

MESYS チュートリアル:円筒歯車ペア 02

1 はじめに

1.1 使用例

このチュートリアルでは、はすば歯車の段を解析します。特に、ISO 6336-3に基づく歯元応力の計算と FEM を用いた検討です。様々な歯元フィレット、形状、および要因を考慮し、比較を行います。さらに、曲げ応力に対するその他の影響についても検討します。強度検証は行われません。つまり、許容応力は考慮されません。

1.2 目的

チュートリアル	特性
対象	「円筒歯車ペア01」のチュートリアルに慣れているユーザー。
前提条件	MESYS ライセンス(試用版、商用版)。
学習目標	歯元強度に特化した高度な入力について学びます。統合された FEM 計算について理解します。
MESYS ファイル	MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_02-v25.mCGP.

1.3 目次

1	はじめに.....	1
1.1	使用例	1
1.2	目的.....	1
1.3	目次.....	1
1.4	タスク	3
2	実践、ステップ 1	4
2.1	MESYS の起動と設定.....	4
2.2	K 係数.....	5
2.3	結果概要の構成	5
2.4	基準結果	7
3	実践、ステップ 2.....	8
3.1	FEM 計算の有効化	8
3.2	結果としての応力レベル	10
3.3	比較.....	10
4	実践、ステップ 3.....	11
4.1	入力と計算、プロチュバランス	11
4.2	歯元丸みを最大化	13
4.3	加工許容値を考慮	14

5	実践、ステップ 4	16
5.1	基準計算の更新	16
5.2	シェイパーカッターの使用	17
6	実践、ステップ 5	19
6.1	基準計算の更新	19
6.2	円筒歯車の断面	19
7	実践、ステップ 6	23
7.1	基準計算の更新	23
7.2	平均応力レベルの影響	23

1.4 タスク

ステップ	タスク
1	MESYS を起動し、ファイル「MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_02-ww-v2500.mCGP」を開き、結果の概要をカスタマイズします。 計算を実行し、グラフを配置し、基準値を記録します。
2	FEM 計算を有効にし、応力値を決定します。 基準値と比較します。
3	様々な影響および製造方法における歯元応力を計算します。 • プロチュバランスの有無。 • 最終仕上げ代の有無。 • 最終仕上げノッチ有無。
4	ホブとシェイパーカッターによる製造における歯元形状と、その結果生じる応力を比較します。
5	歯直角断面での計算と仮想平歯車での計算に関する FEM 比較計算。
6	逆曲げの影響について考慮します。

表 1-1 タスクの定義。

2 実践、ステップ 1

2.1 MESYS の起動と設定

ファイル MesysCylGearPair64.exe をダブルクリックして MESYS を起動します。このファイルは、通常 C:\Program Files\MESYS 12-2025 にあるインストールディレクトリ内にあります。これにより、円筒歯車ペアの計算が開始されます。

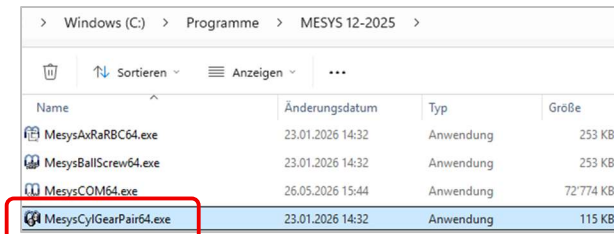


図 2-1 インストールディレクトリにある対応する *.exe ファイルを使用して、歯車計算を開始します。

「ファイル」→「開く」から、MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_02-ww-v2500.mCGP ファイルを開きます。

[拡張]>[設定] では、関連する設定が事前に定義されており、その内容は一目瞭然です。特に MESYS の使用開始当初は、エラー、警告、および情報に気づけるよう、[全てのメッセージを表示] オプションを選択しておくことをお勧めします。

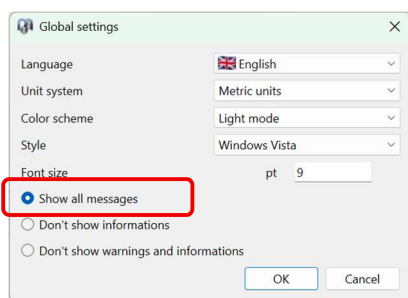


図 2-2 デフォルト設定の [拡張/設定]。

[一般]タブにある[プロジェクト名]および[計算概要]フィールドには、計算ファイルに関するコメントを自由に入力できます。

重要なのは、「**負荷容量計算の形状 = Y_F / Y_S の最小歯厚を持つ公称寸法**」の選択です。ISO 6336-1 の 6.1 節に従い、その計算には、最小の製造転位係数が計算に使用され、つまり最小の歯厚を使用する必要があります。



