセル

またぎ歯数
 またぎ歯厚
 歯切り転位係数

転位係数決定

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
基礎円直径	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
全歯たけ	h	mm	4.5000	4.5000
クリアランス	c	mm	0.4882	0.4882
基礎円間ねじれ角	β_b	deg	18° 44'	50°
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	21.4675
設計またぎ歯厚	W'	mm	15.5359	21.4475
基準オガセシ寸法	dm	mm	37.2760	56.0525
設計オガセシ寸法	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	3.4276	3.1400
設計キャリア歯厚	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
トノリオガセシ	jt	mm		0.0229
法線方向トノリオガセシ	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。

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	205.340	205.340
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	m	mm	2.250	
歯数	z	---	15	24
圧力角	α_n	deg	20.00000	°
ねじれ角	β	deg	20° 0' 0.0"	"
歯幅	b	mm	29.250	
曲げ安全率	SF	---	1.200	
呼び円周力	Ft	N	5668.543	
許容円周力	Ftlim	N	5885.659	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。

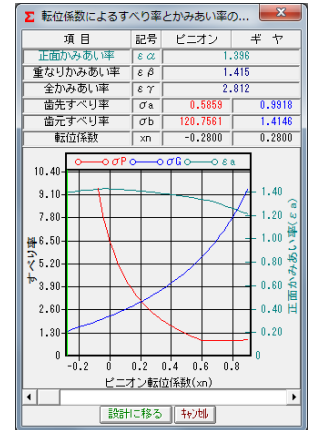


図 1.6 推論 2 画面

1.9 歯形図

歯形図は、創成図、かみあい図、3D 歯形、回転図を作成し歯形 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。

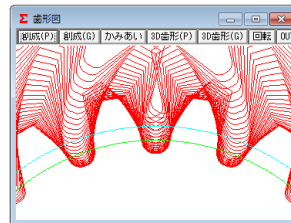


図 1.7 歯形創成図(P)

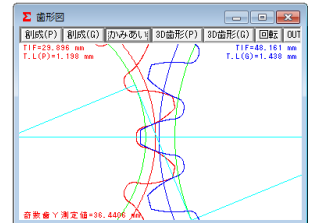


図 1.8 歯形かみあい図

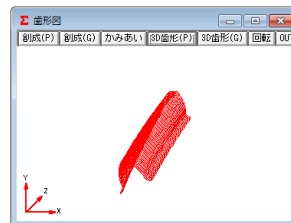


図 1.9 歯形 3D 図(P)

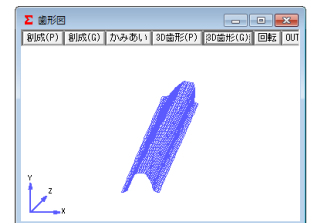


図 1.10 歯形 3D 図(G)

1.10 歯形座標ファイル(DXF, 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。

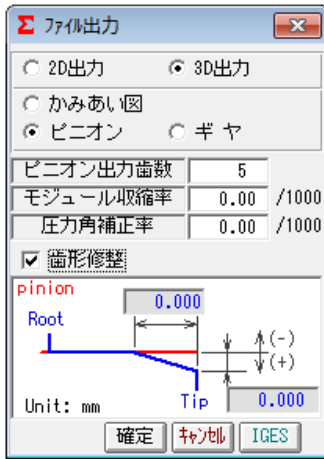


図 1.11 歯形ファイル設定

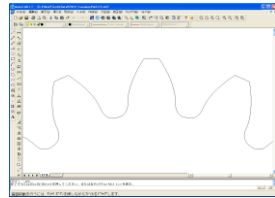


図 1.12 歯形(2D-DXF)

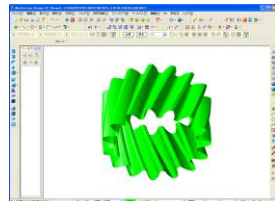


図 1.13 歯形(3D-IGES)

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、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。

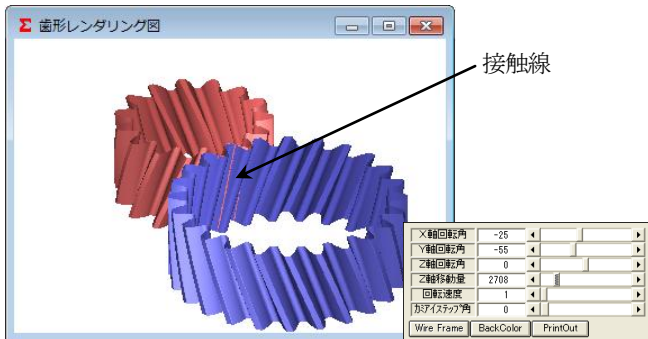


図 1.14 歯形レンダリング

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 (スムーズメッシング) 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。

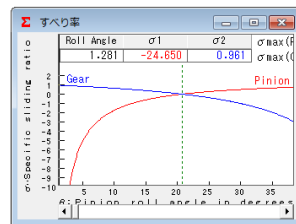


図 1.18 すべり率グラフ 1

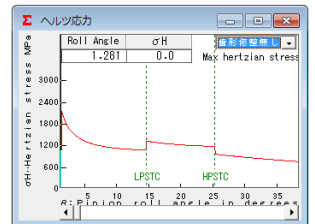


図 1.19 ヘルツ応力 1

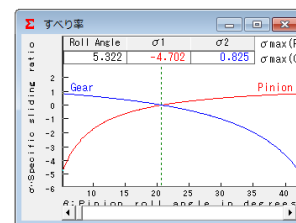


図 1.20 すべり率グラフ 2

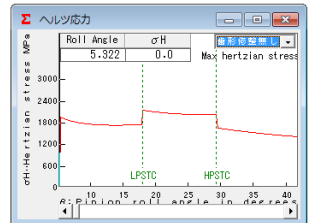


図 1.21 ヘルツ応力 2

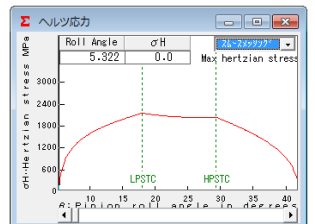


図 1.22 ヘルツ応力 3

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。

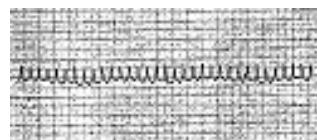


図 1.23 歯車試験結果(任意歯形)



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。

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	HV 284		
表面硬度	HV 580	HV 580		
σ_{Flim} (MPa)	480.5	304.0		
σ_{Hlim} (MPa)	1530.0	1187.0		
JIS強度等級(1978)	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	μm	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
濡滑係数	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		σ_{Flim} MPa	有効浸炭深さ		歯面硬度		σ_{Hlim} MPa
	HB	HV		HV	HRC			
SCM415	220	231	333.5	5.80	5.4	1284.5		
	230	242	353	6.00	5.5	1314		
	240	252	372.5	6.20	5.6	1343.5		
	250	263	392.5	6.40	5.7	1373.5		
	260	273	412	6.60	5.8	1403.5		
	270	284	431.5	6.80	5.9	1433.5		
SCM420	280	295	451.5	7.00	6.0	1463.5		
	290	305	471.5	7.20	6.1	1493.5		
	300	316	491.5	7.40	6.2	1523.5		
	310	327	511.5	7.60	6.3	1553.5		
SNC420	320	337	531.5	7.80	6.3	1583.5		
	330	347	551.5	8.00	6.4	1613.5		
	340	358	571.5	8.20	6.4	1643.5		

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	Yε	---	0.744	
ねじれ係数	Yβ	---	0.833	
寿命係数	KL	---	1.000	1.000
寸法係数	KFx	---	1.000	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	---	2.283	
寿命係数	KHL	---	1.000	1.000
かみあい率係数	Zε	---	0.863	
粗さ係数	ZR	---	0.928	0.928
濡滑速度係数	ZV	---	0.966	0.966
硬さ比係数	ZW	---	1.000	1.000
荷重分布係数	KHβ	---	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	
濡滑	---	---	ダリス	
温度	---	---	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)	負荷の種類		
	均一負荷	軽衝撃	中衝撃
24h/day	1.25	1.50	1.75
10h/day	1.00	1.25	1.50
8h/day	0.80	1.00	1.25
0.5h/day	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	0.591
速度補正係数	Kv	---	1.394	
温度係数	KT	---	0.850	
濡滑係数	KL	---	1.000	
材質係数	KM	---	0.750	
呼び円周力	Ft	N	62.846	
許容円周力	Ftlim	N	145.166	163.452
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	62.846	
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(Total)	Fr	24.040
軸方向力(Total)	Fa	22.930

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)	$\sigma_{1.2}$	μm	0.400	0.400
摩擦係数	μ	---	0.060	
歯形修整	---	---	無し	

図 1.31 フラッシュ温度設定

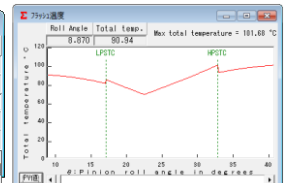


図 1.32 フラッシュ温度

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, 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。

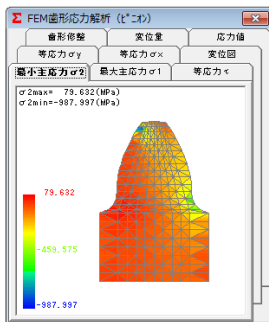


図 1.34 最小主応力 σ_2

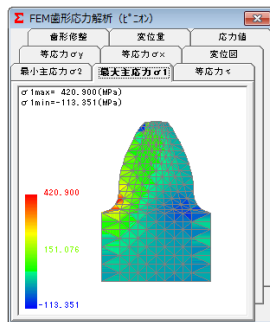


図 1.35 最大主応力 σ_1

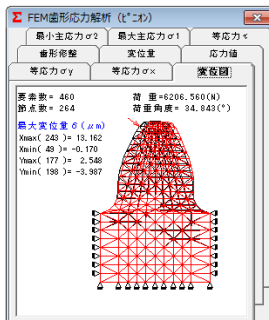


図 1.36 歯形変位図

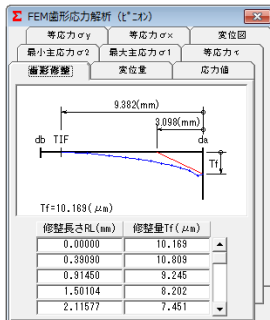


図 1.37 歯形修整グラフ

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ウェアです。まずは歯車は、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

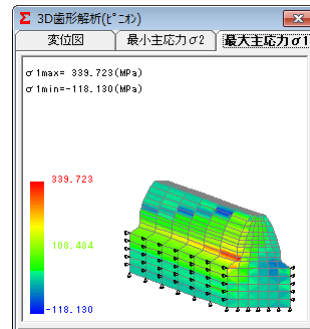


図 1.39 最大主応力 σ_1 (はずば)

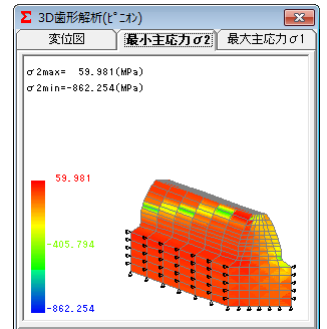


図 1.40 最小主応力 σ_2 (はずば)

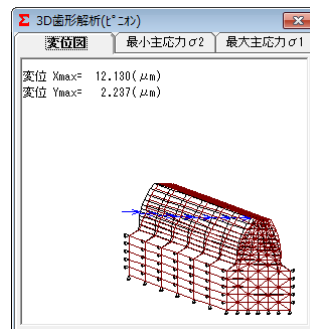


図 1.41 歯形変位図(はずば)

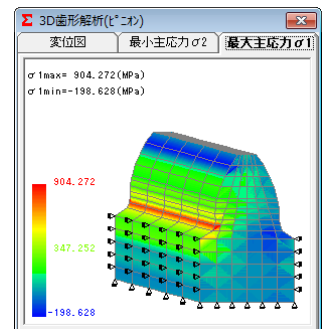


図 1.42 最大主応力 σ_1 (平歯車)

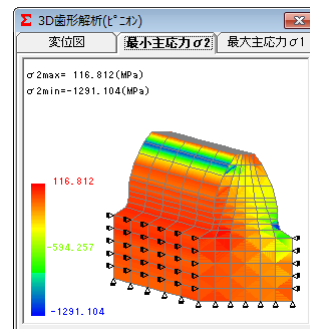


図 1.43 最小主応力 σ_2 (平歯車)

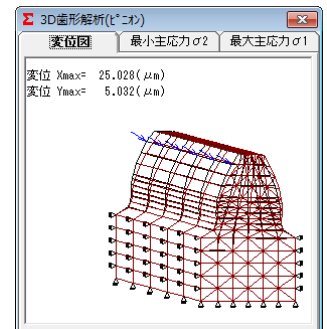


図 1.44 歯形変位図(平歯車)

※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)

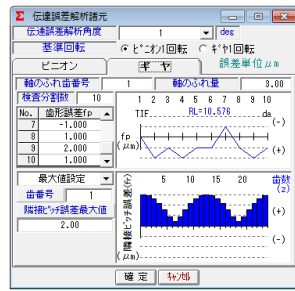


図 1.46 伝達誤差設定画面(G)

(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。

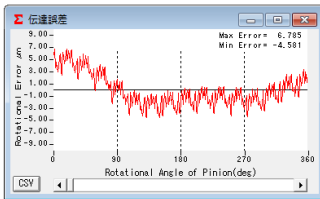


図 1.47 回転伝達誤差

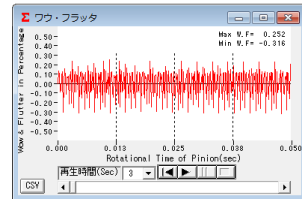


図 1.48 ワウ・フラッタ

(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。

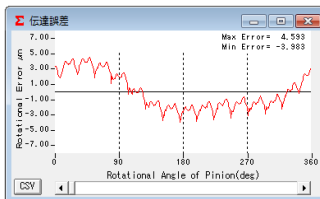


図 1.49 伝達誤差(片歯面接触)

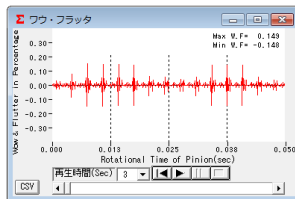


図 1.50 W&F(片歯面接触)

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。

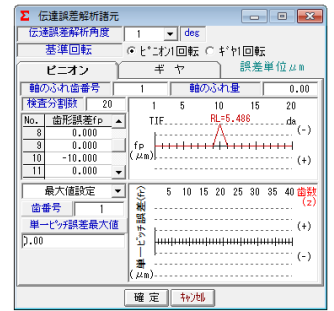


図 1.51 伝達誤差設定(P)

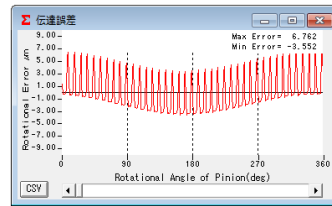


図 1.52 回転伝達誤差解析

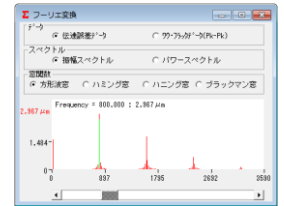


図 1.53 周波数解析

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。

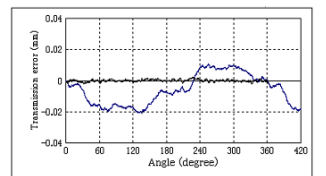


図 1.54 伝達誤差試験結果

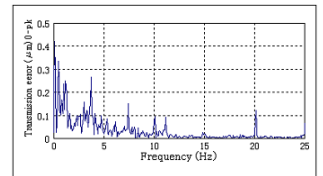


図 1.55 周波数解析

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。

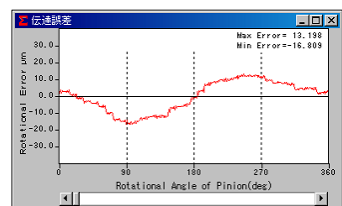


図 1.56 回転伝達誤差

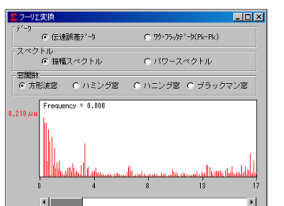


図 1.57 周波数解析

([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/



図 1.62 強度(曲げ)の係数入力画面

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, μW 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。

- (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 1.59 強度諸元入力

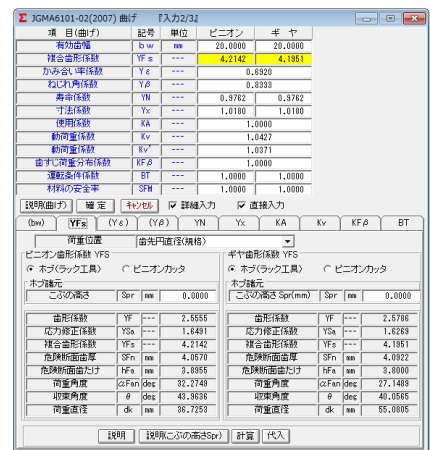


図 1.63 歯形係数(ホブ)

- (2.2)図 1.64にピニオンカッタを使用した場合の計算例を示します。また、工具(ホブ、ピニオンカッタ)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

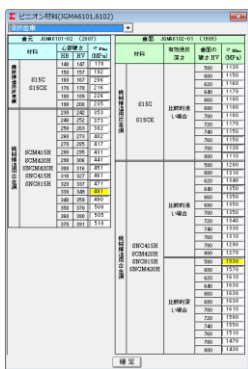


図 1.60 材料選択画面 1

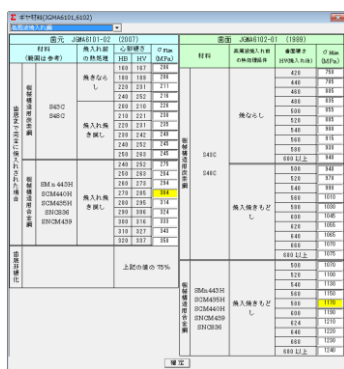


図 1.61 材料選択画面 2

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するようにしています。



図 1.64 歯形係数(ピニオンカッタとホブ)

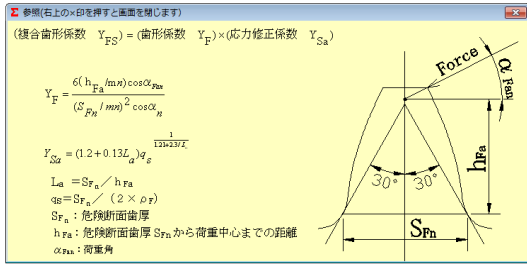


図 1.65 歯形係数の説明

(2.3)以下, 各係数の入力画面を図 1.66~1.69 に示します.

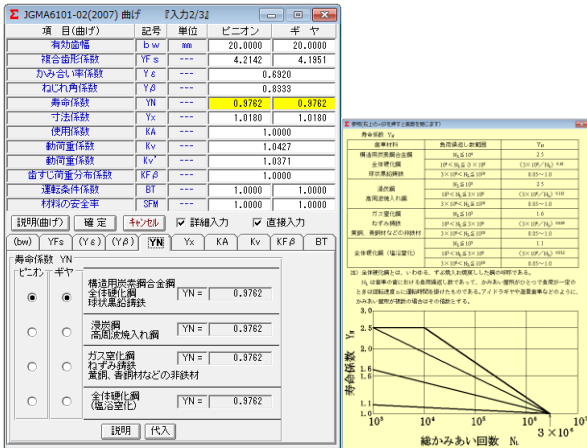


図 1.66 寿命係数と説明

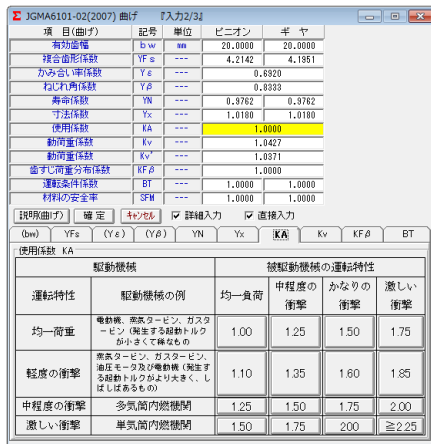


図 1.67 使用係数

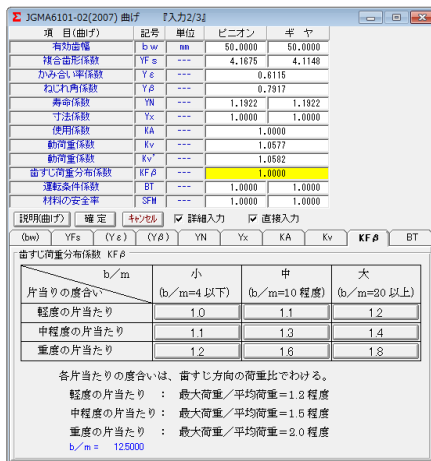


図 1.68 歯すじ荷重分布係数



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. 画面の下端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.



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.



図 1.71 強度計算結果

[2] involuteΣ(Bevel Gear Design)

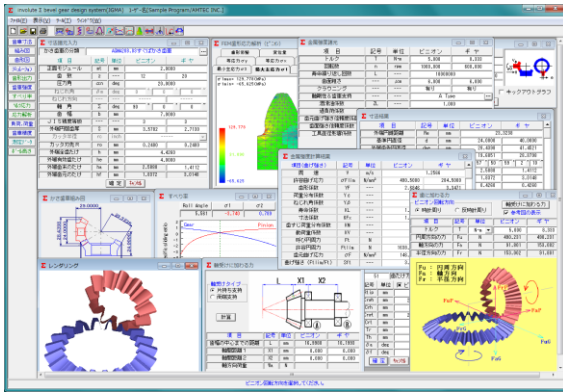


図 2.1 involuteΣ(Bevel Gear Design)

2.1 概要

involuteΣ(Bevel Gear Design)は、かさ歯車の寸法、強度(金属、樹脂)、歯形、組立図、軸荷重、すべり率、ヘルツ応力グラフ、歯形応力解析、歯当り跡、測定データ出力等の機能があります。

2.2 ソフトウェアの構成

表 2.1 にソフトウェアの構成を示します。

表 2.1 ソフトウェアの構成

項目	記載頁	ストレート	スパイラル
<1>歯車寸法	9		○
<2>歯車かみあい図	10		○
<3>組立図	10		○
<4>歯形 DXF ファイル	11		○
<5>強度歯車計算(金属)	11		○
<6>強度歯車計算(樹脂)	11		○
<7>歯車精度	11		○
<8>設計データ管理	---		○
<9>歯形レンダリング	10		○
<10>すべり率グラフ	12	◎	
<11>ヘルツ応力グラフ	12	◎	
<12>軸交差角(鋭角)	10	◎	
<13>3次元歯形座標	11	◎	
<14>歯形 IGES ファイル ¹⁾	11	◎	
<15>分割歯形 IGES ¹⁾	11	◎	
<16>組立誤差の設定	10	◎	
<17>ボール高さ ¹⁾	13	◎	×
<18>2D-FEM 歯形応力	12		◎
<19>歯形測定データ ¹⁾	13		◎
<20>歯当り跡表示 ¹⁾	11		◎
<21>STL ファイル出力 ¹⁾	13		◎
<22>歯すじ曲線(等リード)	10		◎
<23>面取り形状	10		◎
<24>キックアウト	11		◎
<25>最小歯数 9 枚	---		◎
<26>歯すじ曲線	10	×	◎

○標準ソフトウェアを含む ◎オプションソフトウェア

1) <13>3次元歯形座標ソフトウェアが必要です。

2.3 アイコンボタン

アイコンは、[寸法][組図][歯形][レンダリング]など 13 種類あります。



2.4 適用するかさ歯車の種類

すぐばかさ歯車 6 種類、まがりばかさ歯車 8 種類のかさ歯車を計算することができます。適用するかさ歯車の種類を図 2.2 に示します。

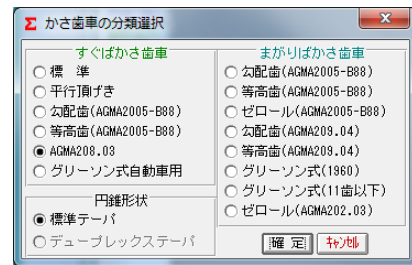


図 2.2 かさ歯車の種類

2.5 かさ歯車の寸法

かさ歯車の種類を選択すると図 2.3 の寸法入力画面となります。モジュール、歯数を入力することにより [TAB] キーで標準値が入力されます(数値変更可能)。軸角は 90° 以外(標準 Σ=60° ~160°, 鋭角オプション Σ=10° ~160°)にも対応し、勾配歯、等高歯も計算することができます。

図 2.4 の「修整諸元入力」で歯先修整や、クラウニングを設定することができ、歯先円錐角、歯底円錐角を任意に変更することができます。

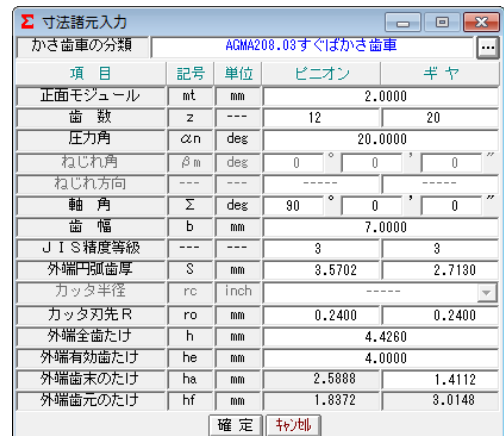


図 2.3 寸法諸元入力画面

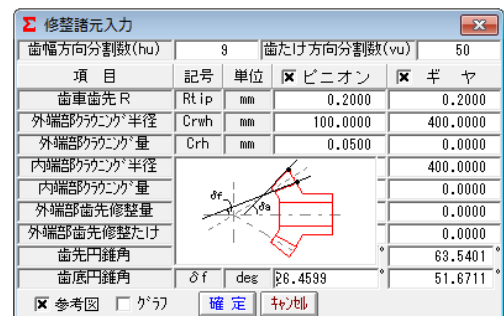


図 2.4 修整諸元入力画面

図 2.4a にクラウニングの設定画面を, 図 2.4b に与えたクラウニングのグラフを示します。また, スパイラルベベルの歯すじ曲線をエピトロコイド曲線とする場合は, 図 2.4c で与えることができます。

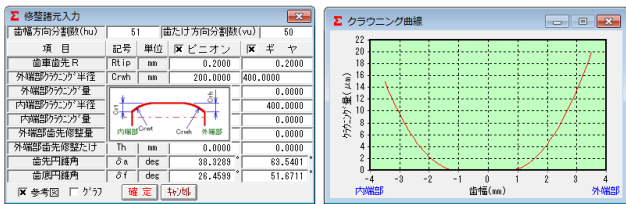


図 2.4a クラウニング設定

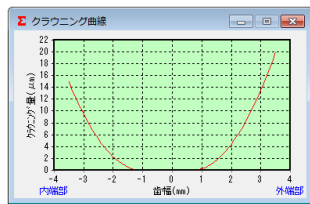


図 2.4b クラウニング例

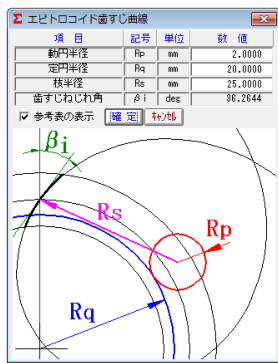


図 2.4c 歯すじ曲線 (エピトロコイド曲線)

2.6 かさ歯車寸法表

図 2.5 に歯車の寸法計算結果画面を示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
外端円錐距離	Re	mm	23.3238	
基準円直径	d	mm	24.0000	40.0000
外端歯先円直径	dse	mm	28.4398	41.4521
内端歯先円直径	dai	mm	19.6851	28.8798
ピッチ円錐角	δ	deg	30° 57' 50"	59° 2' 10"
歯末のたけ	ha	mm	2.5888	1.4112
歯元のたけ	hf	mm	1.8972	3.0148
頂子ぎ	c	mm	0.4260	0.4260
歯末角	θa	deg	7° 21' 55"	4° 30' 14"
歯元角	θf	deg	4° 30' 14"	7° 21' 55"
歯先円錐角	δa	deg	38° 19' 44"	63° 32' 24"
歯底円錐角	δf	deg	26° 27' 36"	51° 40' 16"
有効歯たけ	he	mm	4.0000	
全歯たけ	h	mm	4.4260	
円錐頂点~外端歯先	X	mm	18.6681	10.7899
軸方向歯幅	Xb	mm	5.5369	3.1287
円錐歯厚減少量	fn	mm	0.0000	0.0000
バックラッシュ	BL	mm		0.0000
ツースアングル	---	min	361.6955	361.6972
素材の角度	θx	deg	82° 38' 6"	85° 29' 46"
素材の角度	θy	deg	59° 2' 10"	30° 57' 50"
弦歯厚	SJ	mm	3.5570	2.7109
キャリア歯たけ	Hj	mm	2.7027	1.4949
相当平歯車歯数	Zv	---	13.9943	38.8730
正面かみ合い率	εα	---		1.3896
重なりかみ合い率	εβ	---		0.0000
総合かみ合い率	εγ	---		1.3896

図 2.5 歯車寸法結果

2.7 かさ歯車組図

図 2.6 に示すように, 組立距離やボス径を設定して作図することができます。図 2.6a にピニオンを鍛造形状とするために外径と内端部を面取りした例を示します。図 2.7 に軸角 70°, 図 2.8 に軸角 120° の作図例を示します。組図は, DXF ファイルで出力することができます。

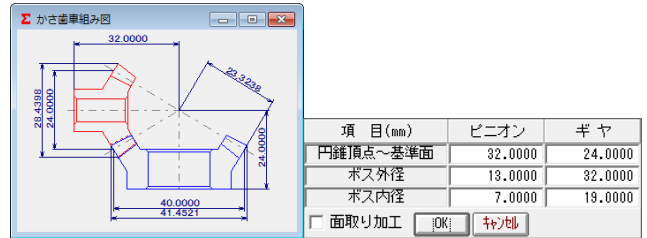


図 2.6 歯車組図と設定フォーム

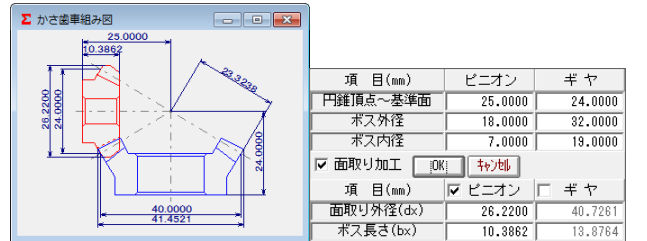


図 2.6a 歯車組図(面取り)と設定フォーム

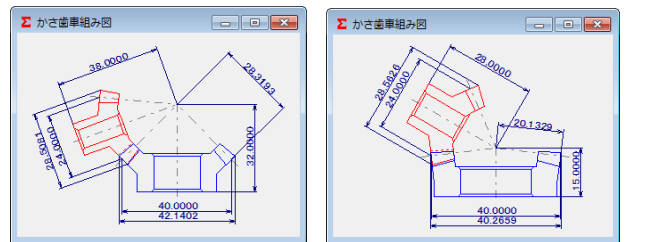


図 2.7 軸角 70° 組図

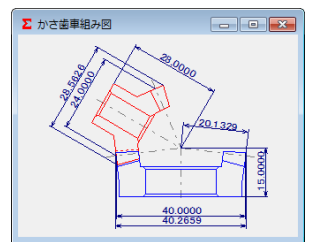


図 2.8 軸角 120° 組図

2.8 かさ歯車の歯形

本ソフトウェアで生成するベベルギヤの歯形は, 図 2.9 に示す球面インボリュート歯形であり歯元は, 球面トロコイド曲線です。そのためデファレンシャルベベルなどの歯数の少ない歯車であっても正しいかみ合いを示します(図 2.46 参照)。図 2.3 の歯車諸元の 2D かみ合いを図 2.9a に示します。

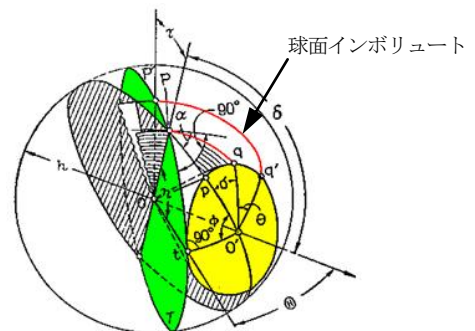


図 2.9 球面インボリュート歯形

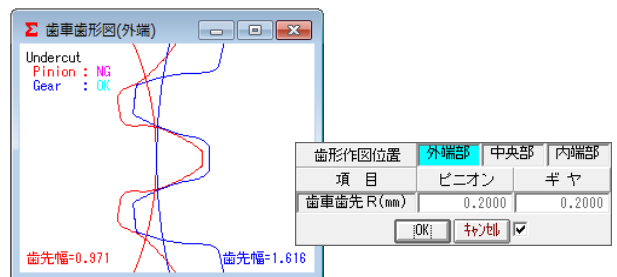


図 2.9a かみあい図(2D)

2.9 組立誤差の設定

歯車が正しく組み立てられていない場合、歯当りは変化します。「組立誤差の設定」は、組立の水平、垂直、角度及びオフセット誤差の影響を歯形レンダリングや歯当たり跡の変化で確認するための機能です。

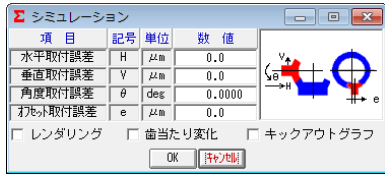


図 2.10 組立誤差の設定

2.10 歯形レンダリング

3次元歯形のかみあいを図 2.11 のように作図することができます。また、歯すじオプションとして、「等リード歯すじ」で出力することができます。

図 2.11 のコントロールフォームで観察角度を変更することができます。歯車のかみあいステップ角度を 1 にするとピニオンが 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、拡大、縮小が可能です。スパイラルベベルとゼロールの歯形レンダリングを図 2.12 および図 2.13 に示します。

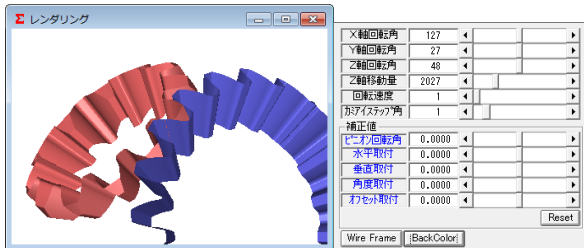


図 2.11 歯形レンダリングと設定

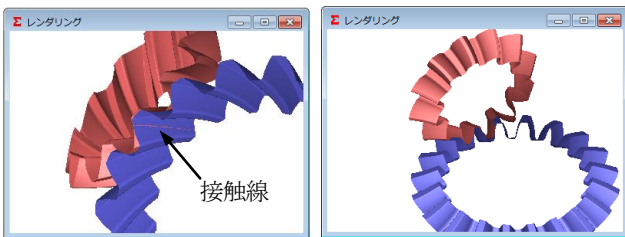


図 2.12 スパイラルベベル

図 2.13 ゼロールギヤ

2.11 歯当たり変化

図 2.4 の修整諸元入力でクラウニングを与えた時の歯当たり跡を図 2.14 に示します。赤色は歯面接触を示し、青色は 40μm の隙間があります。コントロールフォームのピニオン回転角で歯当たり跡が移動します。図 2.14a と図 2.14b にスパイラルベベルとゼロールの歯当たり跡を示します。

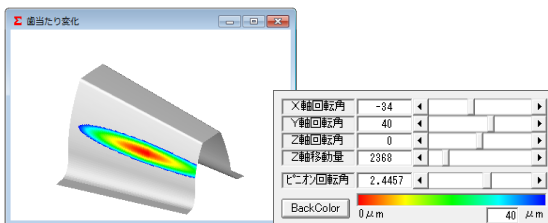


図 2.14 歯当たり(ストレートベベル)

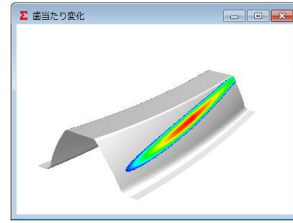


図 2.14a 歯当たり(スパイラル)

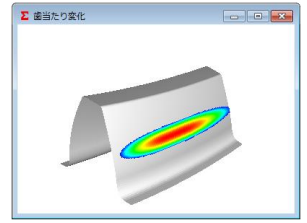


図 2.14b 歯当たり(ゼロール)

2.12 キックアウト

かみ合い始めからかみ合い終わりまでのギヤの円周方向の遊び量(キックアウト)をシミュレートします。軸の取り付け誤差が 0 のキックアウトは図 2.15 に示すように 0.0002° ですが、図 2.10 の軸の水平取り付け誤差と垂直取り付け誤差を共に 5μm としたときのキックアウトは図 2.16 に示すように 0.010° となりグラフが大きく変化することが解ります。

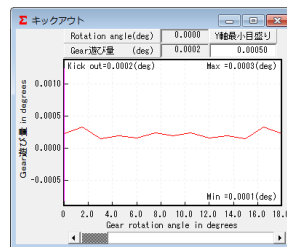


図 2.15 キックアウト 1

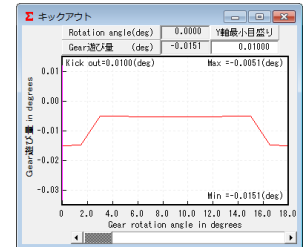


図 2.16 キックアウト 2

2.13 歯形データ出力

歯形データは、図 2.17 に示すように、組み図、3D 歯形図、3D かみ合い図を出力することができます。図 2.18 に、3D 歯形の CAD 作図例を示します。図 2.19 の分割歯形は、左右の歯面と歯先部分に分けてデータを出力します。

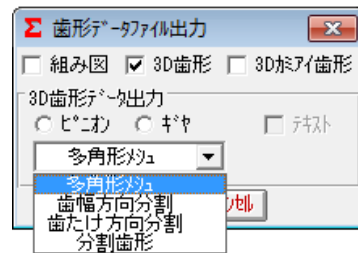


図 2.17 歯形データファイル出力

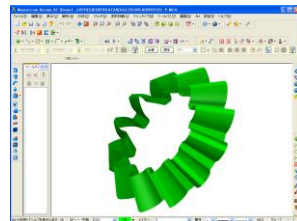


図 2.18 ピニオン歯形(IGES)

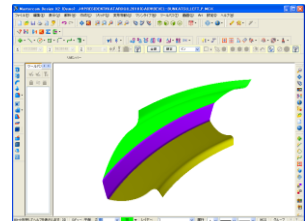


図 2.19 分割歯形(IGES)

2.14 かさ歯車強度計算

(1)トルク単位の設定(N・m, N・cm, kgf・m, kgf・cm, gf・cm)

図 2.20 に強度計算初期設定(トルク単位)画面を示します。



図 2.20 強度初期設定(トルク単位)

(2)かさ歯車の強度計算式

金属歯車は JGMA 403-01:1976,404-01:1977 に基いて計算します。また、樹脂歯車の曲げ強さは、Lewis の式を基本とし、歯面強さはヘルツの応力に基づいて計算します。

(3) 材料

金属材料の設定画面を図 2.21 に示します。樹脂材料の応力値は、温度、寿命を考慮した樹脂材料の実験値を使用しています。適応材料は、M90,KT20,GH25, です。これ以外の材料は、M90 を基本として計算することができます。

(4)材料の選択

図 2.21 の[参照]ボタンをクリックすると図 2.20 の材料選択画面を表示します。表の中から硬度を参考にして材料の許容応力値を決定します。また、材料記号、材料の許容応力値(σ_{Flim} , σ_{Hlim})および硬度は、任意に入力することができます。



図 2.21 材料設定

合金鋼	HB	HV	MPa	有効浸炭深さ	HV	HRc	MPa
SCM415	220	231	339.5	比較的浅い	580	6.4	1294.5
	230	242	353		600	6.5	1314
	240	252	372.5		620	6.6	1349.5
	250	263	392.5		640	6.7	1384.5
	260	273	402		660	6.8	1453.5
	270	284	417		680	6.9	1533.5
SCM420	280	295	431.5	700	7.0	1583.5	
	290	305	441.5	720	7.1	1643.5	
	300	315	451	740	7.2	1733.5	
SNC420	310	327	461	760	7.3	1814	
	320	337	470.5	780	7.3	1894.5	
SNC415	330	347	480.5	800	7.4	1975	
	340	358	490.5	820	7.4	2055.5	
	350	368	500	840	7.5	2136	
SNC815	360	380	505	860	7.5	2216.5	
	370	390	510	880	7.6	2297	

図 2.22 材料選択(参照画面)

(5)強度設定(動力)

入力トルク、回転数等を設定します。(図 2.23)

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
トルク	T	N·m	5.000	8.333
回転数	n	rpm	1000.000	600.000
寿命繰り返し回数	L	---	10000000	---
歯面粗さ	---	μ m	6.000	6.000
クラウンダ	---	---	有り	有り
軸剛性歯車支持	---	---	A Type	---
潤滑油係数	ZL	---	1.000	---
過負荷係数	Ko	---	1.000	---
歯元曲げ強さ信頼度係数	KR	---	1.200	---
歯面強さ信頼度係数	CR	---	1.150	---
工具直径影響係数	Yc	---	1.150	---

図 2.23 動力設定

(6)強度計算結果

図 2.24 に強度計算結果画面を示します。

項目(曲げ強さ)	記号	単位	ピニオン	ギヤ
周速	V	m/s	---	1.2566
許容曲げ応力	σ_{Flim}	N/mm ²	490.5000	284.5000
歯形係数	YF	---	2.8486	3.3471
荷重分布係数	Y ϵ	---	---	0.6556
ねじれ角係数	Y β	---	---	1.0000
寿命係数	KL	---	1.0000	1.0000
寸法係数	KFx	---	1.0000	1.0000
歯すじ荷重分布係数	KM	---	---	1.2000
動荷重係数	KV	---	---	1.0385
呼び円周力	Ft	N	---	490.2314
許容円周力	Ftlim	N	1698.9787	762.4947
歯元曲げ応力	σ_F	N/mm ²	146.7124	182.9138
曲げ強さ (Ftlim/Ft)	Sft	---	3.3433	1.5554
許容ヘルツ応力	σ_{Hlim}	N/mm ²	1530.0000	1128.0000
領域係数	ZH	---	---	2.4946
材料定数係数	ZM	---	---	60.6000
かみあい率係数	Z ϵ	---	---	1.0000
寿命係数	KHL	---	1.0000	1.0000
粗さ係数	ZR	---	0.9201	0.9201
潤滑速度係数	ZV	---	0.9558	0.9558
硬さ比係数	ZW	---	1.0000	1.0000
荷重分布係数	KH β	---	---	1.3000
動荷重係数	CV	---	---	1.0385
呼び円周力	Fc	N	---	490.2314
許容円周力	Fclim	N	554.0296	301.1399
ヘルツ応力	σ_H	N/mm ²	1439.2144	1439.2144
歯面強さ (Fclim/Fc)	Sfc	---	1.1301	0.6143

図 2.24 強度計算結果

2.15 歯車精度

図 2.25 に、かさ歯車の精度(JIS B 1704:1978)を表示します。

誤差	記号	単位	ピニオン	ギヤ
単一ピッチ誤差(±)	ft	μ m	24	25
隣接ピッチ誤差	ftu	μ m	31	33
累積ピッチ誤差(±)	Ft	μ m	97	100
歯溝の揺れ	fr	μ m	33	48

ACCURACY for Gear (JIS B 1704): JAPANESE INDUSTRIAL STANDARDS.

図 2.25 かさ歯車精度表

2.16 すべり率とヘルツ応力グラフ

ベベルギヤのすべり率とヘルツ応力のグラフを図 2.26 および図 2.27 に示します。

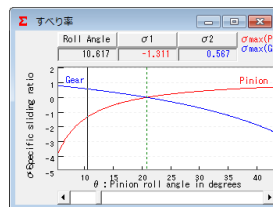


図 2.26 すべり率

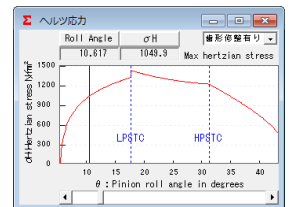


図 2.27 ヘルツ応力

2.17 FEM 歯形応力解析

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 2.28 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数値変更が可能です。

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 2.29 に最大主応力 σ_1 、図 2.30 に最小主応力 σ_2 の等応力線図を示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
材料記号	---	---	SCM420	SCM440
縦弾性係数	E	MPa	205800.0	205800.0
ポアソン比	ν	---	0.300	0.300
縦分割数	Vd	---	8	8
横分割数	Hd	---	22	19
荷重点位置	Pn	---	2	2
荷重	Ft	N	490.231	
色階調数	nc	---	100	
変位倍率	Sd	---	100	
金属				

図 2.28 FEM 解析の設定

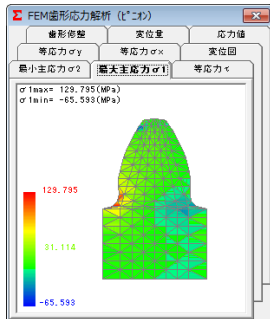


図 2.29 最大主応力(σ_1)

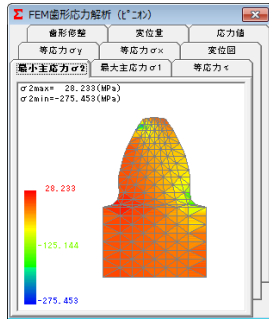


図 2.30 最小主応力(σ_2)

2.18 軸受け荷重

歯と軸受けに作用する荷重の計算をします。

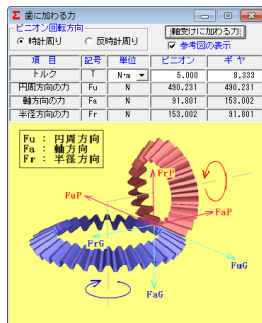


図 2.31 歯面荷重

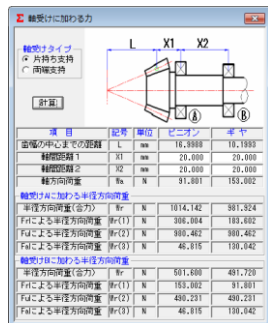


図 2.32 軸受け荷重

2.19 歯形計測

三次元測定機(Zeiss 社)用と大阪精密機械(株)製測定機の 2 種類の測定データ出力機能がありますので、ご注文の際にはいずれかを選択してください。

(1)三次元測定機用測定データ出力の概要

図 2.33 に測定データの設定画面を示します。歯形分割数と歯面の測定逃げ量及び測定基準距離を設定することにより、図 2.34 の測定点座標と測定ベクトルをファイルに出力します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
歯形測定分割数 (No.)	S	個	5	5
測定基準距離	a	mm	0.2000	0.2000
測定逃げ量	b	mm	0.2000	0.2000
	c	mm	0.2000	0.2000
	d	mm	0.2000	0.2000

図 2.33 測定データ設定

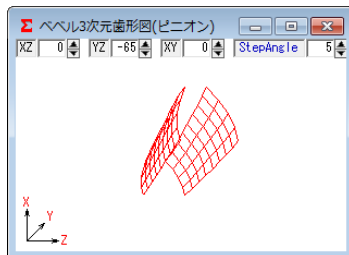


図 2.34 測定歯形

(2)大阪精密機械(株)製測定機の測定データ出力の概要

図 2.35 の測定データの設定をすることにより測定ノミナルデータをファイルに出力します。「測定機(HyB-35・65)は、測定歯面を、「点」ではなく「線」で測定するため精密な測定をすることができます。

3次元測定機のような格子点ではなく、線で歯のエッジまで測定することにより、騒音や振動の原因となる微妙な形状誤差をキャッチし、歯車の精度を追求します。」(大阪精密機械(株)カタログより転載)

HyB登録No.	123	
作成年月日	10/09/01	
コメント	ABC	
ザマリNo.	12345	
計測位置	ピニオン	ギヤ
組み付け距離(mm)	18.8881	10.7899
Measuring Offset(mm)	5.0000	5.0000

図 2.35 測定データ設定

2.20 ボール高さ

歯厚管理をするため歯幅の中央付近にボールを配置し、その時のボール高さを計算します。製造時の歯厚管理に適しています。図 2.36 にベベルギヤのボール高さを示します。

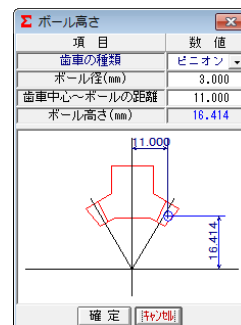


図 2.36 ボール高さ

2.21 加工例

歯形データを使用して、ボールエンドミルで機械加工(歯形データファイル→CAD/CAM→NC 機械)した例を図 2.37 に示します。また、図 2.38 に STL ファイルにより製作した光造形モデルの写真を示します。



図 2.37 歯車加工例



図 2.38 光造形モデル
 $m1, z28, \alpha 20^\circ, \beta 35^\circ$

2.22 測定例 1

involuteΣ(Bevel Gear Design)でベベルギヤ測定用の歯形データと測定ベクトルを出力して Zeiss 社の 3次元測定機のベベルギヤ測定用のソフトウェア(GearPro-Bevel²)で読み込み、表示した例を図 2.39 および図 2.40 に示します。

*2): 「GearPro は、ドイツ・カール ツァイス社(Carl Zeiss IMT GmbH)の製品です。」

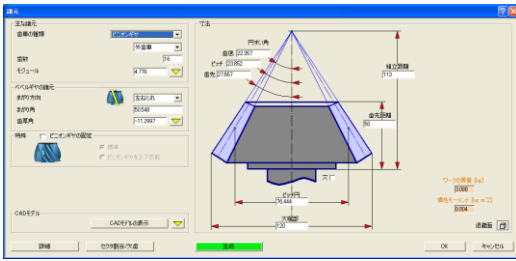


図 2.39 ベベルギヤ諸元

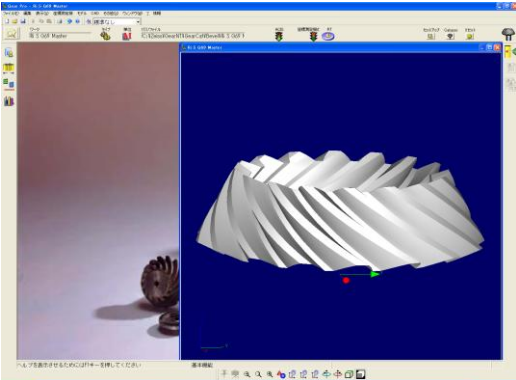
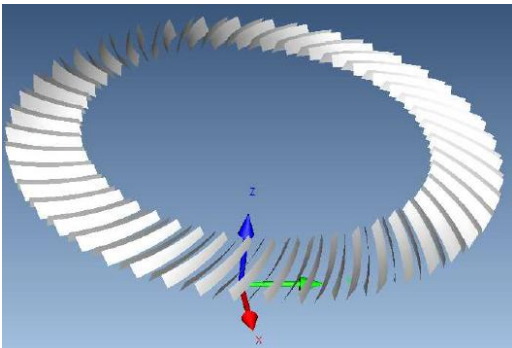


図 2.40 ベベルギヤ測定用画面



$m6, z1=11, z2=45, \alpha=20^\circ, \Sigma=90^\circ$

図 2.40.1 歯車測定データ例

2.23 測定例 2

involute Σ (Bevel Gear Design)でベベルギヤ測定用の歯形データと測定ベクトルを出力して大阪精密機械(株)測定機(HyB-35・65)で測定した例を図 2.41 に示します。

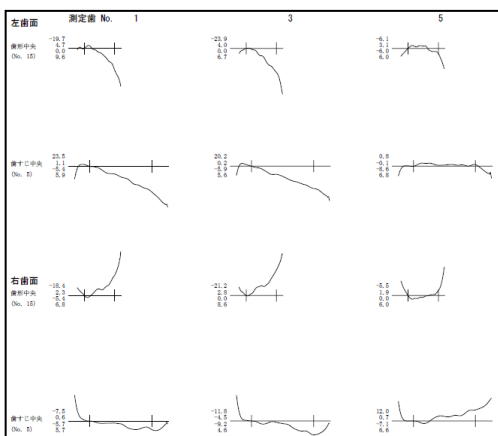
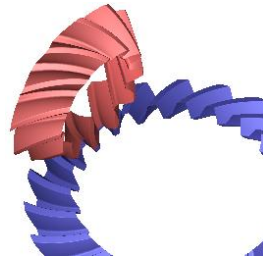


図 2.41 ストレートベベル歯形・歯すじ検査例

2.24 計算作図例

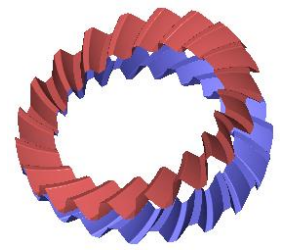
スパイラルベベルの歯すじを等リードで出力(オプション)した歯形を図 2.42 に、軸角が 160° の例を図 2.43 に、軸角が 20° の例を図 2.44 に示します。



$m2, z1=12, z2=23, \alpha20^\circ$

$\beta=35^\circ, \Sigma=90^\circ$

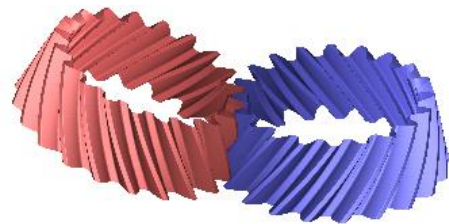
図 2.42 等リードスパイラル



$m2, z1=z2=20, \alpha20^\circ$

$\beta=35^\circ, \Sigma=160^\circ$

図 2.43 軸角 160° スパイラル

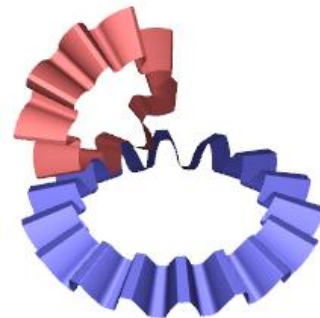


$m2, z1=z2=20, \alpha20^\circ, \beta=35^\circ, \Sigma=20^\circ$

図 2.44 軸角 20° スパイラルベベル

2.25 少歯数の歯当たり計算例

デファレンシャルベベル(図 2.45)のように歯数が少ない歯車であっても球面インボリュート歯形であるため図 2.46 のように歯先から歯元まで綺麗な歯当たりを示しています。



$m2, z1=8, z2=16, \alpha=22.5^\circ, \epsilon_a=1.263$

図 2.45 ストレートベベル

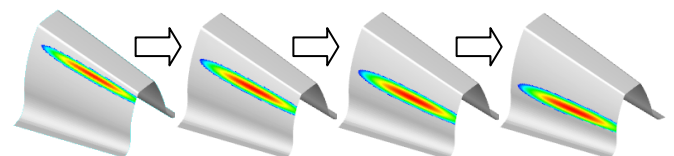
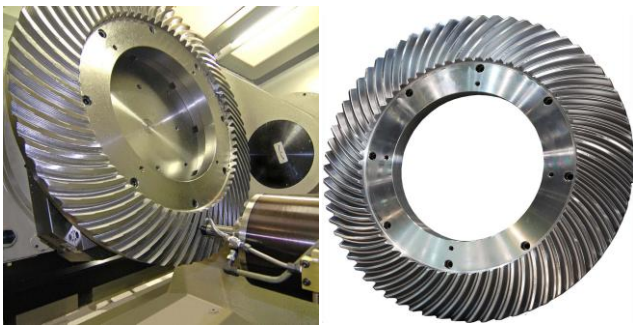


図 2.46 ストレートベベル(クラウニング付)の歯当たり

2.26 マシニングセンタによるベベルギヤの加工例



$m15, z65, \alpha20, \beta=35, d=975.0$

マシニングセンタ : HU80A-5X (JIMTOF2008)

(三井精機工業 株式会社様 ご提供)

図 2.47 スパイラルベベルギヤ加工例



$m5, z20, \alpha20, \beta=35, d=100$

マシニングセンタ : YBMVi40

(安田工業 株式会社様 ご提供)

図 2.50 スパイラルベベルギヤ加工例

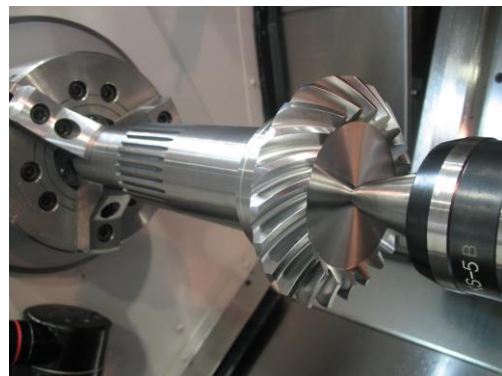


$m5, z30, \alpha20, \beta=0, d=150$

マシニングセンタ : D500

(株式会社 牧野フライス製作所様 ご提供)

図 2.48 ストレートベベルギヤ加工例



$m6, z22, \alpha20, \beta=35, d=132$

インテリジェント複合加工機 : MULTUS B300C

(オークマ 株式会社様 ご提供)

図 2.51 スパイラルベベルギヤ加工例



$m10, z47, \alpha20, \beta=35$

マシニングセンタ : HERMLE C-50U

(愛知産業 株式会社様 ご提供)

図 2.49 スパイラルベベルギヤ加工例



$m4, z40, \alpha20, \beta35, d=160$

マシニングセンタ : NMV3000 DCG

(株式会社 森精機製作所様 ご提供)

図 2.52 スパイラルベベルギヤ加工例

[3] involuteΣ(Worm Gear Design)

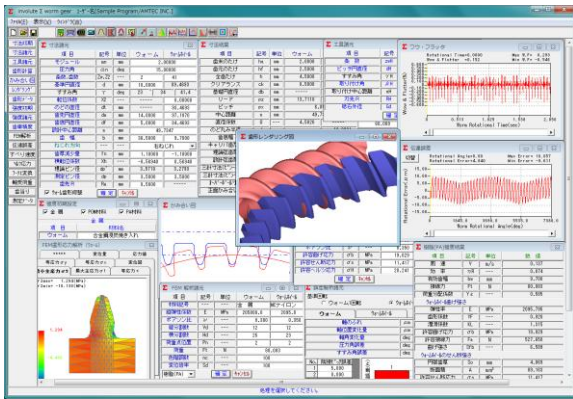


図 3.1 involuteΣ(Worm Gear Design)

3.1 概要

involuteΣ(Worm Gear Design)は、ウォームギヤ(ウォーム×ウォームホイール)の設計ソフトウェアです。ウォームとヘリカルギヤの組み合わせは involuteΣ(Worm and Helical Gear Design)をご使用ください。

3.2 ソフトウェアの構成

ソフトウェアの構成を表 3.1 に示します。

表 3.1 ソフトウェアの構成

項目	頁	適用
<1>基準ラックの設定	16	○
<2>ウォーム歯形(A形[1形])	16	○
<3>ウォーム歯形(K,I形[3,4形])	16	◎
<4>工具(ホブ)設定	16	○
<5>歯形計算(標準)	17	○
<6>歯形計算(干渉)	17	◎
<7>歯車寸法	17	○
<8>歯車かみ合い図(DXF)	17	○
<9>歯形レンダリング(表示)	17	◎
<10>歯形レンダリング(取付け誤差設定)	17	◎
<11>歯形レンダリング(バックラッシ角)	17	◎
<12>歯形データファイル(DXF)	17	○
<13>歯形データファイル(3D-IGES)	17	◎
<14>歯車強度計算(金属)	17	○
<15>歯車強度計算(POM)	17	○
<16>強度歯車計算(PA)	18	◎
<17>歯車精度	---	○
<18>2D-FEM 歯形応力解析	18	◎
<19>回転伝達誤差解析	18	◎
<20>すべり速度	19	◎
<21>ヘルツ応力	19	◎
<22>フーリエ解析	19	◎
<23>設計データ管理	---	○
<24>歯当たり解析	19	◎
<25>軸受け荷重	19	○
<26>軸間距離変動解析	19	◎
<27>ウォーム歯形修整	16	◎
<28>ウォームホイール測定データ	---	◎

3.3 アイコンボタン

アイコンは、[寸法][歯形][強度][FEM][伝達]など 18 種類あります。



3.4 基準ラックの設定

寸法初期設定では、①基準ラックの選択(並歯, 低歯, 特殊)、②ウォーム歯形(A, K, I[1,3,4]形)、③歯形基準(軸直角, 歯直角)、④ウォームホイールの形状を選択します。図 3.2 に初期設定画面を示します。



図 3.2 寸法初期設定

3.5 寸法設定

図 3.3 に寸法諸元の設定画面を示します。のどの丸み半径, 歯先円直径, 歯底円直径, 中心距離を変更することができます。また, 歯厚減少量と横転位係数の関係は, いずれか一方を入力することにより決定します。

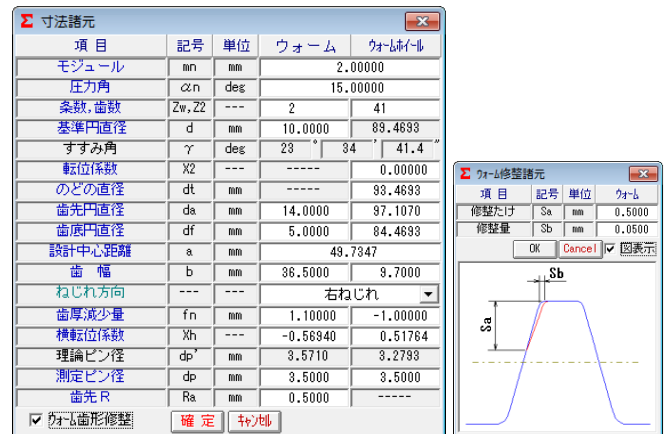


図 3.3 寸法諸元設定とウォーム歯形修整

3.6 工具設定と寸法計算結果

ウォームホイール加工用のホブ諸元を設定します。ホブ取付角の標準値は, 軸方向ピッチを合わせた角度です。ホブの直径およびホブ取付角によりホイールの歯形は変化します。K形(3形)ウォームの歯形は砥石の直径により変化します。図 3.4 に工具諸元設定画面を, 図 3.5 にウォームギヤの寸法を示します。



図 3.4 ホブ諸元設定

項目	記号	単位	ウォーム	ウォームホイール
歯末のたけ	ha	mm	2.0000	2.0000
歯元のたけ	hf	mm	2.5000	2.5000
全歯たけ	h	mm	4.5000	4.5000
クリアランス	ck	mm	0.5000	0.5000
基礎円直径	db	mm	-----	85.8748
リード	pz	mm	13.7110	-----
ピッチ	px	mm	6.8555	-----
中心距離	a	mm	49.7347	-----
直径係数	q	---	4.5826	-----
のど丸み半径	rt	mm	-----	13.0001
歯底幅	Wn	mm	1.8018	-----
キャリア歯たけ	hj	mm	2.0395	2.0292
理論弦歯厚	Sjo	mm	3.1418	3.1411
設計弦歯厚	Sj	mm	2.0028	4.1764
三針寸法(ピッチ〜歯先)	dma	mm	12.8644	-----
三針寸法(ピッチ〜ピッチ)	dm	mm	11.7287	-----
オーガナル寸法	dnh	mm	-----	97.4491
正面かみ合い率	$\varepsilon \alpha$	---	-----	1.7090

図 3.5 ウォームギヤ寸法

3.7 歯形計算

(1) 標準歯形解析

図 3.4 で与えたホブでホイールの歯形を計算します。

(2) 干渉解析

すずみ角が大きい場合には、ウォームとホブのリードが異なるため歯当りが歯面中央に接触することがありません。干渉解析は、干渉部分を除去するためのホブ刃形を解析します。詳しくは 3.20 ホブ刃形解析例をご覧ください。

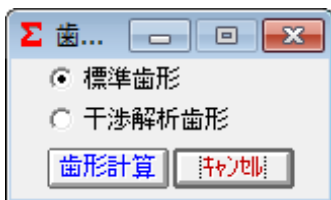


図 3.6 歯形計算

3.8 かみ合い図

ウォーム軸方向中央断面の歯形を図 3.7 に示します。この平面図で歯形が食い込んでいない場合でも、中心部以外の歯面で干渉している場合があります。干渉や組み立て誤差による歯当りは、3.9 の歯形レンダリングで確認することができます。

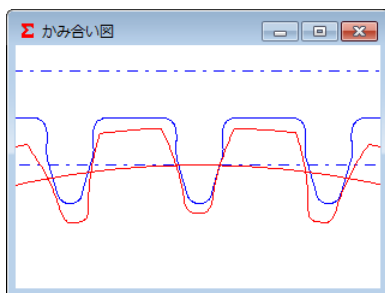


図 3.7 かみ合い図 (軸中央断面)

3.9 歯形レンダリング

図 3.7 で干渉がない歯形でも歯形レンダリングでは、図 3.8 および図 3.9 のようにホイール歯面で大きく干渉をしていることが解ります。図 3.10 に、歯形レンダリングのコントロールフォームを

示します。X,Y,Z 軸回転角で観察角度を変更することができ、Z 軸移動量で図の拡大、縮小が可能です。また、ウォームの軸角やウォーム軸位置のずれによるかみ合いを観察することができます。

コントロールフォームの機能 1 は、①ウォーム軸角調整、②ウォーム軸位置、③中心距離の調整ができ、コントロールフォームの機能 2 は、バックラッシ角度を表示します。

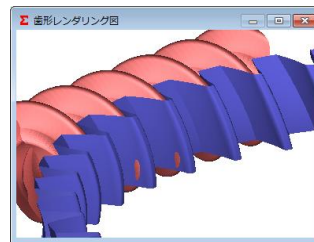


図 3.8 歯形レンダリング(左)

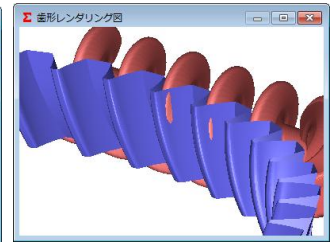


図 3.9 歯形レンダリング(右)

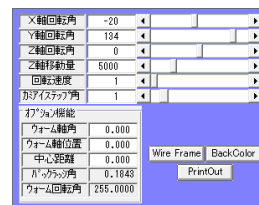


図 3.10 コントロールフォーム

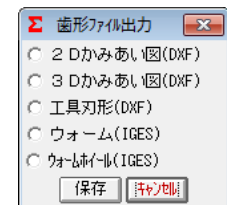
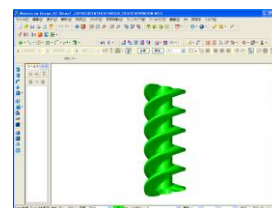


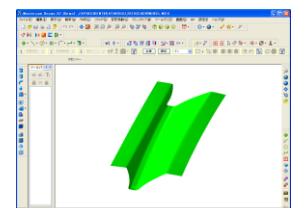
図 3.11 歯形ファイル

3.10 歯形データファイル

ウォームとホイールの歯形は、図 3.11 に示すように 4 種類の歯形 CAD データファイルを出力することができます。図 3.12 は、ウォームとホイール歯形の CAD 作図例です。



(a) Worm



(b) Wheel

図 3.12 CAD 作図例(IGES)

3.11 強度計算初期設定

ウォームホイールの材料を図 3.13 で選択することができます。図 3.14 に金属材料の選択画面を示します。

金属材料の強度計算は、JGMA405-01:1978 に基づいて計算します。樹脂歯車の曲げ強度計算は、Lewis の式を基本とし、歯面強さはヘルツの式の応力に基づいて計算します。

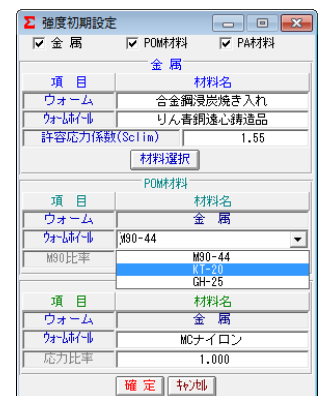


図 3.13 強度初期設定(材料選択)

金属材料	ウォーム	スリム	Vlim
ウォームホイール	合金鋼 浸炭焼入れ	1.56	30.0
りん青銅遠心铸造品	合金鋼 HB400	1.34	20.0
	合金鋼 HB250	1.12	10.0
	合金鋼 浸炭焼入れ	1.27	30.0
りん青銅チル铸物	合金鋼 HB400	1.05	20.0
	合金鋼 HB250	0.88	10.0
	合金鋼 浸炭焼入れ	1.05	30.0
りん青銅砂型铸物 または 鍛造品	合金鋼 HB400	0.84	20.0
	合金鋼 HB250	0.70	10.0
	合金鋼 浸炭焼入れ	0.84	20.0
アルミニウム青铜	合金鋼 HB400	0.87	15.0
	合金鋼 HB250	0.56	10.0
黄銅	合金鋼 HB250	0.42	5.0
普通铸鉄	鍛造品	0.63	2.5

Vlim: 焼付限界滑り速度(m/s)

図 3.14 金属材料の選択

3.12 強度計算

図 3.15 に樹脂(PA)材料(オプション)の強度設定画面を示します。図 3.16 に樹脂材料, 図 3.17 に金属材料の強度計算結果を示します。

項目	記号	単位	ウォーム	ウォール
トルク	T	N·cm	20,000	358,247
回転数	n	rpm	600,000	29,268
寿命繰り返し回数	L	---	10000000	
潤滑状態	---	---	グリス	
周温温度	t	°C	60,000	
曲げ安全率	SF	---	1.200	
面圧安全率	SH	---	1.150	
せん断安全率	SS	---	1.200	
摩擦係数	μ	---	0.0500	

図 3.15 樹脂(PA)の強度諸元設定

項目	記号	単位	数値
周速	V	m/s	0.137
効率	η_R	---	0.874
有効歯幅	bw	mm	9.700
接線力	Ft	N	80.083
荷重分配係数	γ_s	---	0.585
ウォール曲げ強さ			
弾性率	E	MPa	2095.795
歯形係数	YF	---	0.884
潤滑係数	KL	---	1.315
許容曲げ応力	σ_b	MPa	19.029
許容接線力	Fa	N	507.106
曲げ強さ	Sfb	---	6.392
ウォールのせん断強さ			
円弧歯厚	So	mm	4.759
断面積	A	mm ²	87.164
許容せん断応力	σ_s	MPa	11.417
許容接線力	Fs	N	829.293
せん断強さ	Sfs	---	10.355
ウォールの歯面強さ			
ヘルツ応力	σ_H	MPa	19.909
許容ヘルツ応力	σ_{Hlim}	MPa	20.241
歯面強さ	Sfh	---	1.034

図 3.16 樹脂(PA)の強度結果

項目	記号	単位	数値
滑り速度	V_s	m/s	0.343
効率	η_R	---	0.847
領域係数	Zo	---	0.792
滑り速度係数	Kv	---	0.637
回転速度係数	Kn	---	0.690
呼び接線力	Ft	N	77.625
許容接線力	Ft lim	N	1609.191
歯面強さ	Sfc	---	20.730

図 3.17 金属の強度結果

3.13 FEM 歯形応力解析

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 3.18 に FEM 解析の設定画面では縦弾性係数, ポアソン比, 分割数および荷重の数値変更をすることができます。図 3.19 と図 3.20 にウォームとホイールの FEM 解析結果を示します。

項目	記号	単位	ウォーム	ウォール
材料記号	---	---	金属	MCナイロン
縦弾性係数	E	MPa	205800.0	2095.8
ポアソン比	ν	---	0.300	0.350
縦分割数	Vd	---	12	12
横分割数	Hd	---	25	23
荷重点位置	Pn	---	2	2
荷重	Ft	N		80.083
色階調数	nc	---		100
変位倍率	Sd	---		100

図 3.18 FEM 解析の設定

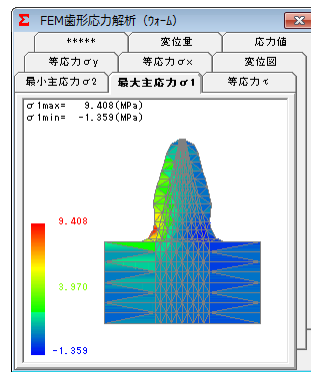


図 3.19 ウォーム(σ_1)

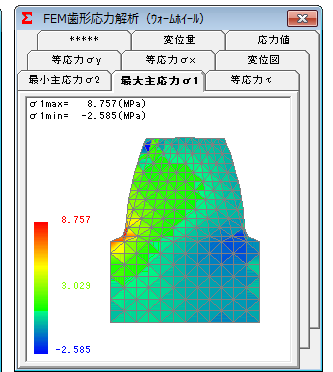


図 3.20 ホイール(σ_1)

3.14 伝達誤差解析

図 3.21 および図 3.22 に伝達誤差解析の設定画面を示します。ウォームとホイールにピッチ誤差, 軸の振れを与え, ウォームを 1 回転させたときの回転伝達誤差解析結果を図 3.23 に, ワウ・フラッタを図 3.24 に示します。次に, ホイールを 1 回転させたときの回転伝達誤差解析結果を図 3.25 に, ワウ・フラッタを図 3.26 に示します。

項目	値
ピッチ誤差	0.000
軸の振れ	0.000
歯面粗さ	0.0000
歯面粗さ	0.0000
歯面粗さ	0.0000

図 3.21 誤差設定(ウォーム)

項目	値
ピッチ誤差	0.000
軸の振れ	0.000
歯面粗さ	0.0000
歯面粗さ	0.0000
歯面粗さ	0.0000

図 3.22 誤差設定(ホイール)

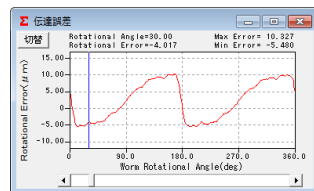


図 3.23 回転伝達誤差 1

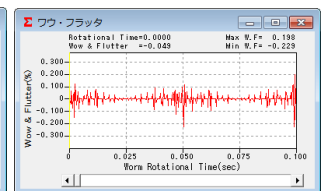


図 3.24 ワウ・フラッタ 1

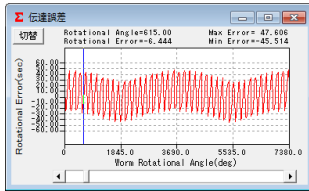


図 3.25 回転伝達誤差 2

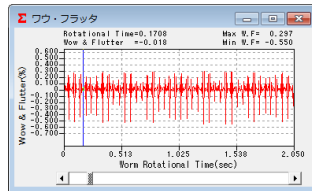


図 3.26 ワウ・フラッタ 2

3.15 周波数解析

ウォームを1回転させたときの周波数解析結果を図 3.27 に、ホイールを1回転させたときの周波数解析結果を図 3.28 に示します。

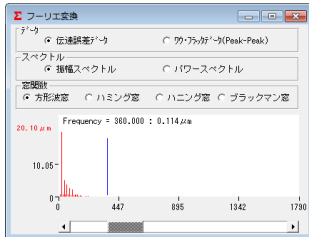


図 3.27 フーリエ解析 1

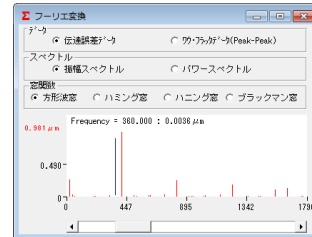


図 3.28 フーリエ解析 2

3.16 ヘルツ応力変化とすべり速度

ウォームを1回転させたとき、歯面に発生するヘルツ応力を図 3.29 に、その時のすべり速度グラフを図 3.30 に示します。このグラフは、伝達誤差解析後に有効です。

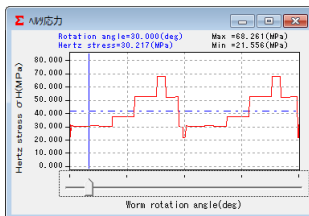


図 3.29 ヘルツ応力

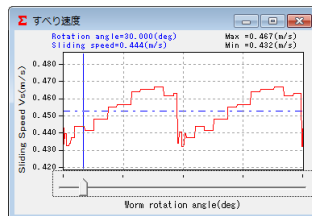


図 3.30 すべり速度

3.17 軸間距離変動

両歯面かみ合い試験機のようにウォームとホイールの歯面を押しつけ合いながら回転させたときの中心距離変動をシミュレートします。その結果を図 3.31 (円グラフ) および図 3.32 (折れ線グラフ) に示します。

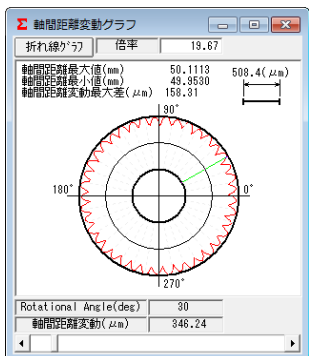


図 3.31 中心距離変動 1

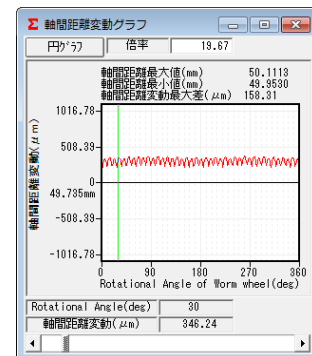


図 3.32 中心距離変動 2

3.18 軸受け荷重

軸受け荷重の設定画面を図 3.33 に、計算結果を図 3.34 に示します。

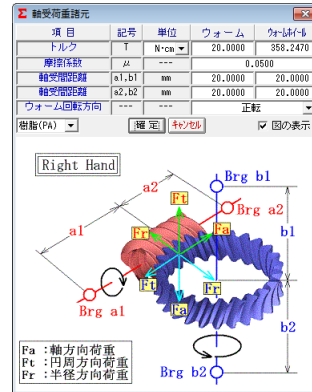


図 3.33 軸荷重の設定

項目	記号	単位	ウォーム	ホイール
トルク	T	N·cm	20,000	856,2470
摩擦係数	μ	---	0.0500	---
軸受座幅	a1, b1	mm	20,000	20,000
軸受座幅	a2, b2	mm	20,000	20,000
ウォーム回転方向	---	---	正転	---

項目	記号	単位	Brg a1	Brg a2
スラスト荷重	Fsa1	N	---	80,083
Fl のラジアル荷重分力	Fra1	N	20,000	20,000
Fr のラジアル荷重分力	Fra2	N	11,977	11,977
Fa のラジアル荷重分力	Fra3	N	-10,010	10,010
ラジアル荷重合力	Fra	N	20,686	28,723

項目	記号	単位	Brg b1	Brg b2
スラスト荷重	Fsb1	N	---	40,000
Fl のラジアル荷重分力	Frb1	N	11,977	11,977
Fr のラジアル荷重分力	Frb2	N	40,041	40,041
Fa のラジアル荷重分力	Frb3	N	-44,735	44,735
ラジアル荷重合力	Frb	N	51,734	68,423

図 3.34 計算結果

3.19 歯当たり解析

ウォームの歯当たり解析例を以下に示します。図 3.35 の、歯当たり解析設定で種々設定が可能です。回転位置分割数は 3~20 を設定することができますが、本例では 4 として図 3.3 歯車の歯当たりを解析しています。図 3.36 は、ウォームとホイールの歯当たりを示しますが、図 3.37~3.40 に 1/4 ピッチの歯当たり 4 種類を示します。ただし、歯当たり解析は、歯のたわみとピッチ誤差は考慮していません。

図 3.8 の歯形レンダリングと図 3.36 の歯当たり紋様が若干異なります。この理由は、本例ではホイールの歯形レンダリングの歯形分割数の 2 倍 (最大 5 倍) の細かさで歯当たり解析をしているためです。

項目	記号	単位	モデル
ホイール回転角度	θ_r	deg	0.0000
ホイール操作角度	θ_s	deg	0.0000
ウォーム角度誤差 X	$\Delta \phi_x$	deg	0.0000
ウォーム角度誤差 Y	$\Delta \phi_y$	deg	0.0000
ウォーム角度誤差 Z	$\Delta \phi_z$	deg	0.0000
ウォーム取り付け誤差 X	ΔX	mm	0.0000
ウォーム取り付け誤差 Y	ΔY	mm	0.0000
ウォーム取り付け誤差 Z	ΔZ	mm	0.0000
ウォーム座標細分割数	---	---	0
ホイール座標細分割数	---	---	1
食い込み限界距離	---	μm	200
回転位置分割数	---	---	4

設定値確認モデル 解析 歯当たり表示 歯当たり数値

ピッチ歯当たり (複数の回転位置で計算)

固定位置歯当たり (回転角度 θ_r 位置のみで計算)

色分布最大距離 --- μm 200

図 3.35 歯当たり解析設定

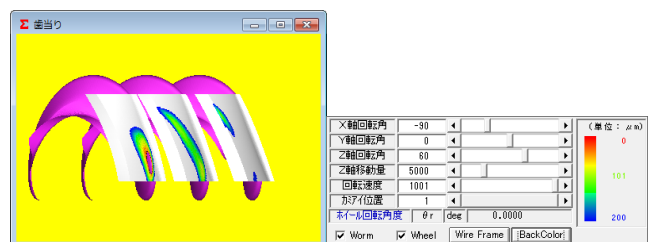


図 3.36 歯当たり (ウォーム&ホイール)

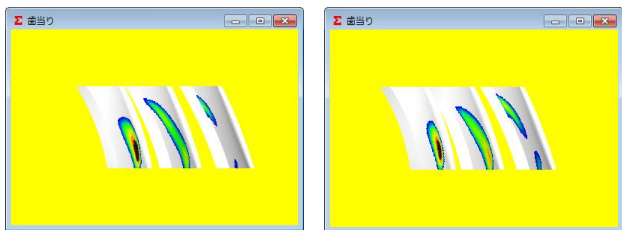


図 3.37 歯当たり 1

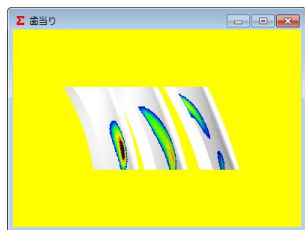


図 3.38 歯当たり 2

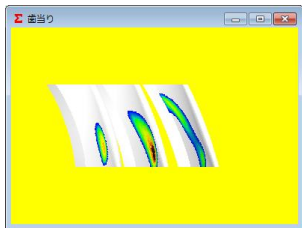


図 3.39 歯当たり 3

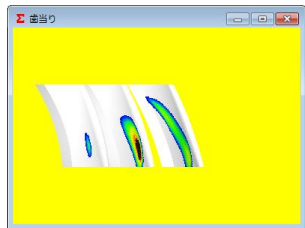


図 3.40 歯当たり 4

図 3.36 の色階調で歯当たり量を確認することができますが、更に、図 3.35 の[歯当たり数値]で図 3.41 のように詳細な歯当たり数値を確認することができます。画面下のコントロールバーで回転位置（本例の場合 1~4）での歯当たりを表示します。

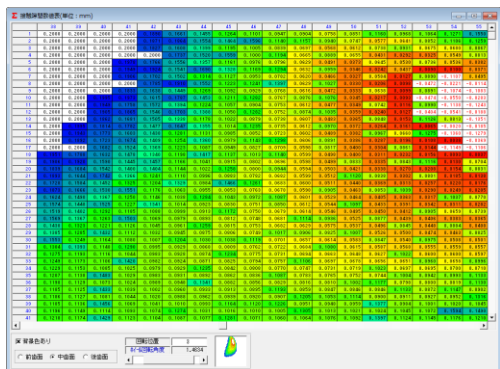


図 3.41 歯当たり数値

3.20 ホブ刃形解析例¹⁾

3.20.1 はじめに

ウォームとウォームホイールのかみあい時の歯当りは、ウォームの歯形およびウォームホイールを加工するホブの影響を受け、特にウォームのすずみ角が大きい場合やウォームとホブの直径差が大きいと歯当りは大きく偏ることになる。この原因は、ウォームとホブのリード差が原因であり正しい歯当たりを得るためにはホブの歯形を修正することにより解決することができる。以下に、本ソフトウェアを使用して、ウォームギヤの歯当たりとバックラッシュについて検討した結果を示す。

3.20.2 検討歯車

検討歯車の諸元を表 3.2 に示す。ウォームのピッチ円直径 12mm に対し、ウォームホイールを加工するホブ(図 3.42)のピッチ円直径は 36mm のため、軸方向ピッチを合わせるために、ホブのセット角は 14.5916(deg) となる。

Normal module	= 1.8mm
Number of starts	= 1
Pitch circle dia.	= 36mm
Lead angle	= 2.86598deg
Hob set angle	= 14.5916deg
Hob tip radius	= 0.2mm

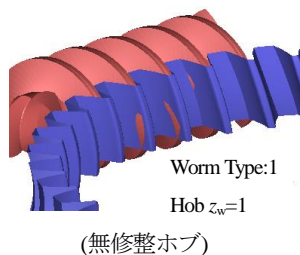
図 3.42 ホブ寸法

表 3.2 ウォームギヤ諸元

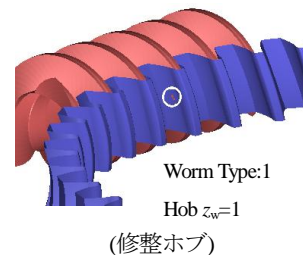
Item	Symbol	Unit	Worm	Wheel
Worm type	---	---	1 and 4	
Module	m_n	mm	1.8	
Pressure angle	α_n	deg	14.5	
Number of starts	z_w	---	2	---
Number of teeth	z	---	---	40
Pitch circle dia.	d	mm	12.000	75.4765
Lead angle	γ	deg	17.4576	
Addendum modification coefficient	x_n	---	---	0.2
Center distance	a	mm	44.0983	
Tooth thinning for backlash	f_n	mm	0.871	-0.871

3.20.3 歯形レンダリング

1 形ウォームとウォームホイールの歯形レンダリングを図 3.43 および図 3.44 に示す。無修整ホブの場合、3 箇所大きな干渉が発生しているが、修整ホブを使用した場合は、干渉が無く歯面中央付近のかみ合いとなる。



Worm Type:1
Hob $z_w=1$
(無修整ホブ)



Worm Type:1
Hob $z_w=1$
(修整ホブ)

図 3.43 歯形レンダリング

図 3.44 歯形レンダリング

3.20.4 ホブの直径とバックラッシュの関係

無修整ホブの直径を 12mm から 100mm まで変化させたときのバックラッシュ変化量を図 3.45 に示す。この場合、ホブ直径が 18mm で最も多くの干渉が発生し、ホブ直径が大きくなるに従い干渉量は少なくなる。修整ホブ(図 3.47)によるバックラッシュ変化量は、図 3.46 に示すように大きく改善されほぼ一定となる。

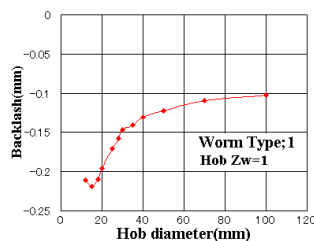


図 3.45 ホブ直径とバックラッシュの関係 1

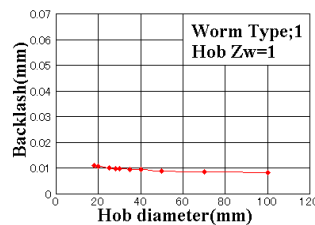


図 3.46 ホブ直径とバックラッシュの関係 2

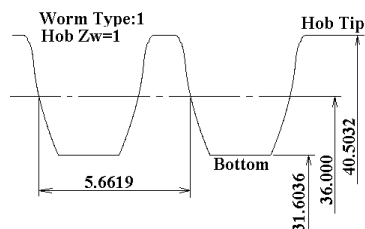


図 3.47 修整ホブ刃形

1) MPT2001-Fukuoka, アムテック(2001)より抜粋

[4] involuteΣ(Worm and Helical Gear Design)

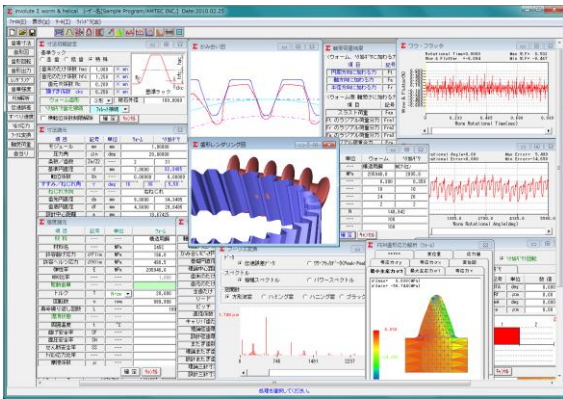


図 4.1 involuteΣ(Worm and Helical Gear Design)

4.1 概要

involuteΣ(Worm and Helical Gear Design)は、ウォームとヘリカルギヤの設計ソフトウェアです。

4.2 ソフトウェアの構成

表 4.1 にソフトウェアの構成を示します。

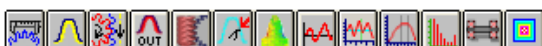
表 4.1 ソフトウェアの構成

項目	頁	適用
<1>基準ラックの設定	21	○
<2>ウォーム歯形(A形[1形])	21	○
<3>ウォーム歯形(K, I形[3,4形])	21	◎
<4>歯車寸法	21	○
<5>歯車かみ合い図	22	○
<6>歯形レンダリング(表示)	22	◎
<7>歯形レンダリング(取付け誤差設定)	22	◎
<8>ヘリカルギヤの諸元補正	22	◎
<9>歯形データファイル(DXF)	24	○
<10>歯形データファイル(3D-IGES)	24	◎
<11>歯車強度計算(POM)	22	○
<12>2D-FEM 歯形応力解析	22	◎
<13>回転伝達誤差解析	23	◎
<14>フーリエ解析	23	◎
<15>すべり速度, ヘルツ応力	23	◎
<16>設計データ管理	--	○
<17>歯形修整	21	◎
<18>ポリアミド材料歯車強度	22	◎
<19>歯当たり解析	23	◎
<20>軸受け荷重	23	○
<21>ウォーム条数(15条)	24	◎

○標準ソフトウェアを含む ◎オプションソフトウェア

3.3 アイコンボタン

アイコンは、[寸法][歯形][強度][FEM][伝達]など13種類あります。



4.3 基準ラックの設定

基準ラックの設定画面を図 4.2 に示します。ウォームの形式は、A, K, I (1,3,4) 形を選択することができます。横転位系数制限解除は、ウォームの歯厚を極めて小さくする場合に必要です。



図 4.2 基準ラックの設定

4.4 寸法諸元の設定

モジュール, 条数, 歯数, 圧力角, ウォームピッチ円直径の入力で, 順次計算を進めます。中心距離の任意設定や横転位の設定が可能です。図 4.3 に諸元入力画面を, 図 4.5 に寸法計算結果を示します。また, 図 4.4 で, ウォームに歯形修整を与えることができます。



図 4.3 諸元入力

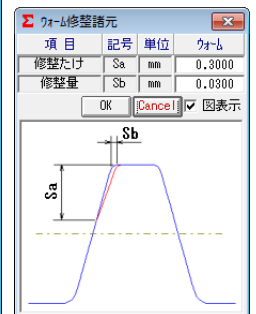


図 4.4 歯形修整

項目	記号	単位	ウォーム	ワジギヤ
軸直角モジュール	mx	mm	1.02062	
軸直角圧力角	α_x	deg	20.3788	
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	10.0000	31.6392
基礎円直径	db	mm	-----	29.6590
理論中心距離	ao	mm	20.81960	
歯末のたけ	ha	mm	1.0000	1.0000
歯元のたけ	hf	mm	1.2500	1.2500
全歯たけ	h	mm	2.2500	2.2500
リード	pz	mm	6.4127	486.9469
ピッチ	tx	mm	3.2064	
直径係数	Q	---	9.7980	-----
キャリア歯たけ	Hj	mm	1.0025	-----
理論弦歯厚	Sjo	mm	1.5708	-----
設計弦歯厚	Sj	mm	1.1451	-----
またぎ歯数	Zm	---	-----	4
理論またぎ歯厚	Wo	mm	-----	10.7927
設計またぎ歯厚	W	mm	-----	11.1527
理論三針寸法	dho	mm	12.9490	-----
設計三針寸法	dh	mm	11.2012	-----
理論ホルダー寸法	dno	mm	-----	33.9120
設計ホルダー寸法	dm	mm	-----	34.7834
正面かみ合い率	ε_α	---	1.4380	
軸方向バックラッシュ(参考)	BLx	mm	0.04202	

図 4.5 寸法結果

4.5 歯形図

中央断面のかみあい図を図 4.6 に示します。

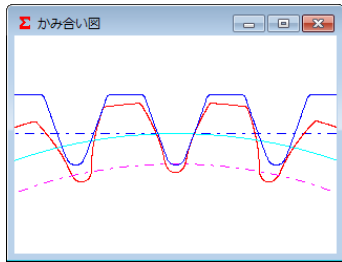


図 4.6 かみあい図

4.6 歯車強度計算

図 4.7 に強度設定画面を示します。ヘリカルギヤの強度(樹脂)は、Lewis の式を基本とし、許容応力値は温度、寿命などを考慮した材料の実験値を採用しています。図 4.8 に強度計算結果を示します。材料は、M90-44、KT-20、GH-25、ナイロン(オプション)を選択することができます。

項目	記号	単位	ウォーム	ワカギヤ
材料	---	---	構造用鋼	構造用鋼
材料名	---	---	S45C	構造用鋼
許容曲げ応力	σ_{b1im}	MPa	196.0	BS
許容ヘルツ応力	σ_{H1im}	MPa	490.5	M90-44
弾性率	E	MPa	205940.0	KT-20
膨張係数	---	---	1.000	GH-25
駆動歯車	---	---	ウォーム	14015
トルク	T	N・cm	20.000	228.869
回転数	n	rpm	1000.000	64.516
寿命繰り返し回数	L	---	10000000	---
潤滑状態	---	---	---	---
潤滑油	---	---	---	---
潤滑温度	t	°C	---	---
曲げ安全率	SF	---	1.200	---
面圧安全率	SH	---	1.150	---
せん断安全率	SS	---	1.200	---
片応力比率	---	---	1.000	---
摩擦係数	μ	---	---	0.0700

図 4.7 強度初期設定

項目	記号	単位	ウォーム	ワカギヤ
すべり速度	V_s	m/s	0.534	---
周速	ω	m/s	---	0.107
効率	μ	---	0.721	---
PV値	PV	MPa・m/s	50.562	---
曲げ強さ項目	記号	単位	ウォーム	ワカギヤ
接線力	F_x	N	141.389	---
材料係数	KM	---	1.000	1.000
歯形係数	YF	---	0.548	0.841
速度補正係数	K_v	---	1.000	1.399
温度係数	KT	---	1.000	1.000
潤滑係数	KL	---	1.000	1.315
複合有効歯幅	b_w	mm	10.066	---
許容曲げ応力	σ_{b1im}	MPa	196.000	19.029
最大許容曲げ応力	σ	MPa	163.333	17.306
許容円周力	F_a	N	901.380	122.109
曲げ応力	σ_b	MPa	25.619	16.698
曲げ強さ	Sft	---	6.375	0.864
歯面強さ項目	記号	単位	ウォーム	ワカギヤ
許容ヘルツ応力	σ_{H1im}	MPa	490.500	30.194
弾性率	E	MPa	205940.000	2095.795
許容円周力	F_h	N	3799.694	14.399
ヘルツ応力	σ_H	MPa	94.616	94.616
歯面強さ	Sfh	---	26.875	0.102
せん断強さ項目	記号	単位	ウォーム	ワカギヤ
円弧歯厚	S_o	mm	---	1.962
断面積	A	mm ²	---	16.518
許容せん断応力	σ_{S1im}	MPa	---	11.417
許容円周力	F_s	N	---	167.167
せん断応力	σ_S	MPa	---	10.271
せん断強さ	Sfs	---	---	1.112

図 4.8 強度結果

4.7 歯形レンダリング

図 4.9 の場合、良好な歯当り接触を示していますが、すすみ角が大きい場合には、二段当りや、歯先当り(図 4.10)を生ずる場合がありますので慎重な設計が必要です。

ウォームとウォームホイールの歯当たりも工具の直径によりホイールの歯形が変化しますので異常な歯先当りを生ずる場合があります。

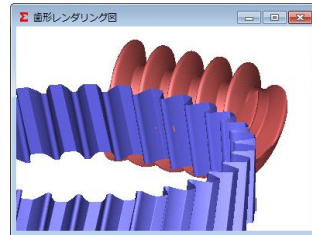


図 4.9 $\gamma=11.5^\circ$ の歯当たり

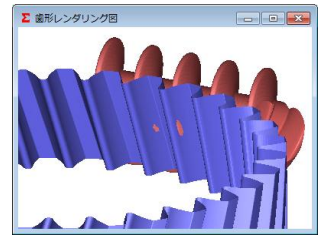


図 4.10 $\gamma=16.5^\circ$ の歯当たり

4.8 ヘリカルギヤのねじれ角補正

図 4.10 の歯当りを修整するためヘリカルギヤの圧力角やねじれ角を修整する方法があります。図 4.12 のヘリカルギヤの諸元補正を使用し、はすば歯車のねじれ角を 1° 大きく補正した場合の歯形レンダリングを図 4.11 に示します。

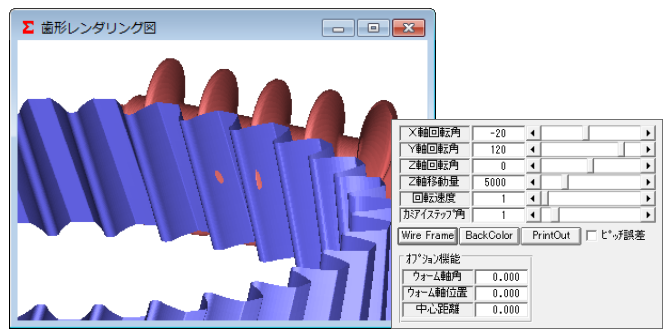


図 4.11 $\beta=17.5^\circ$ の歯当たり

項目	記号	単位	数値
圧力角補正	$\Delta\alpha$	deg	0.00000
ねじれ角補正	$\Delta\beta$	deg	1.00000
回転数補正	$\Delta\theta$	deg	0.00000

図 4.12 諸元補正

4.9 FEM 歯形応力解析

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 4.13 に FEM 設定画面を、図 4.14 と図 4.15 にウォームとヘリカルギヤの FEM 解析結果を示します。

項目	記号	単位	ウォーム	ワカギヤ
材料記号	---	---	構造用鋼	MCナロ
縦弾性係数	E	MPa	205940.0	2095.8
ポアソン比	ν	---	0.300	0.350
縦分割数	Vd	---	10	10
横分割数	Hd	---	24	26
荷重点位置	Pn	---	2	2
荷重	Ft	N	---	149.942
色階調数	nc	---	---	100
変位倍率	Sd	---	---	100

図 4.13 FEM 設定

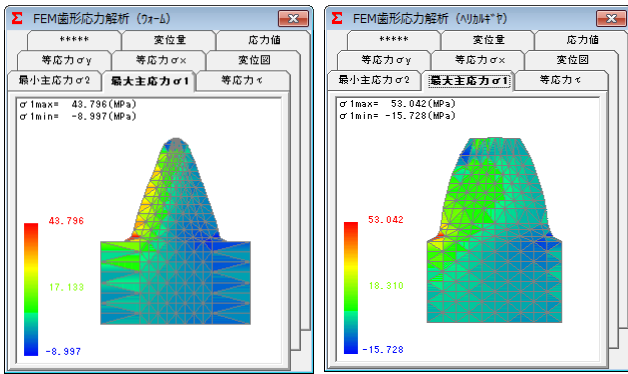


図 4.14 ウォーム(σ_1)

図 4.15 ヘリカルギヤ(σ_1)

4.10 回転伝達誤差解析

図 4.16 及び図 4.17 に伝達誤差解析の設定画面を示します。ウォームとヘリカルギヤに、ピッチ誤差を与え、ヘリカルギヤを1回転させたときの回転伝達誤差の解析結果を図 4.18 に、ワウ・フラッタを図 4.19 に示します。また、図 4.20 にフーリエ解析グラフを示します。



図 4.16 誤差設定(ウォーム)



図 4.17 誤差設定(ギヤ)

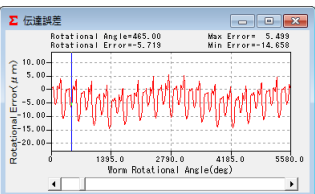


図 4.18 回転伝達誤差

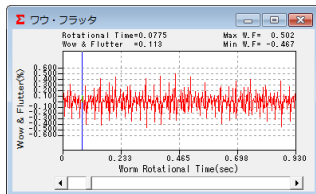


図 4.19 ワウ・フラッタ

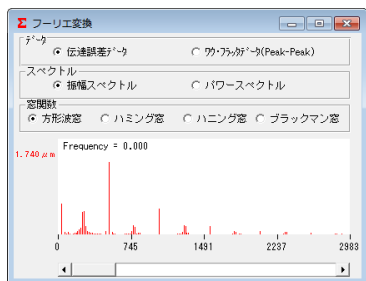


図 4.20 フーリエ解析

4.11 すべり速度、ヘルツ応力

図 4.21 および図 4.22 にすべり速度とヘルツ応力のグラフを示します。このグラフは、歯面の接触位置を基準に解析しているため、回転伝達誤差解析ソフトが必要です。

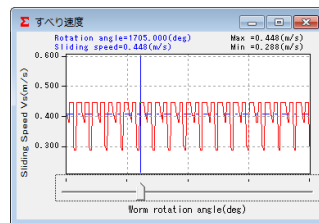


図 4.21 すべり速度

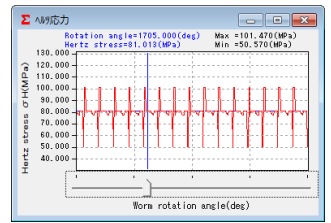


図 4.22 ヘルツ応力

4.12 軸受け荷重

軸受け荷重の設定画面を図 4.23 に、計算結果を図 4.24 に示します。

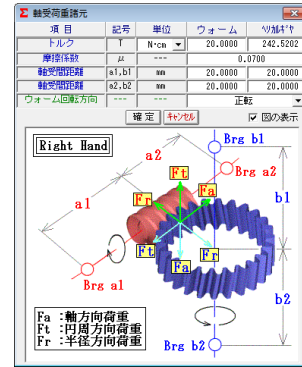


図 4.23 軸受け荷重の設定

軸受け荷重結果				
<ウォーム、ヘリカルギヤに加わる力>				
項目	記号	単位	ウォーム	ヘリカルギヤ
中間方向に加わる力	Fc	N	57,143	149,342
軸方向に加わる力	Fa	N	149,342	57,143
半径方向に加わる力	Fr	N	59,242	59,242
<ウォーム側 軸受けに加わる力>				
項目	記号	単位	Brg a1	Brg a2
スラスト荷重	Fax	N	149,342	
Fr のラジアル荷重分力	Fr a1	N	28,571	28,571
Fa のラジアル荷重分力	Fr a2	N	28,121	28,121
Fa のラジアル荷重分力	Fr a3	N	-18,120	18,120
ラジアル荷重合力	Fra	N	32,747	50,888
<ヘリカルギヤ側 軸受けに加わる力>				
項目	記号	単位	Brg b1	Brg b2
スラスト荷重	Fbx	N	57,143	
Fr のラジアル荷重分力	Fr b1	N	28,121	28,121
Fr のラジアル荷重分力	Fr b2	N	74,971	74,971
Fa のラジアル荷重分力	Fr b3	N	-28,108	28,108
ラジアル荷重合力	Frb	N	75,212	81,369

図 4.24 計算結果

4.13 歯当たり解析

ウォーム&ヘリカルギヤの歯当たり解析例を以下に示します。図 4.25 の、歯当たり解析設定で種々設定が可能です。回転位置分割数は3~20を設定することができますが、本例では3として図 4.3 歯車の歯当たりを解析しています。図 4.26 は、ウォームとヘリカルギヤの歯当たりを示しますが、図 4.27~4.29 に1/3ピッチの歯当たり3種類を示します。ただし、歯当たり解析は、歯のたわみとピッチ誤差は考慮していません。

図 4.9 の歯形レンダリングと図 4.26 の歯当たり紋様が若干異なります。この理由は、本例では歯形レンダリングの歯形分割数の2倍(最大5倍)の細かさで歯当たり解析をしているためです。

歯当たり解析				
項目	記号	単位	モデル	
ヘリカル回転角度	θr	deg	0.0000	
ヘリカル操作角度	θs	deg	0.0000	
ウォーム角度誤差X	$\Delta \phi x$	deg	0.0000	
ウォーム角度誤差Y	$\Delta \phi y$	deg	0.0000	
ウォーム角度誤差Z	$\Delta \phi z$	deg	0.0000	
ウォーム取り付け誤差X	ΔX	mm	0.0000	
ウォーム取り付け誤差Y	ΔY	mm	0.0000	
ウォーム取り付け誤差Z	ΔZ	mm	0.0000	
ウォーム座標細分割数	---	---	0	
ヘリカル座標細分割数	---	---	1	
食い込み限界距離	---	μm	100	
回転位置分割数	---	---	3	
ヘリカル圧力角補正	$\Delta \alpha$	deg	0.0000	
ヘリカルねじれ角補正	$\Delta \beta$	deg	0.0000	
設定値確認	モデル	解析	歯当たり表示	歯当たり数値
<input checked="" type="radio"/> ピッチ歯当たり(複数の回転位置で計算) <input type="radio"/> 固定位置歯当たり(回転角度 θr 位置のみで計算)				
色分布最大距離	---	μm	100	

図 4.25 歯当たり解析設定

図 4.26 の色階調で歯当たり量を確認することができますが、更に、図 4.25 の[歯当たり数値]で図 4.30 のように詳細な歯当たり数値を確認することができます。画面下のコントロールバーで回転位置（本例の場合 3 分割）での歯当りを表示します。

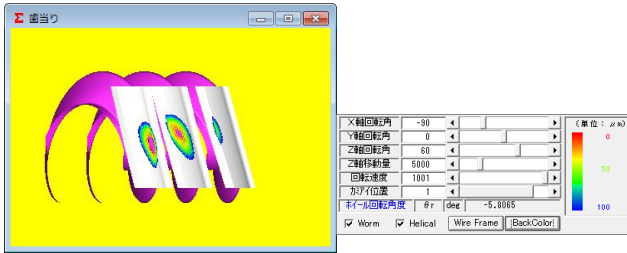


図 4.26 歯当たり(ウォーム&ヘリカル)

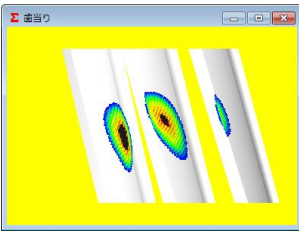


図 4.27 歯当たり 1

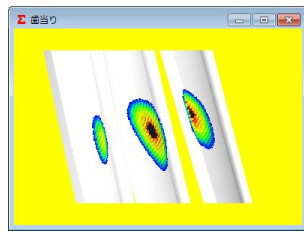


図 4.28 歯当たり 2

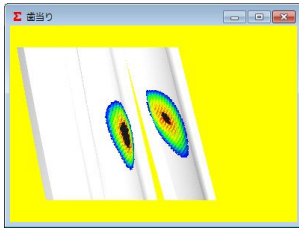


図 4.29 歯当たり 3



図 4.30 歯当たり数値

4.14 歯形データファイル

歯形かみあい図の DXF ファイルとウォームとヘリカルギヤの歯形 3D-IGES ファイルを出力します。図 4.32 にウォーム歯形の CAD 作図例を示します。

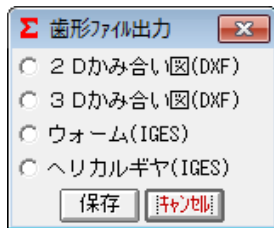
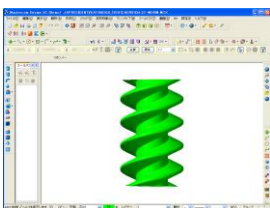
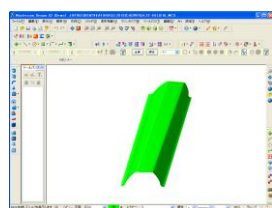


図 4.31 歯形ファイル



(a) Worm



(b) Helical gear

図 4.32 CAD 作図例(3D-IGES)

4.15 ウォームギヤの種類

一般的なウォームギヤは、[2]の involute Σ (Worm gear)や[3]の involute Σ (Worm and Helical)ですが、以下に示すウォームギヤがあります。

- (1) 円筒ウォームギヤ
 - (1.1)円筒ウォームギヤ[2], 図 4.33
 - (1.2)Niemann worm gear [29]
 - (1.3)ウォーム×ヘリカルギヤ[3], 図 4.34
 - (1.4)LCCW ウォーム×ヘリカルギヤ[37], 図 4.39
 - (1.5)傾斜ウォームギヤ[28], 図 4.37
- (2) 鼓形ウォームギヤ
 - (2.1)ヒンドレーウォームギヤ[36], 図 4.35
 - (2.2)鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ[37], 図 4.38
- (3) 内歯車ウォームギヤ
 - (3.1)樽形ウォームギヤ[39], 図 4.40

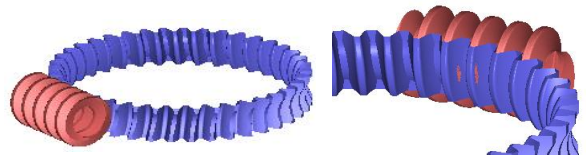


図 4.33 円筒ウォームギヤ

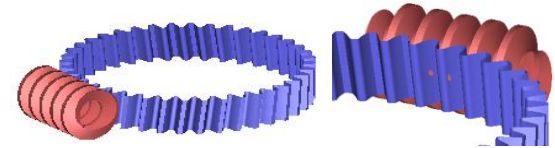


図 4.34 ウォーム×ヘリカルギヤ

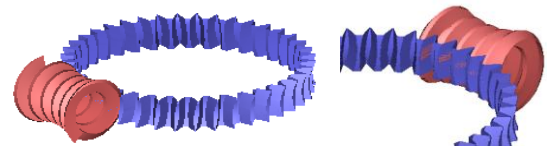


図 4.35 ヒンドレーウォームギヤ

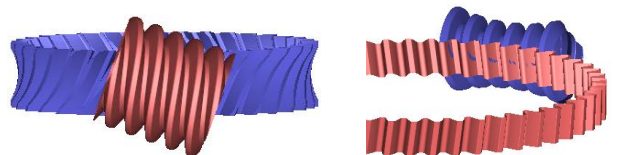


図 4.37 傾斜ウォームギヤ

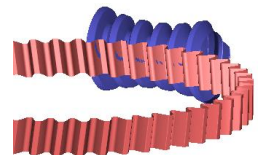


図 4.38 鼓形ウォーム

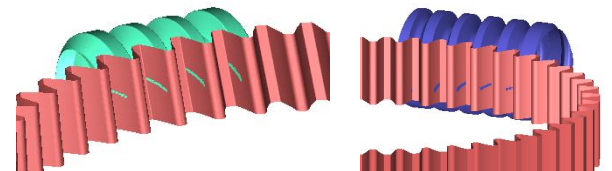


図 4.39 LCCW ウォーム×ヘリカルギヤ

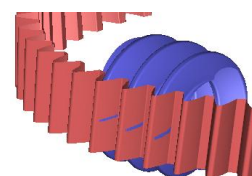


図 4.40 内歯ウォームギヤ

[5] Planetary gear and Mechanical paradox Gear design system

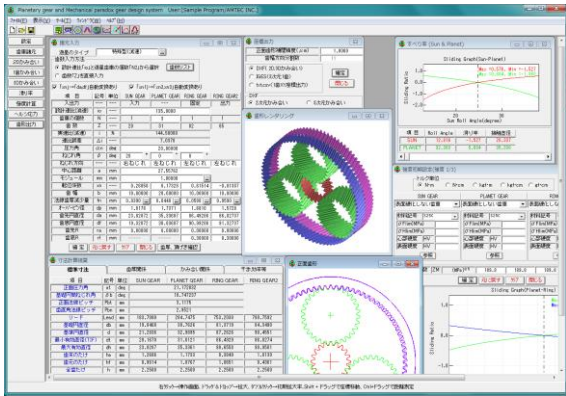


図 5.1 遊星&不思議遊星歯車設計ソフトウェア

5.1 概要

いままでのPlanet AGITΩは、「遊星&不思議遊星歯車設計ソフトウェア」に変わりました。

「遊星&不思議遊星歯車設計ソフトウェア」は、遊星歯車と不思議遊星を簡単に設計できるソフトです。歯数の組み合わせや最適中心距離などを自動決定し、歯車寸法および歯車強度を簡単に設計することができます。また遊星歯車の干渉チェックおよび、転位係数の決定、効率計算なども簡単に計算することができます。図 5.1 に計算結果の全体画面を示します。

5.2 適用

- (1)型式 : 等配置型
: 遊星(プラネタリ, ソーラ, スター)
 - (2)歯車材料 : 金属, 樹脂 (金属と樹脂混同可能)
 - (3)歯車歯形 : インポリユート歯形
 - (4)オプション : 不思議遊星(3K), 少歯数, ダブルピニオン, 不等配置
- 上記, 遊星歯車の歯車寸法, 歯車強度, 歯形設計に適用します。

5.3 初期設定

初期設定で、歯先円直径の決定方式、基準ラック、モジュールまたは中心距離基準、歯車精度、摩擦係数の設定をします。図5.2に寸法初期設定の画面を示します。

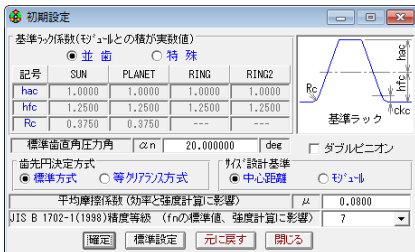


図 5.2 寸法初期設定

5.4 遊星歯車機構の選択

図 5.3 に示す遊星歯車タイプの選択をします(プラネタリー型, ソーラー型, スター型, 不思議 3K の増減速)。

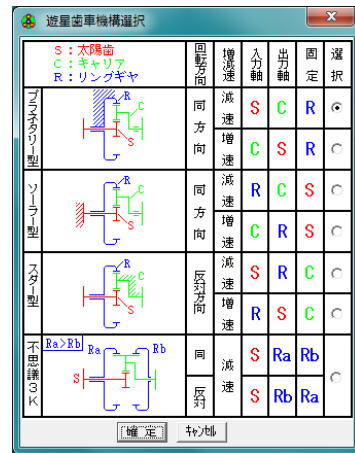


図 5.3 遊星歯車のタイプ



図 5.4 諸元入力



図 5.5 歯数一覧

- (1) 遊星歯車の個数は、1~21 です。
- (2) 歯数は、直接入力する方式と、速比から計算した歯数一覧(図 5.5)から選択する方式があります。
- (3) 中心距離よりモジュールの計算、またはモジュールより中心距離の計算をすることができます。
- (4) 転位係数の計算は、モジュールと中心距離からバックラッシが0になるように計算します。
- (5) 法線歯厚減少量の入力。(デフォルト値として JIS バックラッシ標準中間値の 1/2 を表示します。)
- (6) 歯先円直径は寸法初期設定で設定した基準ラックの歯たけと転位係数から標準値を計算しますが、変更が可能です。
- (7) 外歯車の歯元部の形状は、基準ラックによる創成運動によって生成する歯形です。内歯車の歯元は、入力 R 接続です。
- (8) 歯車の歯先は R で作成することができます。
- (9) 転位係数は、1 種を変更すると残りの転位係数が連動して変化しますが、歯車それぞれ個別に入力することができます。最適なクリアランス(歯たけの調整)と歯厚(転位係数の調整)の決定のため図 5.6 の諸元入力補助画面によって歯形を確認することができます。また、この画面によって、転位係数や歯先円直径を変更したときの歯形形状やクリアランス、干渉の確認をすることができます。この時点での歯形は歯面のみであり歯元形状は含まれていません。

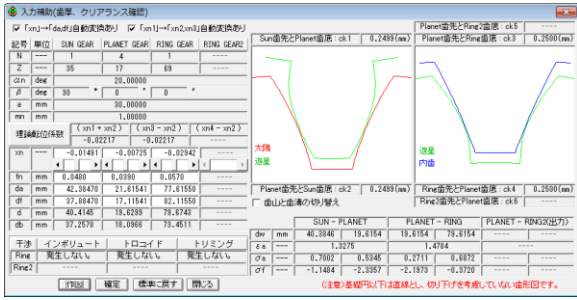


図 5.6 諸元入力補助

5.5 歯車寸法

歯車諸元を確定後、各種計算結果を図 5.7~図 5.10 に示します。この画面で、干渉、効率、クリアランス、バックラッシの確認をすることができます。



図 5.7 結果(標準寸法)

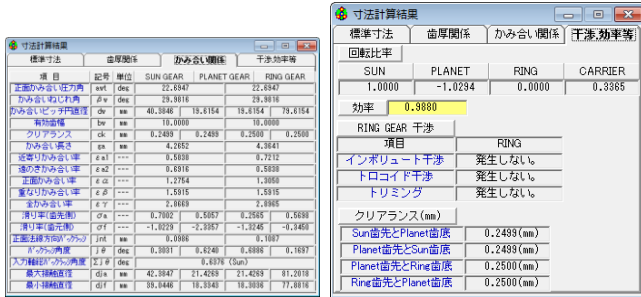


図 5.9 結果(かみ合い)

図 5.10 結果(干渉, 効率等)

5.6 歯形作図

5.6.1 歯形図 (2D)

歯車のかみ合い図を図 5.11, 図 5.12 のように 2 次元図で表示します。操作画面によって、補助円や共通法線を表示することができますので歯面の接触位置の確認が容易です。歯車の回転角度を変え、拡大表示することができます。

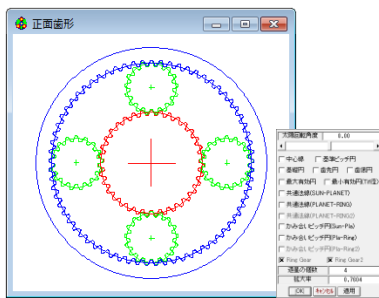


図 5.11 2D かみ合い図

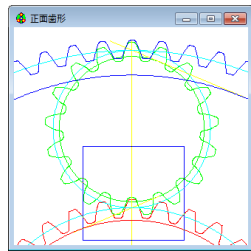


図 5.12 かみ合い拡大

5.6.2 一歯かみ合い図

1 歯同士のかみ合いを図 5.13 の 2 次元図で確認することができます。この画面にて内歯車と外歯車の歯先と歯元部分の干渉をよ

り詳しく確認することができます(2D かみ合い図ではキャリヤが公転するために確認が難しいことがあります)。また、歯車の回転角度を変え、拡大表示することができます。

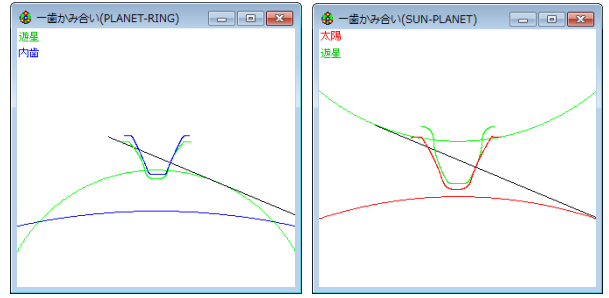


図 5.13 一歯かみ合い図

5.6.3 歯形図 (3D)

歯車のかみ合いを図 5.14, 図 5.15 のように 3 次元図で表示することができます。X, Y, Z 方向に回転させることができ図 5.16 に歯形レンダリングのコントロールフォームを示します。

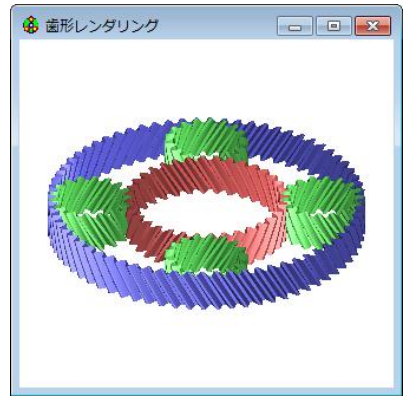


図 5.14 歯形レンダリング

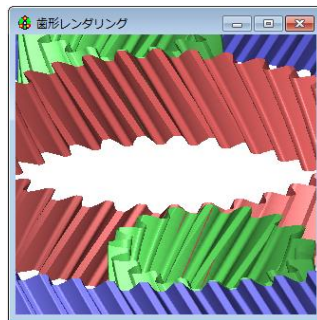


図 5.15 拡大図



図 5.16 操作画面

5.7 すべり率グラフ

すべり率グラフ(図 5.17, 図 5.18)に、各ロールアングル (または直径) によるすべり率を表示します。

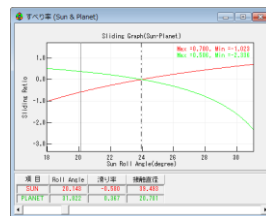


図 5.17 すべり率グラフ

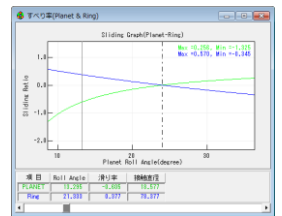


図 5.18 すべり率グラフ

5.8 歯車強度

5.8.1 強度初期設定

強度初期設定画面(図 5.19)で、金属材料と樹脂材料を選択することができます。許容応力の σ_{Flim} と σ_{Hlim} を表中(図 5.20)から選択します。または任意数値を入力することができます。

トルク単位は「N・m」「N・cm」「kgf・m」「kgf・cm」「gf・cm」から選択することができます。



図 5.19 強度初期設定

Table showing material selection for iron materials (図 5.20). It compares properties like HB, HV, HRC, sigma_Flim, and sigma_Hlim for different materials like S15C and S15CK. A note indicates that S15CK has '比較的に良い' (relatively good) properties.

図 5.20 鉄材料の許容値選択例

5.8.2 強度諸元入力

強度諸元入力画面(図 5.21)に各種数値を入力します。トルク、回転数は入力、出力のどちらでも設定可能です。

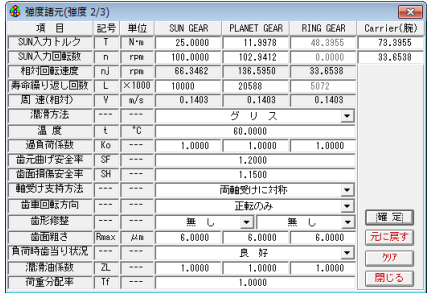


図 5.21 強度諸元入力

5.8.3 強度計算結果

図 5.22 と図 5.23 に強度計算結果画面を表示します。強度計算は、効率やかみ合い率も考慮しています。金属歯車は JGMA401-01:1974, JGMA401-02:1975 に基づき強度計算を、樹脂材料の応力値は、温度、寿命などを考慮した材料の実験値を採用しています。

Table showing strength calculation results for curves (図 5.22). It lists parameters like contact stress (sigma_H), bending stress (sigma_F), and safety factors for different gear types.

図 5.22 強度計算結果(曲げ)

Table showing strength calculation results for surfaces (図 5.23). It lists parameters like surface stress (sigma_H), surface safety factors, and material properties for different gear types.

図 5.23 強度計算結果(歯面)

5.9 ヘルツ応力グラフ

ヘルツ応力グラフを図 5.24 および図 5.25 に示します。かみ合いが 2 点接触と 1 点接触のヘルツ応力の違いを確認することができます。



図 5.24 ヘルツ応力(太陽)



図 5.25 ヘルツ応力(遊星)

5.10 その他

- (1) 歯車の歯形を出力することができます。
● DXF ファイル : 2D, 3D 全歯かみ合い状態
● IGES ファイル : 3D(1 歯)
● TXT ファイル : 2 次元 1 歯座標
(2) 寸法計算結果, 強度計算結果, 2D 図, すべり率グラフ, ヘルツ応力グラフを印刷することができます。
(3) 設計データを保存し, 読み込みができます。

5.11 不思議遊星(3K 型)

太陽, 遊星, 内歯 2 個の合計 4 つを使用した場合, 減速比を大きくする機構として不思議遊星歯車機構がよく知られていますが不思議遊星歯車は計算が非常に面倒です。しかし, 本ソフトウェアを使用することにより簡単に不思議遊星歯車を設計することができます。

入力は太陽歯車, 固定は内歯車 1, 出力は内歯車 2 のタイプの 3K 形のみを対象としています。内歯車 1 と内歯車 2 の歯数の大小によって, 同方向減速と逆方向減速が決まります。以下に設計例を示します。

5.11.1 歯車諸元の設定

- (1) 寸法初期設定画面で, モジュール基準を選択します。
(2) 図 5.3 の遊星歯車のタイプで遊星歯車機構のタイプを 3K 不思議型を選択し, 図 5.26 の不思議遊星諸元に進みます。
(3) 設計減速比を 135, 遊星歯車の個数を 3 個と入力します。
(4) 歯数一覧画面を表示し, 適切と思われる歯数の組み合わせを選択します。(図 5.27 参照)

このときの選択条件として

- 実速比と設計速比の誤差
● 歯数が小さすぎず, 大きすぎない
● 内歯車の歯数 z3, z4 の間に「z1+2x z2」の関係があるなどを考慮し選択します。

ここでは例として z1=20, z2=31, z3=82, z4=85 を選択します。

- (5) 次に Tab キーを押し順に alpha 20, beta 20, m1 を入力します。モジュールを入力した時点で, 図 5.2 初期設定の基準ラックに基づいて標準の中心距離と転位係数と歯先円直径と歯底円直径が決まります。

- (6) 中心距離が 27.6686mm のために目的に応じて変更します。(中心距離基準入力の場合はモジュールの標準値を計算しますので, その後 JIS 規格のモジュールに後から変更することがで

きます。) 図 5.26 に諸元確定画面を示します。

- (7) 中心距離とモジュールが決定したあとは、歯たけ(クリアランスに影響)や歯厚(強度やバックラッシに影響)の状態を確認し変更することができます。入力画面の「歯厚・頂げき確認」ボタンを押すと、図 5.28 の諸元入力補助画面を表示します。この画面で、歯形を確認しながら転位係数や歯先円直径を変更することができます。理論インボリュート歯形の接触や歯たけ、クリアランス、内歯車の干渉を確認し、問題がないためそのまま歯車寸法を確定します。



図 5.26 不思議遊星諸元入力

番号	太陽 Z1	遊星 Z2	内歯 Z3	内歯 Z4	実速比	速比誤差
1	20	27	76	79	126.4000	-6.3704
2	20	28	76	79	126.4000	-6.3704
3	20	29	76	79	126.4000	-6.3704
4	20	30	76	79	126.4000	-6.3704
5	20	29	79	82	135.3000	0.2222
6	20	30	79	82	135.3000	0.2222
7	20	31	79	82	135.3000	0.2222
8	20	32	79	82	135.3000	0.2222
9	20	30	82	85	144.5000	7.0370
10	20	31	82	85	144.5000	7.0370
11	20	32	82	85	144.5000	7.0370
12	20	33	82	85	144.5000	7.0370
13	20	45	109	115	129.8250	-8.4259
14	20	46	109	115	129.8250	-8.4259
15	20	47	109	115	129.8250	-8.4259
16	20	47	112	118	129.8000	-8.6518
17	20	48	112	118	129.8000	-8.6518
18	20	48	115	121	136.1250	0.8333
19	20	49	115	121	136.1250	0.8333

図 5.27 歯数一覧

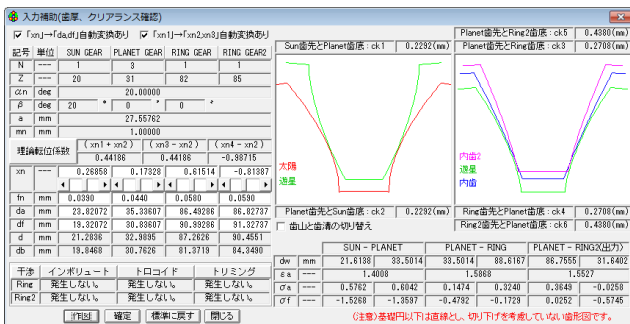


図 5.28 諸元入力補助

- (8) 図 5.29~5.31 に示すように寸法計算結果画面の効率やかみ合い率や、すべり率を確認します。本例の不思議遊星の効率率は、図 5.32 に示すように 73.1% となります。
- (9) また、外歯車と内歯車の干渉状態を実際に 1 歯かみ合いによってどの程度余裕があるかを確認します。
- (10) 例題の場合、モジュール 1 の寸法が決まりましたが、強度計算により大きさを変えなければならない場合があります。その場合には歯幅を変更したり、転位係数はそのままモジュールや中心距離や歯先円直径を n 倍するなどして対処します。回転比が大きくなるとトルクの比率も大きくなるために強度計算は慎重に行う必要があります。

図 5.29 歯車寸法

図 5.30 歯厚寸法

図 5.31 かみ合い

図 5.28 諸元入力補助

図 5.32 干渉関係

5.11.2 歯車かみ合い図

図 5.33 にかみ合い図を示します。図 5.34 の拡大図で遊星歯車に 2 つの内歯車がかみ合っている様子が良く解ります。また、図 5.35 に示す歯形レンダリングで不思議遊星のかみ合い回転の様子を観察することができます。

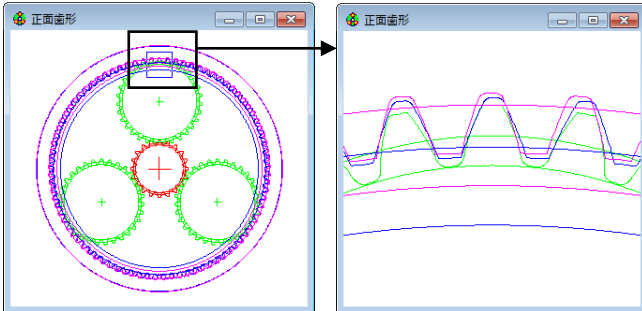


図 5.33 かみ合い図 図 5.34 部分拡大

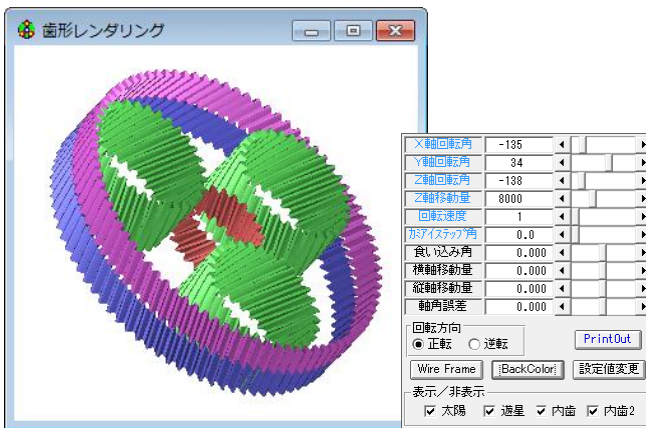


図 5.35 歯形レンダリング(減速比 144)

5.11.3 平歯車不思議遊星の例

- (1) 歯車強度計算やすべり率そしてヘルツ応力グラフは、遊星歯車と同様に計算することができます。(説明省略)
- (2) 平歯車の不思議遊星歯車の作図例を図 5.36 に示します。

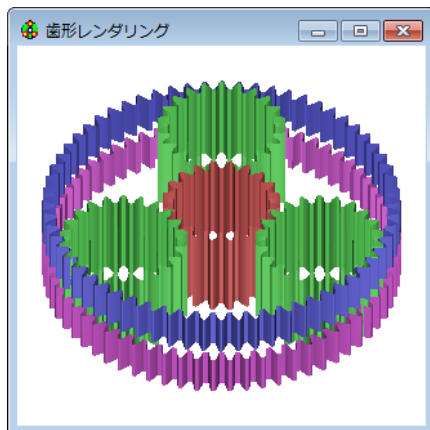


図 5.36 歯形レンダリング(平歯車, 減速比 93.8)

5.12 少歯数 (オプション)

歯数が 4 歯以下の遊星歯車を設計することができます。最小歯数は 1 歯です。少歯数の場合は、正面かみ合い率が小さくなるた

め、ねじれ角を大きくする必要があります。以下に太陽歯数が 1、遊星歯数が 2、内歯車の歯数が 5 の遊星歯車の作図例を示します。

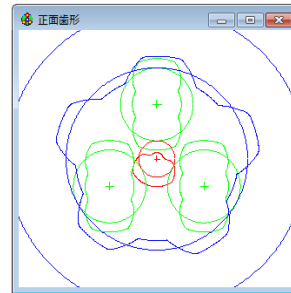


図 5.37 少歯数例(2D)

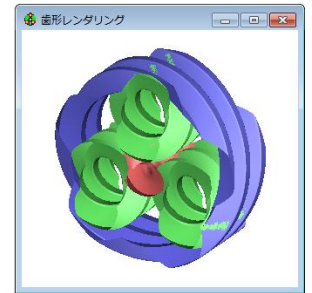


図 5.38 少歯数例(3D)

5.13 ダブルピニオン (オプション)

ダブルピニオンの設計例を以下に示します。

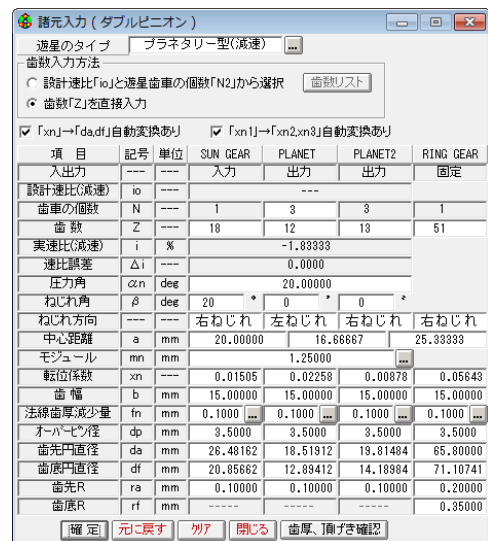


図 5.39 諸元設定

標準寸法	歯厚関係	かみ合い関係	干渉効率等			
項目	記号	単位	SUN GEAR	PLANET GEAR	PLANET GEAR2	RING GEAR
正面圧力角	αt	deg	21.172832			
基礎円歯ねじれ角	βb	deg	18.747237			
正面法線ピッチ	Pbt	mm	3.3868			
歯直角法線ピッチ	Pbn	mm	3.8902			
リード	Lead	mm	206.6718	187.7810	149.2628	585.5694
基礎円直径	db	mm	22.3277	14.8851	16.1255	63.2617
基準円直径	d	mm	23.9440	15.9827	17.2929	67.8413
最小有効直径(TIF)	dt	mm	22.3968	14.8937	16.1289	66.0893
最大有効直径	dh	mm	26.3877	18.4364	19.7294	70.7175
歯末のたけ	ha	mm	1.2888	1.2782	1.2610	1.0207
歯元のたけ	hf	mm	1.5437	1.5343	1.5515	1.6330
全歯たけ	h	mm	2.8125	2.8125	2.8125	2.6537
転位量	xn	mm	0.0188	0.0282	0.0110	0.0705
歯の転位係数	xnc	---	-0.1019	-0.0944	-0.1082	0.1734

図 5.40 寸法

標準寸法	歯厚関係	かみ合い関係	干渉効率等			
項目	記号	単位	SUN GEAR	PLANET GEAR	PLANET GEAR2	RING GEAR
歯直角円弧歯厚	sn	mm	1.8708	1.8776	1.8851	1.8057
正面円弧歯厚	st	mm	1.9808	1.9981	1.9848	1.9216
またぎ歯数	zm	---	3	2	2	7
基準またぎ歯厚	w	mm	9.6145	5.8054	5.8145	25.1002
設計またぎ歯厚	W	mm	9.5145	5.7054	5.7145	25.2002
オーバード径	dp	mm	3.5000	3.5000	3.5000	3.5000
基準円かセリ寸法	dm	mm	31.0395	22.8289	24.0361	0.0000
設計円かセリ寸法	dm'	mm	30.8580	22.6623	23.8677	0.0000
キヤリア歯たけ	HJ	mm	1.3048	1.3326	1.3108	1.0137
基準キヤリア歯厚	SJ	mm	1.9754	1.9801	1.9692	1.8120
設計キヤリア歯厚	SJ'	mm	1.8694	1.8746	1.8625	1.7888

図 5.41 歯厚

寸法計算結果

標準寸法	歯厚関係	かみ合い関係	干渉効率等			
項目	記号	単位	SUN GEAR	PLANET GEAR	PLANET GEAR2	PLANET2 And RING
正面かみ合い圧力角	avt	deg	21.5164	21.5164	21.5164	21.5163
かみ合いねじれ角	β	deg	20.0481	20.0481	20.0481	20.0481
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	24.0000	16.0000	17.3333	17.3333
有効歯幅	bw	mm	15.0000	15.0000	15.0000	15.0000
クリアランス	ck	mm	0.3121	0.3121	0.3122	0.3130
かみ合い係数	ca	mm	5.1358	5.0102	5.4228	5.4228
近寄りかみ合い率	ea1	---	0.8428	0.8429	0.8429	0.8429
遠のきかみ合い率	ea2	---	0.8761	0.8429	0.7487	0.7487
正面かみ合い率	ea	---	1.3178	1.2387	1.2386	1.3316
重なりかみ合い率	ea	---	1.3064	1.3064	1.3064	1.3064
空かみ合い率	ea	---	2.8244	2.8321	2.8300	2.8300
滑り率(歯先側)	ca	---	0.8983	0.7676	0.8857	0.8193
滑り率(歯元側)	ca	---	-3.3033	-14.4604	-11.2398	-7.7489
正面法線方向のクリアランス	int	mm	0.2112	0.2112	0.2112	0.2112
ハック角(度)	θ	deg	1.0699	1.6259	1.6259	1.5009
入力軸のハック角(度)	θ	deg			8.2518 (Sun)	
最大接触直径	dja	mm	26.3877	18.4984	18.4984	19.7294
最小接触直径	djf	mm	22.6474	14.8976	14.3088	16.1340

図 5.42 かみ合い

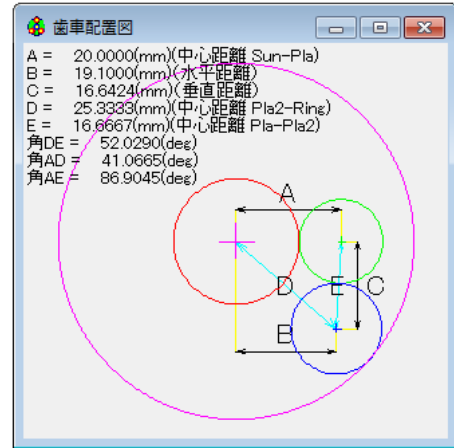


図 5.46 歯車の配置

寸法計算結果

標準寸法	歯厚関係	かみ合い関係	干渉効率等		
回転比率	SUN	PLANET	PLANET2	CARRIER	RING
	1.0000	-2.8636	1.5844	-0.5455	0.0000
効率	0.9248				
RING GEAR 干渉	項目				
	RING				
	インボリュート干渉 発生しない。				
	トロコイド干渉 発生しない。				
	ドリミング 発生しない。				
クリアランス(mm)	項目				
	RING				
	Sun歯先とPlanet歯底	0.3121(mm)	歯車配置図		
	Planet歯先とSun歯底	0.3121(mm)			
	Planet歯先とRing歯底	0.3122(mm)			
	Ring歯先とPlanet歯底	0.3122(mm)			
	Planet歯先とRing2歯底	0.3130(mm)			
	Ring2歯先とPlanet歯底	0.4717(mm)			

図 5.43 干渉&効率

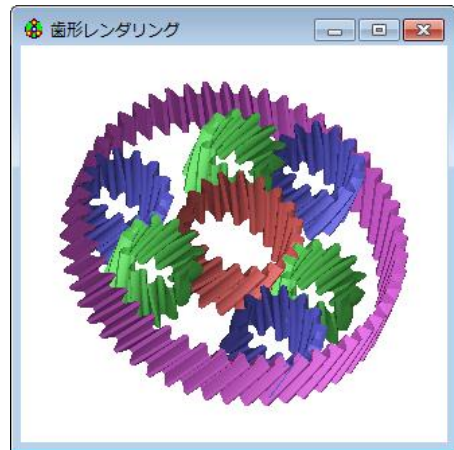


図 5.47 歯形レンダリング

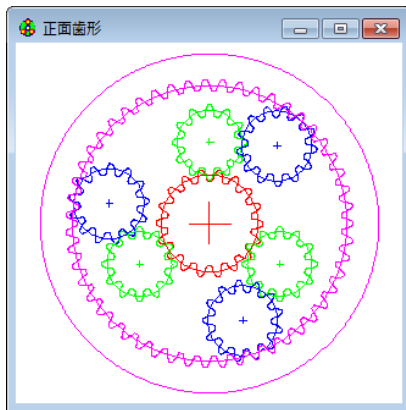


図 5.44 かみ合い 1(2D)

遊星歯車強度計算結果(強度 3/3)

項目(曲げ強さ)	記号	単位	歯面強さ			
			SUN GEAR	PLANET GEAR	PLANET GEAR2	RING GEAR
許容曲げ応力	σ_{Flim}	MPa	480.5000	480.5000	480.5000	480.5000
曲げ有効歯幅	b	mm	15.0000	15.0000	15.0000	15.0000
歯形係数	Y_F	---	2.3485	3.3847	3.3171	2.0650
荷重分布係数	Y_β	---	0.7588	0.7778	0.7778	0.7082
ねじれ角係数	Y_β	---	0.8333	0.8333	0.8333	0.8333
寿命係数	K_L	---	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
寸法係数	K_Fx	---	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
動荷重係数	K_v	---	1.0942	1.0942	1.0942	1.0942
速度修正係数	K_{Vo}	---	---	---	---	---
温度係数	K_T	---	---	---	---	---
潤滑係数	K_{Lo}	---	---	---	---	---
材質係数	K_M	---	---	---	---	---
呼び円周力	F_t	N	1888.8880	1882.1706	1892.4898	1821.8805
許容円周力	F_{tlim}	N	5684.0584	3118.4115	3191.3286	5645.9627
曲げ強さ	Sf	---	2.6525	2.2893	2.3950	4.2737
歯元曲げ応力	σ_F	MPa	181.1484	208.8899	208.6270	112.4826

図 5.48 強度結果(曲げ)

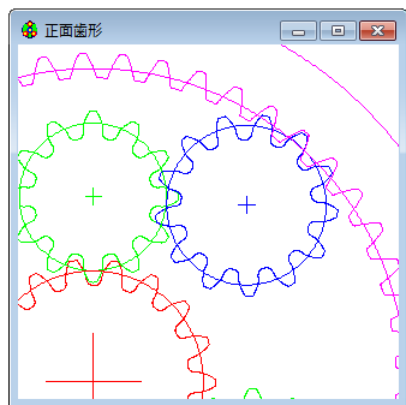


図 5.45 かみ合い 2(2D 拡大)

遊星歯車強度計算結果(強度 3/3)

項目(歯面強さ)	記号	単位	歯面強さ			
			SUN GEAR	PLANET GEAR	PLANET GEAR2	RING GEAR
許容ヘルン応力	σ_{Hlim}	MPa	1275.0001	1275.0001	1275.0001	1275.0001
歯面有効歯幅	b_w	mm	15.0000	15.0000	15.0000	15.0000
補正係数	Z_H	---	2.3505	2.3505	2.3505	2.3505
材料定数係数	Z_M	(MPa) ^{0.5}	189.8000	189.8000	189.8000	189.8000
かみ合い率係数	Z_c	---	0.8711	0.8819	0.8819	0.8404
寿命係数	K_HL	---	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
粗さ係数	Z_R	---	0.9109	0.9087	0.9087	0.9165
滑速係数	Z_V	---	0.9648	0.9648	0.9648	0.9648
硬さ係数	Z_H	---	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
荷重分布係数	$K_H\beta$	---	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
動荷重係数	K_v	---	1.0938	1.0938	1.0938	1.0938
弾性係数	E	---	---	---	---	---
呼び円周力	F_c	N	1882.1871	1886.3568	1895.8185	1824.1701
許容円周力	F_{cHlim}	N	825.8408	691.8104	691.8104	2178.5584
歯面強さ	sfc	---	0.5383	0.5087	0.5180	1.6437
ヘルン応力	σ_H	MPa	1855.8000	1791.1822	1771.5669	994.4820

図 5.49 強度結果(歯面)

歯形データファイル出力や、すべり率グラフなどは基本ソフトウェアと同じです。

5.13 不等配置遊星歯車

Planetary gear and Mechanical paradox Gear design system

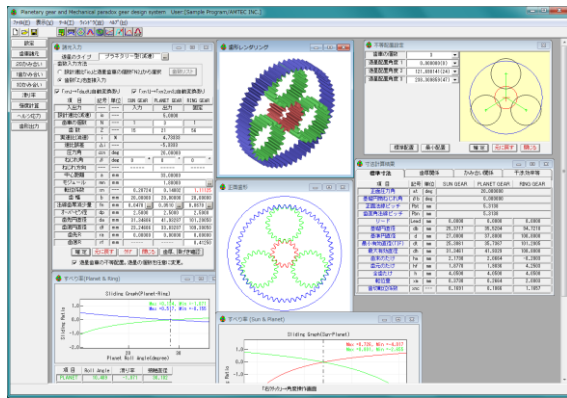


図 5.50 不等配置遊星設計例

5.13 不等配置遊星歯車の概要

「遊星&不思議遊星歯車設計ソフトウェア」に「不等配置遊星歯車」のオプションを追加しました。等配置遊星歯車と同じ感覚で設計することができます。ただし、不思議遊星歯車、ダブルピニオンには適用していません。

5.14 不等配置遊星歯車の設計例

プラネタリー型(減速)の不等配置の設計例を以下に示します。図 5.51 の場合、等配置の条件では太陽歯数 15、遊星歯数 21、内歯車歯数 57 となります。ここで内歯車歯数を 56 とする場合は、図 5.51 に示す \odot 歯数「Z」を直接入力 \square 遊星歯車の不等配置。遊星の個数を任意に変更 を有効にします。



図 5.51 等配置遊星歯車の諸元

内歯車の歯数を 56 に変更した入力画面を図 5.52 に示します。モジュールは図 5.51 と同じく $m_n 1.8$ にしていますので内歯車の転位係数が大きくなっています。例題は平歯車について示していますが、はずば歯車も設計することができます。

また、[歯厚・頂げき確認]の機能も使用可能ですが、ここでは説明を省略します。詳しくは図 5.6 をご覧ください。図 5.53~5.55 に寸法結果等を示します。



図 5.52 不等配置遊星歯車の諸元

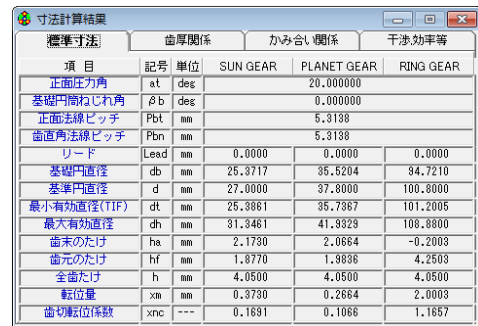


図 5.53 寸法結果[不等配置]



図 5.54 かみ合い数値[不等配置]

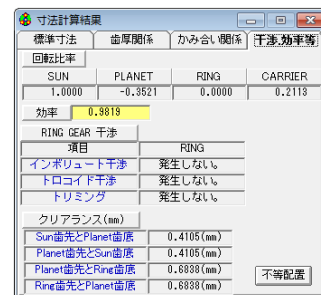


図 5.55 干渉効率[不等配置]

図 5.55 の[不等配置]をクリックすると図 5.56 を表示します。不等配置をする場合、図 5.56 の[A1]歯車が基準歯車となります。また、不等配置角度は任意に入力することができませんので図 5.57 の[B]に示す角度表の中から選択します。遊星歯車の配置角度は、例題の場合、71 種類存在します。

図 5.57 の[最小配置]をクリックすると[A2]歯車と[A3]歯車の歯先円が接することがないように配置した図を表示します。

今、図 5.57 の[B]の角度の中から 2 番目の 10.1408 度を選択した場合の歯形かみ合いを図 5.58 に、[C]の拡大図を図 5.59 に、また、歯形レンダリングを図 5.60 に示します。

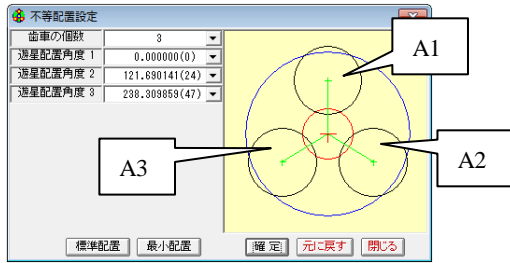


図 5.56 不等配置 1

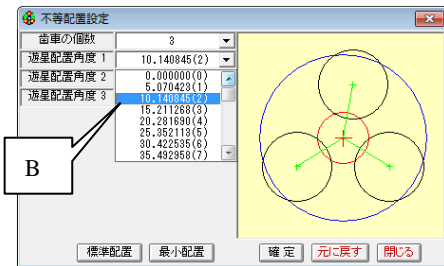


図 5.57 不等配置 2

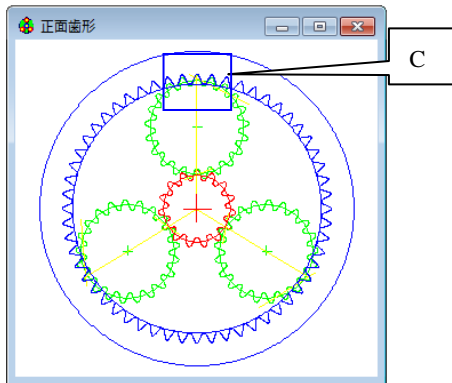


図 5.58 不等配置かみ合い

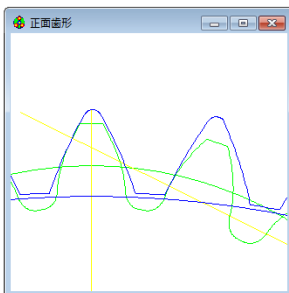


図 5.59 かみ合い([C]部)

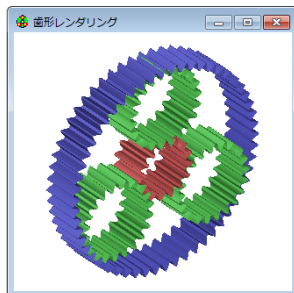


図 5.60 歯形レンダリング

その他、強度計算、歯形データファイル出力などは基本ソフトウェアと同じです。はずば歯車の不等配置設計例を図 5.61～5.63 に示します。



図 5.61 はずば歯車の不等配置設計例

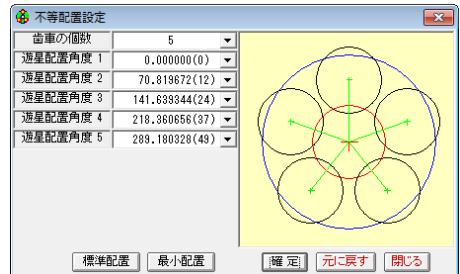


図 5.62 はずば歯車の不等配置角度

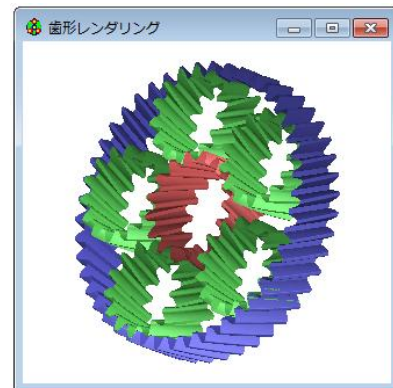


図 5.63 歯形レンダリング

[6] Hob Erase

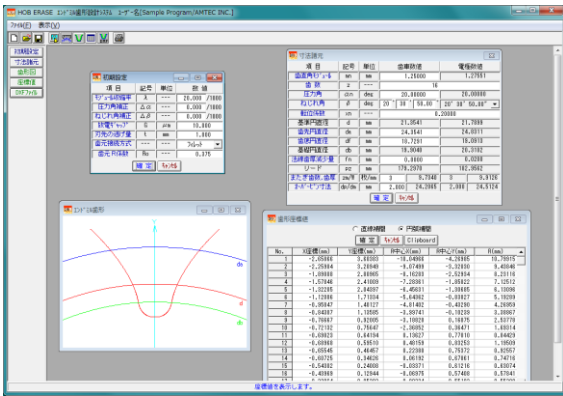


図 6.1 Hob Erase

6.1 概要

歯車電極用エンドミル歯形解析ソフトウェア **Hob Erase**(ホブイレーズ)は、収縮率、放電ギャップ、圧力角補正、ねじれ角補正を考慮し切削時の包絡線軌跡を解析したエンドミル歯形座標値を決定するソフトウェアです。図 6.1 に、全体画面を示します。

エンドミル歯形は、歯車の歯直角断面歯形ではなく切削時の包絡線軌跡を解析し座標値を決定しています。平歯車の場合は、歯車歯形とエンドミル歯形は一致しますが、はすば歯車の場合は歯数が少ない程、また、ねじれ角が大きいほどエンドミル歯形と歯車歯形の差が大きくなります。歯車のインボリュート面は歯形解析により決定し、歯底付近のフィレットカーブは創成運動に基づいて決定していますので完全な理論歯形となります。

Hob Erase は、インボリュート平、はすば歯車(外歯車)に適用します。

6.2 初期設定

初期設定では、①モジュール収縮率、②圧力角補正率、③ねじれ角補正率、④放電ギャップ、⑤歯元R係数を設定します。収縮率を考慮したモジュールを入力する場合は、収縮率に 0 を入力します。

6.3 入力項目

歯車諸元の入力は、①モジュール、②歯数、③圧力角、④ねじれ角、⑤転位係数、⑥歯先円直径、⑦歯底円直径、⑧歯厚減少量を入力します。

6.4 出力項目

- (1) エンドミル歯形を画面作図します。
- (2) エンドミル歯形座標値を表示します。(円弧補間座標値)
- (3) 歯形 DXF ファイルを出力します。

理論座標値を 0.5 μ m の精度で円弧補間データに変換します。

- (4) 諸元を印刷します。
- (5) 歯形図を印刷します。
- (6) 設計データの登録(読込み)をします。

6.5 エンドミル加工による歯形試験結果例

図 6.2 の歯形試験結果 1 は、収縮率=2%、圧力角補正=0、ねじれ角補正=0 としてエンドミルの刃形を **Hob Erase** で求め製作した歯車の検査結果を示します。図 6.3 の歯形試験結果 2 は、相当平歯車歯形をエンドミルの刃形として製作した歯車の検査結果を示します。

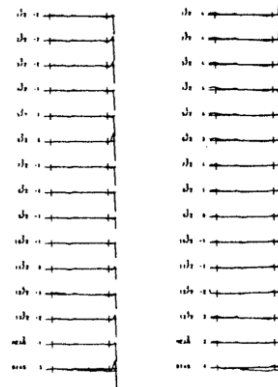


図 6.2 歯形試験結果 1

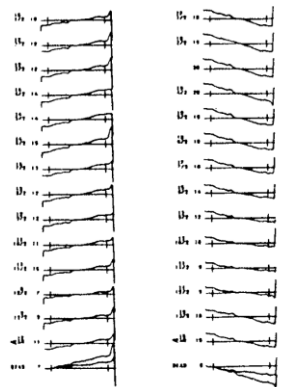


図 6.3 歯形試験結果 2

[7] 有理数分解ソフトウェア(差動替え歯車)



図 7.1 有理数分解ソフトウェア

7.1 概要

- (1) 有理数分解ソフトウェアは、小数点数値を 2 種類の分数に分解するソフトウェアです。
- (2) 分数に分解する数値は、小数点数値を直接入力する方法とホブ盤を登録(名称, 定数, 歯数最大, 歯数最小)し、モジュール、ねじれ角を入力して計算する 2 種類の方法があります。
- (3) 分解精度は、小数点以下 6 桁~9 桁の範囲で組み合わせを選択することができます。
- (4) 減速歯車の歯数決定にも使用することができます。

[8] 歯厚変換&転位係数ソフトウェア

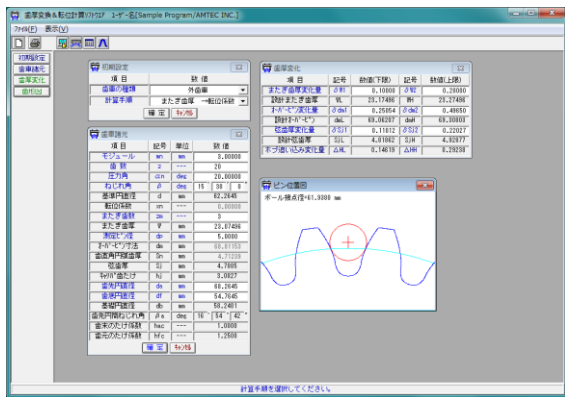


図 8.1 歯厚変換&転位係数

8.1 概要

歯厚変換&転位係数ソフトウェア(図 8.1)は、歯厚と転位係数の関係を計算するソフトウェアです。

- (1) 歯車の種類:インボリュート歯車(外歯車, 内歯車)
- (2) 使用するピン(ボール)を歯形上に作図しますのでスプラインなどの歯たけが低い歯形には、Dカットピンの使用限界を知ることができます。
- (3) またぎ歯厚, オーバーピン寸法, 弦歯厚の変化量の関係を計算します。

8.2 初期設定

初期設定では、歯車の種類(外歯車または内歯車)を選択し、歯厚基準を選択します。歯厚を決定する方法は、①転位係数②またぎ歯厚③オーバーピン寸法④円弧歯厚の4種類があります。図 8.2 に初期設定画面を示します。

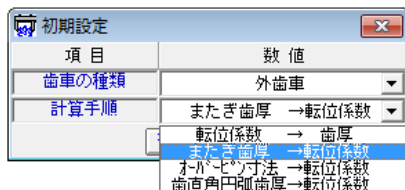


図 8.2 初期設定

8.3 歯車諸元入力

モジュール, 歯数, 圧力角, ねじれ角を入力します。歯先円直径, 歯底円直径の変更が可能です。図 8.3 に歯車諸元の入力画面を示します。例題の歯車は、オーバーピン寸法を基準としています。



図 8.3 歯車諸元入力

8.4 歯厚変化量の変換

またぎ歯厚, オーバーピン寸法, 弦歯厚変化量のうちいずれか1種類を入力することにより他の2種類の歯厚変化量を表示します。図 8.4 に3種類の歯厚の関係を示します。



図 8.4 歯厚変化量の変換

8.5 歯形に対するピンの位置

オーバーピン(ボール)で歯厚を測定する際、低歯などでは歯底にピンが接触する場合があります。この機能により事前に歯形に対するピンの位置を確認することができます。図 8.5 に直径の大きなピンを使用した例を、図 8.6 に内歯車の例を示します。

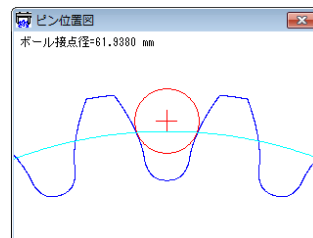


図 8.5 外歯車のピン接触

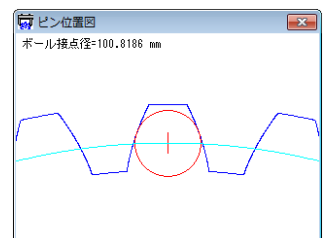


図 8.6 内歯車のピン接触

9] 楕円系歯車

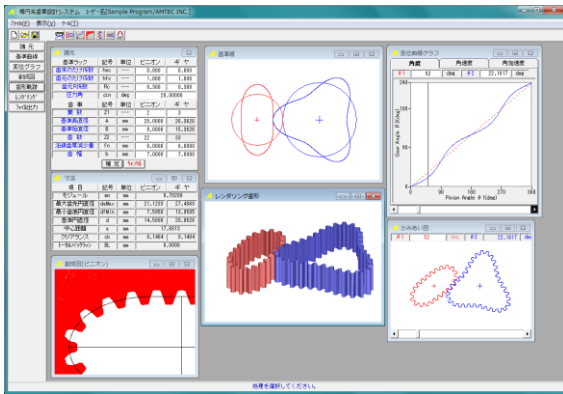


図 9.1 Elliptical Gear Design System

9.1 概要

楕円系歯車設計システム(Elliptical Gear Design System)は、旧来の内容を一新しました。旧カタログ(VOL.10, 18頁)の楕円系歯車は販売中止とさせていただきます。

新しい楕円系歯車ソフトウェアは、図9.1に示しますように同葉数だけでなく異葉数の設計も可能です。

非円形歯車はカムに比較して滑りが少なく、リンク機構に比較してコンパクトな設計ができます。また、確実に荷重を伝達することができるなど非常に有利な特徴を有しています。

9.2 諸元入力画面

諸元入力画面を図 9.2 に示します。例題の場合、ピニオンの葉数を 2、ギヤの葉数を 3 としています。葉数は、1~10 の範囲で設定することができます。

諸元				
基準ラック	記号	単位	ピニオン	ギヤ
歯末のだけ係数	hac	---	0.800	0.800
歯元のだけ係数	hfc	---	1.000	1.000
歯元R係数	Rc	---	0.300	0.300
圧力角	α_n	deg	20.00000	
歯車				
記号	単位	ピニオン	ギヤ	
葉数	Z1	---	2	3
基準長直径	A	mm	20.0000	26.3626
基準短直径	B	mm	9.0000	15.3626
歯数	Z2	---	22	33
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0000	0.0000
歯幅	b	mm	7.0000	7.0000

図 9.2 諸元入力

9.3 寸法結果

図 9.3 に楕円系歯車の寸法結果を示します。

寸法				
項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	mn	mm	0.70208	
最大歯先円直径	daMax	mm	21.1233	27.4860
最小歯底円直径	dfMin	mm	7.5958	13.9585
基準円直径	d	mm	14.5000	20.8626
中心距離	a	mm	17.6813	
クリアランス	ck	mm	0.1404	0.1404
トータルバックラシ	BL	mm	0.0000	

図 9.3 楕円系歯車の寸法

9.4 楕円系歯車の基準線

図 9.4 に楕円系歯車の基準線を示します。

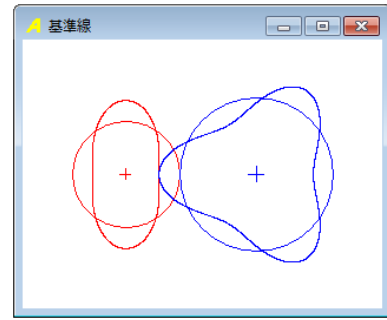


図 9.4 基準線

9.5 変位曲線グラフ

角度変位、角速度変位、角加速度変位グラフを図 9.5~図 9.7 に示します。このグラフの角度カーソルと図 9.10 及び図 9.11 の歯形軌跡図のピニオン回転角と連動しています。

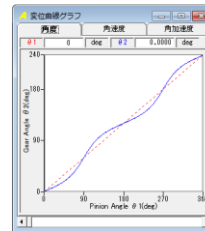


図 9.5 角度変位

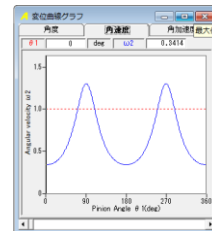


図 9.6 角速度変位

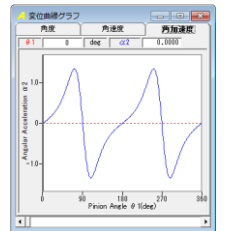


図 9.7 角加速度

9.6 歯形創成図

図 9.8 及び図 9.9 に歯形創成図を示します。

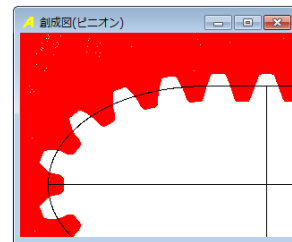


図 9.8 歯形創成図(P)

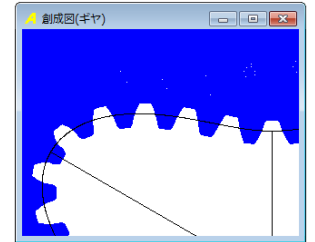


図 9.9 歯形創成図(G)

9.7 歯形軌跡図

図 9.10 に歯形軌跡図を、図 9.11 に、歯形かみあい部の拡大図を示します。

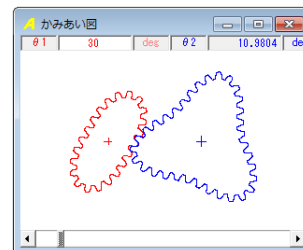


図 9.10 歯形軌跡図

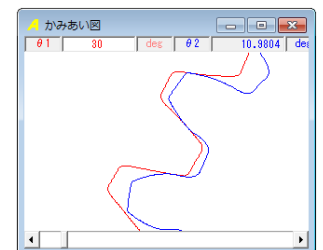


図 9.11 歯形軌跡拡大図

9.8 歯形レンダリング

楕円系歯車の歯形レンダリングを図 9.12 に示します。コントロールフォームにより視点や回転角を変更することができます。

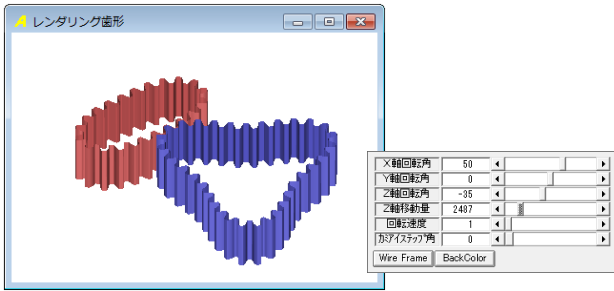


図 9.12 歯形レンダリング

9.9 歯形ファイル

楕円系歯車の歯形を DXF ファイルで出力することができます。図 9.13 に DXF ファイル出力フォームを示します。

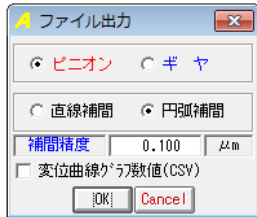


図 9.13 DXF ファイル出力フォーム

9.10 作図例

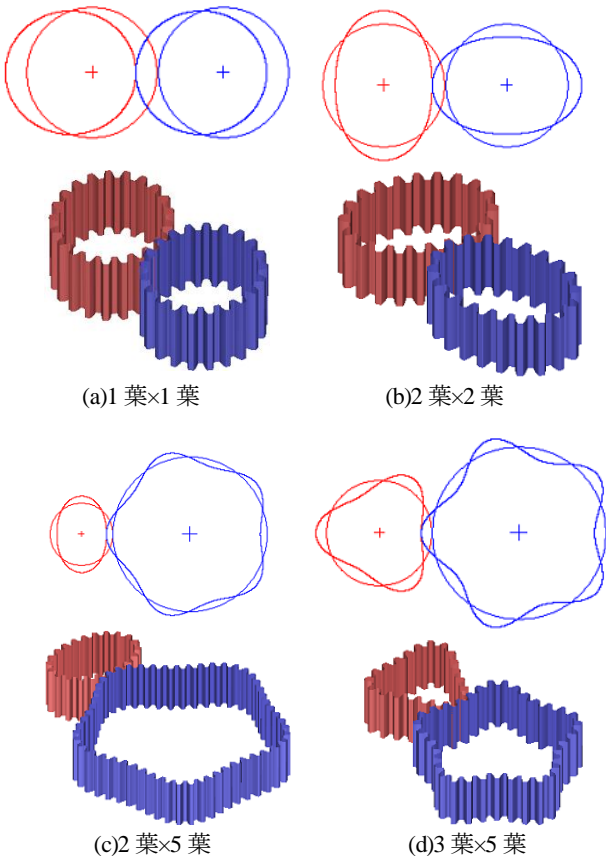
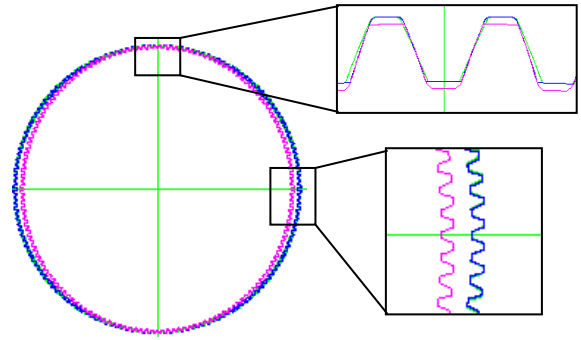


図 9.14 作図例

9.10 作図例

楕円系歯車ソフトウェアを用いて設計した波動歯車



Epi_z1=164, Internal_z2=160, Internal_z3=164

図 9.15 波動歯車の作図例

※ CAM 曲線を与え、これに歯を生成するソフトウェアは、別途お問い合わせください。

[10] Worm Bite2(ウォームバイト刃形解析ソフトウェア)

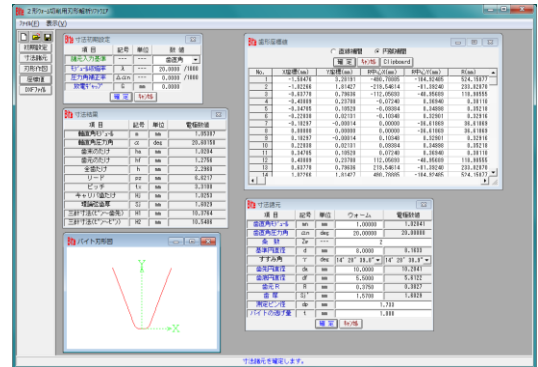


図 10.1 Worm Bite2

10.1 概要

ウォームの歯切り加工は、図 10.2 のようにフライスカッタ（または砥石）で加工する K 形（3 形）歯形が一般的ですが、小形のウォームや電極に使用されるウォームはバイトで切削されています。加工方法として図 10.3 のようにバイトを軸方向に対し平行に取り付けて切削すればウォームの軸方向歯形は直線となります。しかし進み角が大きくなると一方の刃のすくい角が負となり反対側では逃げ角を大きくとらなければならないため切削が困難となります。このような場合には図 10.4 のようにバイトをねじ面に対し直角に取り付けて切削する事になります。

図 10.4 のようにバイトを歯直角に取り付けてウォームを切削すると切削後のウォーム軸方向歯形は、直線とはなりません。

Worm Bite2 は、切削後のウォーム軸方向歯形が直線となるようにバイトの形状を解析するソフトウェアです。

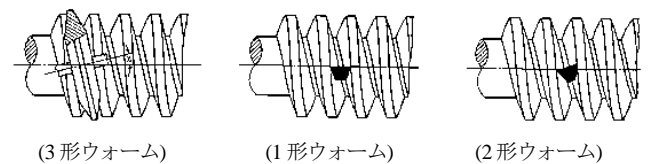


図 10.2 K形ウォーム 図 10.3 A形ウォーム 図 10.4 N形ウォーム

[11] Gear Navigation System

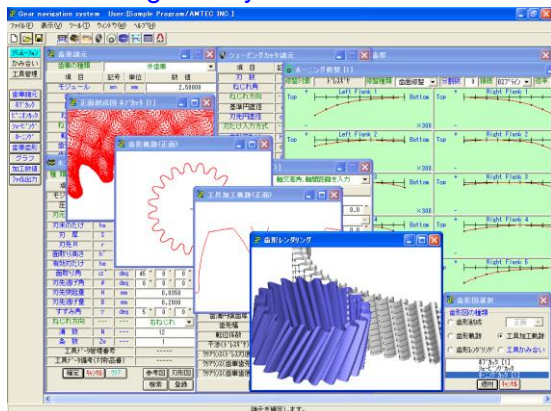


図 11.1 Gear navigation system

11.1 概要

Gear navigation system は、ホブ、ピニオンカッタ、シェービングカッタ、ホーニングの各工具による歯車加工形状解析と、そのかみ合いのシミュレーションをすることができるソフトウェアです。また、データベースによる工具管理機能を有し、条件に見合う工具を共用計算することにより検索することができます。

歯車加工シミュレーションは、歯面、歯元、歯先、面取り形状と各数値の計算、特にホーニングでは、歯形修整、歯すじ修整、歯面修整後の形状を計算しグラフ表示します。更に、かみ合いシミュレーションでは、加工後の歯形をかみ合わせて歯当たりを観察することができます。図 11.1 に Gear navigation system の画面の様子を示します。

11.2 適用歯車

- ・インボリュート平、はすば歯車
- ・外歯車、内歯車

11.3 適用工具

3.1 ホブ

標準、セミトッピング、プロチュバランス、プロチュバランスセミトッピング、転位ホブ、刃先修整ホブ
(セミトッピングホブは刃底のR面およびC面が可能)

3.2 ピニオンカッタ

標準、セミトッピング、プロチュバランス、プロチュバランスセミトッピング (セミトッピングは刃底R面、C面が可能)
ピニオンカッタは、外歯車と内歯車に適用します。

3.3 シェービングカッタ

3.4 ホーニング

ドレスギヤには、歯形修整、歯すじ修整および歯面修整の設定が可能です。また被削歯車と諸元の異なるドレスギヤを設定することも可能です。

11.4 歯車諸元設定

被削歯車の諸元設定を図 11.2 に示します。ここではホブ加工、シェービング加工、ホーニング加工を1回づつ行うものとしてドレスギヤに歯面修整を与えた場合の例を以下に示します。

歯車諸元			
歯車の種類	外歯車		
項目	記号	単位	数値
モジュール	mn	mm	2.50000
歯数	Z	---	20
圧力角	α_n	deg	20.00000°
ねじれ角	β	deg	20° 0' 0.0"
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
転位係数	xn	---	0.0000
歯先円直径	da	mm	58.2089
歯根円直径	df	mm	46.9589
歯幅	b	mm	30.0000
基準円直径	d	mm	53.2089
基準円歯距	db	mm	49.6170
基準円間ねじれ角	β_b	deg	18° 44' 50.1"

図 11.2 歯車諸元設定

ホブカッタ諸元 [1]			
種類	標準		
項目	記号	単位	数値
モジュール	mn	mm	2.50000
圧力角	α_n	deg	20.00000°
刃先のたけ	ha	mm	3.1250
刃元のたけ	hf	mm	0.9375
刃厚	S	mm	3.9270
刃先R	r	mm	0.9375
すずみ角	γ	deg	5° 0' 0"
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
溝数	N	---	12
条数	Zw	---	1
工具データベース管理番号	---	---	---
工具データベース備考(対称品番)	---	---	---

図 11.3 標準ホブ

11.5 工具諸元設定

11.5.1 ホブ諸元設定

各種ホブの設定項目を図 11.3~11.6 に示します。ホブ諸元は、最大3工程まで設定することが可能です。入力したホブ数値の実刃形状を[刃形図]で作図することができます。ここでは図 11.6 のホブを使用してシミュレーションをします。

ホブカッタ諸元 [1]			
種類	セミトッピング		
項目	記号	単位	数値
モジュール	mn	mm	2.50000
圧力角	α_n	deg	20.00000°
刃元の形状	---	---	C面
刃先のたけ	ha	mm	3.1250
刃厚	S	mm	3.9270
刃先R	r	mm	0.9375
面取り高さ	h'	mm	5.1000
有効刃たけ	he	mm	6.2500
面取り角	α'	deg	45° 0' 0"
すずみ角	γ	deg	5° 0' 0"
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
溝数	N	---	12
条数	Zw	---	1
工具データベース管理番号	---	---	---
工具データベース備考(対称品番)	---	---	---

図 11.4 セミトッピングホブ

ホブカッタ諸元 [1]			
種類	セミトッピング		
項目	記号	単位	数値
モジュール	mn	mm	2.42652
圧力角	α_n	deg	14.50000°
刃元の形状	---	---	C面
刃先のたけ	ha	mm	3.1250
刃厚	S	mm	3.9270
刃先R	r	mm	0.9375
面取り高さ	h'	mm	5.1000
有効刃たけ	he	mm	6.2500
面取り角	α'	deg	45° 0' 0"
すずみ角	γ	deg	5° 0' 0"
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
溝数	N	---	12
条数	Zw	---	1
工具データベース管理番号	---	---	---
工具データベース備考(対称品番)	---	---	---

図 11.5 プロチュバランス転位ホブ

ホブカッタ諸元 [1]			
種類	プロチュバランスセミトッピング		
項目	記号	単位	数値
モジュール	mn	mm	2.50000
圧力角	α_n	deg	20.00000°
刃元の形状	---	---	C面
刃先のたけ	ha	mm	3.1250
刃厚	S	mm	3.9270
刃先R	r	mm	0.9375
面取り高さ	h'	mm	5.1000
有効刃たけ	he	mm	6.2500
面取り角	α'	deg	45° 0' 0"
刃先過す角	θ	deg	8° 0' 0"
刃先突起量	H	mm	0.0350
刃先過す量	B	mm	0.2000
すずみ角	γ	deg	5° 0' 0"
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
溝数	N	---	12
条数	Zw	---	1
工具データベース管理番号	---	---	---
工具データベース備考(対称品番)	---	---	---

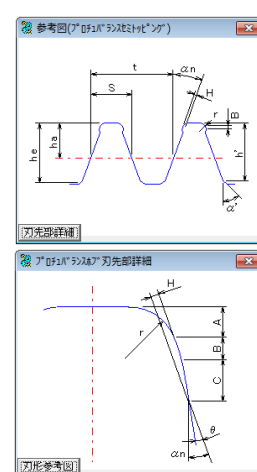


図 11.6 プロチュバランスセミトッピングホブ

11.5.2 ピニオンカッタ諸元設定

各種ピニオンカッタの設定項目を図 11.7~11.10 に示します。ピニオンカッタ諸元は、最大3工程まで設定することができます。ホブと同様に入力した数値の実刃形状を[刃形図]で作図することができます。



図 11.7 標準ビニョカッタ

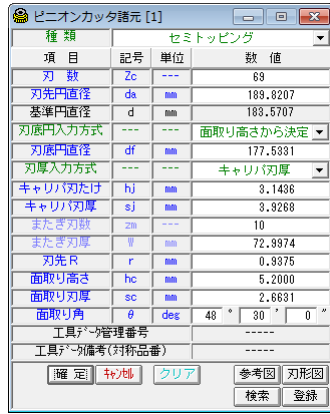


図 11.8 セミトップングビニョカッタ



図 11.9 プロデュバランスビニョカッタ



図 11.10 プロデュバランスセミトップングビニョカッタ

11.5.3 シェービングカッタ諸元設定

シェービングカッタ諸元設定例を図 11.11 に示します。



図 11.11 シェービングカッタ諸元

11.5.4 ホーニング諸元設定

ホーニング諸元設定は、ドレッシング諸元、ホーニング砥石諸元をそれぞれ設定します。ホーニングは、2 工程まで設定することができます。ドレッシング諸元項目を図 11.12、ドレッシングの歯面修整設定を図 11.13、ドレッシング修整トポグラフを図 11.14、ホーニング砥石諸元項目を図 11.15 に示します。

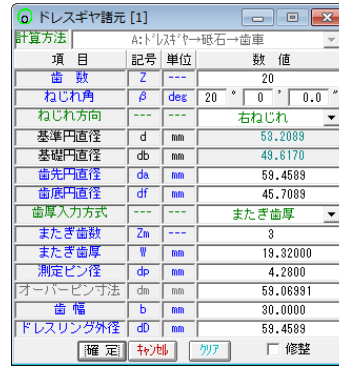
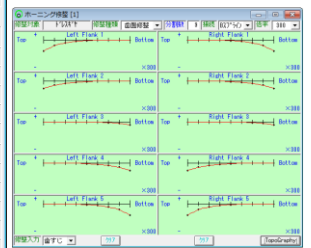


図 11.12 ドレッシング諸元



(歯面修整, 歯すじ)

図 11.13 ドレッシング修整

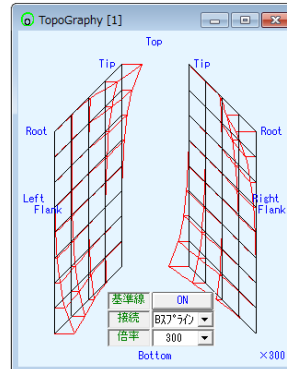


図 11.14 ドレッシング修整トポグラフ



図 11.15 ホーニング砥石

11.6 歯車仕上歯厚設定

各工具での歯車仕上歯厚は、またぎ歯厚、ピン寸法、円弧歯厚での設定が可能です。図 11.16 に歯車仕上歯厚設定画面を示します。本例ではホブ加工、シェービング加工、ホーニング加工を1回づつ行います。ホブでまたぎ歯厚 $W_1=19.350\text{mm}$ の粗加工を行い、最終のホーニング加工で $W_3=19.287\text{mm}$ に仕上げる手順を示しています。



図 11.16 歯車仕上歯厚設定

11.7 歯車歯形

諸元と加工条件を設定すると、歯車形状を表示します。歯形図では、各工具で加工した歯形形状の重ね合わせや直径、距離の計測、加工後の歯形などを容易に確認することができます。図 11.17 に歯形選択画面を、図 11.18~11.25 に解析後の歯形を示します。

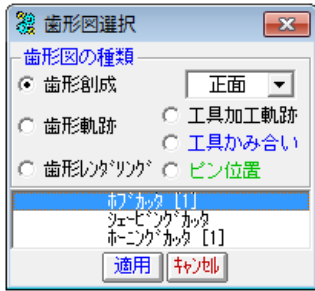


図 11.17 歯形選択

加工数値表

項目	記号	単位	数値
半径方向面取り長さ	hp	mm	0.2603
円周方向面取り長さ	hk	mm	0.1680
面取り開始直径	dh	mm	57.6870
歯先幅	Sc	mm	1.6750
歯面開始径	fd	mm	60.7978
作用線長さ(dh~fd)	RL	mm	9.2689
有効歯たけ	he	mm	3.4446
歯車体積	V	mm ³	6.610E+4
歯先円直径	da	mm	58.2089
歯底円直径	df	mm	47.1436
切り込み深さ	h	mm	5.5327
ホブピッチ角	β s	deg	-15.0000
歯面多角形誤差	Δ e	mm	0.0014

図 11.26 ホブ加工数値

加工数値表

項目	記号	単位	数値
半径方向面取り長さ	hp	mm	0.3611
円周方向面取り長さ	hk	mm	0.3273
面取り開始直径	dh	mm	57.4868
歯先幅	Sc	mm	1.2742
歯面開始径	fd	mm	49.9351
作用線長さ(dh~fd)	RL	mm	11.4478
有効歯たけ	he	mm	3.7458
歯車体積	V	mm ³	6.581E+4
歯先円直径	da	mm	58.2089
歯底円直径	df	mm	46.3589
切り込み深さ	h	mm	5.6250

図 11.27 ピニオンカット加工数値

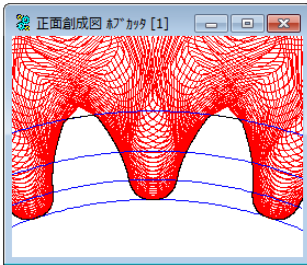


図 11.18 歯形創成図

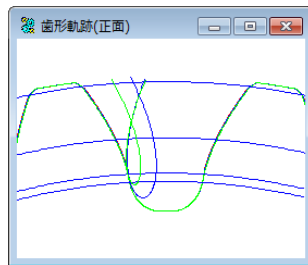


図 11.19 歯形軌跡図

加工数値表

項目	記号	単位	数値
半径方向面取り長さ	hp	mm	0.2322
円周方向面取り長さ	hk	mm	0.1474
面取り開始直径	dh	mm	57.7446
歯先幅	Sc	mm	1.6750
歯面開始径	fd	mm	50.8211
作用線長さ(dh~fd)	RL	mm	9.7535
有効歯たけ	he	mm	3.5617
歯車体積	V	mm ³	6.608E+4
かみ合い中心距離	a	mm	116.7719
加工最小直径	TC	mm	50.8211
刃先と歯面間の隙間	C	mm	0.5810
歯直角かみ合い圧力角	α nc	deg	20.0618
かみ合い率	ϵ	---	1.8916

図 11.28 シェービングカッタ加工数値

加工数値表

項目	記号	単位	数値
半径方向面取り長さ	hp	mm	0.1976
円周方向面取り長さ	hk	mm	0.1269
面取り開始直径	dh	mm	57.8137
歯先幅	Sc	mm	1.6750
歯面開始径	fd	mm	50.2975
作用線長さ(dh~fd)	RL	mm	10.7144
有効歯たけ	he	mm	3.7581
歯車体積	V	mm ³	6.594E+4
加工最小直径	TC	mm	50.2975

図 11.29 ホーニング加工数値

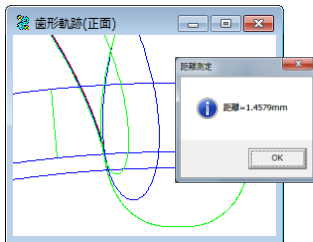


図 11.20 距離計測

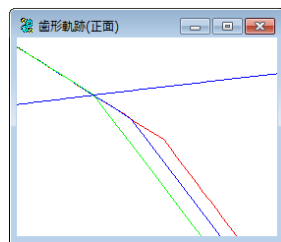


図 11.21 部分拡大

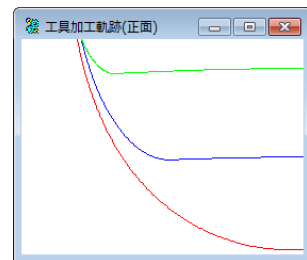


図 11.22 工具の加工軌跡

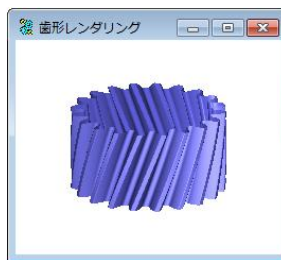


図 11.23 歯形レンダリング

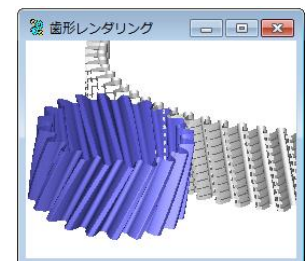


図 11.24 シェービングカッタと歯車のかみ合い

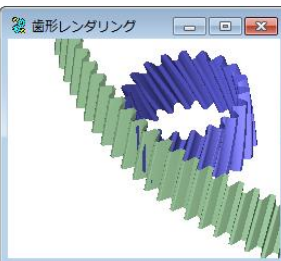


図 11.25 ホーニング砥石と歯車のかみ合い

11.8 加工数値

各工具での加工数値を図 11.26~11.29 に示します。これらの表で面取り長さ、歯面直径、歯車体積、各直径などの詳細数値を確認することができます。

11.9 歯形誤差グラフ

加工後の歯形形状を示す歯形誤差グラフを図 11.30 に示します。特に、被削歯車と異なる諸元のドレスギヤや、バイアス修整等の複雑な修整を施したドレスギヤを使用した場合、正確に歯形が加工されるか否かの判断を容易にすることができるように各直径での修整量や歯形全体の傾向を示すトポグラフ、倍率の指定など豊富な機能を備えています。

図 11.31 は、ホーニング後の歯すじ誤差グラフ例であり、歯面形状と歯すじ形状を表したトポグラフを図 11.32 に示します。

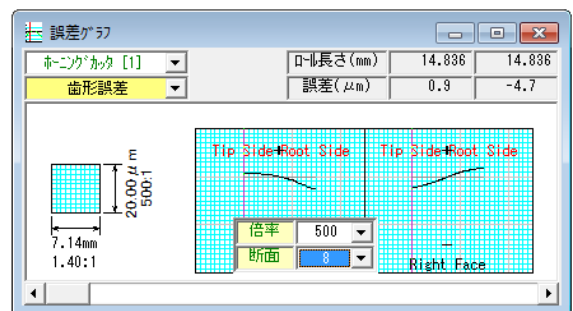


図 11.30 ホーニング後の歯形誤差グラフ例

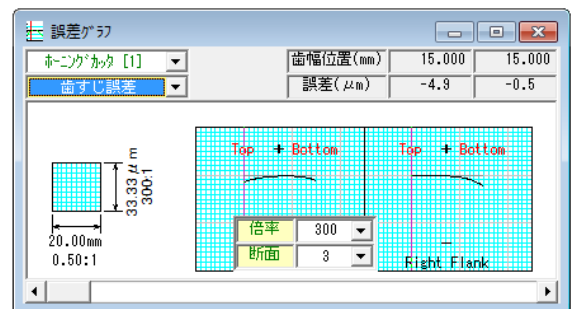


図 11.31 ホーニング後の歯すじ誤差グラフ例

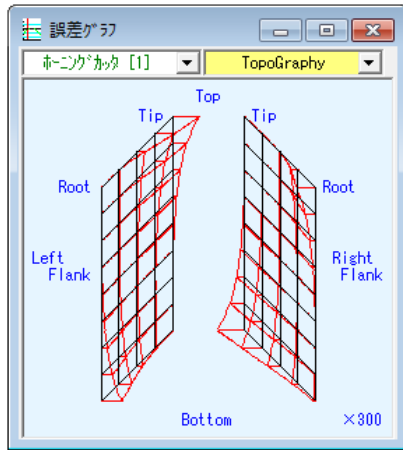


図 11.32 トポグラフ

項目	記号	単位	駆動(外)	従動(外)
管理番号	---	---	Demo-P	Demo-G
モジュール	mn	mm	2.50000	
歯数	Z	---	20	40
圧力角	α_n	deg	20.00000	
ねじれ角	β	deg	20° 0' 0.0"	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ
転位係数	xn	---	0.00000	0.00000
またぎ歯数	Zm	---	3	6
またぎ歯厚	w	mm	19.28684	42.26984
測定ピン径	dp	mm	4.2800	4.2800
ピン寸法	dm	mm	58.06992	112.15778
歯直角円弧歯厚	Sn	mm	3.92699	3.92699
基準円直径	d	mm	58.2089	106.4178
基準円直径	db	mm	49.6170	99.2341
歯先円直径	da	mm	58.2089	111.4178
歯底円直径	df	mm	46.9589	100.1678
歯幅	b	mm	30.0000	30.0000
設計中心距離	a	mm	80.0000	
設計別アキ	ck	mm	0.8117	0.8117

図 11.36 かみ合い歯車歯形データ選択

11.10 歯形座標値ファイル出力

加工後の歯形座標値を CAD データとして出力することができます。ファイル形式は DXF と IGES をサポートしています。図 11.33 に歯形座標値ファイル出力フォームを図 11.34 に CAD 作図例を示します。

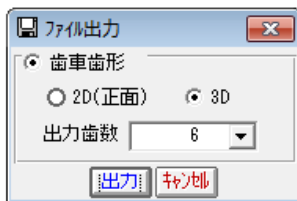


図 11.33 歯形座標値ファイル出力

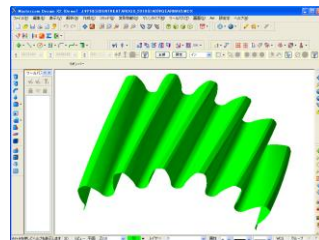


図 11.34 歯形作図例(IGES)