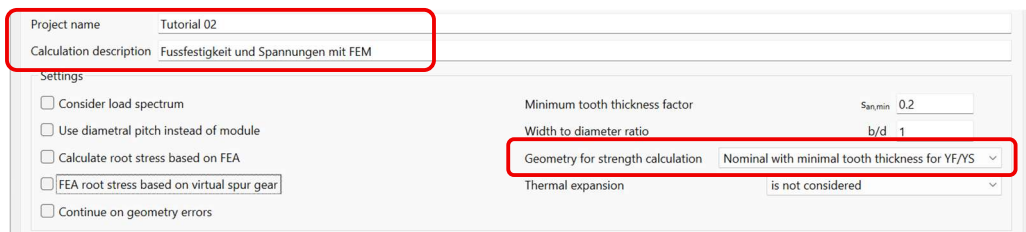


図 2-3 タブ [一般]、[プロジェクト名] および [計算概要]

2.2 K 係数

[形状] タブでは、公差クラス ISO 1328 を 1 R30 に設定することで、歯車の品質が理想的であると仮定されていることがわかります。目標は、計算された歯元応力への影響を最小限あるいは排除するために、 $K_v = 1.00$ および $K_{H\alpha} = 1.00$ を達成することです。同様に、入力速度 = 1 rpm、 $K_A = 1.00$ とします。[強度の詳細] タブでは、荷重分布係数 $K_v = 1.00$ および歯面荷重係数 $K_{H\beta} = 1.00$ がそれに応じて設定されています。これは現実的ではありませんが、その結果、K 係数が歯元応力の計算において役割を果たさなくなる、すなわち $K = 1.00$ となります。