11.11 歯車かみ合い

加工シミュレーションした歯形データを保存しておくことで任意の歯車歯形データ同士のかみ合いシミュレーションを行うことができます。図 11.35 にかみ合いシミュレーションの画面を示します。

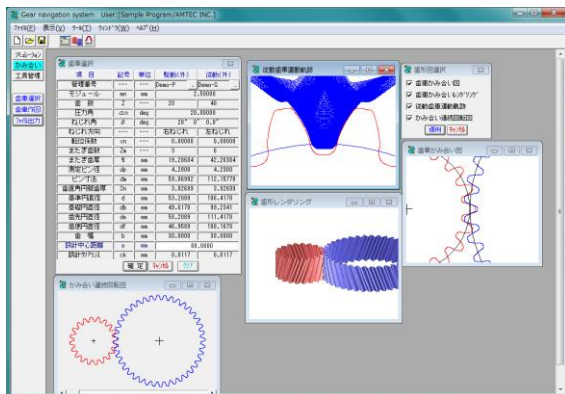


図 11.35 かみ合いシミュレーション

11.12 歯車データの選択

登録したデータから、かみ合わせる歯車のデータを選択し設定します。図 11.36 にかみ合い歯車を選択した画面を示します。

11.13 歯車かみ合い図

図 11.37 の歯形図選択で 2D 歯車かみ合い図、3D かみ合いモデル、従動歯車の回転運動軌跡、連続回転図を表示します。2D 歯車かみ合い図は、部分拡大、距離計測機能や円作図機能をサポートしていますので、かみ合いの状態を細部に渡り確認することができます。図 11.38~11.44 にかみ合い図および運動軌跡図を示します。

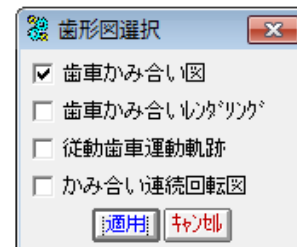


図 11.37 かみ合い歯形図選択

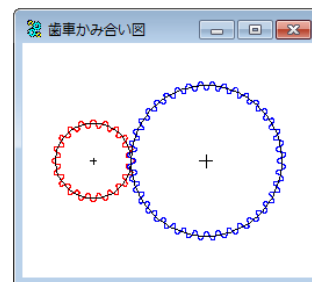


図 11.38 かみ合い図

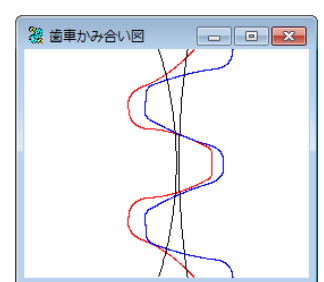


図 11.39 かみ合い図拡大

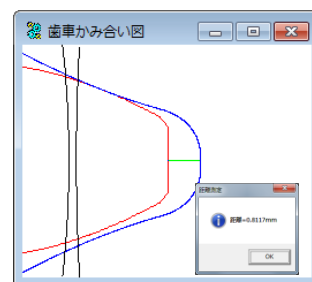


図 11.40 かみ合い図距離計測 (トップクリアランスの測定)

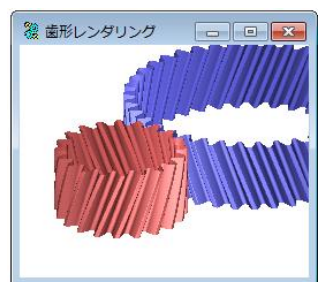


図 11.41 かみ合いレンダリング

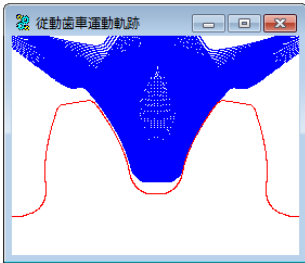


図 11.42 従動歯車運動軌跡

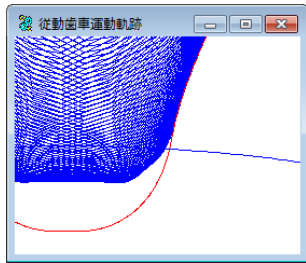


図 11.43 運動軌跡拡大

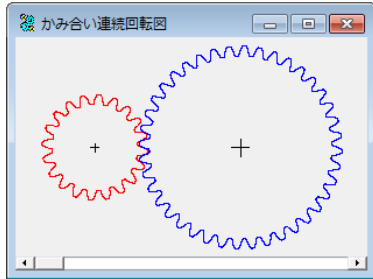


図 11.44 かみ合い連続回転

11.14 かみ合い歯形ファイル出力

かみ合った状態の歯車歯形データを CAD データとして DXF および IGES 形式で出力することができます。図 11.45 にかみ合い歯形ファイル出力フォームを示します。

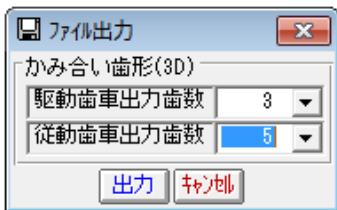


図 11.45 かみ合い歯形ファイル出力

11.15 工具管理 (オプション)

Gear navigation system は、保有の工具諸元をデータベースに登録しておくことにより、加工シミュレーション時に共用計算や加工後の面取り長さや有効歯面長さなどの条件に見合う適正工具を検索することができます。工具管理の画面の様子および設定項目を図 11.46~11.50 に示します。

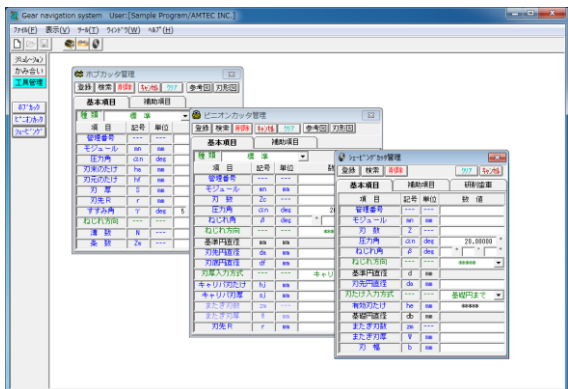


図 11.46 工具管理の画面

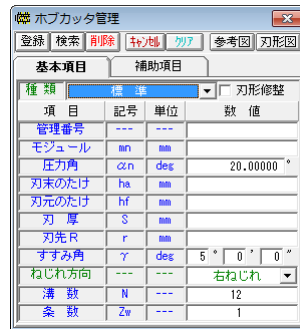


図 11.47 ホブ諸元



図 11.48 ピニオンカッタ諸元

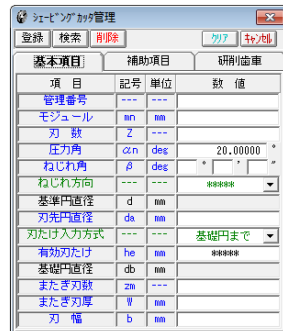


図 11.49 シェービングカッタ諸元

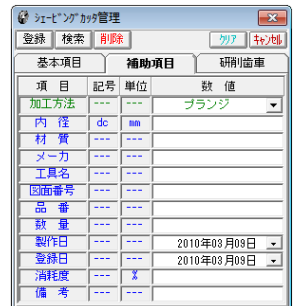


図 11.50 基礎円盤諸元

11.16 その他の機能

16.1 ホブの取り付け角度計算 (オプション), (図 11.51)
 転位ホブのホブ取り付け角度を計算します。



図 11.51 ホブの取り付け角度

16.2 データベースの形式

Gear navigation system は、設計データの管理、工具管理などの情報、検索などは SQL サーバを使用して行います。

データベースを容易に構築、管理することができるように補助ツールが付属されています (図 11.52~11.53 参照)。

本ソフトウェアでは Microsoft SQL Server が必要です¹⁾。

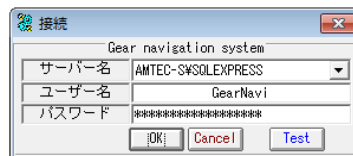


図 11.52 データベースへの接続

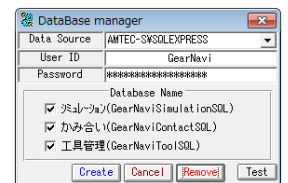


図 11.53 データベースマネージャ

1) SQL サーバを準備していない場合

データベースを mdb ファイルで管理するソフトウェアもございますのでご注文の際にお申し付けください。

※付録:B のギヤホーニングシミュレーションをご覧ください。

[12] 歯車強度計算(ANSI/AGMA2001-C95)

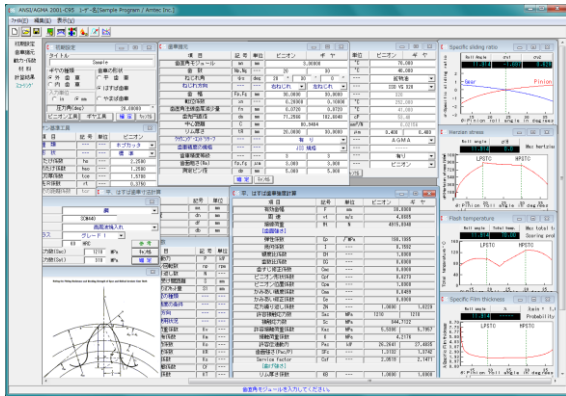


図 12.1 AGMA2001-C95

12.1 概要

AGMA2001-C95 の規格に基づいて歯車の強度計算をします。歯形の幾何係数(I, J)は、AGMA908-B89 に基づいています。

(1)適用規格

「ANSI/AGMA2001-C95」:Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth

「Annex A」:Method for Evaluating the Risk of Scuffing and Wear

「ANSI/AGMA 908-B89」:Geometry Factor for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth

(2)歯車の種類

インボリュート平、はすば歯車(外歯車, 内歯車)

(3)工具

ホブおよびピニオンカッタ(プロチュバランス含む)

(4)歯車の強さ

曲げ強さ, 歯面強さ, 寿命および幾何係数の詳細数値

(5)スコアリング

すべり率, ヘルツ応力, 油膜厚さ, フラッシュ温度のグラフと摩耗およびスコアリング発生確率

12.2 初期設定

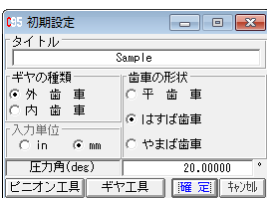


図 12.2 初期設定画面

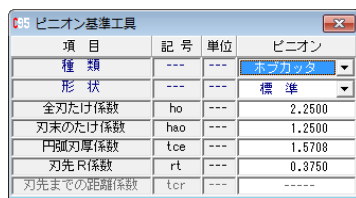


図 12.3 工具設定画面

12.3 歯車諸元入力

(1)歯車精度は、AGMA, JIS を選択することができます。

(2)歯面粗さは Ra(μm)で入力してください。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
歯面角モジュール	mm	mm	20	3.00000
歯数	No.	---	20	30
ねじれ角	ψ	deg	20	30
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ
歯幅	Fp, Fg	mm	30.0000	30.0000
軽負係数	xn	---	0.20000	0.10000
歯面角法線歯厚減少量	fn	mm	0.0720	0.0720
歯先円半径	ca	mm	71.2568	102.6948
中心距離	c	mm	80.3404	---
リム厚さ	tR	mm	20.0000	30.0000
分次ノットエッジ	---	---	有り	---
歯車精度の規格	---	---	JIS 規格	---
歯車精度等級	---	---	3	3
歯面粗さ(Ra)	f.p. f.g	μm	3.000	3.000
測定ピッチ	dp	mm	5.000	5.000

図 12.4 歯車諸元入力画面

12.4 動力および係数入力

(1) 動荷重係数, 荷重分配係数などは[0][TAB]で理論値が入力されます。

(2) 平歯車の場合には歯先荷重または外の最悪荷重点を選択することができます。

(3) 入力する数値に関するグラフおよび表などは[表示]機能により参照する事ができます。

図 12.5 に動力および係数入力画面を示します。図 12.6 および図 12.7 に係数, グラフの表示例を示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
伝送動力	P	kW	20.000	---
ピニオン歯数	np	Fpm	1200.000	---
ギヤ歯数	ng	Fpm	10000000	---
ピニオン軸受け距離	S	mm	100.000	---
ピニオンの外径	SI	mm	0.000	---
歯車装置の種類	---	---	高精度の空閑歯車装置	---
噛み立て精度の条件	---	---	独立特ニ調整	---
回転方向	---	---	正転のみ	---
歯車の使用状況	---	---	一般	---
内部動荷重係数	Kv	---	1.177	---
荷重分布係数	Ka	---	1.054	---
過負荷係数	Ko	---	1.000	---
信頼係数	KR	---	1.250	---
寸法係数	Ks	---	1.000	1.000
表面状態係数	Cf	---	1.000	1.000
温度係数	KT	---	1.000	---
歯面安全率	SH	---	1.000	---
歯根安全率	SB	---	1.000	---
荷重の位置	---	---	歯先荷重	---
過負荷の回数	Ns	hit-1	1	1

図 12.5 動力及び係数設定

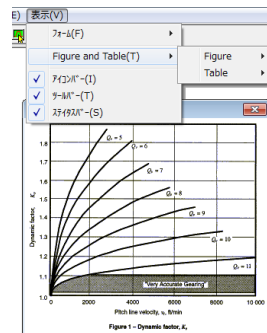


図 12.6 グラフの表示

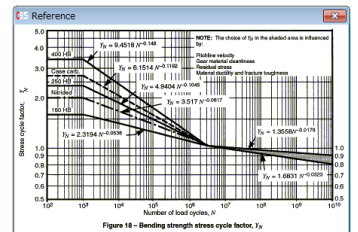


図 12.7 グラフの表示例

12.5 材料入力

(1) 図 12.8 に材料の設定画面を示します。

(2) [参考]をクリックすると材料に適応した許容応力数の表を図 12.9 のように表示します。



図 12.8 ピニオン材料の設定

Metallurgical factor	Grade 1		Grade 2	
	Preferentially 5 or finer	Preferentially 5 or finer	Preferentially 5 or finer	Preferentially 5 or finer
ASTM E112 grain size	Preferentially 5 or finer	Preferentially 5 or finer	Preferentially 5 or finer	Preferentially 5 or finer
Type: transformation products which primarily include bainite and fine pearlite. ¹⁾	Not specified	Not specified	Max upper transformation products at 600K to 10.0 inl Over 10.0 No blocky ferrite (due to improper austenization)	Max upper transformation products at 600K 10% Over 10.0 No blocky ferrite (due to improper austenization)
Decarburization and stock removal	Not specified	Not specified	None apparent at 600K, stock removal sufficient to remove any decarburization.	None apparent at 600K, stock removal sufficient to remove any decarburization.
Specified hardness at surface, h_{su} , only	See figure 8	See figure 8	See figure 8	See figure 8
Specified hardness at root, h_{sr} , only	See figure 8	See figure 8	See figure 8	See figure 8
Cleanliness ²⁾	Not specified	Not specified	AMS 2301 or ASTM A468 for wrought steel (verification not required). Castings are permissible with primarily round (Type 1) surface inclusions	AMS 2301 or ASTM A468 for wrought steel (verification not required). Castings are permissible with primarily round (Type 1) surface inclusions
Sulfur	Not specified	Not specified	0.005% maximum for wrought 0.004% maximum for castings	0.005% maximum for wrought 0.004% maximum for castings

図 12.9 材料許容応力数

12.6 強度結果

図12.10に強度計算結果を示します。図12.11および図12.12に、幾何係数の詳細数値と係数を決定する際の歯形図を示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
有効歯幅	F	mm	30.0000	
周速	vt	m/s	4.0685	
接線荷重 【歯面強さ】	Wt	N	4915.8040	
弾性係数	Cp	/MPa	180.1995	
幾何係数	I	---	0.1592	
硬度比係数	CH	---	1.0000	
歯数比係数	CG	---	0.6000	
歯すじ修正係数	Cmc	---	0.8000	
ピニオン形状係数	Cpf	---	0.0273	
ピニオン位置係数	Cpm	---	1.0000	
かみあい精度係数	Cma	---	0.0499	
かみあい修正係数	Ce	---	0.8000	
応力繰り返し係数	ZN	---	1.0000	1.0229
許容接触応力係数	Sac	MPa	1210	1210
接触応力係数	Sc	MPa	844.7122	
許容接線荷重係数	Kac	MPa	5.5386	5.7957
接線荷重係数	K	MPa	4.2176	
許容伝達動力	Pac	kW	26.2641	27.4835
歯面強さ (Pac/P)	SFc	---	1.3132	1.3742
Service factor 【曲げ強さ】	Csf	---	2.0519	2.1471
リム厚さ係数	KB	---	1.0000	1.0000
幾何係数	J	---	0.5117	0.5082
応力繰り返し係数	YN	---	1.0176	1.0250
許容単位荷重	Uat	MPa	111.1384	111.1826
単位荷重	UL	MPa	54.8200	
許容曲げ応力係数	Sat	MPa	310	310
曲げ応力係数	St	MPa	124.0323	124.8811
許容伝達動力	Pat	kW	40.6951	40.7113
曲げ強さ (Pat/P)	SFt	---	2.0348	2.0856
Service factor	Ksf	---	2.5434	2.5445

図 12.10 曲げ、歯面強さ結果

Symbol	Unit	Pinion	Gear	Symbol	Unit	Pinion	Gear
J	---	0.5117	0.5082	mL	mm	13.1861	19.1738
Y	---	0.5254	0.5316	φns	deg	20.0226°	20.0226°
Kf	---	1.4886	1.5171	αno	deg	0.0124°	0.0163°
φnβ	deg	31.2024°	27.5304°	HF	mm	1.8294	1.8042
ΔSn	mm	0.0255	0.0255	Ch	---	1.3512	
Xg	mm	0.1643	0.0648	Kψ	---	0.8762	
Sn	mm	1.8908	1.8181	εnF	mm	0.3879	1.0164
φL	deg	29.8892°	26.5478°	u	mm	0.5395	0.5659

図 12.11 幾何係数(J)

Symbol	Unit	Value	Symbol	Unit	Value
I	---	0.1592	mF	---	1.1147
φr	deg	22.7669°	ρm1	mm	4.3764
Cψ	---	1.0000	ρm2	mm	6.0844
ρ1	---	4.3764	pN	mm	2.9521
ρ2	---	6.0844	Z	mm	4.4127
d	mm	21.3522	pb	mm	3.1263
mN	---	0.6997	C1	mm	2.0892
Cr	mm	26.9801	C2	mm	3.3556
mG	---	1.5000	C3	mm	4.1763
Rm1	mm	10.8711	C4	mm	5.1355
Ro1	mm	11.8761	C5	mm	6.4819
Ro2	mm	17.1141	C6	mm	10.4408
Rb1	mm	9.9512			

図 12.12 幾何係数(I)

12.7 寿命結果

負荷の回数と図12.7グラフより曲げ強さに対する寿命時間を計算します。図12.13に寿命計算結果を示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
【歯面強さの寿命】				
予想応力繰り返し係数	ZN'	---	0.873	0.873
予想寿命負荷回数	Nc	cyccs	3.740E+09	3.740E+09
予想寿命時間	Lc	hrs	5.194E+04	7.791E+04
【曲げ強さの寿命】				
予想応力繰り返し係数	YN'	---	0.500	0.504
予想寿命負荷回数	Nt	cyccs	2.149E+24	1.465E+24
予想寿命時間	Lt	hrs	2.984E+19	3.052E+19

図 12.13 寿命結果

12.8 スコーリング評価

- (1) 油(ISO 粘度グレード)は VG46~VG1500 を選択することができます。また、範囲外の場合は動粘度、平均温度などを入力することができます。(図12.14)
- (2) 歯面粗さは Ra(μm)で入力してください。
- (3) 摩擦係数の方式は、AGMA 方式、一定値、ISO 方式を選択することができます。
- (4) すべり率、ヘルツ応力、フラッシュ温度、油膜厚さのグラフを表示します。(図12.15~図12.18)
- (5) 摩耗とスコーリングの発生する確率を表示します。

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	
油の種類	---	---	鉱物油	
ISOグレード	---	---	ISO VG 420	
動粘度(40°C)	---	---	320	
平均温度	Mtc	°C	252.000	
標準偏差温度	SD	°C	41.000	
絶対粘度	μ0	cP	53.48	
粘弾性	α	mm ² /N	0.02156	
なじみ歯面粗さ (Ra)	σ1, σ2	μm	0.400	0.400
摩擦係数の方式	---	---	AGMA	
摩擦係数	μ	---	---	
歯形修整	---	---	有り	
駆動歯車	---	---	ピニオン	

図 12.14 スコーリング評価の設定

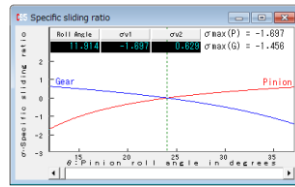


図 12.15 すべり率

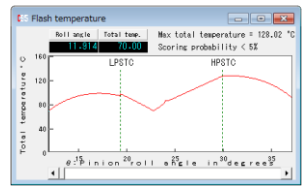


図 12.16 フラッシュ温度

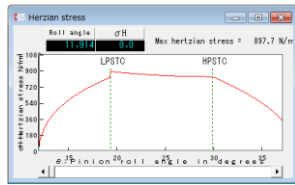


図 12.17 ヘルツ応力

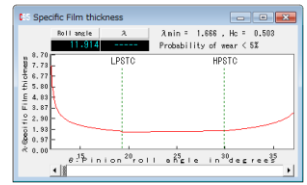


図 12.18 油膜厚さ

12.9 その他機能

- (1) データ管理画面を図12.19に示します。
- (2) 印刷(寸法、強度、寿命、スコーリング、グラフ)日本語印刷と英語印刷(オプション)ができます。
- (3) 係数などの図、表、グラフを表示します。
- (4) 計算結果、グラフをクリップボードに出力することができます。

No.	整理番号	ギヤの種類	歯車の形状	歯直角モジュール	圧力角
1	Manual	外歯車	はすば歯車	3.00000	20.00000°
2	sa	内歯車	平歯車	2.00000	20.00000°
3	Yos	外歯車	平歯車	5.00000	20.00000°
4	Hira	外歯車	平歯車	4.00000	20.00000°
5	Hasuba	外歯車	はすば歯車	4.00000	20.00000°
6	AlphaSW	外歯車	平歯車	2.00000	20.00000°

図 12.19 データ管理設定

[13] 歯車強度計算(ANSI/AGMA2003-A86)

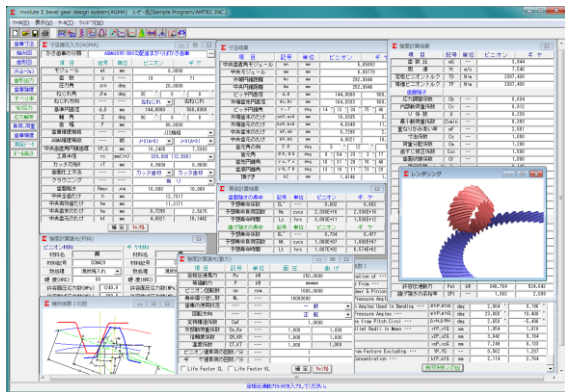


図 13.1 AGMA2003-A86

13.1 概要

involuteΣ(Bevel Gear Design) の強度計算に AGMA2003-A86 の規格を使用しています。従って、歯車寸法、歯形図、組立図を作図することができます。また、ベベルギヤの3次元歯形座標値解析ソフト(図 2.15)や歯形応力解析、測定データ出力機能を追加することができます。

適用規格:「ANSI/AGMA2003-A86:1986」:Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, ZEROL Bevel, and Spiral Bevel Gear Teeth

13.2 かさ歯車の分類選択

「すぐばかさ歯車」、「まがりばかさ歯車」、「ゼロール」に対応しています。図 2.2 のかさ歯車の分類画面をご覧ください。

13.3 歯車諸元入力

- (1) 軸角は 90 度以外も計算できます。
- (2) まがりばかさ歯車の最小歯数は 6 枚です。
- (3) 図 13.2 に諸元入力画面を、図 13.3 に歯車寸法結果画面をします。寸法結果は、図 2.5 と同様です。

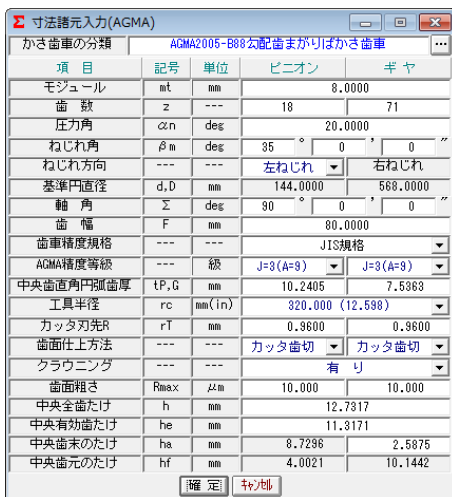


図 13.2 歯車諸元入力

13.4 強度計算(動力, 材料の設定と計算結果)

図 13.3~13.5 に入力画面と強度計算結果画面を示します。

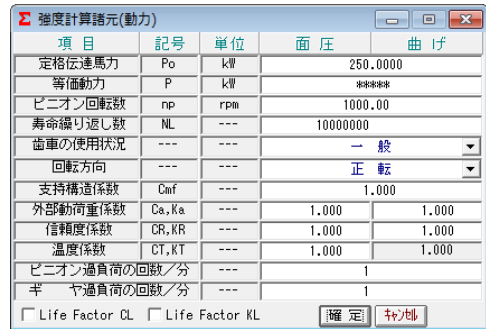


図 13.3 動力諸元設定



図 13.4 材料入力

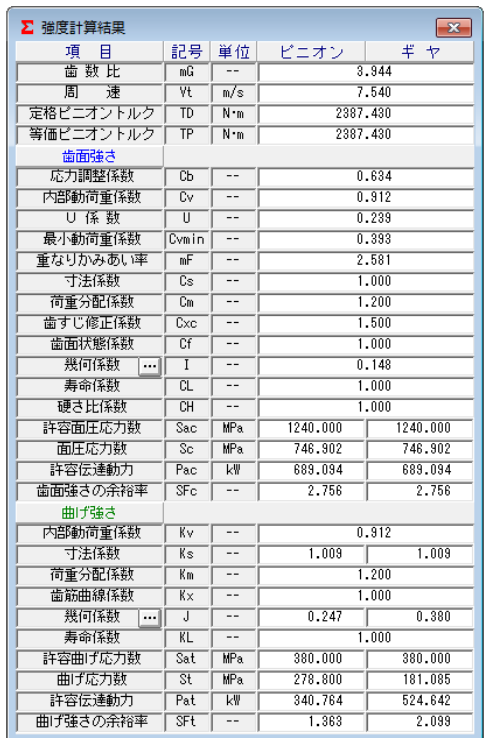


図 13.5 強度計算結果(曲げ, 歯面)

13.5 寿命計算結果

寿命時間の計算結果を、図 13.6 に示します。



図 13.6 寿命計算結果

13.6 幾何係数

曲げ強さに対する幾何係数の詳細数値を図 13.7 に示します。幾何係数 J を決定するための歯形図を図 13.8 に示します。

Description	Symbol	Unit	Pinion	Gear
Graphs for Geometry Factor	JF, JG	--	0.247	0.380
Tooth form Factors Including ...	YKP, YKG	--	0.268	0.465
Mean Transverse Radii ...	rt, Rt	mm	0.360	0.360
Effective Face Widths	FeP, FeG	mm	47.070	43.275
Outer Transverse module pitch	m	mm		8.000
Load Sharing Ratio	mNJ	--		0.583
Inertia Factor ...	Ki	--		1.000
Mean Transverse Pitch Radii	r, R	mm	64.137	987.884
Actual Face Widths	FF, FG	mm	80.000	80.000
Mean Transverse module pitch	Pm	mm		17.777
Mean Addendum	aP, aG	mm	8.780	2.587
Mean Dedendum	bf, bG	mm	4.002	10.144
Assumed Locations of Pitch ...	r1	--	0.000	

図 13.7 曲げに対する幾何係数(J)

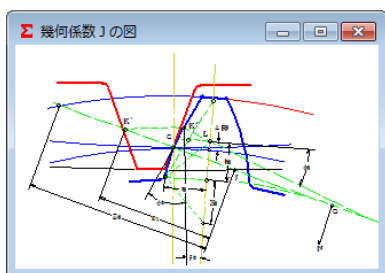


図 13.8 曲げに対する幾何係数の図

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
歯数比	mG	--		3.944
周速	Vt	m/s		7.540
動荷重係数	Kv	--		1.237
荷重分配係数	Km	---		1.036
項目 (歯面)	記号	単位	ピニオン	ギヤ
寸法係数	Cs	--		0.831
歯すじ修正係数	Cxc	--		2.000
幾何係数	I	--		0.148
応力くり返し係数	CL	--	1.320	1.433
硬さ比係数	CH	--		1.000
歯面応力	Sc	MPa		1340.690
許容接触応力	Swc	MPa	1636.347	1777.271
許容伝達動力	Pacu	kW	310.342	366.098
許容伝達動力	Pac	kW	372.410	439.317
歯面強さの余裕率	SFc	--	1.241	1.464
項目 (曲げ)	記号	単位	ピニオン(凹)	ギヤ(凸)
寸法係数	Ks	--		0.554
歯すじ曲線係数	Kx	--		1.000
応力くり返し係数	KL	--	1.018	1.061
幾何係数	J	--	0.247	0.380
曲げ応力	St	MPa	178.950	118.231
許容曲げ応力	Swt	MPa	386.705	403.087
許容伝達動力(unity)	Patu	kW	450.188	722.474
許容伝達動力	Pat	kW	540.225	866.969
曲げ強さの余裕率	SFt	--	1.801	2.890
項目 (曲げ)	記号	単位	ピニオン(凸)	ギヤ(凹)
幾何係数	J	--	0.372	0.275
曲げ応力	St	MPa	118.479	160.657
許容曲げ応力	Swt	MPa	386.705	403.087
許容伝達動力(unity)	Patu	kW	679.962	522.693
許容伝達動力	Pat	kW	815.955	627.231
曲げ強さの余裕率	SFt	--	2.720	2.091

図 13-12 強度計算結果(曲げ, 歯面)

[13-1] 歯車強度計算 (ANSI/AGMA2003-B97)

13-1.1 概要

AGMA2003-B97 は, [13]に示す AGMA2003-A86 規格の改訂版です。従って、強度式が変わるだけで他の寸法、歯形等の機能は同じです。ただし、強度式が変更されているため AGMA2003-A86 と AGMA2003-B97 の結果には差異があります。

適用規格: 「ANSI/AGMA2003-B97:1997」: Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, ZEROL Bevel, and Spiral Bevel Gear Teeth / Revision of ANSI / AGMA 2003-A86

13-1.2 計算結果

歯車諸元は図 13.2, 材料は図 13.4 と同じです。また動力、回転速度も同じですが強度結果に違いがあります。また、曲げ強さは、歯面の凹凸両方の計算をしています。詳しくは規格本文をご確認ください。

項目	記号	単位	面圧	曲げ
定格伝達動力	Po	kW	250.000	
ピニオントルク	T	N·m	2397.490	
ピニオン回転数	np	rpm	1000.000	
寿命設計回数	NL	---	10000000	
歯車の使用状況	---	---	一般	
回転方向	---	---	正転	
過負荷係数	Ko	---	1.200	
荷重分布修正係	Kmb	---	1.0 (共に両端支持)	
安全率	ShSf	---	1.000	1.000
信頼度係数	CRKR	---	1.000	1.000
温度係数	KT	---	1.000	
ピニオン過負荷の回転/分			1	
ギヤ過負荷の回転/分			1	
Factor QL Graph Factor KL Graph <input type="button" value="確定"/> <input type="button" value="キャンセル"/>				
Over load factors Ko				
Character of prime mover	Uniform	Light shock	Medium shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75 or higher
Light shock	1.10	1.35	1.60	1.85 or higher
Medium shock	1.25	1.50	1.75	2.00 or higher
Heavy shock	1.50	1.75	2.00	2.25 or higher

This table is for speed-decreasing drives. For speed-increasing drives, add 0.01 (N/n)² or 0.01 (Zp/Zg)² to the above factors

図 13-1.1 動力諸元設定

歯面強さの寿命	記号	単位	ピニオン	ギヤ
予想寿命係数	CL'	---	1.081	1.081
予想寿命負荷回数	Nc	cyccs	2.739E+08	2.739E+08
予想寿命時間	Lc	hrs	4.566E+03	1.801E+04
曲げ強さの寿命	記号	単位	ピニオン	ギヤ
予想寿命係数	KL'	---	0.471	0.423
予想寿命負荷回数	Nt	cyccs	6.318E+25	2.701E+28
予想寿命時間	Lt	hrs	1.053E+21	1.776E+24

図 13-1.3 寿命計算結果

項目	記号	単位	Pinion	Gear
Geometry factor for bending	J	--	0.372	0.275
mean dedendum	b	mm	4.002	10.144
assumed value	fJ	---		0.000
---	rJ	mm		47.436
Determination of point of load application for max...	P3	--	3.447	18.422
Distance from mean section to center of pressure ...	Xo'	mm	5.307	6.307
Sum of gear and pinion mean normal pitch radii	ΣRn	mm		1592.720
Normal pressure angle at point of load application	φ L	deg	21.080	19.930
One half of angles subtended by normal circular ...	θ h	deg	2.318	0.154
Normal pressure angle at point of load application ...	φ h	deg	18.163	18.776
Distances from pitch circle to point of load applica...	Δr	mm	-1.055	-2.105
Tool or cutter tip edge radii used to produce	rT	mm	64.580	1018.079
Tooth fillet radii in mean section at the tooth root ...	rf	mm	1.054	1.016
Tooth strength factor	Xn	---	13.527	6.820
Tooth form factors excluding stress concentrate...	Y	---	1.474	0.842
Stress concentration and stress correction factor	Kf	---	2.977	2.172
Empirical constant used in stress correction formula	H	---		0.180
Empirical exponent used in stress correction formula	L	---		0.150
Empirical exponent used in stress correction formula	M	---		0.450
Tooth form factors for gear and pinion	Yk	mm	0.495	0.296
---	rJ' 3	---		18318.721
load sharing ratio	mNJ	---		0.583
Inertia factor	Ki	---		1.000
Projected length of instantaneous line of contact ...	FL	mm		33.347
Toe increments of face width (effective)	ΔFT	mm	35.688	35.688
Toe increments of face width	ΔFT	mm	35.688	35.688
Heal increments of face width	ΔFH	mm	21.285	21.285
Heal increments of face width (effective)	ΔFH	mm	21.285	21.285
Effective face width	Fe	mm	40.345	48.125

図 13-1.4 幾何係数(J), ピニオン凸, ギヤ凹

[14] GearPro Master(インボリュート歯形出カソフト)

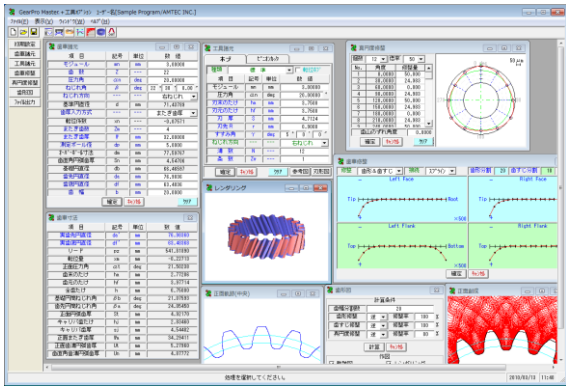


図14.1 GearPro Master

14.1 概要

GearPro Master は、GearPro2000 の上位版ソフトです。2006年5月を以って GearPro2000 の販売は中止し GearPro Master の販売とさせていただきます。

GearPro2000 は、真円歯車を対象とした歯形を生成していましたが GearPro Master は、成形歯車にも考慮して真円歯車ではない歯車の歯形も生成することができます。また、歯すじ修整にも対応していますので成形歯車の製造には最適なソフトウェアといえます。

また、加工工具(ホブ、ピニオンカッタ)にも対応した歯形を生成することができますので金属歯車の加工シミュレーションとしても使用することができます。図 14.1 に GearPro Master の全体画面を示します。

14.2 適用

- (1) 歯車の種類：円筒歯車(外歯車，内歯車)
- (2) 歯形：インボリュート
- (3) ホブ，転位ホブ：標準，セミトッピング，プロチュバランス，プロチュバランスセミトッピング)
- (4) ピニオンカッタ：標準，セミトッピング，プロチュバランス，プロチュバランスセミトッピング)
- (5) 工具による加工：外歯車はホブまたはピニオンカッタで加工し，内歯車はピニオンカッタで加工します。

14.3 初期設定

初期設定で、歯車の種類(外歯車，内歯車)を選択し、歯形生成の基準(基準ラックまたは工具)を選択します。図 14.2 に初期設定の画面を示します。(DIN58400, BS はオプション)ここでは、ホブを基準にして歯形を生成する手順を説明します。

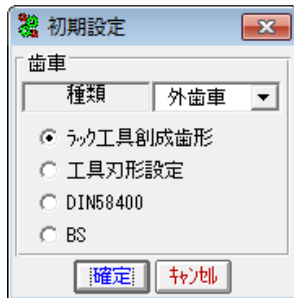


図 14.2 初期設定

14.4 歯車諸元設定

図 14.3 に示すように歯車諸元を設定します。歯厚入力方式では、①転位係数，②またぎ歯厚，③オーバークール寸法④円弧歯厚の内から1つを選択します。

項目	記号	単位	数値
モジュール	mn	mm	3.00000
歯数	Z	---	22
圧力角	α_n	deg	20.00000
ねじれ角	β	deg	22° 30' 0.00"
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
基準円直径	d	mm	71.4373
歯厚入力方式	---	---	またぎ歯厚
転位係数	xn	---	転位係数
またぎ歯数	Zm	---	またぎ歯数
またぎ歯厚	ψ	mm	ボール寸法 歯直円弧歯厚
測定ボール径	dp	mm	5.0000
オーバークール寸法	dm	mm	77.59767
歯直円弧歯厚	Sn	mm	4.54708
基準円直径	db	mm	66.4660
歯先円直径	da	mm	76.9336
歯底円直径	df	mm	63.4836
歯幅	b	mm	20.0000

図 14.3 歯車諸元

14.5 工具諸元入力(オプション)

歯切り工具は、ホブまたはピニオンカッタを選択することができます。工具の参考図を図 14.5 に、入力した工具の実刃形を図 14.6 に示します。また、図 14.2 に示したラック工具創成では工具寸法を設定する必要はありません。

プロチュバランスセミトッピングピニオンカッタの入力画面を図 14.7 に、工具の参考図を図 14.8 に、入力した工具の実刃形を図 14.9 に示します。



図 14.4 工具諸元入力(ホブ)

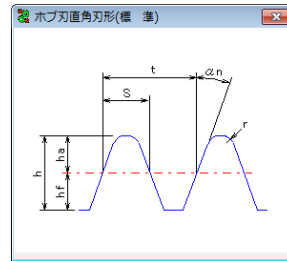


図 14.5 工具参考図

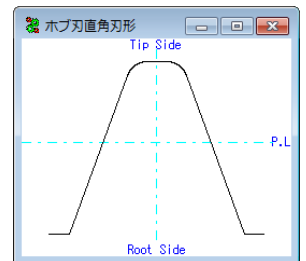


図 14.6 入力工具刃形

項目	記号	単位	数値
歯数	Zc	---	35
刃先円直径	da	mm	121.1512
基準円直径	d	mm	118.8512
刃底円直径	df	mm	106.1548
刃厚入力方式	---	---	任意入力
キャリバ刃先	hj	mm	3.7917
キャリバ刃厚	sj	mm	4.7114
またぎ歯数	zm	---	5
またぎ歯厚	ψ	mm	41.6360
刃先 R	r	mm	0.9000
面取り高さ	hc	mm	6.4500
面取り刃厚	sc	mm	3.1279
面取り角	θ	deg	45° 0' 0"
刃先過寸量	E	mm	0.0300

図 14.7 工具諸元入力(ピニオンカッタ)

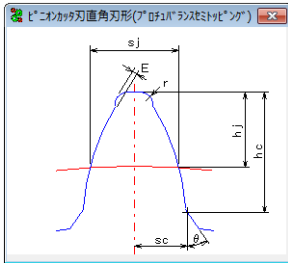


図 14.8 工具参考図

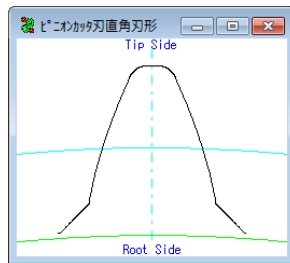


図 14.9 入力工具刃形

14.6 歯形・歯すじ修整 (オプション)

歯形と歯すじ修整をしたグラフを図 14.10 に示します。修整入力方法は、修整量をスライダーで入力する方法(図 14.11)、修整量を数値で入力する方法(図 14.12)があります。補助機能として、コピー、オフセット、反転機能があります。また、歯形・歯すじ修整の分割数を任意に設定することができ、修整後のグラフ線をスプラインで滑らかに接続することができます。

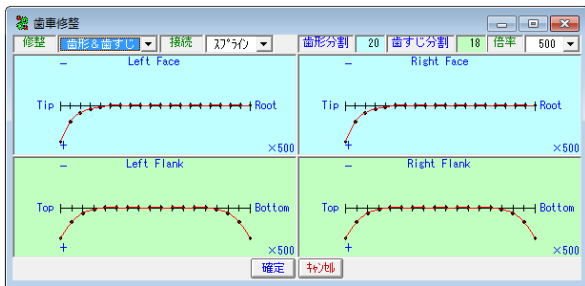


図 14.10 歯形・歯すじ修整グラフ

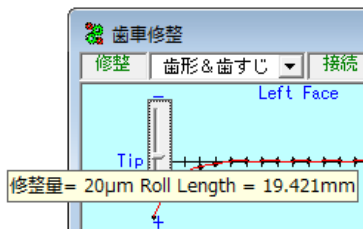


図 14.11 修整入力 1

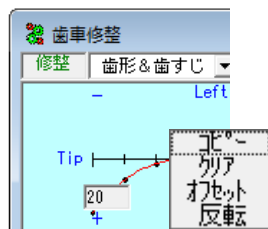


図 14.12 修整入力 2

14.7 真円度修整 (オプション)

射出成形プラスチック歯車は、ゲートの位置によって完成した歯車が真円形状になりません。対策としてゲート数を多くすれば解決する場合がありますが余分な工数が必要となります。そこで、本例では完成した歯車のゲート数が 3ヶ所の成形歯車を想定し、図 14.13 のピッチ線を持つ歯車を考え、その逆形状の歯形を出力すると成形完成時に真円歯車が出来上がるものとしています。図 14.13 で修整量を 50µm、楕円の葉数、即ちゲート数を 3として設定しています(変更は任意可)。図 14.14 に真円度修整を与えた歯車のピッチ円を表示します。

図 14.15 歯形出力 1 は、歯形修整、歯すじ修整、真円度修整を「正」としていますが、これは図 14.13 で設定した歯形をそのまま出力するという事です。これに対し、図 14.15 歯形出力 2 は「逆」としています。これは与えた修整量の逆形状を出力する意味です。即ち、この「逆」で金型を製作すれば完成時に真円となることを目的としています。ただし、「逆」としても 100%予測した通りにはなりませんので収縮率の程度を設定することができます。例題では真円度だけが 80%として他は 100%としています。

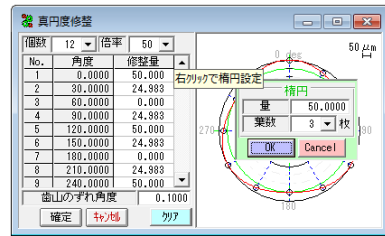


図 14.13 真円度修整 1

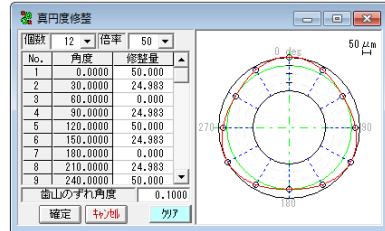


図 14.14 真円度修整 2



図 14.15 歯形出力 1



図 14.16 歯形出力 2

14.8 歯形作図 1

14.8.1 歯形軌跡&歯形創成図

表示する歯形図の選択は、図 14.17 の歯形図選択で行うことができます。図 14.18 は、図 14.10 の歯形・歯すじ修整を持つ歯形を図 14.14 のピッチ円(赤線)を基準として作図した歯形軌跡図です。この図 14.18 に理論歯形を重ね合わせたものを図 14.19 に示します。歯先部分を拡大したものを図 14.20~14.22 に示しますが、これら歯先のずれは、歯先修整と偏心により違いが現れています。ここで、図 14.20 の A の歯先のずれが大きく、B と C は大きくずれていません。この理由は図 14.14 の基準円(緑線)と強制変更したピッチ線(赤線)のずれからも明らかです。図 14.23 に歯形創成図を示します。また、図 14.24 に測定ボール位置図を示しますが、これは低歯などを測定する際は、ボールと歯底が接触する場合があります。このようなとき事前に確認することができるため現場で有効に活用することができます。

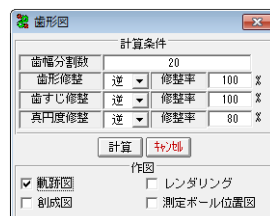


図 14.17 歯形図選択

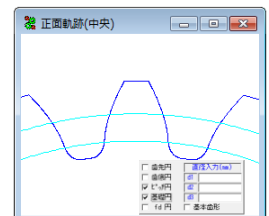


図 14.18 軌跡図 1

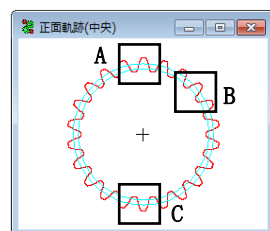


図 14.19 軌跡図 2

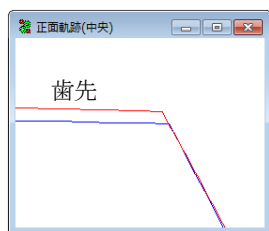


図 14.20 軌跡図 A

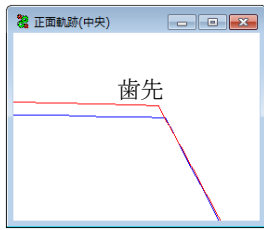


図 14.21 軌跡図 B

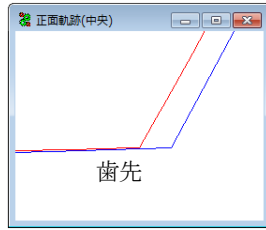


図 14.22 軌跡図 C

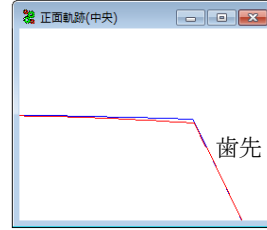


図 14.31 軌跡図 E(逆)

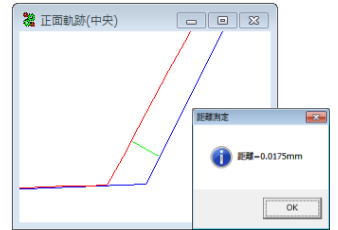


図 14.32 距離測定(F)

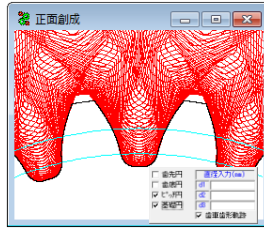


図 14.23 歯形創成図

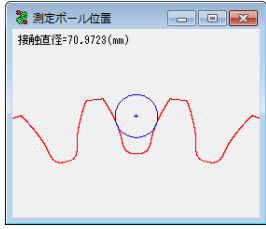


図 14.24 ボール位置図

14.8.2 歯形レンダリング

図 14.10 の歯形・歯すじ修整を持つ歯形を図 14.25 に、また、その歯形に理論・無修整歯形を重ね合わせたものを図 14.26 に示します。歯面の模様は、真円度修整のため均一ではありません。更に、図 14.19 の C 部分を拡大したものが図 14.27 です。この歯面模様は、歯形・歯すじ修整部分が明確に現れています。図 14.28 にコントロールフォームを示します。

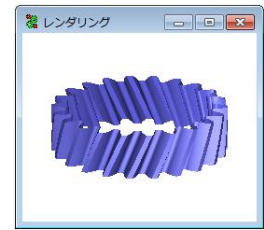


図 14.25 レンダリング 1

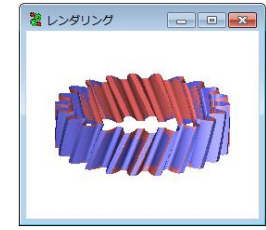


図 14.26 レンダリング 2

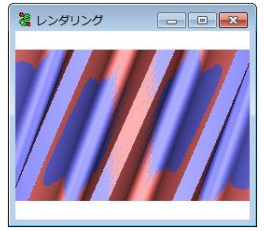


図 14.27 レンダリング 3

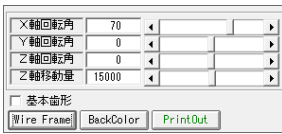


図 14.28 コントロールフォーム

14.9 歯形作図 2

14.8 項で示した歯形は、図 14.17 で「正」歯形を出力しましたが、ここでは図 14.16 で設定した「逆」歯形を出力した例を示します。図 14.29 の歯形 3ヶ所 D, E, F の拡大図を図 14.30~14.31 に示しますが、これらは図 14.20~14.22 と丁度正反対の歯形となっています。また、本ソフトウェアの距離計測機能を使用して図 14.29 の理論歯形と生成した歯形の歯先の差を実測しますと、図 14.32 のように 0.0175mm となります。

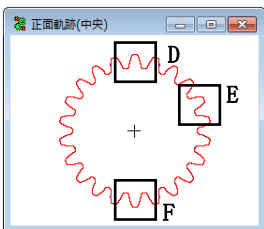


図 14.29 軌跡図(逆)

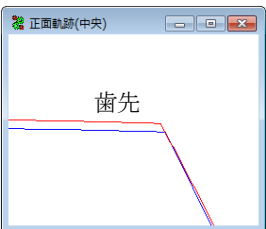


図 14.30 軌跡図 D(逆)

次に、この「逆」歯形を歯形レンダリングで確認をしますと図 14.33 となり、図 14.27 と同じ場所を拡大すると図 14.34 となり模様が逆転していることが解ります。

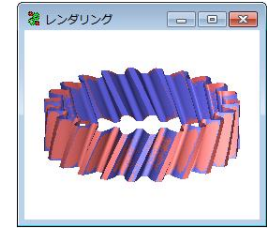


図 14.33 レンダリング 4

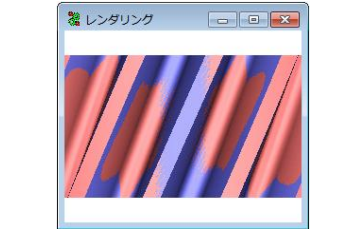


図 14.34 レンダリング 5

14.10 歯形出力

生成した歯形は、DXF と IGES ファイル(オプション)で出力することができます。図 14.35 に歯形出力フォームを、図 14.36 に歯形作図例を示します。



図 14.35 歯形出力

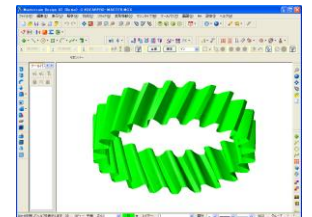


図 14.36 歯形作図(IGES)

14.11 平歯車の歯形生成例

図 14.2 のラック工具創成歯形を選択し、図 14.37 の平歯車の「逆」歯形を生成する例を下記に示します。この歯車は 1 度製造されたものとして、その歯形検査結果が図 14.39 の歯形誤差グラフと図 14.40 の両歯面かみ合い誤差の検査結果を持つ歯車であったと仮定して計算を進めます。

歯すじ誤差は無いものとして図 14.39 の歯形誤差を本ソフトウェアの歯形修整グラフに入力し、両歯面かみ合い誤差の測定値を基にして図 14.42 の真円度修整を入力します。

項目	記号	単位	数値
モジュール	mn	mm	1.00000
歯数	Z	---	8
圧力角	cn	deg	20.00000
ねじれ角	β	deg	0 0 0.00
ねじれ方向	---	---	*****
基準円直径	d	mm	8.00000
歯厚入力方式	---	---	またぎ歯厚
転位係数	xn	---	0.40898
またぎ歯数	Zm	---	2
またぎ歯厚	W	mm	4.82000
測定ボール径	dp	mm	1.8256
オグボシ寸法	dm	mm	11.12278
歯面角歯厚	Sn	mm	1.86851
基準円歯厚	db	mm	7.51754
歯先円直径	da	mm	10.8180
歯底円直径	df	mm	6.3180
歯幅	b	mm	3.0000
歯元形状	---	---	フルトク
基準円歯元係数	ro	---	0.3750
歯車歯先 R	ra	mm	0.1000

図 14.37 歯車諸元

図 14.13 に示した真円度修整量は、3ヶ所共同じ 50 μ m としましたが、本例では図 14.40 に基づいて入力しています。歯形修整および真円度修整を基に歯形を「逆」に生成し理論歯形と重ね合わせると図 14.44 となり歯番号 1 の歯元部 G を拡大すると図 14.45 となります。更に歯底部を拡大し、その距離を測定すると 0.0145mm 離れていることが解ります。図 14.47 および 図 14.48 は、生成歯形(青色)と理論歯形(赤色)の重ね合わせでありその差が鮮明に表れています。

項目	記号	単位	数値
リード	p2	mm	0.0000
転位量	xn	mm	0.40838
歯末のたけ	ha	mm	1.40300
歯元のたけ	hf	mm	0.84100
全歯たけ	h	mm	2.25000
基嚢円歯ねじれ角	β b	deg	0.00000
歯先円歯ねじれ角	β a	deg	0.00000
正面歯厚	St	mm	1.86851
キャリバ歯たけ	hj	mm	1.51761
キャリバ歯厚	sj	mm	1.85157
正面またぎ歯厚	W	mm	4.82000
正面歯溝歯厚	Ut	mm	1.27308
歯底角歯溝歯厚	Un	mm	1.27308

図 14.38 歯車寸法

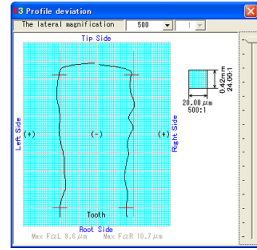


図 14.39 歯形誤差

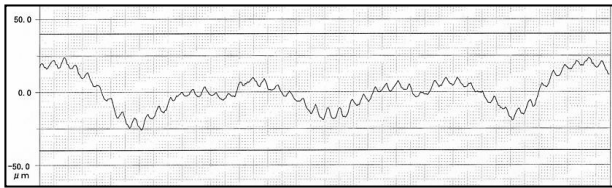


図 14.40 両歯面かみ合い検査

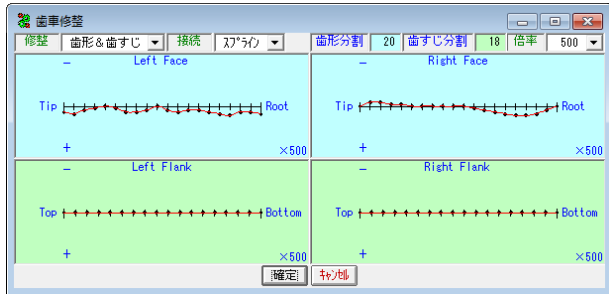


図 14.41 歯形修整

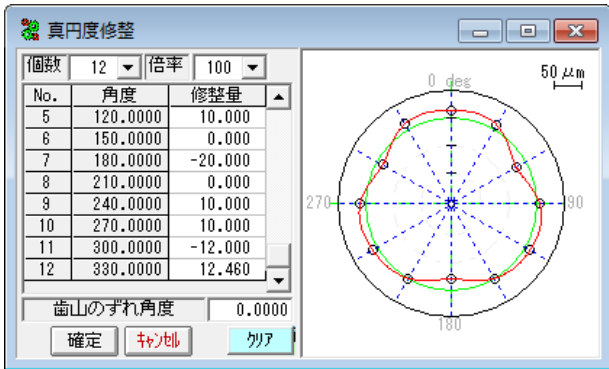


図 14.42 真円度修整

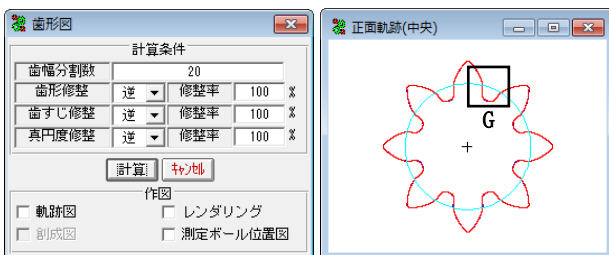


図 14.43 歯形図選択

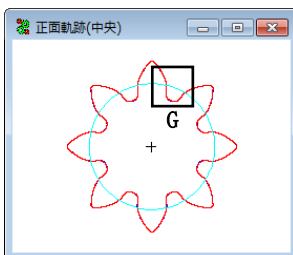


図 14.44 歯形図

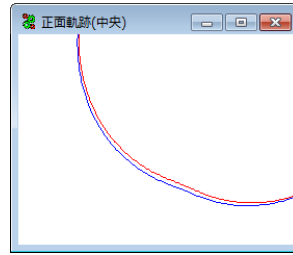


図 14.45 歯形拡大 G

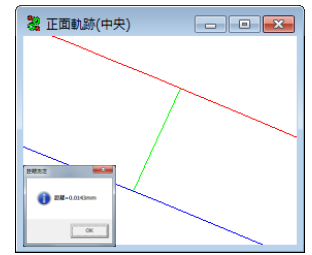


図 14.46 歯底拡大

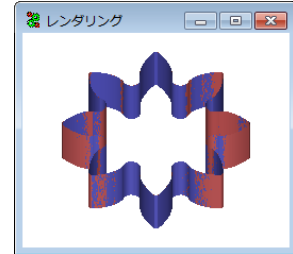


図 14.47 重ね合わせ

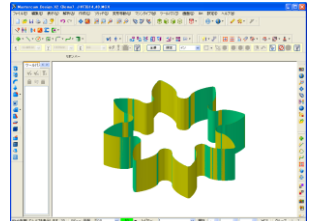


図 14.48 CAD 作図(IGES)

14.12 内歯車の歯形生成例

ピニオンカッタで歯切りをしたときの計算例を図 14.49～14.53 に示します

項目	記号	単位	数値(内歯車)
モジュール	mn	mm	3.00000
歯数	Z	---	50
圧力角	α n	deg	20.00000
ねじれ角	β	deg	30° 0' 0.00"
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
基準円直径	d	mm	173.2051
歯厚入力方式	---	---	転位係数
転位係数	xn	---	0.40000
またぎ歯数	Zm	---	9
またぎ歯厚	W	mm	78.25847
測定ボール径	dp	mm	4.9785
ピッチ円径	dm	mm	169.00776
歯底角円弧歯厚	Sn	mm	3.88886
基嚢円直径	db	mm	158.6762
歯先円直径	da	mm	167.2051
歯底円直径	df	mm	180.7051
歯幅	b	mm	30.0000

図 14.49 歯車諸元

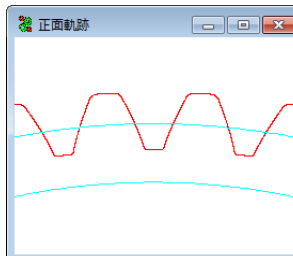


図 14.50 歯形図(正面)

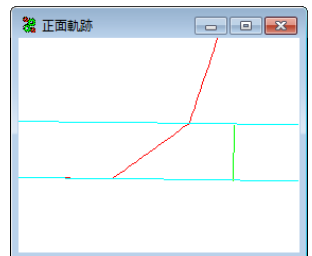


図 14.51 面取り量計測

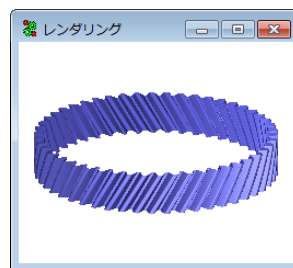


図 14.52 歯形レンダリング

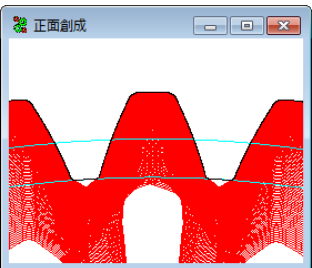


図 14.53 歯形創成

[15]ねじ歯車

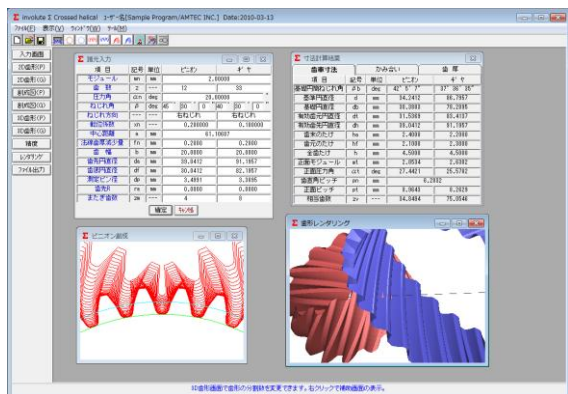


図 15.1 ねじ歯車

15.1 概要

ねじ歯車寸法計算ソフトウェアは、ねじ歯車の寸法計算を行い、歯形かみ合いと2次元と3次元歯形のCADデータを出力します。

15.2 初期設定

図 15.2 に設計基準の設定を示します。

(1)軸角の変更

転位を与えた場合や中心距離を変更した場合に、軸角を変更する方式と軸角を変更しない方式(Buckingham)を選択します。

(2)歯先円直径の決定方式：標準方式および等クリアランス方式

(3)基準ラックの設定：並歯、低歯、特殊

(4)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



図 15.2 初期設定

15.3 諸元入力画面

図 15.3 に諸元入力画面を示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	m	mm	2.00000	
歯数	z	---	12	33
圧力角	α_n	deg	20.00000	
ねじれ角	β	deg	45	30
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ
転位係数	xn	---	0.200000	0.100000
中心距離	a	mm	61.10687	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.2000	0.2000
歯幅	b	mm	20.0000	20.0000
歯先円直径	da	mm	39.0412	91.1957
歯底円直径	df	mm	30.0412	82.1957
測定ピッチ	dp	mm	3.4931	3.9895
歯先R	ra	mm	0.0000	0.0000
またぎ歯数	zm	---	4	8

図 15.3 諸元設定

15.4 寸法結果

図 15.4~図 15.6 にねじ歯車の寸法、かみ合い、歯厚計算結果を表示します。

歯車寸法		かみ合い		歯厚	
項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ	ギヤ
基礎円筒ねじれ角	β_b	deg	42° 5' 7"		37° 36' 35"
基礎円筒直径	d	mm	34.2412		86.7957
基礎円筒歯厚	db	mm	30.3888		78.2895
有効歯先円直径	dt	mm	31.5369		83.4137
有効歯先円歯厚	dh	mm	39.0412		91.1957
歯末のたけ	ha	mm	2.4000		2.2000
歯元のたけ	hf	mm	2.1000		2.3000
全歯のたけ	h	mm	4.5000		4.5000
正面モジュール	mt	mm	2.8534		2.6302
正面圧力角	α_t	deg	27.4421		26.5782
歯角ピッチ	pn	mm			6.2932
正面ピッチ	pt	mm	8.9643		8.2629
相当歯数	zv	---	34.8494		75.0546

図 15.4 歯車寸法結果

歯車寸法		かみ合い		歯厚	
項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ	ギヤ
歯角かみ合い圧力角	α_{wt}	deg	20.8168		
正面かみ合い圧力角	α_{wt}	deg	28.8108		26.8544
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	34.6150		87.5387
かみ合いピッチ円筒ねじれ角	β_w	deg	45° 48' 39"		40° 45' 38"
軸角	Σ	deg	86.5717		
クリアランス	c	mm	0.4884		0.4884
歯角かみ合い率	ϵ_n	---	1.7042		
歯角法線方向のクリアランス	jrn	mm	0.400		
歯角円筒方向のクリアランス	jln	mm	0.428		
接触歯幅	bw	mm	7.1661		6.5251

図 15.5 かみ合い数値

歯車寸法		かみ合い		歯厚	
項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ	ギヤ
歯角基準円筒歯厚	sn	mm	3.4328		3.2872
歯角設計円筒歯厚	sn	mm	3.2199		3.0743
正面基準円筒歯厚	st	mm	4.8976		4.6228
正面設計円筒歯厚	st	mm	4.5939		4.4080
またぎ歯数	zm	---	4		8
基準またぎ歯厚	w	mm	21.8480		46.4176
設計またぎ歯厚	w	mm	21.6480		46.2176
オーバードesign直径	db	mm	3.4931		3.9895
基準オーバードesign寸法	dm	mm	39.3141		91.7810
設計オーバードesign寸法	dm	mm	39.4170		91.1520
基準キャリア歯たけ	hj	mm	2.4422		2.2180
設計キャリア歯たけ	hj	mm	2.4372		2.2157
基準キャリア歯厚	sj	mm	3.4314		3.2889
設計キャリア歯厚	sj	mm	3.2188		3.0741

図 15.6 歯厚数値

15.5 歯形図

図 15.7 に3D歯形を示します。図 15.8 の歯形レンダリングでかみ合い接触線が歯車の回転に伴い移動する様子を確認することができます。

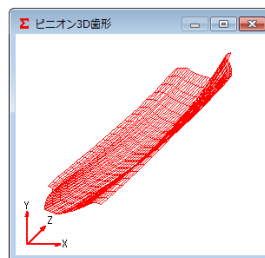


図 15.7 歯形図

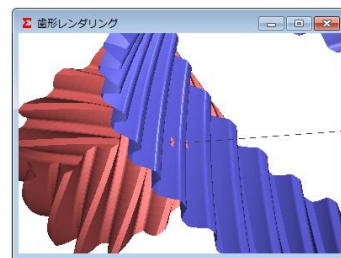


図 15.8 歯形レンダリング

15.6 歯形データ

ねじ歯車の歯形座標を DXF または IGES ファイルに出力することができます。(IGES ファイル出力は、オプションです。)

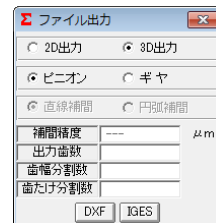


図 15.9 歯形データ出力

[16] 成形砥石(単溝, 複溝) 歯形解析ソフトウェア

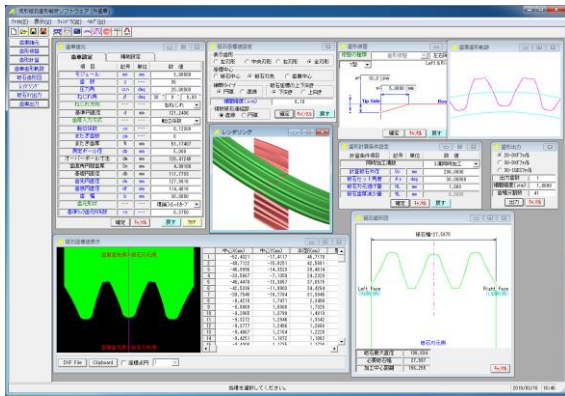


図 16.1 複溝成形砥石歯形解析ソフトウェア

16.1 概要

はすば歯車を成形研削する場合、3次元干渉が発生し、ねじれ角や砥石の直径などによってその量は大きく変化します。本ソフトウェアは干渉解析を行い砥石歯形を決定するソフトウェアです。歯形解析は、インポリュート歯形部分は勿論のこと歯元のトロコイド曲線部分も解析しますので正しい砥石座標を得ることができます。

本ソフトウェアは、1溝、2溝または3溝の歯溝を同時に研削する砥石の歯形を出力するソフトウェアです。図 16.1 に全体画面を示します。

16.2 歯車の種類と歯形

- (1) 歯車の種類 : 外歯車
- (2) 歯形 : インポリュート平歯車及びはすば歯車
- (3) 砥石の種類 : 単溝加工用, 複溝加工用 (オプション)
- (4) 歯形修整 : 定型 5 種類+フレキシブルタイプ

16.3 歯車諸元入力

図 16.2 に、歯車諸元の入力画面を示します。歯厚入力は、転位係数、またぎ歯厚、オーバーボール寸法から入力することができ、歯元形状は、フィレット形状、単一 R 形状、PG ホブ (オプション)、PG 歯形 (オプション) に対応しています。

項目	記号	単位	数値
モジュール	m_n	mm	3.00000
歯数	z	---	35
圧力角	α_n	deg	20.00000
ねじれ角	β	deg	30° 0' 0.00"
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
基準円直径	d	mm	121.2496
歯厚入力方式	---	---	転位係数
転位係数	x_n	---	0.12300
またぎ歯数	z_m	---	6
またぎ歯厚	w	mm	51.17407
測定ボール径	d_p	mm	5.000
オーバーボール寸法	d_m	mm	128.41240
歯直角円弧歯厚	S_n	mm	4.98100
基準円直径	d_b	mm	111.7793
歯先円直径	d_s	mm	127.9816
歯根円直径	d_f	mm	114.4816
歯幅	b	mm	30.0000
歯元形状	---	---	理論 R のホブ
基準円歯元係数	r_o	---	0.3750

図 16.2 歯車諸元

補助設定機能は、図 16.3 に示すように歯先 R、歯先 C 面に対応しています。ただし、2溝、3溝用砥石には R 面、C 面を与えることができません。また、電極用歯車を研削することを考慮し、モジュール収縮率、圧力角補正も可能です。

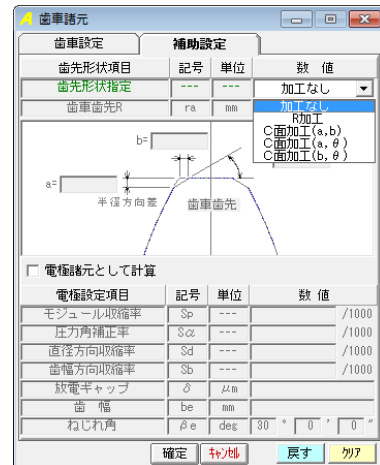


図 16.3 補助設定

16.4 歯形修整

歯形修整は図 16.4~16.7 に示すように 5 種類の修整およびフレキシブル修整に対応しています。本例では図 16.4 の歯形修整を持つ歯形を解析します。図 16.5 は図 16.4 の歯形修整量をグラフ表示した結果です。縦倍率の標準値は 500 倍ですが、任意に設定することができます。

図 16.6 に歯形修整 2 型~5 型を示し、図 16.7 に歯形修整フレキシブル型を示します。

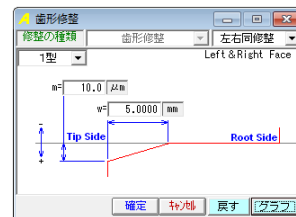


図 16.4 歯形修整(1型)

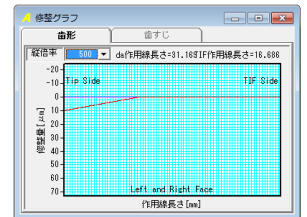
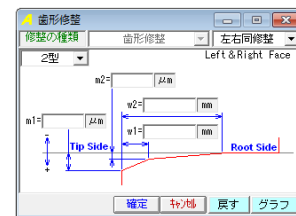
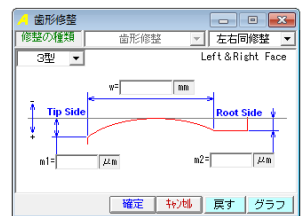


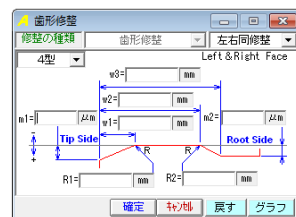
図 16.5 歯形修整グラフ



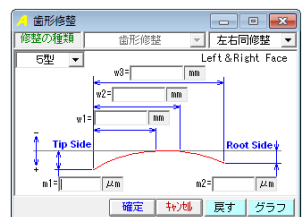
(a) 2 型



(b) 3 型



(c) 4 型



(d) 5 型

図 16.6 歯形修整 2~5 型

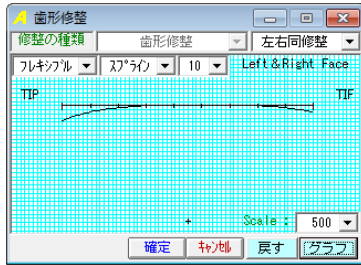


図 16.7 歯形修整フレキシブル型

16.5 歯形計算条件

砥石歯形解析の計算条件を図 16.8 に示します。同時加工歯溝数は、1 溝、2 溝、3 溝を選択することができます。ここでは一般的な加工法である 1 溝加工の例を示します。図 16.8 の [確定] で、砥石形状および歯車歯形を計算します。本ソフトウェアでは、歯車のねじれ角以外の傾け角で研削する場合の砥石の形状も決定することができます。

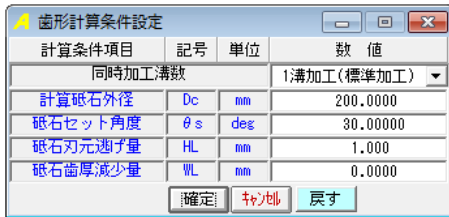


図 16.8 砥石歯形の計算条件

16.6 歯車歯形と砥石歯形

歯車諸元および歯形の計算条件に基づき砥石の歯形を生成します。そして、その砥石を用いて研削した場合の歯車歯形も計算します。図 16.9 は、理論歯形と修整を与えた歯形そして砥石で研削した歯形を表示しています。

図 16.9 は、研削後の歯形と無修整歯形を重ね合わせた図であり、図 16.10 で歯先部を拡大し、距離測定をすると歯先部で 10 μ m 修整されていることが解ります。

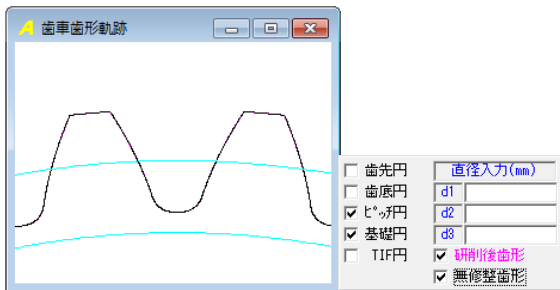


図 16.9 歯車歯形

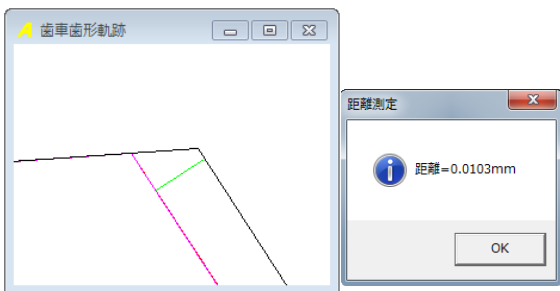


図 16.10 研削歯形と無修整歯形 (距離測定)

図 16.11 に砥石歯形を、図 16.12 に砥石座標の設定を、図 16.13 に砥石座標を示します。砥石形状は DXF ファイルに、そして砥石座標値は図 16.14 のように txt ファイルに出力することができます。

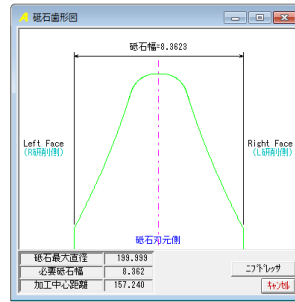


図 16.11 砥石歯形

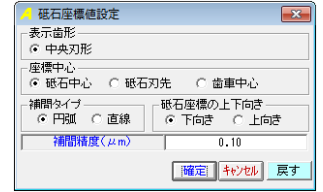


図 16.12 砥石座標の設定

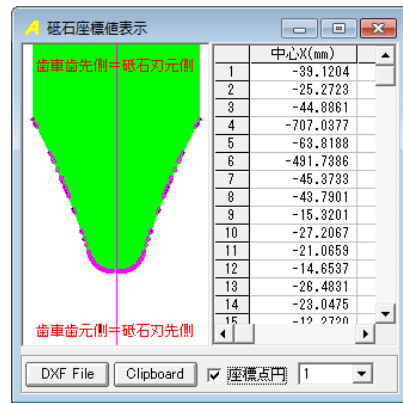


図 16.13 砥石座標

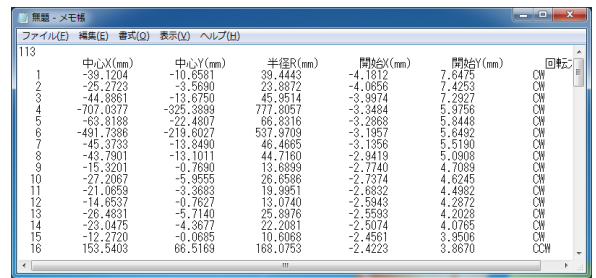
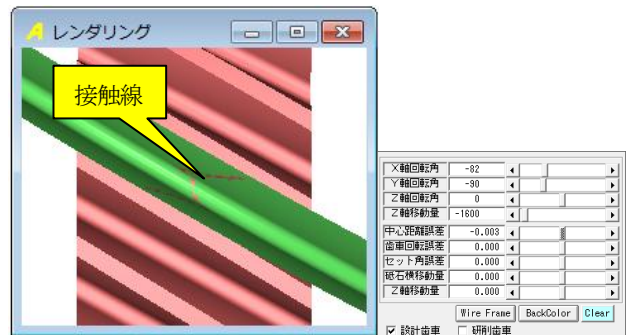


図 16.14 砥石座標

16.7 歯形レンダリング

図 16.15 に示す歯車と砥石のかみ合いレンダリングに綺麗な接触線を確認することができます。表示画像は、コントロールフォームで回転角や観察位置を変更することができます。



設計歯車と砥石のかみ合い

図 16.15 歯形レンダリング

[16. A] 複溝成形砥石歯形解析ソフトウェア

歯車諸元および歯形修整は、単溝と同様です。以下に3溝砥石の計算例を示します。

計算条件項目	記号	単位	数値
同時加工溝数			
			3溝同時加工
計算砥石外径	Dc	mm	200.0000
砥石セット角度	θ_s	deg	30.00000
砥石刃元逃げ量	HL	mm	1.000
砥石歯厚減少量	WL	mm	0.0000

図 16.16 砥石歯形の計算条件（複溝）

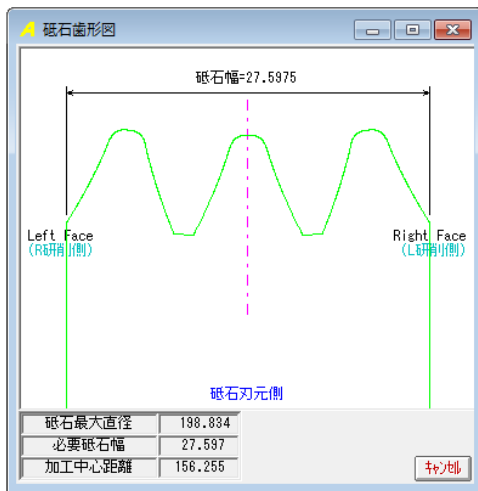


図 16.17 砥石歯形（複溝）

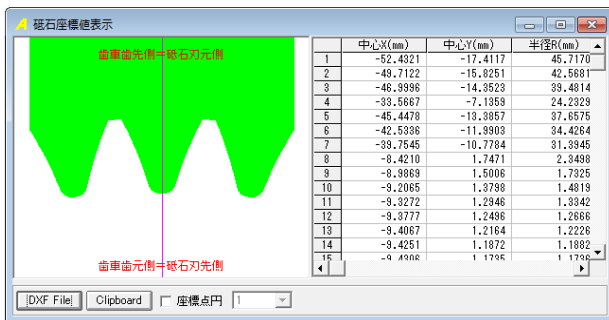
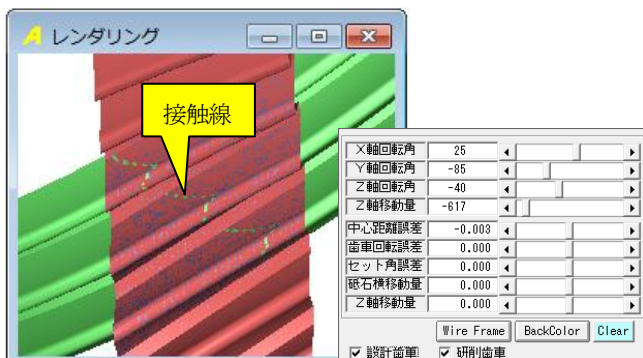


図 16.18 砥石座標（複溝）



設計歯車，研削歯車，砥石のかみ合い

図 16.19 歯形レンダリング（複溝）

[16. B] 内歯車用成形砥石歯形解析ソフトウェア

外歯車と同様に、3次元干渉が発生し、ねじれ角や砥石の直径などによってその量は大きく変化します。本ソフトウェアは研削時の3干渉解析を行い砥石歯形を決定するソフトウェアです。

16. B.1 歯車の種類と歯形

- (1) 歯車の種類 : 内歯車
- (2) 歯形 : インボリュート平歯車及びびすば歯車
- (3) 砥石の種類 : 単溝加工用

16. B.2 歯車諸元入力

図 16.20 に、歯車諸元の入力画面を示します。歯厚入力は、転位係数、またぎ歯厚、ピトウイーンピン寸法から入力することができます。

歯車設定		歯先設定	
項目	記号	単位	数値
モジュール	mn	mm	3.00000
歯数	z	---	65
圧力角	α_n	deg	20.00000
ねじれ角	β	deg	25° 30' 0.00"
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
基準円直径	d	mm	216.0461
歯厚入力方式	---	---	ピトウイーン寸法
転位係数	xn	---	0.28148
またぎ歯数	zm	---	10
またぎ歯厚	w	mm	88.36818
測定ボール径	dp	mm	5.000
ピトウイーン寸法	dm	mm	211.00000
歯直円弧歯厚	Sn	mm	4.09769
基礎円直径	db	mm	200.3682
歯先円直径	da	mm	210.0000
歯底円直径	df	mm	223.5000
歯幅	b	mm	30.0000
歯元R	rf	mm	1.0000

図 16.20 歯車諸元

補助設定機能は、図 16.21 に示すように歯先 R、歯先 C 面に対しています。

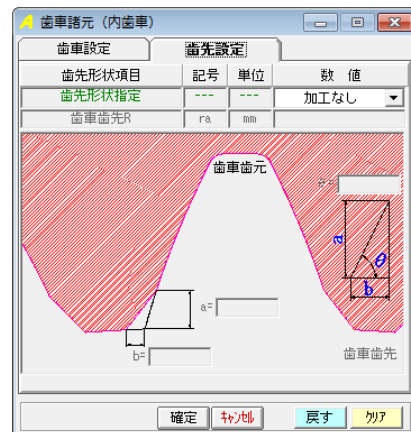


図 16.21 補助設定

16. B. 3 歯形計算条件

内歯車用砥石歯形解析の計算条件を図 16.22 に示します。



図 16.22 砥石歯形の計算条件

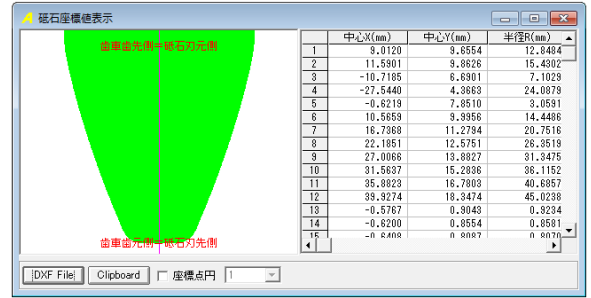


図 16.26 砥石座標

16. B. 3 歯車歯形と砥石歯形

歯車諸元および歯形の計算条件に基づき砥石の歯形を生成します。そして、その砥石を用いて研削した場合の歯車歯形も計算します。図 16.23 は、歯車諸元で修整を与えた歯形、無修整歯形そして砥石で研削した歯形を表示することができます。

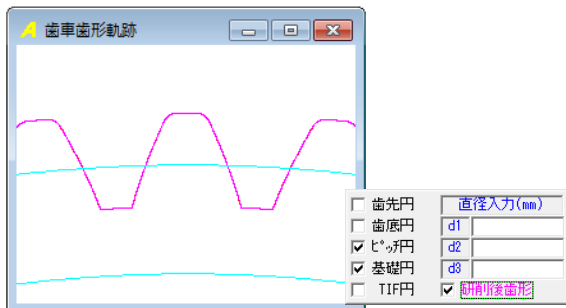
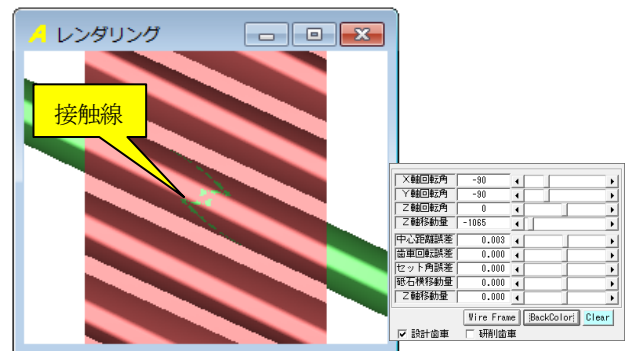


図 16.23 歯車歯形

16. B. 4 歯形レンダリング

図 16.27 に示す歯車と砥石のかみ合いレンダリングに綺麗な接触線を確認することができます。表示画像は、コントロールフォームで回転角や観察位置を変更することができます。



設計歯車と砥石のかみ合い
図 16.27 歯形レンダリング

図 16.24 に砥石歯形を、図 16.25 に砥石座標の設定を、そして図 16.26 に砥石座標を示します。砥石形状は DXF ファイルに、そして砥石座標値は txt ファイルに出力することができます。

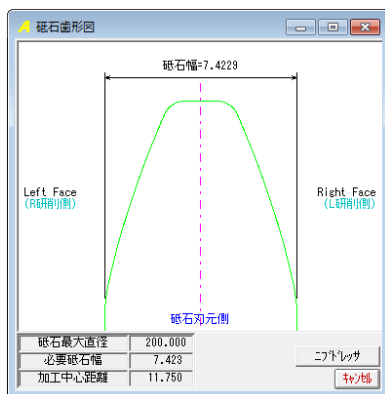


図 16.24 砥石歯形

16. その他機能 (外歯車, 内歯車)

- (1) 砥石で生成した歯車歯形を図 16.28 の「歯形出力」で dxf および IGES ファイルで出力することができます。
- (2) データ管理

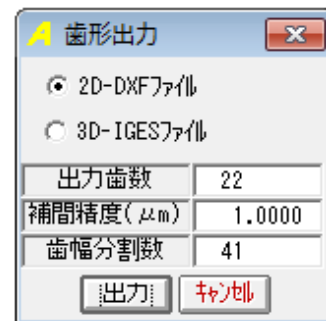


図 16.28 歯形出力

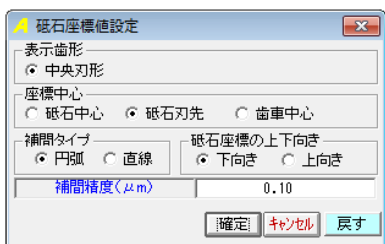


図 16.25 砥石座標の設定

[17] トロコイド曲線を使用した歯車

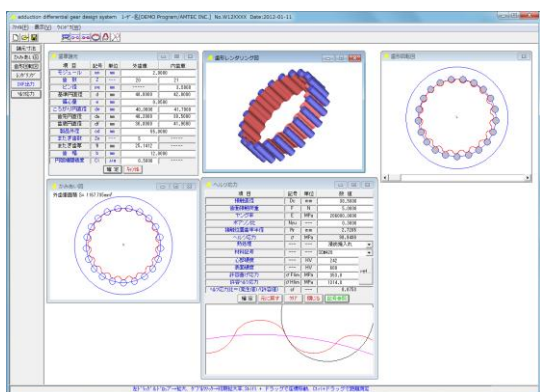


図 17.1 トロコイド曲線を使用した歯車

17.1 概要

インナーロータの歯数、アウターロータの歯底円直径および偏心量を基準として、それぞれの歯形を決定します。歯形曲線は、ころがり円直径や偏心量によって変化し、生成した歯形から、各部屋の面積計算を行い吐出量(cc/rev)を算出します。また、3次元歯形で表示します。

17.2 諸元入力画面

- (1) ロータ諸元の入力画面を図 17.2 に示します。
- (2) サーキュラーピッチの変更により歯の大きさを変更することができます。
- (3) クリアランスを与えた歯形を生成することができます。
- (4) アウターロータの歯底部分はフルRまたは任意のRで接続することができます。
- (5) ころがり円直径により歯形曲線を変更することができます。
- (6) 歯幅は吐出量の計算及び3次元の歯形表示に使用します。
- (7) 歯形生成分割角度は、歯形の細かさの尺度です。

トロコイド歯諸元				
項目	記号	単位	インナーロータ	アウターロータ
歯数	Z	---	8	9
偏心量	e	mm	1.5000	
歯底円直径	df	mm	29.6757	40.5000
歯先円直径	da	mm	35.6757	32.6757
基準円直径	d	mm	24.0000	27.0000
サーキュラーピッチ	CP	mm	9.42478	
ころがり円直径	Rb	mm	1.5000	----
チャックアラシ	ck	mm	0.0000	
歯底遊隙量	cb	mm	----	0.9122
歯底R設定方法	---	---	----	フルR接続
歯底R	r0	mm	----	2.7135
歯幅	b	mm	18.0000	
製品内径/外径	Di/OD	mm	12.0000	45.0000
歯形生成分割角度	λ	deg	----	0.10000
押付チャックアラシ	cko	mm	0.0000	

図 17.2 ロータ諸元の設定

17.3 ロータの歯形図

ロータのかみ合い組図を図 17.3 に示します。また、補助機能によりピッチ円の作図やインナーロータの回転角度を変更した図を作図(拡大図)することができます。図 17.4 にロータの歯形座標を表示します。

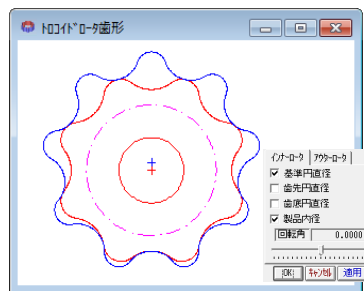


図 17.3 歯形図

歯形座標値		
No.	円弧中心 X	円弧中心 Y
1	-7.27937	20.00619
2	-7.00396	20.20097
3	-7.04629	20.19090
4	-7.03894	20.17423
5	-7.02374	20.15058
6	-7.00651	20.12829
7	-7.00512	20.10179
8	-7.00698	20.07127
9	-7.02795	20.03869
10	-7.19185	20.00421
11	-7.19052	19.96845
12	-7.18989	19.93196
13	-7.05181	19.89550
14	-6.98462	19.85904
15	-6.83212	19.82275
16	-6.68465	19.78600
17	-6.79211	19.75033
18	-6.40892	19.61776
19	0.00000	17.53847
20	0.00000	17.53847

図 17.4 座標

17.4 歯形 DXF 出力

①ロータ組図, ②インナーロータ歯形, ③アウターロータ歯形を円弧データ DXF ファイルで出力することができます。図 17.5 に設定フォームを、図 17.6 に CAD 作図例を示します。

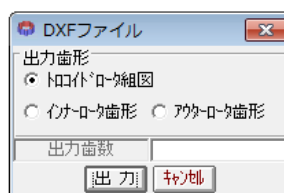


図 17.5 DXF ファイル設定

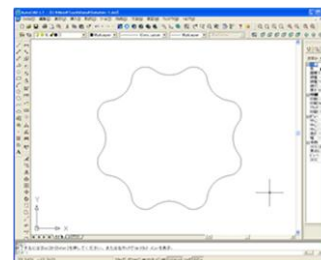


図 17.6 CAD 作図例

17.5 面積計算

歯形計算後、各面積および吐出量を図 17.7 に示します。図中の x マークはロータ歯形の接点を示します。

面積計算		吐出量	
No.	面積(mm ²)	吐出量	単位
1	42.0371	5.4511	cc/rev
2	37.1839		
3	25.0440		
4	12.1086		
5	5.0114		
6	5.0114		
7	12.1086		
8	25.0440		
9	37.1839		

図 17.7 面積と吐出量

17.6 レンダリング図

歯形レンダリングを図 17.8 に示します。図 17.9 のコントロールフォームにより視点や回転角を変更することができます。歯形図に接触線を観察することができます。図 17.10, 図 17.11 に作図例を示します。

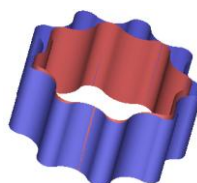


図 17.8 歯形レンダリング

X軸回転角	-20
Y軸回転角	5
Z軸回転角	-20
Z軸移動量	325
回転速度	1
ホイスステップ角	0
Wire Frame	<input type="checkbox"/>
BackColor	<input type="checkbox"/>

図 17.9 コントロールフォーム

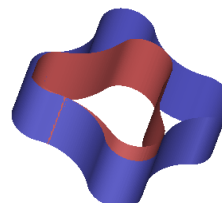


図 17.10 作図例 1

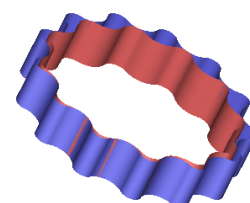


図 17.11 作図例 2

[18] Adduction Differential Gear Design System

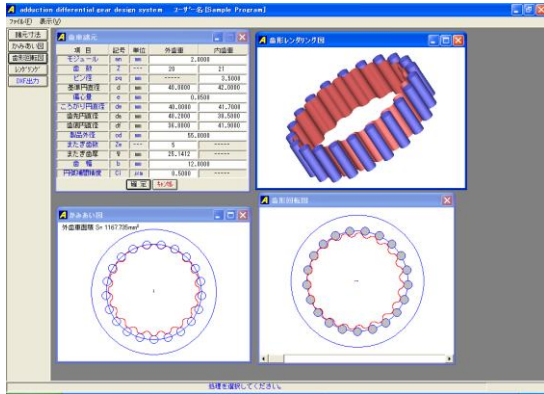


図 18.1 Adduction Differential Gear

18.1 概要

Adduction Differential Gear(愛称：ピンコイド歯車)は、外歯車と内歯車に1歯差または2歯差を与えた内転差動式の歯車減速装置です。インボリュート歯形を用いて同じ機構を成立させることができますが、効率やかみ合い干渉の点からも内歯車にピンを配置する歯形が有利と言えます。

18.2 諸元入力

- (1) 歯車諸元の入力画面を図 18.2 に示します。
- (2) 最大歯数差は、2 歯です。
- (3) 外歯車の歯形は、内歯車のピン径と、ころがり円および偏心量から決定します。
- (4) 外歯車の歯厚管理用に、またぎ歯数を設定します。
- (5) 円弧補間精度は、CAD データ作成時の精度です。

歯車諸元				
項目	記号	単位	外歯車	内歯車
モジュール	mn	mm	2.0000	
歯数	Z	---	20	21
ピン径	Pq	mm	----	3.5000
基準円直径	d	mm	40.0000	42.0000
偏心量	e	mm	0.8500	
ころがり円直径	dw	mm	40.0000	41.7000
歯先円直径	da	mm	40.2000	38.5000
歯底円直径	df	mm	38.8000	41.9000
製品外径	od	mm	55.0000	
またぎ歯数	Zw	---	5	----
またぎ歯厚	W	mm	25.1412	----
歯幅	b	mm	12.0000	
円弧補間精度	Ci	mm	0.5000	----

図 18.2 諸元入力

18.3 かみ合い図

図 18.3 にかみ合い図を示します。部分拡大によりピンと外歯のかみ合いを確認することができます。

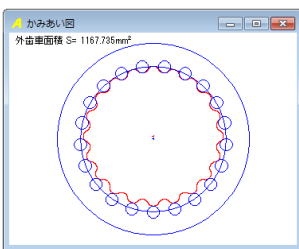


図 18.3 歯形図

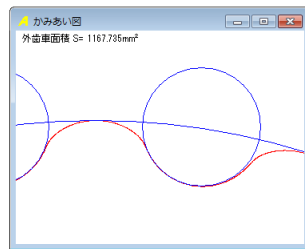


図 18.4 歯形拡大図

18.4 回転図

図 18.5 に歯車回転図を示します。

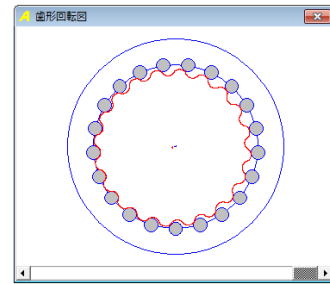


図 18.5 歯形回転図

18.5 歯形レンダリング

図 18.6 に歯形レンダリングを示します。X,Y,Z 軸で観察角度の変更ができ、Z 軸移動量で拡大、縮小ができます。また、かみ合いステップ角により回転速度を変更することができます。

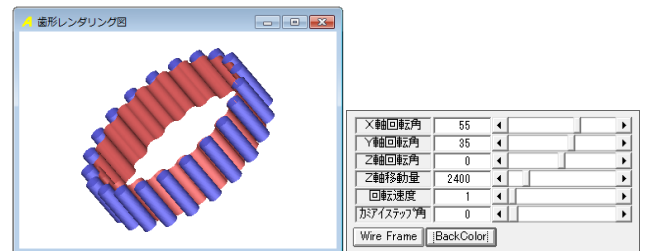


図 18.6 歯形レンダリング

18.6 偏心量を変更した歯形

図 18.2 の歯車で偏心量を 1.3mm に変更した歯形を図 18.7 および図 18.8 に示します。

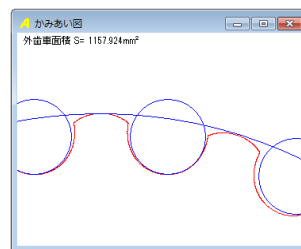


図 18.7 歯形図

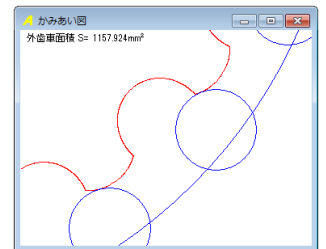


図 18.8 歯形拡大図

18.7 ヘルツ応力 (オプション)

歯形の接触応力の計算画面を図 18.9 に示します。

18.8 DXF ファイル出力

図 18.10 に CAD 作図例を示します。

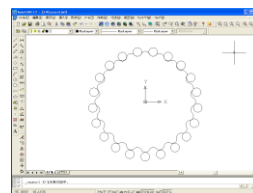


図 18.10 CAD 作図例

項目	記号	単位	数値
接触半径	Dc	mm	38.5000
歯面接触荷重	F	N	5.0000
ヤング率	E	MPa	206000.0000
ポアソン比	Nu	---	0.3000
接触位置曲率半径	Rz	mm	2.7285
ヘルツ応力	σ	MPa	99.3498
熱処理	---	---	浸炭入れ
材料記号	---	---	S50C420
硬度	HV	---	242
表面硬度	HV	---	600
許容引張力	σFlim	MPa	953.0
許容圧縮力	σHlim	MPa	1914.0
有効力比 (=発生値/許容値)	st	---	0.0769

図 18.9 ヘルツ応力

[19] VGR ラック設計ソフトウェア

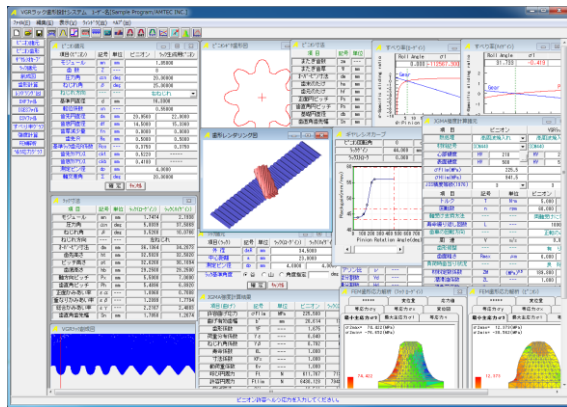


図 19.1 VGR ラック設計

19.1 概要

VGR(Variable Gear Ratio)ラック設計ソフトウェアは、ピニオンを基準にして、ギヤレシオカーブに基づいて運動するラックの歯形を生成し、強度計算、FEM歯形応力解析、すべり率グラフ、ヘルツ応力グラフを計算することができるソフトウェアです。

19.2 ピニオンの諸元入力

ラックとかみ合うピニオンの諸元と、ラックを生成するためのピニオン諸元を入力します。図 19.2 にピニオン諸元の入力画面を、図 19.3 にピニオンの寸法を示します。

項目(ピニオン)	記号	単位	ピニオン	ラック生成用ピニオン
モジュール	m	mm		1.85000
歯数	Z	---		8
圧力角	α_n	deg		20.00000
ねじれ角	β	deg		25.00000
ねじれ方向	---	---		右ねじれ
基準円直径	d	mm		16.3300
転位係数	xn	---		0.55000
歯先円直径	da	mm	20.9560	22.0000
歯底円直径	df	mm	14.5000	15.3360
歯厚減少量	fn	mm	0.0000	0.0000
歯先R	Ra	mm	0.5000	0.5000
基準ラック歯元R係数	Rco	---	0.3750	0.3750
歯先外半径	ckt	mm	0.5220	----
歯底外半径	ckb	mm	0.4180	----
測定ピン径	dp	mm		4.0000
軸交差角	Σ	deg		20.00000

図 19.2 ピニオン諸元の設定

項目	記号	単位	ピニオン	ラック生成用ピニオン
またぎ歯数	zm	---	2	2
またぎ歯厚	w	mm	9.1624	9.1624
オハビ寸法	dm	mm	24.2471	24.2471
歯末のたけ	ha	mm	2.3130	2.8350
歯元のたけ	hf	mm	0.9150	0.4970
正面円ピッチ	Ps	mm		6.4128
歯直角円ピッチ	Pn	mm		5.8119
基礎円直径	db	mm		15.1537
歯直角歯先幅	Sn	mm	0.9295	0.1006

図 19.3 ピニオンの寸法結果

19.3 ピニオン歯形図

ピニオンの歯形図を図 19.4 に示します。図 19.5 は、歯形の部分拡大図です。

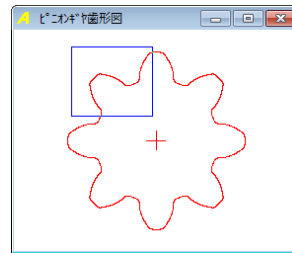


図 19.4 ピニオン歯形図

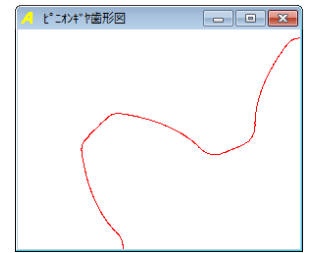


図 19.5 歯形拡大図

19.4 ギヤレシオカーブ

ピニオンの回転角に対するラックゲイン(mm/rev)の数値を設定します。図 19.6 は直線変化のグラフですが、図 19.7 は、スプライン曲線で接続しています。

(1) ストップ位置の入力

ピニオンの最大回転角度がラック長となります。

(2) 図中の一点鎖線は、

- ① ころがり円がピニオン歯先円のときのストロークゲイン
- ② ころがり円がピニオン基準ピッチ円のときのストロークゲイン
- ③ ころがり円がピニオン基礎円のときのストロークゲインを示します。

(3) グラフ表示後、スクロールバーをスライドさせると上部にピニオン回転角とラックストローク値を表示します。

図 19.6 および図 19.7 は、ピニオン回転角の増加に伴いラックゲインも増加していますが、ラックゲインを減少させることも可能です。



図 19.6 ギヤレシオカーブ(直線接続)

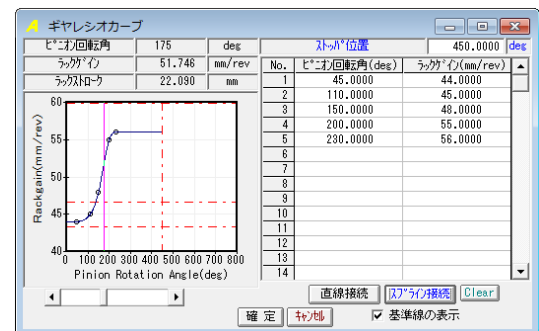


図 19.7 ギヤレシオカーブ(スプライン接続)

19.5 ラックの諸元設定

ラックの諸元設定画面を図 19.8 に示します。ラックの基準角度の設定により、ラックの基準位置(ピニオン回転角 0 deg 位置)における中央断面の歯形が、歯山または谷を選択します。ラック寸法の計算結果を図 19.9 に示します。

項目(ラック)	記号	単位	ラック(R-ケイ)	ラック(M-ケイ)
外径	daR	mm		34.5000
中心距離	a	mm		23.0000
測定ピッチ	dp	mm	4.0000	4.0000
ラック基準角度				deg

図 19.8 ラックの諸元設定

項目	記号	単位	ラック(R-ケイ)	ラック(M-ケイ)
モジュール	mn	mm	1.7474	2.1888
圧力角	α_n	deg	5.8039	37.5869
ねじれ角	β	deg	3.5268	10.0766
ねじれ方向	---	---		左ねじれ
オグピッチ	dm	mm	38.1364	34.2073
歯先高さ	ht	mm	32.5820	32.5820
ピッチ高さ	pt	mm	32.6268	30.1094
歯底高さ	hb	mm	29.2500	29.2500
軸方向ピッチ	Px	mm	5.5000	7.0000
歯直角ピッチ	Ph	mm	5.4896	6.8920
止面かみあい率	ϵ_α	---	1.0068	0.7088
重なりかみあい率	ϵ_β	---	1.2099	1.7794
総合かみあい率	ϵ_γ	---	2.2167	2.4883
歯直角歯先幅	Sn	mm	1.7850	1.2674

図 19.9 ラック寸法

19.6 VGR ラックの歯形創成図

ラック歯幅中央断面歯形の創成図を図 19.10 に示します。図の A は、ラック軸の中央位置であり B は、ストップ位置を示します。左右の歯形の変化を確認することができます。

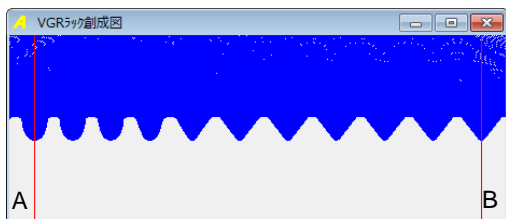


図 19.10 ラックの創成図

19.7 VGR ラックの3D 歯形計算

歯形計算の前に歯形の分割数を設定します(図 19.11)。

分割数	数値
ピニオン歯幅方向	50
ラック歯幅方向	30
ラック歯たけ方向	30

歯底幅 ラック外径

図 19.11 歯形計算の設定

19.8 レンダリング図

歯形計算終了後、[レンダリング図]ボタンを押すと、ピニオンとラックの歯形かみあい図を表示します。レンダリング図は、座標軸の角度を変更することにより、視点を変えて観察することができます。

図 19.12 にピニオン上面から見たレンダリング図を示します。また、図 19.13 のラック背面から観察したレンダリング図には、かみあい接触線を観察することができます。

図 19.13 の右に示すコントロールフォームで、

- ①座標軸の角度変更
- ②ズーム
- ③ワイヤフレーム、シェード表示切り替え
- ④背景色の設定
- ⑤ラックストロークチェック(ピニオンまたはラックの移動)の機能があります。

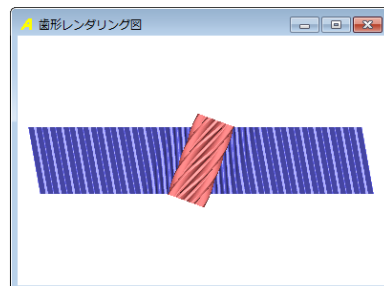


図 19.12 レンダリング図(ピニオン上面から観察)

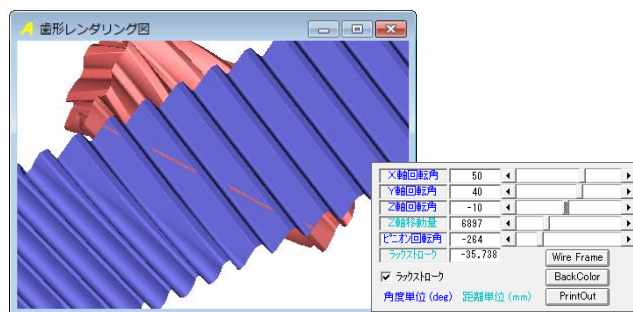


図 19.13 レンダリング図(ラック背面から観察)

19.9 CAD ファイル出力

ピニオンと VGR ラックの歯形を DXF または IGES ファイルで出力することができます。図 19.14 および図 19.15 にファイル出力設定を示します。CAD 作図例を、図 19.16~図 19.19 に示します。

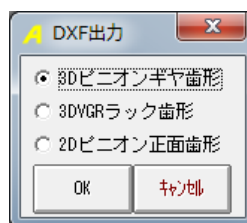


図 19.14 DXF 出力

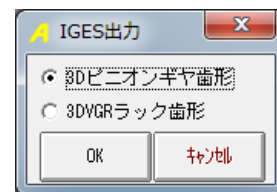


図 19.15 IGES 出力

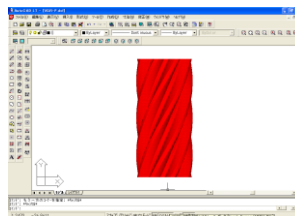


図 19.16 CAD 作図例(DXF)

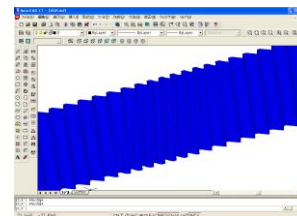


図 19.17 CAD 作図例(DXF)

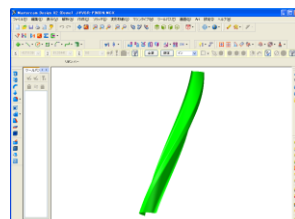


図 19.18 CAD 作図例(IGES)

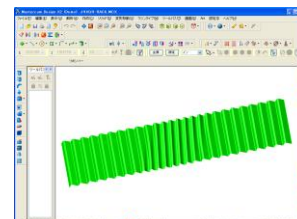


図 19.19 CAD 作図例(IGES)

19.10 すべり率グラフ

ラック軸中央のかみ合い位置とストップ位置でのかみ合いにおけるすべり率グラフを図 19.20 及び図 19.21 に示します。図 19.20 のピニオン歯元で大きなすべりが発生しています。

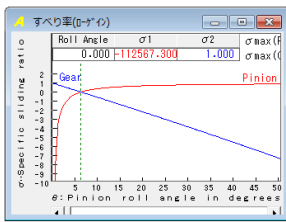


図 19.20 すべり率(Low)

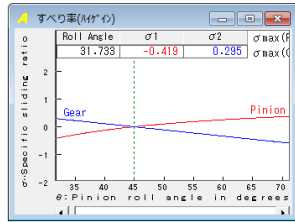


図 19.21 すべり率(High)

19.11 強度計算

JGMA 強度計算に基づいた計算結果を図 19.22 および図 19.23 に示します。ラックの強度は、Low Gain 側と High Gain 側の 2 箇所の歯形について強度計算をします。

※AGMA 強度計算は、別途お問い合わせ下さい。

JGMA強度計算諸元		ピニオン		VGRラック	
熱処理	高周波焼入れ	高周波焼入れ	高周波焼入れ	高周波焼入れ	高周波焼入れ
材料記号	SCM440	SCM440	SCM440	SCM440	SCM440
心部硬度	HV 242	HV 242	HV 242	HV 242	HV 242
表面硬度	HV 500	HV 500	HV 500	HV 500	HV 500
σ_{Flim} (MPa)	265.0	265.0	265.0	265.0	265.0
σ_{Hlim} (MPa)	1069.0	1069.0	1069.0	1069.0	1069.0
JIS精度等級(1978)	3	3	3	3	3
項目	記号	単位	ピニオン	ラック(Low Gain)	ラック(High Gain)
トルク	T	N*m	5.000	-----	-----
回転数	n	r/min	60.000	-----	-----
軸受け支持方法	---	---	---	両軸受け対称	---
寿命繰返し回数	L	---	---	10000000	---
歯車の回転方向	---	---	---	正転のみ	---
周速度	v	m/s	0.0514	---	---
歯形修整	---	---	---	有り	---
歯面粗さ	Rmax	μm	6.00	6.00	---
負荷時歯当り状況	---	---	---	良好	---
材料定数係数	ZM	$(MPa)^{0.5}$	189.800	189.800	---
潤滑油係数	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 19.22 強度計算設定

JGMA強度計算結果		ピニオン		ラック(Low Gain)		ラック(High Gain)	
許容曲げ応力	σ_{Flim}	MPa	265.000	265.000	265.000	265.000	265.000
曲げ有効歯幅	b'	mm	20.614	13.775	21.217	21.217	21.217
歯形係数	YF	---	1.675	2.065	2.065	2.065	2.065
荷重分布係数	Y ϵ	---	0.840	0.397	1.622	1.622	1.622
ねじれ角係数	Y β	---	0.792	0.971	0.916	0.916	0.916
寿命係数	KL	---	1.000	1.400	1.400	1.400	1.400
寸法係数	KFx	---	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
動荷重係数	Kv	---	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
呼び円周力	Ft	N	611.767	713.253	560.397	560.397	560.397
許容円周力	Ftlim	N	766.463	934.765	4691.756	4691.756	4691.756
曲げ強さ	Sft	---	12.352	13.097	8.372	8.372	8.372
歯元曲げ応力	σ_F	MPa	21.454	20.233	31.652	31.652	31.652
項目(面圧)	記号	単位	ピニオン	ラック(Low Gain)	ラック(High Gain)	ラック(High Gain)	ラック(High Gain)
許容ヘルツ応力	σ_{Hlim}	MPa	1069.000	1069.000	1069.000	1069.000	1069.000
面圧有効歯幅	bw	mm	18.764	13.775	21.217	21.217	21.217
接触係数	ZH	---	2.296	4.075	1.942	1.942	1.942
寿命係数	KHL	---	1.000	1.300	1.300	1.300	1.300
かみあい率係数	Z ϵ	---	0.917	0.952	1.155	1.155	1.155
粗さ係数	ZR	---	1.008	1.004	1.010	1.010	1.010
潤滑速度係数	ZV	---	0.891	0.891	0.891	0.891	0.891
硬さ比係数	ZW	---	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
荷重分布係数	KH β	---	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
動荷重係数	Kv	---	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
呼び円周力	Fc	N	---	612.370	---	---	---
許容円周力	Fclim	N	1327.453	480.501	2241.640	2241.640	2241.640
歯面強さ	Sfc	---	2.168	0.785	3.661	3.661	3.661
ヘルツ応力	σ_H	MPa	726.064	1206.806	558.730	558.730	558.730

図 19.23 強度計算結果

19.12 ヘルツ応力グラフ

ラック軸中央のかみ合い位置とストップ位置でのかみ合いにおけるヘルツ応力グラフを図 19.24 および図 19.25 に示します。

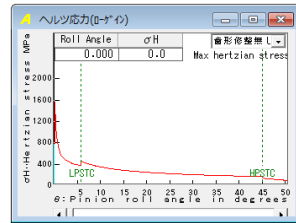


図 19.24 ヘルツ応力(Low)

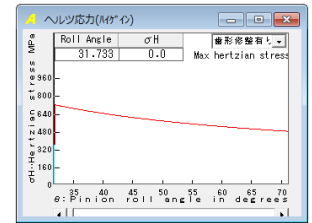


図 19.25 ヘルツ応力(High)

19.13 FEM 歯形応力

ピニオンと VGR ラックの 2 次元 FEM 歯形応力解析をします。図 19.26 に FEM 設定画面を、図 19.27 および図 19.28 に応力分布図を示します。

FEM 解析諸元		ピニオン		ラック(Low Gain)		ラック(High Gain)	
材料記号	---	---	SCM440	SCM440	SCM440	SCM440	SCM440
縦弾性係数	E	MPa	205800.0	205800.0	205800.0	205800.0	205800.0
ポアソン比	ν	---	0.300	0.300	0.300	0.300	0.300
縦分割数	Vd	---	12	12	12	12	12
横分割数	Hd	---	22	23	18	18	18
荷重点位置	Pn	---	2	2	2	2	2
荷重	Ft	N	611.77	713.25	560.40	560.40	560.40
色階調数	nc	---	---	100	100	100	100
変位倍率	Sd	---	---	---	100	100	100

図 19.26 FEM 解析諸元

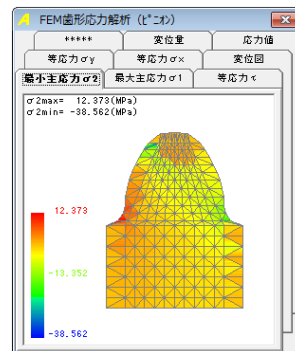


図 19.27 FEM 解析(P)

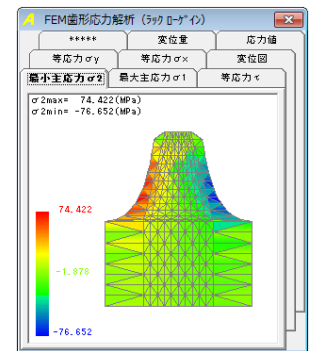


図 19.28 FEM 解析(R-Low)

※ ラックの修整などに関しては、別途お問い合わせください。

[20] Face Gear Design System

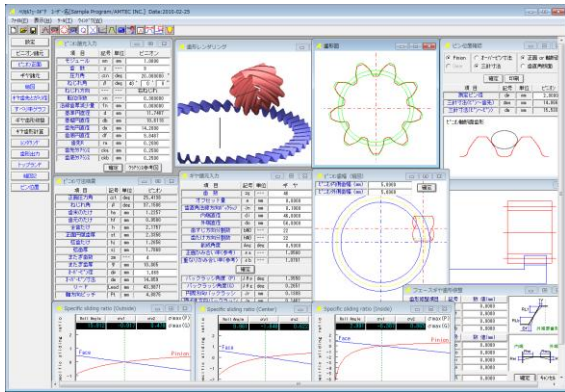


図 20.1 Face Gear Design System

20.1 概要

フェースギヤ 3次元歯形解析ソフトウェアは、ピニオンの歯形(インボリュートギヤ)を決定し、それにかみ合うフェースギヤの3次元歯形を計算します。また、フェースギヤの歯厚の調整や歯形修整、クラウニングにも対応できる柔軟な設計が可能です。図 20.1 にフェースギヤの画面を示します。

20.2 基準ラック設定

図 20.2 にピニオンの基準ラックの設定画面を示します。歯たけは並歯、低歯、特殊たけに対応しています。



図 20.2 基準ラックの設定

20.3 ピニオン諸元設定

図 20.3 にピニオンの設定画面を示します。歯先円および歯底円直径は、基準ラック設定で設定された値を基準に計算します。入力するとピニオンの歯形図が確認できます。図 20.4 にピニオンの歯形図を示します。

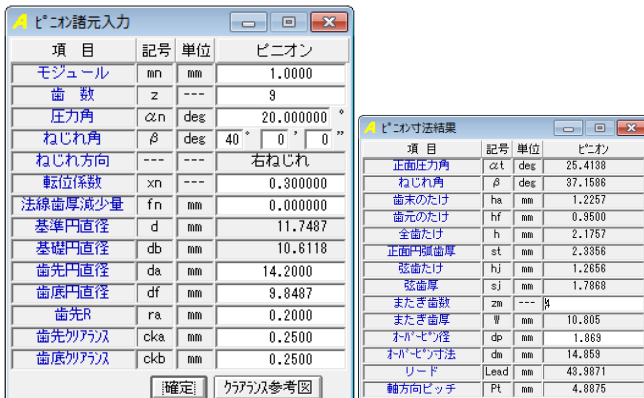


図 20.3 ピニオン諸元設定と寸法

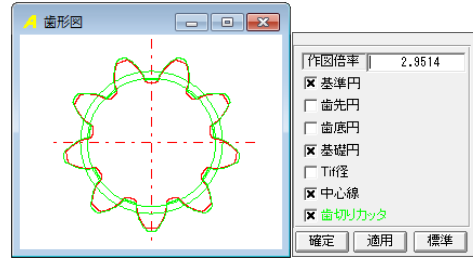


図 20.4 歯形図

20.4 フェースギヤ諸元設定

図 20.5 にフェースギヤの諸元入力画面を示します。また、図 20.6 で歯形修整、歯すじ修整をすることができます。歯先円直径の尖り限界直径は[ギヤ歯先とがり径]で計算することができます。

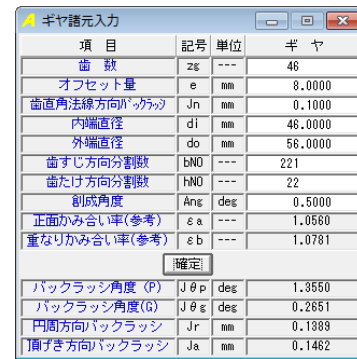


図 20.5 フェースギヤ諸元入力

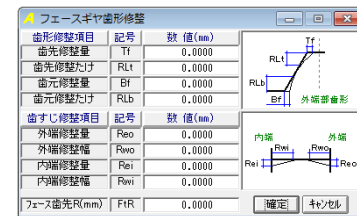


図 20.6 フェースギヤ歯形修整

20.5 すべり率

フェースギヤのすべり率(内側、中央、外側)をグラフで表示します。本例の場合のすべり率グラフを図 20.7~図 20.9 に示します。内側のすべり率が外側に比べ大きいことが解ります。

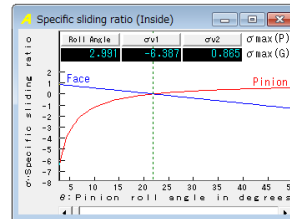


図 20.7 すべり率(内側)

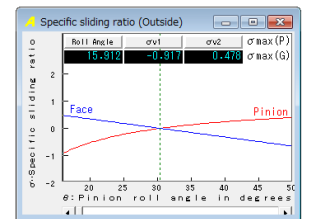


図 20.8 すべり率(外側)

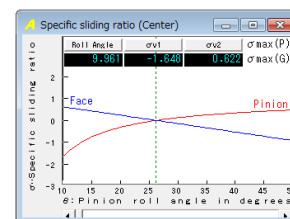


図 20.9 すべり率(中央)

20.6 歯形レンダリング

フェースギヤのかみ合い歯形レンダリングを図 20.10 および図 20.11 に示します。また、コントロールフォームで観察角度や倍率の変更をすることができます。図 20.11 は、フェースギヤの背面から観察した図には、かみ合い接触線が顕著に現れています。

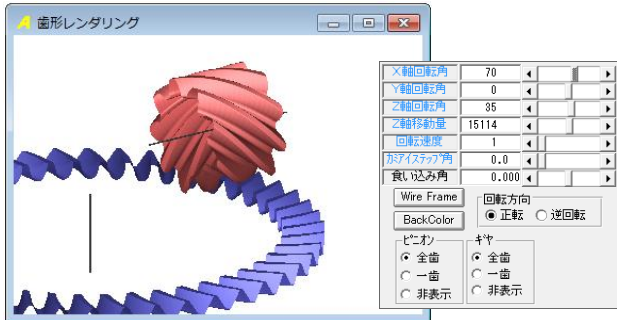


図 20.10 歯形レンダリング 1

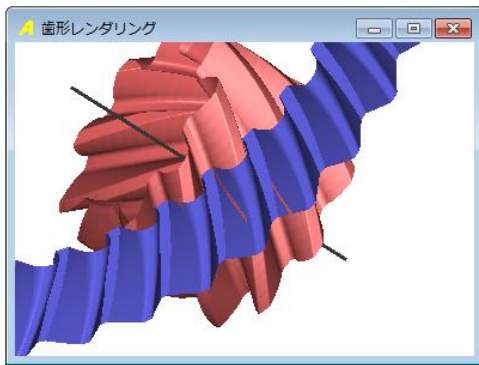


図 20.11 歯形レンダリング 2

20.7 組図

全体のバランスを[組図]で確認することができます。図 20.12 の組図 1 でピニオンの歯幅を変更することができます。図 20.13 は、本例の実縮図です。

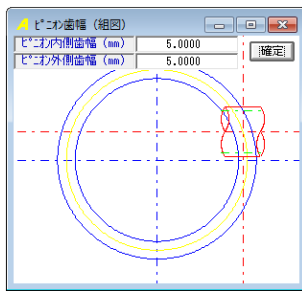


図 20.12 組図 1

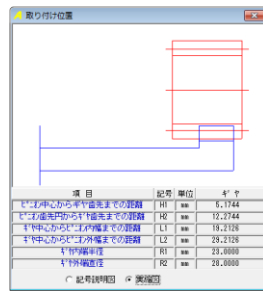


図 20.13 組図 2

20.8 CAD ファイル出力

図 20.14 および図 20.15 に CAD 作図例(IGES ファイル)を示します。

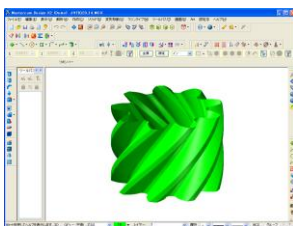


図 20.14 ピニオン(IGES)

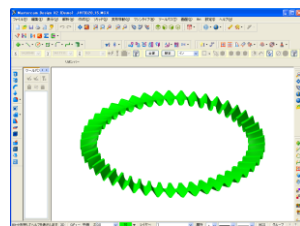


図 20.15 ギヤ(IGES)

20.9 ストレートフェースギヤ (オプション)

ピニオンを平歯車としてオフセットが0のフェースギヤの歯形を設計した例を以下に示します。図 20.16 にピニオン諸元を図 20.17 にフェースギヤ諸元設定画面を示します。この場合、フェースギヤの内端側も外端側も尖り限界に近い直径で設計しています。歯形レンダリングを図 20.18 および図 20.19 に示します。



図 20.16 ピニオン諸元設定と寸法

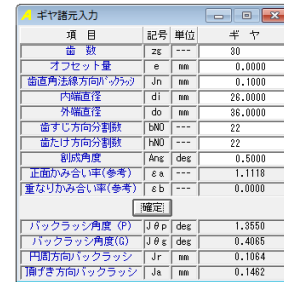


図 20.17 フェースギヤ諸元設定

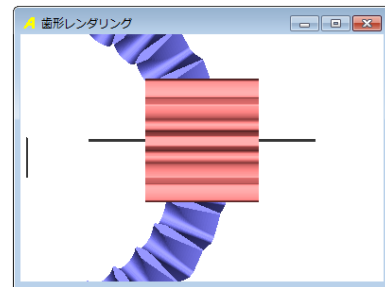


図 20.18 歯形レンダリング 1

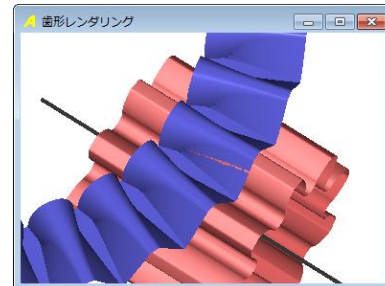


図 20.19 歯形レンダリング 2

20.10 測定データの出力(オプション)

3次元測定機の測定用データを出力することができます。出力形式は測定機によって異なりますので打合せの上、別途見積もりいたします。

[21] L-Hypoid Gear Design System

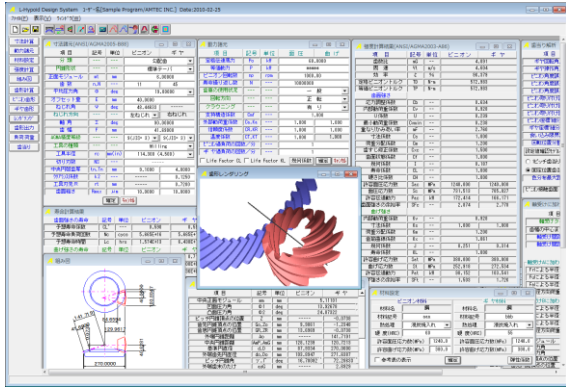


図 21.1 L-Hypoid Gear Design System

21.1 概要

L-Hypoid Gear Design System は、寸法、歯形、強度計算をトータルに設計することができます。ハイポイドギヤの歯形、歯すじは、歯切り機械から生成されるものですが、本ソフトウェアでは、球面インボリュート歯形を持つスパイラルベベルギヤ(大歯車)にオフセットを与えピニオンの歯形を解析し1組の歯車としています。図 21.1 に全体画面を示します。

21.2 寸法設定

図 21.2 に寸法設定画面を示します。数値が不明な場合は、標準値を入力することができ、ねじれ角やオフセット量、工具半径などを自由に設定することができます。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
分類	---	---	勾配歯	
円錐形状	---	---	標準テーパ	
正面モジュール	mt	mm	6.0000	
歯数	n, N	---	11	45
平均圧力角	Φ	deg	19.0000	
オフセット量	E	mm	40.0000	
ねじれ角	Ψ	deg	48.44693	----
ねじれ方向	---	---	左ねじれ	右ねじれ
軸角	Σ	deg	90.0000	
歯幅	F	mm	41.69000	
AGMA精度等級	---	---	9(JIS= 3)	9(JIS= 3)
工具の種類	---	---	Milling	
工具半径	rc	mm(in)	114.300	(4.500)
切り刃数	NS	---	----	
中央円弧歯厚	tn, Tn	mm	9.1000	4.8000
外刃係数	k2	---	----	
工具刃先 R	rt	mm	0.7200	
歯面粗さ	Rmax	μm	10.0000	10.0000

図 21.2 寸法諸元設定

21.3 寸法計算結果

AGMA2005-B88 規格に基づいてハイポイドギヤの各部寸法を計算します。図 21.3 に寸法結果を示します。図 21.4 の諸元修整で、歯形の解析精度を設定し、クラウニング、歯形修整、歯先円錐角、歯たけなどを変更することができます。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
中央正面モジュール	mm	mm	5.11101	
凹面圧力角	Φ1	deg	19.92678	
凸面圧力角	Φ2	deg	24.07322	
ピッチ円錐頂点の位置	Z	mm	----	-0.0738
歯先円錐頂点の位置	Go, Zo	mm	9.9861	-1.2348
歯底円錐頂点の位置	GR, ZR	mm	13.6969	-0.0738
外端円錐距離	Ao	mm	----	141.7191
中央円錐距離	AmP, AmG	mm	129.1239	120.7213
基準円直径	d, D	mm	87.9334	270.0000
外端歯先円直径	do, Do	mm	103.8947	271.6387
ピッチ円錐角	γ, Γ	deg	16.78092	72.28633
外端歯末のたけ	aoG	mm	----	2.6929
外端歯元のたけ	boG	mm	----	9.2828
外端有効歯たけ	hk	mm	----	10.8603
外端全歯たけ	ht	mm	12.1669	11.9757
中央歯末のたけ	a	mm	6.7945	2.1288
中央歯元のたけ	b	mm	3.2442	7.9089
クリアランス	c	mm	1.1154	1.1154
中央有効歯たけ	h	mm	8.9231	
中央全歯たけ	hm	mm	10.0387	
歯元角の和	Σδ	deg	5.28816	
歯元角	δ	deg	1.48901	3.74879
歯末角	α	deg	3.58355	1.53937
歯底円錐角	γR, ΓR	deg	15.31191	68.53754
歯先円錐角	γo, Γo	deg	20.36446	73.82570
90°相当歯数比	m80	---	3.1308	
中央円ピッチ	Pm	mm	16.0567	
Crossing Point~外端歯先	xo, Xo	mm	129.9617	40.6281
中央ピッチ円直径	dm	mm	73.3820	229.3956
中央歯面角円弧歯厚減少量	fn	mm	0.0936	0.0331
ギヤ外端ねじれ角	ΨoG	deg	----	35.84757
中央歯面角円弧歯厚	tnc	mm	8.9767	4.6993
中央歯面角円弧歯たけ	ac	mm	7.0624	2.1366
トータルバックラッシュ	j	mm	0.1664	
中央ねじれ角	ΨP, ΨG	deg	48.44177	29.19668

図 21.3 寸法結果(標準値)

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
歯面方向分割数(hu)	31	---	歯たけ方向分割数(wu) 40	
歯面粗さ	Rmax	μm	10.0000	10.0000
外端歯先 R	Rtip	mm	0.6000	0.6000
外端部防角半径	Crwh	mm	500.0000	270.0000
外端部防角量	Crh	mm	0.1000	0.0000
内端部防角半径	Crwt	mm	500.0000	270.0000
内端部防角量	Crt	mm	0.0300	0.0000
外端部歯先修整量	Tr	mm	0.0000	0.0000
外端部歯先修整たけ	Th	mm	0.0000	0.0000
歯先円錐角	δa	deg	20.36446°	73.82570°
歯底円錐角	δf	deg	15.31191°	68.53754°
外端歯末のたけ	aoG	mm	----	2.6929
外端歯元のたけ	boG	mm	----	9.2828
外端歯先円直径	do	mm	103.8947	----

図 21.4 修整諸元設定

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
中央正面モジュール	mm	mm	5.11101	
凹面圧力角	Φ1	deg	19.92678	
凸面圧力角	Φ2	deg	24.07322	
ピッチ円錐頂点の位置	Z	mm	----	-0.0738
歯先円錐頂点の位置	Go, Zo	mm	9.9862	-1.2350
歯底円錐頂点の位置	GR, ZR	mm	13.6969	-0.0707
外端円錐距離	Ao	mm	----	141.7191
中央円錐距離	AmP, AmG	mm	129.1239	120.7213
基準円直径	d, D	mm	87.9334	270.0000
外端歯先円直径	do, Do	mm	103.8947	271.6387
ピッチ円錐角	γ, Γ	deg	16.78092	72.28633
外端歯末のたけ	aoG	mm	----	2.6929
外端歯元のたけ	boG	mm	----	9.2828
外端有効歯たけ	hk	mm	----	10.8603
外端全歯たけ	ht	mm	12.1669	11.9757
中央歯末のたけ	a	mm	6.7945	2.1288
中央歯元のたけ	b	mm	3.2442	7.9070
クリアランス	c	mm	1.1154	1.1125
中央有効歯たけ	h	mm	8.9231	
中央全歯たけ	hm	mm	10.0387	
歯元角の和	Σδ	deg	5.21780	
歯元角	δ	deg	1.48901	3.74879
歯末角	α	deg	3.58354	1.53937
歯底円錐角	γR, ΓR	deg	15.31191	68.53754
歯先円錐角	γo, Γo	deg	20.36446	73.82570
90°相当歯数比	m80	---	3.1308	
中央円ピッチ	Pm	mm	16.0567	
Crossing Point~外端歯先	xo, Xo	mm	129.9617	40.6281
中央ピッチ円直径	dm	mm	73.3820	229.3956
中央歯面角円弧歯厚減少量	fn	mm	0.0936	0.0331
ギヤ外端ねじれ角	ΨoG	deg	----	35.84757
中央歯面角円弧歯厚	tnc	mm	8.9767	4.6993
中央歯面角円弧歯たけ	ac	mm	7.0624	2.1366
トータルバックラッシュ	j	mm	0.1664	
中央ねじれ角	ΨP, ΨG	deg	48.44177	29.19668

図 21.5 寸法結果(修整諸元変更後)

21.4 組み図

図 21.5 の寸法計算結果に基づいたハイポイドギヤ寸法を図 21.6 に示します。

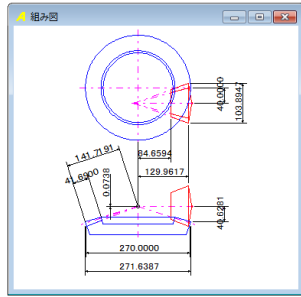


図 21.6 寸法図

21.5 強度計算

21.5.1 動力設定

ハイポイドギヤの強度計算は、ANSI/AGMA2003-A86 規格に基づいています。図 21.7 に動力諸元設定を示します。図 21.8 および図 21.9 に、Life Factor グラフを示します。

項目	記号	単位	面圧	曲げ
定格伝達馬力	Po	kW	60.0000	
等価動力	P	kW	*****	
ピニオン回転数	np	rpm	1000.0000	
寿命繰り直し数	N	---	10000000	
歯車の使用状況	---	---	一般	
回転方向	---	---	正転	
クラウニング	---	---	有り	
支持構造係数	Cmf	---	1.000	
外部動荷重係数	Ca, Ka	---	1.000	1.000
信頼度係数	CR, KR	---	1.000	1.000
温度係数	CT, KT	---	1.000	1.000
ピニオン過負荷の回転/分	---	---	1	
ギヤ過負荷の回転/分	---	---	1	

図 21.7 動力諸元設定

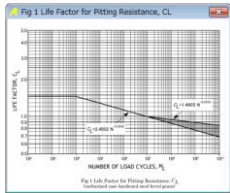


図 21.8 Life Factor (CL)

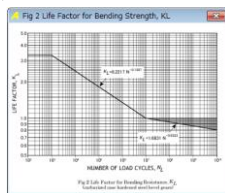


図 21.9 Life Factor (KL)

21.5.2 幾何係数

幾何係数(I, J)の標準値を図 21.10 に示しますが、図 21.11 および図 21.12 のグラフを参考にして任意に変更することができます。

項目	記号	ピニオン	ギヤ
面圧用幾何係数	I		0.18698
曲げ用幾何係数	JP, JG	0.25112	0.31410
オフセット係数	E/D		0.15

図 21.10 幾何係数(標準値)

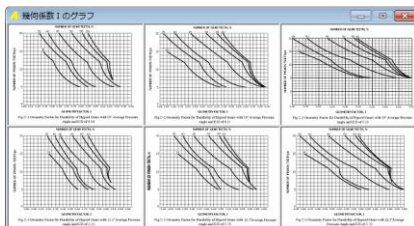


図 21.11 幾何係数(I)

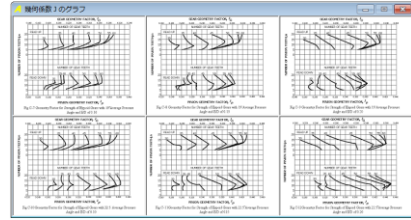


図 21.12 幾何係数(J)

21.5.3 材料設定

図 21.13 に材料、熱処理、硬度、許容応力数を設定します。

ピニオン材料		ギヤ材料	
材料名	鋼	材料名	鋼
材料記号	aaa	材料記号	bbb
熱処理	浸炭焼入れ	熱処理	浸炭焼入れ
硬度 (HRC)	60	硬度 (HRC)	55
許容面圧応力数 (MPa)	1240.0	許容面圧応力数 (MPa)	1240.0
許容曲げ応力数 (MPa)	380.0	許容曲げ応力数 (MPa)	380.0

図 21.13 材料設定

21.5.4 強度計算結果

ハイポイドギヤの強度結果を図 21.14 に示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
歯数比	mG	--		4.091
周速	Vt	m/s		4.604
効率	ε	%		96.379
定格ピニオントルク	TD	N·m	572.983	
等価ピニオントルク	TP	N·m	572.983	
歯面強さ				
応力調整係数	Ob	--	0.634	
内部動荷重係数	Cv	--	0.928	
U係数	U	--	0.239	
最小動荷重係数	Cvmin	--	0.238	
重なりかみあい率	mF	--	2.760	
寸法係数	Cs	--	1.000	
荷重分配係数	Cm	--	1.200	
歯すじ修正係数	Cxc	--	1.500	
歯面状態係数	Cf	--	1.000	
幾何係数	I	--	0.187	
寿命係数	CL	--	1.000	
硬さ比係数	CH	--	1.000	
許容面圧応力数	Sac	MPa	1240.000	1240.000
面圧応力数	Sc	MPa	731.513	705.027
許容伝達動力	Pac	kW	172.414	166.171
歯面強さの余裕率	SF _c	--	2.874	2.770
曲げ強さ				
内部動荷重係数	Kv	--	0.928	
寸法係数	Ks	--	1.000	1.000
荷重分配係数	Km	--	1.200	
歯筋曲線係数	Kx	--	1.061	
幾何係数	J	--	0.251	0.314
寿命係数	KL	--	1.000	
許容曲げ応力数	Sat	MPa	380.000	380.000
曲げ応力数	St	MPa	252.918	272.534
許容伝達動力	Pat	kW	90.152	103.541
曲げ強さの余裕率	SF _t	--	1.503	1.726

図 21.14 強度計算結果(曲げ, 面圧)

21.5.5 寿命計算結果

図 21.15 に寿命計算結果を示します。

歯面強さの寿命		記号	単位	ピニオン	ギヤ
予想寿命係数	CL'	---		0.590	0.590
予想寿命負荷回数	Nc	cyccs		5.665E+16	5.665E+16
予想寿命時間	Lc	hrs		1.574E+13	8.438E+13
曲げ強さの寿命		記号 <th>単位</th> <th>ピニオン</th> <th>ギヤ</th>	単位	ピニオン	ギヤ
予想寿命係数	KL'	---		0.666	0.717
予想寿命負荷回数	Nt	cyccs		1.000E+07	1.000E+07
予想寿命時間	Lt	hrs		2.778E+03	1.136E+04

図 21.15 寿命結果

21.6 歯形レンダリング

図 21.4 で設定した歯幅方向および歯たけ方向分割数に基づいて歯形を解析し表示します。図 21.16 および図 21.17 に歯形レンダリングを示します。図 21.18 の歯形レンダリングは、図 21.17 に加工カッタを重ね合わせた図です。

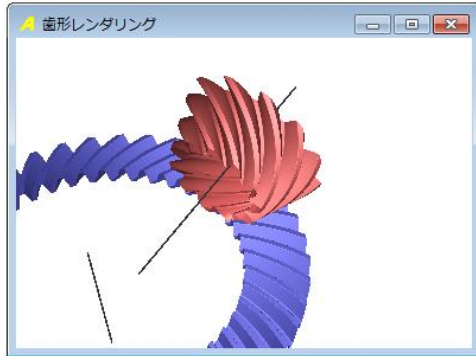


図 21.16 歯形レンダリング 1

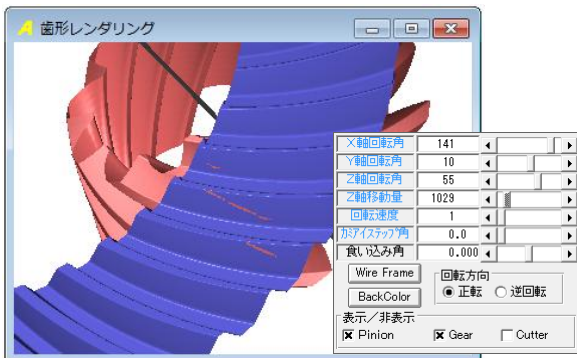


図 21.17 歯形レンダリング 2

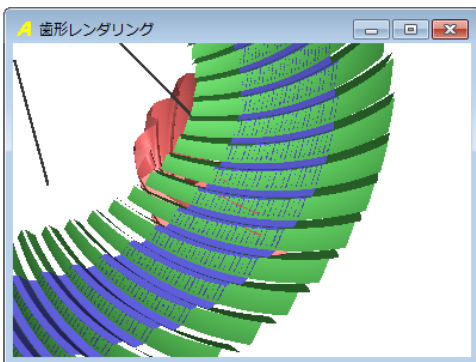


図 21.18 歯形レンダリング(カッタ表示)

ここで出力するハイポイドギヤの歯形は、歯切盤によって得られた歯形ではありません。両歯車の歯形は(1)~(3)で決定しています。

- (1) ギヤ(大歯車)を球面インボリュート歯形で出力します。
- (2) 歯すじ曲線は、諸元設定の工具半径で決定します。
- (3) ピニオン(小歯車)の歯形は、ピニオン軸にオフセットを与え、ギヤ歯形とかみ合うように歯形を決定しています。

21.7 CAD ファイル

ピニオンとギヤの歯形は、DXF および IGES ファイルで出力することができます。図 21.19 にファイル出力フォームを、図 21.20

および図 21.21 に CAD 作図例を示します。

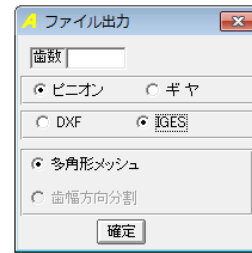
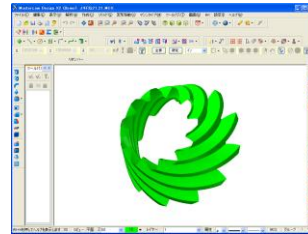
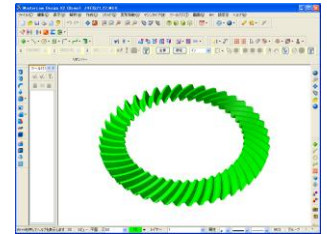


図 21.19 ファイル出力



(ピニオン)



(ギヤ)

図 21.20 CAD 作図例(IGES)

図 21.21 CAD 作図例(IGES)

21.8 歯当たり解析 (オプション)

歯当たり解析例を以下に示します。図 21.22 に歯当たり解析設定を、図 21.23 に解析例を示します。



図 21.22 歯当たり設定

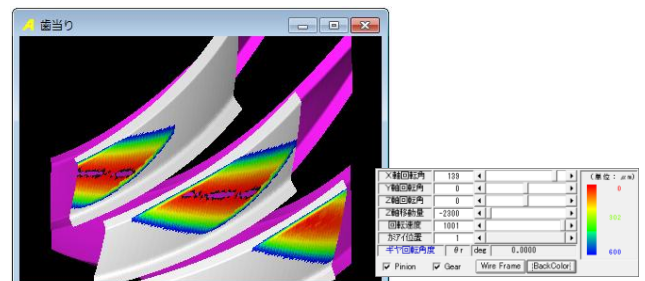


図 21.23 歯当たり

21.9 その他機能

- (1) 軸受け荷重計算
- (2) 設計データの保存, 読み込み
- (3) 印刷(寸法, 強度計算, 組図)

オプション: 歯形測定データの生成 (Zeiss 社 3次元測定機用)

[22] CT-FEM System(Ver.4.0)

22.0 はじめに

CT-FEM Systemは、2004年09月に発売開始以来、歯車の限界設計に挑戦している専門家の方々から、バイアス修整や軸角誤差を持つ歯車の実験結果とシミュレーションが非常に良く一致した結果であると高い評価をいただいています。また、通常の歯車設計の感覚で操作することも高評価の一因です。

この度、お客様の要望にお答えして種々新機能を追加したCT-FEM System(Ver.4.0)を開発しました。詳しくは下記をご覧ください。

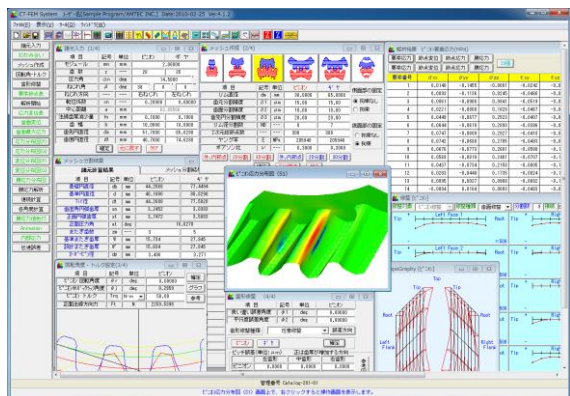


図22.1 CT-FEM System

22.1 概要

有限要素法による応力解析は剛性解析であり、扱うオーダーはmm単位です。一方、歯形のかみ合い解析は μm オーダーの寸法を扱う必要があります。さらに、一般のFEMは接触問題の解析を苦手としており、かみ合う一對の歯車の応力解析を歯面形状をも考慮して有限要素法で行うのはこれまで不可能であったといえます。

そこで、機械設計者が柔軟に使用することができるように、歯車の接触問題を考慮した FEM による歯車の応力解析ソフトを開発しました。図 22.1 に CT-FEM System の画面を示します。

22.2 初期設定

- (1) 適用歯車 : インボリュート歯車
 - 外歯車×外歯車
 - 外歯車×内歯車 (オプション)
- (2) 基準ラック : 並歯, 低歯, 特殊

図 22.2 に、諸元設定画面を、図 22.3 にメッシュの初期設定画面を示します。



図 22.2 歯車初期設定

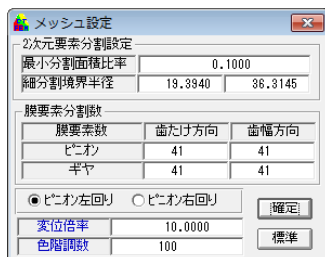


図 22.3 メッシュ設定

22.3 諸元入力(1/4)

歯車の FEM 解析例を以下に示します。歯車諸元入力は、図 22.4 に示しますようにモジュールから歯底円直径までを順次入力するだけで済みます。また、中心距離を離してバックラッシュを与えることも可能です。図 22.5 と図 22.6 に、検討歯車の歯形レンダリングを示します。また、歯面膜要素だけを表示することができますので食い違い誤差や平行度誤差と歯形修整を与えたときの歯面の接触を容易に観察することができます。

項目	記号	単位	ピッチ	ギヤ
モジュール	mn	mm	2.0000	
歯数	z	---	20	35
圧力角	α_n	deg	14.5000	
ねじれ角	β	deg	30	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	63.89566	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.1000	0.1000
歯幅	b	mm	10.0000	10.0000
歯先円直径	da	mm	51.7880	85.6290
歯底円直径	df	mm	40.7880	74.6290

図 22.4 寸法諸元設定

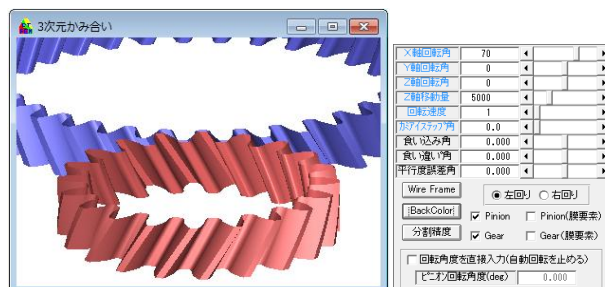


図 22.5 歯形レンダリング

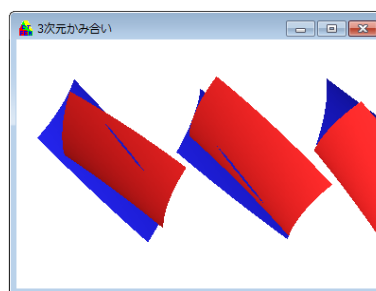


図 22.6 膜要素歯形レンダリング

22.4 メッシュ作成(2/4)

本ソフトウェアでは FEM 解析用に歯車を四面体 2 次要素 (図 22.7) で自動分割することができます。生成条件は、図 22.8 に示すように歯元、歯面、歯先部分を分割精度基準として決定することができるため、応力集中部分を細かく、その他の部分を粗く設定することができます。

生成したメッシュは、図 22.9 および図 22.10 で確認することができます。生成した要素の中の最大偏平要素も確認することができます。もし、生成した要素分割に不満があれば、図 22.8 の分割精度および節点数を変更することによりメッシュの形態を変更することができます。

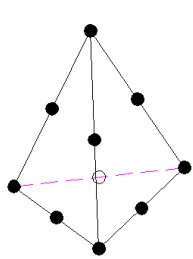


図 22.7 四面体 2 次要素



図 22.8 メッシュ分割条件

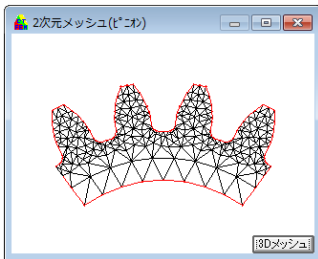


図 22.9 2次元メッシュ

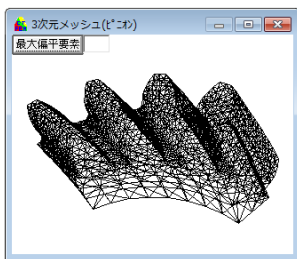


図 22.10 3次元メッシュ

図 22.8 のメッシュ条件により自動メッシュを生成した結果、メッシュ分割数は、図 22.11 に示すようにピニオンの節点数は 32634、要素数は 20770 となります。また、検討歯車の各部寸法を図 22.12 に示します。

メッシュ分割結果		
諸元計算結果		
項目	ピニオン	ギヤ
外部節点数	102	71
内部節点数	98	61
2次元1次要素節点数	282	248
2次元1次要素要素数	460	417
4面体2次要素節点数	32634	30895
4面体2次要素要素数	20770	20251
4面体最大偏平度	44.8085	52.8704
4面体平均偏平度	20.5680	20.1213

図 22.11 メッシュ分割数

メッシュ分割結果		
諸元計算結果		
項目	記号	単位
基礎円直径	db	mm
基準円直径	d	mm
Tif径	dt	mm
歯頂角分弧歯厚	sn	mm
正面分弧歯厚	st	mm
正面圧力角	at	deg
またぎ歯数	zm	---
基準またぎ歯厚	W	mm
設計またぎ歯厚	W'	mm
オホベリ径	dp	mm
基準オホベリ径	dm	mm
設計オホベリ径	dm'	mm
かみ合いピッチ円直径	dw	mm
正面かみ合い圧力角	awt	deg
正面かみ合い率	ϵ_{α}	---
重なりかみ合い率	ϵ_{β}	---
全かみ合い率	ϵ_{γ}	---
滑り率(歯先)	σ_a	---
滑り率(歯元)	σ_b	---
バックラッシュ角度	θ_j	deg
正面法線乱	jtt	mm
クリアランス	c	mm

図 22.12 歯車寸法結果

22.5 回転角度、トルク設定(3/4)

図 22.13 および図 22.14 に示すように、ピニオンの回転角を設定することによりかみ合い位置を変更することができます。また、図 22.15 は接触直径と作用線長さをグラフで示したものであり、作用線長さが重なる部分が 2 点接触であり、重ならない部分が 1 点接触です。また、そのときの回転角度や接触直径を確認することができます。本ソフトウェアは、3 点接触まで解析可能です(解析する歯面数を 3 枚か 1 枚か選択できます)。図 22.16 画面によって「ピニオン接触直径/ギヤ/接触直径/ピニオン作用線長さ/ギヤ作用線長さ/ピニオン回転角度」のいずれか 1 つから残りの 4 つの数値を確認することができます。ピニオンのピッチ円直径が接触するときの回転角度が知りたい場合は、図 22.16 画面のピニオン接触直径に数値を入力すると、図 22.13 に入力するべき回転角度が解ります。

かみ合い率が 1 以上 2 以下の場合、歯先が接触した場合は隣の歯形も接触しています(2 点接触)。しかし、歯たけの真ん中部分が接触した場合は 1 点接触になります。したがって、どの回転角度のとき最大応力になるかは複数個の設計データをとらないと判断できません。また、歯面応力が最大になる回転角度位置と歯元応力が最大になる回転角度位置が同じになるとは限りません。ソフトで入力するピニオン回転角度は歯幅の中央位置です。2 次元図では確認が困難なはずば歯車の場合は、図 22.5、図 22.6 に示すように 3D かみ合い図で確認することができます。



図 22.13 回転角設定 1

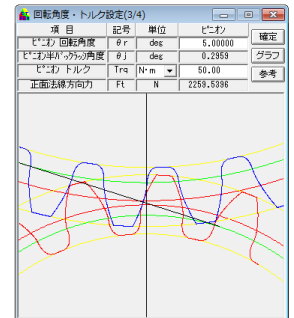


図 22.14 回転角設定 2

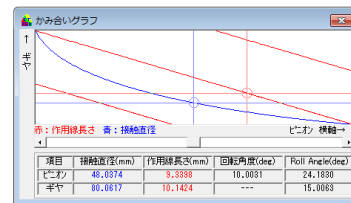


図 22.15 かみ合いグラフ

回転角度計算		
項目	単位	ピニオン
接触直径	mm	86.6706
作用線長さ	mm	7.4075
回転角度	deg	5.0000
Roll Angle	deg	19.1798

図 22.16 回転角度計算

22.6 歯形修整(4/4)

22.6.1 歯形修整(定型)

歯形修整と軸の取り付け誤差設定画面を図 22.17 に示します。定型の歯形修整と歯すじ修整は、4 種類あり、図 22.18 および図 22.19 に示すように作用線と修整量および歯形 R で設定することができます。図 22.20 および図 22.21 に示すようにグラフで確認することができます。また、任意の歯形修整、歯すじ修整および歯面修整は図 22.22 の[任意修整]で設定することができます。

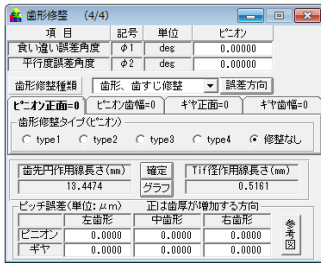


図 22.17 歯形修整および歯すじ修整設定(定型)

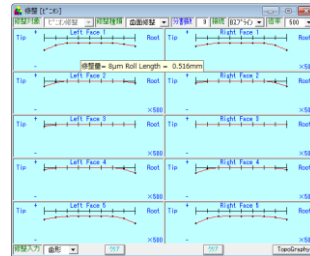


図 22.25 歯面修整(歯形)

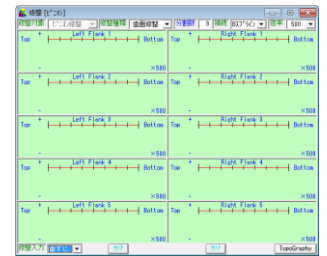


図 22.26 歯面修整(歯すじ)

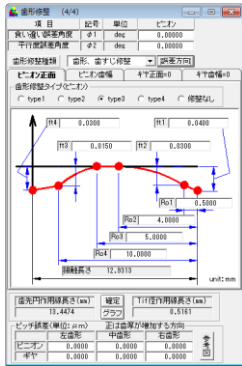


図 22.18 歯形修整(Type3)

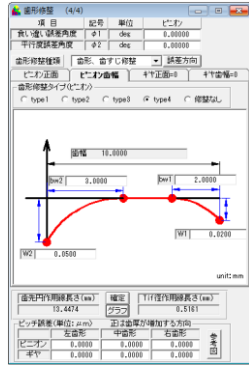


図 22.19 歯すじ修整(Type4)

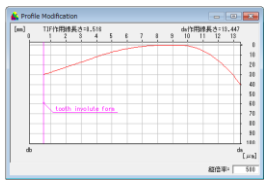


図 22.20 歯形修整

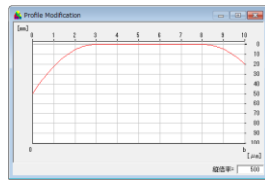


図 22.21 歯すじ修整

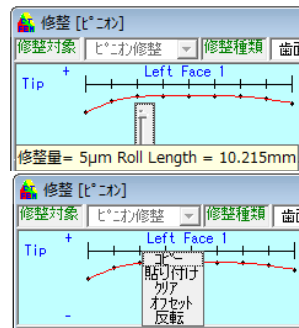


図 22.27 誤差の設定方法

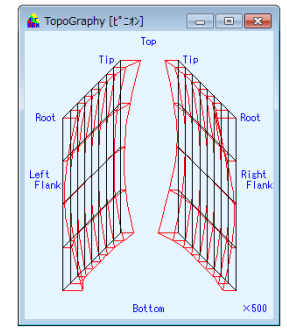


図 22.28 トポグラフ

誤差角度と修整量を与えた歯面同士の接触状況は図 22.6 画面によって確認することができます。解析開始前に数値の妥当性や入力ミスの発見をすることができます。

22.6.3 取り付け誤差角度 オプション

図 22.29 で、軸の食い違い誤差および平行度誤差を設定することができます。

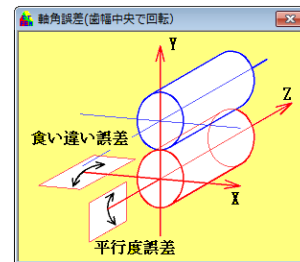


図 22.29 軸の取り付け誤差

22.6.2 歯形修整(バイアス) オプション

任意修整の与え方は、歯形修整(図 22.23)と歯すじ修整(図 22.24)そして図 22.25、図 22.26 に示すように歯面修整(歯形基準)と歯面修整(歯すじ基準)があります。歯形修整グラフは最大 20 分割することができ、誤差の設定方法は、図 22.27 のように簡単に行うことができます。また、修整量の確認は、図 22.28 のようにトポグラフで確認することができます。

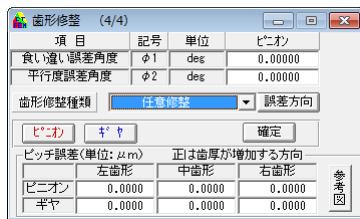


図 22.22 歯形修整および歯すじ修整設定(任意)

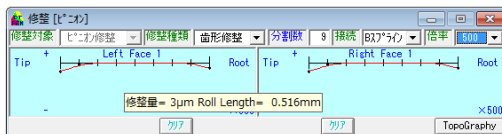


図 22.23 歯形修整

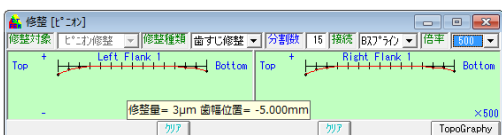


図 22.24 歯すじ修整

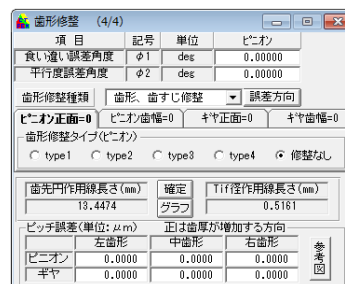
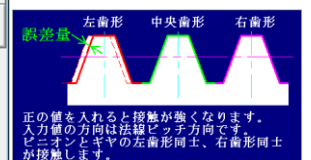


図 22.30 ピッチ誤差入力



正の値を入れると接触が強くなります。入力値の方向は法線ピッチ方向です。ピッチとキヤの左歯形同士、右歯形同士が接触します。

22.7 解析

(1)諸元入力, (2)メッシュ分割, (3)回転角度・トルク, (4)歯形修整・誤差角度の入力後に解析することができます。解析前に設計データを保存することもできます。

解析は, (1)歯面応力の計算, (2)メッシュモデルの FEM 解析の順に行います。また, 複数の解析を効率よく行うことができるオプションがありますので, 適宜ご利用ください。

解析後は, (1)要素応力, 節点変位, 節点応力, 膜応力の数値一覧表, (2)応力分布図, (3)変位分布図, (4)歯面応力分布図, (5)外面最大応力, (6)歯面変位グラフ, (7)膜要素応力色付き表(8)内部応力で結果を確認することができます。

解析結果の応力は6応力成分と主応力3つと相当応力の合計10種類あります。変位は3軸方向の変位と総変位の合計4種類あります。

22.8 FEM 解析結果(数値一覧表)

数値一覧表を図 22.31 に示します。画面の 0 行目をクリックすると昇降順に表示しますので応力や変位の最大となる節点番号や要素番号を確認することができます。また, 確認後は要素と節点を図中で点滅させることができますので, 最大値の数値と場所を確認することができます。

解析結果 ピニオン要素応力(MPa)						
要素応力	節点変位	節点応力	膜応力	20個		
要素応力	節点変位	節点応力	膜応力			
要素番号	σ_{xx}	σ_{yy}	σ_{zz}	τ_{xy}	τ_{yz}	
1	0.0140	-0.1455	-0.0001	-0.0242	-0.03	
2	0.0093	-0.1136	0.0245	-0.0466	-0.07	
3	0.0061	-0.0966	0.0941	-0.0519	-0.08	
4	0.0221	-0.0800	0.1828	-0.0467	-0.07	
5	0.0449	-0.0777	0.2523	-0.0407	-0.07	

図 22.31 変位と応力一覧表(応力 10 種類)

解析結果 ピニオン節点変位(mm)					
要素応力	節点変位	節点応力	膜応力	行番号	
要素応力	節点変位	節点応力	膜応力	1	
節点番号	変位量 Δx	変位量 Δy	変位量 Δz	総変位	
1	0.0007	0.0006	0.0000	0.0010	
2	0.0007	0.0006	-0.0001	0.0010	
3	0.0008	0.0007	-0.0001	0.0010	
4	0.0007	0.0007	0.0000	0.0010	
5	0.0007	0.0006	0.0000	0.0010	
6	0.0008	0.0006	-0.0001	0.0010	
7	0.0008	0.0007	-0.0001	0.0010	
8	0.0007	0.0006	0.0000	0.0010	
9	0.0007	0.0006	0.0000	0.0010	
10	0.0007	0.0007	-0.0001	0.0010	
11	0.0008	0.0006	-0.0001	0.0010	
12	0.0008	0.0007	-0.0001	0.0010	
13	0.0007	0.0006	0.0000	0.0010	
14	0.0007	0.0006	-0.0001	0.0010	
15	0.0008	0.0006	-0.0001	0.0010	
16	0.0008	0.0006	-0.0001	0.0010	
17	0.0007	0.0006	0.0000	0.0010	
18	0.0007	0.0006	-0.0001	0.0010	
19	0.0008	0.0006	-0.0001	0.0010	
20	0.0008	0.0006	-0.0001	0.0010	

図 22.32 変位と応力一覧表(変位 3 種類)

22.9 FEM 解析結果(応力分布図)

応力分布図は σ_x , σ_y , σ_z , σ_m と主応力 S_1 , S_2 , S_3 を表示します。例題歯車のピニオンの応力分布図を図 22.33~22.39 に示します。ギヤの表示も同様に表示します。図は拡大, 縮小, 回転させることができ, 任意の要素番号と節点番号を点滅させることができます。

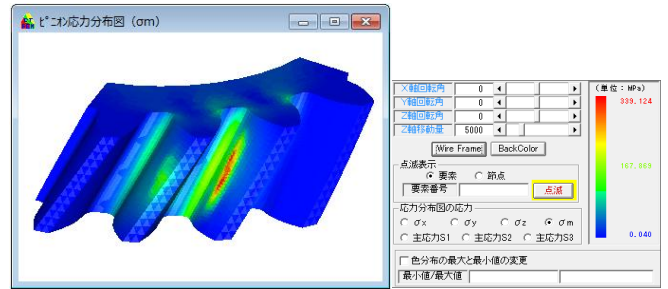


図 22.33 応力分布図(σ_m)

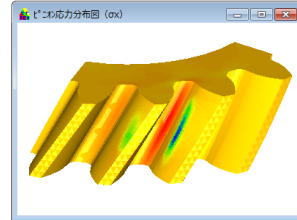


図 22.34 応力(σ_x)

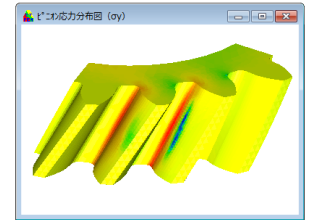


図 22.35 応力(σ_y)

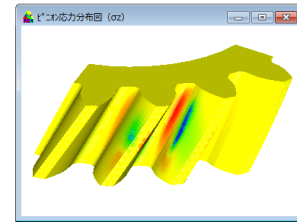


図 22.36 応力(σ_z)

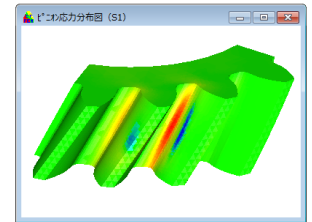


図 22.37 主応力(S_1)

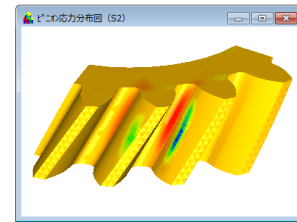


図 22.38 主応力(S_2)

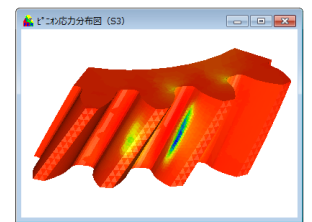


図 22.39 主応力(S_3)

22.10 FEM 解析結果(変位分布図)

変位分布図は, x, y, z 方向の変位と総変位の色分布図を表示することができます。図 22.40 に変位分布図を示します。

図は拡大, 縮小, 回転させることができます。また任意の要素番号と節点番号を点滅させることができます。

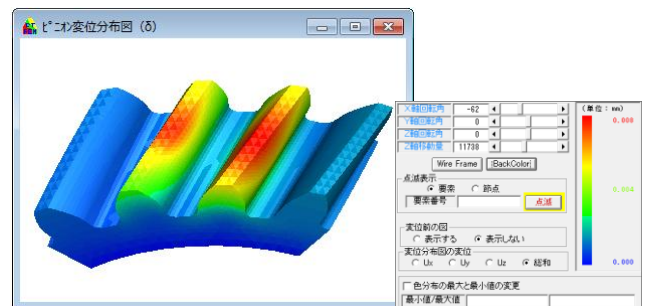


図 22.40 変位図とコントロールフォーム

22.11 FEM 解析結果 (外面最大応力)

図 22.41 に外面最大応力を示します。歯面最大圧縮応力は、FEM 解析後のメッシュモデルの外面の応力です。画面の数値から歯面最大圧縮応力、歯元最大圧縮応力、歯元最大引張り応力を持つ要素番号を確認し、応力分布図で点滅させることにより最大応力値とその位置を確認することができます。

ピニオン			
	要素番号	主応力	σ_m
歯面最大圧縮応力	11549	-450.9155	331.0867
歯元最大圧縮応力	14938	-220.4094	193.3749
歯元最大引張り応力	10886	207.8844	179.7246

ギヤ			
	要素番号	主応力	σ_m
歯面最大圧縮応力	11805	-288.3679	207.5219
歯元最大圧縮応力	7849	-251.6325	220.0884
歯元最大引張り応力	12892	220.5138	190.2571

図 22.41 外面最大応力

22.12 FEM 解析結果 (歯面変位グラフ)

歯面変位を図 22.42 のようにグラフで表示します。

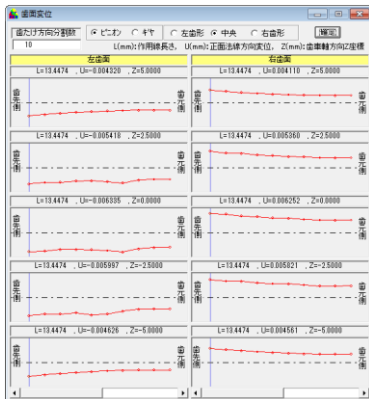


図 22.42 歯面変位グラフ

22.13 歯面応力解析結果 (歯面応力分布図)

歯面に作用する応力を図 22.43 のように表示します。ピニオンとギヤの歯面(膜要素)の表示非表示を切り替えることにより、歯車単体やかみ合った状態での歯面応力分布を確認することができます。歯面応力の値は、図 22.31 の数値一覧表や、図 22.44 の歯面応力値色付き画面で確認することができます。

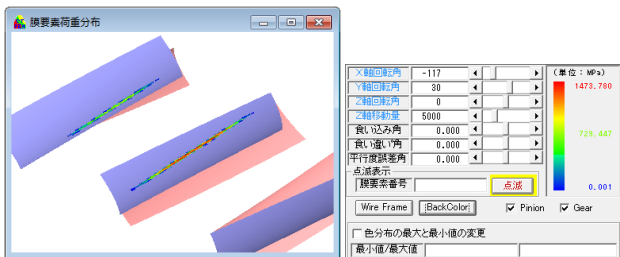


図 22.43 歯面応力分布図

22.14 歯面応力解析結果 (歯面応力値色付き)

膜要素応力値色付き表示は、図 22.43 に示すように膜要素と同様に縦横を 40 分割(膜要素分割数が 41 の場合)したセル上に数値を表示します。

要素番号	主応力	σ_m
11549	-450.9155	331.0867
14938	-220.4094	193.3749
10886	207.8844	179.7246
11805	-288.3679	207.5219
7849	-251.6325	220.0884
12892	220.5138	190.2571

図 22.44 膜要素応力値色付き

22.15 歯面応力分布まで解析する機能 オプション

本ソフトは、図 22.45 のようにまず歯面同士の接触を解析します。その後、歯面の応力分布をメッシュ切りしたモデルに与え FEM 解析します。この機能は、歯面応力まで解析した時点で計算を終了します。この機能により、歯面応力だけが必要な場合は FEM 解析する時間を省略できますので解析時間を短縮することができます。また、歯面応力から FEM 解析をするかどうかを判断することができますので、トルク単位や回転角度の入力ミスがこの時点で発見し、FEM 解析する時間のロスを防ぐことができます。

膜要素まで解析した時点で表示できるものは、歯面応力分布図と歯面応力の数値です。FEM 解析をしていないためメッシュモデルの結果は表示することはできません。

歯面応力まで解析後に、FEM 解析する場合は[解析開始]ボタンを押すと歯面応力の計算はしていますので FEM 解析から始めます。

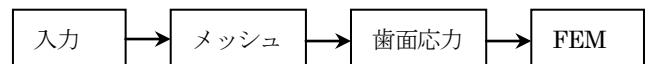


図 22.45 解析の順序

22.16 連続計算 (バッチ処理) オプション

一度クリックするだけで、複数の設計データを解析し結果を自動的に保存する機能です。

[FEM 解析(膜応力計算も含む)]か[膜応力まで解析]かを選択することができます。操作の手間を省くことができるため複数個の解析を行う場合には有効な機能です。

22.17 各角度計算 (バッチ処理) オプション

回転角度のみを変更して複数個の設計データを解析する機能です。各角度計算の入力画面を図 22.46 に示します。

項目	記号	単位	ピニオン
最小回転角度	θ_{min}	deg	-4.8365
最大回転角度	θ_{max}	deg	13.1635
データ数	Nd	---	10
管理番号	---	---	R-Data

計算方法

- 膜応力とFEM解析
- 膜応力解析のみ
- 設計データ作成のみ

1ピッチ角度

確定 Cancel

図 22.46 各角度計算画面

22.18 色分布図レンジ変更設定 オプション

「応力分布図」「変位分布図」「膜要素応力分布図」は最小値を青、最大値を赤で表示しています。この青と赤の値を任意に変更することができる機能です。解析するピニオン回転角度によって最大値と最小値が異なる(赤と青で示す値が異なる)ため複数の解析結果を比較する場合に有効です。

22.19 アニメーション表示 オプション

複数の設計データの「応力分布図」「変位分布図」「膜要素応力分布図」を順次表示することができます。同じ歯車諸元であり、メッシュ分割数も同じ設計データの場合にのみ動作します。

回転角度の違う複数の解析結果を表示すると、回転角度によって応力分布の変わっていく様子が確認できます。

応力分布図のアニメーション表示の場合、操作画面にデータ番号とモデル切り替え速度によって、表示する応力分布のデータを変更することができます。

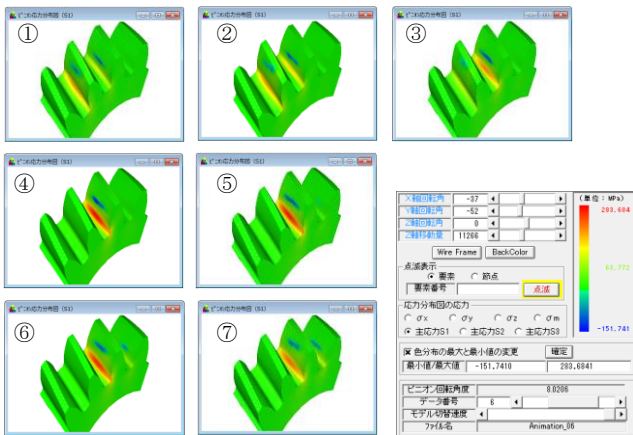


図 22.47 アニメーション画面

図 22.48 アニメーション操作

22.20 内部応力 オプション

応力分布図(メッシュモデルの外面の応力)では確認できないメッシュモデル内部の応力を確認することができます。図 22.49 に示すように任意 Z 座標(歯車軸方向)の任意直径上の応力値をグラフに表示します。また、図 22.50 および図 22.51 に任意 Z 座標(歯車軸方向)の断面図として内部応力分布図を表示します。したがって、内部の応力分布状態と任意の場所の数値を調べることができます。

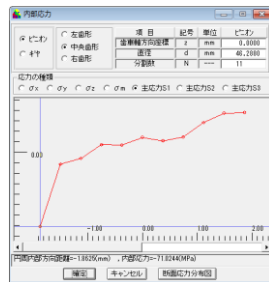


図 22.49 内部応力グラフ

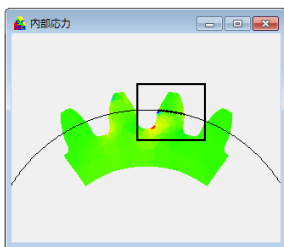


図 22.50 内部応力分布図

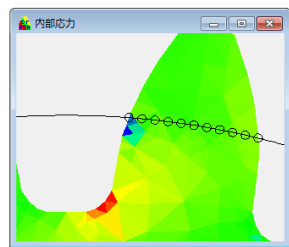


図 22.51 内部応力分布図拡大

22.21 リム、ハブ付きメッシュモデル オプション

リムからハブ付のメッシュモデルを作成することができます。リム厚さと歯元応力の関係を調べる場合には有効な機能です。ある程度以上のリム厚さにするとそれ以上リム厚さを大きくしても歯元応力に大きな変化は発生しません。

項目	記号	単位	値	公差
リム厚さ	h	mm	22.5000	22.5000
歯元有効厚さ	h ₀	mm	7.2000	7.2000
歯面有効厚さ	h ₁	mm	8.5000	8.5000
歯面有効厚さ	h ₂	mm	16.0000	16.0000
2次元要素分割数	要素		8	8
2次元要素分割数	要素		200	200
メッシュ分割	要素		5000	5000
メッシュ分割	要素		8,5000	8,5000
再分割(メッシュ)	要素		1,0000	1,0000
再分割(メッシュ)	要素		1,0000	1,0000

図 22.52 メッシュ作成画面

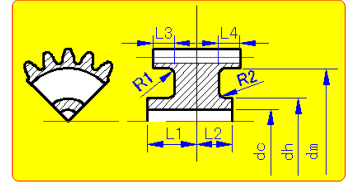


図 22.53 記号説明図

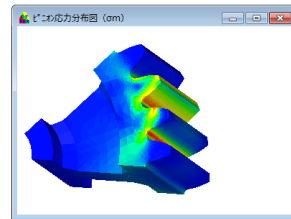


図 22.54 応力分布図(σ_m)

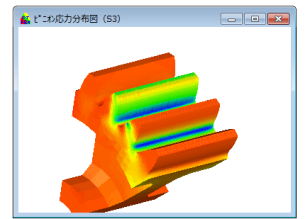


図 22.55 応力分布図(σ_s)

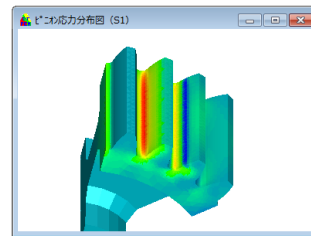


図 22.56 応力分布図, pinion(σ₁=20.8MPa)

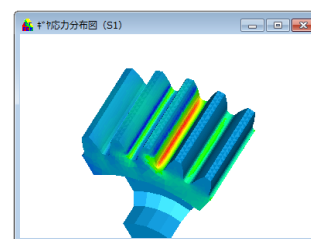
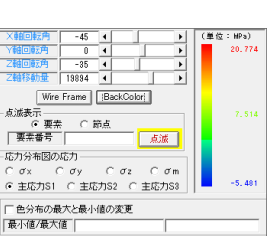


図 22.57 応力分布図, gear(σ₁=20.7MPa)

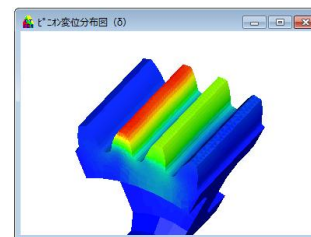
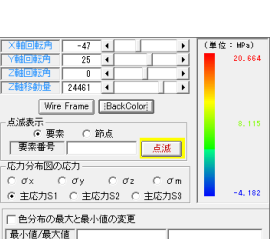
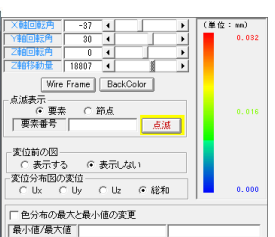


図 22.58 変位図, Pinion(δ_{max}=0.032mm)



22.22 内歯車の計算例 オプション

内歯車の FEM 解析例を下記に示します。歯車諸元入力は、外歯車と同様にモジュールから歯底円直径までを順次入力するだけで済みます。例題歯車諸元を、図 22.59 に示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ(内歯車)
モジュール	mn	mm	2.00000	
歯数	z	---	20	65
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	右ねじれ
転位係数	xn	---	0.00000	0.50000
中心距離	a	mm	39.17460	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.1000	0.1000
歯幅	b	mm	10.0000	10.0000
歯先円直径	da	mm	47.3671	115.0536
歯底円直径	df	mm	36.3671	124.0536
内歯歯先面	c	mm	---	0.0000

図 22.59 諸元入力(内歯車)

歯車の解析条件を図 22.60 および図 22.61 に示します。また、ピニオンには、食い違い誤差 0.05 度を与え、図 22.62 のように 20 μ m のクラウニングを与えて解析しています。解析結果を 図 22.63 ~22.67 に示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
リム直径	da	mm	26.0000	134.0000
歯元分割精度	$\phi 1$	μ m	16.00	16.00
歯面分割精度	$\phi 2$	μ m	10.00	10.00
歯先円分割精度	$\phi 3$	μ m	20.00	20.00
リム径分割数	NB	---	7	7
2次元転位数	TE	---	200	200
ギヤ分率	TE	mm	205340	205340
ギヤ分率	TE	mm	205340	205340
ギヤ分率	TE	mm	205340	205340
ギヤ分率	TE	mm	205340	205340

図 22.60 メッシュ作成

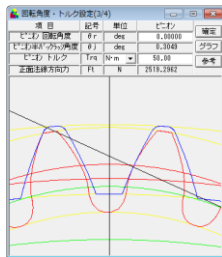


図 22.61 回転角設定

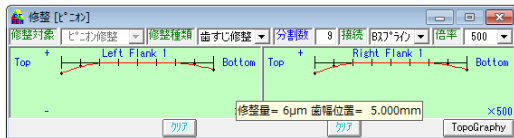


図 22.62 歯すじ修整

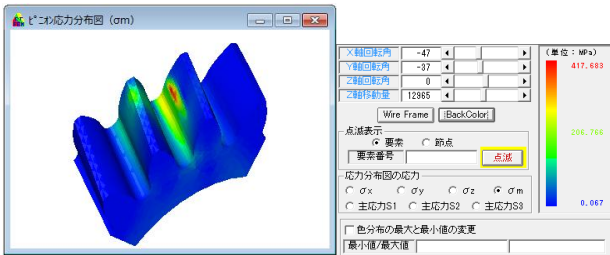


図 22.63 応力分布図(σ_m)

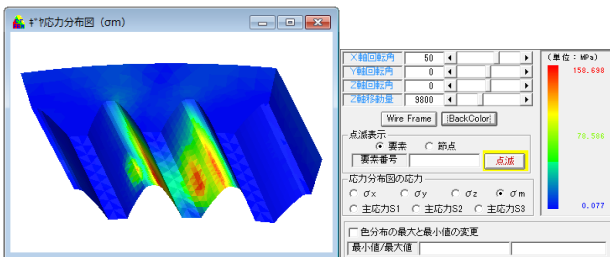


図 22.64 応力分布図(σ_m)

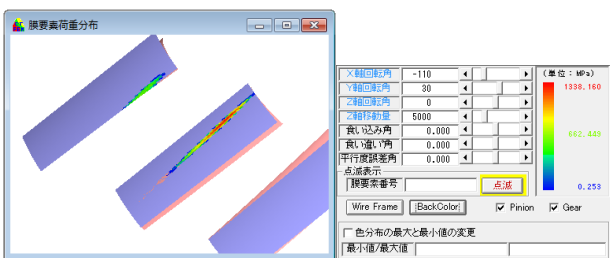


図 22.65 歯面応力分布図

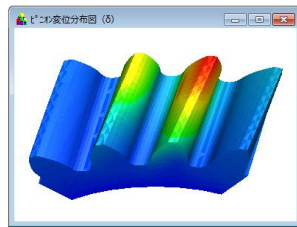


図 22.66 変位図(P)

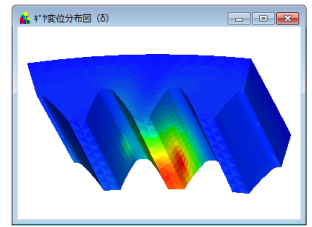


図 22.67 変位図(G)

22.23 強度計算式との比較(解析例)

図 22.4 の歯車に図 22.68 のようにピニオンに歯すじ修整を与え FEM 解析した結果(図 22.69~22.71)と歯車強度計算結果(図 22.73 ~22.76) の比較を以下に示します。

強度計算結果は JGMA401-01, 402-01 および/AGMA2001-C95 の 2 種類について計算し、これらの計算結果をまとめると表 22.1 となり FEM 解析結果と強度計算結果はほぼ一致していることが解ります。

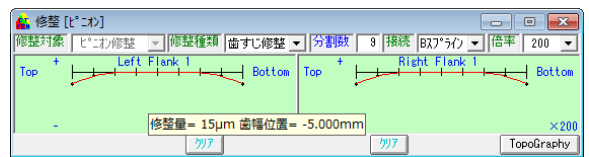


図 22.68 歯すじ修整(端面 20 μ m)

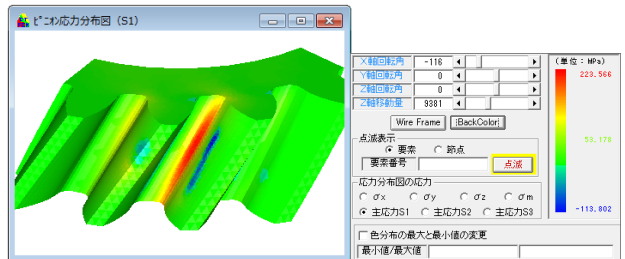


図 22.69 応力分布図(σ_1)ピニオン

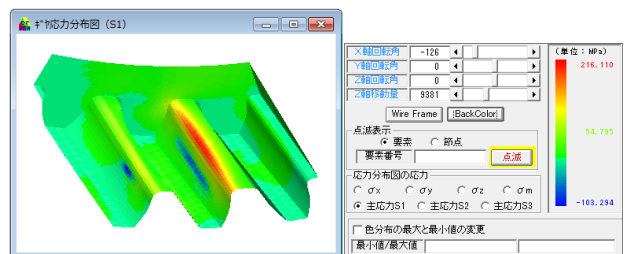


図 22.70 応力分布図(σ_1)ギヤ

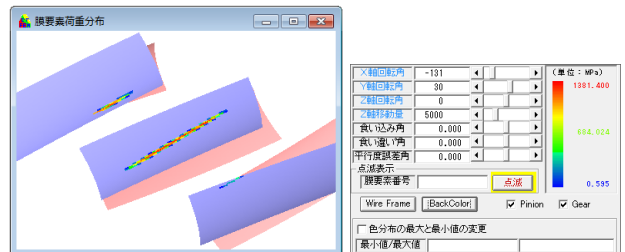


図 22.71 歯面応力分布図

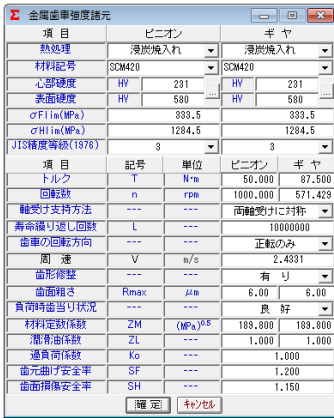


図 22.72 JGMA 強度諸元設定



図 22.73 JGMA 強度結果



図 22.74 AGMA 強度諸元設定



図 22.75 AGMA 強度結果

表 22.1 FEM 解析結果と強度計算の比較

歯元曲げ応力(MPa)		
	ピニオン	ギヤ
CT-FEM	223.6	216.1
JGMA401-01	217.1	208.0
AGMA2001-C95	349.4	343.4
歯面応力(MPa)		
CT-FEM(膜応力)	1381	
JGMA401-02	1332	
AGMA2001-C95	1030	

22.24 歯形測定データを使用した応力解析

Zeiss 社の 3 次元測定器で測定した歯形データおよび大阪精密機械社の歯車測定機で測定した歯形データ ([25]:involute gamma で生成した 3 次元歯面データを使用) を基にして応力解析することができます。図 22.76 に involute gamma の読み込み画面を、図 22.77 に実歯形を示します。

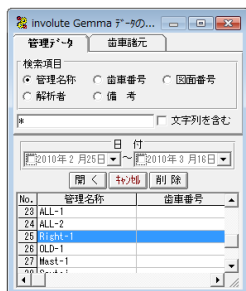


図 22.76 involute gamma

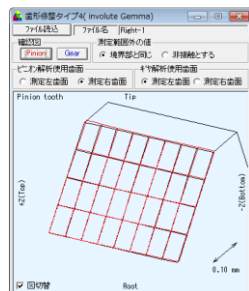


図 22.77 実歯形

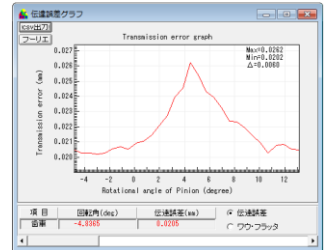
22.25 回転伝達誤差解析

CT-FEM は、図 22.78 に示すように 1 ピッチを細かく分割 (最大 40) して歯形の変位計算を行い回転伝達誤差解析 (外, 内歯車にも対応) を行います。

図 22.79 は、1 ピッチ間を 30 分割したときの回転伝達誤差であり図 22.80 は、偏心量 $3\mu\text{m}$ を与えて 1 回転のグラフとして表示したものです。また、図 22.81 にフーリエ解析グラフを示します。

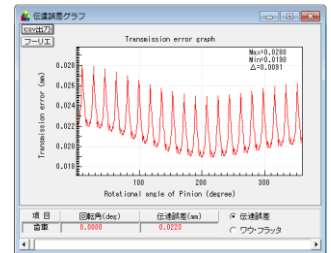


図 22.78 伝達誤差



(任意角度)

図 22.79 伝達誤差グラフ



(1 回転+偏心)

図 22.80 伝達誤差グラフ

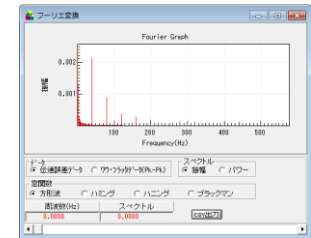


図 22.81 フーリエ解析

22.26 その他機能

- (1) 設計データの保存, 読み込み
- (2) 印刷(歯車諸元, メッシュ結果, かみ合い図)
- (3) 応力, 変位の一覧出力(txt, csv)
- (4) 節点座標と要素の一覧出力(txt, csv)