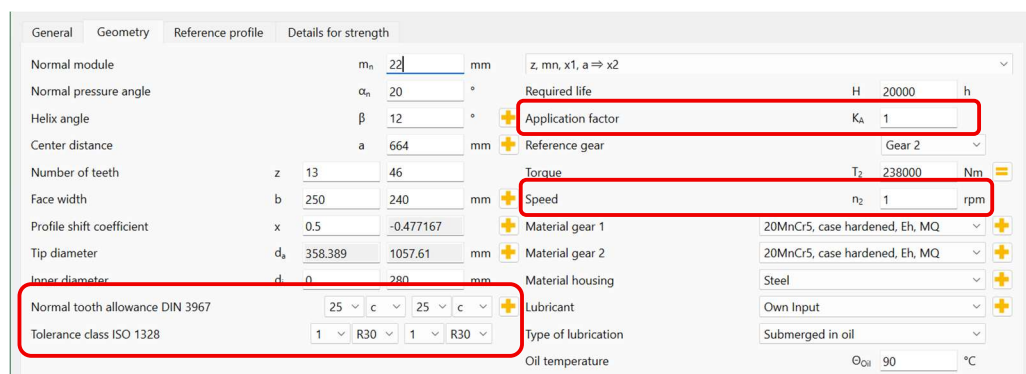


図 2-4 形状タブ。歯車の品質、回転数、および応用係数に注意。

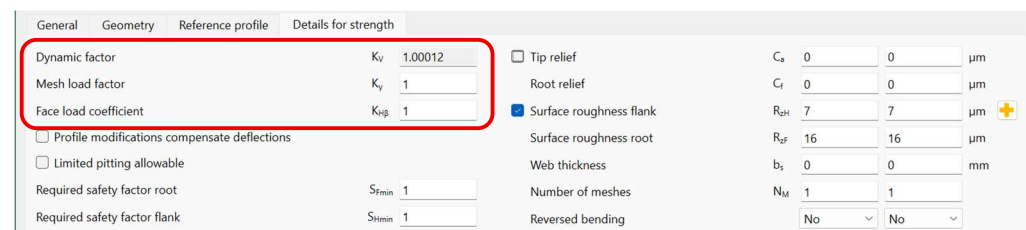


図 2-5 タブの「形状」、動荷重係数、かみ合い負荷係数、歯面荷重係数に注意。

2.3 結果概要の構成

歯元の応力に関する概要に関しては、結果概要が適用されます。それは、「拡張」→「結果概要」から開くことができます。

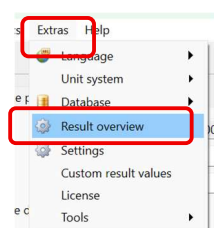


図 2-6 メニュー「拡張/結果の概要」。

右側の表の内容は、「x」ボタンをクリックして削除し、新しい設定を用意します。

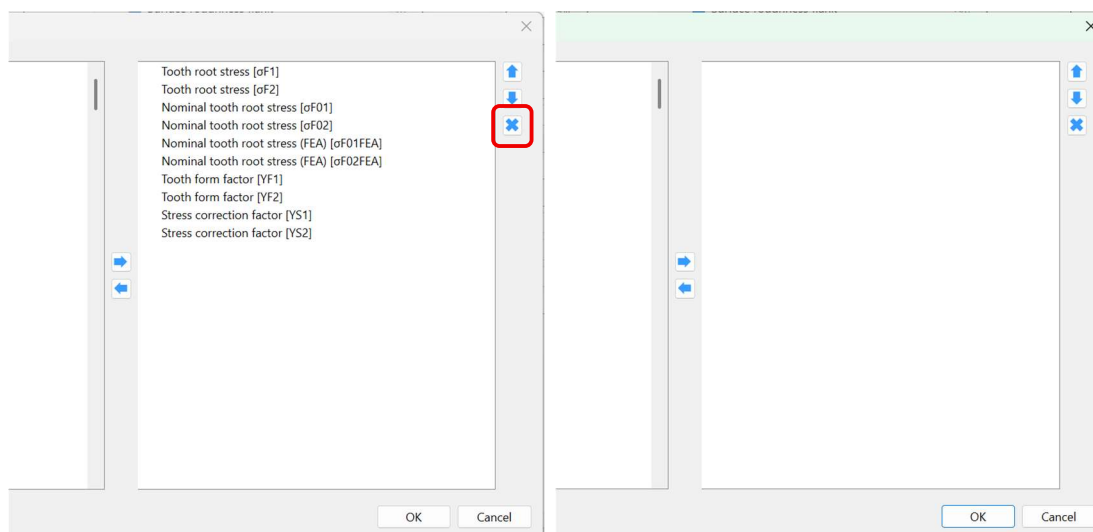


図 2-7 「x」ボタンを使用して内容を削除。

ここで歯元の応力やその他の関心のある特性を表示するには、左側でそれらを選択し、「->」矢印を使用して右側に転送します。

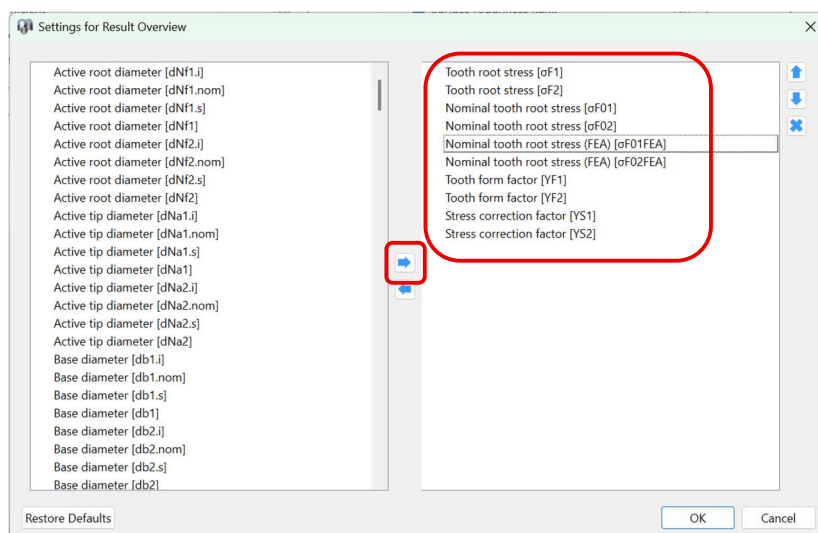


図 2-8 関心のある結果の選択と転送。

選択した結果は、[結果概要] ウィンドウに表示されます。

Result overview							
Tooth root stress	oF1	204.847	MPa	Tooth root stress	oF2	245.9	MPa
Nominal tooth root stress	oF02	245.87	MPa	Nominal tooth root stress (FEA)	oF01FEA	180.487	MPa
Tooth form factor	YF1	1.14019		Tooth form factor	YF2	1.76532	
Stress correction factor	YS2	1.61229		Stress correction factor	YS1	2.16615	

図 2-9 有効化された結果を示す 結果概要。

2.4 基準結果

ISO 6336-1によると、歯元応力 σ_F は、公称歯元応力 σ_{F0} に K 係数を乗じた値に等しくなります。すなわち、 $\sigma_F = \sigma_{F0} * K_A * K_V * K_{F\beta} * K_{F\alpha}$ となります。このチュートリアルでは、すべての K 係数が $K = 1.00$ に設定されているため、 $\sigma_F = \sigma_{F0}$ が適用されます。まだ FEM 計算は行われていません。したがって、応力値はまだ表示されていません。以下の基準値が記載されています。