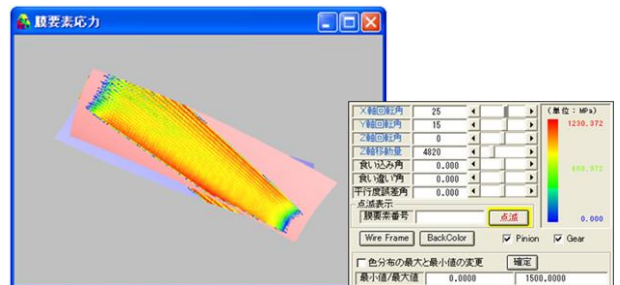


図 22.82 負荷時の歯当たり応力の例

※解析結果と実験値を比較したレポート[付録:A]および歯元が単一半径とフィレット形状の歯元応力解析例[付録:D]をご覧ください。

現在, 計算の高速化と歯先および歯側面のかど当たりの応力解析ソフトウェアを開発中です。完成時には Web で案内します。

[23] Hob Chip Software

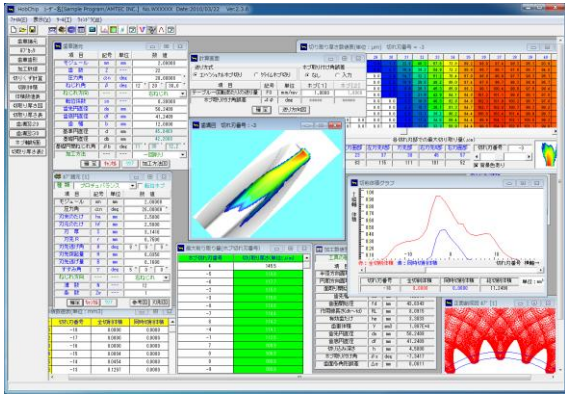


図 23.1 Hob Chip Software

23.1 概要

Hob Chip Software は、ホブ切削時における切粉の切取り形状や切取り厚さの計算や、ホブ切れ刃位置における切取り量をシミュレーションすることができるソフトウェアです。図 23.1 に全体画面を示します。

23.2 歯車諸元入力

歯車諸元を、図 23.2 に示します。加工方法は、図 23.3 に示すように「両歯面仕上げ」、「片歯面仕上げ」、「1 回削り」の 3 通りがありますが、本例では 1 回削りとして計算を進めます。加工歯厚は、「またぎ歯厚」、「オーバーピン寸法」、「円弧歯厚」の内から選択します。本例では、図 23.4 のように、またぎ歯厚を 21.734mm として計算を進めます。



図 23.2 歯車諸元入力

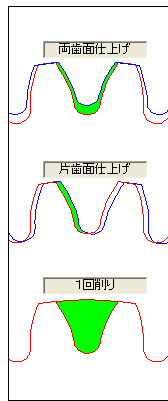


図 23.3 加工方法

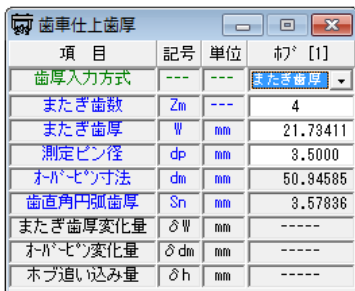


図 23.4 歯厚入力

23.3 ホブ諸元入力

ホブの種類は、「標準」、「セミトッピング」、「プロチュバラン

ス」、「プロチュバランスセミトッピング」と「転位ホブ」に対応しています。本例では「プロチュバランスホブ」を使用します。

図 23.5 で設定するホブの各部寸法は、図 23.6 の[参考図](刃先部詳細)で、また、入力後の刃形形状は図 23.7 で確認することができます。

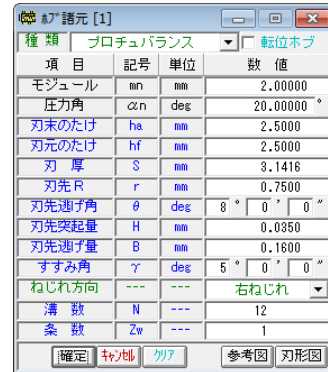


図 23.5 ホブ諸元入力

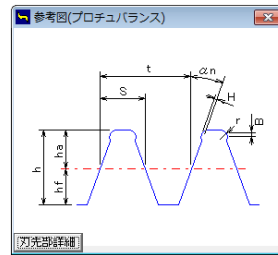


図 23.6 ホブ形状

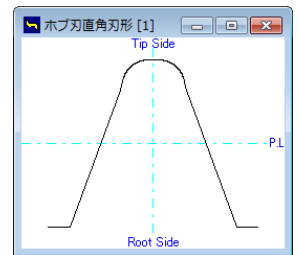


図 23.7 ホブ刃形図

23.4 歯形図

ホブ加工後の歯形を図 23.8 の歯形選択画面で歯形創成図(図 23.9)、歯形軌跡図(図 23.10)、歯形レンダリング(図 23.11)の作図ができます。これらの歯形は、図 23.5 で設定したホブを使用して作図したものであり図 23.10 の歯形軌跡図からも明らかなようにホブのコブ形状を考慮した歯形図となっています。

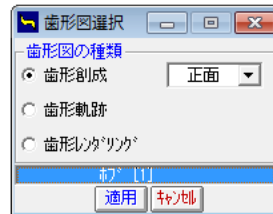


図 23.8 歯形図選択

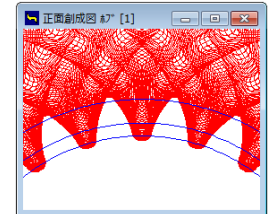


図 23.9 歯形創成図

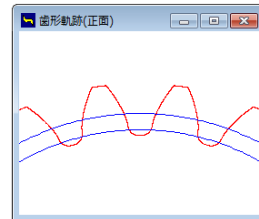


図 23.10 歯形軌跡図



図 23.11 歯形レンダリング

ホブ加工後の歯車寸法を図 23.12 に示します。本例の場合、面取りホブでないため面取りは発生していません。また、インボリュート開始径(歯面開始径) 43.6343mm は、図 23.13 の歯形軌跡拡大図で確認することができます。

加工数値表			
工具の種類			
項目	記号	単位	数値
半径方向面取り長さ	hp	mm	----
円周方向面取り長さ	hk	mm	----
面取り開始直径	dh	mm	----
歯先幅	Sc	mm	1.2510
歯面開始径	fd	mm	49.6343
作用線長さ(dh~fd)	RL	mm	8.0915
有効歯たけ	he	mm	3.3033
歯車体積	V	mm ³	1.987E+4
歯先円直径	da	mm	50.2409
歯底円直径	df	mm	41.2409
切り込み深さ	h	mm	4.5000
ホブ取り付け角	β	deg	-7.3417
歯面多角形誤差	Δe	mm	0.0011

図 23.12 ホブ加工数値表

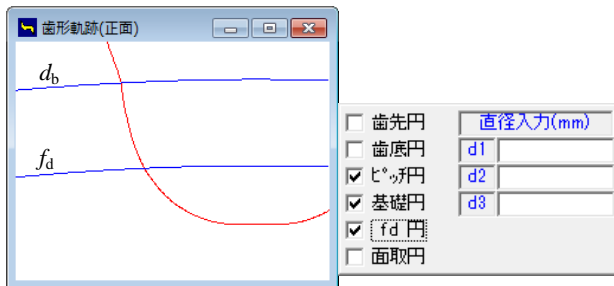


図 23.13 歯形軌跡拡大図

23.5 ホブ加工

23.5.1 ホブ加工条件

ホブ加工の送り方向と送り量を図 23.14 で設定します。本例ではコンベンショナルカットとし、送り量は 1mm/rev としています。ここでホブの取り付け角度を変更（オプション）し、切り屑の形状の変化を計算することもできます。（23.6 参照）

計算画面				
送り方式		ホブ取り付け角誤差		
<input checked="" type="radio"/> コンベンショナルホブ切 <input type="radio"/> クライムホブ切		<input checked="" type="radio"/> なし <input type="radio"/> 入力		
項目	記号	単位	ホブ[1]	ホブ[2]
テーブル回転あたりの送り量	F0	mm/rev	1.0000	1.0000
ホブ取り付け角誤差	$\Delta \phi$	deg	*****	*****

図 23.14 加工条件

23.5.2 切削体積

ホブ加工後の全切削体積と同時切削体積のグラフを図 23.15 に示します。このグラフは、横軸を切れ刃番号、縦軸を切削体積 (mm³) にしたグラフです。同時切削体積とはホブの左右の角部が同時に切削(ワークと接触)するときの切削体積です。ここでの切削体積は、ある 1つの切れ刃がホブ 1回転あたりに 1溝を削る体積です。

切れ刃番号は、ホブの創成中心刃を 0 として負側の番号は先行刃(創成中心刃より前に存在する切れ刃)を意味し、正側の番号は後続刃(創成中心刃より後に続く切れ刃)を意味します。本例の場合、切れ刃番号は-18 から+17 までを検討切れ刃としています。

図 23.15 のグラフより、本例の場合には切れ刃番号-2 の刃が全切削体積も同時切削体積も最大となります。図 23.16 に切削体積表を示します。

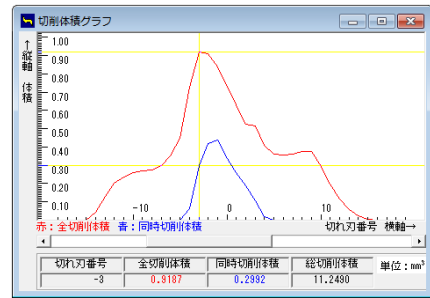


図 23.15 切削体積グラフ

体積数値表(単位: mm ³)			
番号	切れ刃番号	全切削体積	同時切削体積
18	-1	0.8382	0.4359
17	-2	0.9116	0.4202
19	0	0.7332	0.3392
16	-3	0.9187	0.2992
20	1	0.6296	0.2624
21	2	0.5231	0.1902
22	3	0.4165	0.1180

図 23.16 切削体積表

23.5.3 切り厚さ

図 23.15 の切削体積で最大となる切れ刃番号である-2 に着目すると、切り厚形状と切り厚さは図 23.17 となり、最大切り厚さは 114.3 μ m となります。しかし、切り厚さが最大となるのは図 23.18 に示すように切れ刃番号が-5 であり、その厚さは 121.3 μ m です。

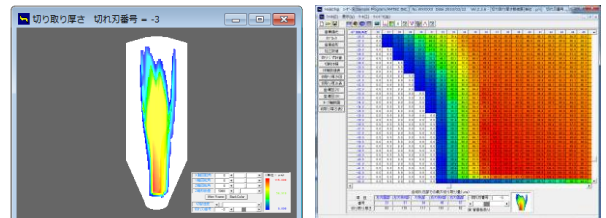


図 23.17 切り厚さ形状と数値(切れ刃番号-3)

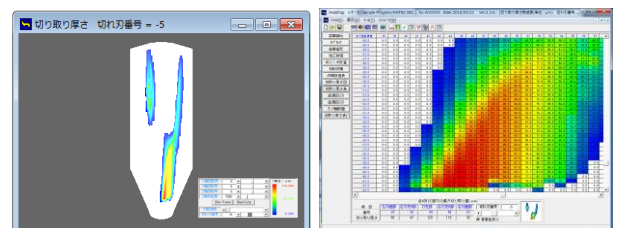


図 23.18 切り厚さ形状と数値(切れ刃番号-5)

23.5.4 歯溝図

図 23.19~23.26 に、歯溝を基準として切れ刃が削り取る形状を切れ刃番号-15 から+13 までを示します。切れ刃番号と切り屑(uncut chip)形状の変化が良く解ります。

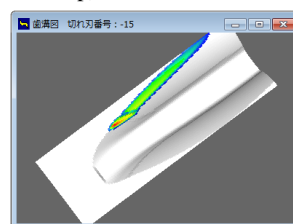


図 23.19 歯溝図(切れ刃-15)

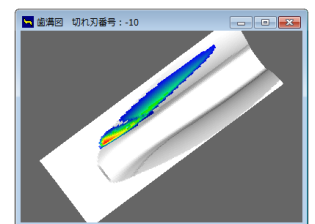


図 23.20 歯溝図(切れ刃-10)

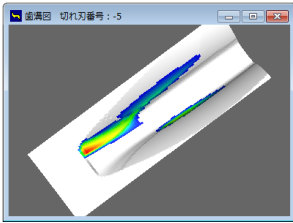


図 23.21 歯溝図(切れ刃-5)

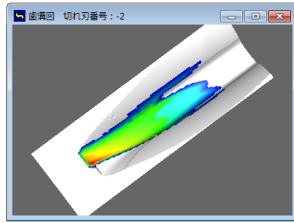


図 23.22 歯溝図(切れ刃-2)

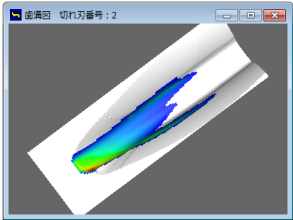


図 23.23 歯溝図(切れ刃+2)

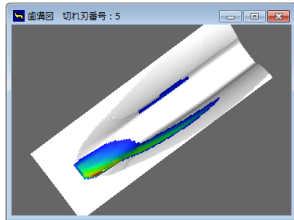


図 23.24 歯溝図(切れ刃+5)

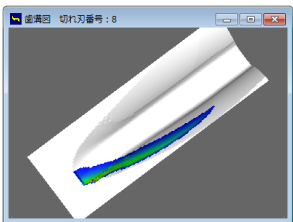


図 23.25 歯溝図(切れ刃+8)

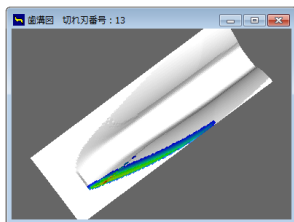


図 23.26 歯溝図(切れ刃+13)

23.5.5 ホブ刃形と切り粉の関係

切削体積が最大となる切れ刃番号-2において切り厚さの大きい切れ刃位置を図 23.27 で確認すると、表の最上段列に示すホブ座標番号の 35 番目となります。このホブ座標番号の 35 番目は、図 23.28 のホブ刃先の赤丸の点で示されます。また、切り厚さが最大となる切れ刃番号が-5 では、ホブ座標番号の 43 番目となります。従って、本例では、切り厚さと切削厚さから推測すると、この位置(図 23.28, 図 23.29)でホブの摩耗が大きくなることを予測することができます。

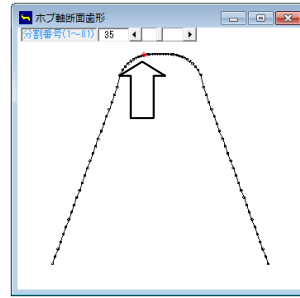


図 23.28 切れ刃-2

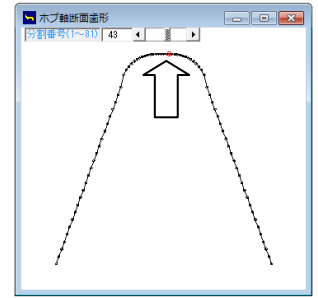


図 23.29 切れ刃-5

23.6 ホブ取り付け角度誤差 (オプション)

ホブに取り付け角度誤差を与えて切りくず計算をすることができます。誤差角度の入力範囲は ± 2 度ですが、大きい誤差角度になると計算できないことがありますので適度な誤差角度を入力する必要があります。

ホブの取り付け角度を変更することにより切り屑の形状が変化するためドライカットの切削に有効です。

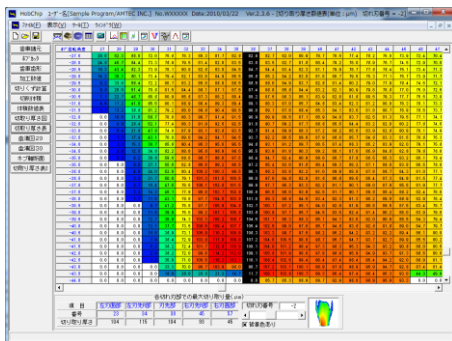
ホブの取り付け角度を変更しても、はすば歯車のリードが変化することはありません。ただし、加工後の歯形は圧力角が変化します。また、転位ホブ歯切りとは異なるため入力した歯車寸法とはなりません。図 23.30 にホブ取り付け角度誤差の設定画面を示します。



図 23.30 ホブ取り付け角度誤差の設定

23.7 ソフトウェアについて

Hob Chip Software は、九州大学工学研究院知能機械システム部門の梅崎先生が開発した「ホブ切りにおける切り厚さ数値解析プログラム」を計算プログラムとして使用し、九州大学知的財産本部との契約に基づいて共同開発した商品です。



項目	左対面部	左対先部	対先部	右対先部	右対面部	切れ刃番号
番号	23	84	38	45	57	-2
切り取り厚さ	104	115	104	83	45	

図 23.27 切り厚さ形状と数値(切れ刃番号-2)

[24]少歯数歯車設計支援ソフトウェア

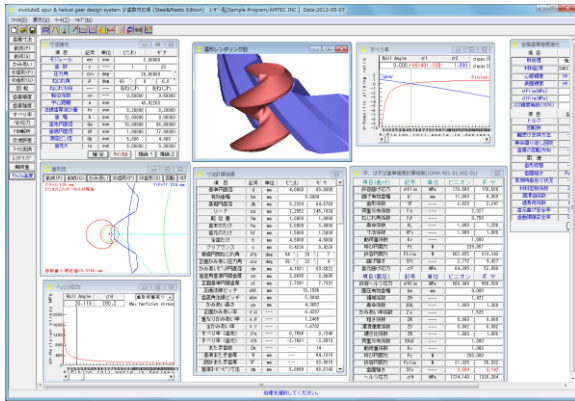


図 24.1 involuteΣ(少歯数歯車)

24.1 概要

involuteΣ(少歯数歯車)は、基本的に[1]involuteΣ(Spur and Helical Gear Design/Steel Edition)と同じです。ただし、歯数を1枚、2枚の場合にも歯形設計ができるようにしています。図 24.1 に全体画面を示します。

24.2 歯車寸法諸元

諸元入力は、involuteΣ(Spur and Helical Gear Design)と同様です。例題数値を図 24.2 としたときの寸法を図 24.3 に示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	m	mm	2.00000	ギヤ
歯数	z	---	1	20
圧力角	α_n	deg	20.00000	
ねじれ角	β	deg	60	0
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ
転位係数	xn	---	0.50000	0.50000
中心距離	a	mm	43.32263	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.20000	0.20000
歯幅	b	mm	12.00000	9.00000
歯先円直径	da	mm	10.00000	86.00000
歯根円直径	df	mm	1.00000	77.00000
測定ピッチ	dp	mm	5.000	4.000
歯先R	ra	mm	0.00000	0.00000

図 24.2 寸法諸元

寸法計算結果				
正面かみあい圧力角	α_w	deg	38° 22' 4"	
かみあいピッチ円直径	dw	mm	4.1831	83.8622
歯道角基準円歯厚	sn	mm	3.8695	3.8695
正面基準円歯厚	st	mm	7.7391	7.7391
正面法線ピッチ	pbt	mm	10.1596	
歯道角法線ピッチ	pbn	mm	5.3043	
かみあい長さ	ga	mm	4.3657	
正面かみあい率	ϵ_α	---	0.4297	
重なりかみあい率	ϵ_β	---	1.2405	
全かみあい率	ϵ_γ	---	1.6702	
すべり率 (歯率)	σ	---	0.7556	0.7840

図 24.3 寸法結果

24.3 歯形

歯形図を図 24.4~24.7 に示します。図 24.7 にかみ合い接触線を観察することができます。

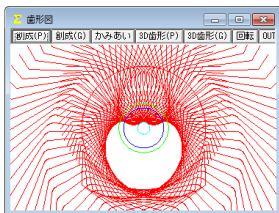


図 24.4 歯形創成

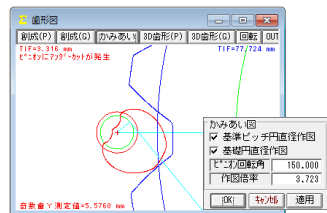


図 24.5 歯形かみ合い

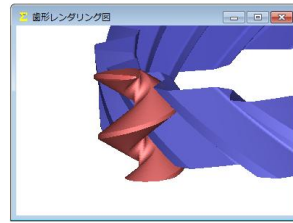


図 24.6 歯形レンダリング 1

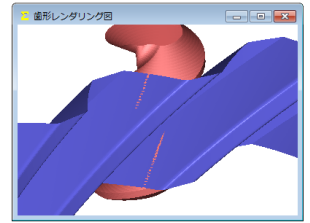


図 24.7 歯形レンダリング 2

24.4 すべり率とヘルツ応力グラフ

ピニオン歯数を1とすれば高減速比を得ることができますが、少歯数の場合、図 24.8 のようにピニオン歯元で非常に大きなすべりが発生します。また、図 24.9 のようにピニオンの歯元で急激なヘルツ応力が発生しますので慎重な設計が必要です。

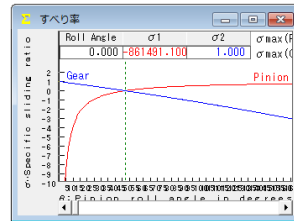


図 24.8 すべり率

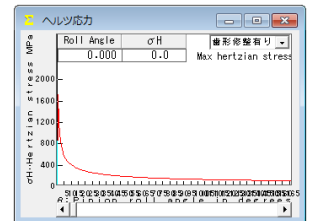


図 24.9 ヘルツ応力

24.5 ピニオン歯数2のかみ合い

ピニオン歯数を2としたときの歯形を図 24.10~24.13 に示します。

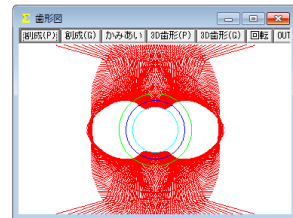


図 24.10 歯形創成

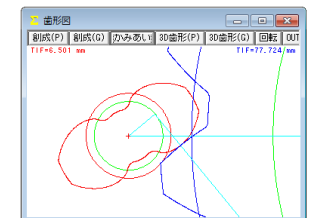


図 24.11 歯形かみ合い

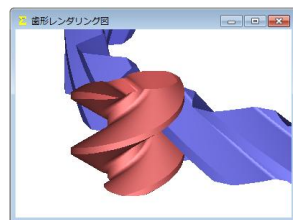


図 24.12 歯形レンダリング

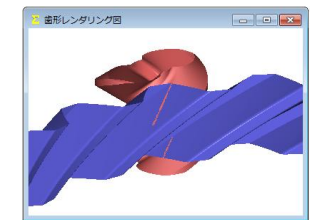


図 24.13 歯形レンダリング

24.6 内歯車 (ピニオン歯数2のかみ合い)

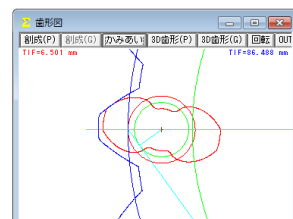


図 24.14 歯形かみ合い

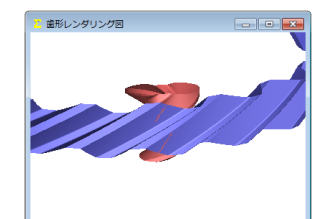


図 24.15 歯形レンダリング

※ 強度計算等の説明は省略します。

[25] involute Gemma

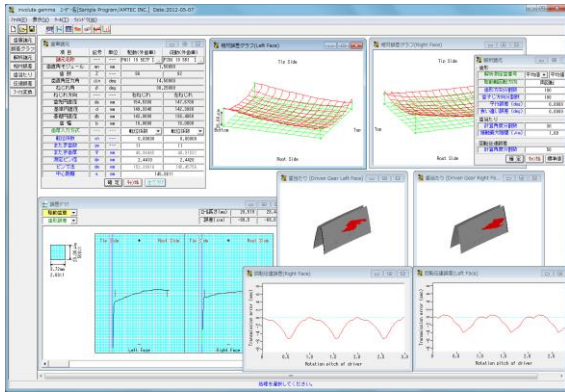


図 25.1 involute Gemma

25.1 概要

involute Gemma は、大阪精密機械(株)様の歯車測定機 CLP-35/65, GC-1HP)で測定した実データを使用して歯形相対誤差, 歯当たり, 回転伝達誤差をシミュレートすることができるソフトウェアです。図 25.1 に involute Gemma の画面を, 図 25.2 に CLP-35 の写真を示します。

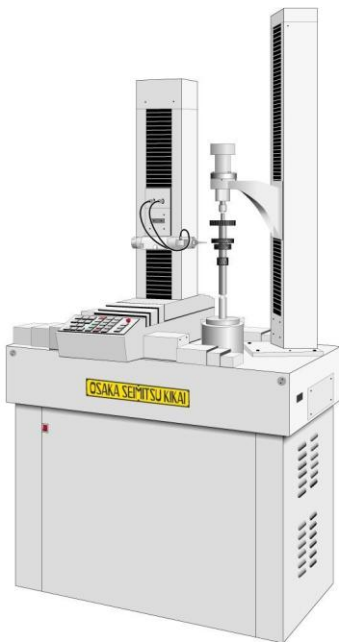


図 25.2 歯車測定機(CLP-35:大阪精密機械(株)様ご提供)

25.2 歯車諸元設定

歯車諸元は, 図 25.4 の測定データ検索画面から選択します。検索項目は, 日付, 歯車の種類(外歯車, 内歯車), モジュール, 歯数, 圧力角, 歯幅などを検索することができます。駆動歯車と従動歯車の両歯車を選択して歯車諸元を確定することができますが, 歯厚と中心距離は任意に変更することができます。歯厚は, 転位係数, またぎ歯厚, オーバーピン寸法から選択して入力することができます。

図 25.5 に示すように従動歯車に理論歯車を設定することにより理論歯車とのかみ合いシミュレーションも可能です。

項目	記号	単位	駆動(外歯車)	従動(外歯車)
諸元名称	---	---	FFF95	RSFR95
歯直角モジュール	mn	mm	1.50000	
歯数	Z	---	86	82
歯直角圧力角	α_n	deg	14.50000	
ねじれ角	β	deg	30.25000	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ
歯先円直径	da	mm	154.5300	147.8700
基準円直径	d	mm	149.3340	142.3880
基礎円直径	db	mm	143.0600	136.4060
歯幅	b	mm	18.0000	18.0000
歯厚入力方式	---	---	転位係数	転位係数
転位係数	xn	---	0.00000	またぎ歯厚 ピン寸法
またぎ歯厚	zm	---	11	48.39522
またぎ歯厚	w	mm	48.36465	
測定ピン径	dp	mm	2.4410	2.4440
ピン寸法	dm	mm	152.39916	145.54282
中心距離	a	mm	145.8611	

図 25.3 歯車諸元

選択項目	検索項目	数値
<input checked="" type="checkbox"/> モジュール	歯車の種類	外歯車
<input type="checkbox"/> 歯数	モジュール	1.50000
<input type="checkbox"/> 圧力角		
<input type="checkbox"/> ねじれ角		
<input type="checkbox"/> ねじれ角(少数点)		
<input type="checkbox"/> ねじれ方向		
<input type="checkbox"/> 歯先円直径		

図 25.4 測定データの検索

項目	記号	単位	従動歯車
歯車の種類	---	---	外歯車
歯直角モジュール	mn	mm	1.50000
歯数	Z	---	
歯直角圧力角	α_n	deg	14.50000
ねじれ角	β	deg	30.25000
ねじれ方向	---	---	左ねじれ
転位係数	xn	---	
歯先円直径	da	mm	
基準円直径	d	mm	
基礎円直径	db	mm	
歯幅	b	mm	18.00000

図 25.5 マスタギヤ設定画面

25.3 誤差グラフ

図 25.3 の「諸元名称」で読み込んだ歯形測定データ(歯形誤差, 歯すじ誤差)をグラフで表示することができます。誤差倍率も任意に拡大することができ, 測定番号を各々表示することができます。また, グラフ線上にマウスを置くと作用線長さ, 直径, 誤差を表示します。

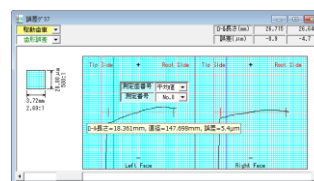


図 25.6 歯形誤差(駆動歯車)

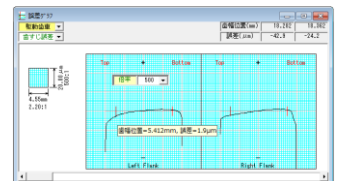


図 25.7 歯すじ誤差(駆動歯車)

25.4 解析諸元

シミュレーションをする際に必要な解析諸元を図 25.8 で設定します。例題の場合, 解析測定歯番号は平均値を使用し, 駆動軸回転方向は, 両回転, 右回転, 左回転の内, 両回転を選択します。

また、平行度誤差および食い違い誤差はともに0度とし、接触最大隙間を1 μm として歯当たりシミュレーションをします。



図 25.8 解析諸元

25.5 相対誤差

図 25.9 および図 25.10 に歯形の相対誤差を表示します。分割数は、Z 方向 X 方向ともに最大 30 分割の表示をすることができ、誤差倍率は任意に設定することができます。図 25.9 および図 25.10 の分割数は9 \times 15とし、誤差倍率を500倍として表示しています。

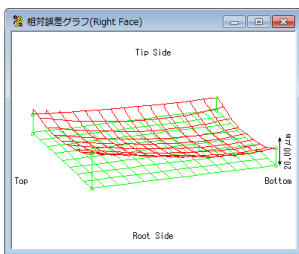


図 25.9 相対誤差(右歯面)

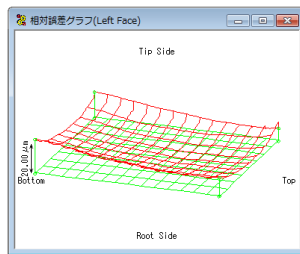


図 25.10 相対誤差(左歯面)

25.6 歯当たり

図 25.8 の解析諸元で歯当たりシミュレーションした結果、右歯面の歯当りを図 25.11 に、左歯面の歯当りを図 25.12 に示します。この歯当りは、歯幅の中央部よりやや左側に位置していますが、歯形誤差および歯ずじ誤差グラフより妥当な位置であると判断することができます。また、歯当たり跡の面積は、図 25.8 の接触最大隙間数値を大きくすると広がります。

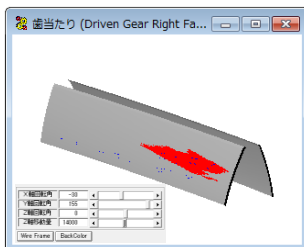


図 25.11 歯当たり(右歯面)

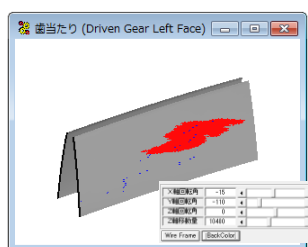


図 25.12 歯当たり(左歯面)

25.7 回転伝達誤差

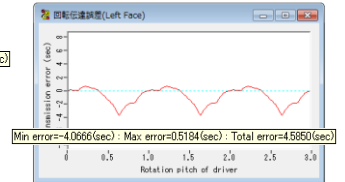
図 25.8 の解析諸元で回転伝達誤差を解析した結果、右歯面の回転伝達誤差は図 25.13 となり、伝達誤差は5.34(sec)となります。左歯面の回転伝達誤差は図 25.14 となり伝達誤差は4.59(sec)となります。また、縦軸の単位は(sec)または(μrad)を選択することができます。



(右歯面)

T.Error=5.34(sec)

図 25.13 回転伝達誤差



(左歯面)

T.Error=4.59(sec)

図 25.14 回転伝達誤差

歯車の全歯測定を行い、回転伝達誤差を解析した例を図 25.15 にそしてフーリエ解析した例を図 25.16 に示します。

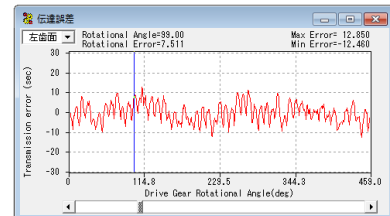


図 25.15 回転伝達誤差 (全歯測定の場合)

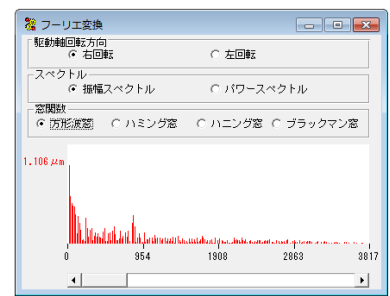
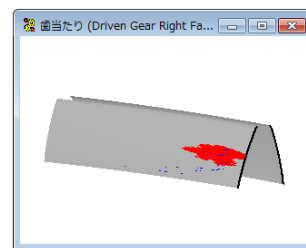


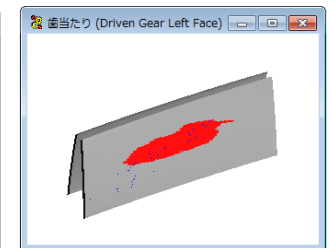
図 25.16 フーリエ解析 (全歯測定の場合)

25.8 食い違い誤差を与えた場合の歯当たりと回転伝達誤差

図 25.8 の解析諸元で解析諸元の食い違い誤差を0.2度として解析した結果を図 25.17 および図 25.18 に示します。解析結果より、左歯面の歯当りは歯幅中央に移動し、回転伝達誤差は4.59(sec)から3.63(sec)に小さくなるのが解ります。

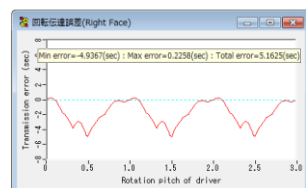


(右歯面)



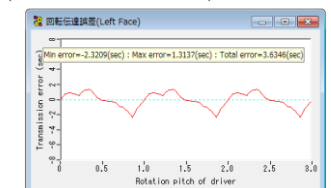
(左歯面)

図 25.17 歯当たり(食い違い誤差 0.2 度)



(右歯面)

T.Error=5.16(sec)



(左歯面)

T.Error=3.63(sec)

図 25.18 回転伝達誤差(食い違い誤差 0.2 度)

25.9 内歯車

図 25.19 の外歯車をマスタギヤとして内歯車の歯当たりと回転伝達誤差シミュレーションの結果を以下に示します。

図 25.20 に内歯車の歯形誤差グラフを, 図 25.21 に歯すじ誤差グラフを示します。図 25.22~25.28 に解析諸元と解析結果を示します。

項目	記号	単位	駆動(外歯車)	従動(内歯車)
諸元名称	---	---	*****	インターナルギ...
歯直角モジュール	mn	mm		1.34320
歯数	Z	---	25	74
歯直角圧力角	α_n	deg		20.00000
ねじれ角	β	deg		23.62000
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ
歯先円直径	da	mm	39.3369	106.0000
基準円直径	d	mm	36.6505	108.4850
基礎円直径	db	mm	34.0613	100.8210
歯幅	b	mm	20.0000	20.0000
歯厚入力方式	---	---	転位係数	転位係数
転位係数	xn	---	0.00000	0.00000
またぎ歯数	zm	---	4	11
またぎ歯厚	w	mm	14.48178	43.42122
漸進ピッチ	dp	mm	2.2870	2.2820
ピッチ法	dm	mm	39.69711	105.50774
中心距離	a	mm		35.9175

図 25.19 歯車諸元

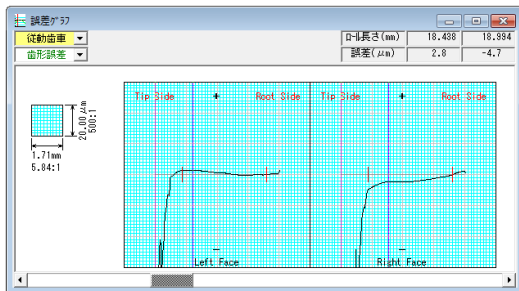


図 25.20 内歯車歯形誤差グラフ

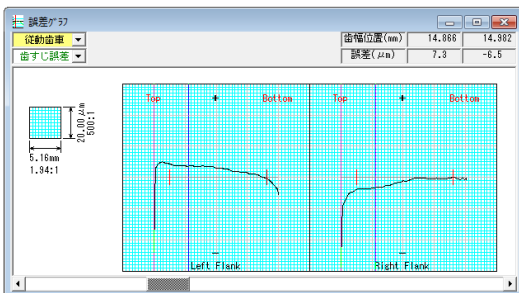


図 25.21 内歯車歯すじ誤差グラフ

解析諸元	
解析測定歯番号	理論値 / 平均値
駆動軸回転方向	両回転
歯形方向分割数	100
歯すじ方向分割数	100
平行誤差 (deg)	0.0000
食い違い誤差 (deg)	0.0000
歯当たり	
計算角度分割数	30
接触最大隙間 (μm)	0.20
回転伝達誤差	
計算角度分割数	50

図 25.22 解析諸元

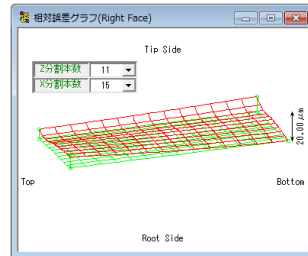


図 25.23 相対誤差(右歯面)

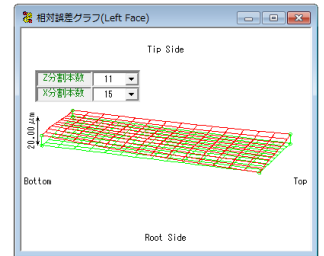


図 25.24 相対誤差(左歯面)

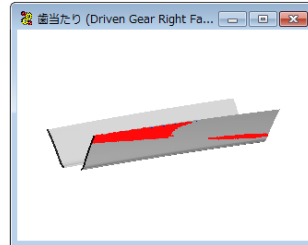


図 25.25 歯当たり(右歯面)

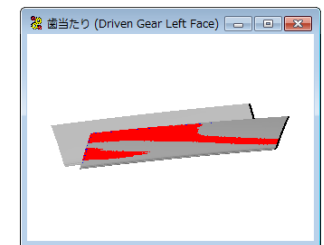


図 25.26 歯当たり(左歯面)

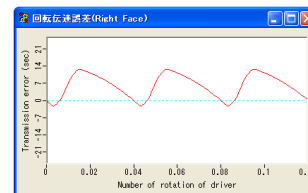


図 25.27 伝達誤差(右歯面)

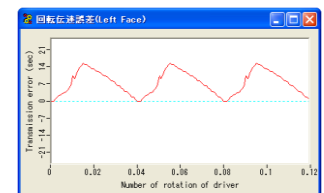


図 25.28 伝達誤差(左歯面)

25.10 解析データ管理

図 25.29 に示しますように解析結果をデータベースに保存することができます。また, 図 25.30 で管理データ (名称, 歯車番号, 図面番号など) または歯車諸元 (モジュール, 歯数, 圧力角など) で検索することができます。

項目	数値
管理名称	Sample
歯車番号	
図面番号	
解析者	
日付	2010年3月16日
備考	

図 25.29 データ保存

管理データ	歯車諸元
検索項目	
<input checked="" type="radio"/> 管理名称	<input type="radio"/> 歯車番号
<input type="radio"/> 解析者	<input type="radio"/> 図面番号
* <input type="text"/> 文字列を含む	
日付	
2010年3月16日	2010年3月16日

図 25.30 データ管理

25.11 オプション

- ① 1 歯かみ合いにおける歯当たりと回転伝達誤差
- ② フォウ&フラッタと「音」
- ③ 周波数解析
- ④ 回転伝達誤差の CSV 出力
- ⑤ ピッチ誤差を考慮した歯当たりと回転伝達誤差
- ⑥ ...

25.12 その他

歯車測定機の測定プログラムによっては適応しない場合 (旧タイプの測定プログラム, 特殊仕様など) があります。

[26] CGR ラック & ピニオン設計ソフトウェア

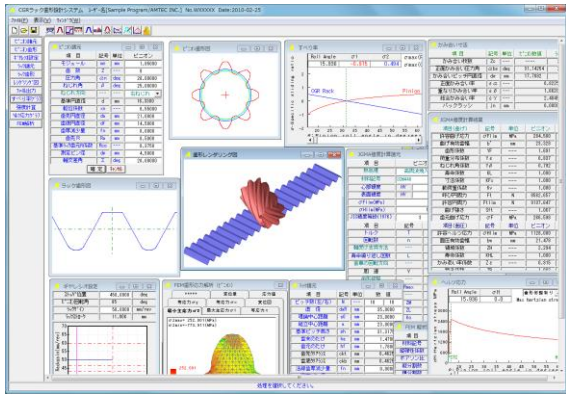


図 26.1 CGR ラック & ピニオン設計

26.1 概要

CGR(Constant Gear Ratio)ラック設計ソフトウェアは、ギヤレシオに基づいて運動するピニオンとラックの歯形を生成し、強度計算、FEM歯形応力解析、すべり率グラフ、ヘルツ応力グラフを計算することができます。

26.2 ピニオンの諸元入力

ラックとかみ合うピニオンの諸元と、ラックを生成するためのピニオン諸元を入力します。図 26.2 にピニオン諸元の入力画面を、図 26.3 にピニオンの寸法を示します。

項目	記号	単位	ピニオン
モジュール	m	mm	1.85000
歯数	Z	---	8
圧力角	α_n	deg	20.00000
ねじれ角	β	deg	25.00000
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
基準円直径	d	mm	18.3300
転位係数	xn	---	0.55000
歯先円直径	da	mm	21.0000
歯底円直径	df	mm	14.5000
歯厚減少量	fn	mm	0.0000
歯先 R	Ra	mm	0.5000
基準ラック歯元 R 係数	Rco	---	0.3750
測定ピン径	dp	mm	4.5000
軸交差角	Σ	deg	20.00000

図 26.2 ピニオン諸元の設定

項目	記号	単位	ピニオン
正面圧力角	α_s	deg	21.88023
またぎ歯数	zm	---	2
またぎ歯厚	W	mm	9.1624
オハベリ寸法	dm	mm	25.5494
歯末のたけ	ha	mm	2.3950
歯元のたけ	hf	mm	0.9150
正面円ピッチ	Ps	mm	6.4128
歯直角円ピッチ	Pn	mm	5.8119
基礎円直径	db	mm	15.1537
基礎円筒ねじれ角	β_b	deg	23.39896
TIF 直径	TIF	mm	15.5779
歯直角歯先幅	S _n	mm	0.8869

図 26.3 ピニオンの寸法

26.3 ピニオン歯形図

ピニオン歯形図を図 26.4 に示します。図 26.5 は、歯形の部分拡大図です。

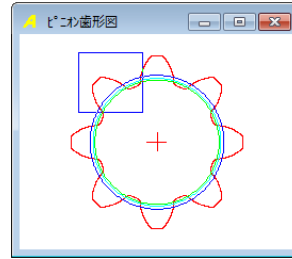


図 26.4 ピニオン歯形図

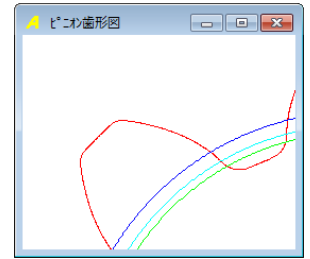


図 26.5 歯形拡大図

26.4 ギヤレシオ

ピニオンの回転角に対するラックゲイン(mm/rev)の数値を設定します。図 26.6 にギヤレシオの設定グラフです。例題の場合、ラックゲインは 50(mm/rev)ですが任意に設定することができます。

(1) ストップ位置の入力

ピニオンの最大回転角度がラック長です。

(2) 図中の一点鎖線は、①ころがり円がピニオン歯先円のときのストロークゲイン、②ころがり円がピニオン基準円直径のときのストロークゲイン、③ころがり円がピニオン基礎円のときのストロークゲインを示します。

(3) グラフ表示後、スクロールバーをスライドさせると上部にピニオン回転角とラックストローク値を表示します。

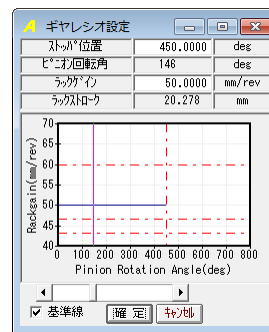


図 26.6 ギヤレシオ

項目	記号	単位	数値
ピッチ数(左/右)	N	---	10 / 10
直径	dR	mm	35.0000
理論中心距離	a0	mm	28.0000
結立中心距離	a	mm	28.0000
基準ピッチ高さ	ph	mm	31.3175
歯末のたけ	ha	mm	1.4700
歯元のたけ	hf	mm	1.7800
歯先円半径	ckt	mm	0.4625
歯底円半径	ckb	mm	0.4625
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0000
測定ピン径	dp	mm	3.090
歯先 R	ra	mm	0.2500
歯底 R	rb	mm	0.7000
中央位置	---	---	山基準
中央位置角度	ba	deg	0.0000

図 26.7 ラックの諸元設定

26.5 ラックの諸元設定

ラックの諸元設定画面を図 7 に示します。ラックの位置角度の設定によりラックの基準位置(ピニオン回転角 0 deg 位置)における中央断面の歯形が決まります。また、歯山または谷を選択することができます。図 26.8 にラック参考図を、図 26.9 にラック寸法の計算結果を示します。

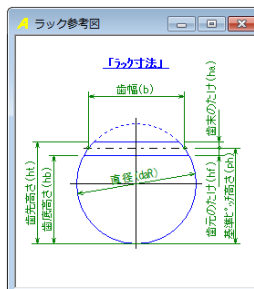


図 26.8 ラック参考図

項目	記号	単位	CGRラック
モジュール	m	mm	1.3753
圧力角	α_n	deg	28.3497
正面圧力角	α_s	deg	28.5203
ねじれ角	β	deg	6.8240
ねじれ方向	---	---	左ねじれ
オハベリ寸法	dm	mm	33.4381
歯先高さ	ht	mm	32.7875
歯底高さ	hb	mm	29.5375
軸方向ピッチ	Px	mm	6.2500
歯直角ピッチ	Pn	mm	6.2057
歯幅	b	mm	21.4781
歯直角歯先幅	S _n	mm	1.7295

図 26.9 ラック寸法

26.6 CGR ラックの歯形軌跡図

ラック歯幅中央断面の歯形軌跡図を図 26.10 に示します。

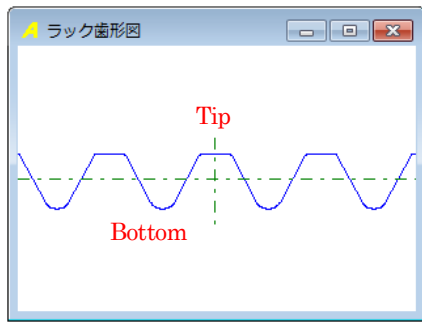


図 26.10 ラックの軌跡図

26.7 レンダリング図

歯形計算終了後、[レンダリング図]ボタンを押すと、ピニオンとラックの歯形かみあい図を表示します。レンダリング図は、座標軸の角度を変更することにより、視点を変えて観察することができます。

図 26.11 にピニオン上面から観たレンダリング図を示します。

また、図 26.12 のラック背面から観たしたレンダリング図には、かみあい接触線を観察することができます。図 26.11 の右に示すコントロールフォームで、

- ①座標軸の角度変更
- ②ズーム
- ③ワイヤフレーム、シェード表示切り替え
- ④背景色の設定
- ⑤ラックストロークチェック(ピニオンまたはラックの移動)の機能があります。

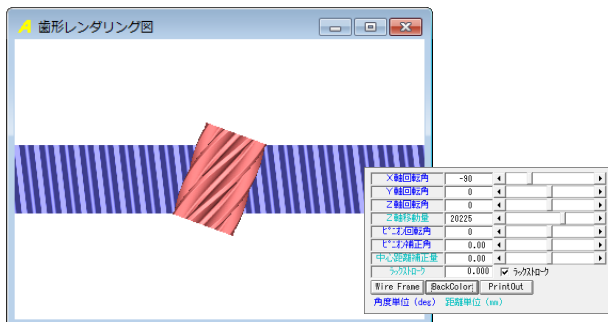


図 26.11 レンダリング(ピニオン上面から観察)

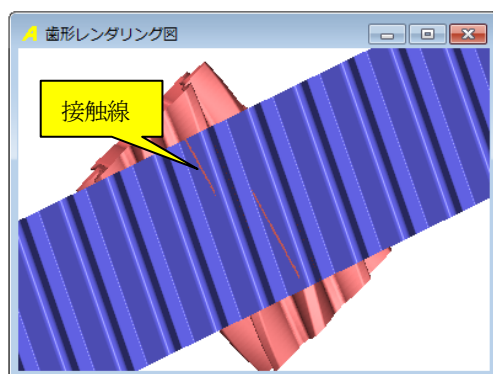


図 26.12 レンダリング(ラック背面から観察)

26.8 CAD ファイル出力

ピニオンと CGR ラックの歯形を DXF または IGES ファイルで出力することができます。図 26.13 にファイル出力設定を示します。CAD 作図例を、図 26.14、図 26.15 に示します。

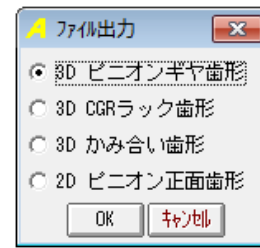
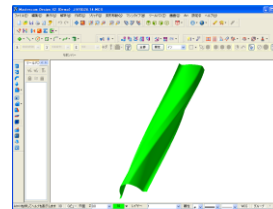
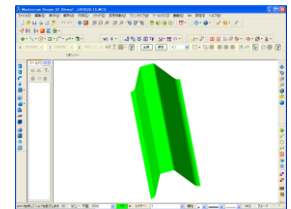


図 26.13 CAD ファイル出力



(ピニオン)

図 26.14 CAD 作図(IGES)



(ラック)

図 26.15 CAD 作図(IGES)

26.9 すべり率グラフ

ラックとピニオンのかみ合いにおけるすべり率グラフを図 26.19 に示します。

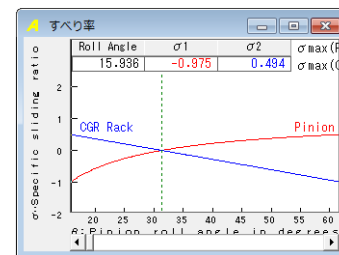


図 26.16 すべり率

26.10 強度計算

JGMA 強度計算に基づいた計算結果を図 26.17 に示します。

JGMA強度計算諸元				
項目	ピニオン		CGRラック	
熱処理	高周波焼入れ		高周波焼入れ	
材料記号	SCM440		SCM440	
心部硬度	HV	263	HV	263
表面硬度	HV	540	HV	540
σFlim(MPa)	284.5		284.5	
σHlim(MPa)	1128.0		1128.0	
JIS精度等級(1976)	3		3	
項目	記号	単位	ピニオン	CGRラック
トルク	T	N·m	70.000	----
回転数	n	rpm	60.000	----
軸受け支持方法	----	----	両軸対称に付称	
寿命繰り返し回数	L	----	1000000	
歯車の回転方向	----	----	正転のみ	
周速	v	m/s	0.0514	
歯形修整	----	----	有り	
歯面粗さ	Rmax	μm	6.00	6.00
負荷時歯当り状況	----	----	良好	
材料定数係数	ZM	(MPa) ^{0.5}	189.800	189.800
溝歯係数	ZL	----	1.000	
過負荷係数	Ko	----	1.000	
歯元曲げ安全率	SF	----	1.200	
歯面接觸安全率	SH	----	1.150	

図 26.17 強度計算諸元

JGMA強度計算結果				
項目(曲げ)	記号	単位	ピニオン	CGRラック
許容曲げ応力	σ_{Flim}	MPa	284.500	284.500
曲げ有効歯幅	b'	mm	23.328	21.478
歯形係数	YF	---	1.691	1.359
荷重分布係数	Y ϵ	---	0.937	1.024
ねじれ角係数	Y β	---	0.792	0.943
寿命係数	KL	---	1.000	1.400
寸法係数	KFx	---	1.000	1.000
動荷重係数	Kv	---	1.000	1.000
呼び円周力	Ft	N	8562.657	8784.804
許容円周力	Ftlim	N	9137.647	10725.229
曲げ強さ	Sft	---	1.067	1.221
歯元曲げ応力	σ_F	MPa	266.598	233.028
項目(面圧)	記号	単位	ピニオン	CGRラック
許容ヘルツ応力	σ_{Hlim}	MPa	1128.000	1128.000
面圧有効歯幅	bw	mm	21.478	21.478
領域係数	ZH	---	2.294	2.086
寿命係数	KHL	---	1.000	1.300
かみあい率係数	Z ϵ	---	0.915	1.005
粗さ係数	ZR	---	1.002	1.001
潤滑速度係数	ZV	---	0.891	0.891
硬さ比係数	ZW	---	1.000	1.000
荷重分布係数	KH β	---	1.000	1.000
動荷重係数	Kv	---	1.000	1.000
呼び円周力	Fc	N	8573.178	
許容円周力	Fclim	N	1679.942	2841.275
歯面強さ	Sfc	---	0.196	0.331
ヘルツ応力	σ_H	MPa	2548.196	1959.401

図 26.18 強度計算結果

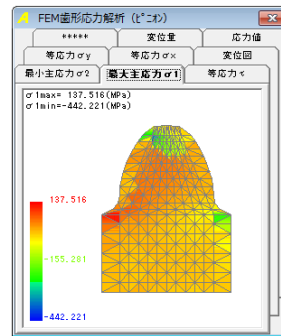


図 26.21 FEM 解析(P)

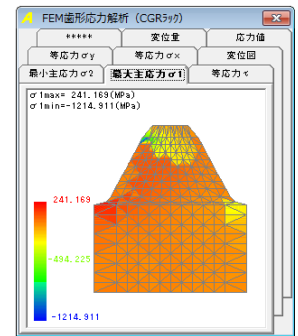


図 26.22 FEM 解析(R)

※強度計算は、AGMA2001-C95 規格にも対応可能です。別途お問い合わせ下さい。

26.11 ヘルツ応カグラフ

ラックとピニオンのかみ合いにおけるヘルツ応カグラフを図 26.19 に示します。

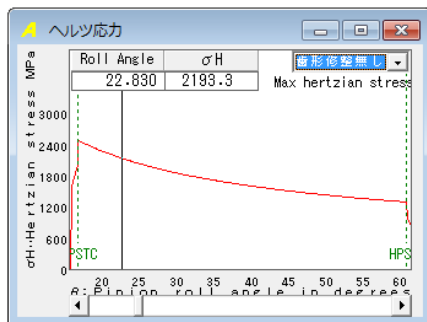


図 26.19 ヘルツ応力

26.12 FEM 歯形応力

ピニオンと CGR ラックの 2 次元 FEM 歯形応力解析をします。図 26.20 に FEM 設定画面を、図 26.21 および図 26.22 に応力分布図を示します。

FEM 解析諸元				
項目	記号	単位	ピニオン	CGRラック
材料記号	---	---	SCM440	SCM440
縦弾性係数	E	MPa	205800.0	205800.0
ポアソン比	ν	---	0.300	0.300
縦分割数	Vd	---	12	12
横分割数	Hd	---	22	20
荷重点位置	Pn	---	2	2
荷重	Ft	N	8562.66	8784.80
色階調数	nc	---	100	
変位倍率	Sd	---	100	

図 26.20 FEM 解析諸元

[28] 傾斜ウォームソフトウェア

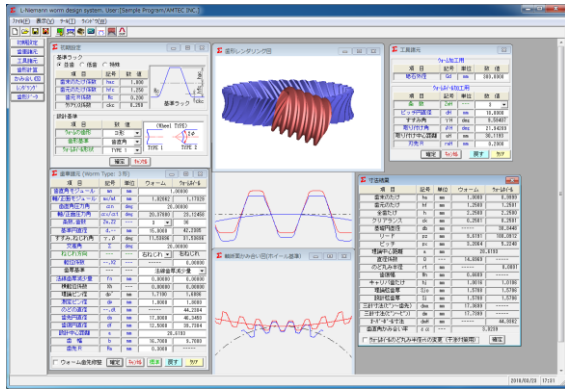


図 28.1 傾斜ウォーム

28.1 概要

一般のウォームギヤは、90度直交型ですが、配置の制約からウォーム軸を若干傾けて取り付けなければならないことがあります。その場合、ホイールのねじれ角や歯形は大きく変わることになります。本ソフトウェアは、90度直交型以外のウォームギヤの寸法および歯形のCADデータ出力、3D歯形かみ合い、歯車寸法を計算・表示します。

28.2 基準ラック

図 27.2 に基準ラックの設定画面を示します。歯だけは並歯、低歯、特殊だけに対応しています。また、歯形基準は歯直角および軸断面方向基準を選択することができます。ウォームの形式は、A形(1形)、K形(3形:オプション)、I形(4形:オプション)に対応しています。

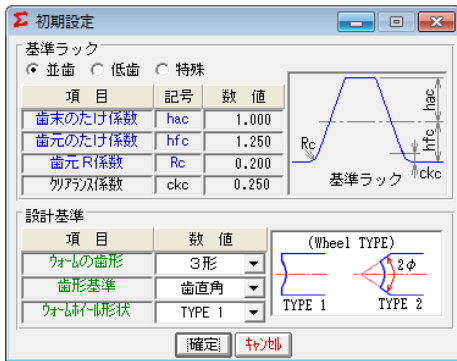


図 27.2 初期設定

28.3 歯車諸元設定

図 27.3 に歯車諸元の入力画面を示します。

- (1) 最大モジュールは 25 です。
- (2) ウォームの条数は 1~6 です。
- (3) 軸交差角を設定することができます。(±45度)
- (4) 歯厚基準は、法線歯厚減少量または横転位を選択することができます。
- (5) ウォームに歯先修整を与えることができます。
- (6) 強度計算はできません

項目	記号	単位	ウォーム	ウォール
歯直角モジュール	mn	mm	1.00000	
軸/正面モジュール	mx/mt	mm	1.02062	1.17329
歯直角圧力角	α_n	deg	20.00000	
軸/正面圧力角	α_x/α_t	deg	20.37880	23.12458
条数, 歯数	Zw, Z2	---	3	36
基準円直径	d, --	mm	15.0000	42.2385
すずみ, ねじれ角	γ, β	deg	11.53696	31.53696
交差角	Σ	deg	20.00000	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ
転位係数	--, X2	---	----	0.00000
歯厚基準	---	---		法線歯厚減少量
法線歯厚減少量	fn	mm	0.00000	0.00000
横転位係数	Xh	---	0.00000	0.00000
理論ピン径	dp'	mm	1.7100	1.6888
測定ピン径	dp	mm	1.8000	1.8000
のどの直径	--, dt	mm	----	44.2384
歯先円直径	da	mm	17.0000	46.3450
歯底円直径	df	mm	12.5000	39.7384
設計中心距離	a	mm		28.6193
歯幅	b	mm	16.7000	9.7000
歯先R	Ra	mm	0.3000	----

図 28.3 歯車諸元

28.4 工具設定と寸法結果

ウォームホイール加工用のホブ諸元を設定します。ウォームが 3 型の場合、砥石直径を設定します。ホブの直径およびホブ取付角によりホイールの歯形は変化します。図 28.4 に工具諸元設定画面を、図 28.5 にウォームギヤの寸法を示します。

ウォーム加工用				
項目	記号	単位	数値	
砥石外径	Gd	mm	300.0000	
ウォール加工用				
項目	記号	単位	数値	
条数	ZwH	---	3	
基準円直径	dH	mm	18.0000	
すずみ角	γ_H	deg	9.59407	
取り付け角	β_H	deg	21.94289	
取り付け中心距離	aH	mm	30.1193	
刃先R	raH	mm	0.2000	

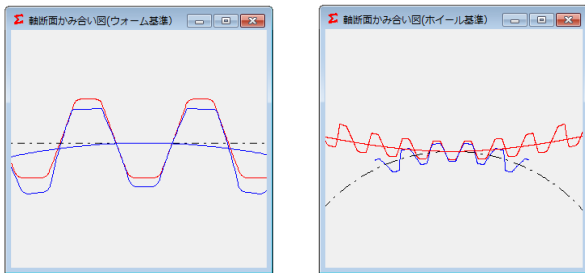
図 28.4 工具諸元

項目	記号	単位	ウォーム	ウォール
歯末のたけ	ha	mm	1.0000	0.9999
歯元のたけ	hf	mm	1.2500	1.2501
全歯たけ	h	mm	2.2500	2.2500
クリアランス	ck	mm	0.2501	0.2501
基礎円直径	db	mm	----	38.8448
リード	pz	mm	9.6191	188.0912
ピッチ	px	mm	3.2064	5.2248
理論中心距離	a	mm		28.6193
直径係数	Q	---	14.6969	----
のど丸み半径	rt	mm	----	8.0001
歯底厚	Wn	mm	0.6609	----
キャリア歯たけ	hj	mm	1.0016	1.0106
理論弦歯厚	Sjo	mm	1.5708	1.5706
設計弦歯厚	SJ	mm	1.5708	1.5706
三針寸法(ピン歯先)	dma	mm	17.3699	----
三針寸法(ピン歯底)	dm	mm	17.7999	----
オグボ寸法	dIH	mm	----	44.9362
歯直角かみ合い率	ε_α	---		3.0239

図 28.5 ウォームギヤの寸法

28.5 歯形

歯形かみ合い図を図 28.6 に、歯形レンダリングを図 28.7 および図 28.8 に示します。図 28.8 ではかみ合い接触線を歯面中央に確認することができます。



(a) ウォーム基準 (b) ホイール基準

図 28.6 歯形かみ合い

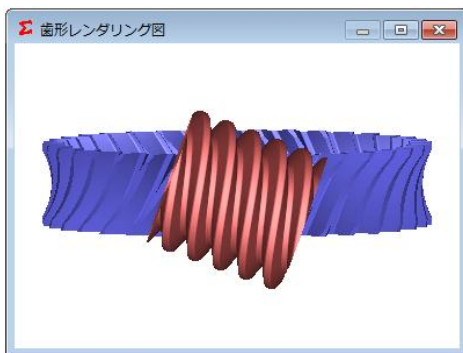


図 28.7 歯形レンダリング 1

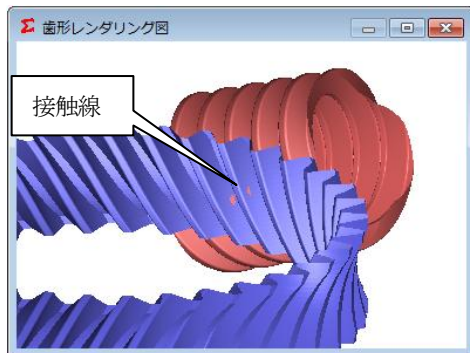


図 28.8 歯形レンダリング 2

28.6 CAD 作図例

生成した歯形を CAD データに出力することができます。

図 28.9 に出力画面を、図 27.10~27.12 にウォームとホイールの CAD 作図例を示します。

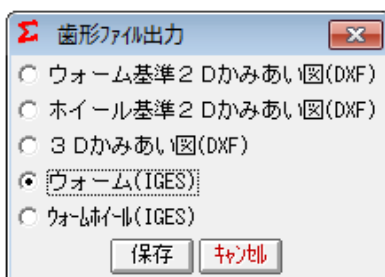


図 28.9 歯形データファイル出力

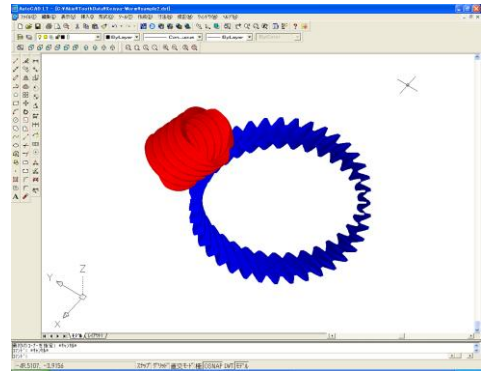


図 28.10 CAD 作図例(DXF)

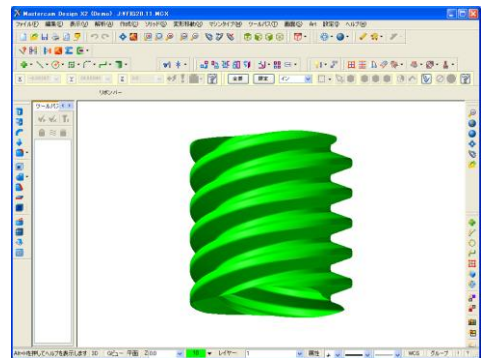


図 28.11 CAD 作図例(3D-IGES), Worm

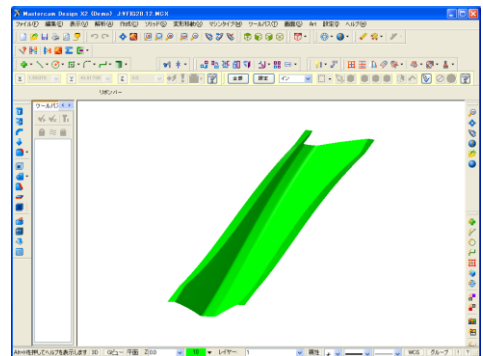


図 28.12 CAD 作図例(3D-IGES), Wheel

[29] L-Niemann Worm Gear Design

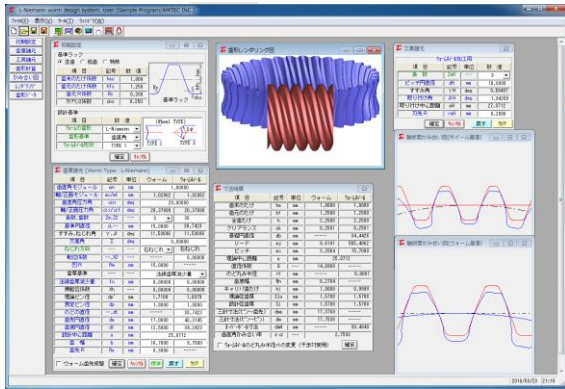


図 29.1 L-Niemann Worm Gear Design

29.1 概要

ウォームの歯形は、直線または凸歯形が多く使用されていますが、Niemann は凹歯形を提唱しました。そして台形ウォーム、インボリュートウォームおよび凸歯形ウォームに比較して凹円弧歯形のウォームの許容円周力はかなり大きくなることを Heyer は比較実験を行いこのことを証明しています。本ソフトウェアは、Niemann が提唱した歯形だけでなく任意に歯形半径を与えることができ、その歯形の CAD データ出力、3D 歯形かみ合い、歯車寸法を計算・表示します。

29.2 基準ラック

図 29.2 に基準ラックの設定画面を示します。歯だけは並歯、低歯、特殊だけに対応しています。また、歯形基準は歯直角および軸断面方向基準を選択することができます。

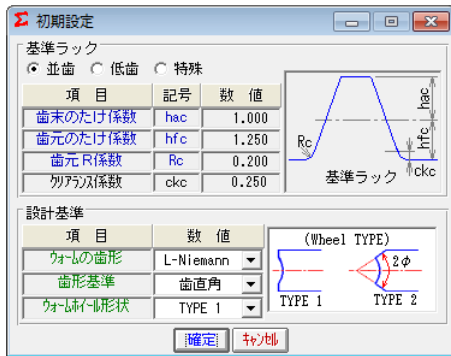


図 29.2 初期設定

29.3 歯車諸元設定

図 29.3 に歯車諸元の入力画面を示します。

- (1) 最大モジュールは 25 です。
- (2) ウォームの条数は 1~6 です。
- (3) 軸交差角を設定することができます。(オプション)
- (4) ウォームの凹半径を任意に与えることができます。
- (5) 歯厚基準は、法線歯厚減少量または横転位を選択することができます。
- (6) ウォームに歯先修整を与えることができます。

歯車諸元 (Worm Type: L-Niemann)				
項目	記号	単位	ウォーム	ウォームギヤ
歯直角モジュール		mm	1.0000	
軸/正面モジュール	m_x/m_t	mm	1.02062	1.02062
歯直角圧力角	α_n	deg	20.0000	
軸/正面圧力角	α_x/α_t	deg	20.37880	20.37880
条数, 歯数	Z_w, Z_2	---	3	36
基準円直径	$d, --$	mm	15.0000	36.7423
すすみ, ねじれ角	γ, β	deg	11.53696	11.53696
交差角	Σ	deg	0.0000	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ
転位係数	$--, x_2$	---	----	0.0000
凹R	R_m	mm	15.0000	----
歯厚基準	---	---	法線歯厚減少量	
法線歯厚減少量	f_n	mm	0.0000	0.0000
横転位係数	x_h	---	0.0000	0.0000
理論ピン径	d_p^*	mm	1.7100	1.6979
測定ピン径	d_p	mm	1.8000	1.8000
のどの直径	$--, d_t$	mm	----	38.7423
歯先円直径	d_a	mm	17.0000	40.3145
歯底円直径	d_f	mm	12.5000	34.2423
設計中心距離	a	mm	25.8712	
歯幅	b	mm	16.7000	9.7000
歯先 R	R_a	mm	0.3000	----

図 29.3 歯車諸元

29.4 工具設定と寸法結果

ウォームホイール加工用のホブ諸元を設定します。ホブ取付角の標準値は軸方向ピッチを合わせた角度です。ホブの直径およびホブ取付角によりホイールの歯形は変化します。図 29.4 に工具諸元設定画面を、図 29.5 に L-Niemann ウォームギヤの寸法を示します。

工具諸元			
ウォームホイール加工用			
項目	記号	単位	数値
条数	Z_wH	---	3
基準円直径	d_H	mm	18.0000
すすみ角	γ_H	deg	9.59407
取り付け角	β_H	deg	1.94289
取り付け中心距離	a_H	mm	27.3712
刃先 R	r_{aH}	mm	0.2000

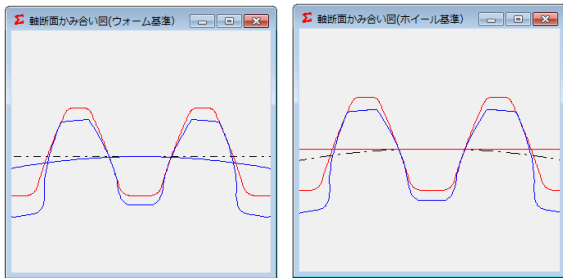
図 29.4 工具諸元

寸法結果				
項目	記号	単位	ウォーム	ウォームギヤ
歯末のたけ	h_a	mm	1.0000	1.0000
歯元のたけ	h_f	mm	1.2500	1.2500
全歯たけ	h	mm	2.2500	2.2500
クリアランス	ck	mm	0.2501	0.2501
基礎円直径	d_b	mm	----	34.4426
リード	p_z	mm	9.6191	565.4862
ピッチ	p_x	mm	3.2064	15.7080
理論中心距離	a	mm	25.8712	
直径係数	Q	---	14.6969	----
のど丸み半径	r_t	mm	----	8.0001
歯幅	W_n	mm	0.2704	----
キャリア歯たけ	h_j	mm	1.0000	0.9999
理論弦歯厚	S_{j0}	mm	1.5708	1.5708
設計弦歯厚	S_j	mm	1.5708	1.5708
三針寸法(ピッチ~歯先)	d_{ma}	mm	17.3769	----
三針寸法(ピッチ~歯底)	d_m	mm	17.7538	----
ウォームの歯先寸法	d_{mH}	mm	----	39.4840
歯直角かみ合い率	ε_α	---	2.7593	

図 29.5 L-Niemann ウォームギヤの寸法

29.5 歯形

歯形かみ合い図を図 29.6 に、歯形レンダリングを図 29.7 および図 29.8 に示します。図 29.8 ではかみ合い接触線を歯面中央に確認することができます。



(a) ウォーム基準 (b) ホイール基準

図 29.6 歯形かみ合い

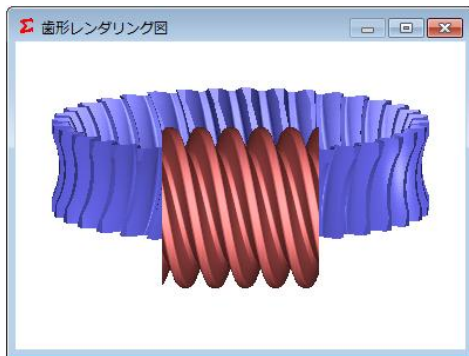


図 29.7 歯形レンダリング 1

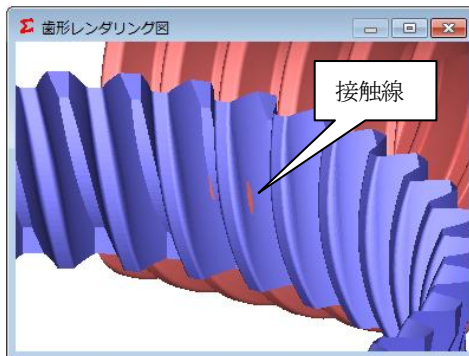


図 29.8 歯形レンダリング 2

29.6 CAD 作図例

生成した歯形を CAD データに出力することができます。図 29.9 に出画面を、図 29.10 にウォームとホイールの CAD 作図例 (IGES) を示します。

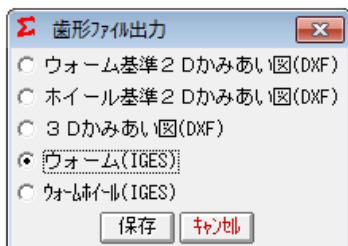
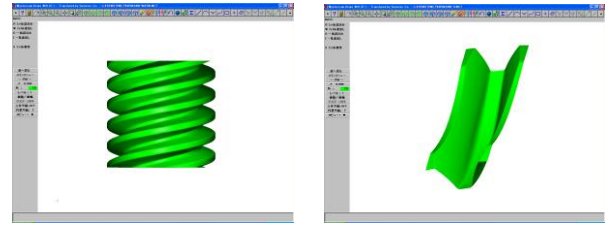


図 29.9 歯形データファイル出力



(a) ウォーム (b) ホイール

図 29.10 CAD 作図例(3D-IGES)

29.7 軸交差角対応 L-Niemann Worm Gear (オプション)

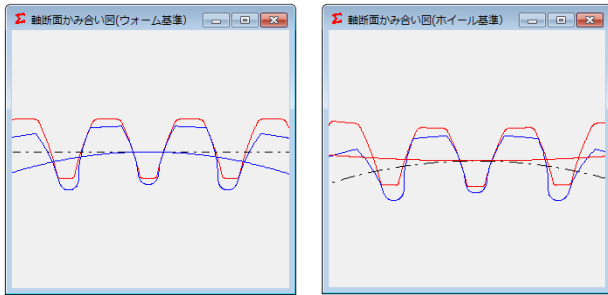
軸交差角を 20 度とした場合の設計例を図 29.11 および図 29.12 に示します。また、歯形図を図 29.13~29.15 に、CAD 作図例を図 29.16~29.17 に示します。軸交差角は±45 度まで入力可能です。

歯車諸元 (Worm Type: L-Niemann)				
項目	記号	単位	ウォーム	ホイール
歯直角モジュール	m_n	mm	2.00000	
軸/正面モジュール	m_x/m_t	mm	2.01008	2.13858
歯直角圧力角	α_n	deg	18.00000	
軸/正面圧力角	α_x/α_t	deg	18.08479	19.15889
条数, 歯数	Z_w, Z_2	---	1	35
基準円直径	d, d_2	mm	20.0000	74.8501
すすみ, ねじれ角	γ, β	deg	5.73917	20.73917
交差角	Σ	deg	15.00000	
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ
転位係数	x, x_2	---	----	0.00000
凹 R	R_m	mm	20.0000	----
歯厚基準	---	---	法線歯厚減少量	
法線歯厚減少量	f_n	mm	0.80000	-0.80000
横転位係数	x_h	---	-0.42058	0.42058
理論ピン径	d_p^*	mm	3.3220	3.3447
測定ピン径	d_p	mm	3.0000	3.0000
のどの直径	d_f, d_t	mm	----	78.8503
歯先円直径	d_a	mm	24.0000	82.3951
歯底円直径	d_f	mm	15.0000	69.8503
設計中心距離	a	mm	47.4251	
歯 幅	b	mm	32.8000	15.2000
歯先 R	R_a	mm	0.2000	----

図 29.11 歯車諸元 1

寸法結果				
項目	記号	単位	ウォーム	ホイール
歯末のたけ	h_a	mm	2.0000	2.0001
歯元のたけ	h_f	mm	2.5000	2.4999
全歯たけ	h	mm	4.5000	4.5000
クリアランス	ck	mm	0.4999	0.4999
基礎円直径	d_b	mm	----	70.7043
リード	p_z	mm	6.3149	583.7049
ピッチ	p_x	mm	6.3149	16.6773
理論中心距離	a	mm	47.4251	
直径係数	Q	---	3.3499	----
のど丸み半径	r_t	mm	----	9.0000
歯底幅	W_n	mm	1.4952	----
キャリア歯たけ	h_j	mm	2.0000	2.0001
理論弦歯厚	S_{j0}	mm	3.1416	3.1416
設計弦歯厚	S_j	mm	2.3004	3.9828
三針寸法(ピン~歯先)	d_{m3}	mm	22.4528	----
三針寸法(ピン~ピン)	d_m	mm	20.3056	----
オグーナル寸法	d_{mH}	mm	----	80.3518
歯直角かみ合い率	$\varepsilon \alpha$	---	3.1098	

図 29.12 歯車寸法



(a) ウォーム基準 (b) ホイール基準
図 29.13 歯形かみ合い

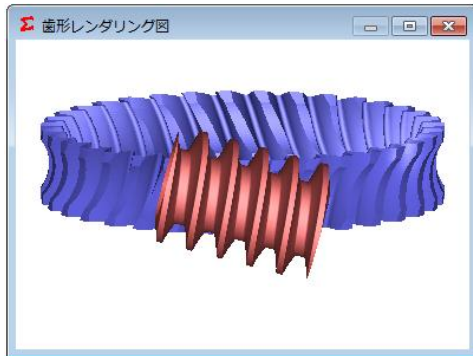


図 29.14 歯形レンダリング 1

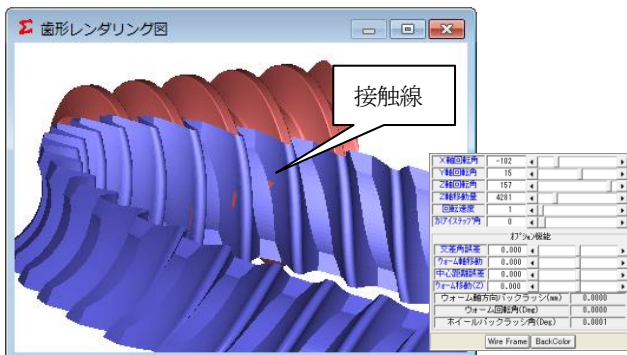
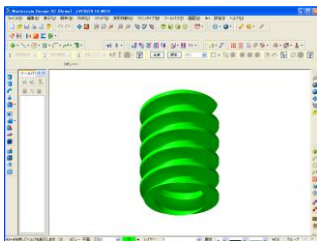
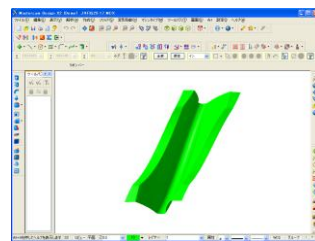


図 29.15 歯形レンダリング 2



(3D-IGES) ウォーム
図 29.16 CAD 作図例



(3D-IGES) ホイール
図 29.17 CAD 作図例

29.7 傾斜角度が-20度の設計例

軸交差角を-20度とした場合の諸元設定を図 29.18 に、工具諸元と寸法を図 29.18、図 29.20 にそして歯形レンダリングを図 29.21 に示します。ウォームねじれ方向と交差角を逆にすると接触線は同方向に比べ長くなっていることが解ります。

項目	記号	単位	ウォーム	ホイール
歯直角モジュール	mn	mm	1.00000	
軸/正面モジュール	mx/mt	mm	1.02062	1.01101
歯直角圧力角	α_n	deg	20.00000	
軸/正面圧力角	α_x/α_t	deg	20.37880	20.20246
条数, 歯数	Zw, Z2	---	3	36
基準円直径	d, --	mm	15.0000	36.3963
すずみ, ねじれ角	γ, β	deg	11.53696	-8.46304
交差角	Σ	deg		-20.00000
ねじれ方向	---	deg	右ねじれ	左ねじれ
転位係数	--X2	---		0.00000
凹R	Rm	mm	15.0000	
歯厚基準	---	---	法線歯厚減少量	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.00000	0.00000
横転位係数	Xh	---	0.00000	0.00000
理論ピッチ	dp'	mm	1.7100	1.6987
測定ピン径	dp	mm	2.0000	2.0000
のどの直径	--dt	mm		38.3964
歯先円直径	da	mm	17.0000	38.9348
歯底円直径	df	mm	12.5000	33.8964
設計中心距離	a	mm		25.6982
歯 幅	b	mm	16.7000	9.7000
歯先 R	Ra	mm	0.3000	

図 29.18 歯車諸元 2

項目	記号	単位	数 値
条 数	ZwH	---	3
基準円直径	dH	mm	16.0000
すずみ角	γ H	deg	10.80692
取り付け角	β H	deg	-19.26996
取り付け中心距離	aH	mm	26.1982
刃先 R	raH	mm	0.3000

図 29.19 工具諸元

項目	記号	単位	ウォーム	ホイール
歯末のたけ	ha	mm	1.0000	1.0001
歯元のたけ	hf	mm	1.2500	1.2500
全歯たけ	h	mm	2.2500	2.2500
クリアランス	ck	mm	0.2500	0.2500
基準円直径	db	mm		34.1571
リード	pz	mm	8.6191	-775.7791
ピッチ	px	mm	3.2084	-21.5494
理論中心距離	a	mm		25.6982
直径係数	Q	---	14.8969	
のど丸み半径	rt	mm		7.0000
歯底幅	Wn	mm	0.2728	
キャリア歯たけ	hj	mm	1.0000	1.0000
理論歯厚	Sjo	mm	1.5708	1.5708
設計歯厚	SJ	mm	1.5708	1.5708
三針寸法(ピン~歯先)	dma	mm	17.7893	
三針寸法(ピン~ピン)	dm	mm	18.5786	
オグ~三針寸法	dmH	mm		38.8937
歯直角かみ合い率	$\varepsilon \alpha$	---		2.7426

図 29.20 歯車寸法

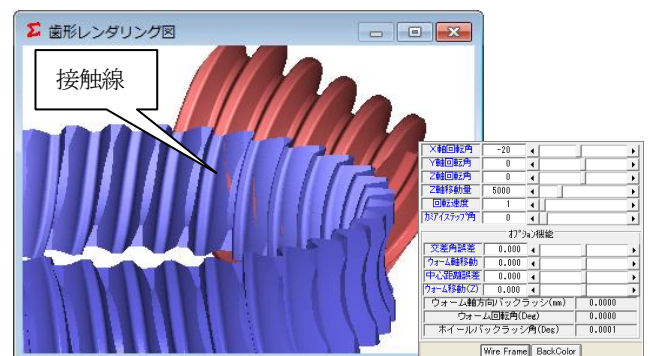


図 29.21 歯形レンダリング

[30] Taper and Crossed Gear Design System

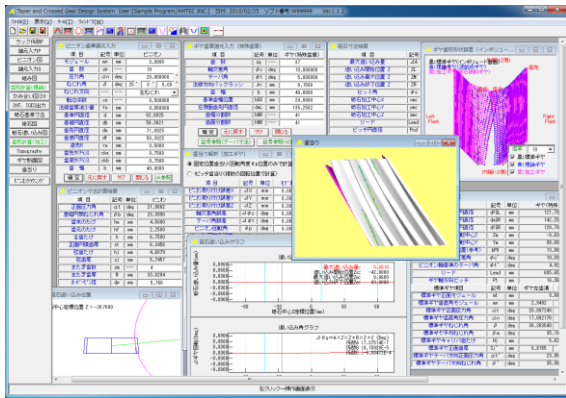


図 30.1 Taper and Crossed Gear

30.1 概要

「Taper and Crossed Gear Design System」は、平行軸歯車の組み合わせではなく、軸交差角を持つインボリュート歯車を設計するソフトウェアです。ピニオンは修整を与えない歯車であり、これに軸角を持つ相手歯車の理論歯形の生成と、ねじ状砥石で研削することを前提として、砥石歯形の決定および砥石の運動を決め研削後の歯形を解析します。そして、ピニオン歯形と研削後の歯形またはギヤの理論歯形をかみ合わせることで、かみ合い接触線や歯当たりを確認することができます。図 30.1 に全体画面を示します。

30.2 歯車諸元入力

図 30.2 に、歯車諸元(ピニオン)の入力画面を、図 30.3 にピニオンの歯形を示します。諸元入力は、円筒歯車と同じです。

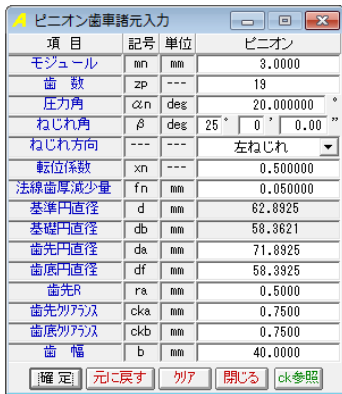


図 30.2 歯車諸元入力

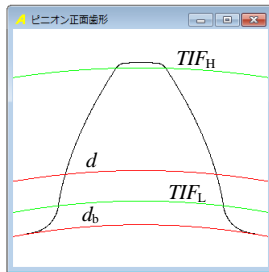


図 30.3 ピニオン歯形

30.3 ギヤ諸元の設定

図 30.4 に、ギヤ諸元の入力画面を示します。図 30.2 で与えたピニオンに、かみ合うギヤの諸元を設定します。ここで入力するバックラッシュは、一對歯車としてのバックラッシュです。図 30.3 で与えたピニオンの歯厚減少量を考慮してギヤの歯厚減少量を決定します。なお、入力諸元項目および基準歯幅位置は「記号参照」ボタンで確認することができます。

図 30.4 に、ギヤの歯形を決定する際に基準とする歯形分割数と歯幅分割数を示します。例題では歯形、歯幅ともに 41 分割とし

てピニオンとかみ合うギヤの理論歯形を計算します。

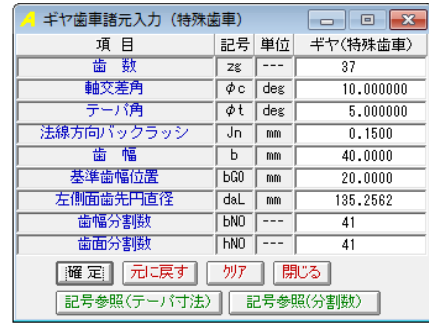


図 30.4 ギヤ歯車諸元入力

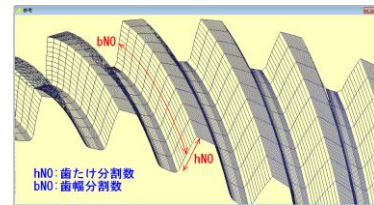
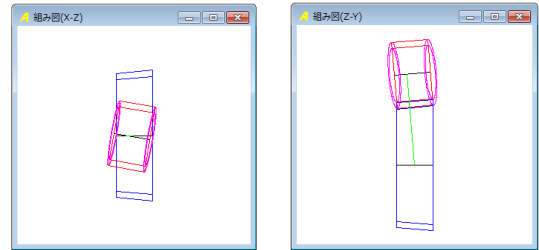


図 30.5 分割数

30.4 組み図

図 30.6 に歯車組図を示します。

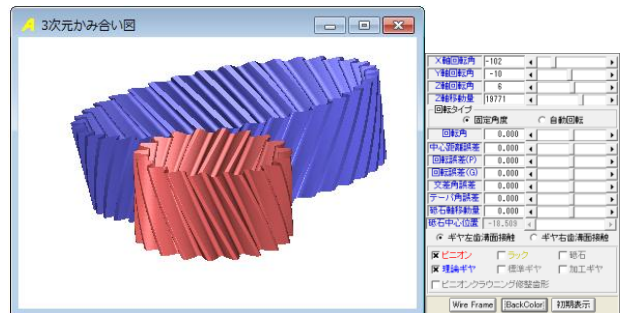


(a) X-Z 基準 (b) Z-Y 基準

図 30.6 組図

30.5 歯形レンダリング

図 30.7 に歯形レンダリング画面を示します。この画面のギヤの歯形は、理論歯形ですが、図 30.8 は研削後のギヤとピニオンのかみ合いです。図中に綺麗な接触線を確認することができます。表示画像は、コントロールフォームで回転角や観察位置を変更することができます。ねじ状砥石とギヤを研削している歯形レンダリング画面(図 30.9)では、ねじ状砥石とギヤの研削線を確認することができます。



ピニオンとギヤ(理論歯形)のかみ合い

図 30.7 歯形レンダリング 1

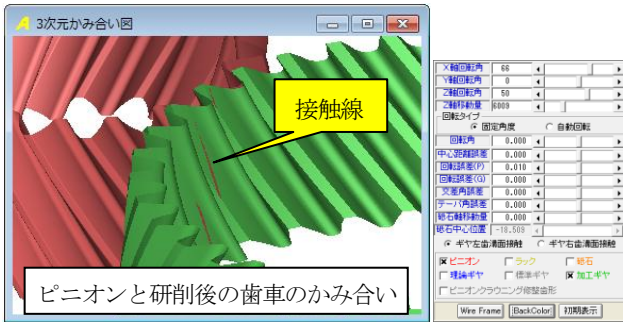


図 30.8 歯形レンダリング 2

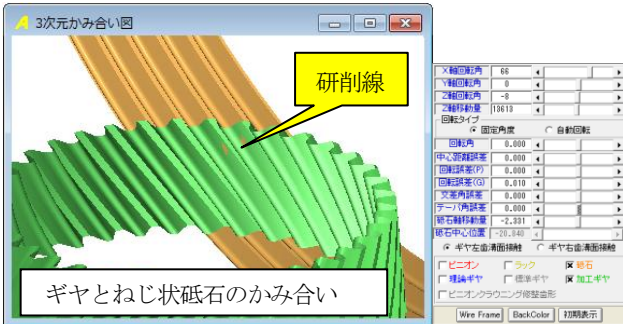


図 30.9 歯形レンダリング 3

30.6 砥石基準寸法入力

図 30.10 に、ねじ状砥石の設定画面を示します。ここでは、ねじ状砥石形状および加工基準を設定します。画面に示す「 Δ ギヤ回転」とは、ピニオン歯面とかみ合うギヤの歯面を研削する際、歯車（テーブル）に微小な回転調整を与える方法を採用することを意味します。また、砥石の追い込みは、歯車と砥石の軸間調整を行いギヤの歯面を仕上げます。

ピニオンにかみ合うギヤの理論歯形を、ねじ状砥石で研削するため図 30.10 の条件から砥石の歯形は図 30.11 に示す形状となり、砥石歯形は DXF ファイルで出力することができます。

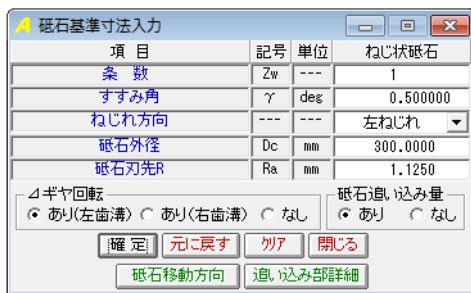


図 30.10 砥石設定

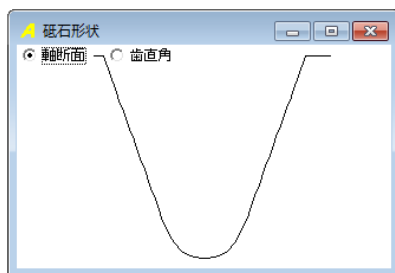


図 30.11 砥石歯形

30.7 砥石追い込み線図

図 30.12 に砥石の追い込み線図を示します。例題の場合、 Δ ギヤ回転（テーブル回転）と砥石と歯車の軸間調整を許可していますので両者の運動でギヤの歯面を仕上げます。また、図 30.12 の線図は、Z 方向位置（歯幅方向）が、-31.872mm のとき砥石追い込み量は、-0.0004mm でありテーブル規定の回転角に-0.0027(deg)を与え研削していることとなります。この線図と歯車および砥石の位置関係は、図 30.12 下方のスライドバーを移動することにより、図 30.13 のギヤと砥石の位置関係図で確認することができます。また、砥石の追い込み量とギヤの Δ 回転角は[CSV]ファイルに出力することができます。

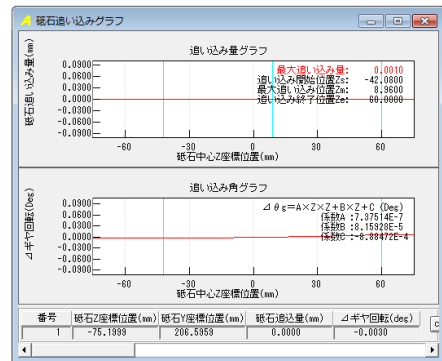


図 30.12 砥石追い込み線図

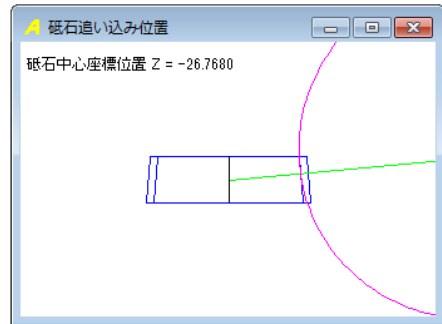


図 30.13 ギヤと砥石の位置関係

30.8 研削後の歯形

研削後の歯幅中央の歯形(No.21)を図 30.14 に示します。歯幅端部の歯形と、歯幅中央の歯形はわずかですが変化します。図 30.14 のピッチ円部を拡大すると理論歯形と加工後の歯形に 0.0044mm の差がありますが、理論歯形と研削後の歯形を重ねた図 30.15 に示すように両者の歯形は、ほぼ同じです。

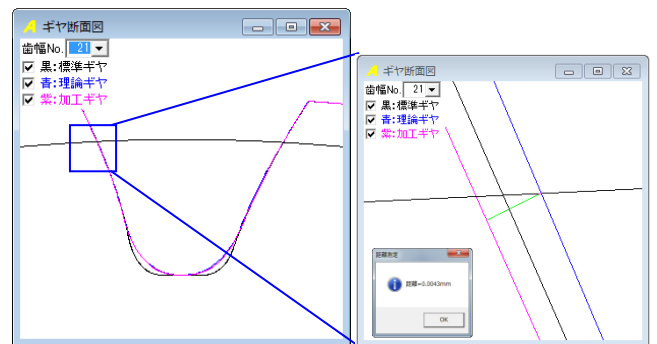


図 30.14 研削後の歯形と理論歯形(No.21)

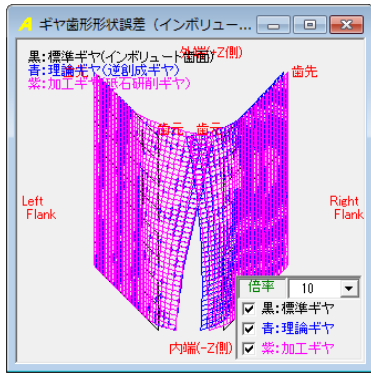


図 30.15 歯形(Topography)

	46	47	48	49	50	51	52	53
18	0.1031	0.0763	0.0564	0.0385	0.0232	0.0114	0.0048	0.0005
19	0.0808	0.0573	0.0387	0.0243	0.0127	0.0035	-0.0002	-0.0003
20	0.0598	0.0399	0.0231	0.0124	0.0045	-0.0009	-0.0028	0.0002
21	0.0407	0.0247	0.0116	0.0035	-0.0005	-0.0021	-0.0012	0.0050
22	0.0241	0.0123	0.0033	-0.0024	-0.0022	0.0004	0.0055	0.0141
23	0.0107	0.0033	-0.0011	-0.0030	0.0002	0.0072	0.0165	0.0282
24	0.0012	-0.0014	-0.0013	0.0015	0.0075	0.0190	0.0330	0.0492
25	-0.0023	-0.0012	0.0038	0.0115	0.0217	0.0367	0.0552	0.0760
26	-0.0002	0.0045	0.0150	0.0277	0.0428	0.0612	0.0845	0.1101
27	0.0088	0.0182	0.0323	0.0508	0.0711	0.0938	0.1212	0.1518

図 30.18 歯当たり解析(接触数値)

30.9 歯当たり

歯当たり解析の設定画面を図 30.16 に、歯当たり解析結果を図 30.17 に示します。そして図 30.18 に接触距離を色分布表示した画面を示します。例題歯車の場合、この歯当たり解析結果から、平行軸はすば歯車のように両端部まで接触線を確認することができます。

以上のように、ねじ状砥石を図 30.12 の線図に従って研削すると、平行軸はすば歯車のように長い接触線を持つテーパギヤを設計（製造）することができます。また、ギヤの理論歯形を金型で製造する方法でも良好な歯当たりを持つ歯車が得られます。

30.10 歯形出力

歯形出力は、砥石歯形、理論歯形(ピニオン、ギヤ)そしてねじ状砥石で研削したギヤの歯形を DXF または IGES ファイルで出力することができます。図 30.19 に、ねじ状砥石で研削した歯形を 3D-IGES 出力し CAD で作図した例を示します。

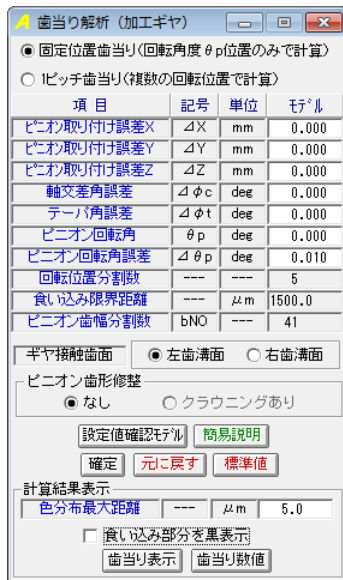


図 30.16 歯当たり解析(設定)

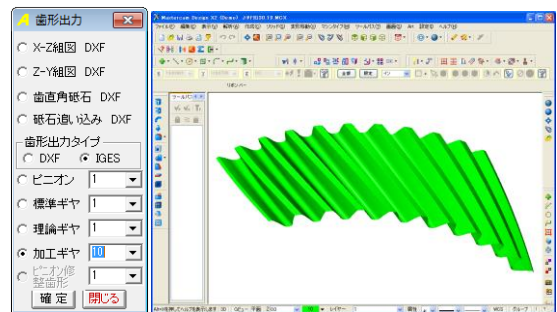
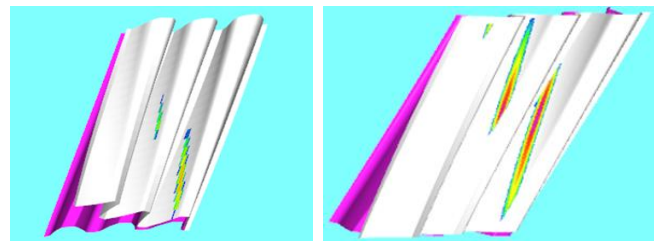


図 30.19 CAD 作図例(3D-IGES)

30.11 計算例

本ソフトウェアを用いて ASME DETC2003・PTG-48089 で発表された自動車用歯車（欧州メーカー）の歯当たりを検証すると図 30.20 のように B 社のほうが良好な歯当たりを有していることが解ります。



$m3, z1=27, z2=27, \alpha=20^\circ,$
 $\beta=28^\circ, \Sigma=8.0^\circ$

(a) A 社

$m2.5, z1=31, z2=29, \alpha=17.5^\circ,$
 $\beta=29.5^\circ, \Sigma=8.6^\circ$

(b) B 社

図 30.20 歯当たり確認

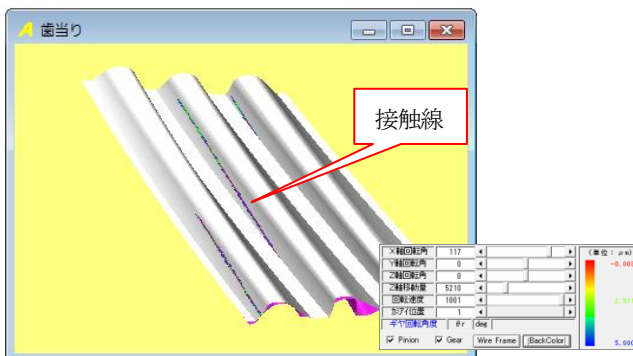


図 30.17 歯当たり解析(歯の接触)

[31] AGMA925-A03 ソフトウェア

Effect of Lubrication on Gear Surface Distress

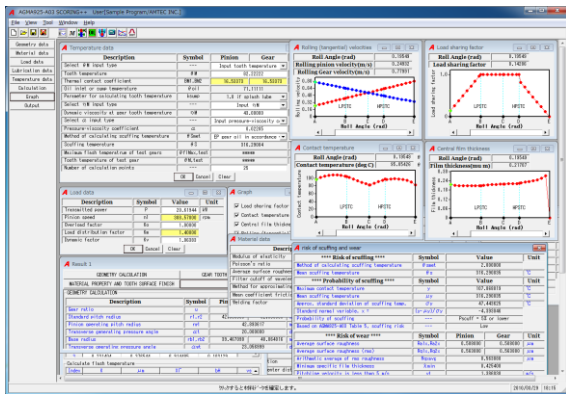


図 31.1 AGMA925-A03

31.4 荷重データ設定

図 31.4 に荷重データ設定画面を示します。

かみあいにおける伝達動力、回転数及び係数を設定します。

Description	Symbol	Value	Unit
Transmitted power	P	20.61944	kW
Pinion speed	n1	308.67000	rpm
Overload factor	Ko	1.00000	
Load distribution factor	Km	1.40000	
Dynamic factor	Kv	1.06383	

図 31.4 荷重データ設定

31.5 潤滑条件設定

図 31.5 に潤滑条件設定画面を示します。

歯車の潤滑条件として潤滑油の種類、ISO グレード番号を選択し設定します。

Description	Symbol	Value	Unit
Lubricant type	---	Mineral oil	
ISO viscosity grade number	---	460	
Kinematic viscosity at 40 deg C	ν_{40}	407.00000	mm ² /s
Temperature at which ν_{l1} was determined	θ_{l1}	40.00000	°C
Temperature at which ν_{l2} was determined	θ_{l2}	100.00000	°C
Dynamic viscosity at temperature θ_{l1}	η_{l1}	27.17018	mm ² /s
Dynamic viscosity at temperature θ_{l2}	η_{l2}	4.29418	mm ² /s
Parameter for calculating α	k	0.016471	
Parameter for calculating α	s	0.134800	

図 31.5 潤滑条件設定

31.1 概要

AGMA925-A03:2003:2003 の規格に基づいて歯車歯面損傷における潤滑効果を評価します。

(1)適用規格

「AGMA925-A03 Effect of Lubrication on Gear Surface Distress」

(2)歯車の種類

インボリュート平、はすば歯車 (外歯車, 内歯車)

31.2 歯車諸元入力

図 31.2 に歯車諸元入力の画面を示します。

歯車諸元入力は、AGMA925-A03 の [Annex A Flow chart for evaluating scuffing risk and oil film thickness] に基づいています。

Description	Symbol	Pinion	Gear	Unit
Input unit	---	SI		
Output unit	---	SI		
Gear type	---	External		
Driving member	---	Gear		
Normal module	m	4.00000		mm
Number of teeth	z_1, z_2	21	26	
Normal generating pressure angle	α_n	20.00000		deg
Helix angle	β	0.00000		deg
Helix direction	---	*****		
Operating center distance	a _w	96.00000		mm
Standard outside radius	ra_1, ra_2	46.57090	57.27700	mm
Face width	b	66.04000		mm
Profile modification	---	hi load		

図 31.2 歯車諸元入力

31.3 材料データ設定

図 31.3 に材料データ設定画面を示します。

使用する材料、ヤング率、ポアソン比、歯面粗さなどを設定します。

Description	Symbol	Pinion	Gear	Unit
Modulus of elasticity	E1, E2	206942.71880	206942.71880	N/mm ²
Poisson's ratio	ν_1, ν_2	0.30000	0.30000	
Average surface roughness at Lx	Ra1x, Ra2x	0.50800	0.50800	μ m
Filter cutoff of wavelength λ	Lx	0.80000		mm
Method for approximating mean coef. friction	μ_{met}	AGMA217.01[7] and Kelley[2]		
Mean coefficient friction, constant	$\mu_{m const}$	0.10900		
Welding factor	X _w	1.00000		

図 31.3 材料データ設定

31.6 温度条件設定

図 31.6 に温度条件設定画面を示します。

歯車の歯の温度、オイルの温度などの諸条件及び計算方式を設定します。

Description	Symbol	Pinion	Gear	Unit
Select #M input type	---	Input tooth temperature		
Tooth temperature	#M	82.22222		°C
Thermal contact coefficient	BH1, BH2	16.83873	16.53973	N/(mm ² ·°K)
Oil inlet or case temperature	θ_{oil}	71.11111		°C
Parameter for calculating tooth temperature	ks _{tap}	1.0 if splash lube		
Select #M input type	---	Input η_{m1}		
Dynamic viscosity at gear tooth temperature	η_{m1}	43.00000		mPa·s
Select α input type	---	Input pressure-viscosity α		
Pressure-viscosity coefficient	α	0.02285		mm ² /N
Method of calculating scuffing temperature	θ_{Smet}	EP gear oil in accordance		
Scuffing temperature	θ_{Smet}	316.28884		°C
Minimum flash temperature of test gears	$\theta_{fl, test}$	seuss		°C
Tooth temperature of test gear	#N, test	seuss		°C
Number of calculation points	---	25		

図 31.6 温度条件設定

31.7 計算結果 1(Geometry)

図 31.7 に Geometry 計算結果を示します。

Description	Symbol	Pinion	Gear	Unit
Gear ratio	u	1.238935		
Standard pitch radius	r_1, r_2	42.000000	62.000000	mm
Pinion operating pitch radius	r_{w1}	42.893617		mm
Transverse generating pressure angle	α_t	20.000000		deg
Base radius	r_{b1}, r_{b2}	99.467698	49.584018	mm
Transverse operating pressure angle	α_{bt}	9.358393		deg
Transverse base pitch	p_{bt}	11.389526		mm
Normal base pitch	p_{bn}	11.809526		mm
Axial pitch	p_x	12.566371		mm
Base helix angle	β_b	0.000000		deg
Operating helix angle	β_w	0.000000		deg
Normal operating pressure angle	α_{wn}	23.985393		deg
Distance along line of action - Point A	OA	9.735680		mm
Distance along line of action - Point B	OB	12.313584		mm
Distance along line of action - Point C	OC	16.789142		mm
Distance along line of action - Point D	OD	18.524126		mm
Distance along line of action - Point E	OE	24.722469		mm
Distance along line of action - Point F	OF	37.588080		mm
Active length of line of action	Z	17.068810		mm
Transverse contact ratio	α_c	1.448214		
Fractional part of α_c	$\alpha_c \beta$	0.000000		
Acial contact ratio	$\alpha_c \beta$	0.000000		
Fractional part of $\alpha_c \beta$	$\alpha_c \beta$	0.000000		
Minimum contact length	L _{min}	88.040000		mm

図 31.7 Geometry の計算結果

31.8 計算結果 1(Gear tooth velocity and loads)

図 31.8 に Gear tooth velocity and load 計算結果を示します。

Description	Symbol	Pinion	Gear	Unit
Angular velocity	ω_1, ω_2	32.313375	26.059264	rad/s
Operating pitch line velocity	v_t		1.386038	m/s
Nominal tangential load	F_{tnom}	14876.538066		N
Combined derating factor	K_D		1.489362	
Actual tangential load	F_t	22156.550486		N
Normal operating load	F_{mn}	24980.176897		N
Normal unit load	w		354.530288	N/mm

図 31.8 Gear tooth velocity and load 計算結果

31.9 計算結果 1(Material property and tooth surface finish)

図 31.9 に Material property and tooth surface finish 計算結果を示します。

Description	Symbol	Value	Unit
Reduced modulus of elasticity	E_r	227293.630939	N/mm ²
Average of pinion and gear average roughness	R_{avg}	0.509000	μm
Surface roughness constant	C_{Ravg}	1.816720	
Composite surface roughness at filter cutoff	σ_x	0.718420	μm

図 31.9 Material property and tooth surface finish

31.10 計算結果 2

図 31.10 に計算結果 2 を示します。

各かみ合い点における Load sharing ratio, Flash temperature および Film thickness の数値を表で出力します。

Index	ϕ (rad)	X_f	ρ_n (mm)	bH
A	0.195495	0.142857	8.132262	0.059822
B	0.327206	1.000000	8.478328	0.186102
C	0.425648	1.000000	8.293143	0.194840
D	0.494694	1.000000	8.385537	0.195806
E	0.626406	0.000000	8.466326	0.000000
1	0.195495	0.142857	8.132262	0.059822
2	0.213449	0.253701	8.536689	0.083275
3	0.921404	0.926444	8.414405	0.102194

Index	K	μm	X_f	bH	vs
A	0.800000	0.103003	0.142857	0.059822	0.1
B	0.800000	0.103003	1.000000	0.186102	0.1

Index	U	W	Hc	hc (μm)
A	1.507561e-11	0.000037	3.539779e-05	0.217080
B	1.184300e-11	0.000189	2.458782e-05	0.208464

図 31.10 計算結果 2

31.11 グラフ(Load sharing factor)

図 31.11 にグラフ(Load sharing factor)を示します。

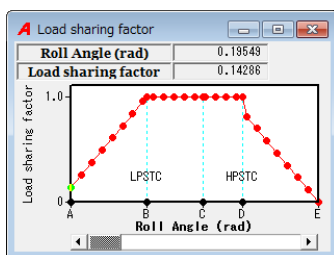


図 31.11 Load sharing factor

31.12 グラフ(Contact temperature)

図 31.12 にグラフ(Contact temperature)を示します。

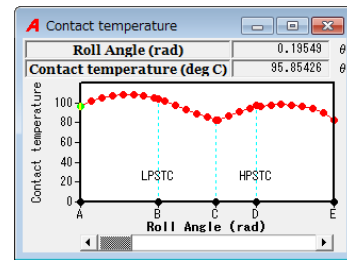


図 31.12 Contact temperature

31.13 グラフ(Central film thickness)

図 31.13 にグラフ(Central film thickness)を示します。

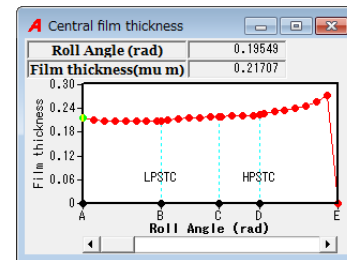


図 31.13 Central film thickness

31.14 グラフ(Rolling velocities)

図 31.14 にグラフ(Rolling velocities)を示します。

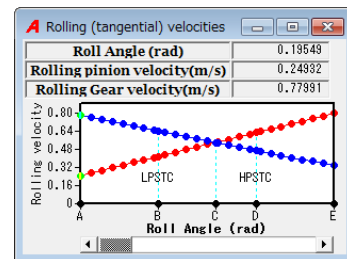


図 31.14 Rolling velocities

31.15 計算結果(Scuffing と摩耗の確率)

図 31.15 に Scuffing と摩耗の確率を示します。

Symbol	Value	Unit
θ_{smet}	2.000000	
Mean scuffing temperature	316.230835	$^{\circ}\text{C}$
Maximum contact temperature	107.858819	$^{\circ}\text{C}$
Mean scuffing temperature	316.230835	$^{\circ}\text{C}$
Approx. standard deviation of scuffing temp.	47.448625	$^{\circ}\text{C}$
Standard normal variable, x =	-4.393048	
Probability of scuffing	---	$P_{scuff} = 5\%$ or lower
Based on AGMA325-A03 Table 6, scuffing risk	---	Low
Average surface roughness	0.509000	μm
Average surface roughness (rms)	0.563880	μm
Arithmetic average of rms roughness	0.563880	
Minimum specific film thickness	0.425408	
Pitchline velocity is less than 5 m/s	1.386038	m/s
Mean min. specific film thk. (eq. 110)	0.215958	
Std. dev. of min. spec. film thk. (eq. 111)	0.112623	
Minimum specific film thickness	0.425408	
Mean minimum specific film thickness	0.215958	
Standard deviation of the min. specific film	0.112623	
Standard normal variable, x =	1.859753	
Probability of wear	---	$P_{wear} = 5\%$ or lower

図 31.15 Scuffing と摩耗の確率

※表示桁数は、規格に準じています。

[32] 正弦歯形歯車設計ソフトウェア

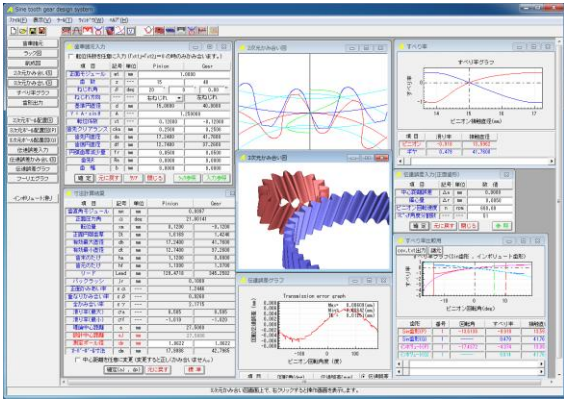


図 32.1 正弦歯形歯車設計ソフトウェア

32.1 概要

古くからポンプギヤ用として提案されてきた正弦曲線で構成される歯形を基準ラックとする歯車（以下、正弦歯形歯車）は、インボリュート歯車に比べすべり率が小さいため動力損失が小さくなる。そのため、かみ合い時の摩擦発熱量が減少し、歯の温度上昇も抑えられると考えることができる。このことから、プラスチック歯車の温度上昇に伴うプラスチック材料の許容曲げ応力の低下も小さくなりプラスチック歯車の負荷容量も大きくなると期待できる。

また、正弦歯形歯車のかみ合いは、インボリュート歯車に比べ、かみ合い点における相対曲率が小さく、歯の幾何形状についても危険断面における歯厚が大きいことなどから歯面接触応力、歯元曲げ応力の低下をもたらす、負荷容量増加に有利に働くことも期待できます。以上の理由により用途によっては有効な歯形であると考えています。

32.2 歯車の種類と歯形

- (1) 歯車の種類 : 外歯車（平歯車およびはすば歯車）
- (2) 歯形 : 正弦曲線歯形

32.3 基準ラック

正弦歯形歯車の基準ラックを図 32.2 に示します。基準ラックの歯溝を切れ刃とするカウンタラック（ホブ等）が創成する歯形を歯数毎に求めることができ、このカウンタラックによって創成した正面歯形を基に成形研削も容易に可能です。

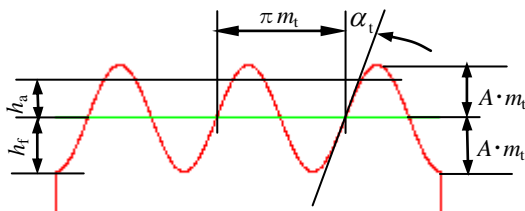


図 32.2 基準ラック（正面）

32.4 歯車諸元入力

図 32.3 に、歯車諸元の入力画面を示します。正弦歯形歯車の転位係数の和は常に 0 でなければなりません。

歯車諸元入力				
<input type="checkbox"/> 転位係数を任意に入力 (x1+x2=0 の時のみかみ合います。)				
項目	記号	単位	Pinion	Gear
正面モジュール	m	mm	1.0000	
歯数	z	---	15	40
ねじれ角	β	deg	20°	0°
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ
基準円直径	d	mm	15.0000	40.0000
$Y = A \cdot \sin \theta$	A	---	1.250000	
転位係数	xt	---	0.12000	-0.12000
歯先クリアランス	cka	mm	0.2500	0.2500
歯先円直径	da	mm	17.2400	41.7600
歯底円直径	df	mm	12.7400	37.2600
円弧歯厚減少量	fr	mm	0.0500	0.0500
歯先 R	Ra	mm	0.0000	0.0000
歯幅	b	mm	8.0000	8.0000

図 32.3 歯車諸元

32.5 歯車寸法

歯車寸法、かみ合い率、すべり率の計算結果を図 32.4 に示します。正弦歯形歯車のような非インボリュート歯車は、理論中心距離でのみ正しくかみ合いますが、本ソフトウェアでは故意に中心距離を変更することもできます。

寸法計算結果				
項目	記号	単位	Pinion	Gear
歯角モジュール	mn	mm	0.9397	
正面圧力角	α	deg	21.80141	
転位量	xm	mm	0.12000	-0.12000
正面円弧歯厚	st	mm	1.8169	1.4248
有効最大直径	dh	mm	17.2400	41.7600
有効最小直径	dt	mm	12.7400	37.2600
歯先のたけ	ha	mm	1.1200	0.8800
歯元のたけ	hf	mm	1.1300	1.3700
リード	Lead	mm	129.4718	345.2582
バックラッシュ	jr	mm	0.1000	
正面かみ合い率	$\epsilon \alpha$	---	1.2448	
重なりかみ合い率	$\epsilon \beta$	---	0.9268	
全かみ合い率	$\epsilon \gamma$	---	2.1715	
滑り率(最大)	σa	---	0.505	0.505
滑り率(最小)	σf	---	-1.019	-1.020
理論中心距離	a	mm	27.5000	
設計中心距離	aJ	mm	27.5000	
測定ボール径	dp	mm	1.8622	1.8622
オガチ寸法	dm	mm	17.9986	42.7865

図 32.4 歯車寸法

32.6 歯形

図 32.5 に正弦歯形歯車のかみ合いを示します。インボリュート歯車の場合、接触線は直線となりますが、正弦歯形歯車の接触線は S 字線となります。そのため、かみ合い始めの点 p からかみ合い終わりの点 q までが、かみ合い角度となります。従って、インボリュート歯車の場合、相手歯車の歯数が多くなるとかみ合い率は増加しますが、正弦歯形歯車のかみ合い率は、大きな増加はありません。図 32.6 の歯形レンダリングの歯面中央に接触線を確認することができます。また、図 32.7 および図 32.8 に CAD 作図例を示します。

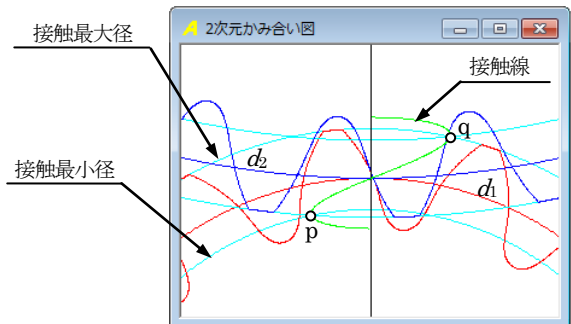


図 32.5 歯形

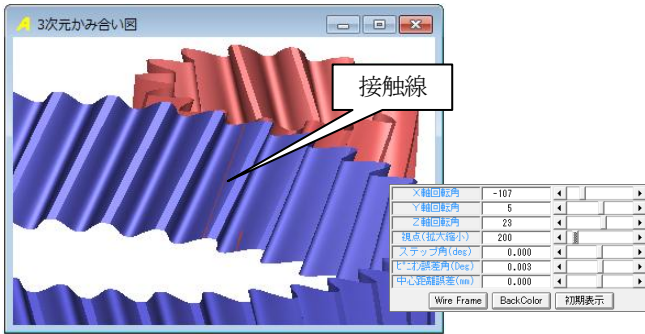


図 32.6 歯形レンダリング

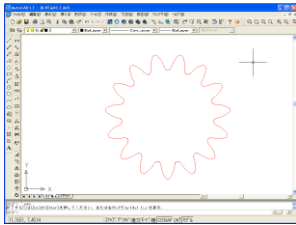


図 32.7 CAD 作図例(DXF)

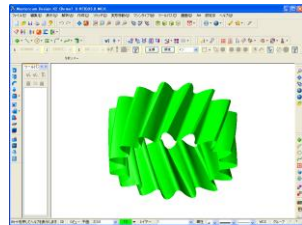


図 32.8 CAD 作図例(3D-IGES)

32.7 すべり率

図 32.9 に正弦歯形歯車のすべり率を、図 32.10 にインボリュート歯車のすべり率と正弦歯形歯車のすべり率を重ね合わせた図を示します。ただし、インボリュート歯車の諸元は正弦歯形歯車と同じとしています。

図 32.10 より、正弦歯形歯車(ピニオン)のすべり面積は、インボリュートに比べ 1/3.5 と小さく、正弦歯形歯車(ギヤ)のすべり面積は、1/1.90 と小さいことが解ります。

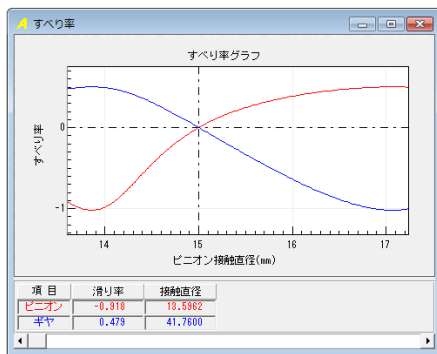


図 32.9 正弦歯形歯車のすべり率

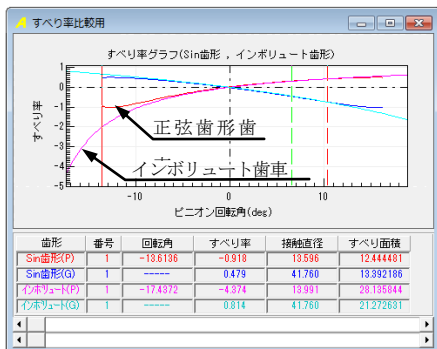


図 32.10 インボリュート歯車と正弦歯形歯車のすべり率

表 32.1 すべり面積

	最大すべり率	すべり面積
正弦歯形歯車(P)	-0.918	12.4
正弦歯形歯車(G)	0.479	13.4
インボリュート歯車(P)	-10.1	43.4
インボリュート歯車(G)	0.910	25.7

32.8 かみ合い率の変化

インボリュート歯車(図 32.11)と正弦歯形歯車(図 32.12)のかみ合い率の変化を示します。ピニオンの歯数を 18 に固定してギヤの歯数を 18,25,30,50,100 と変化させたときのかみ合い率を図 32.13 および表 32.2 に示します。その結果、インボリュート歯車は、ギヤ歯数が増加するとともにかみ合い率も大きくなりますが、正弦歯形歯車は、ほとんど変化がありません。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	m	mm	1.00000	1.00000
歯数	z		18	18
圧力角	α_n	deg	20.00000	20.00000
ねじれ角	β	deg	0	0
ねじれ方向			0	0
転位係数	xn			
中心距離	a	mm	0.00000	0.00000
法線歯厚減少量	fn	mm	18.00000	0.00000
歯幅	b	mm	0.00000	0.00000
歯先円半径	ra	mm	0.00000	0.00000
歯先円直径	da	mm	8.00000	8.00000
歯根円直径	df	mm	20.00000	20.00000
歯根歯厚減少量	fr	mm	15.50000	15.50000
測定ピッチ	dp	mm	1.781	1.781
歯先R	ra	mm	0.00000	0.00000

図 32.11 インボリュート

項目	記号	単位	Pinion	Gear
正面モジュール	mt	mm	1.0000	1.0000
歯数	z		18	18
ねじれ角	β	deg	0	0
ねじれ方向			0	0
ピッチ円直径	d	mm	18.0000	18.0000
$Y = A \cdot \sin \theta$	A			1.250000
転位係数	xt		0.0000	0.0000
歯先クリアランス	cka	mm	0.2500	0.2500
歯先円直径	dka	mm	20.0000	20.0000
歯根円直径	df	mm	18.0000	18.0000
歯根歯厚減少量	fr	mm	0.0500	0.0500
歯先R	Ra	mm	0.0000	0.0000
歯幅	b	mm	0.0000	0.0000

図 32.12 正弦歯形歯車

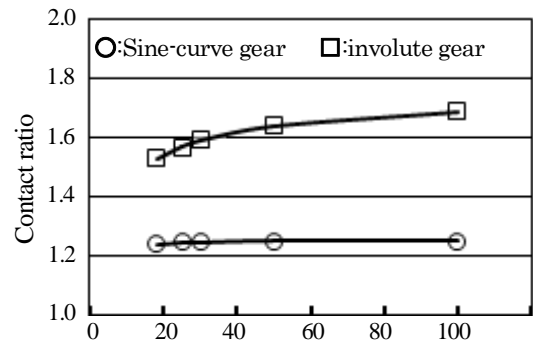


図 32.13 かみ合い率の変化

表 32.2 かみ合い率

z_1	z_2	a	$\epsilon_\alpha(\text{Involut}\theta)$	$\epsilon_\alpha(\text{Sine})$
18	18	18.000	1.5298	1.2422
18	25	21.500	1.5707	1.2473
18	30	24.000	1.5916	1.2487
18	50	34.000	1.6422	1.2498
18	100	59.000	1.6911	1.2498

32.9 さいごに

正弦曲線歯車の正面かみ合い率は、インボリュート歯車に比して小さいが、すべり率がインボリュート歯車より小さいため発熱量の低下と効率向上が期待できます。

◆プラスチック歯車 ($m1, z48$) の実験例では同諸元のインボリュート歯車に比して効率が 0.37% 向上した。詳細は、付録[E]をご覧ください。

[33] ピン&ラックソフトウェア

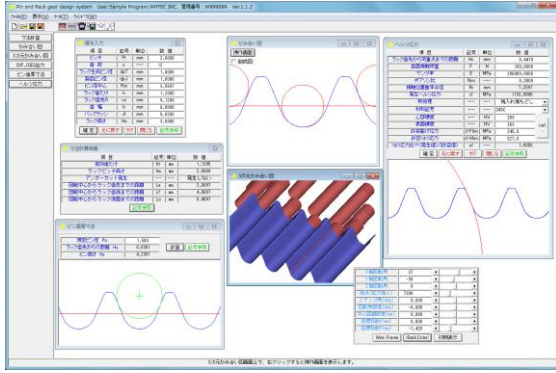


図 33.1 ピン&ラックソフトウェア

33.1 概要

ラック&ピニオンは、カタログ[19]のVGRラック、[26]のCGRラック、[41]に示す一般ラックがありますが、本ソフトウェアは、ピニオンをピン歯車としてかみ合うラックを生成することができます。図 33.2 に示す入力画面でラック歯形生成用ピン径と製品ピン径を同じとすることでバックラッシをゼロとするラックを得ることができます。

33.2 歯車諸元入力

図 33.2 に、歯車諸元の入力画面を示します。また、図 33.3 に寸法を、図 33.4 に記号の補助画面を示します。

項目	記号	単位	数値
ピッチ	Pt	mm	2.0000
歯数	z	---	12
ラック生成ピン径	dpT	mm	1.0000
製品ピン径	dpJ	mm	1.0000
ピン径中心	Rm	mm	3.5697
ラック歯たけ	h	mm	1.2000
ラック歯先R	ra	mm	0.1200
歯幅	b	mm	6.0000
バックラッシ	Jt	mm	0.0200
ラック高さ	Ho	mm	3.6000

図 33.2 歯車諸元

項目	記号	単位	数値
有効歯たけ	ht	mm	1.1295
ラックピッチ高さ	hm	mm	2.3000
アンダーカット発生	---	---	発生しない
回転中心からラック歯先までの距離	La	mm	2.8697
回転中心からラック歯底までの距離	Lf	mm	4.0697
回転中心からラック底面までの距離	Lo	mm	6.4697

図 33.3 歯車寸法

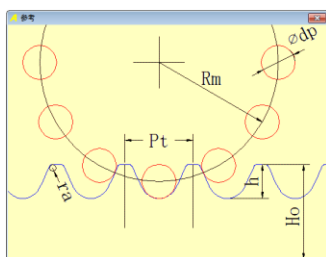


図 33.4 記号

33.3 歯形

図 33.2 でバックラッシを与えていますので図 33.5 では図中の右側のピンのみ接触しています。また、図 33.6 にラックのピン寸法を示します。

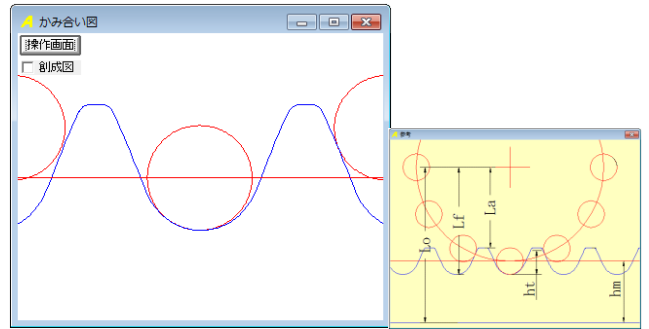


図 33.5 歯形

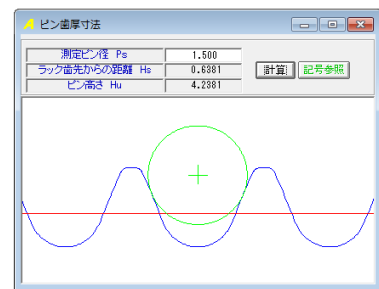


図 33.6 ピン寸法

33.4 強度計算

図 33.7 に強度結果を示します。

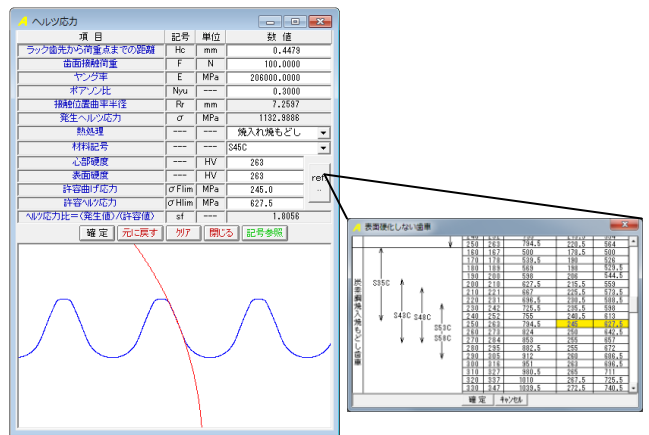


図 33.7 強度結果

33.5 CAD 作図例

図 33.8 にファイル出力設定を、図 33.9 に CAD 作図例を示します。

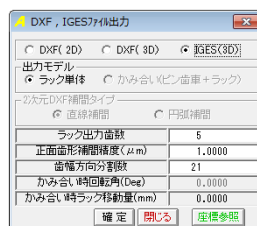


図 33.8 ファイル出力

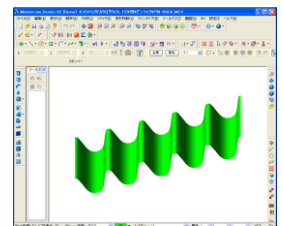


図 33.9 CAD 作図例

[34] Hyp-Trochoid Gear Design System

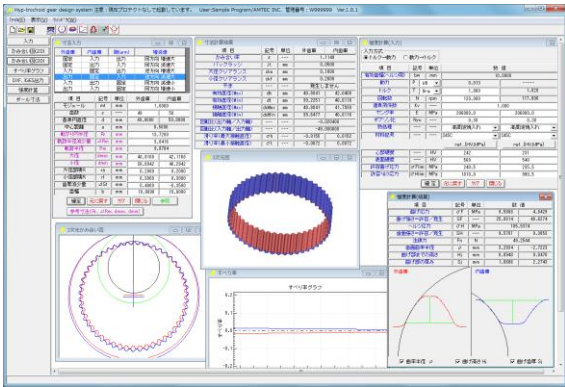


図34.1 Hyp-Trochoid Gear Design System

34.1 概要

「Hyp-Trochoid Gear Design System」は、トロコイド曲線歯車(外歯車×内歯車)を設計するソフトウェアです。かみ合い率はインボリュート歯形に比して数倍あり、歯形設計、歯のかみ合いを計算することができます。この歯車の歯形はトロコイド曲線であるため、すべり率はインボリュート歯形に比べて小さく、且つ、ほぼ一定であるため動力損失の低減に有効です。また、本例(図 34.3)のようにピニオンを自公転させてかみ合う歯車とすれば、1 対の歯車で高減速比(本例 $i=1/49$)とすることができます。

34.2 設計・歯形

内転トロコイド歯形を図 34.2 の考え方で生成します。ピッチ円半径 (R_p) に接しながら滑りなく転がり円半径 (R_r) を回転させ、運動する軌跡半径 (R_m) 上の 1 点が描く軌跡を歯形座標としています。なお、 $R_m=R_r$ とすると、内転サイクロイド曲線です。

歯数差を小さく(1~2 歯差)してピニオン(外歯車)の自公転を利用して速比を大きくすることができます。しかし、かみ合い率を 1 以上とする設計とするための数値を直接入力することは非常に困難であるため、本ソフトウェアではモジュールと歯数の入力後、かみ合い率を基準にして設計基準値を表示する機能を有しています。

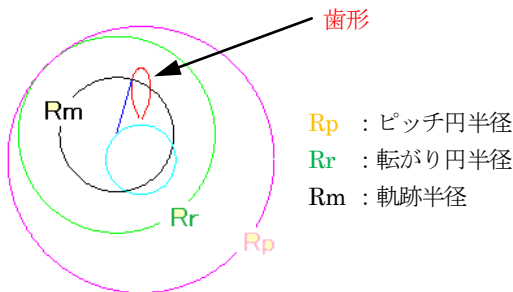


図 34.2 内転トロコイド歯形

34.3 寸法設定

本例では、ピニオンを自公転させてかみ合う歯形の生成例を示します。図 34.3 上部の青抜き枠の組み合わせ(外歯車;出力, 内歯車;固定, 腕;入力)として、モジュール 1, 外歯車歯数 ($z_1=49$), 内歯車歯数 ($z_2=50$) としたとき、かみ合い率を満足させ、且つ、

内転トロコイド歯形の転がり円半径 (R_r) や軌跡半径 (R_m) を設定する場合、図 34.3 でモジュール、歯数入力後、

参考寸法($R_r, \Delta R_m, d_{max}, d_{min}$)

により設計基準値を決定することができます。図 34.4 は、最小かみ合い率を 1.50 としたときの組み合わせであり、この中から 10 番目の寸法を選択すると紫色の項目は、図 34.5 に示す値となります。



図 34.3 寸法設定

番号	転がり円半径	軌跡半径減少量	軌跡半径	大径	小径	大径部丸み	小径部丸み	歯厚減少量	歯幅	かみ合い率
1	21.9999	2.7627	2.2373	41.0007	49.9997	40.2007	40.2007	40.2007	1.0000	1.5000
2	19.2000	2.7624	2.2376	41.0112	49.9888	40.2112	40.2112	40.2112	1.0000	1.5000
3	16.4000	2.7621	2.2379	41.0217	49.9779	40.2217	40.2217	40.2217	1.0000	1.5000
4	13.6000	2.7618	2.2382	41.0322	49.9670	40.2322	40.2322	40.2322	1.0000	1.5000
5	10.8000	2.7615	2.2385	41.0427	49.9561	40.2427	40.2427	40.2427	1.0000	1.5000
6	8.0000	2.7612	2.2388	41.0532	49.9452	40.2532	40.2532	40.2532	1.0000	1.5000
7	5.2000	2.7609	2.2391	41.0637	49.9343	40.2637	40.2637	40.2637	1.0000	1.5000
8	2.4000	2.7606	2.2394	41.0742	49.9234	40.2742	40.2742	40.2742	1.0000	1.5000
9	0.0000	2.7603	2.2397	41.0847	49.9125	40.2847	40.2847	40.2847	1.0000	1.5000
10	-2.8000	2.7600	2.2400	41.0952	49.9016	40.2952	40.2952	40.2952	1.0000	1.5000
11	-5.6000	2.7597	2.2403	41.1057	49.8907	40.3057	40.3057	40.3057	1.0000	1.5000
12	-8.4000	2.7594	2.2406	41.1162	49.8798	40.3162	40.3162	40.3162	1.0000	1.5000
13	-11.2000	2.7591	2.2409	41.1267	49.8689	40.3267	40.3267	40.3267	1.0000	1.5000
14	-14.0000	2.7588	2.2412	41.1372	49.8580	40.3372	40.3372	40.3372	1.0000	1.5000
15	-16.8000	2.7585	2.2415	41.1477	49.8471	40.3477	40.3477	40.3477	1.0000	1.5000
16	-19.6000	2.7582	2.2418	41.1582	49.8362	40.3582	40.3582	40.3582	1.0000	1.5000
17	-22.4000	2.7579	2.2421	41.1687	49.8253	40.3687	40.3687	40.3687	1.0000	1.5000
18	-25.2000	2.7576	2.2424	41.1792	49.8144	40.3792	40.3792	40.3792	1.0000	1.5000
19	-28.0000	2.7573	2.2427	41.1897	49.8035	40.3897	40.3897	40.3897	1.0000	1.5000
20	-30.8000	2.7570	2.2430	41.2002	49.7926	40.4002	40.4002	40.4002	1.0000	1.5000

図 34.4 寸法一覧



図 34.5 寸法設定

図 34.5 の大径部丸み半径 (r_a) や小径部の丸み半径 (r_f) そして歯厚減少量 (ΔSt) を与えることにより歯形や各部寸法が決まります。その結果を図 34.6 に示しますが、 $r_a=0.2\text{mm}$, $r_f=0.3\text{mm}$ とすることでかみ合い率は $\epsilon=1.115$ に低下していることが解ります。

また、外歯車の歯厚を小さく (0.40mm) し、内歯車の歯厚を大きく (0.35mm) してバックラッシュ $j=0.05\text{mm}$ を与えています。また、回転比 (本例の場合 1/49) を表示します。

項目	記号	単位	外歯車	内歯車
かみ合い率	ε	---		1.1149
バックラッシュ	j	mm		0.0500
大径クリアランス	cka	mm		0.1000
小径クリアランス	ckf	mm		0.2000
干渉	---	---	発生しません	
有効直径(Max)	dh	mm	40.8041	42.0406
有効直径(Min)	dt	mm	39.2251	40.6116
接触直径(Max)	$dcMax$	mm	40.8041	41.7930
接触直径(Min)	$dcMin$	mm	39.6477	40.6116
回転比(出力軸/入力軸)	---	---	-0.020408	
回転比(入力軸/出力軸)	---	---	-49.000000	
滑り率(最大接触直径)	σ_h	---	-0.0155	0.0152
滑り率(最小接触直径)	σ_t	---	-0.0072	0.0072

図 34.6 寸法計算結果

図 34.11 および図 34.12 に歯形レンダリングを示します。この図では図 34.3 で設定した歯車の組み合わせに応じて歯車が回転します。また、図 34.12 に示すように接触線を観察することができます。

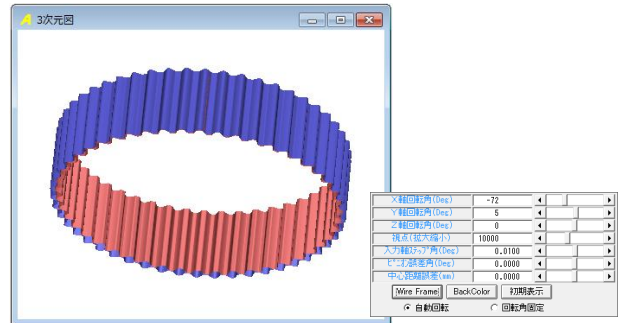


図 34.11 歯形レンダリング 1

34.4 歯形図

図 34.5 で設定した歯車諸元に基づき内転トロコイド歯形を生成し図 34.7 のように作図します。図 34.8 は、図 34.7 のかみ合い部 (A) の拡大図であり、図 34.9 は同じく B の拡大図です。

かみ合い図 (2D) では、図 34.10 のように距離計測をすることができます (本例では歯先間距離が 0.15mm)。

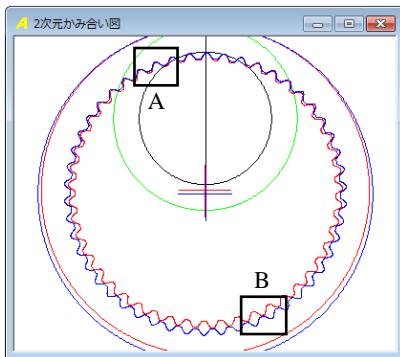


図 34.7 かみ合い (2D)

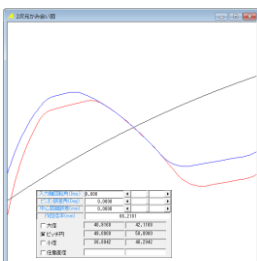


図 34.8 かみ合い (A)

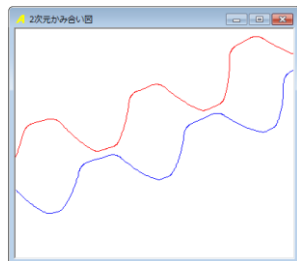


図 34.9 かみ合い (B)

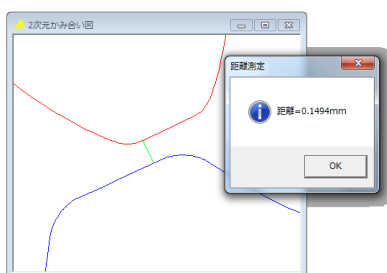


図 34.10 かみ合い (距離計測)

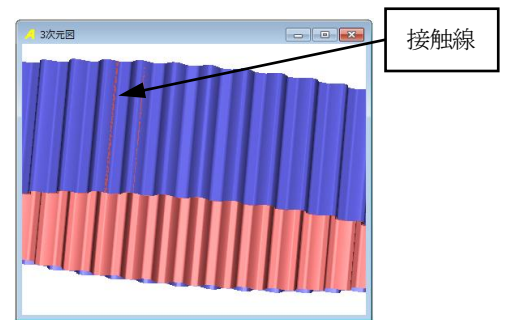


図 34.12 歯形レンダリング 2

34.5 オーバーボール寸法

生成した歯形の管理のためオーバーボール (ビットイン) 寸法を図 34.13 および図 34.14 のように計算することができます。

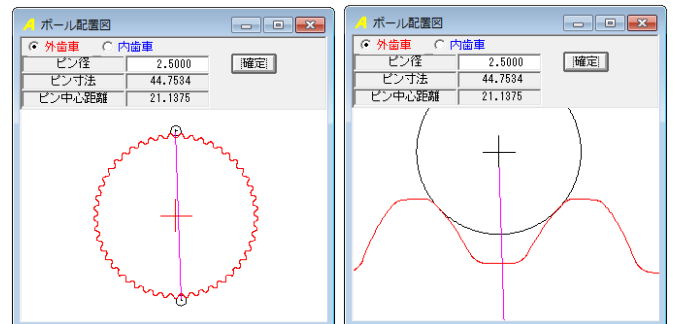


図 34.13 オーバーボール寸法 (外歯車)

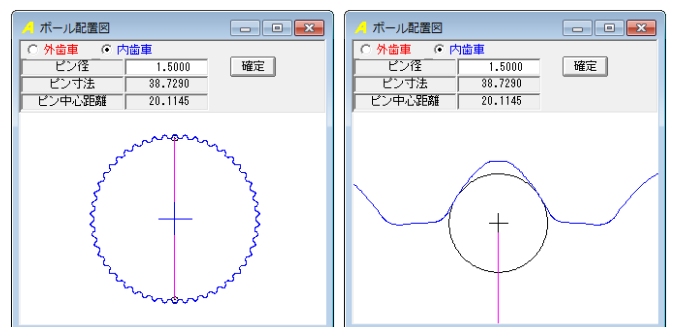


図 34.14 オーバーボール寸法 (内歯車)

34.6 すべり率

本例の内転トロコイド歯形のすべり率は、図 34.6 の寸法計算

結果に示すように最大接触直径では $\sigma_h=0.0152$ であり、最小接触直径では $\sigma_c=0.0072$ ですが、歯形位置（直径）におけるすべり率の変化は、図 34.15 で知ることができます。この図から本例の内転トロコイド歯形のすべり率は、ほぼ一定であることが解ります。

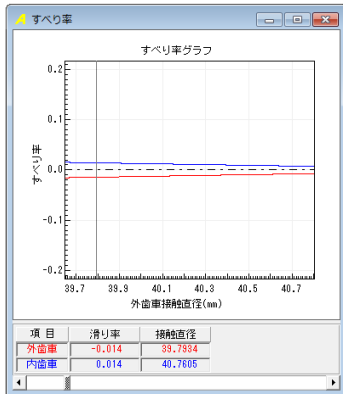


図 34.15 すべり率

34.7 強度計算

強度計算は、図 34.16 に示す強度設定画面でトルク、回転速度、過負荷係数等を入力します。材料の許容応力は、直接入力するか、または、図 34.16 の材料選択表を用いて設定することができます。

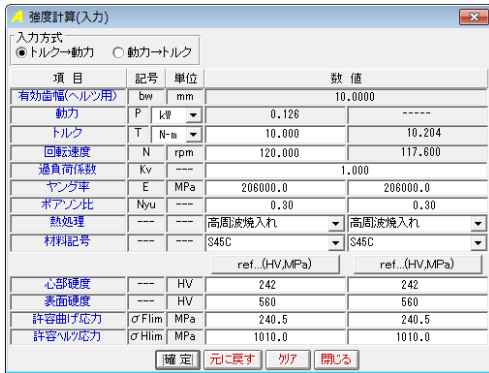


図 34.16 強度設定

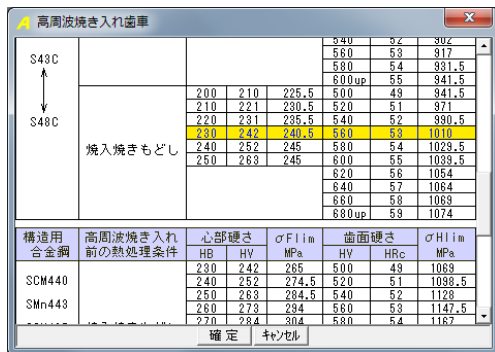


図 34.16 材料選択

歯の曲げ強さは、歯たけ中央位置における歯形の曲率半径を基本とします。また、最弱断面歯厚は 30 度接線法（内歯は 60 度接線法）により決定し、歯先に荷重が作用するものとして歯元に発生する応力を計算します。さらに、曲率半径、曲げ高さそして最弱断面歯厚は、図 34.17 の歯形図で確認することができます。

歯面強さも曲げ強さと同様に歯たけの中央位置における歯形の曲率半径を基本とし、発生ヘルツ応力を計算します。

曲げ強さおよび歯面強さは、材料の許容応力と発生する応力の比としています。図 34.17 に強度計算結果例を示します。

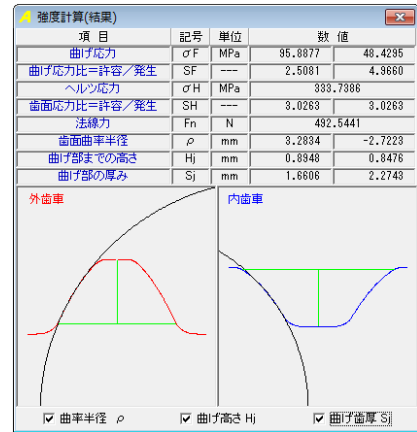


図 34.17 強度計算結果

34.8 歯形出力

生成した歯形は、CAD データとして出力することができます。図 34.18 の歯形出力機能により出力した CAD データの作図例を図 34.19~34.20 に示します。

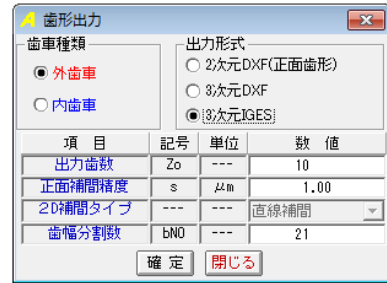
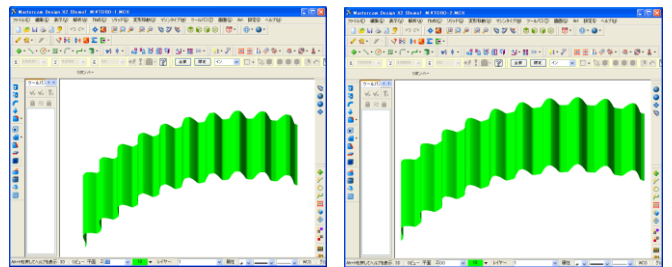
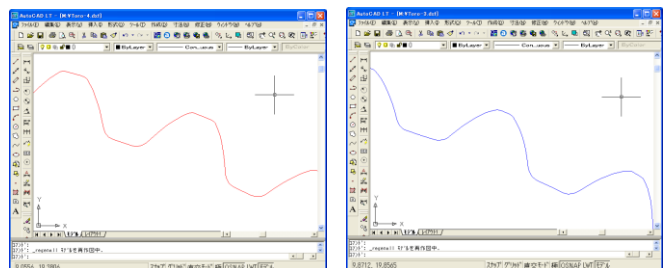


図 34.18 歯形出力



(a) 外歯車 (b) 内歯車

図 34.19 CAD 作図例(3D)



(a) 外歯車 (b) 内歯車

図 34.20 CAD 作図例(2D)

[35] K-H-V Differential Gear Design System

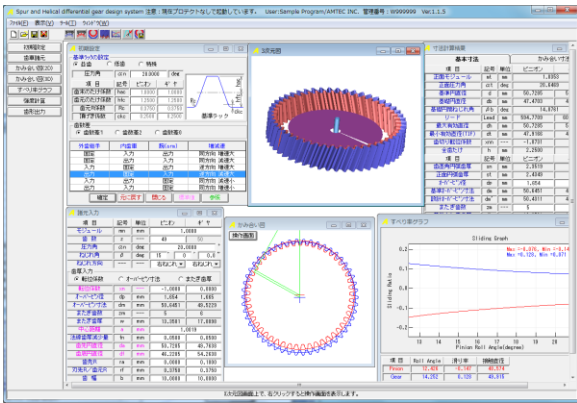


図35.1 K-H-V Differential Gear Design System

35.1 概要

「K-H-V Differential Gear Design System」は、インボリュート歯車の差動減速（増速）機構設計（歯数差 0, 1, 2 の 3 種類）ソフトウェアであり、歯形設計、歯のかみ合い、すべり率、強度計算をすることができます。歯数差が小さい場合、転位係数 0 の標準歯車で設計するとインボリュート干渉等が発生しますが、本ソフトウェアでは、かみ合い率が 1 以上で且つ、干渉が発生しない転位係数の組み合わせの歯車を計算することができます。なお、トロコイド曲線を有する差動歯車ソフトウェアは、カタログ[34]をご覧ください。

35.2 初期設定

図 35.2 に示すように、基準ラックの設定と歯数差（1 歯差、2 歯差、0 歯差）を選択し、次に、組み合わせ（腕の固定/入力/出力）を選択します（図 35.2）。歯数差が 0 の場合は、腕（arm）を固定として歯形を作図します。

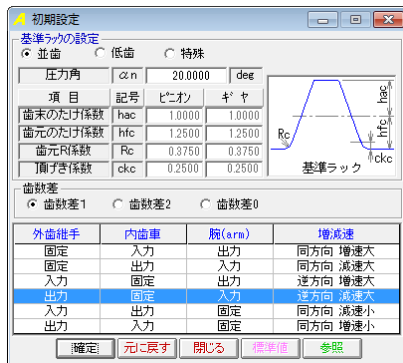


図 35.2 初期設定

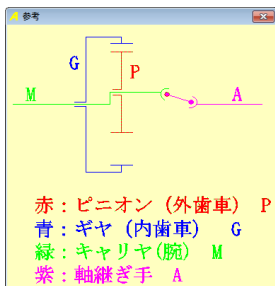


図 35.3 K-H-V 型減速機構

35.3 寸法設定

図 35.4 の m_n , z , α_n , β 入力後、転位係数 (x_n) の与え方は無数に存在しますので「参考値」補助機能を使用して、かみ合い率 1 以上で且つ、インボリュート干渉が発生しない組み合わせを図 35.5 に示します（図中の○印）。本例の場合、55 個を表示しますが、この中から No.27 の転位係数 ($x_n = -0.6$, 図中の●丸) を選択すると、図 35.7 ように諸元が決まります。

また、転位係数とかみ合い率そして歯車寸法は、図 35.6 の表からも選択することができます。



図 35.4 諸元設定 1

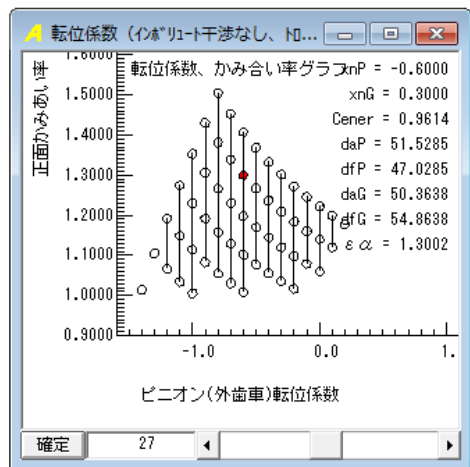


図 35.5 補助機能（転位係数とかみ合い率）

番号	転位係数 x_n	転位係数 ϵ	中心距離	歯先円直径 daP	歯底円直径 dfP	歯先円直径 daG	歯底円直径 dfG	正確のかみ合い率
19	-0.8000	0.3000	1.0420	51.1285	46.8285	50.3638	54.8638	1.1977
20	-0.8000	0.4000	1.0516	51.1285	46.8285	50.3638	54.8638	1.1651
21	-0.7000	0.3000	0.8202	51.3285	46.8285	49.8638	54.4638	1.4523
22	-0.7000	0.2000	0.9814	51.3285	46.8285	50.3638	54.8638	1.3379
23	-0.7000	0.3000	1.0019	51.3285	46.8285	50.3638	54.8638	1.2301
24	-0.7000	0.4000	1.0420	51.3285	46.8285	50.3638	54.8638	1.1279
25	-0.7000	0.5000	1.0516	51.3285	46.8285	50.3638	54.8638	1.0394
26	-0.6000	0.3000	0.8202	51.5285	47.0285	50.3638	54.8638	1.4076
27	-0.6000	0.3000	0.9614	51.5285	47.0285	50.3638	54.8638	1.3002
28	-0.6000	0.4000	1.0019	51.5285	47.0285	50.3638	54.8638	1.1884
29	-0.6000	0.5000	1.0420	51.5285	47.0285	50.3638	54.8638	1.1012
30	-0.6000	0.6000	1.0516	51.5285	47.0285	50.3638	54.8638	1.0081
31	-0.5000	0.3000	0.8202	51.7285	47.2285	50.3638	54.8638	1.3680
32	-0.5000	0.4000	0.9814	51.7285	47.2285	50.3638	54.8638	1.2686
33	-0.5000	0.5000	1.0019	51.7285	47.2285	50.3638	54.8638	1.1680
34	-0.5000	0.6000	1.0420	51.7285	47.2285	50.3638	54.8638	1.0770
35	-0.4000	0.3000	0.8202	51.9285	47.4285	50.3638	54.8638	1.3327
36	-0.4000	0.4000	0.9614	51.9285	47.4285	50.3638	54.8638	1.2383
37	-0.4000	0.5000	1.0019	51.9285	47.4285	50.3638	54.8638	1.1430

図 35.6 補助機能（No.27 の x_n と ϵ ）

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	mn	mm	1.0000	
歯数	z	---	49	50
圧力角	α_n	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	15	0
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	右ねじれ
歯厚入力				
<input checked="" type="radio"/> 転位係数 <input type="radio"/> オーバーク寸法 <input type="radio"/> またぎ歯厚				
転位係数	xn	---	-0.6000	0.2000
オーバーク径	dp	mm	1.654	1.674
オーバーク寸法	dm	mm	51.6395	49.9088
またぎ歯数	zm	---	5	7
またぎ歯厚	w	mm	13.6318	20.0987
中心距離	a	mm	0.9202	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.1000	0.0000
歯先円直径	da	mm	51.5285	50.1638
歯底円直径	df	mm	47.0285	54.6638
歯先R	ra	mm	0.0500	0.0500
刃先R/歯元R	rf	mm	0.3750	0.3750
歯幅	b	mm	10.0000	10.0000

図 35.7 諸現設定 2

図 35.7 の諸元を [確定] すると図 35.8 および図 35.9 のようになります。本例の場合、トリミングが発生していますが、かみ合いには影響がないためそのまま計算を進めます。

基本寸法			かみ合い寸法	
項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
正面モジュール	mt	mm	1.0353	
正面圧力角	α_t	deg	20.6469	
基準円直径	d	mm	50.7285	51.7638
基礎円直径	db	mm	47.4703	48.4391
基礎円筒ねじれ角	β_b	deg	14.0761	
リード	Lead	mm	594.7709	606.9091
最大有効直径	dh	mm	51.4671	54.2473
最小有効直径(TIF)	dt	mm	48.2779	50.2372
歯切り転位係数	xnn	---	-0.7462	0.2000
全歯たけ	h	mm	2.2500	2.2500
項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
歯直円弧歯厚	sn	mm	2.1140	1.7164
正面円弧歯厚	st	mm	2.1886	1.7769
オーバーク径	dp	mm	1.654	1.674
基準オーバーク寸法	dm	mm	51.6395	49.9088
設計オーバーク寸法	dm'	mm	51.3014	49.9088
またぎ歯数	zm	---	5	7
基準またぎ歯厚	W	mm	13.6318	20.0987
設計またぎ歯厚	W'	mm	13.5318	20.0987

図 35.8 寸法

基本寸法			かみ合い寸法		
項目	記号	単位	ピニオン(出力)	ギヤ(固定)	腕(入力)
正面かみ合い圧力角	α_{wt}	deg	59.2376		
かみ合いねじれ角	β_w	deg	25.4693		
かみ合いベシヤ門直径	dw	mm	90.1796	92.0200	
有効歯幅	bw	mm	10.0000		
クリアランス(大径)	ckh	mm	0.6475		
クリアランス(小径)	ckt	mm	0.6475		
最大接触直径	dja	mm	51.4671	52.3760	
最小接触直径	djf	mm	48.3042	50.2372	
正面かみ合い率	ϵ_α	---	1.3956		
重なりかみ合い率	ϵ_β	---	0.8238		
全かみ合い率	ϵ_γ	---	2.1594		
滑り率(大径側)	σ_a	---	-0.0571	0.0540	
滑り率(小径側)	σ_f	---	-0.1104	0.0995	
正面法線方向バックラッシュ	jnt	mm	0.1031		
バックラッシュ角	j_θ	deg	0.2490	0.2440	
項目	記号	単位	ピニオン(出力)	ギヤ(固定)	腕(入力)
回転比	vh1	---	-0.0204	0.0000	1.0000
逆回転比(-1/vh1)	Uhi	---	-49.0000	0.0000	1.0000
トリミング	---	---	発生する(注意)		
インベリュート干渉	---	---	発生しない(安全)		
トロコイド干渉	---	---	発生しない(安全)		
フィレット部干渉	---	---	発生しない(安全)		

図 35.9 かみ合い寸法

35.4 歯形

歯車諸元(図 35.7) の歯形を図 35.10 のように作図することができます。図 34.11 は、かみ合い部(A)、(B)の拡大図です。また、図 35.12 のように距離計測も可能です。歯形レンダリング(図 35.13) は、歯車の組み合わせに応じて歯車が回転します。

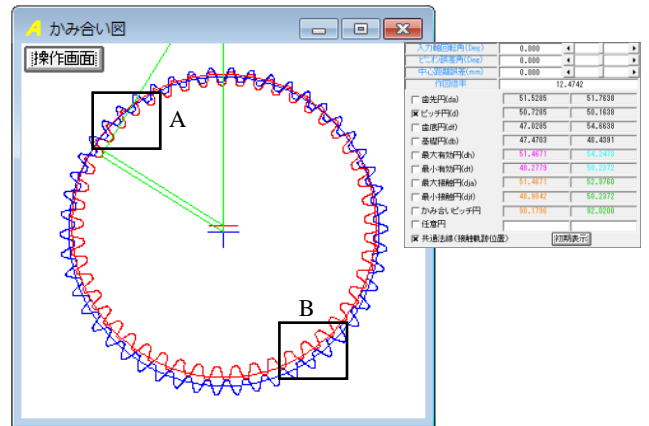


図 35.10 かみ合い図

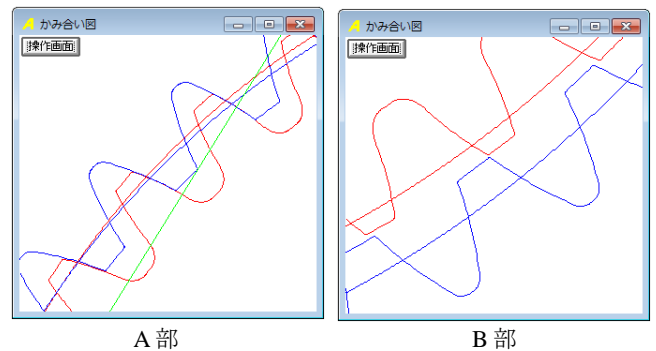


図 35.11 かみ合い図(拡大)

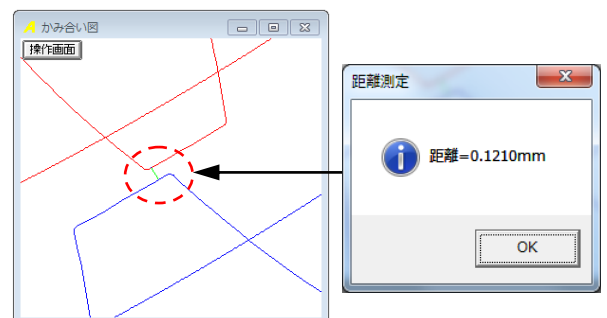


図 35.12 かみ合い図(距離計測)

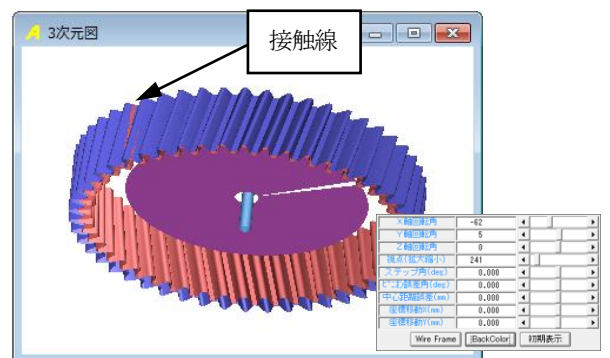


図 35.13 歯形レンダリング

35.5 すべり率

本例のすべり率は、図 35.9 の寸法計算結果に示していますが、歯形位置 (Roll angle) におけるすべり率の変化を図 35.14 で知ることができます。

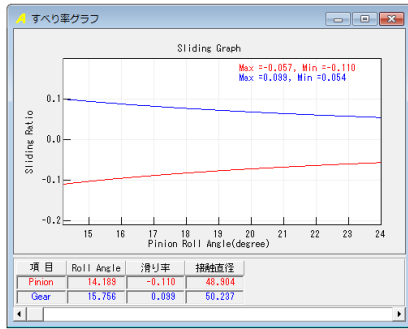


図 35.14 すべり率

35.6 強度計算

強度計算は、図 35.15 に示す強度設定画面で摩擦係数、トルク、回転速度を入力します。本例の場合、摩擦係数を 0.08、腕の入力トルクが 1(Nm)、回転速度が 1000min⁻¹ とすると [確定] ボタンによりピニオンとギヤのトルク、回転速度を計算し表示します。そして、図 35.16 の強度諸元 (材料、係数) 画面を表示します。材料選択は、図 35.17 の表から選択することもできますが、 σ_{Flim} 、 σ_{Hlim} を直接入力することもできます。図 35.18 に強度結果を示します。



図 35.15 強度計算 (動力設定)



図 35.16 強度計算 (強度諸元)

構造用合金鋼	心部硬さ		σ_{Flim} MPa	有効浸炭深さ	歯面硬さ		σ_{Hlim} MPa
	HB	HV			HV	HRC	
SCM415	220	231	333.5	比較の浅い	580	5.4	1284.5
	230	242	353		600	5.5	1314
	240	252	372.5		620	5.6	1343.5
	250	263	392.5		640	5.7	1373.5
	260	273	402		660	5.8	1393.5
	270	284	417		680	5.9	1353.5
SCM420	290	305	441.5	720	6.1	1343.5	
	300	316	451	740	6.2	1333.5	
	310	327	461	760	6.3	1314	
SNC420	320	337	470.5	780	6.3	1294.5	
	330	347	480.5	800	6.4	1275	
	340	358	480.5	800	5.4	1630	

図 35.17 材料選択

項目(曲げ)	記号	単位	ピニオン	ギヤ(内)
許容曲げ応力	σ_{Flim}	MPa	431.500	431.500
曲げ有効歯幅	b*	mm	10.000	10.000
歯形係数	YF	---	3.067	2.085
荷重分布係数	Yε	---	---	0.749
ねじれ角係数	Yβ	---	---	0.875
寿命係数	KL	---	1.000	1.000
寸法係数	KFx	---	1.000	1.000
動荷重係数	Kv	---	---	1.145
呼び円周力	Ft	N	---	986.349
許容円周力	Ftlim	N	1562.482	2320.439
曲げ強さ	Sft	---	1.584	2.350
歯元曲げ応力	σ_F	MPa	272.392	189.608
項目(面圧)	記号	単位	ピニオン	ギヤ(内)
許容ヘルツ応力	σ_{Hlim}	MPa	1353.500	1353.500
面圧有効歯幅	bw	mm	---	10.000
領域係数	ZH	---	---	1.171
寿命係数	KHL	---	1.000	1.000
かみあい率係数	Zε	---	---	0.890
粗さ係数	ZR	---	0.842	0.842
滑動速度係数	ZV	---	0.984	0.984
硬さ係数	ZW	---	1.000	1.000
荷重分布係数	KHβ	---	---	1.000
動荷重係数	Kv	---	---	1.086
呼び円周力	Fc	N	---	1753.412
許容円周力	Fclim	N	567217.747	578793.578
歯面強さ	Sfc	---	323.494	329.751
ヘルツ応力	σ_H	MPa	75.253	74.536

図 35.18 強度結果

35.7 歯形出力

生成した歯形を、CAD データとして出力することができます。図 35.19 の歯形出力機能により出力した CAD データの作図例を図 35.20 および図 35.21 に示します。

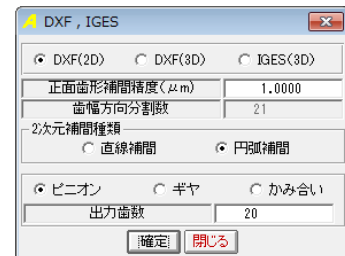


図 35.19 歯形出力

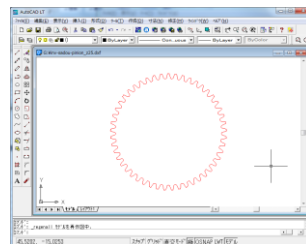


図 35.20 CAD 作図例 (2D)

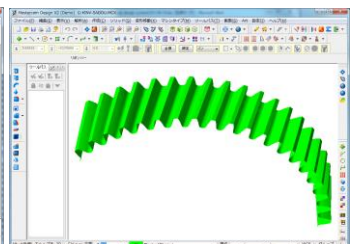


図 35.21 CAD 作図例 (3D)

35.8 歯数差 0 の設計例

2 段連結した歯車機構例 (K-H-V+0) を図 35.22 に示します。1 段目は 1 歯差の外・内歯車です (内歯固定, 外歯出力, 腕入力)。2 段目 (従動側) は 0 歯差の外・内歯車です。1 段目の外歯車と 2 段目の内歯車を連結すると, 入力軸と同じ軸上で出力することができます。

図 35.22 では 2 段目の 0 歯差の外歯車, 内歯車, 腕のいずれも固定していません。緑の従動側 (差動の外歯車+0 歯差の内歯車) と赤の外歯車 (出力) の回転比は同じです。従って, 差動歯車の減速比を同軸上で取り出すことができます。以下に 0 歯差歯車の設計例を示します。

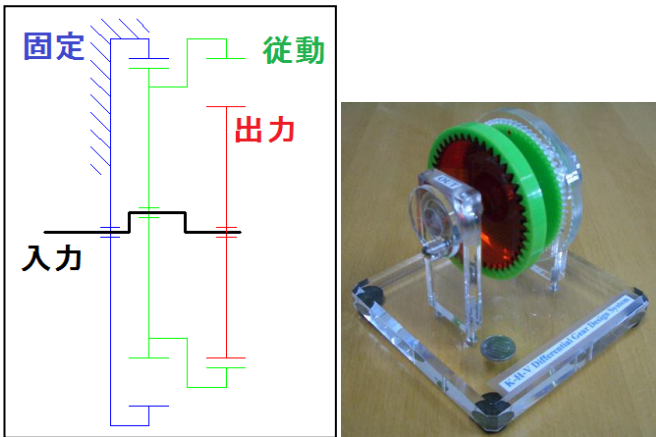


図 35.22 機構例 (1 段目差動, 2 段目 0 歯差)

図 35.2 の初期設定で, 歯数差 0 を選択します。次に, 図 35.23 の諸元設定でモジュール, 歯数, 圧力角, んじれ角を設定し,

参考値により図 35.24 を表示します。そして適合する 25 個の中から No.25 を選択し, 図 35.23 の諸元を確定すると図 35.25 の歯形を得ることができます。図 35.25 のかみ合い部 C と反対側を拡大した歯形拡大図を図 35.26 に示します。また, 歯形レンダリングを図 35.27 に示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	mn	mm	1.5000	
歯数	z	---	30	30
圧力角	α_n	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	0	0
ねじれ方向	---	---	---	---
歯厚入力				
<input checked="" type="radio"/> 転位係数 <input type="radio"/> オーバピッチ法 <input type="radio"/> またぎ歯厚				
転位係数	xn	---	-0.3000	1.4937
オーバピッチ径	dp	mm	1.854	1.674
オーバピッチ法	dm	mm	0.0000	47.9930
またぎ歯数	zm	---	5	7
またぎ歯厚	w	mm	20.2493	30.9462
中心距離	a	mm	0.9202	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.1000	0.0000
歯先円直径	da	mm	48.2570	44.0974
歯底円直径	df	mm	41.5070	50.8474
歯先R	ra	mm	0.0500	0.0500
刃先R/歯元R	rf	mm	0.5625	0.3750
歯幅	b	mm	10.0000	10.0000

図 35.23 諸元設定

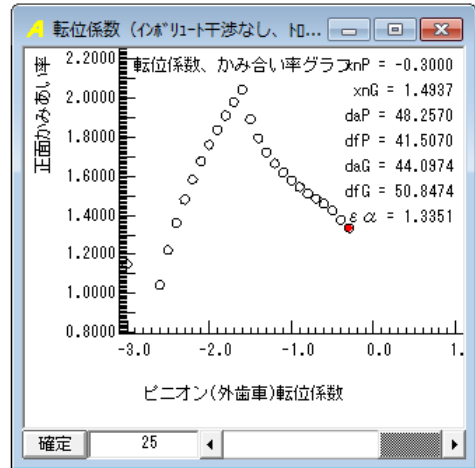


図 35.24 補助機能 (転位係数とかみ合い率)

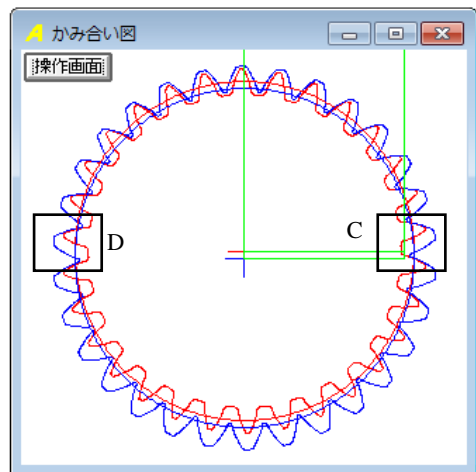


図 35.25 かみ合い図 (歯数差 0)

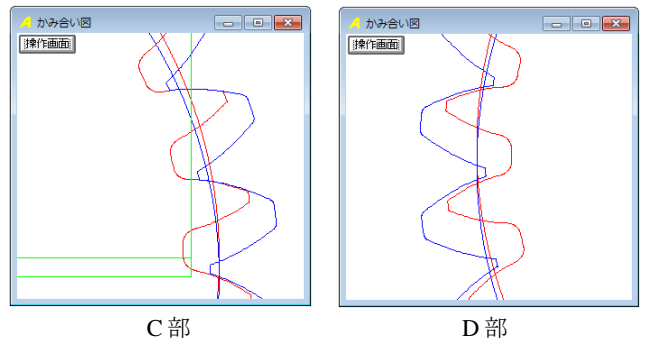


図 35.26 かみ合い図 (拡大)

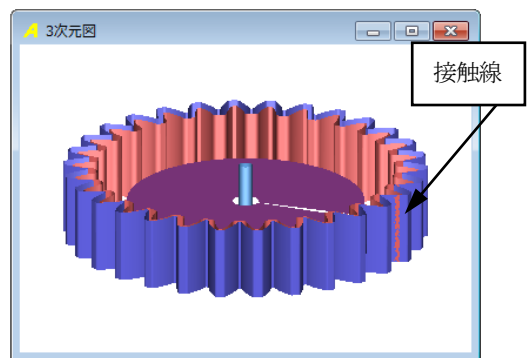


図 35.27 歯形レンダリング

[36] Double-Enveloping-Worm Design System

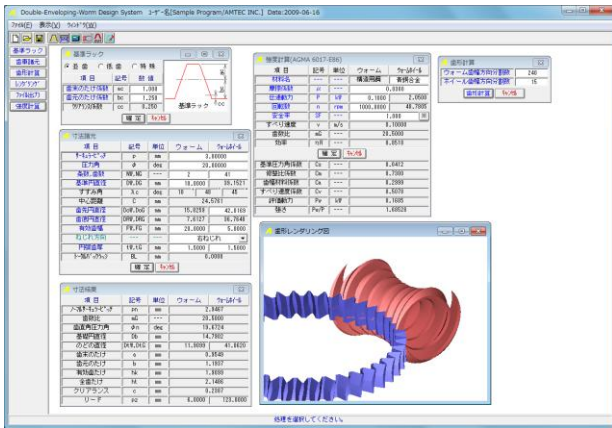


図 36.1 Double Enveloping Worm Gear Design System

36.1 概要

このウォームギヤは、ヒンドレーウォームギヤと呼ばれ鼓形ウォームギヤとして最も古い歴史を持ちます。ウォームホイールの中央断面とウォームは共に同じ歯形を持ち一般の円筒ウォームギヤに比して、かみ合い接触線が長くなることから歯面強さに対して有利です。本ソフトウェアは、歯車寸法、歯形計算、強度計算をすることができ、歯形は CAD データとして出力することができます。

36.2 基準ラック

図 36.2 に基準ラックの設定画面を示します。歯たけは並歯、低歯、特殊たけに対応しています。



図 36.2 初期設定

36.3 歯車諸元設定

図 36.3 に歯車諸元の入力画面を示します。

項目	記号	単位	ウォーム	ウォームホイール
サーキュラピッチ	p	mm	3.00000	
圧力角	ϕ	deg	20.00000	
条数, 歯数	NW, NG	---	2	41
基準円直径	DW, DG	mm	10.0000	39.1521
すずみ角	λc	deg	10	48 / 45
中心距離	C	mm	24.5761	
歯先円直径	DoW, DoG	mm	15.8259	42.0169
歯底円直径	DRW, DRG	mm	7.6127	36.7648
有効歯幅	FW, FG	mm	20.0000	5.0000
ねじれ方向	---	---		右ねじれ
円弧歯厚	tW, tG	mm	1.5000	1.5000
トランスラック	BL	mm	0.0000	

図 36.3 歯車諸元

入力する数値は、円筒ウォームギヤと同様です。

- (1) 最大サーキュラピッチは 1000mm
- (2) ウォームの条数は 1~10
- (3) 歯厚は、円弧歯厚を入力することができます。

図 36.4 に Double Enveloping Worm Gear の寸法を示します。

項目	記号	単位	ウォーム	ウォームホイール
サーキュラピッチ	p	mm	2.9467	
歯数比	mG	---	20.5000	
歯直角圧力角	ϕn	deg	19.6724	
基礎円直径	Db	mm	14.7902	
のどの直径	DtW, DtG	mm	11.9099	41.0620
歯末のたけ	a	mm	0.9549	
歯元のたけ	b	mm	1.1937	
有効歯たけ	hk	mm	1.9099	
全歯たけ	ht	mm	2.1486	
クリアランス	c	mm	0.2387	
リード	PZ	mm	6.0000	123.0000

図 36.4 ウォームギヤの寸法

36.4 歯形

図 36.3 に示す Double Enveloping Worm Gear の歯形を計算する際、図 36.5 のように歯形の分割数を設定し、この分割数に従って歯形を計算します。歯形レンダリングを図 36.6 および図 36.7 に示します。図中に歯のかみ合い接触線を確認することができます。

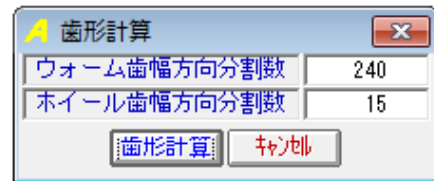


図 36.5 歯形計算の設定

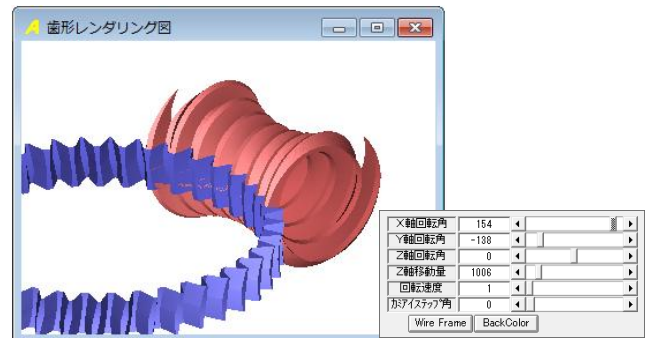


図 36.6 歯形レンダリング 1

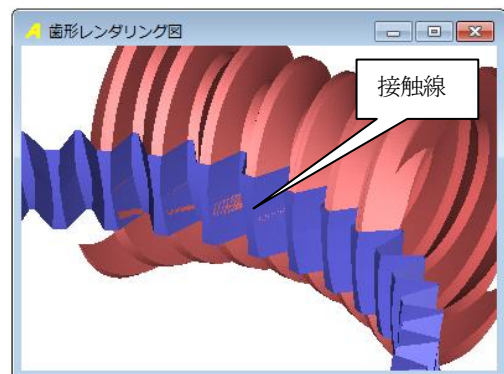


図 36.7 歯形レンダリング 2

36.5 CAD 作図例

生成した歯形を CAD データに出力することができます。ウォームとホイールの CAD 作図例 (IGES) を図 36.8 に示します。

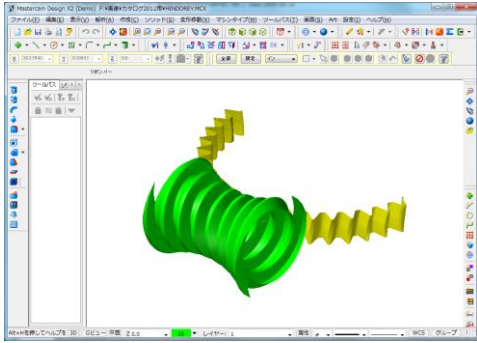


図 36.8 CAD 作図例(3D-IGES)

36.6 強度計算

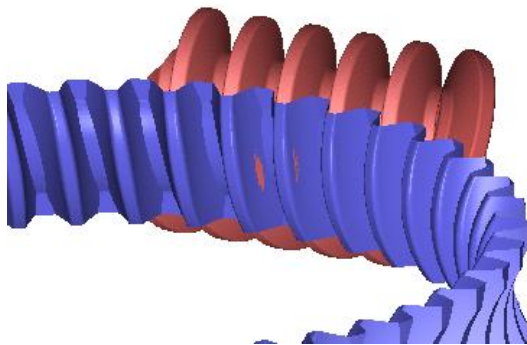
Double Enveloping Worm Gear の強度計算は、AGMA 6035-A02 に基づいて計算します。強度計算画面を図 36.9 に示します。

強度計算(AGMA 6017-E86)				
項目	記号	単位	ウォーム	ウォールホイール
材料名	---	---	構造用鋼	青銅合金
摩擦係数	μ	---		0.0300
伝達動力	P	kW	0.1000	2.0500
回転数	n	rpm	1000.0000	48.7805
安全率	SF	---		1.000 ※
すべり速度	v	m/s		0.10000
歯数比	mG	---		20.5000
効率	ηR	---		0.8518
<input type="button" value="確定"/> <input type="button" value="キャンセル"/>				
基準圧力角係数	C_s	---		0.0412
修整比係数	C_m	---		0.7380
歯幅材料係数	C_a	---		0.2999
すべり速度係数	C_v	---		0.5078
評価動力	P_w	kW		0.1685
強さ	P_w/P	---		1.68528

図 36.9 強度計算結果

36.7 円筒ウォームギヤとの比較

円筒ウォームギヤの接触線は、図 36.10 に示すようにホイールの歯幅方向に伸びています。しかし、Double Enveloping Worm Gear の接触線は、図 36.7 に示すようにホイールの歯たけ方向に伸びています。更に、円筒ウォームギヤのかみ合い歯数は、2 歯の接触ですが、Double Enveloping Worm Gear は、4 歯が接触しています。このことから、Double Enveloping Worm Gear の歯の負荷容量は、円筒歯車より大きいと言えます。



$$m_n 0.955, z_1=2, z_2=41, \alpha 20^\circ, d_1=10$$

図 36.10 円筒ウォームギヤ

ウォームギヤは大きな滑りを伴うため歯面間の潤滑油膜の形成が重要です。円筒ウォームギヤは、図 36.10 の接触線からも解るように接触線とすべり方向が 0° に近いところもありますが、Double Enveloping Worm Gear の接触線は歯面の滑り方向と、ほぼ 90° です。そのため、潤滑油膜が形成し易く非常に有利です。

Double Enveloping Worm Gear は、ウォームの歯幅を図 36.11 のように小さくしても 3 歯がかみ合いますのでコンパクトな設計が可能です。しかし、Double Enveloping Worm Gear の形状は複雑であるため、加工が容易ではありません。本来、Double Enveloping Worm Gear は、専用機で加工されていますが、ソフトウェアから生成する CAD データを用いてマシニングセンタで容易に加工することができます。

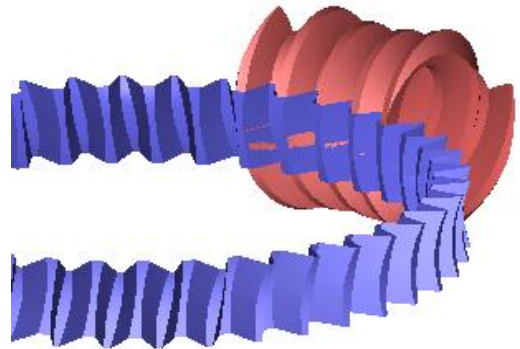


図 36.11 Double Enveloping Worm Gear($b_1=12, b_2=5$)

[37] 鼓形ウォーム&ヘリカルギヤ

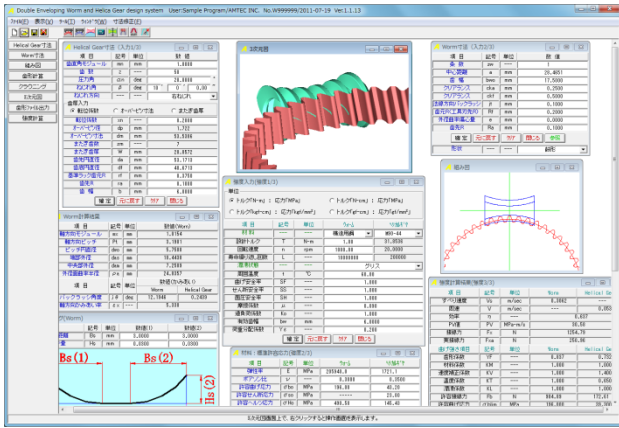


図 37.1 鼓形ウォーム&ヘリカルギヤ

37.1 概要

鼓形ウォームギヤは、ヒンドレーウォームギヤ(カタログ[36])に代表されますが、ホイール歯形の複雑さからヘリカルギヤをホイールとした鼓形ウォームギヤがあります。鼓形ウォームギヤは、円筒ウォームギヤに比べて同時かみ合い歯数が多く、且つ、ホイールの歯たけ方向のかみ合い接触線を持つことから潤滑や歯面強さに対して非常に有利といえます。本ソフトウェアは、鼓形ウォーム×ヘリカルギヤを設計することができるソフトウェアです。

ウォームギヤの体系は、以下に示すように大別することができます。

- (1) 円筒ウォームギヤ
 - (1.1)円筒ウォームギヤ[2], 24 頁, 図 4.33
 - (1.2)Niemann worm gear [29]
 - (1.3)ウォーム×ヘリカルギヤ[3], 24 頁, 図 4.34
 - (1.4)LCCW ウォーム×ヘリカルギヤ[37], 24 頁, 図 4.39
 - (1.5)傾斜ウォームギヤ[28], 24 頁, 図 4.37
- (2) 鼓形ウォームギヤ
 - (2.1)ヒンドレーウォームギヤ[36], 24 頁, 図 4.35
 - (2.2)鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ[37], 24 頁, 図 4.38
- (3) 内歯車ウォームギヤ
 - (3.1)樽形ウォームギヤ[39], 24 頁, 図 4.40

ウォームギヤと言えば、(1.1)の円筒ウォームギヤのことですが、ホイールがプラスチック歯車の場合、(1.1)円筒ウォームギヤの代用品として(1.2)の円筒ウォーム×ヘリカルギヤが大多数を占めます。しかし、この歯車は、点接触であるため負荷容量の増大を望むことができませんが、これを解決するのが(2.2)鼓形ウォーム×ヘリカルギヤであると考えています。鼓形ウォーム×ヘリカルギヤは、円筒ウォーム×ヘリカルギヤに対し、同時かみ合い歯数が多く(円筒ウォームの2~3倍)、また、歯たけ方向のかみ合い線接触であるため負荷容量は増大し、且つ、潤滑に有利です。なお、ホイールはインボリュートヘリカルギヤをそのまま用いることができ、円筒ウォームギヤの諸元や中心距離に合わせた設計が可能です。そのため、円筒ウォーム×ヘリカルギヤの中心距離を変更することなく円筒ウォームを鼓形ウォームに変更するだけで済みます。

本ソフトウェアは、上記(2.2) 鼓形ウォーム×ヘリカルギヤの歯車寸法計算、歯形計算、強度計算をすることができ、歯形はCADデータとして出力することができます。

37.2 ヘリカルギヤ諸元入力

図 37.2にヘリカルギヤの諸元入力画面を示します。入力範囲は、 $0.1 \leq m_n \leq 50, 10 \leq z_2 \leq 500, 5^\circ \leq \alpha_n \leq 30^\circ, 0^\circ < \beta \leq 20^\circ$ です。図 37.2のヘリカルギヤ諸元を確定すると、寸法を図 37.3のように表示します。

項目	記号	単位	数値
歯直角モジュール	mn	mm	1.0000
歯数	z	---	50
圧力角	α_n	deg	20.0000
ねじれ角	β	deg	10° 0' 0.00"
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
歯厚入力			
<input checked="" type="radio"/> 転位係数 <input type="radio"/> オーバピッチ法 <input type="radio"/> またぎ歯厚			
転位係数	xn	---	0.2000
オーバピッチ径	dp	mm	1.722
オーバピッチ法	dm	mm	53.5388
またぎ歯数	zm	---	7
またぎ歯厚	W	mm	20.0572
歯先円直径	da	mm	53.1713
歯底円直径	df	mm	48.6713
基準ラック歯元R	rf	mm	0.3750
歯先R	ra	mm	0.1000
歯幅	b	mm	8.0000

図 37.2 ヘリカルギヤ諸元

項目	記号	単位	数値
正面モジュール	mt	mm	1.0154
正面圧力角	α_t	deg	20.2836
基準円直径	d	mm	50.7713
かみ合いピッチ円直径	dw	mm	51.1713
正面かみ合い圧力角	α_{wt}	deg	21.4626
基礎円直径	db	mm	47.6229
基礎円筒ねじれ角	β_b	deg	9.3913
リード	Lead	mm	904.5856
歯末のたけ	ha	mm	1.2000
歯元のたけ	hf	mm	1.0500
全歯たけ	h	mm	2.2500
Tif径	Tif	mm	49.3566

図 37.3 ヘリカルギヤ寸法

37.3 ウォーム諸元入力

図 37.4に鼓形ウォームの諸元入力画面を示します。条数の入力範囲は、 $1 \leq z_w \leq 3$ です。中心距離は、理論値の他に、円筒ウォーム×ヘリカルギヤで設計した中心距離を設定することも可能ですので軸間距離を変えることなく鼓形ウォーム×ヘリカルギヤに変更することができます。

項目	記号	単位	数値
形状	---	---	鼓形
条数	zw	---	1
中心距離	a	mm	28.4651
歯幅	bwo	mm	17.5000
クリアランス	cka	mm	0.2500
クリアランス	ckf	mm	0.5000
法線方向バックラッシュ	jt	mm	0.1000
歯元R(工具刃先R)	Rf	mm	0.2000
外径曲率偏心率	e	mm	0.0000
歯先R	Ra	mm	0.1000

図 37.4 鼓形ウォーム諸元

図 37.5 に鼓形ウォーム寸法を示します。円筒ウォーム×ヘリカルギヤのかみ合い率 $\varepsilon = 1.71$ に対し、本例の鼓形ウォーム×ヘリカルギヤでは $\varepsilon = 5.34$ となり約 3 倍に増加します。また、諸元設定完了後、図 37.6 に組図を作図することができますので、鼓形ウォームの歯幅や全体のバランスを確認することができます。

項目	記号	単位	数値(Worm)	
軸方向モジュール	m_x	mm	1.0154	
軸方向ピッチ	Pt	mm	3.1901	
基準円直径	dwo	mm	5.7588	
端部外径	das	mm	10.4438	
中央部外径	dam	mm	7.2589	
外径面曲率半径	ρ_a	mm	24.8357	
項目	記号	単位	数値(かみあい)	
バックラッシュ角度	$j \theta$	deg	12.1946	0.2439
軸方向かみあい率	ε_x	---	5.338	