特性	記号	値	単位
歯元応力 歯車 1	σ_{F1}	204.85	MPa
歯元応力 歯車 2	σ_{F2}	245.90	MPa
公称歯元応力 歯車 1	σ_{F01}	204.82	MPa
公称歯元応力 歯車 2	σ_{F02}	245.87	MPa
歯形係数 歯車 1	Y_{F1}	1.14	-
歯形係数 歯車 2	Y_{F2}	1.77	-
応力修整係数 歯車 1	Y_{S1}	2.17	-
応力修整係数 歯車 2	Y_{S2}	1.61	-

表 2-1 歯元部の基準値、ISO 6336-3 に基づく計算。公称歯元応力と歯元応力との間のわずかな偏差は、動荷重係数が計算されていることに起因します。

3 実践、ステップ 2

3.1 FEM 計算の有効化

[一般]タブで、[FEM に基づいて歯元応力を計算]フラグを有効にし、計算を再度実行します。その後、結果概要にピニオンおよびギヤの歯元応力が表示されます。

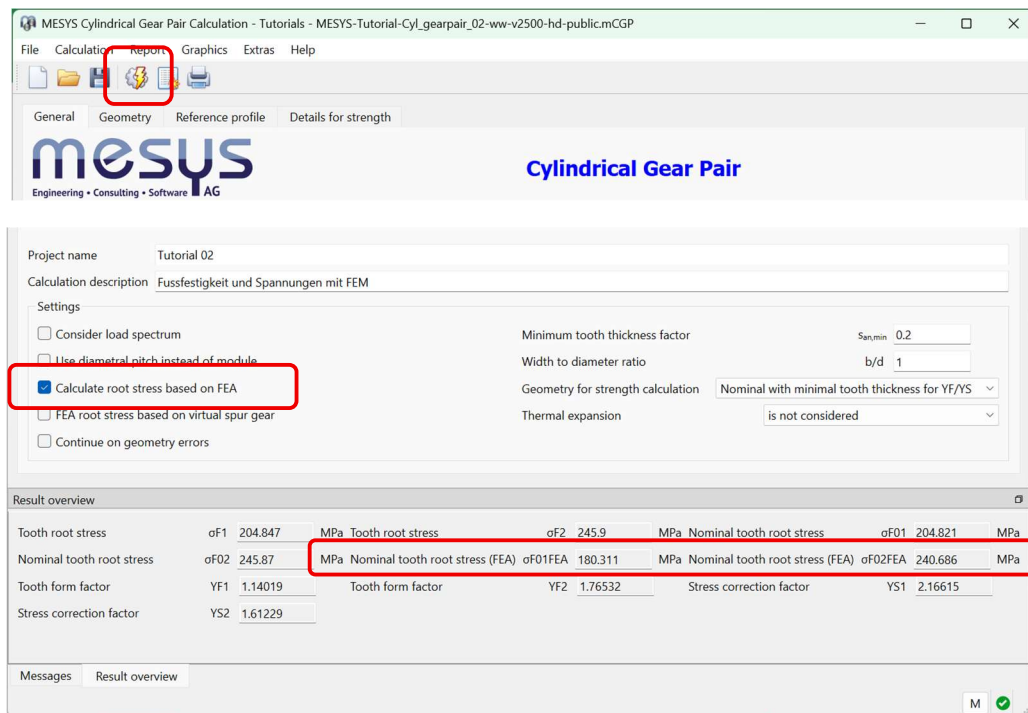


図 3-1 [一般]タブで FEM 計算を有効にし、計算を実行すると、結果概要に FEM 計算による歯元応力が表示されます。

メニューの [グラフィックス] → [歯元応力 (2D) 歯車 1] および [グラフィックス] → [歯元応力 (2D) 歯車 2] を開き、最大主応力のグラフを表示します。グラフ上で右クリックして [ダイアグラムオプション] を開き、さらにグラフ上で右クリックして [グラフィックスオプション] を開きます。以下の図のように設定を行います。「メッシュを表示」オプションを有効にすると、有限要素のエッジが表示され、メッシュを確認できるようになります。応力分布を検証する場合は、一般的にメッシュを表示しないことをお勧めします。