図 37.5 鼓形ウォーム寸法

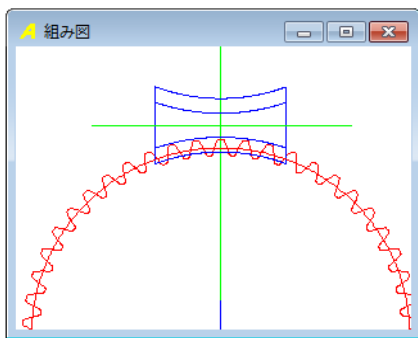


図 37.6 組み図

37.4 歯形計算

鼓形ウォームの歯形分割数を図 37.7 で設定します。ここで設定する分割数で生成する鼓形ウォームの歯形の細かさが決まります。また、ウォームにクラウニングおよびウォーム歯先修整を与える場合は、図 37.8 で設定することができます。

項目	記号	単位	数値	
歯幅方向分割数	bNO	---	280	
円周分割数	hNO	---	180	

図 37.7 鼓形ウォームの歯形計算の設定

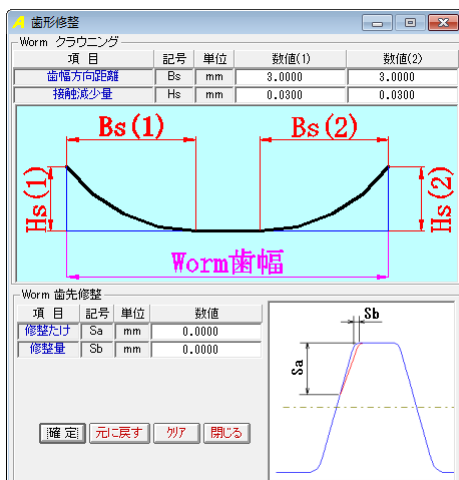


図 37.8 鼓形ウォームのクラウニングと歯先修整

歯形計算後の鼓形ウォームとヘリカルギヤの 3D かみ合いを図 37.9 および図 37.10 に示します。図 37.9 は、クラウニングを与えていないかみ合いのためウォームの両端部で接触線を観察することができます。一方、図 37.10 は、ウォームにクラウニング（解り易くするため大きなクラウニング）を与えているため 4 歯の接触線となっています。

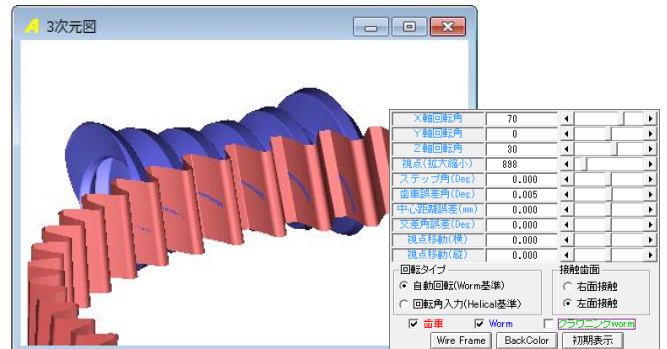


図 37.9 歯形レンダリング（理論ウォーム）

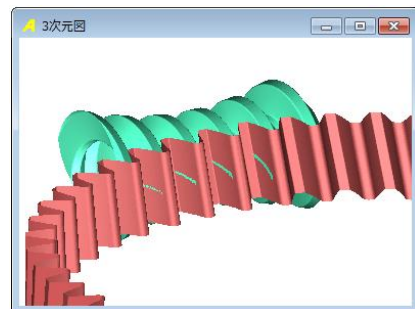


図 37.10 歯形レンダリング（クラウニング）

37.5 歯形出力

生成した歯形を CAD データとして出力することができます。図 37.11 で出力した歯形の作図例を図 3.7.12 に示します。

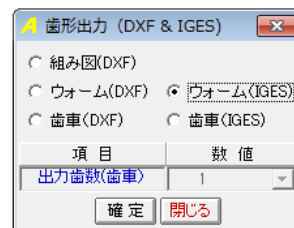
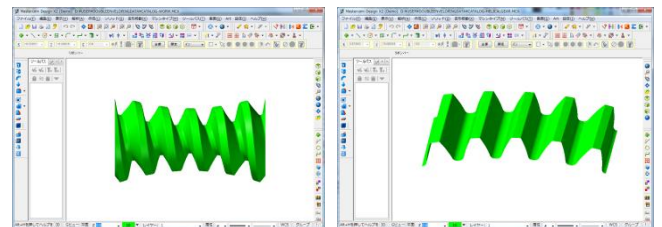


図 37.11 歯形出力



(a) Catalog-Worm.IGS (b) Catalog-HelicalGear.IGS

図 37.12 CAD 作図例(3D-IGES)

37.6 強度計算

鼓形ウォームとヘリカルギヤの強度計算画面を図 37.13~37.15 に示します。歯車材料は、図 37.13a に示すようにウォーム、ヘリカルギヤ共に 8 種類から選択することができます。且つ、任意材料記号を設定することができます。また、図 37.14 では任意の許容応力値を設定することができます。

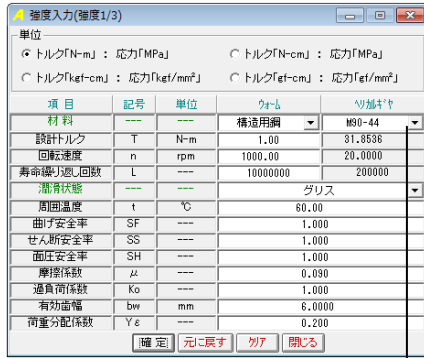


図 37.13 強度計算入力

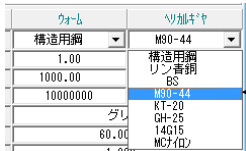


図 37.13a 強度計算 (材料)



図 37.14 許容応力の設定

項目	記号	単位	Worm	Helical Gear
すべり速度	Vs	m/sec	0.3062	---
周速	V	m/sec	---	0.0582
効率	η	---	---	0.837
PV値	PV	MPa·m/s	30.58	---
接線力	Fx	N	1254.79	---
裏接線力	Fxa	N	250.96	---
曲げ強さ項目	記号	単位	Worm	Helical Gear
歯形係数	YF	---	0.837	0.782
材料係数	KM	---	1.000	1.000
速度補正係数	KV	---	1.000	1.400
温度係数	KT	---	1.000	0.850
潤滑係数	KL	---	1.000	1.000
許容接線力	Fb	N	984.89	172.61
許容曲げ応力	σblim	MPa	196.000	39.300
発生曲げ応力	σb	MPa	49.942	57.140
曲げ強さ	Sft	---	3.925	0.688
せん断強さ項目	記号	単位	Worm	Helical Gear
せん断円弧歯厚	So	mm	---	2.039
円筒歯幅	Sb	mm	---	7.063
断面積	Sab	mm ²	---	9.589
許容接線力	Fs	N	---	228.447
許容せん断応力	σslim	MPa	---	23.800
発生せん断応力	σs	MPa	---	26.145
せん断強さ	Sfs	---	---	0.810
歯面強さ項目	記号	単位	Worm	Helical Gear
積載係数	ZH	---	---	2.388
材料定数係数	ZM	MPa	---	24.879
接触歯たけ	hm	mm	---	1.750
許容接線力	Fh	N	6054.316	532.225
許容ヘルン応力	σHlim	MPa	490.500	145.430
発生ヘルン応力	σH	MPa	99.869	99.869
歯面強さ	Sfh	---	24.125	2.121

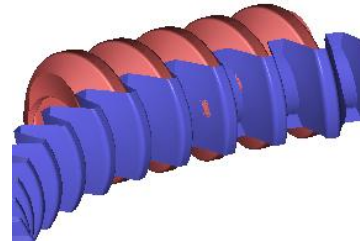
図 37.15 強度結果

37.7 円筒ウォーム×ヘリカルギヤとの比較

図 37.16 の円筒ウォームギヤおよび図 37.17 の円筒ウォーム×ヘリカルギヤの歯当たり接触は 2 歯のかみ合いに留まっていますが、鼓形ウォーム×ヘリカルギヤの接触線は、図 37.10 および図 37.18 に示すように歯たけ方向に 4 歯（クラウニングを与えている）接触しています。このことから、鼓形ウォーム×ヘリカルギヤの歯の負荷容量は、接触線および接触歯数から考えて円筒ウォームギヤや円筒ウォーム×ヘリカルギヤより大きいと言えます。そのためウォームの歯幅を図 37.18 のように 12.5mm と小さくしても 3

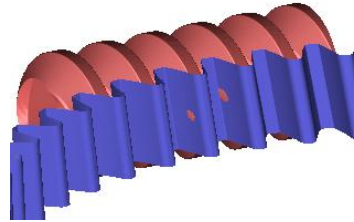
～4 歯がかみ合いますのでコンパクトな設計が可能です。

また、ウォームギヤは滑りを伴う運動のため歯面間の潤滑油膜の形成が重要です。円筒ウォームギヤの場合、歯当りでは、ホイールの歯すじ方向に伸びるため歯当りの回転方向の出口側の潤滑が危険な場合がありますが、鼓形ウォーム×ヘリカルギヤの接触線は歯面の滑り方向と、ほぼ 90° であるため潤滑油膜が形成し易く摩擦に対して有利であると考えられます。しかし、鼓形ウォームの歯形は複雑であるため、円筒ウォームに比して加工が容易ではありません。しかし、ソフトウェアから生成する CAD データを用いてマシニングセンタで容易に加工することができます。



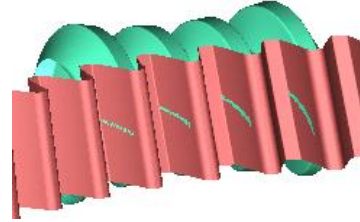
$$m_n1, z_1=1, z_2=50, \alpha20^\circ, d_1=5.76, \gamma10^\circ, b_1=17.5$$

図 37.16 円筒ウォームギヤ



$$m_n1, z_1=1, z_2=50, \alpha20^\circ, d_1=5.76, \gamma10^\circ, b_1=17.5$$

図 37.17 円筒ウォーム×ヘリカルギヤ

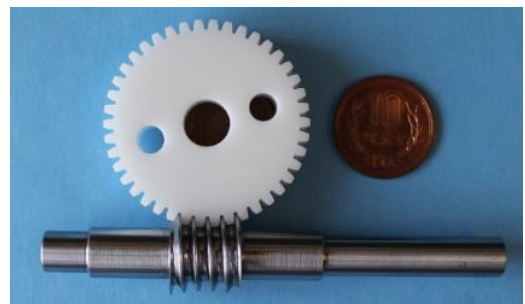


$$m_n1, z_1=1, z_2=50, \alpha20^\circ, d_1=5.76, \gamma10^\circ, b_1=12.5$$

図 37.18 鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ

37.8 鼓形ウォームの製作例

図 37.19 に示す鼓形ウォーム品は、インポリユートヘリカルギヤに合わせて設計し、マシニングセンタにより鼓形ウォームの歯形を加工したものです。なお、ヘリカルギヤは、プラスチック材料 (POM) のため歯厚を大きくしています。



$$m_n1, z_1=1, z_2=42, \alpha_n=14.5^\circ, \beta=4.13^\circ$$

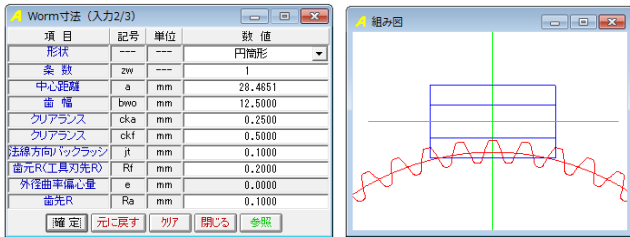
図 37.19 鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ

37.9 歯たけ方向に線接触を持つ円筒ウォーム(オプション)

一般の円筒ウォーム(図 37.16 及び図 37.17) と以下に示す歯たけ方向に線接触を持つ円筒ウォームは、どちらも外径は円筒形状ですのでこれを区別するため、歯たけ方向に線接触を持つ円筒ウォームギヤを、**LCCW (Line Contact Cylindrical Worm Gear)** と名付けます。

上述した鼓形ウォームは両側面部でも接触するため同時かみ合い歯数は多くなりますが、同時かみ合い歯数が3以上あれば良いということであれば、外径を鼓形にする必要はなく円筒でも十分であると考えることができます。

そこで、図 37.4 の「形状」設定で、ウォームの形状を図 37.20 で円筒形として設定し、計算した結果を以下に示します。その結果、図 37.21 のようにウォームの外径は、円筒となり、歯当りは鼓形とほぼ同様に同時4歯接触していることが解ります。また、図 37.22 に示す円筒ウォームの CAD 作図例のように外径が円筒形であることから転造による製造が容易であると考えられます。



(a)ウォーム諸元 (b)組図
図 37.20 LCCW (線接触円筒ウォームギヤ)

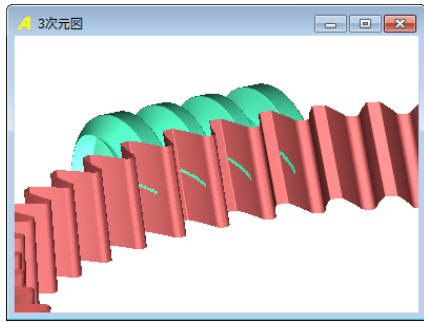


図 37.21 LCCW 歯形レンダリング

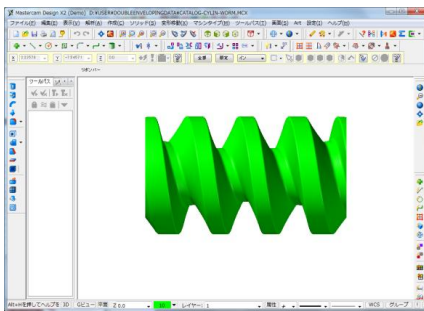


図 37.22 円筒ウォームの CAD 作図例

37.10 ホイールが平歯車の場合

ホイールを平歯車とした場合の計算例を図 37.23~37.25 に示します。ホイールがヘリカルギヤの場合、ホイールの歯幅中央に接触線を確認することができますが、ホイールが平歯車の場合には、接触線はホイール歯幅の下方に寄っていることが解ります。



図 37.23 平歯車諸元



図 37.24 ウォーム諸元

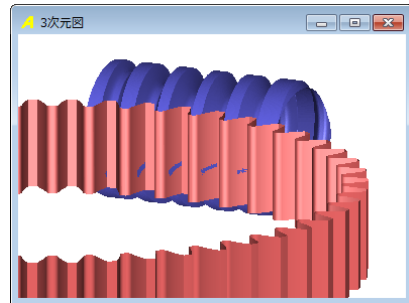


図 37.25 LCCW (ホイールが平歯車)

37.11 オプション

(1)LCCW, (2)歯当たり, (3)その他
ただし(2)は現在、未開発です。

37.12 LCCW に期待するもの

大型のウォームギヤも LCCW として製作できるものと考えていますが、小型でホイールがプラスチック歯車として使用される用途に期待しています。現在、図 37.17 に示す円筒ウォームとプラスチックヘリカルギヤは、自動車用の補機や小型モータ減速用として数多く使用されていますが、円筒ウォームとプラスチックヘリカルギヤは、点接触であるため大きな負荷容量を望むことができません。この円筒ウォームとプラスチックヘリカルギヤの負荷容量を大きくするために切削や射出成形によるプラスチックウォームホイール(図 37.16)が実用化されていることもありますが、ウォームホイールを射出成型で製造するためにはホイールの金型精度や多額のコストを要します。

そこで、インボリュートヘリカルギヤの諸元を変えずにそのまま用い、円筒ウォームを LCCW とすることにより歯車箱の大きさを変更することなく負荷容量の増大を望むことができます。

[38] UTS 設計支援ソフトウェア

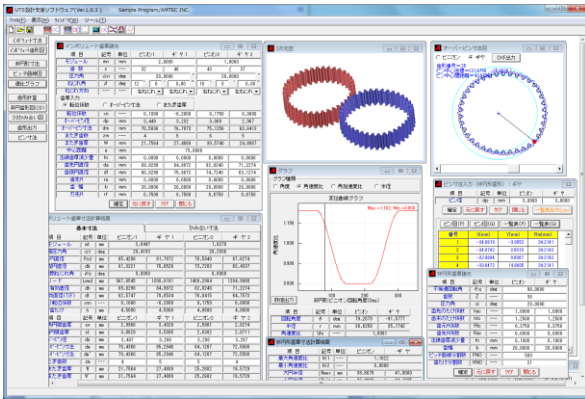


図38.1 UTS設計支援ソフトウェア

38.1 概要

UTS[Uninterrupted Transmission System] は、非円形歯車を用いた常時伝達変速システムです。

自動車などで広く使用されている歯車式変速機は、減速比を変える変速作業の際に駆動力を伝達できないという現象が発生するが、小森雅晴（京都大学大学院 工学研究科 機械理工学専攻）は、変速前後の歯車の両方の形状を兼ね備えた非円形歯車を用いることにより、変速の際に生じる“駆動力抜け”をゼロにできる常時伝達変速システム UTS を開発した。

UTS 設計支援ソフトウェアは、このシステムを簡単に設計することができるソフトウェアです。

38.2 UTS の概要

図 38.2 に示す UTS の構造図において各クラッチを締結する

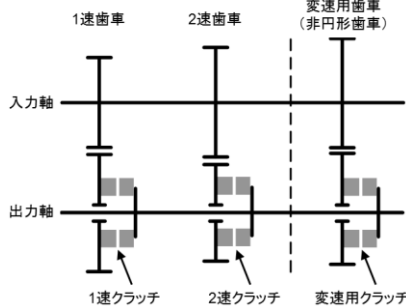


図 38.2 UTS の構造図

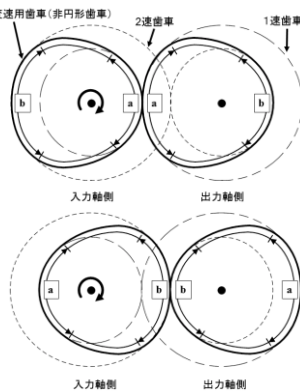


図 38.3 変速用歯車（非円形歯車）

とそれに相当する歯車が入出力軸間に駆動力を伝える。変速用歯車の非円形歯車は、図 38.3 に示す形状を持ち、区間[a]では 1 速歯車と区間[b]では 2 速歯車と一致する。この非円形歯車が、図 38.3 上に示す区間[a]でかみ合う場合は、1 速歯車と同じかみ合い状態となり、同じ減速比となる。一方、図 38.3 下でかみ合う場合は、2 速歯車と同じ状態となる。図 38.3 の矢印方向に非円形歯車が回転する場合、1 速状態から 2 速状態に変化し、その後、1 速状態に戻る。

1 速から 2 速に変速する場合は、変速用歯車が区間[a]でかみ合い、1 速状態となるときに変速用クラッチを締結する。次に 1 速クラッチを解放し、変速用歯車だけが駆動力を伝達する状態とする。その後、回転が進むと、変速用歯車のかみ合いは、区間[a]から区間[b]に移り、1 速状態から 2 速状態に変化する。ここで 2 速クラッチを締結し、変速用クラッチを解放する。これにより 2 速状態となり 1 速から 2 速への変速プロセスが完了する。また、2 速から 1 速への変速も同様である。UTS は変速中でも変速用歯車が駆動力を伝達しているため、駆動力が抜けることがない。

◆UTS の効果

(1)加速性能を良くしつつ燃費も良くする

現在の歯車式変速機では変速時にタイヤに駆動力が伝わらないため無駄にエネルギーが消費されるとともに速度低下を引き起こすが、本システムでは変速時にも非円形歯車が駆動力を伝達しながら減速比を滑らかに変化させるためエネルギーを有効に利用でき、高い加速性能も実現できる。

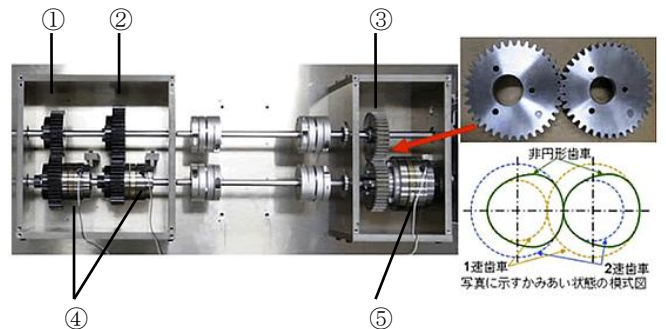
(2)正確な回転伝達が可能

現在の変速機では、変速時に入力軸と出力軸が遮断された空転状態となるため回転を正確に伝達することができない。しかし、本システムでは回転角度を正確に制御することが可能となるため、精密位置決め装置やロボットなど機械に正確な動作が要求される分野で本システムの応用が可能である。

(3) 変速システムの適用範囲の拡大

本変速システムであればこれまで変速機を使用できなかった分野でも利用可能であり、これにより駆動源の小型化や共通化、高い速度と大きな駆動力を実現できる。

図 38.4 に UTS の実験装置を示します。



①1 速歯車、②2 速歯車、③非円形歯車、④1 速、2 速クラッチ、⑤変速用クラッチ

図 38.4 UTS の実験装置

38.3 初期設定

図 38.5 に示す初期設定では、基準ラック（並歯、低歯、特殊）を設定することができます。高歯の場合は、歯末のたけ係数、歯元のたけ係数そして適宜に歯元 R 係数を設定してください。



図 38.5 初期設定

38.4 インボリュート歯車の諸元設定

インボリュート歯車諸元（1速，2速）の設定画面を図 38.6 に示します。1速，2速歯車の中心距離は共通です。

図 38.6 のインボリュート歯車諸元確定後，図 38.7 および 図 38.8 に示すインボリュート歯車寸法の計算画面を表示しますので，かみ合い数値やバックラッシュなどを確認することができます。また，インボリュート歯車の歯形かみ合いを図 38.9 に示します。



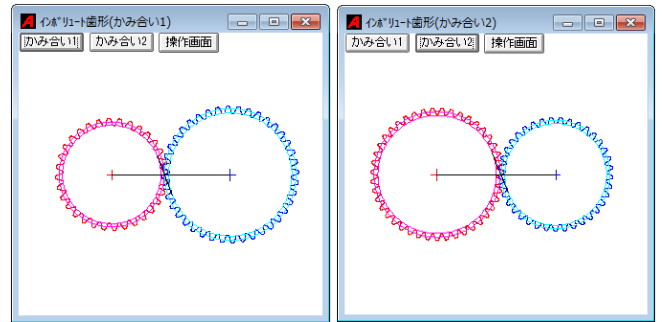
図 38.6 インボリュート歯車諸元



図 38.7 インボリュート歯車寸法（基本寸法）



図 38.8 インボリュート歯車寸法（かみ合い）



(a) 1速歯車 (b) 2速歯車

図 38.9 インボリュート歯車のかみ合い

38.5 非円形歯車の諸元設定

図 38.10 に非円形歯車の諸元設定画面を，また，図 38.11 に非円形歯車の寸法結果を示します。図 38.10 で設定する不等速回転角（ θ_q ）は，図 38.12 に示すように，2つの速比を滑らかに接続するための回転角度幅です。この範囲が大きいほど緩やかに回転比が変化します。これを基に決定した非円形歯車のピッチ曲線を図 38.13 に示します。



図 38.10 非円形歯車の諸元設定



図 38.11 非円形歯車の寸法

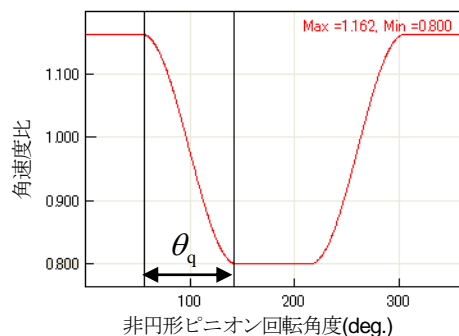


図 38.12 不等速回転角（ θ_q ），（角速度比グラフ）

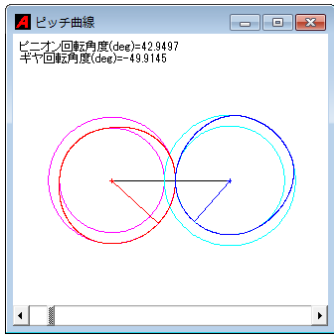
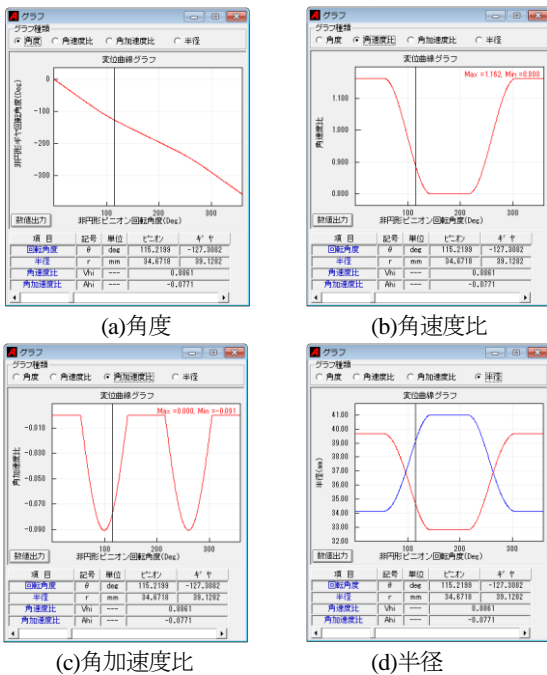


図 38.13 非円形歯車のピッチ曲線

38.6 速比グラフ

非円形歯車の速比グラフ(a)角度, (b) 角速度比, (c)角加速度比, (d)半径を図 38.14 に示します. なお, 変速切り替え可能範囲は, 図 38.15 に緑色で示す円筒歯車の範囲であり $\theta_s \sim \theta_e$ が, 角速度比が変化している部分です. この(b)角速度比から図 38.13 のピッチ曲線が決まりますので角速度比グラフが正しく描かれていることが重要です. また, ここで表示したグラフ数値は csv ファイルに出力することができます.



(a)角度

(b)角速度比

(c)角加速度比

(d)半径

図 38.14 非円形歯車の速比グラフ

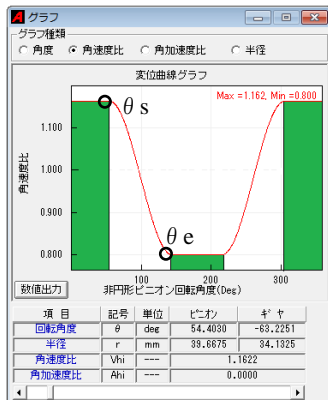


図 38.15 角速度比

38.7 非円形歯車の歯形図 (2D)

非円形歯車の歯形を図 38.16 のように表示することができます. また, 歯形の拡大や距離測定の機能もあり, 画面下のスクロールバーで歯車の回転角度を変更することができます.

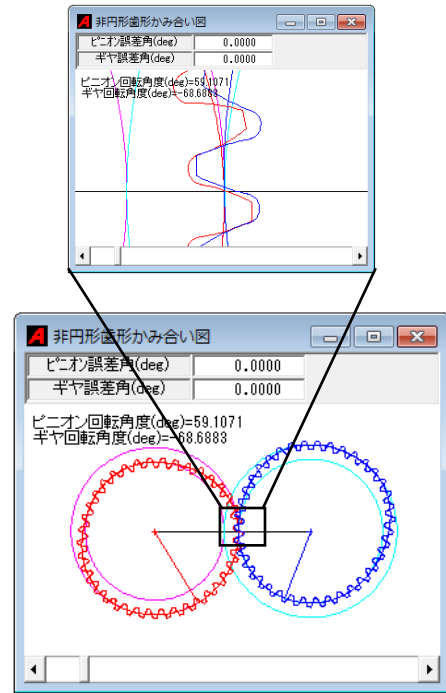


図 38.16 非円形歯車の歯形

38.8 歯形レンダリング

図 38.17 に非円形歯車の歯形レンダリングおよびコントロールフォームを示します. また, 図 38.18 は, 非円形歯車にピッチ円を描いています.

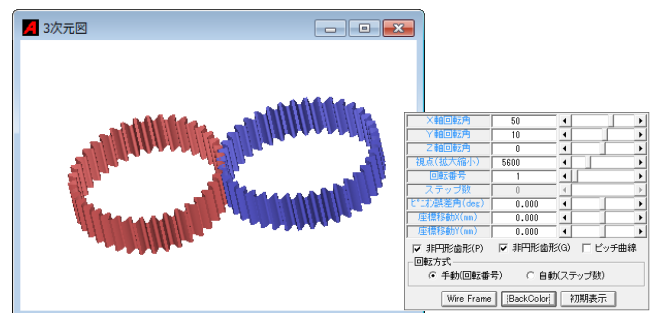


図 38.17 非円形歯車の歯形レンダリング

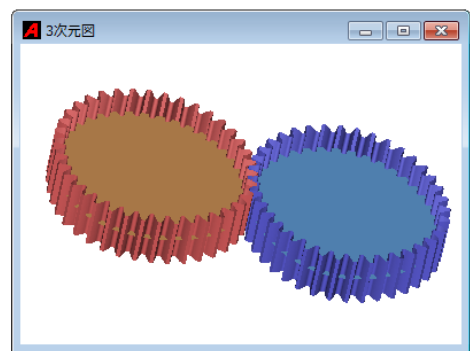


図 38.18 非円形歯車+ピッチ円

38.9 オーバーピン寸法

非円形歯車はそれぞれの歯形が異なりますので1歯ごとのオーバーピン寸法を図 38.19 に示します。また、図 38.20 に歯形とピンの位置を、また、図 38.21 にピン配置の CAD 作図例を示します。

項目	記号	単位	ピッチ	ギヤ
ピン径	dp	mm	3.0000	3.0000

ピン図(P)	ピン図(G)	一覧表(P)	一覧表(G)
番号	X(mm)	Y(mm)	Rf(mm)
1	-34.9819	-3.0052	34.2141
2	-34.0742	3.0919	34.2142
3	-32.9844	9.0907	34.2142
4	-30.8472	14.8005	34.2141
5	-27.7306	20.0406	34.2142
6	-23.7331	24.6444	34.2141
7	-18.9822	28.4653	34.2140
8	-13.6345	31.3938	34.2267
9	-7.9187	33.5195	34.4421
10	-1.9704	34.8629	34.9180
11	4.1033	35.4009	35.6373
12	10.1933	35.1179	36.5673
13	16.1842	33.9945	37.6505
14	21.9395	31.9938	38.7937
15	27.2771	29.0624	39.8581

図 38.19 非円形歯車のオーバーピン寸法

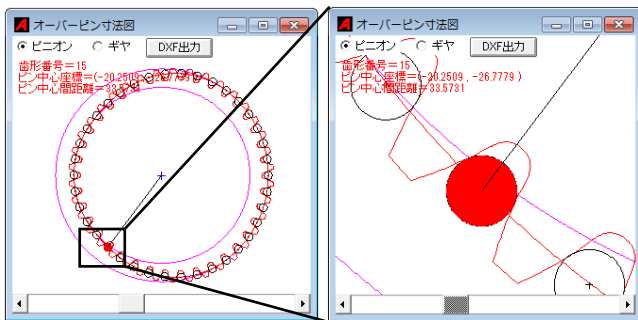


図 38.20 非円形歯車のオーバーピン寸法図

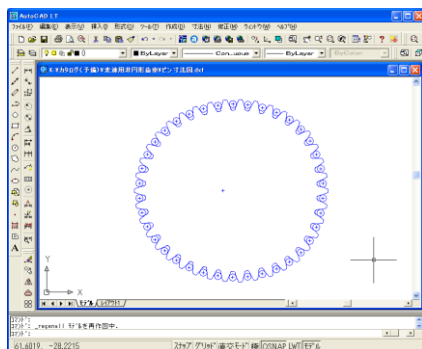


図 38.21 非円形歯車のオーバーピン CAD 作図例

38.10 歯形出力

非円形歯車の歯形を図 38.22 で出力することができます。CAD 歯形作図例を図 38.23 および図 38.24 に示します。



図 38.22 非円形歯車の歯形出力

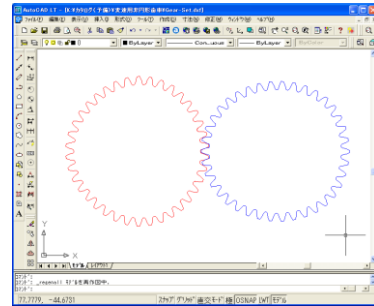


図 38.23 非円形歯車の CAD 作図例 (DXF)

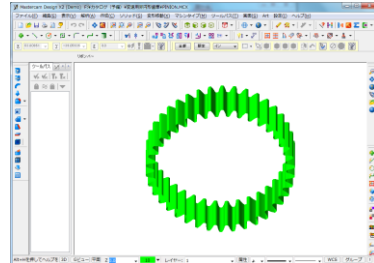


図 38.24 非円形歯車の CAD 作図例 (3D-IGES)

[39] 内歯ウォームギヤ設計支援ソフトウェア

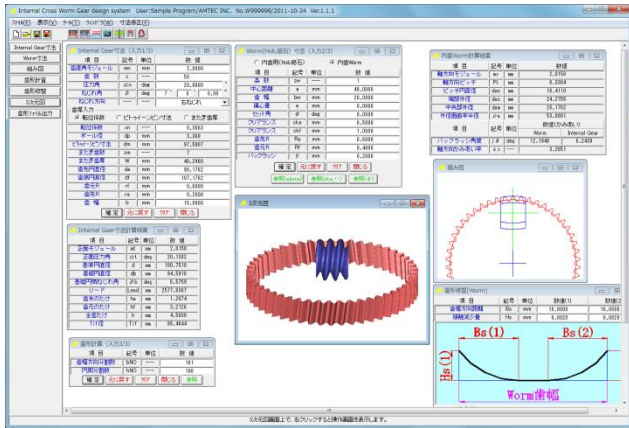


図 39.1 内歯ウォームギヤ設計支援ソフトウェア

39.1 概要

ウォームギヤの体系は、以下に示すように分類することができます。この中で、(1)および(2)のホイールは外歯車ですが、本件のソフトウェアは、(3)の内歯車ウォームギヤです。なお、LCCW ウォームギヤは、カタログ[37]で示している「歯たけ方向に線接触を持つ円筒ウォームギヤ」のことで、

- (1) 円筒ウォームギヤ
 - (1.1)円筒ウォームギヤ[2], 24 頁, 図 4.33
 - (1.2)Niemann worm gear [29]
 - (1.3)ウォーム×ヘリカルギヤ[3], 24 頁, 図 4.34
 - (1.4)LCCW ウォーム×ヘリカルギヤ[37], 24 頁, 図 4.39
 - (1.5)傾斜ウォームギヤ[28], 24 頁, 図 4.37
- (2) 鼓形ウォームギヤ
 - (2.1)ヒンドレーウォームギヤ[36], 24 頁, 図 4.35
 - (2.2)鼓形ウォーム×ヘリカルギヤ[37], 24 頁, 図 4.38
- (3) 内歯車ウォームギヤ
 - (3.1)樽形ウォームギヤ[39], 24 頁, 図 4.40

内歯車ウォームギヤの樽形ウォームは、鼓形ウォームのように同時かみ合い歯数が多く、且つ、ホイールの歯たけ方向のかみ合い接触線を持つことから潤滑に対して非常に有利といえます。本ソフトウェアは、(3.1)樽形ウォームギヤを設計するソフトウェアですが、バックラッシュおよびクリアランスを 0 にすればホブやねじ状砥石の歯形として使用することができます。また、内はすば歯車の軸とウォーム軸を直交させることができる歯形とすることができますので、この樽形ウォーム（ホブ、砥石）の支持軸を内はすば歯車に接触させない位置に配置させることができます（ただし、ねじれ角の制限があります）。

これらを整理しますと

- (a)本ソフトウェアは内歯車用樽形ウォームのソフトウェアですが、バックラッシュと歯先クリアランスを 0 にすることによりホブおよびねじ状砥石の刃形を生成することができます。
- (b)ウォーム（ホブ、砥石）の取り付け角を歯車のねじれ角に合わせることなく歯（刃）形を決定することができます。
- (c)ホブの取り付け角を、歯車の軸方向に対して直角にすることもできるため、ホブ（砥石）の切削時の移動は、内歯車の形状に遮られることなく内歯車を重ね合わせて複数個同時に加工することができます。

39.2 内歯車諸元入力

図 39.2 に内歯車の諸元入力画面を示します。諸元の入力範囲は、 $0.1 \leq m_n \leq 50, 10 \leq z_2 \leq 500, 5^\circ \leq \alpha_n \leq 30^\circ, 0^\circ \leq \beta \leq 30^\circ$ です。図 39.2 の内歯車諸元を確定すると、寸法を図 39.3 のように表示します。

項目	記号	単位	数値
歯直角モジュール	mn	mm	2.0000
歯数	z	---	50
圧力角	α_n	deg	20.0000
ねじれ角	β	deg	7° 0' 0.00
ねじれ方向	---	---	右ねじれ
歯厚入力			
<input checked="" type="radio"/> 転位係数 <input type="radio"/> ピトインピン寸法 <input type="radio"/> またぎ歯厚			
転位係数	xn	---	0.3563
ボール径	dp	mm	3.368
ピトインピン寸法	dm	mm	97.5907
またぎ歯数	zm	---	7
またぎ歯厚	W	mm	40.2960
歯先円直径	da	mm	98.1762
歯底円直径	df	mm	107.1762
歯元R	rf	mm	0.8000
歯先R	ra	mm	0.2000
歯幅	b	mm	15.0000

図 39.2 内歯車諸元

項目	記号	単位	数値
正面モジュール	mt	mm	2.0150
正面圧力角	α_t	deg	20.1382
基準円直径	d	mm	100.7510
基礎円直径	db	mm	94.5916
基礎円筒ねじれ角	β_b	deg	6.5759
リード	Lead	mm	2577.8367
歯末のたけ	ha	mm	1.2874
歯元のたけ	hf	mm	3.2126
全歯たけ	h	mm	4.5000
Tif径	Tif	mm	98.4644

図 39.3 内歯車寸法

39.3 ウォーム諸元入力

図 39.4 に内歯ウォーム（ホブ、砥石）の諸元入力画面を示します。条数の入力範囲は、 $1 \leq z_w \leq 3$ です。中心距離は、理論値の他に、任意に設定することも可能ですのでウォームの直径を変更することができます。また、偏心量を与えると図 39.5(a)に示すようにウォームの形状が変化し、ウォーム側面部で逃げを大きくすることができます。

項目	記号	単位	数値
条数	zw	---	1
中心距離	a	mm	40.0000
歯幅	bw	mm	20.0000
偏心量	e	mm	0.0000
セット角	ϕ	deg	0.0000
クリアランス	cka	mm	0.5000
クリアランス	ckf	mm	1.0000
歯先R	Ra	mm	0.8000
歯元R	Rf	mm	0.4000
バックラッシュ	jt	mm	0.2000

図 39.4 内歯樽形ウォーム諸元

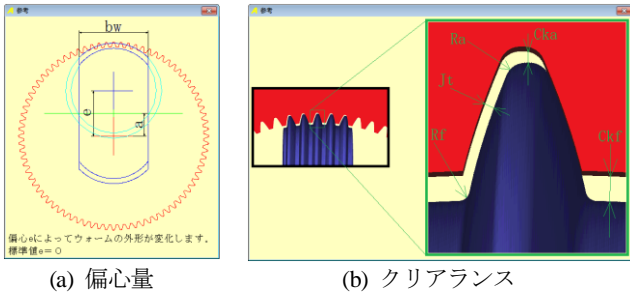


図 39.5 内歯-樽形ウォームの機能

図 39.6 に内歯-樽形ウォーム寸法を示します。また、諸元設定完了後、図 39.7 に組図を作図することができますので、樽形ウォームの歯幅や全体のバランスを確認することができます。

内歯用(Hob 砥石) の計算例は、39.6 に示します。

項目	記号	単位	数値
軸方向モジュール	m_x	mm	2.0150
軸方向ピッチ	P_t	mm	6.3304
基準円直径	d_{wo}	mm	16.4110
端部外径	d_{as}	mm	24.2755
中央部外径	d_{am}	mm	26.1762
外径面曲率半径	ρ_a	mm	53.0881
数値(かみあい)			
			Worm Internal Gear
バックラッシュ角度	$j \theta$	deg	12.1946 0.2439
軸方向かみあい率	ε_x	---	3.2851

図 39.6 内歯-樽形ウォーム寸法

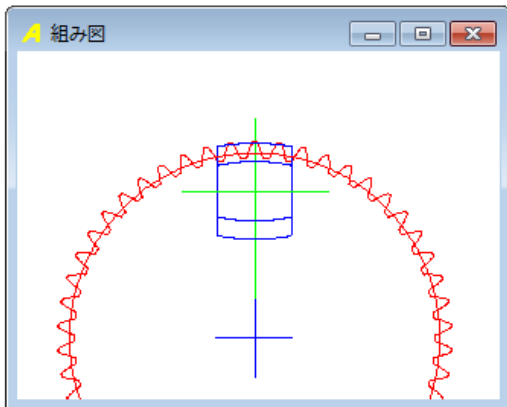


図 39.7 組図 (ウォームと内歯車)

39.4 歯形計算

樽形ウォームの歯形分割数を図 39.8 で設定します。ここで設定する分割数で生成する樽形ウォームの歯形の細かさが決まります。また、ウォームにクラウニングや歯先修整を与える場合は、図 39.9 で設定することができます。

歯形計算後の樽形ウォームと内歯車の 3D かみ合いを図 39.10 および図 39.11 に示します。図 39.11 の(a)は、理論歯形のかみ合いであるため明確に 3 同時かみ合い線を確認することができま

項目	記号	単位	数値
歯幅方向分割数	bNO	---	300
円周分割数	hNO	---	300

図 39.8 樽形ウォームの歯形計算の設定

すが、図 39.11(b)は、図 39.9 でクラウニングを与えているため右端の接触線は薄く同時かみ合い接触線は 2.5 歯です。

なお、本例は、内歯車とウォームの軸角は図 39.4 で、セット角 $\phi=0^\circ$ としていますので 90° で組み立てることができるウォーム歯形ですが、内歯車のねじれ角に合わせた軸角としたウォームの歯形を生成することも可能です。

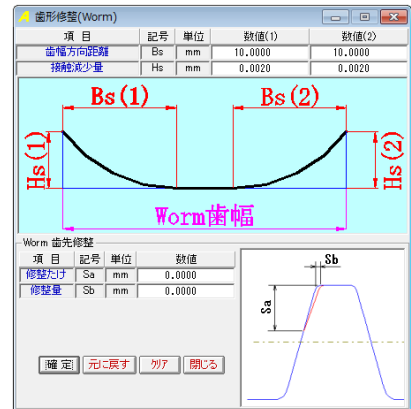


図 39.9 樽形ウォームのクラウニング

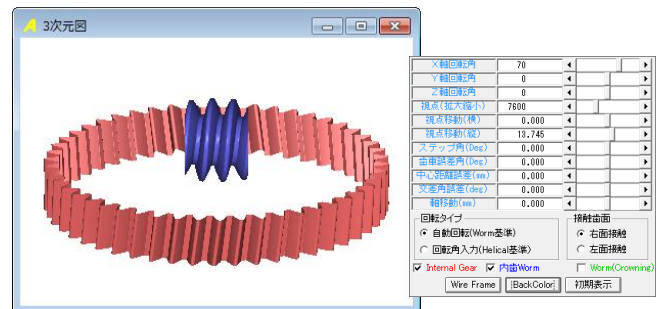
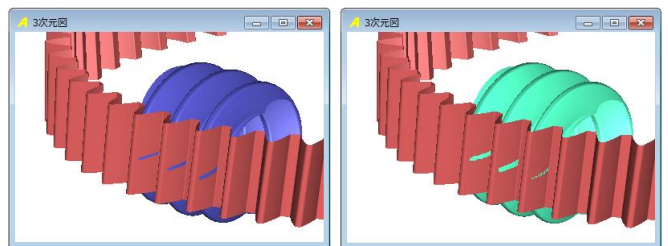


図 39.10 歯形レンダリング (理論ウォーム)



(a) 理論歯形 (b) クラウニング付ウォーム

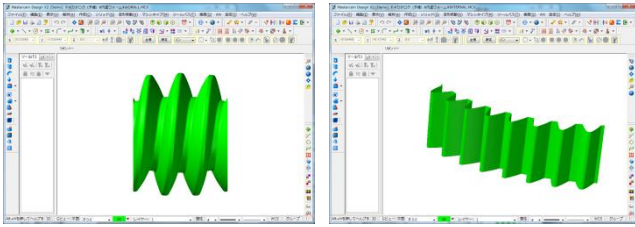
図 39.11 歯形レンダリング (接触線)

39.5 歯形出力

生成した歯形を CAD データとして出力することができます。図 39.11 の歯形を図 39.12 の歯形ファイル出力により作図した例を図 39.13 に示します。



図 39.12 歯形ファイル出力



(a) Worm.IGS (b) Internal Gear.IGS
図 39.13 CAD 作図例(3D-IGES)

39.6 ホブ(ねじ状砥石)

図 39.2 の内歯車を加工する内歯用ホブ(砥石)の諸元入力画面を図 39.14 に示します。条数の入力範囲は、 $1 \leq z_w \leq 3$ です。中心距離は、理論値の他に、任意に設定することも可能ですのでホブの直径を変更することができます。ウォームの場合はクリアランスおよびバックラッシュを与えることができますが、ホブの場合は設定できません。

図 39.15 に内歯-樽形ホブ寸法を示します。また、諸元設定完了後、図 39.16 に組図を作図することができますので、樽形ホブの歯幅や全体のバランスを確認することができます。

Worm(Hob,砥石) 寸法 (入力2/3)			
内歯用(Hob,砥石)		内歯Worm	
項目	記号	単位	数値
条数	zw	---	1
中心距離	a	mm	40.0000
歯幅	bw	mm	20.0000
偏心量	e	mm	0.0000
セット角	ϕ	deg	0.0000
クリアランス	cka	mm	---
クリアランス	ckf	mm	1.0000
歯先R	Ra	mm	0.6000
歯元R	Rf	mm	0.4000
バックラッシュ	jt	mm	---

図 39.14 内歯-樽形ホブ諸元

内歯用(Hob,砥石) 計算結果			
項目	記号	単位	数値
軸方向モジュール	m _x	mm	2.0150
軸方向ピッチ	PT	mm	6.3304
基準円直径	d _{w0}	mm	16.4110
端部外径	d _{as}	mm	25.2938
中央部外径	d _{am}	mm	27.1762
外径面曲率半径	ρ_a	mm	53.5881

図 39.15 内歯-樽形ホブ寸法

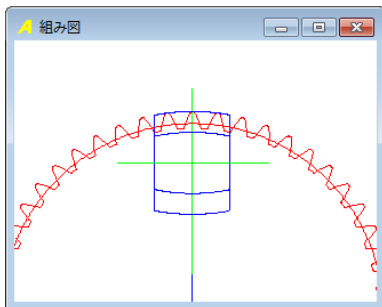


図 39.16 組み図 (ホブと内歯車)

39.7 歯形計算

樽形ホブの歯形分割数を図 39.17 で設定します。ここで設定する分割数で生成する樽形ホブの歯形の細かさが決まります。また、ウォームにはクラウニングを与えることができますが、ホブにはクラウニングを与えることができません。

歯形計算 (入力3/3)			
項目	記号	単位	数値
歯幅方向分割数	bNO	---	300
円周分割数	hNO	---	300

図 39.17 樽形ホブの歯形計算の設定

図 39.18 に樽形ホブと内歯車およびコントロールフォームを示します。また、図 39.19 に示す拡大図では内歯車の歯面と歯先にホブの刃形接触線を確認することができます。

内歯車とホブの軸角は図 39.14 でセット角 $\phi=0^\circ$ としていますので歯車とホブの軸角を 90° で加工することができるホブの刃形です。

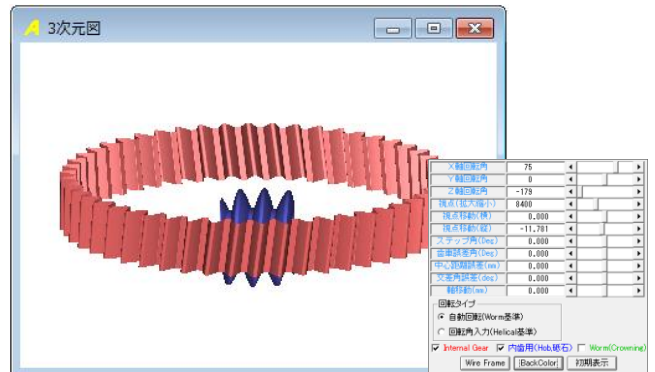


図 39.18 樽形ホブと内歯車

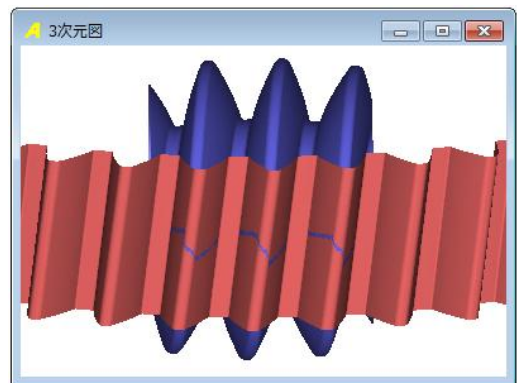


図 39.19 樽形ホブと内歯車 (拡大図)

[40] 多段減速歯車設計ソフトウェア

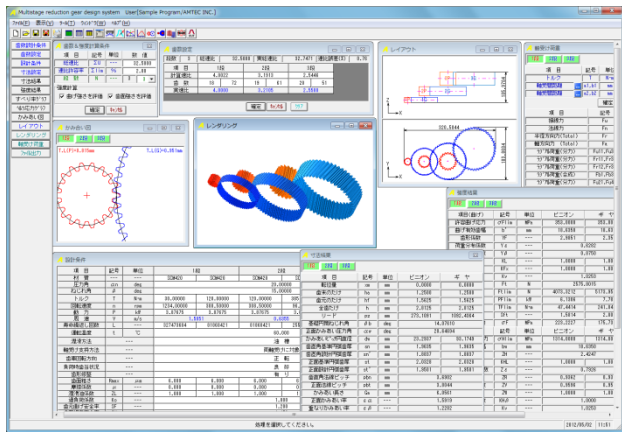


図 40.1 多段減速歯車設計ソフトウェア

40.1 概要

減速機を設計する際、総減速比に対する減速段数とその歯数比を決め、寸法計算、強度計算、軸受荷重計算をするには計算が非常に面倒です。例えば、全ての歯車の計算を終えた後で、初期段の歯車の変更が生じた場合、後列の歯車を再度計算し直す必要が生じます。

本ソフトウェアは、総減速比、段数そして動力を設定することにより歯車寸法、歯車強度計算を一括で行うことができます。そして、歯車列の配置図を表示し、さらに歯車配置を自由に変更することができます。

40.2 歯数&強度計算条件

図 40.2 に歯数と強度計算条件の画面を示します。総減速比の入力範囲は、 $1 < \Sigma U < 10,000$ で、段数は 1~10 で設定することができます。また、強度計算を規準に歯車寸法を決定しますが、その際、曲げ強度と歯面強度の両方で歯車の大きさを決めることや曲げ強度あるいは歯面強度だけで歯車の大きさを決めることができます。本カタログでは $\Sigma U=32.5$ 、3 段歯車の例を示します。

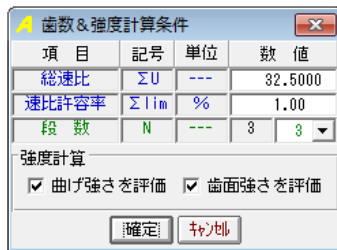


図 40.2 歯数と強度計算条件の設定

40.3 歯数設定

歯数設定は、総減速比と段数により自動計算 (AMTEC 独自のアルゴリズム) します。例題では、総減速比 32.50 に対し、計算による総減速比は 32.7 であり、その誤差は 0.76 % です。なお、自動計算により決まった歯数は任意に変更が可能です。



図 40.3 歯数設定

40.4 設計条件

図 40.4 に設計条件設定画面を示します。材料の設定は、図 40.5 に示すように「熱処理」に適応した材料の選択フォームを表示し、設定することができます。また、各段歯車の材料を設定した後は、図 40.6 のように材料一覧で確認することができます。

図 40.4 の場合、圧力角およびねじれ角は全段共通 (プロパティで設定: 図 40.24 参照) ですが、各段の歯車で任意に設定することができます。図 40.7 に各段歯車の圧力角とねじれ角を変更した例を示します。

運転温度および摩擦係数は、プラスチック歯車 (今後に対応予定) の強度計算のために設けていますので鋼歯車の場合は強度計算に影響しません。



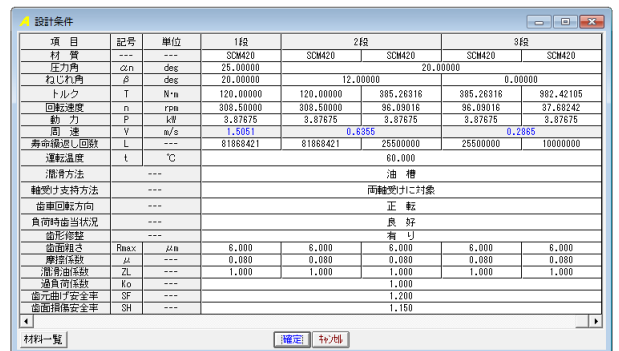
図 40.4 設計条件の設定 1



図 40.5 材料設定の例



図 40.6 材料一覧



(各段の圧力角とねじれ角を変更した例)

図 40.7 設計条件の設定 2

40.5 歯車寸法の設定

寸法結果 で、図 40.8 を表示します。ここで表示する歯車諸元は、上記で設定した減速比や動力などを規準にして強度計算を行い、安全率（本例の場合、曲げと歯面強さ）が満足する歯車諸元を自動計算し表示しています。

ここでは、モジュール、歯数、圧力角、ねじれ角、歯幅などを変更することができます。また、ここで表示している歯幅は強度計算を規準に自動決定した値のため整数ではありませんので製品の歯幅に変更可能です。今、歯幅を 18.6mm を 10mm に変更すると、再度強度計算を行い図 40.9 のように強度不足の数値を赤字で表示します。

例題の場合、1~3 段の歯車諸元数値を[確定]すると図 40.10 のように歯車寸法結果を表示します。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	m	mm	1.25000	
歯数	z	---	18	72
圧力角	α_n	deg	20.00000	
ねじれ角	β	deg	15.00000	
ねじれ方向	---	---	左ねじれ	右ねじれ
基準円直径	d	mm	23.2937	93.1749
転位係数	xn	---	0.00000	0.00000
中心距離	a	mm	58.2343	
歯直線法線歯厚減少量	fn	mm	0.0750	0.0750
基準円直径	db	mm	21.7976	87.1904
歯先円直径	da	mm	25.7937	95.6749
歯底円直径	df	mm	20.1687	90.0499
歯幅	b	mm	18.6350	18.6350
基準円歯元R係数	ro	---	0.3750	0.3750
歯先R	ra	mm	0.0000	0.0000
クリアランス	c	mm	0.3125	0.3125
法線方向トポグラフ	jin	mm	0.1500	
全かみあい率	ε_γ	---	2.8201	
すべり率(歯先)	σ_a	---	0.5055	0.8296
すべり率(歯元)	σ_b	---	-4.8673	-1.0223
トルク	T	N·m	30.0000	120.0000
回転速度	n	rpm	1234.0000	308.5000
曲げ強さ	sft	---	1.5814	2.0087
歯面強さ	sfc	---	1.0414	1.0414
材質	---	---	SCM420	SCM420

図 40.8 歯車寸法の設定 1

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	m	mm	1.25000	
歯数	z	---	18	72
圧力角	α_n	deg	20.00000	
ねじれ角	β	deg	15.00000	
ねじれ方向	---	---	左ねじれ	右ねじれ
基準円直径	d	mm	23.2937	93.1749
転位係数	xn	---	0.00000	0.00000
中心距離	a	mm	58.2343	
歯直線法線歯厚減少量	fn	mm	0.0750	0.0750
基準円直径	db	mm	21.7976	87.1904
歯先円直径	da	mm	25.7937	95.6749
歯底円直径	df	mm	20.1687	90.0499
歯幅	b	mm	10.0000	18.6350
基準円歯元R係数	ro	---	0.3750	0.3750
歯先R	ra	mm	0.0000	0.0000
クリアランス	c	mm	0.3125	0.3125
法線方向トポグラフ	jin	mm	0.1500	
全かみあい率	ε_γ	---	2.2510	
すべり率(歯先)	σ_a	---	0.5055	0.8296
すべり率(歯元)	σ_b	---	-4.8673	-1.0223
トルク	T	N·m	30.0000	120.0000
回転速度	n	rpm	1234.0000	308.5000
曲げ強さ	sft	---	0.8486	1.2126
歯面強さ	sfc	---	0.4650	0.4650
材質	---	---	SCM420	SCM420

図 40.9 歯車寸法の設定 2

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
転位量	xm	mm	0.0000	0.0000
歯末のたけ	ha	mm	1.2500	1.2500
歯元のたけ	hf	mm	1.5625	1.5625
全歯たけ	h	mm	2.8125	2.8125
リード	pz	mm	279.1091	1092.4364
基礎円間ねじれ角	β_b	deg		14.07610
正面かみあい圧力角	α_w	deg		20.64694
かみあいピッチ円直径	dw	mm	23.2937	93.1749
歯直線法線歯厚	sn	mm	1.9635	1.9635
歯直線法線歯厚	sn'	mm	1.8837	1.8837
正面基準円歯厚	st	mm	2.0328	2.0328
正面設計円歯厚	st'	mm	1.9501	1.9501
歯直線法線ピッチ	pbn	mm		3.6902
正面法線ピッチ	pbt	mm		3.8044
かみあい長さ	Ga	mm		6.0561
正面かみあい率	ε_α	---		1.5919
重なりかみあい率	ε_β	---		1.2282
またぎ歯数	zm	---	3	9
基準またぎ歯厚	W	mm	9.5733	32.7579
設計またぎ歯厚	W'	mm	9.4983	32.6829
測定ピッチ	dp	mm	2.156	2.105
基準円歯元寸法	dm	mm	26.2665	96.0191
設計円歯元寸法	dm'	mm	26.0824	95.8095
キャリア歯たけ	Hj	mm	1.2888	1.2597
基準キャリア歯厚	Sj	mm	1.9615	1.9634
設計キャリア歯厚	Sj'	mm	1.8820	1.8836
基準円歯末のたけ	hao'	---	1.0000	1.0000
基準円歯元のたけ	hf'o'	---	1.2500	1.2500
トポグラフ	jt	mm		0.1653

図 40.10 歯車寸法

40.6 強度計算結果

強度結果 で、図 40.11 に強度計算結果を表示します。なお、歯車強度計算は、JGMA401-01:1974,402-01:1975に基づいています。また、図 40.8 の歯車諸元は図 40.11 に示すように曲げ強さ、歯面強さ全てが満足する歯車諸元です。

各段歯車の強度結果は 1段 2段 3段 で選択することができます。

項目(曲げ)	記号	単位	ピニオン	ギヤ
許容曲げ応力	σ_{Flim}	MPa	353.0000	353.0000
曲げ有効歯幅	b'	mm	18.6350	18.6350
歯形係数	YF	---	2.9851	2.3501
荷重分布係数	Y ϵ	---		0.6292
ねじれ角係数	Y β	---		0.8750
寿命係数	KL	---	1.0000	1.0000
寸法係数	KFx	---	1.0000	1.0000
動荷重係数	Kv	---		1.0253
呼び円周力	Ft	N		2575.8015
許容円周力	Ftlim	N	4079.3212	5173.9595
許容馬力	PFlim	kW	6.1306	7.7871
許容トルク	TFlim	N·m	47.4414	241.0415
曲げ強さ	Sft	---	1.5814	2.0087
歯元曲げ応力	σ_F	MPa	223.2227	175.7374
項目(面圧)	記号	単位	ピニオン	ギヤ
許容ヘルツ応力	σ_{Hlim}	MPa	1314.0000	1314.0000
面圧有効歯幅	bw	mm		18.6350
領域係数	ZH	---		2.4247
寿命係数	KHL	---	1.0000	1.0000
かみあい率係数	Z ϵ	---		0.7926
粗さ係数	ZR	---	0.9362	0.9362
潤滑速度係数	ZV	---	0.9596	0.9596
硬さ係数	ZW	---	1.0000	1.0000
荷重分布係数	KH β	---		1.0000
動荷重係数	Kv	---		1.0253
呼び円周力	Fc	N		2575.8022
許容円周力	Fclim	N	2682.3126	2682.3126
許容馬力	Pclim	kW	4.0371	4.0371
許容トルク	Tclim	N·m	31.2405	31.2405
歯面強さ	Sfc	---	1.0414	1.0414
ヘルツ応力	σ_H	MPa	1287.6473	1287.6473

図 40.11 強度計算結果

40.7 すべり率とヘルツ応力のグラフ

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。各歯車段のすべり率とヘルツ応力の変化グラフを図 40.12 および図 40.13 に示します。

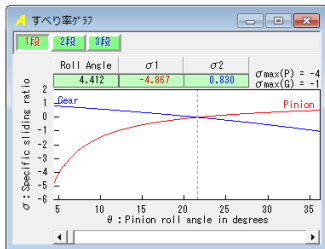


図 40.12 すべり率

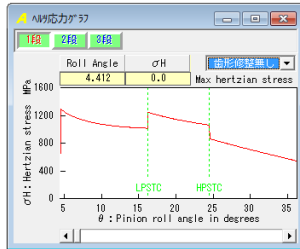


図 40.13 ヘルツ応力

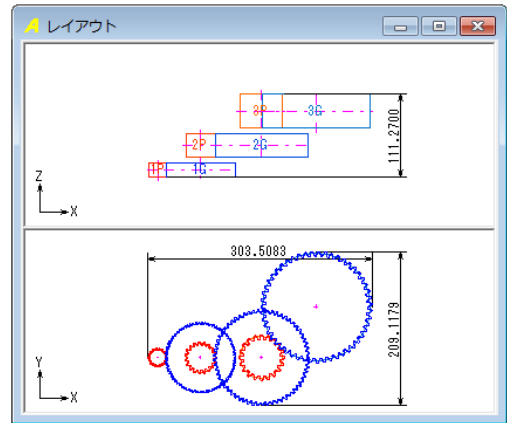


図 40.16 レイアウト 2

40.8 歯形かみ合い図

図 40.14 に各段歯車のかみ合い図を示します。コントロールフォームで歯車を回転させることもでき、また、距離計測もできます。

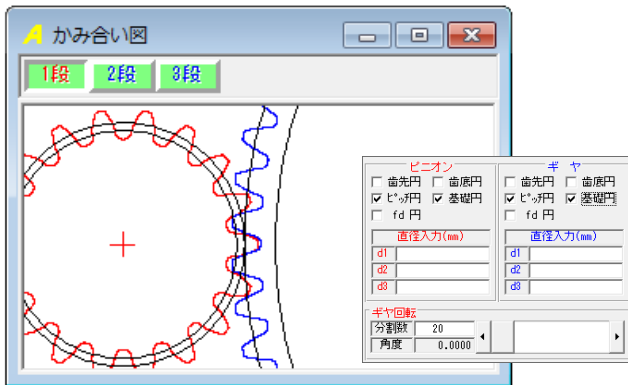


図 40.14 歯形かみ合い図

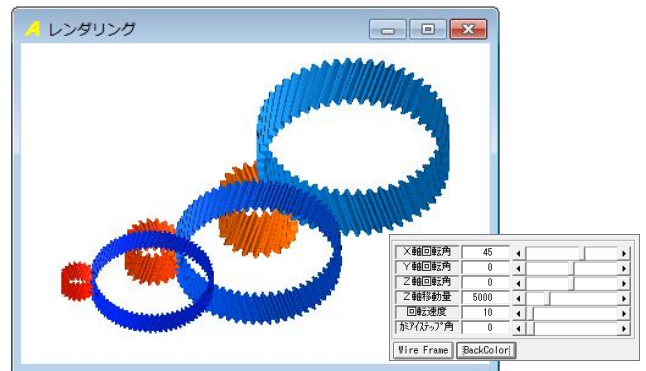


図 40.17 歯形レンダリング 1

40.9 歯形かみ合い図と歯形レンダリング

図 40.14 に各段歯車のレイアウトを示します。コントロールフォームにより寸法線や歯形を表示することができます。また、図 40.16 のように歯車を軸方向に移動して歯車側面に隙間を与えることや、歯車軸を Y 軸方向に移動することもできます。この歯形レンダリング (オプション) を図 40.17 に示します。

また、歯車軸を移動する処理は、小型の歯車装置 (小型モータ減速機等) に適しています。図 40.18 および図 40.19 に 8 段減速歯車を示します。

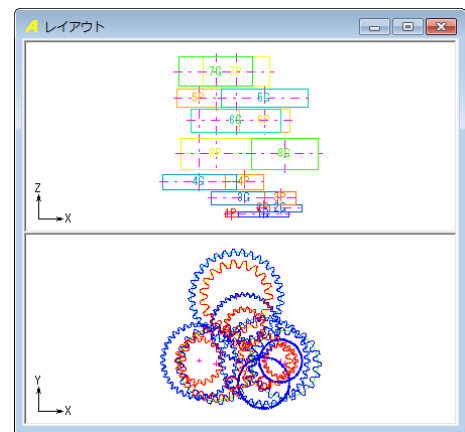


図 40.18 レイアウト 3 (8 段減速の例)

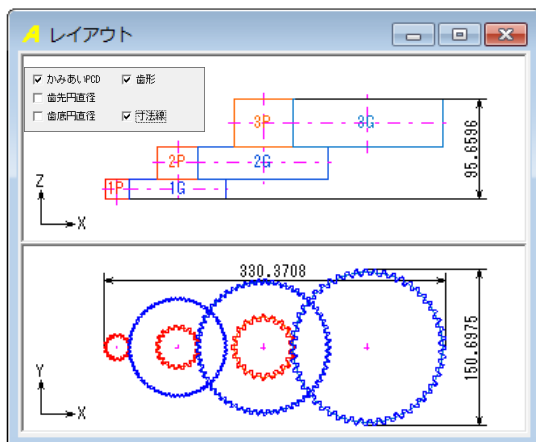


図 40.15 歯車のレイアウト 1

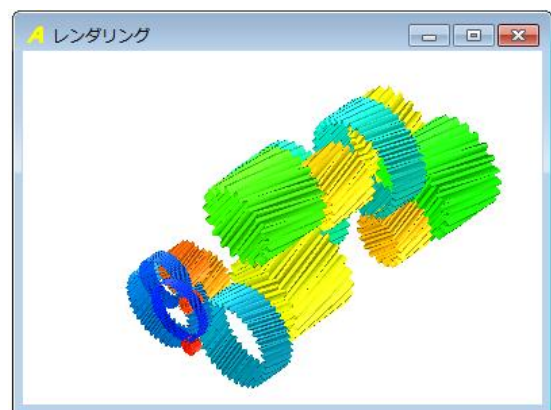


図 40.19 歯形レンダリング 2 (8 段減速の例)

40.10 軸受荷重 (オプション)

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 40.20 に計算結果を示します。

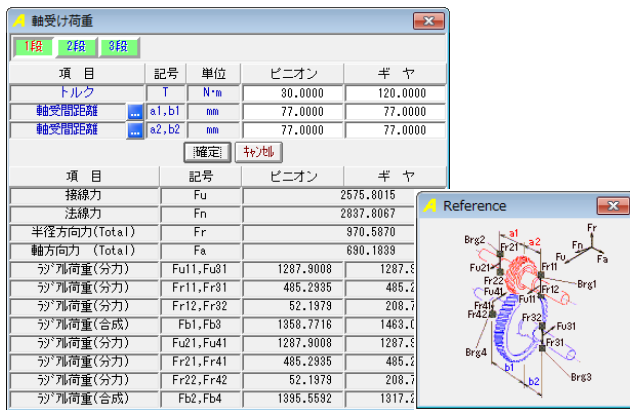


図 40.20 軸受荷重

40.11 プロパティ

(1)規準ラックと標準値

図 40.24 に規準ラックと標準値の設定画面を示します。歯幅の設定範囲や歯幅決定係数で減速機の大きさを決めることができます。

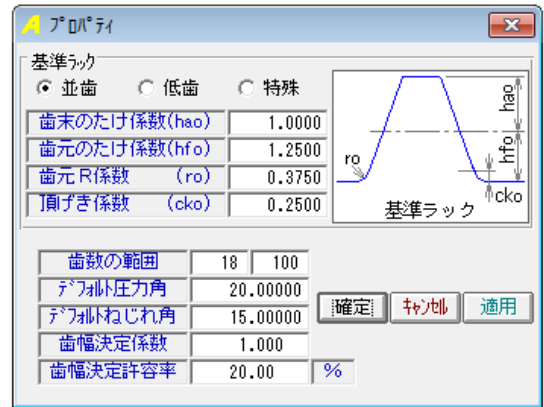


図 40.24 規準ラックと標準値

40.11 ファイル出力 (オプション)

生成した歯形とレイアウトは、図 40.21 で出力することができます。図 40.21 にレイアウトの CAD 作図例を、図 40.22 に歯車列の CAD 作図例を示します。

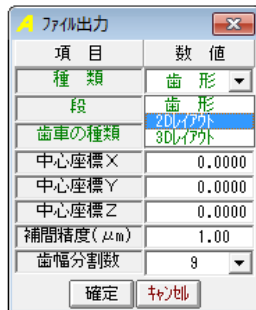


図 40.21 ファイル出力

(2)任意材料の登録

任意材料を図 40.25 で設定することができます。図 40.5 の材料選択で「任意材料」を選択することができます。



図 40.25 任意材料の設定

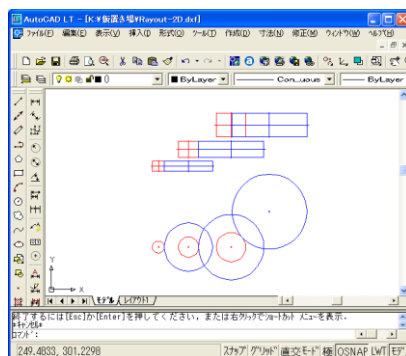


図 40.22 CAD 作図例 (レイアウト)

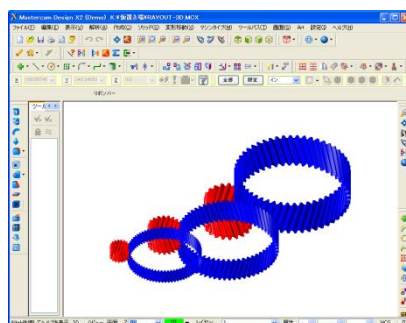


図 40.23 CAD 作図例 (歯車列)

[41] その他ソフトウェアの作図例

図 41.1～41.12 のソフトウェアの詳細は本カタログには説明していませんので別途お問い合わせください。

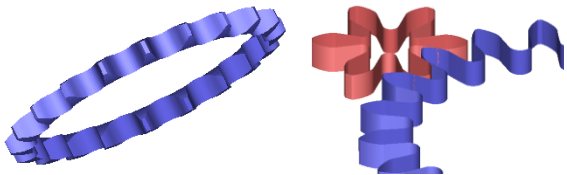


図 41.1 スプロケット 図 41.2 サイクロイド歯車

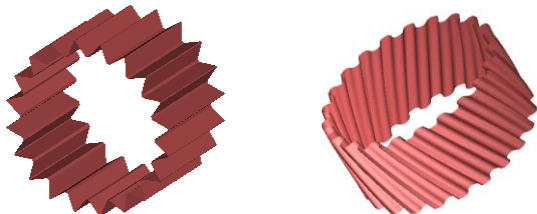


図 41.3 三角セレーション 図 41.4 円弧歯形歯車

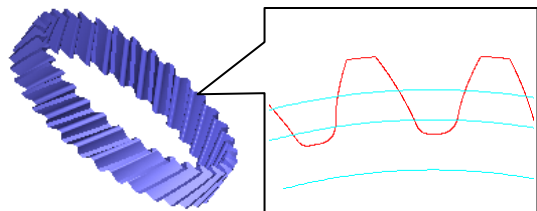


図 41.5 非対称歯形歯車

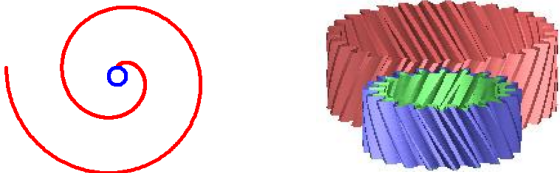


図 41.6 インボリュート曲線 図 41.7 ピニオンカッタ

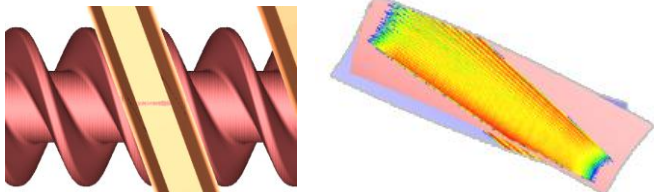


図 41.8 ウォーム I 形砥石 図 41.9 負荷時の歯当たり

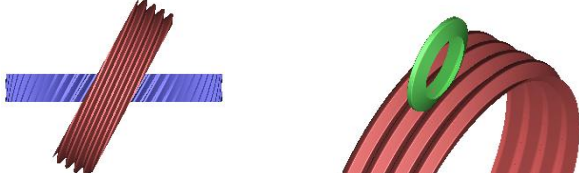


図 41.10 ねじ状砥石研削 図 41.11 砥石研削ホイール

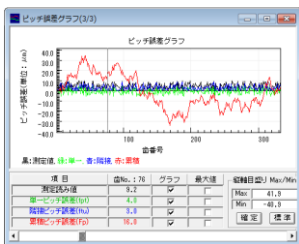


図 41.12 ピッチ誤差計算

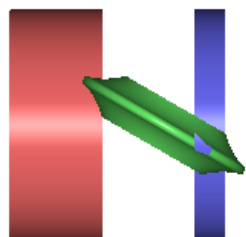
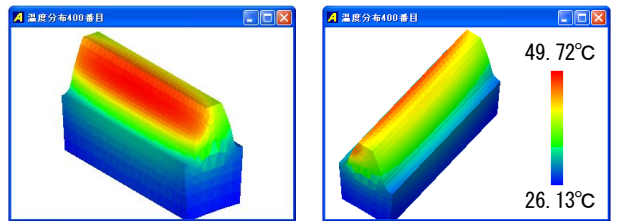
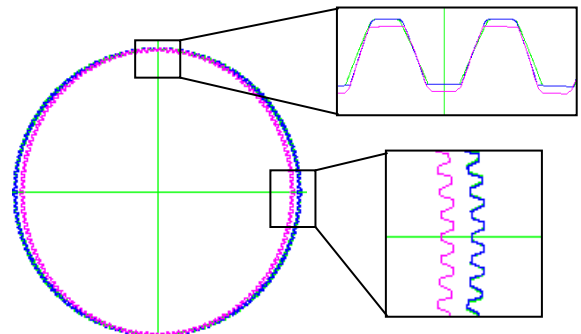


図 41.13 切り上げ距離



発熱・熱伝導解析ソフト(定常・非定常解析)

図 41.14 プラスチック歯車の温度分布図



Epi_z₁=164, Internal_z₂=160, Internal_z₃=164
楕円系歯車ソフトウェア[9]と内歯車歯形で設計

図 41.15 波動歯車の設計例

[42] 歯車精度規格ソフトウェア

1998年3月20日にJIS B 1702-1,2(1998)が制定されことにより、JIS B 1702(1976)は廃止となりました。永年に渡って親んできた規格を、急激に新しい規格基準に変更することは色々な障害を伴うこととなりますが、いつまでも旧規格を使用し続けることはできません。設計者や製造担当者が困ることは、旧規格と新規格の相関関係であると予想することができるため、「歯車精度規格ソフトウェア」(図 42.1)を作成し無償配布することと致しました。旧規格から新規格に移行する際の助けになれば幸いです。このソフトウェアは、弊社のホームページ(www.amtecinc.co.jp)からダウンロードすることができますのでご利用ください。

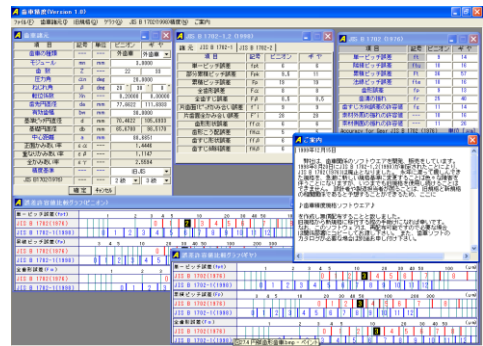


図 42.1 歯車精度規格

[43]動作環境

- ①コンピュータ本体
 - 1 GHz 以上を搭載したパーソナルコンピュータ
 - ②オペレーティングシステム
 - Windows® 7
 - Windows® XP Service pack 3 以降
 - ③CD-ROM ドライブ
 - ④Windows®対応の解像度 1024×768 以上のディスプレイ
 - ⑤動作用に 1GB 以上の実装メモリが必要
 - ⑥ハードディスク 1GB 以上の空き領域
 - ⑦Windows® 対応のマウスまたは他の適切なポインティングデバイス
 - ⑧Windows®対応のプリンタ
 - ⑨Open GL Ver.1.5 以上に対応したビデオボード(推奨)
- * Windows® XP, Windows® 7は, 米国 Microsoft 社の登録商標です.
* DXF ファイルのバージョンは, Release 12J です.
* IGES ファイルは, 一般的な CAD では確認していますが未確認の CAD もあります.

■ Windows XP から Windows 7 への変更 ■

32 bit Windows 7 (x86) および 64 bit Windows 7 (x64) への Gear Design Software のインストールについて下記をご確認ください。

1. HASP のインストールについて (ネットワークでない場合)

現状, プロテクトボックス (HASP) のドライバおよびライブラリが未対応のため, インストールしても起動できません. そのため以下の対応 1, 2 が必要となります。

1.1 対応 1: インストーラの変更

Windows 7 対応のプロテクトボックスドライバおよびライブラリをセットアップするインストーラ を装備したものを用意していますのでお問い合わせください。ご注文後, Windows 7 に対応したソフトウェア (CD-ROM) を納品致します。

ソフトウェア 1 本につき¥30,000- (税別)

1.2 対応 2: Windows XP Mode での利用に際して

Windows XP Mode でも問題なく動作します。ただしプロテクトボックスを認識させるためにプロテクトボックスを接続している USB ポートを有効にする必要があります。また, Windows XP Mode は Windows Virtual PC 上で動作させるためデータの安全性や動作速度は Windows 7 でのネイティブ動作に比べはるかに劣ります。

2. HASP のインストールについて (ネットワークの場合)

ネットワークライセンス付きプロテクトボックス (Net HASP) の場合は, 別途対応させていただきますのでお問い合わせ (info@amtecinc.co.jp) ください。

◆フローティングライセンスは, 同一セグメント域での使用とさせていただきます。

さいごに

日々, 歯車に関連したソフトウェアを開発し, 種々取り揃えておりますが, 更に充実したソフトウェアを開発する所存です。また, カタログに掲載していないソフトウェアもございます。お気づきの点やご意見, ご希望などがございましたら下記までご連絡くださいますようお願い申し上げます。

E-mail : info@amtecinc.co.jp

URL : www.amtecinc.co.jp

[44] 機械の紹介

44.1 歯車成形研削盤 (安田工業株式会社)



歯車最大直径=300mm

図 44.1 GT-30 ver II (YASDA)



歯車最大直径=1300mm

図 44.2 GT-130 (YASDA)

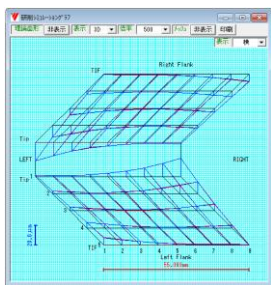


図 44.3 歯面修整

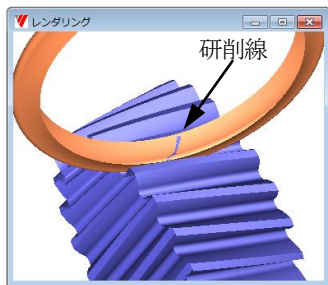


図 44.4 レンダリング(研削)

表 44.1 成形研削システム

インボリュート歯車成形研削システム	GT30	GT130
インボリュート歯車の歯面 3 次元修整	○	○
任意歯形歯車の成形研削システム	○	○
インボリュートねじ歯車成形研削	○	×
ウォームのねじ面の成形研削	○	×
内歯車の成形研削	×	○

安田工業(株) www.yasda.co.jp
 〒719-0303 岡山県浅口郡里庄町浜中 1160
 TEL 0865-64-2511 FAX 0865-64-4535

44.2 X線 CT 三次元測定機 (Carl Zeiss)

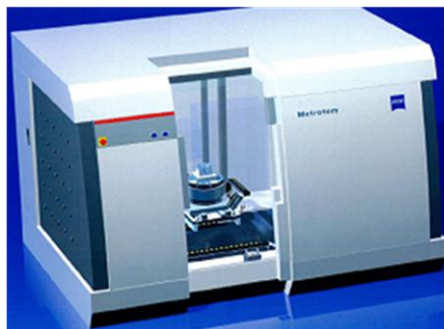
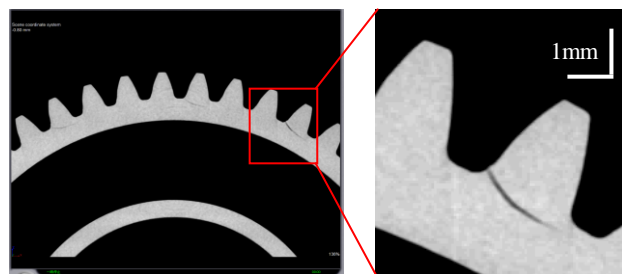
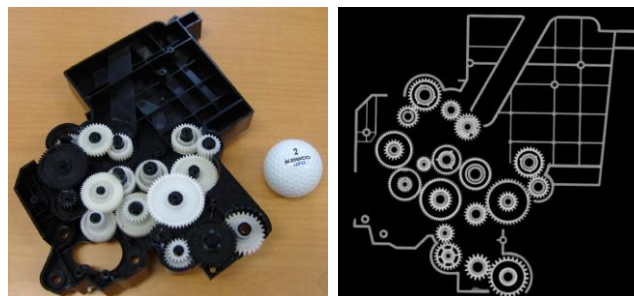


図 44.5 METROTOM[®] (Carl Zeiss)



POM-C, $m1, z48, x_n0, \alpha20, \beta0, b8$, 深さ 2.2mm の画像

図 44.6 プラスチック歯車の X線内部観察



(a) 外観

(b) 内部撮影

図 44.7 プラスチック歯車機構の X線内部撮影

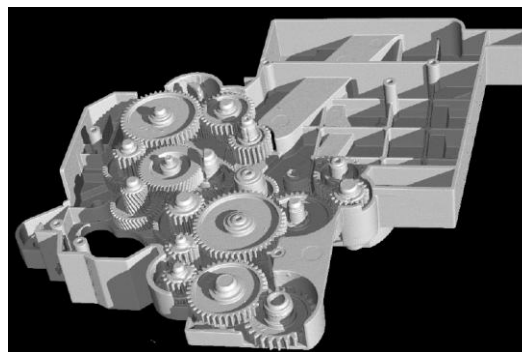


図 44.8 プラスチック歯車機構の X線撮影

カールツァイス IMT(株) www.zeiss.co.jp
 〒564-0062 大阪府吹田市垂水町 3-35-22
 TEL 06-6337-8031 FAX 06-6337-7804

[付録 : A]
CT-FEM System によるはすば歯車の歯元応力解析例

A1. はじめに

機論(C 編)52 巻 479 号¹⁾「はすば歯車の実用歯元曲げ応力計算式」の 1983 頁, 図 8 の各種曲げ強度計算式による歯元応力と実験結果を比較したグラフに興味を持ち CT-FEM System²⁾で解析した。その結果, 実験値と極めて近い解析結果を得たのでここに報告する。

A2. 概要

図 A.1 に示すように ISO・DIN, BS, AGMA の強度計算と実験結果は, ほぼ同等の値となっている。しかし注目すべき点は, 強度計算結果では, ねじれ角が増加するにつれ応力値が小さくなっているが実験結果では, ねじれ角が増加するとともに応力値が大きくなり強度計算と逆の結果となっている。

理論歯形による「FEM-1」の解析結果は JSME とほぼ同等となったが, 他の強度計算結果や実験値よりも 4 割程度小さい。しかし歯車の誤差を考慮した「FEM-2」の解析結果は, 実験値とほぼ同じ応力値となり更にねじれ角による傾向も実験と同じ結果となった。

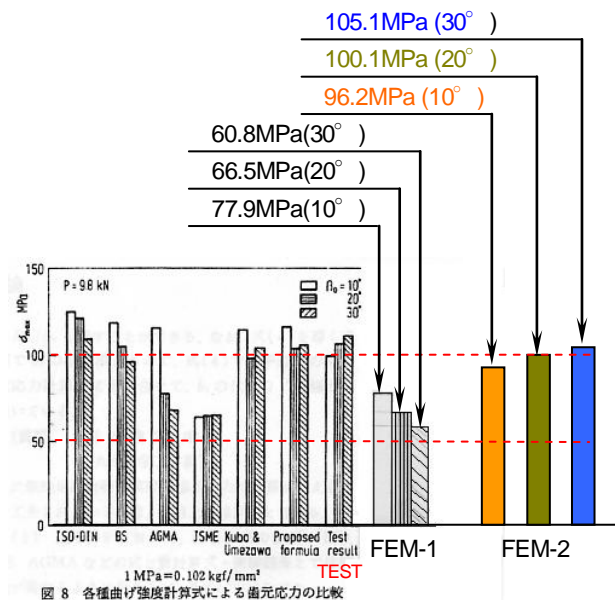


図 A.1 実験結果と FEM 解析結果の比較

A3. 歯車諸元

原文³⁾には, 「歯元応力の測定に使用した歯車の諸元は表 A.1 であり, 歯車材料は SNC415, 浸炭焼入れ後研削したもので精度は (旧)JIS1 級であり, 静的負荷かみ合い試験機を用いて円周力 P=9.8kN のもて, はすば歯車の負荷かみ合い時の歯元応力をひずみゲージを用いて測定した。」とある。

「FEM-1」では理論歯形で解析を行い, 「FEM-2」では図 A.2, 図 A.3 に示す試験歯車の歯形誤差および歯すじ誤差⁴⁾を 3 種類の歯車に適応させた。また, ピッチ誤差の検査表が無いため(旧)JIS1 級の誤差許容値である 10 μ m として解析した。更に, かみ合い位置は図 A.4 に示す通りである。

表 A.1 歯元応力測定に用いた歯車の諸元

Gear sign	Mark	Unit	G.A	G.B	G.C
Tooth profile	---	---	Standard	Standard	Standard
Normal module	m	mm	6	6	6
Normal pressure angle	α_n	deg	20	20	20
Helix angle	β	deg	10(R・L)	20(R・L)	30(R・L)
Number of teeth	z	---	36	36	36
Pitch circle diameter	d	mm	219.33	229.86	249.42
Face width	b	mm	40	40	40
Transverse contact ratio	ϵ_α	---	1.63	1.53	1.37
Overlap ratio	ϵ_β	---	0.37	0.73	1.06

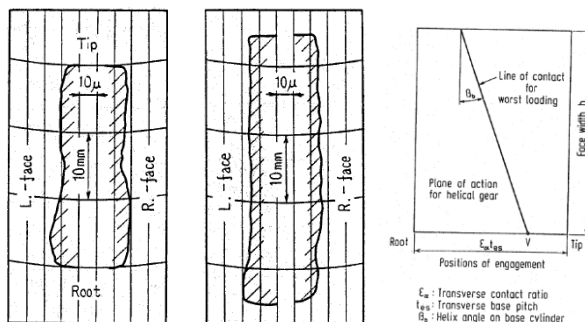


図 A.2 歯形誤差 図 A.3 歯すじ誤差 図 A.4 負荷位置

A4. FEM-1 の解析結果

「FEM-1」は, 理論歯形の解析である。図 A.5~A.7 は設定画面であり, 図 A.8 と図 A.9 に, ねじれ角 10°の解析結果を, 図 A.10 と図 A.11 にねじれ角 30°の解析結果を示す。ねじれ角 20°は省略する。



図 A.5 諸元設定 図 A.6 メッシュ作成諸元

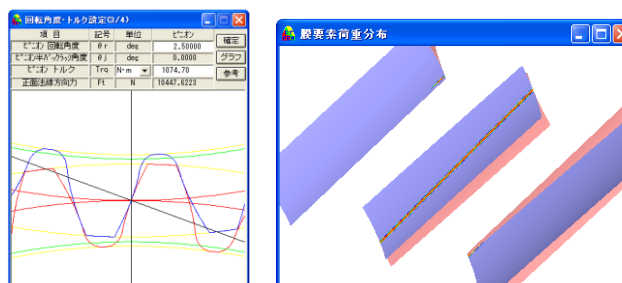


図 A.7 かみ合い 図 A.8 歯面(646.9MPa, $\beta=10^\circ$)

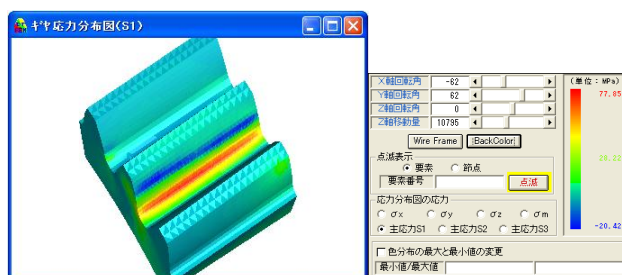


図 A.9 歯元最大引張応力(77.9MPa, $\beta=10^\circ$)

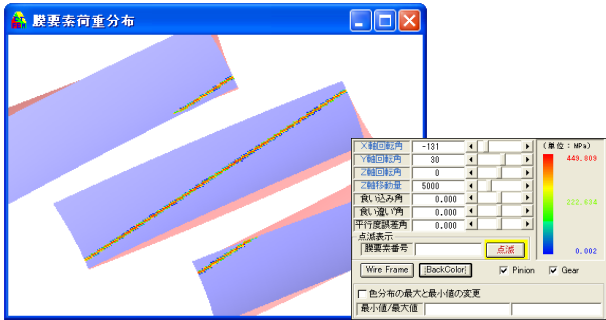


図 A.10 歯面応力(449.8MPa, $\beta=30^\circ$)

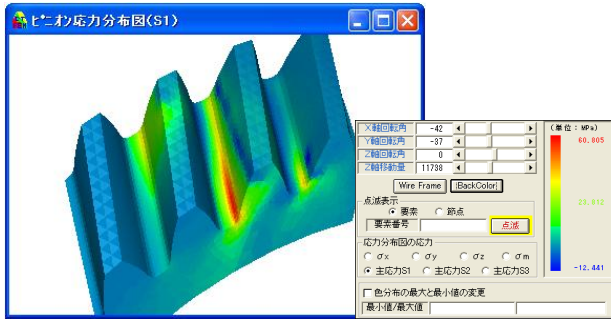


図 A.11 歯元最大引張応力(60.8MPa, $\beta=30^\circ$)

A5.1 ねじれ角 10° の解析結果

ねじれ角 10° の解析結果を図 A.14~A.18 に示す。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	z	mm	6.00000	
歯数	z		36	36
圧力角	α_n	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	10	0
ねじれ方向	β		右ねじれ	左ねじれ
軸位係数	xn		0.00000	0.00000
中心距離	a	mm	213.33215	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.2000	0.2000
歯幅	b	mm	40.0000	40.0000
歯先円直径	da	mm	231.3321	231.3321
歯根円直径	df	mm	204.3321	204.3321

図 A.14 諸元設定

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ	歯面部の設定
リム直径	dm	mm	174.3321	174.3321	歯面なし
歯先分節数	δ_1	mm	45.00	45.00	歯面なし
歯面分節数	δ_2	mm	30.00	30.00	歯面なし
歯根分節数	δ_3	mm	60.00	60.00	歯面部の設定
リム分節数	NE		6	6	歯面部の設定
2次元分節数	EP		200	200	歯面なし
3次元分節数	ET		205340	205340	歯面なし
メッシュ比	SE		0.3000	0.3000	歯面なし
メッシュ比	SE		0.3000	0.3000	歯面なし

図 A.15 メッシュ

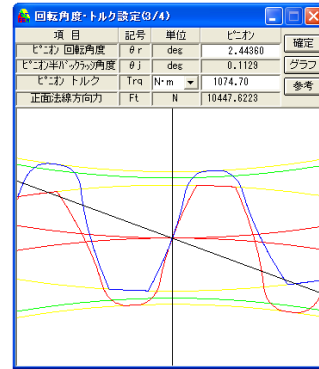


図 A.16 かみ合い

A5. FEM-2 の解析結果

「FEM-2」は、歯車の誤差を考慮した解析である。歯形誤差と歯すじ誤差は、図 A.2 および図 A.3 を読み取りピニオンとギヤの誤差を図 A.12 および図 A.13 のように設定した。

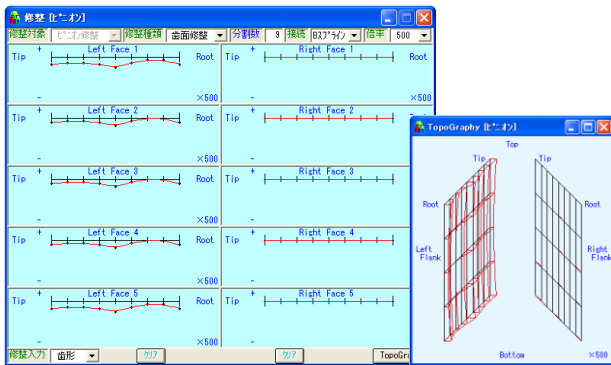


図 A.12 ピニオン歯形(反作用面は理論歯形)

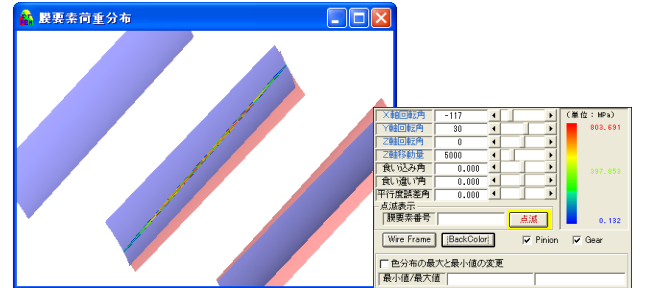


図 A.17 歯面応力(803.7MPa)

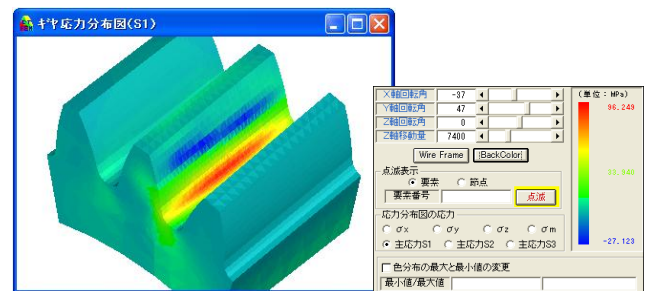


図 A.18 歯元最大引張応力(96.2MPa)

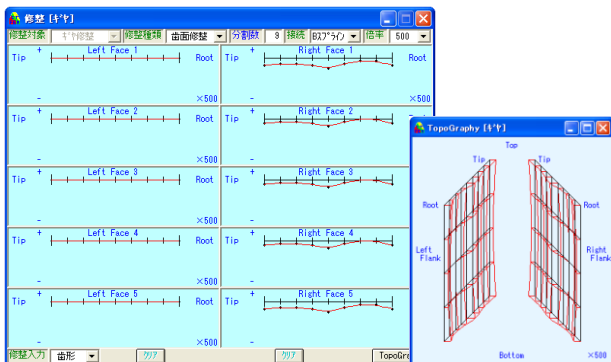


図 A.13 ギヤ歯形(反作用面は理論歯形)

A5.2 ねじれ角 20° の解析結果

ねじれ角 20° の解析結果を図 A.19~A.23 に示す。

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ
モジュール	z	mm	6.00000	
歯数	z		36	36
圧力角	α_n	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	20	0
ねじれ方向	β		右ねじれ	左ねじれ
軸位係数	xn		0.00000	0.00000
中心距離	a	mm	229.86240	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.2000	0.2000
歯幅	b	mm	40.0000	40.0000
歯先円直径	da	mm	241.8624	241.8624
歯根円直径	df	mm	214.8624	214.8624

図 A.19 諸元設定

項目	記号	単位	ピニオン	ギヤ	歯面部の設定
リム直径	dm	mm	184.8624	184.8624	歯面なし
歯先分節数	δ_1	mm	45.00	45.00	歯面なし
歯面分節数	δ_2	mm	30.00	30.00	歯面なし
歯根分節数	δ_3	mm	60.00	60.00	歯面部の設定
リム分節数	NE		6	6	歯面部の設定
2次元分節数	EP		200	200	歯面なし
3次元分節数	ET		205340	205340	歯面なし
メッシュ比	SE		0.3000	0.3000	歯面なし
メッシュ比	SE		0.3000	0.3000	歯面なし

図 A.20 メッシュ

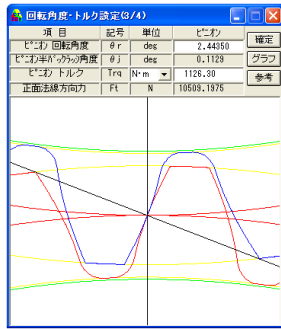


図 A.21 かみ合い

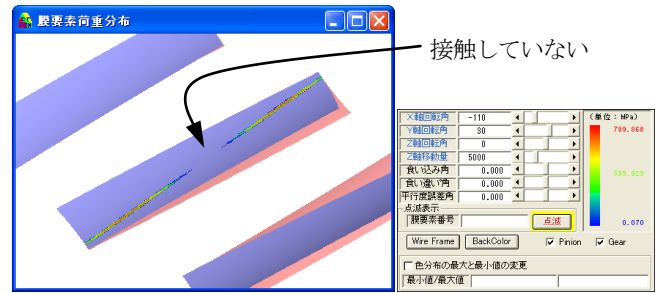


図 A.27 歯面応力(799.9MPa)

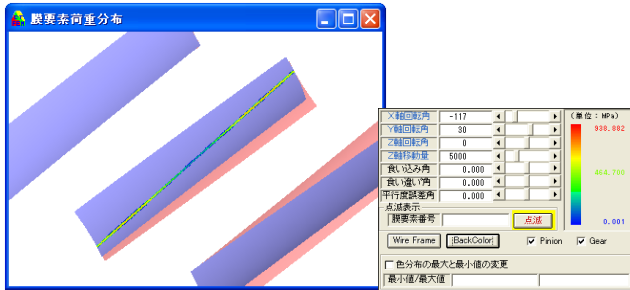


図 A.22 歯面応力(938.9MPa)

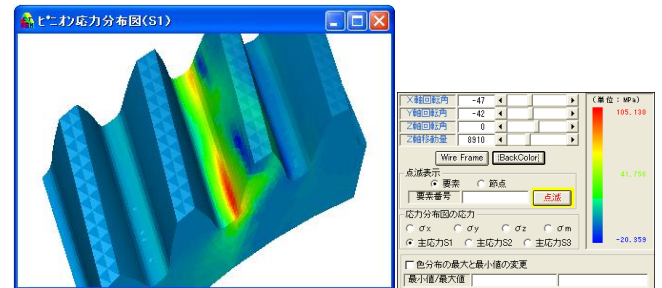


図 A.28 歯元最大引張応力(105.1MPa)

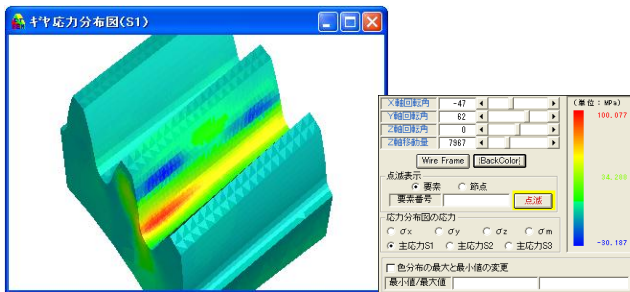


図 A.23 歯元最大引張応力(100.1MPa)

A5.3 ねじれ角 30° の解析結果

ねじれ角 30° の解析結果を図 A.24~A.28 に示す。

項目	記号	単位	ピッチ	ギヤ
モジュール	mn	mm	5.00000	
歯数	z	---	36	36
圧力角	αn	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	30	0
ねじれ方向	---	---	右ねじれ	左ねじれ
ねじり係数	xn	---	0.00000	0.00000
中心距離	a	mm	249.41552	
法線歯厚減少量	fn	mm	0.2000	0.2000
歯幅	b	mm	40.0000	40.0000
歯先円直径	da	mm	261.4153	261.4153
歯根円直径	df	mm	234.4153	234.4153

図 A.24 諸元設定

項目	記号	単位	ピッチ	ギヤ	歯面側の設定
リム直径	dm	mm	294.4153	294.4153	<input type="checkbox"/> 拘束なし
歯元分節精度	Q1	mm	45.00	45.00	<input checked="" type="checkbox"/> 拘束
歯面分節精度	Q2	mm	30.00	30.00	<input type="checkbox"/> 拘束なし
歯根分節精度	Q3	mm	60.00	60.00	<input type="checkbox"/> 拘束なし
リム分節数	N1	---	6	6	<input type="checkbox"/> 拘束なし
2次元線要素数	E	MPa	20540	20540	<input type="checkbox"/> 拘束なし
ポアソン比	ν	---	0.3000	0.3000	<input type="checkbox"/> 拘束なし

図 A.25 メッシュ

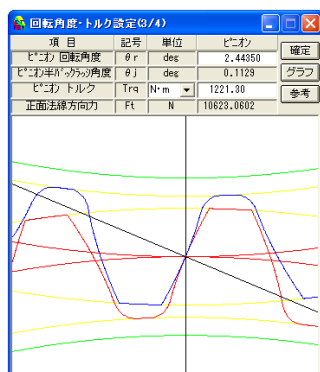


図 A.26 かみ合い

A6. まとめ

- (1) 誤差を考慮した「FEM-2」の解析結果と実験値は、ほぼ同じ応力値であり、更に、ねじれ角と応力値の傾向も同じ結果となった。
- (2) 理論歯形に歯形誤差とピッチ誤差を与えると、ねじれ角 30° の歯車では歯元応力は 1.7 倍にもなる。
- (3) 図 A.27 の $\beta=30^\circ$ では歯形・歯すじ誤差の影響により二段当りが顕著に現れていることが解る。

A7. その他

歯面修整を与え、更に軸角誤差を与えた場合の歯面応力も数%の誤差で解析することができた。(別報告)

参考文献など

- 1) 小田, 小出, 機論(C編)52巻479号(昭61-7), はすば歯車の実用歯元曲げ応力計算式
- 2) CT-FEM System Ver.3.0, アムテック, 歯車応力解析ソフトウェア
- 3) 小田, 島富, 機論(C編)621.833.2/6, 827 ページ
- 4) 小田, 島富, 機論(C編)621.833.2/6, 827 ページ, 図 3

[付録 : B]

Gear Navigation System によるホーニングシミュレーション

B1. はじめに

ホーニング加工において被削歯車と異なる諸元のドレスギヤや、バイアス修整等の複雑な修整を施したドレスギヤを使用する場合があるが、正確に歯形が加工されるか否かは実際に加工してから検査をして判断しているのが現状である。

今回、被削歯車と諸元の異なるドレスギヤを用いたときの歯形を Gear Navigation System でシミュレーションした結果を報告する。

B2. Gear navigation system の概要

Gear Navigation System は、ホブカッタ、ピニオンカッタ、シェーピングカッタ、ホーニングの各工具による歯車加工形状解析と、そのかみ合いのシミュレーションをすることができる。また、データベースによる工具管理機能を有し、条件に見合う工具を共用計算することにより検索することができる。

歯車加工シミュレーションは、歯面、歯元、歯先、面取り形状と各数値の計算、特にホーニングでは、歯形修整、歯すじ修整、歯面修整後の形状を解析しグラフ表示することができる。更に、かみ合いシミュレーションでは、加工後の歯形をかみ合わせて歯当たりを観察することができる。図 B.1 に Gear Navigation System の画面を示す。

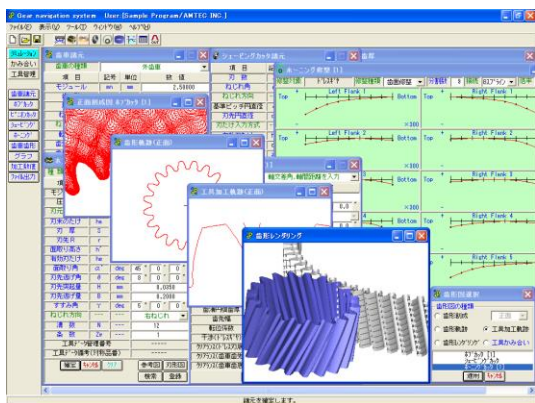


図 B.1 Gear Navigation System

B3. 加工手順

被削歯車は、モジュール 2.5、歯数 15、圧力角 20°、ねじれ角 30°のはずば歯車であり、歯車をホブ切削後にホーニング加工を行うものとした。ホーニング用砥石ドレス用のドレスギヤの歯数を、被削歯車と同じ 15 枚(ドレスギヤ S)の場合と、歯数を 29 枚(ドレスギヤ K)とした場合のシミュレーションを行う。

ドレスギヤには S、K とともに同じ歯面修整を与えホーニング砥石をドレスした後にホーニング加工した。

B4. 歯車とドレスギヤ諸元

被削歯車の歯車諸元を図 B.2 に、ホブ諸元を図 B.3 に示す。加工時の歯厚は、図 B.4 に示すようにホーニング仕上げ代は、またぎ歯厚で 0.1mm とし、ドレスギヤ S および K には図 B.7 の歯面修整を与えている。

歯車の種類				外歯車	
項目	記号	単位	数	値	
モジュール	m	mm	2.50000		
歯数	Z	---	15		
圧力角	α_n	deg	20.00000		
ねじれ角	β	deg	30° 0' 0.0"		
ねじれ方向	---	---	左ねじれ		
転位係数	xn	---	0.60000		
歯先円直径	da	mm	51.3018		
歯底円直径	df	mm	40.0518		
歯幅	b	mm	10.0000		
基準ピッチ円直径	d	mm	48.3018		
基礎円直径	db	mm	39.9191		
基礎円歯ねじれ角	β_b	deg	28° 0' 27.6"		

図 B.2 被削歯車諸元

歯車の種類				転位ホブ	
項目	記号	単位	数	値	
モジュール	m	mm	2.50000		
圧力角	α_n	deg	20.00000		
対末のたけ	ha	mm	3.1250		
対元のたけ	hf	mm	3.1250		
刃厚	S	mm	3.9270		
刃先 R	r	mm	0.9375		
すずみ角	γ	deg	5° 0' 0.0"		
ねじれ方向	---	---	右ねじれ		
溝数	N	---	12		
条数	Zw	---	1		
工具データベース管理番号	---	---	---		
工具データベース(対称品番)	---	---	---		

図 B.3 ホブ諸元

歯車仕上げ歯厚				
項目	記号	単位	ホブカッタ [1]	ホーニングカッタ [1]
歯厚入力方式	---	---	またぎ歯厚	またぎ歯厚
またぎ歯数	Zm	---	4	4
またぎ歯厚	W	mm	27.60000	27.50000
測定ピン径	dp	mm	5.0000	5.0000
オーバーピッチ法	dm	mm	53.32810	53.12968
歯頂角円弧歯厚	Sn	mm	4.96885	4.86244
またぎ歯厚変化量	δW	mm	-----	-0.1000
オーバーピッチ変化量	δdm	mm	-----	-0.1984

図 B.4 加工歯厚

ドレスギヤ諸元 [1]			
計算方法 A:ドレスギヤ→砥石→歯車			
項目	記号	単位	数値
歯数	Z	---	15
ねじれ角	β	deg	30° 0' 0.0"
ねじれ方向	---	---	左ねじれ
基準ピッチ円直径	d	mm	48.3018
基礎円直径	db	mm	39.9191
歯先円直径	da	mm	52.5513
歯底円直径	df	mm	35.8018
歯厚入力方式	---	---	またぎ歯厚
またぎ歯数	Zm	---	4
またぎ歯厚	W	mm	27.50000
測定ピン径	dp	mm	5.0000
オーバーピッチ法	dm	mm	53.12968
歯幅	b	mm	10.0000
ドレスリング外径	dD	mm	52.0000

図 B.5 ドレスギヤ(S)諸元

ドレスギヤ諸元 [1]			
計算方法 A:ドレスギヤ→砥石→歯車			
項目	記号	単位	数値
歯数	Z	---	29
ねじれ角	β	deg	30° 0' 0.0"
ねじれ方向	---	---	左ねじれ
基準ピッチ円直径	d	mm	83.7158
基礎円直径	db	mm	77.1768
歯先円直径	da	mm	92.9658
歯底円直径	df	mm	76.2158
歯厚入力方式	---	---	またぎ歯厚
またぎ歯数	Zm	---	5
またぎ歯厚	W	mm	35.61749
測定ピン径	dp	mm	4.5200
オーバーピッチ法	dm	mm	92.52484
歯幅	b	mm	10.0000
ドレスリング外径	dD	mm	92.0000

図 B.6 ドレスギヤ(K)諸元

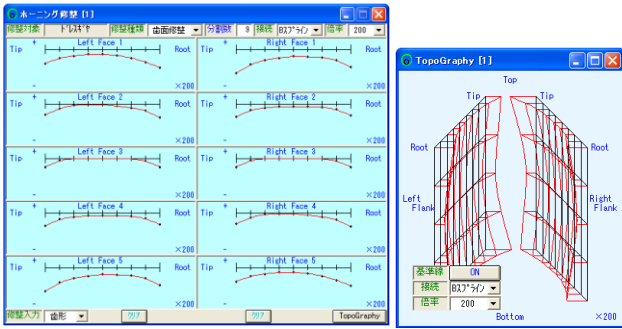


図 B.7 ドレスギヤの歯面修整とトポグラフ

表 B.2 歯形修整量の比較(μm)

	ドレスギヤ(K)		ホーニング後の歯形	
	左面	右面	左面	右面
端面 1	18	33	15.4	26.0
端面 3	16	16	13.3	13.3
端面 5	33	18	26.0	15.4

B5. ホーニング砥石諸元

ホーニング砥石の諸元は 79 歯の 1 種類のみであるがドレスギヤが 2 種類あるためドレスギヤの軸間距離に違いがある。砥石の諸元とドレスギヤ(S, K)とホーニング砥石をかみ合わせた場合の数値表を図 B.8 および図 B.9 に示す。なお、図 B.8 および図 B.9 の軸間距離(ドレスギヤ)は、ねじ歯車のかみ合いを基準に計算した値を採用している。

項目	記号	単位	数値
歯数	Z	---	79
ねじれ角	β	deg	20
ねじれ方向	---	---	左ねじれ
軸交差角(トリス)	ΣD	deg	10
軸間距離(トリス)	aD	mm	88.4369
軸間距離(リク)	aR	mm	78.0876
軸交差角(歯車)	Σ	deg	10
軸間距離(歯車)	a	mm	88.4369
基準ピッチ円直径	d	mm	210.1751
歯先円直径	da	mm	208.1752
歯根円直径	df	mm	218.4251
基準円直径	db	mm	195.8878
歯溝円直径	Sr	mm	4.8624
歯先幅	S	mm	2.2682
軽位係数	xn	---	0.51402
干渉(トリス)	---	---	発生しない
刃ろみ(トリス)	---	---	2.7501
刃ろみ(歯車)	---	---	0.8249
刃ろみ(歯車)	---	---	0.8251

図 B.8 ホーニング砥石諸元(S)

図 B.9 ホーニング砥石諸元(K)

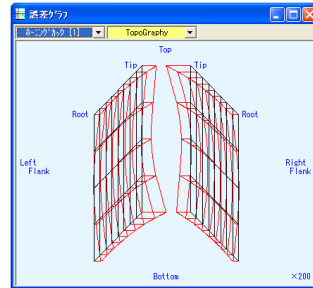


図 B.10 トポグラフ(S)

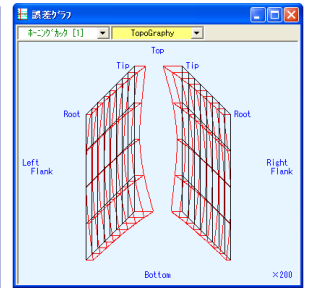


図 B.11 トポグラフ(K)

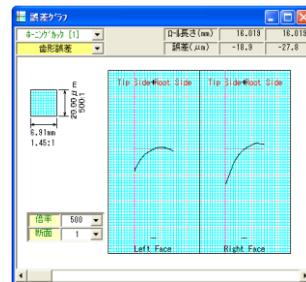


図 B.12 歯形グラフ 1(S)

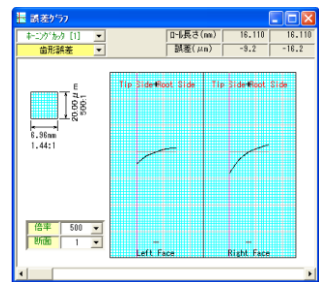


図 B.13 歯形グラフ 1(K)

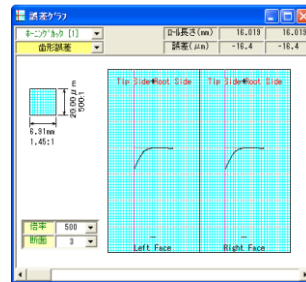


図 B.14 歯形グラフ 3(S)

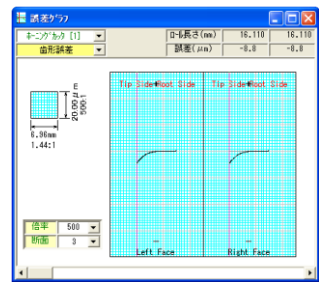


図 B.15 歯形グラフ 3(K)

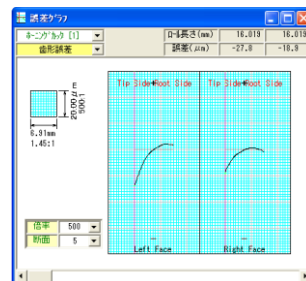


図 B.16 歯形グラフ 5(S)

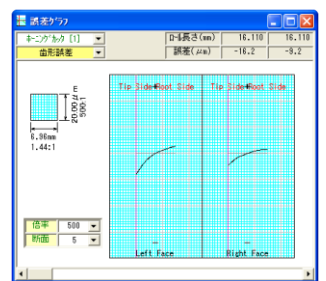


図 B.17 歯形グラフ 5(K)

B6. ホーニング加工後の歯形(修整量)

ホーニング加工後の被削歯車の歯形グラフを図 B.10~B.17 に示す。歯形グラフは、トポグラフの全階層の表示が可能であるが、今回の評価では 1,3,5 階層の歯形誤差を比較した。

ドレスギヤ(S)(K)と同じ修整量を与えてもドレスギヤの歯数によりホーニング後の歯形修整量に差が発生することが解る。表 B.1 は被削歯車と同じ諸元を持つドレスギヤを使用してホーニング加工した結果であり、この場合は、ホーニング加工後の歯形とドレスギヤ(S)の修整量はほぼ一致している。しかし、ドレスギヤ(K)では、表 B.2 に示すようにドレスギヤ修整量の 80%程度が被削歯車の修整量となる。

表 B.1 歯形修整量の比較(μm)

	ドレスギヤ(S)		ホーニング後の歯形	
	左面	右面	左面	右面
端面 1	18	33	20.0	32.1
端面 3	16	16	16.6	16.6
端面 5	33	18	32.1	20.0

B7. 歯形シミュレーション

ホブ加工~ホーニング加工までの歯形シミュレーションを図 B.18~B.27 に示す。図 B.28 および図 B.29 は、ホーニング代を 1μm としたときの歯形レンダリングであり、接触線が顕著に現れている。

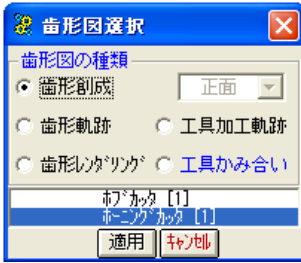


図 B.18 歯形図選択

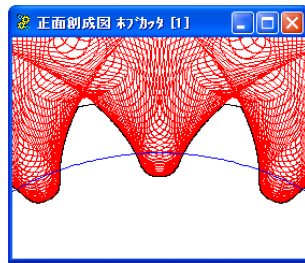


図 B.19 ホブ創成図 1

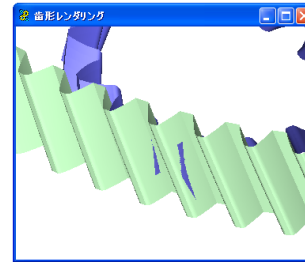


図 B.28 歯形レンドリング 3

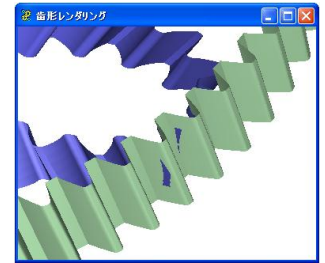


図 B.29 歯形レンドリング 4

ホーニング代：片面 1 μ m

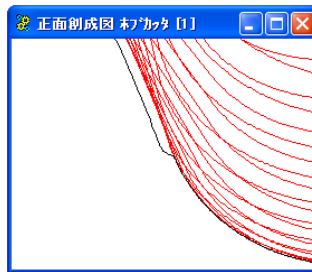


図 B.20 ホブ創成図 2
歯元付近の拡大

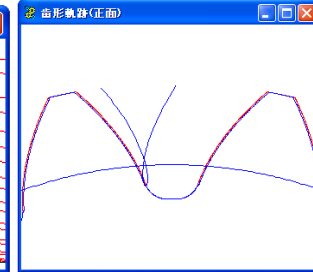


図 B.21 歯形軌跡 1

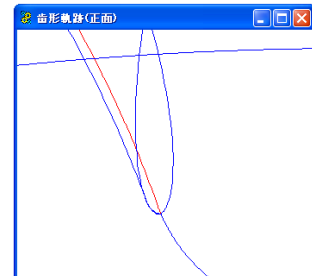


図 B.22 歯形軌跡 2
歯元付近の拡大

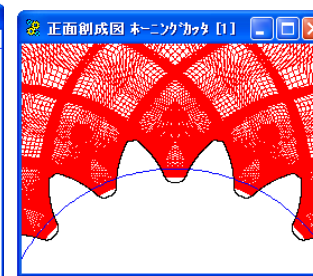


図 B.23 砥石創成図 1

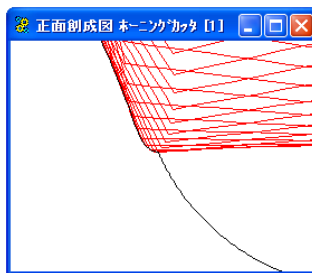
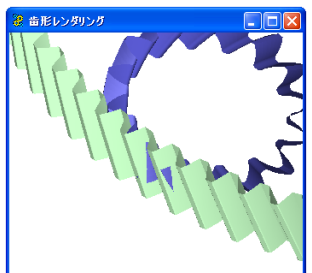


図 B.24 砥石創成図 2
歯元付近の拡大



図 B.25 歯形レンドリング



ホブ加工した歯車と砥石のかみ合い

ホーニング：片面 0.05mm

図 B.26 歯形レンドリング 1

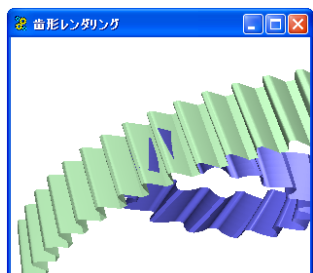


図 B.27 歯形レンドリング 2

B8. まとめ

被削歯車とドレスギヤを同じ諸元とした場合とドレスギヤの歯数を約2倍とした場合についてシミュレーションした。

その結果、同一諸元の場合は、ドレスギヤの修整量そのまま被削歯車に転写されているが、歯数を約2倍にした場合にはドレスギヤに与えた修整量の約80%が転写された結果となった。

本ソフトウェアでは、諸元を任意に変更してシミュレーションすることが可能であるため高価なドレスギヤの諸元および修整量の決定に有効であると考えている。

[付録 : C]

ゲート位置変形を考慮したプラスチック歯車の成形歯形

C1. はじめに

射出成形プラスチック歯車は一般に 3~6 点ゲートで成形されるが、主に分子配向や繊維配向の影響を受けてゲート領域とウェルド領域で収縮差がでるため成形後の歯車は真円にならない。特に繊維補強した材料を使用する場合はその傾向が強くなる。これはゲート数を多くしてもその傾向は同じでありゲート配置(数と位置)や肉盗み形状など度々金型を調整して精度を良くする方法を採用しているのが現状である。

このような非効率的な方法を解決するため1回目成形時の歯形を基本にして、その逆の変形歯形を与えれば収縮後の歯車が真円となると考え、逆変形歯形を与える機能を持つソフトウェア(GearPro Master)を開発した。本ソフトウェアを使用して成形実験した結果、非常に有効な結果が認められたのでここに報告する。

C2. 試験歯車

試験歯車の材質は、PPS/AF(アラミドファイバー)であり歯車諸元は表 C.1 に示す平歯車である。ゲート位置は図 C.1 に示すようにボス部に3点配置とした。

表 C.1 試験歯車諸元

Gear Type	---	---	Spur / Standard
Module	mn	mm	0.8
Number of teeth	z	---	60
Pressure angle	α	deg	20
Addendum Mod.	x_n	---	0
Pitch diameter	d	mm	48.00
Tip diameter	d_a	mm	50.00
Root diameter	d_f	mm	46.40
Face width	b	mm	10.2



表面 裏面

図 C.1 射出成形歯車

C3. 成形1回目の結果

1回目の成形は、図 C.2 の両歯面かみ合い試験結果に示すように3ヶ所のピークが顕著に現れ全かみ合い誤差は 73 μ m となっている。

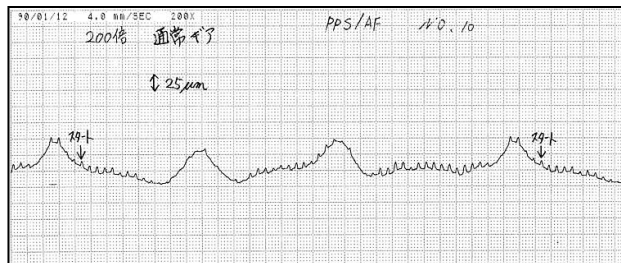


図 C.2 両歯面かみ合い試験結果(その1)

全かみ合い誤差=73 μ m, 1 ピッチかみ合い誤差=25 μ m

C4. 成形2回目の準備

成形1回目の結果(図 3.1)を基準として全かみ合い誤差が低減するように金型の歯形を変更する。まず最初、図 C.2 のグラフを読み取り図 C.3 の真円度修整フォームの「修整量」に数値を入力する。このとき分割数は最大 360 まで設定可能であるが今回は 24 とした。また、真円度修整率は、逆に与えた修整量が全て戻るものと想定して 100% とし、逆歯すじ修整は設定しないものとした。

図 C.3 の真円度修整値を基準として図 C.4 の真円度修整[逆]とすることにより成形後の歯車が真円となる歯形を生成することができ、真円度修整[正]とすると図 C.3 の非円形の歯形を出力することができる。図 C.5 は、歯形レンダリングであり、青色が「逆歯形」、赤色が「理論歯形」を示している。次に図 C.3 の(A)部分の歯形を拡大した図 C.6 の赤線が「逆歯形」であり黒線が「理論歯形」である。図 C.6 の歯先部分(B)で逆歯形と理論歯形の差は 0.038mm であり歯底部分(C)の差は 0.041mm である。

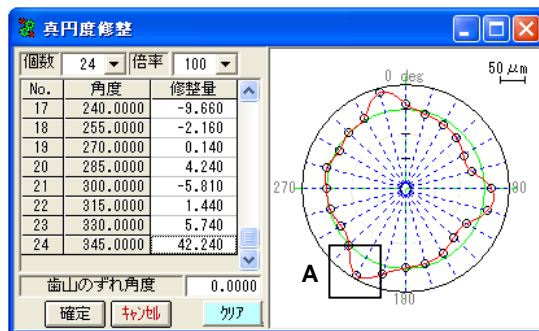


図 C.3 真円度修整



図 C.4 歯形図選択

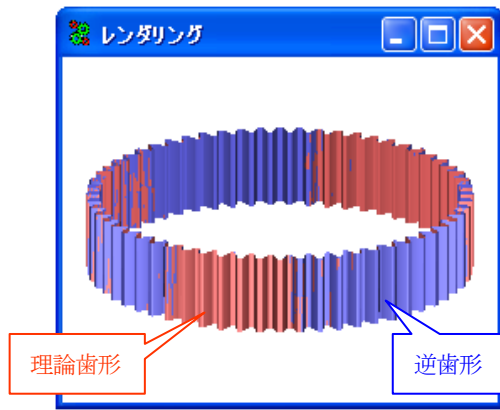


図 C.5 歯形レンダリング

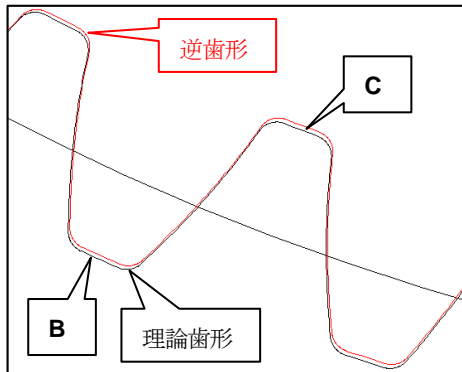


図 C.6 拡大歯形(図 C.3 の[A])

C5. 成形 2 回目の結果

図 C.6 の「逆歯形」で金型を製作し、射出成形した歯車の両歯面かみ合い試験結果を図 C.7 に示す。この結果、図 C.2 のゲート位置の 3ヶ所のピークは滑らかになり全かみ合い誤差は 73 μm から 42 μm に低減した。

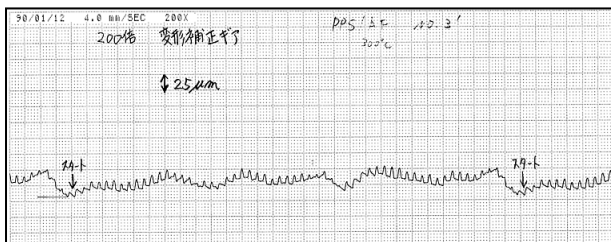


図 C.7 両歯面かみ合い試験結果(その 2)

全かみ合い誤差=42 μm , 1 ピッチかみ合い誤差=15 μm

C6. 成形前と成形後歯形の比較

図 C.7 は真円度修整前後の両歯面かみ合い試験グラフを重ね合わせたグラフであり、修整前のピーク(D~F)は修整後低減している。しかし、2 回目成形グラフの(D)部のピークが下がりすぎているため図 C.4 の修整率は 80~90%程度で良いかもしれない。

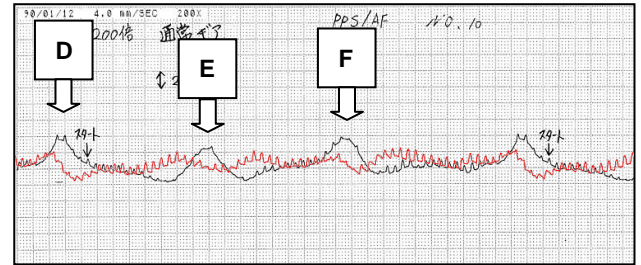


図 C.8 修整前後の両歯面かみ合い試験の重ね合わせ

表 C.2 修整前後の歯車誤差

誤差	記号	修整前	修整後
全かみ合い	F_i''	73	42
1 ピッチかみ合い	f_i''	25	15
全歯形誤差(左)	F_α	38.6	32.9
全歯形誤差(右)	F_α	45.2	32.9
歯すじ誤差(左)	F_β	43.9	31.7
歯すじ誤差(右)	F_β	43.4	37.3
単一ピッチ誤差(左)	f_{pt}	15.1	7.7
単一ピッチ誤差(右)	f_{pt}	14.0	12.9
累積ピッチ誤差(左)	f_{ip}	48.4	36.2
累積ピッチ誤差(右)	f_{ip}	55.34	35.7

Unit: μm

C7. まとめ

- (1) 使用した金型の収縮率が PPS 材料(ファイバー入り)用ではないものを使用したため思ったほど効果は出ていないが、逆歯形法によって図 C.8 の D~F のピークがキャンセルされ成形による歯車精度が向上することが確認された。
- (2) 今回は、真円度修整において 24 分割して本法が有効であるか否かを評価したが分割をもっと細かくすることで更に精度が向上するものと思われる。
- (3) さらに、修整量を手入力するのではなく歯車試験機のデータ自動取り込みとすれば更に簡便に高精度歯車を製造できるものと考えている。

[付録 : D]

歯元応力解析例(最弱断面歯厚が同じ場合)

D1. はじめに

歯形係数は、歯元のフィレットカーブと 30 度接線の交点を最弱断面歯厚として決定するが、図 D.1 のようにフィレットカーブの最弱断面位置の R と単一 R が同じである場合、歯形係数は同じとなるため強度式では強さに差はでない。しかし、発生応力は歯元形状に違いがあるため同じとはならないはずである。ここでは、並歯、歯数 20 の歯車について歯元応力解析をした結果を示す。

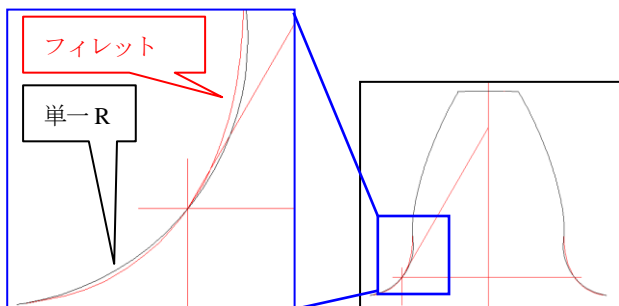


図 D.1 歯元形状 (フィレット形状と単一 R)

D2. 検討歯車

検討歯車の諸元を図 D.2 に、歯形かみ合いを図 D.3 に示す。

項目	記号	単位	ピッチ	ギヤ
モジュール	m	mm	1.0000	
歯数	z		20	20
圧力角	α_n	deg	20.0000	
ねじれ角	β	deg	0	0.0
ねじれ方向				
転位係数	xn		0.0000	0.0000
中心距離	a	mm	20.0000	
法線歯厚減少量	fm	mm	0.0000	0.0000
歯幅	b	mm	5.0000	5.0000
歯先円直径	da	mm	22.0000	22.0000
歯底円直径	df	mm	17.5000	17.5000
測定ピッチ	dp	mm	1.800	1.800
歯先 R	ra	mm	0.0000	0.0000

図 D.2 検討歯車

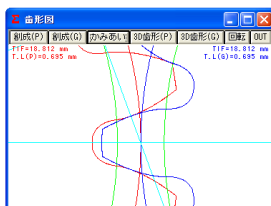


図 D.3 歯形かみ合い

基準ラックの歯元 R を 0.375(ホブの刃先 $R_c = 0.375$)として創成運動させた歯形の最弱断面歯厚(30°接線法)は図 D.4 に示すように 1.9944 となり、P 点におけるフィレット R は 0.5319mm となる。次に、P 点を通る単一 R=0.5815 を持つ歯形を重ね合わせると単一 R とフィレットカーブとの差はごく僅かであるが最大で 0.0169mm の違いがある。

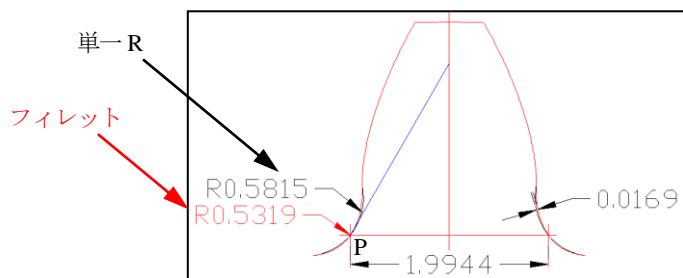
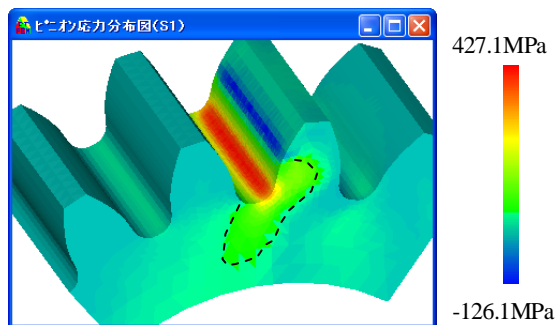


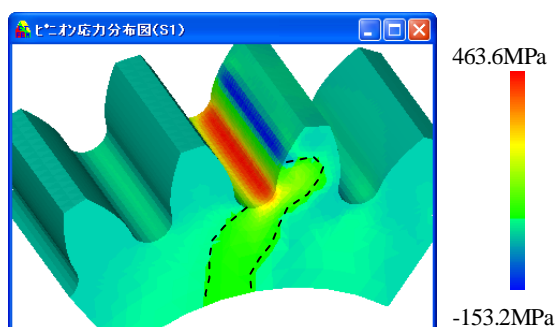
図 D.4 歯形

D3. 応力解析

CT-FEM System で応力解析 ($E=205800\text{MPa}$, $\nu=0.3$) をした。その結果を図 D.5 および図 D.6 に示す。



$S_1=427.1\text{MPa}$, トルク 10Nm
図 D.5 応力分布図 (フィレット)



$R=0.5815, S_1=463.6\text{MPa}$, トルク 10Nm
図 D.6 応力分布図 (単一 R)

D4. まとめ

- (1) フィレットカーブのほうが単一 R に比べて 8%程度発生応力が小さくなる。また、単一 R の応力は、リム部に伝播していることが解る(図 D.6 参照)。
- (2) 歯元曲線は創成運動を元にして簡単に得ることができるため単一 R で接続するメリットは無い。
- (3) 今回、歯数を 20 としたが、更に少ない歯数であればその差はより大きくなると思われる。

[付録 : E]

正弦歯形歯車の動力損失低減の可能性

E1. 緒言

1980年代初め頃よりAV機器などに盛んに使われ始めたプラスチック歯車は、鋼歯車の設計基準に倣ってインボリュート歯形が採用されている。プラスチック歯車を低トルク領域での動力伝達や回転伝達のみを目的とする場合はインボリュート歯形を採用することに全く異論は無い。しかしながら、ある程度大きなトルク領域での動力伝達に用いられた場合は、プラスチック材料の弾性率が鋼材料の1/70～1/100と小さいことに起因するかみ合い時の歯の大きな変形のため、幾何学的なインボリュート歯車のかみ合いから、鋼歯車に比べて大きく外れているものと思われる。したがって、インボリュート歯車の最大の長所の一つ、中心距離鈍感性の優位性はそれほど期待できず、インボリュート歯形に固執する必要はないのではないだろうか。一方、地球環境問題は言うに及ばず、機器の小型化や軽量化、多機能化に伴い、駆動系の電力配分が制限されている現状を考慮すると、たとえ僅かであってもエネルギー損失の低減が期待できるならば、インボリュート以外の歯形の採用も十分検討に値するものと思われる⁽¹⁾。

そこで、正弦曲線で構成される歯形を基準ラックとする歯車(以下、正弦歯形歯車[sine-rack gear]と呼ぶ)が、インボリュート歯車(直線ラック歯車)に比べ、すべり率が小さくなることに着目し、正弦プラスチック歯車による動力損失低減の可能性について検討する。さらに、動力損失が小さくなるとかみ合い時の発熱量が減少し、歯の温度上昇も押さえられる。したがって、温度上昇に伴うプラスチック材料の許容曲げ応力の低下も小さくなり、結果として、プラスチック歯車の負荷容量の増加も期待できる。また、同時に、正弦ラック歯車のかみ合いは、インボリュート歯車に比べ、かみ合い点における相対曲率が小さく、また、歯の幾何形状についても歯元のすみ肉部の歯厚が大きいことなどが歯面接触応力、歯元曲げ応力の低下をもたらす、負荷容量増加に有利に働くことも期待できる。本稿では、正弦歯形歯車の発熱や効率について検討し、運転試験を行い検証した結果について述べる。

E2. 正弦曲線で構成される基準ラック

本件では、正弦曲線で構成される基準ラック(正弦[曲線基準]ラックと呼ぶ)を図1のように定義する。データムは、歯形および歯底を構成する正弦曲線の対称軸に一致させ、ピッチを πm (m :正面モジュール)とする。歯末のたけ h_a を m 、頂げきを cm (c :頂げき係数0.25)として歯元のたけ h_f を $(1+c)m$ とする。また、正弦歯形歯車は、インボリュート歯車と異なり、幾何学的には中心距離を調整することによりバックラッシを与えることができない。したがって、基準ラックの左右両歯面をそれぞれデータム線に沿って逆方向にシフトさせる(以後、横転位という)ことによって与える必要がある。そこで、歯厚減少量(これが基準円上のバックラッシとなる)を $c_j m$ (c_j :歯厚減少係数と呼び0.1を標準とする)とする。このように定義し、図1のように座標系をとると、歯先面および歯底面部分を除いて、 θ (左歯面は $-\pi/2 \leq \theta \leq 0$, 右歯面は、 $0 < \theta \leq \pi/2$)をパラメータ($-\pi/2 \leq \theta \leq \pi/2$)

とすると基準ラック歯面の座標は、式(1)および式(2)で、また、データム線上の正面圧力角は、式(3)で表すことができる。

$$x = m(\theta/2 \pm c_j/2) \quad [\text{mm}] \quad (1)$$

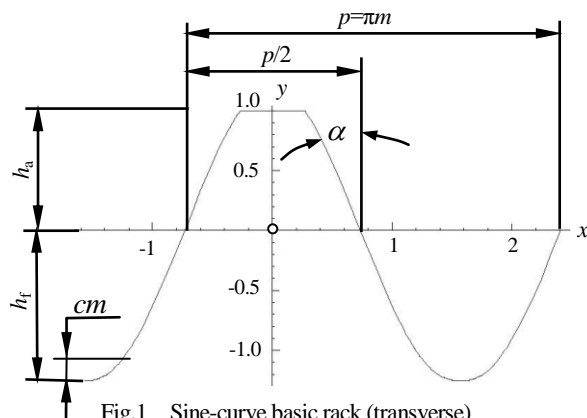
$$y = m(1+c) \cdot \sin(\theta + \pi/2) \quad [\text{mm}] \quad (2)$$

$$\alpha = \pi/2 - \tan^{-1}(2h_f/m) \quad [\text{rad}] \quad (3)$$

ただし、式(1)の復号の上は左歯面、下が右歯面を表す。このように、歯元フィレット部を含めてそれぞれ一つの正則関数で表すことができることも一つの特徴であり、かみ合い機構解析が容易に行えることを示唆している。一方、歯数 z の基準円 d 、すなわち歯切りピッチ円直径を、これもインボリュート歯車に倣い正弦基準ラックのピッチを πm としているので、

$$d = z m \quad (4)$$

と定まる。正弦ラックでも、当然、転位は可能である。しかしながら、転位(rack shift)すると歯切りピッチ線がラックのデータムに一致しなくなる。従って、正弦曲線基準ラックはインボリュート歯車の基準ラックである直線歯形とは異なるため任意の歯切りピッチ線に対して対称となる歯形とはならない。そのため、対となる歯車の歯切りピッチ線の位置を一致させるためには対となる歯車の転位係数の和は常に0でなければならない。



E3. 正弦歯形歯車とインボリュート歯車の歯形比較

表1に示すインボリュート歯車と正弦歯形歯車について歯形⁽²⁾の比較を行う。両歯車の諸元(m, z, d_a, d_f)を一致させるため正弦歯形歯車の歯元のたけ係数を $h_f=1.250$ とした。そのため正弦歯形歯車の圧力角は 21.801° である。なお、正弦歯形はインボリュート歯車と同様、正面を基準とする。インボリュート歯車と正弦歯形歯車は図2に示すように正弦歯形歯車のほうが歯元で 0.0951mm 大きく、歯先では 0.0686mm 小さい。また、基準円直径付近の歯厚は、直径 $d_x=48.250\text{mm}$ では正弦歯形歯車のほうが 0.0042mm 小さく $d_x=47.750\text{mm}$ では 0.0044mm 大きい。しかし、正弦歯形歯車の歯元のたけ係数を $h_f=1.3737$ として正弦歯形歯車の圧力角を 20° とした場合は $d_x=48.250\text{mm}$ でその差は 0.0002mm と微小である。

Table 1 Gear data

Item	Pinion	Gear
Tooth profile	involute(Sine-rack)	
Gear type	Standard / Spur	
Module [mm]	1	
Number of teeth	48	48
Pressure angle [deg]	20(21.801)	
Reference diameter [mm]	48.00	
Tip diameter [mm]	50.00	
Root diameter [mm]	45.50	
Facewidth [mm]	8.0	
Center distance [mm]	48.00	
Backlash [mm]	0.2	
Contact ratio	1.748 (1.258)	

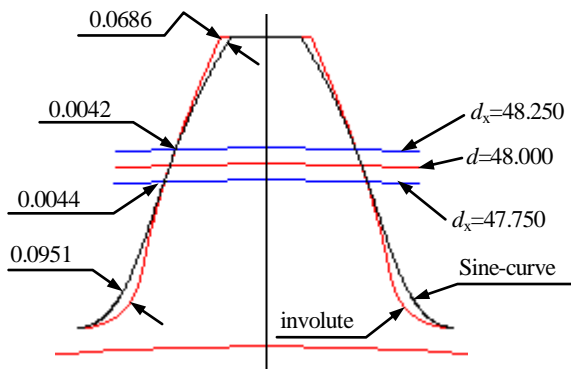


Fig.2 Tooth profiles (involute and sine-rack gear)

E4. すべり率

かみ合う二つの歯車の歯面間に生じるすべり速度 v_s は、接触点の軌跡上の任意の点におけるそれら二つの仮想ラック（基準ラック）に対する相対速度 v_p 及び v_g の和で与えられる。したがって、すべり率 ξ_p 及び ξ_g は、それぞれ、

$$\xi_p = \frac{|\mathbf{v}_p + \mathbf{v}_g|}{|\mathbf{v}_p|} \quad (5)$$

および

$$\xi_g = \frac{|\mathbf{v}_p + \mathbf{v}_g|}{|\mathbf{v}_g|} \quad (6)$$

で与えられる。

表1の正弦歯形歯車とインボリュート歯車のすべり率を図3に示すが、インボリュート歯車の最大すべり率は、グラフの両端、すなわち、かみ合い始めと、かみ合い終り（ピニオン回転角 $\phi = \pm 6.22^\circ$ ）で最大値となるが、正弦歯形歯車は、かみ合い始めと、かみ合い終り（ピニオン回転角 $\phi = \pm 4.72^\circ$ ）ではなく、それより小さい $\phi = \pm 4.38^\circ$ で最大値を示す。また、インボリュート歯車と正弦歯形歯車のすべり率を比較すると、インボリュート歯車の最大すべり率は0.745であり、正弦歯形歯車の最大すべり率は0.371であるため正弦ラック歯車の最大すべり率はインボリュート歯車の50%である。

sine-rack (pinion) : $\xi_{1max} = -0.371, \xi_{2max} = 0.271$
 involute (pinion) : $\xi_{1max} = -0.745, \xi_{2max} = 0.427$

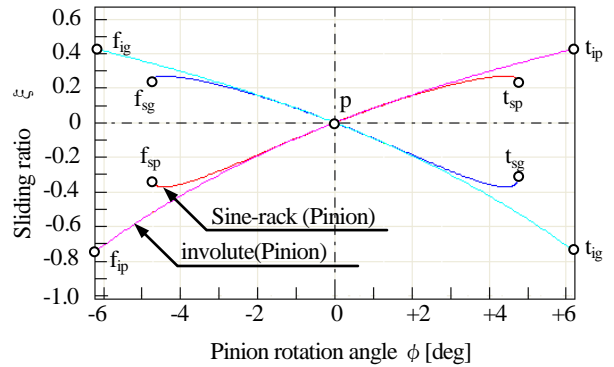


Fig.3 Sliding ratio of sine-rack gear and involute gear

E5. かみ合い率

正弦ラック歯車のかみ合い率 ϵ_a は、図4に示すように

$$\epsilon_a = \frac{\widehat{B_p O_i B_g}}{\theta_{z_i}} \quad (7)$$

で求められる。ただし、 θ_{z_i} は、歯数 z_i を用いて

$$\theta_{z_i} = \frac{2\pi}{z_i} \quad (8)$$

であり、 B_p, B_g は、それぞれピニオンおよびギヤの歯先と接触点軌跡の交点である。また O_i は、ピニオンおよびギヤの回転中心である。

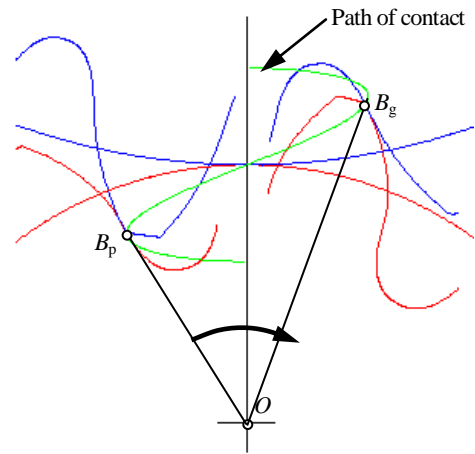


Fig.4 Contact on tooth tip position

図5は、ピニオンの歯数を18と固定してギヤ歯数を変化させたときのかみ合い率の変化の様子をインボリュート歯車のそれと比較して示したものである。値を見ると正弦ラック歯車のかみ合い率は、歯数にかかわらず大きく変化せず、インボリュート歯車のかみ合い率よりも小さくなるのが分かる。試みに、 $z_1 = z_2 = 999$ として計算したところ、その正面かみ合い率は $\epsilon = 1.258$ とほとんど変化しない。なお、かみ合い率の計算に用いる中心距離は、 $a = (d_1 + d_2) / 2$ としている。

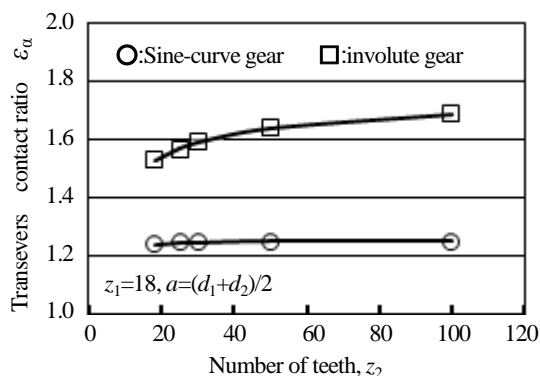


Fig.5 Contact ratio of sine-rack gear and involute gear

E6. 発熱量

プラスチック歯車の発熱³⁾は、負荷かみ合い時において歯面間の摩擦による発熱と材料が粘弾性体故のヒステリシス発熱を熱源とし、歯の温度は、負荷の大きさ、回転速度そして歯面間のすべり速度の影響を受け、運転時の平衡温度は、モジュール、歯幅そして回転速度による熱伝達係数により決まることになる。このことより、表1のインボリュート歯車および正弦歯形歯車の発熱量について検討すると、インボリュート歯車の発熱量は表2の計算条件下では図6に示すように摩擦発熱量は $3.59 \times 10^{-4} \text{ J/mm}$ であり、ヒステリシス発熱はピニオン、ギヤそれぞれ $1.59 \times 10^{-4} \text{ J/mm}$ であることから総発熱量は $6.77 \times 10^{-4} \text{ J/mm}$ となる。また、正弦歯形歯車の摩擦発熱は $1.79 \times 10^{-4} \text{ J/mm}$ であり、ヒステリシス発熱量は、かみ合い率が小さいためインボリュート歯車より多くなり $1.73 \times 10^{-4} \text{ J/mm}$ となる。このことより正弦歯形歯車の発熱量は $5.25 \times 10^{-4} \text{ J/mm}$ と見積ることができるため、正弦歯形歯車はインボリュート歯車の 77.5% の発熱量であると推定することができる。そして、図6に示す発熱量と表2の計算条件から負荷運転時の歯の平衡温度を3次元発熱・熱伝導解析ソフトウェア⁴⁾で計算すると、図7に示すようにインボリュート歯車の歯面最大温度 304.5K に対し、正弦歯形歯車の歯面最大温度は 302.9K となり 1.6K 低下することが分かる。

Table 2 Calculation conditions

Item	Unit	Value
Material	----	POM-C
Room temperature	°C	23
Young modulus	MPa	2550
Poisson ratio	----	0.35
Specific torque	Nm/mm	0.125
Rotational speed	min ⁻¹	300
Density	kg/cm ³	1410
Thermal conductivity	N/s·K	0.28
Specific heat	J/(kg·K)	1330
Heat transfer coefficient	W/(m ² ·K)	30.0
Lubrication	----	No grease

E7. 実験による検証

E7.1 試験歯車および実験装置

表1および図8のインボリュート歯車および正弦歯形歯車（共に射出成形品、材料はポリアセタールコポリマ）を図9に示す動力吸収式歯車試験機と試験歯車を用いて運転試験を行った。

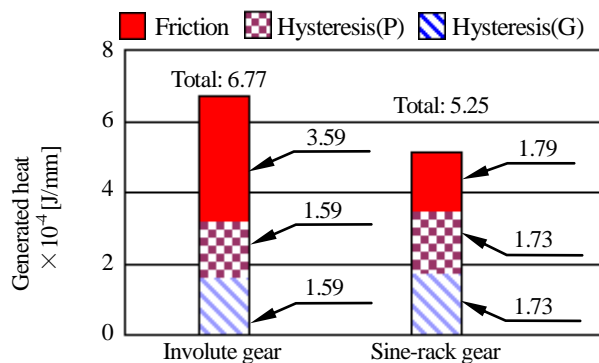


Fig.6 Specific heat generation on tooth surface

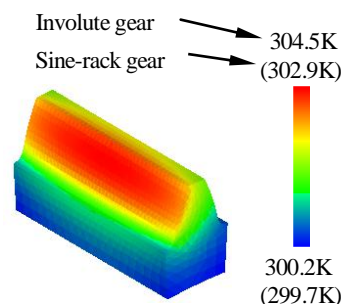
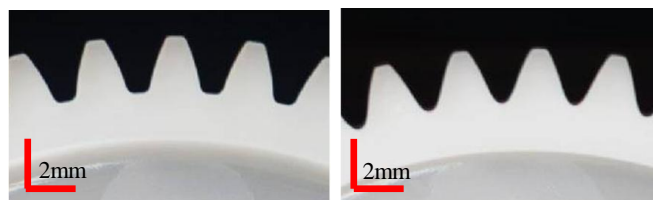


Fig.7 Temperature distribution

実験は、いずれの歯車に対しても負荷トルク 1Nm、回転速度 300 min⁻¹、バックラッシュ 0.2mm、無潤滑およびグリス潤滑の条件下で行った。運転中の歯の表面温度は赤外線放射温度計（キーエンス社製：IT2-02型）を用いて、上方と水平方向からの2ヶ所で測定した。また、効率計測のための駆動および被動軸のトルクはトルクメータ（小野測器社製：SS-200型）で測定した。



(a) involute (b) sine-rack gear

Fig.8 Test gears (Table 1)



Fig.9 Photographs of test rig and test gears

E7.2 実験結果

無潤滑での歯面温度を図10に効率の測定結果を図11に示す。図7の温度上昇の計算では 1.6K 低下すると見積もったが、図10

の実験結果では正弦ラック歯車の温度上昇は、インボリュート歯車より2.4K 低下し、効率は図11のように0.4% 良くなっている。また、グリス潤滑の測定結果を図12および図13に示す。

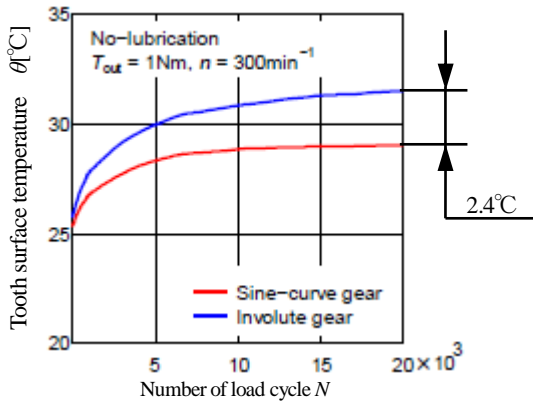


Fig.10 Change in tooth surface temperature (no-lubrication)

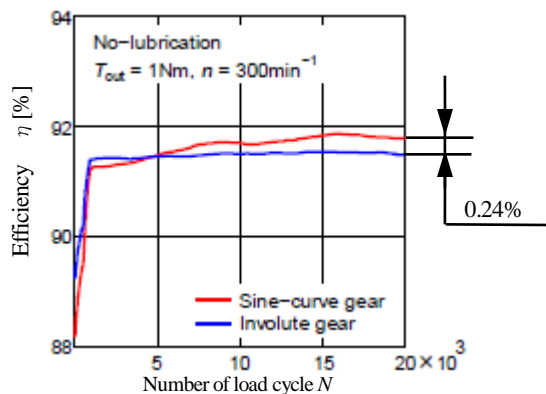


Fig.11 Change in tooth surface efficiency (no-lubrication)

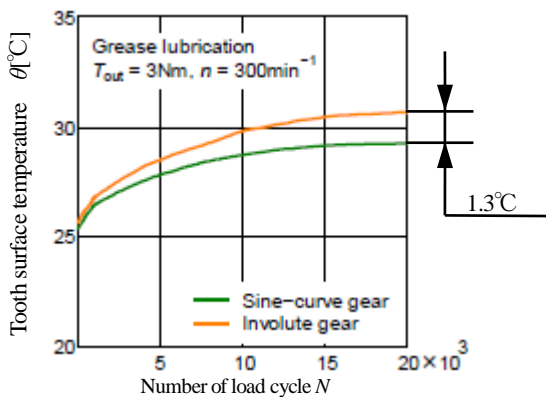


Fig.12 Change in tooth surface temperature (Grease lubrication)

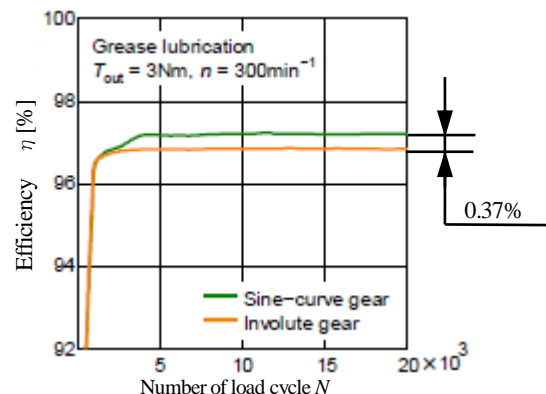


Fig.13 Change in tooth surface efficiency(Grease lubrication)

E8. 片歯面かみ合い試験

表1の正弦歯形歯車を鋼製歯車で製作(成形研削)し、中心距離を理論よりも+0.1mm 離れた48.100mm とし、図14の伝達誤差試験機(小笠原プレジジョン、MEATA-3型)で回転伝達誤差を評価した。その結果は図15に示すように、精度等級は、JIS N1 級(JIS B 1702-1:1998)であり非常に高精度であることが解る。

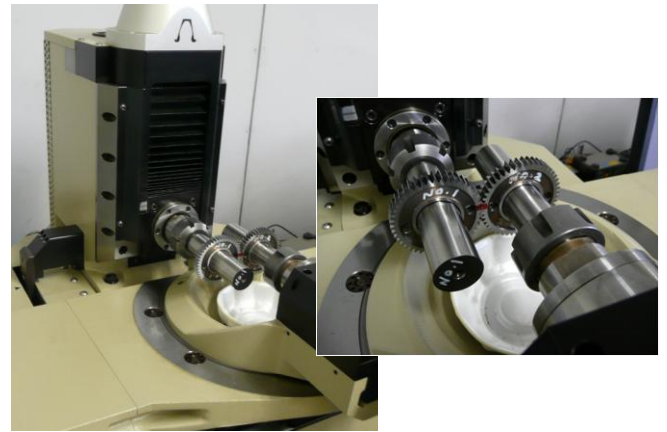


Fig.14 Transmission error measuring instrument

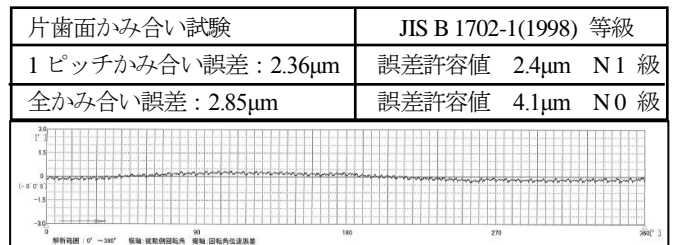


Fig.15 Test result (transmission error)

この歯車を正弦歯形歯車ソフトウェア(カタログ[32])で回転伝達誤差を解析($a=48.100$ mm)すると図16および図17のように評価することができる。

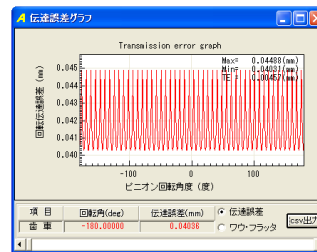


Fig.16 Transmission error analysis

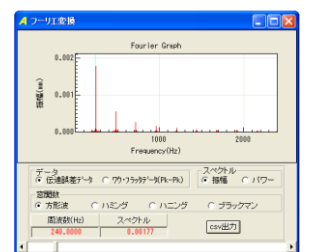


Fig.17 Fourier analysis

E9. 歯車検査

インボリュート歯形($m_n 1, z=48, \alpha_n = 21.801^\circ$)として計測した結果を図18に示す。この歯形誤差グラフは、インボリュート歯形を基準としているためS字のように表されるが、正弦歯形の座標値が既知であるため、インボリュート歯形との差異から JIS B 1757-2(球基準器又は円筒基準器を用いた歯形測定)のように考えることにより評価が可能である(図19参照)。

[付録 : F]

遊星歯車設計のポイント

F1. はじめに

遊星歯車は、サンギヤと複数個のピニオンおよびリングギヤから成る一種のギヤシステムであり、各ピニオン位置のかみ合いに位相を持たせることで、振動あるいはノイズ特性をコントロールすることができる。このかみ合い位相は、サンギヤ歯数、リングギヤ歯数とピニオン個数によって決まる。

ここでは、かみ合い位相の種類とそれによる遊星歯車の振動騒音の特徴を整理して説明する。遊星歯車設計時の検討ポイントとして活用いただければ幸いである。

F2. 概要

遊星歯車機構は、シングルピニオン式遊星歯車(図 F1)とダブルピニオン式遊星歯車(図 F2)が基本となっている。自動車用自動変速機は、これらを組み合わせた複合遊星歯車として多段変速を実現している。この基本となるシングルピニオン式遊星歯車とダブルピニオン式遊星歯車について、サンギヤ歯数、リングギヤ歯数とピニオン個数とかみ合い位相の関係およびかみ合い位相と遊星歯車の起振力の関係を以下に整理する。なお、遊星歯車の起振力は、図 F3 に示すように回転方向(Rotational)、半径方向(transverse)、軸方向(Axial)と倒れ方向(Tilting)の 4 つの方向の成分を持つ。かみ合い位相によりこれら 4 つの方向の成分がそれぞれ影響を受けることになる。

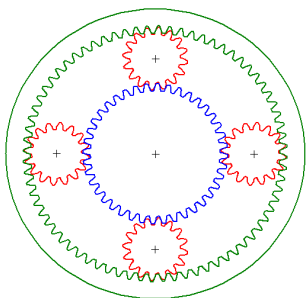


図 F1 シングルピニオン式遊星歯車

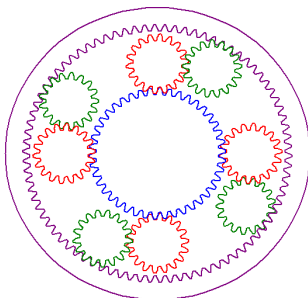


図 F2 ダブルピニオン式遊星歯車

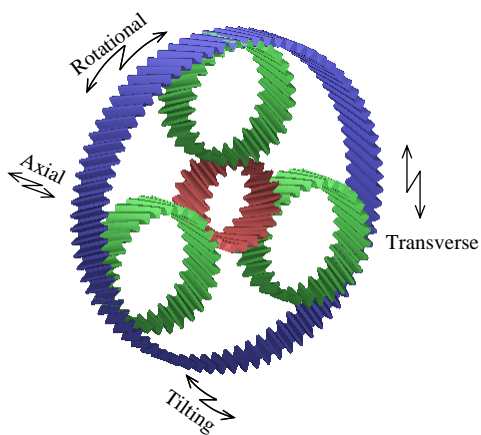


図 F3 遊星歯車の起振力成分

F3. 遊星歯車の基本運動式とギヤ比

本論に入る前に、遊星歯車の基本運動式とギヤ比について示す。遊星歯車の 3 つの回転要素の回転数 (サンギヤ回転 N_s , キャリア回転 N_c , リングギヤ回転 N_r) は、次式により関係づけられる。これが基本運動式である。

① シングルピニオン式遊星歯車

$$(1 + \lambda)N_c = N_r + \lambda N_s \tag{F.1}$$

② ダブルピニオン式遊星歯車

$$(1 - \lambda)N_c = N_r - \lambda N_s \tag{F.2}$$

ここに、 λ はサンギヤ歯数 Z_s とリングギヤ歯数 Z_r の比で $\lambda = Z_s / Z_r < 1$ である。

式(F.1), (F.2)から 3 つの回転要素のいずれかを固定、いずれかを入力、残りを出力とすることでギヤ比が求まる。表 F1 および表 F2 は、シングルピニオン式遊星歯車とダブルピニオン式遊星歯車のギヤ比を運転条件に合わせて整理したものである。

表 F1 シングルピニオン式遊星歯車のギヤ比一覧

	Ring gear Carrier Sun gear	条件			減速比 $i = N_i / N_o$
		駆動	従動	固定	
A		Sun gear	Carrier	Ring gear	$i = 1 + \frac{1}{\lambda}$
B		Carrier	Sun gear	Ring gear	$i = \frac{\lambda}{1 + \lambda}$
C		Sun gear	Ring gear	Carrier	$i = -\frac{1}{\lambda}$
D		Ring gear	Sun gear	Carrier	$i = -\lambda$
E		Carrier	Ring gear	Sun gear	$i = \frac{1}{1 + \lambda}$
F		Ring gear	Carrier	Sun gear	$i = 1 + \lambda$

表 F2 ダブルピニオン式遊星歯車のギヤ比一覧

	Ring gear Carrier Sun gear	条件			減速比 $i = N_i / N_o$
		駆動	従動	固定	
A		Sun gear	Carrier	Ring gear	$i = 1 - \frac{1}{\lambda}$
B		Carrier	Sun gear	Ring gear	$i = -\frac{\lambda}{1 - \lambda}$
C		Sun gear	Ring gear	Carrier	$i = \frac{1}{\lambda}$
D		Ring gear	Sun gear	Carrier	$i = \lambda$
E		Carrier	Ring gear	Sun gear	$i = \frac{1}{1 - \lambda}$
F		Ring gear	Carrier	Sun gear	$i = 1 - \lambda$

F4. 遊星歯車の配置角

ピニオンの配置角 δ は、サンギヤ歯数 Z_s 、リングギヤ歯数 Z_r とピニオン個数 k_p で決まる。その基本となるのが最小かみ合い角 θ_{min} で式 (F.3) で表される。

$$\theta_{min} = \frac{360}{Z_s \pm Z_r} \quad (F.3)$$

ここに、符号+; シングルピニオン, -; ダブルピニオンである。

ピニオンの配置角 δ は、最小かみ合い角 θ_{min} の整数倍となる。したがって、

$$\delta = n \cdot \theta_{min} = 360/k_p \quad (n \text{ は整数}), \text{ すなわち,}$$

$$\frac{Z_s \pm Z_r}{k_p} = n \quad (F.4)$$

のとき、ピニオンは等配置となる。

$$\frac{Z_s \pm Z_r}{k_p} \neq n \quad (F.5)$$

のとき、ピニオンは不等配置となる。

F5. かみ合い位相の定義

かみ合い位相とは、各ピニオン位置でのかみ合いのタイミングのずれのことである。たとえば、図 F.4 において、サンギヤの歯元とピニオン #1 の歯先がかみ合っているとき(点 a)、 i 番目のピニオン # i もサンギヤの歯元とピニオンの歯先がかみ合っていれば(点 b')、かみ合いのタイミングのずれ、すなわち、かみ合い位相はないということになる。しかし、実際にはサンギヤの歯は等間隔に配置されているのでピニオン # i はサンギヤと点 b でかみ合うことになる。ピニオン # i の点 b でのかみ合いは、ピニオン #1 の点 a のかみ合いに対して $\Delta\theta$ 進んでいることになる。

$$\Delta\theta = \delta_i - \theta_i = \delta_i - \frac{360}{Z_s} n_i \quad (n_i \text{ は整数}) \quad (F.6)$$

$$n_i = \text{int} \left(\delta_i / \frac{360}{Z_s} \right)$$

$\Delta\theta$ をサンギヤのピッチ $360/Z_s$ で正規化して、

$$\Delta P_i = \delta_i / \frac{360}{Z_s} - \text{int} \left(\delta_i / \frac{360}{Z_s} \right) \quad (\text{pitch}) \quad (F.7)$$

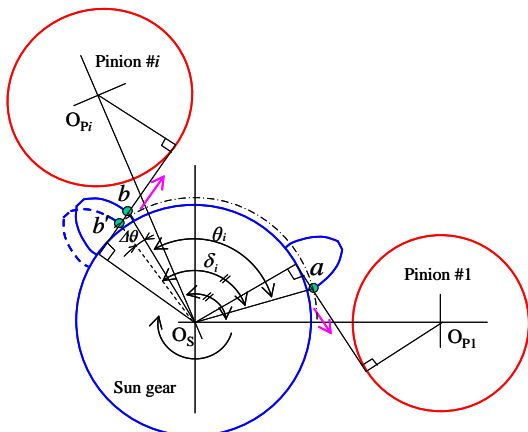


図 F.4 かみ合い位相の定義

となり、ピニオン #1 のかみ合いに対する各ピニオンのかみ合いの位相 ΔP_i (pitch) を求めることができる。

図 F.4 とは逆方向にかみ合いが進行する場合は、ピニオン # i の点 b でのかみ合いは、ピニオン #1 の点 a でのかみ合いに対して $\Delta\theta$ 遅れていることになる。言い換えると、

$$1 - \Delta\theta / \frac{360}{Z_s} \quad (\text{pitch})$$

進んでいることになる。よって、この場合のかみ合い位相 ΔP_i は、

$$\Delta P_i = 1 - \delta_i / \frac{360}{Z_s} + \text{int} \left(\delta_i / \frac{360}{Z_s} \right) \quad (\text{pitch}) \quad (F.8)$$

と表される。

なお、上記は、サンギヤとピニオンのかみ合いに置ける位相であるが、ピニオンとリングギヤのかみ合いにける各ピニオン位置での位相もこれと同一となる。

F6. かみ合い位相と起振力特性

各ピニオン位置でのかみ合いの位相は、サンギヤ歯数 Z_s 、リングギヤ歯数 Z_r とピニオン個数 k_p の設定で決まり、以下の 5 つのパターンに分類される。位相のパターンにより、回転方向 (Rotational)、半径方向 (Transverse)、軸方向 (Axial) および倒れ方向 (Tilting) それぞれの起振力特性が影響を受ける。

①ピニオン位置のかみ合いに位相差がない場合 (In phase); 位相差がなく、各ピニオン位置でのかみ合いは同一のタイミングとなるので、回転方向および軸方向の起振力はピニオン個数倍となり、その変動成分は大きくなる。一方、半径方向および倒れ方向の起振力は釣り合うので、変動成分は小さくなる。

この状態は以下のギヤ構成条件で作りに出される。

$$(Z_s + Z_r) / k_p = \text{integer} \quad (\text{整数}) \quad \text{---} \quad \text{ピニオン等配置}$$

$$Z_s / k_p = \text{integer} \quad (\text{整数})$$

例: $Z_s = 33$, $Z_r = 75$, $k_p = 4$ の遊星歯車 (図 F.5)

②各ピニオン位置でのかみ合いの位相が $1/k_p$ ピッチずつ順番にずれる場合 (Sequentially phased); 各ピニオン位置でのかみ合いの位相が等間隔に順番にずれていくので、回転方向および軸方向の

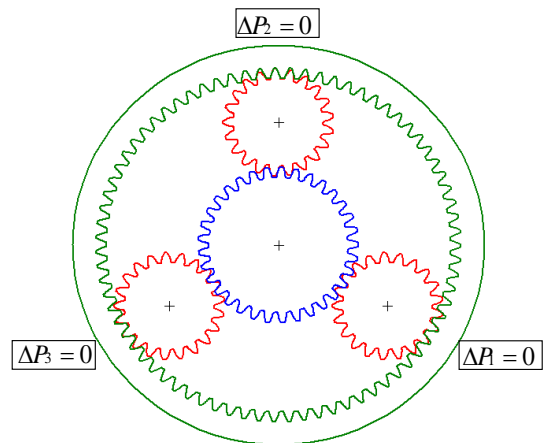


図 F.5 In phase (同位相) 遊星歯車

起振力は相殺され、その変動成分は小さくなる。一方、半径方向および倒れ方向の起振力は釣り合わなくなるので、その変動成分は大きくなる。この状態は以下のギヤ構成条件で作り出される。

$$(Z_s + Z_r)/k_p = \text{integer (整数)} \quad \text{--- ピニオン等配置}$$

$Z_s/k_p \neq \text{integer}$ で、小数点以下が $1/k_p$ or $1-1/k_p$

例: $Z_s = 33, Z_r = 75, k_p = 4$ の遊星歯車 (図 F.6)

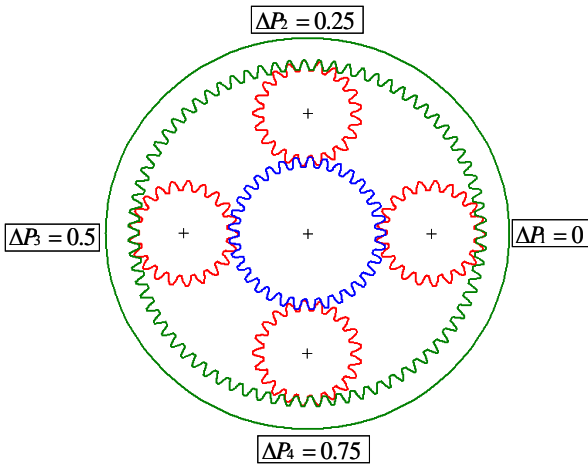


図 F.6 Sequentially phased 遊星歯車

③対向するピニオン位置のかみ合いは同位相、隣り合うピニオン位置のかみ合いの位相が $1/2$ ピッチずれる場合

(Counter phased); 隣り合うピニオン位置のかみ合いの位相が $1/2$ ピッチずれているので、回転方向および軸方向の起振力は隣り合うピニオン同士で相殺され、その変動成分は小さくなる。

また、半径方向および倒れ方向の起振力は対向するピニオン同士で相殺され、その変動成分は小さくなる。すなわち、すべての方向の起振力を小さくすることができる。ただし、対向するピニオン 2 個あるいは隣り合うピニオン 2 個での相殺のため、歯面誤差や組付け誤差により起振力の相殺度合いが影響を受けやすい。この状態は以下のギヤ構成条件で作り出される。

$$(Z_s + Z_r)/k_p = \text{integer (整数)} \quad \text{--- ピニオン等配置}$$

$Z_s/k_p \neq \text{integer}$ で、小数点以下が 0.5

例: $Z_s = 30, Z_r = 74, k_p = 4$ の遊星歯車 (図 F.7)

④各ピニオン位置でのかみ合いの位相が $2/k_p$ or $1-2/k_p$ ピッチずつ順番にずれる場合 (Optimum phase); ピニオン個数が 5 or 6 の場合この条件も存在する。

$k_p = 5$ の場合、回転方向、軸方向、半径方向および倒れ方向すべての起振力が、5 つのピニオン位置すべてのかみ合いで相殺されるので、その変動成分を小さくすることができる。また、起振力の相殺度合いは、歯面誤差や組付け誤差による影響を受けにくくなる。

$k_p = 6$ の場合、対向するピニオン位置のかみ合いは同位相となるので、3 つのピニオンのかみ合いで回転方向、軸方向、半径方向および倒れ方向それぞれの起振力が相殺されることになる。

これら状態は以下のギヤ構成条件で作り出される。

$$(Z_s + Z_r)/k_p = \text{integer (整数)} \quad \text{--- ピニオン等配置}$$

$Z_s/k_p \neq \text{integer}$ で、小数点以下が $2/k_p$ or $1-2/k_p$

例: $Z_s = 37, Z_r = 78, k_p = 5$ の遊星歯車 (図 F.8)

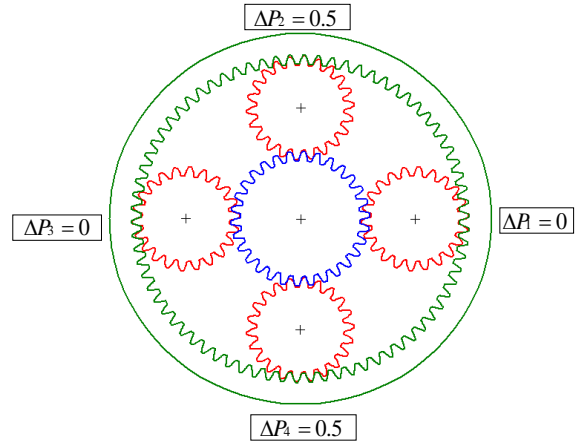


図 F.7 Counter phased 遊星歯車

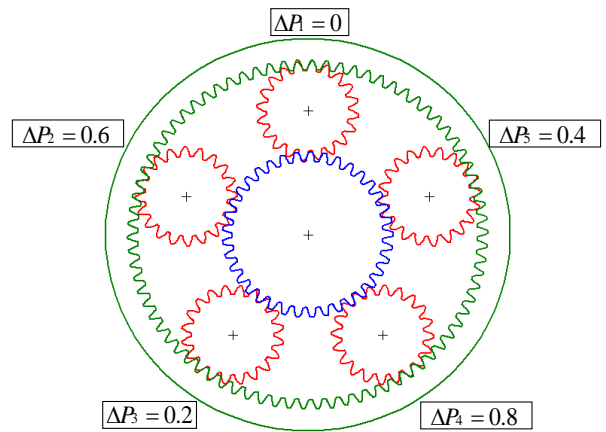


図 F.8 5 ピニオン遊星歯車の最適位相

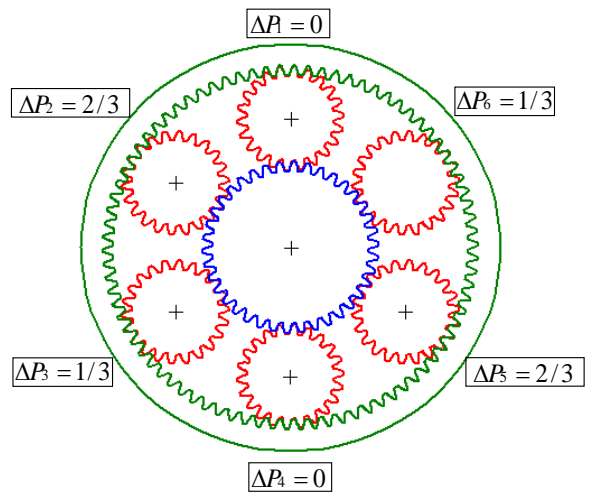


図 F.9 6 ピニオン遊星歯車の最適位相

例： $Z_s = 38$, $Z_r = 82$, $k_p = 6$ の遊星歯車(図 F.9)

⑤ピニオンが不等配置となる場合(Unequally spaced)；ピニオンが不等配置になることで、各ピニオン位置におけるかみ合いに位相が生じる。各位相は、ギヤ構成条件によって異なるので、式(F.6), (F.7)によって求める。この位相差により、各方向の起振力はパターン①と②の中間的な特性を示すことになる。この状態は以下のギヤ構成条件で作り返される。

$$(Z_s + Z_r)/k_p \neq \text{integer} \quad \text{---} \quad \text{ピニオン不等配置}$$

例： $Z_s = 42$, $Z_r = 75$, $k_p = 4$ の遊星歯車(図 F.10)

最小かみ合い角 θ_{\min} は、

$$\theta_{\min} = \frac{360}{Z_s + Z_r} = \frac{360}{117} = 3.077$$

$$\therefore \delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = 89.23^\circ, \delta_4 = 92.31^\circ$$

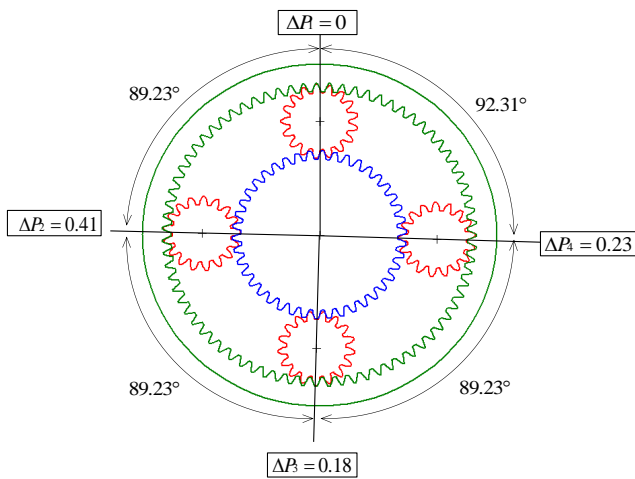


図 F.10 Unequally spaced 遊星歯車

F7. まとめ

以上、説明したかみ合い位相のパターンとそれによる起振力のコントロール状況をまとめると表 F.3 のようになる。

ギヤトレインの振動伝達特性に応じて、位相パターンを選択すれば、効果的なギヤノイズの低減が可能となる。

たとえば、回転方向の起振力に対して振動伝達特性が敏感なギヤトレインに対しては、②の Sequentially phased 遊星歯車が有効であり、半径方向の起振力に対して敏感なギヤトレインに対しては①の In phase 遊星歯車が有効となる。

歯数の決定段階では、ギヤトレインの伝達特性が不明な場合が多い。このような場合には、各方向の起振力を相殺できる③の Counter phase 遊星歯車を選択するのの一つの方法である。

5 ピニオンあるいは 6 ピニオンが許されるのであれば、④の条件を満たす遊星歯車を選択したい。

表 F.3 かみ合い位相の起振力コントロール効果

	Rotational, Axial	Transverse, Tilting
①In Phase	×	⊙
②Sequentially phased	⊙	×
③Counter phased	○	○
④Optimum phase	⊙	⊙
⑤Unequally spaced	△	△

- ⊙；すべてのピニオンのかみ合いで相殺
- ；対向するピニオンと隣り合うピニオンのかみ合いで相殺
- △；不等ピッチの位相で相殺
- ×；相殺されずに増幅

(寄稿 森川 邦彦)

[付録: G] 歯車に関する主要史実年表

西 暦	外 国 史 実		和 暦	日本国内史実
384～322 BC [古 代]	ギリシャ	アリストテレスが著書の中に歯車について記載した(世界最古の歯車の記事)		
287～212 BC	中 国	古代中国で動力用歯車が使用されていたらしい		
	ギリシャ	アルキメデスがウォームギヤと平歯車を組み合わせて巻上機を製作した		
400～200 BC 頃	中 国	中国山西黄河の沿岸から青銅製の歯車出土, 測量器や天体観測に使用		
100 BC 頃	エジプト アラブ	ヘロンが歯車について論文発表, 照準儀にウォーム歯車使用		
46 BC 頃	ローマ	ヴィトルヴィウスが動力伝達用として使用する最初の歯車付水車を発表		
50～200 [中 世]	ローマ	ローマ時代の遺跡から鉄製歯車出土, 現存する最も古い動力伝達用歯車		
850 頃	イタリア	法王シルベスタ2世が歯車時計を発明したといわれる	[大和時代] 610	推古天皇時代に僧「曇徴」が水車を作った(日本書記)
1000～1100	イスラム	天体観測器に歯車を使用	670	天智天皇時代に水車を利用して製鉄を行った(日本書記)
1100～1200	中 国	宋代の渾儀, 指南車, 記里鼓車に歯車が使用された		
1200 年代	スウェーデン	古城から石製はすば歯車出土した	[平安時代]	
1370 [15 世紀]	西 欧	ヨーロッパの各地で機械時計が製作され歯車を使用された	[鎌倉室町]	
1430 頃	フランス	パリの宮廷にピックが製作した機械時計が設置され現存している		
1484	西 欧	馬力利用の歯車装置付製粉機や箱形風車の歯車増速装置等の記録が残っている		
1452～1519 [16 世紀]	ドイツ	ワルテラスが天体観測に機械時計を利用(科学上の研究に機械時計を用いた最初の記録)		
1556	イタリア	レオナルド・ダ・ヴィンチが各種の歯車装置を考案し機械要素としての歯車が確立した	[安土桃山] 天文 12(1549) 天文 20(1551)	鉄砲が伝来し西欧との関係が始まった フランシスコ・ザビエルが周防国大内義隆に機械時計を献上した(日本に伝来した最初の歯車機構)
1500 年代	ドイツ	アグリコラが採鋅冶金に関する著書を出版, その中で多数の歯車装置について詳細説明をした	天正 9(1591)	ローマ法皇へ派遣した使節が帰朝し宣教師フリヤニが秀吉に時計を献上した
1637	西 欧	西欧各地に塔時計が普及した	[徳川時代] 慶長 11(1606)	宣教師が家康に時計を献上した
			慶長 17(1612)	メキシコ総督がスペイン製の置時計を献上, 静岡県久能山東照宮に現存, 日本に現存する最古の歯車
1655	中 国 (崇禎 10)	明の学者宋応星が天工開物を出版, その中で歯車装置について説明	1600 年代初期	津田助左衛門が時計を製作, 日本最古の歯車製作記録
1600 年代後半	ドイツ	シュテファンファルフレルが手動歯車装置付3輪車, 4輪車を製作		
1674	デンマーク	B. パスカルと G.W.ライプニッツが歯車式計算機械を考案した レーマーが歯車の等角速度運動を論じエピサイクロイド歯形を推奨した(歯形の理論的研究に関する最初の文献)	[徳川時代] 元禄 3(1690)	人倫訓蒙図彙に時計の歯車を製作中の図がある. 歯車製作を示す日本最初の文献

西 暦	外 国 史 実		和 暦	日本国内史実
1694 [18世紀]	フランス	ライールがエピサイクロイド曲線を論じインボリュート曲線についても述べた		
1700年代初期	スウェーデン	C.ポルハムが時計歯車歯切機械を製作(ストックホルム博物館に現存)	正保 1(1704)	徳川家光に懐中時計が献上された
1724	ドイツ	J.レオポルドが著書に各種の歯形と歯の寸法について記載	享保 11(1726)	古今図書集成にオランダ風車(歯車装置付)の図がある
1732	フランス	J.ヴォサンソンが歯切用カッタを製作した. 現存最古の歯切工具		
1733		M.カミュが歯車歯形について論文発表しエピサイクロイド歯形のかみあいを詳しく述べた		
1740	イギリス	ヒンドレー(時計製造業者)が鼓形ウォームを考案		
1765	スイス	L.オイラーが歯形の解析に関する論文を発表しインボリュート歯形を論じた		
1769	イギリス	スメルトンが減速歯車付シリンダー中ぐり盤を製作した. またグラスゴウのキャロン鉄工所で鑄出歯車を製作した	安永 4(1775)	若井源大衛門が歯車を利用して盃運人形を製作した(現存)
1781		J.ワットが蒸気機関の遊星歯車機構について英特許を取得した		
1785頃	イギリス	J.ワットとJ.レニーが初めて歯車の曲げ強度計算を行なった	寛政 8(1796)	土佐・細川半蔵が機巧図彙を著し時計製作法に関連し歯車について詳しく述べた
1800		H.マウズレーが換歯車付旋盤を製作した	寛政 12(1800)	伊能忠敬が地図作成に量程車を使用した, 時計の歯車機構利用の一例(現存)
1807	アメリカ	R.フルトンが最初の蒸気船にはずみ車駆動用歯車装置を採用		
1818		E.ホイットニィがフライス盤を製作した		
1822	イギリス	J.ウーズラムがはずば歯車について特許を取得した	文政 5(1822)	大蔵永常が農具便利論を出版しその中で牛力駆動歯車装置付水車を説明した
1829	アメリカ	クラベット・ソーン社が倣式歯切盤の特許を取得した		
1833		ブラウンシャープ社創立		
1835	イギリス	J.ウィットウォースがウォームホイールホブ盤の特許を取得	天保 7(1836)	水戸斉昭が雲電機纂を編纂しその中でスプロケット式バケット水揚機を説明した
1837		R.ウィリスがインボリュート歯車の利点, 中心距離の変化, 交換性歯車等を強調し, オドントグラフを發明, 圧力角 14.5° を採用しインボリュート歯車の実用化に大きく貢献した		
1839		ボドマーが, DP システムを創始した パフがウォームホイールの切削に初めてホブを使用した	嘉永 3(1850)	田中久重が万年自鳴鐘を完成した
1850		E.サングが歯車の交換性に関する論文を発表した		
1853		ホワイトヘッドが歯車の切削に初めてホブを使用した	嘉永 6(1853) 安政 3(1856)	ペルリが来航した オランダ人機械技術者が長崎製鉄所に技術指導に来日, 歯車製造技術も指導した
1856	ドイツ	C.シーレがホブによる歯切法を發明し英国の特許を取得した	安政 3~5 (1856~1858)	薩摩藩が大型木製歯車増速装置で織機を運転した
1859	ドイツ	ライネッカー社創立		
1860	イギリス	ダビッドブラウン, P&H 社創立		

西 暦	外 国 史 実		和 暦	日本国内史実
1865	アメリカ	グリーンソン社創立	文久 3(1863)	鹿児島集成館にオランダ製工作機械輸入
1866	ドイツ	シース社創立	慶応 3(1867)	横須賀造船所にフランス製工作機械を輸入した
1872		ハーゲントルンが初めて平歯車とかさ歯車の創成歯切法を発表	[明治時代]	
1873	アメリカ	ホップが初めて転位歯車方式を発表した	明治 8(1875)	田中久重が日本最初の民間機械工場を創立した
1874		グリーンソンが倣式かさ歯車歯切盤を製作した	明治 14(1881)	大阪鉄工所が開業した
1877		グールド・エバーハート社創立 自動歯切盤を製作した		
1882		ビルグラムがすぐばかさ歯車の創成歯切盤を製作した	明治 22(1889)	池貝鉄工所創立。民間工場として初の国産旋盤を製作し、換歯車も国産した
1885	ドイツ	ベンツがガソリン機関付3輪自動車製作	明治 27(1894)	日清戦争勃発
1886	アメリカ	W.ハーケネスが歯車強度計算式に速度係数の考え方を入れた	明治 30(1897)	日本機械学会が創立され第1巻第1号の学会誌に井口の歯車の強さに関する論文が発表された
1887		G.B.グラントが特許によりホブ盤を製作した	明治 33(1900)	溝口歯車歯切工場が創立された
1892		W.ルイスが歯車の曲げ強度計算式を発表		明治 37(1904)
1894	ドイツ	ライネッカー社がホブ盤を製作した	明治 42(1909)	唐津鉄工所創設
1896	アメリカ	フェロー社創立		
1897	ドイツ	H.ファウターが差動装置付万能ホブ盤を発明した。これによりホブ盤が著しく進歩した	[大正時代]	
1900		ファウター社創立	大正 3(1914)	園池製作所設立
1908	オーストリア	ヴィデキヤーが歯面強さにヘルツの接触応力の考え方を導入した	大正 6(1917)	園池製作所が40インチホブ盤を製作した
1908		スイス	M.マージが転位歯車方式を発表した	大正 7(1918)
1908	イギリス	S.サンダーランドがやまば歯車形削盤について特許を取得した	大正 9(1920)	樫藤鉄工所が40インチホブ盤を製作した
1909		C.A.パーソンが世界最初の減速歯車装置付タービン船を完成	大正 10(1921)	溝口歯車工場にシース社製6メートル大型ホブ盤設置
1910	アメリカ	ウェスチングハウス社で6000HP船用タービン減速歯車装置建造	大正 12(1923)	唐津鉄工所が6フィートホブ盤を製作した
1914		スイス	マージ歯車研削盤1号機が完成した ミクロン社創立	大正 14(1925)
1923	ドイツ	DIN37“歯車の表示”が制定された	[昭和時代]	
1923		クリンゲルンベルグ社設立	昭和 4(1929)	岡本工作機が歯車検査機を製作した
1928	アメリカ	E.バッキングガムが“Spur Gear”を出版した	昭和 5(1930)	岡本工作機が24インチ歯車研削盤製作
1932	イギリス	BSS“平及びはすば歯車”規格が制定された	昭和 6(1931)	和栗明らが歯車の精度に関する論文を発表した
1935	アメリカ	J.O.アルメンがスコアリング強さの計算法を発表した	昭和 7(1932)	小野鑑正が歯車軸の振動に関する論文を発表した
1942	イギリス	H.E.メリットが“Gear”を出版した	昭和 12(1937)	JES B73 “インボリュート歯車歯形”が制定された
1949	アメリカ	E.バッキングガムが“Analytical Mechanics of Gears”を出版	昭和 13(1938)	日本学術会議に歯車に関する研究分科会が発足した
1954		D.W.ダッドレイが“Practical Gear Design”を出版した	昭和 17(1942)	日立精機、岡本工作機、唐津鉄工、大阪製鎖等でかさ歯車歯切盤、かさ歯車研削盤等が完成した
1960	西ドイツ	G.ニーマンが“Maschinenelemente”を出版	昭和 24(1949)	中田 孝が転位歯車を出版 近畿歯車懇話会が創立された
1966		エッセンにて国際歯車会議開催	昭和 28(1953)	仙波正荘が“歯車”第1巻を出版した
1966		ミュンヘンにて歯車会議開催	昭和 29(1954)	成瀬政男が“歯車の話”を出版した
1969	ハンガリー	ブタペストにて歯車会議開催	昭和 35(1960)	JIS B1702 平歯車及びはすば歯車の精度規格制定