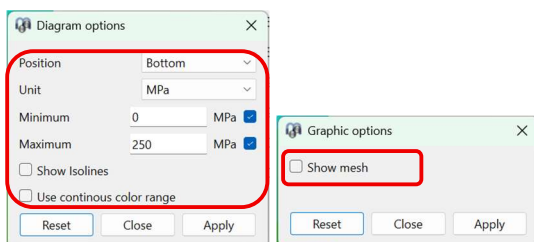


図 3-2 コンタープロット表示オプション。

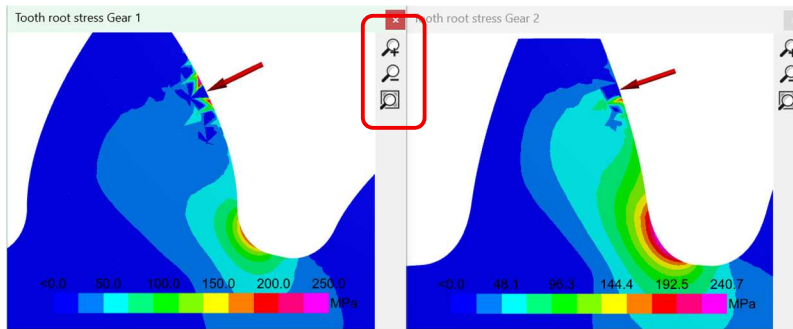


図 3-3 歯車 1 および歯車 2 の最大主応力。単一歯接触の最高点での荷重適用。

ズームは、上図に示すように、マウスホイールまたは対応するボタンを使用して行います。歯車セグメント全体の表示は、「画面にフィット」ボタンを使用して行います。

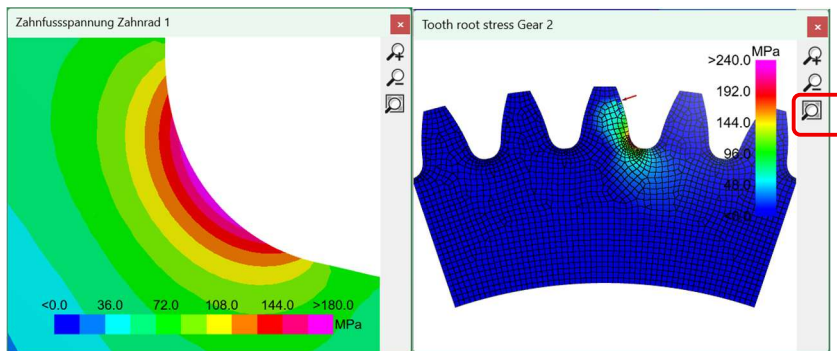


図 3-4 左: 歯元応力(2D) 歯車 1、拡大表示、メッシュは表示せず、カラーバーは連続していない。右: 歯元応力(2D) 歯車 2、モデル全体。

右クリックして「コンテンツをフリーズ」を選択すると、グラフィックスをフリーズできます。タイトルバーにタイムスタンプが表示されます。

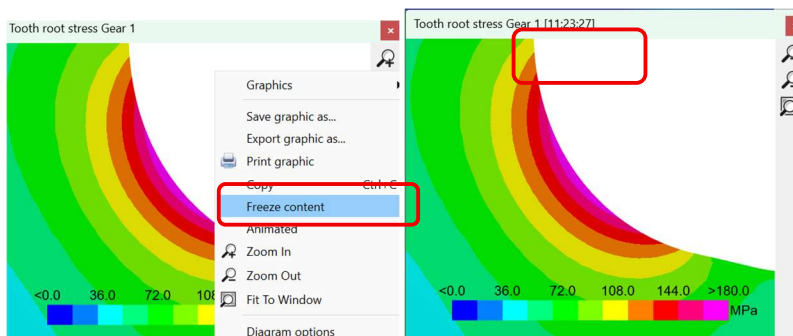


図 3-5 左: グラフィックスのフリーズ。右: グラフィックスがフリーズされた時刻の表示。

3.2 結果としての応力レベル

前の表は、以下のように拡張されます。

プロパティ	記号	値	単位
歯元応力 歯車 1	σ_{F1}	204.85	MPa
歯元応力 歯車 2	σ_{F2}	245.90	MPa
公称歯元応力 歯車 1	σ_{F01}	204.82	MPa
公称歯元応力 歯車 2	σ_{F02}	245.87	MPa
形状係数 歯車 1	Y_{F1}	1.14	-
形状係数 歯車 2	Y_{F2}	1.77	-
応力修整係数 歯車 1	Y_{S1}	2.17	-
応力修整係数 歯車 2	Y_{S2}	1.61	-
公称歯元応力 (FEM) 歯車 1	σ_{F01FEA}	180.31	MPa
公称歯元応力 (FEM) 歯車 2	σ_{F02FEA}	240.69	MPa

表 3-1 歯元の基準値、ISO 6336-3に基づく計算、および FEM 計算による歯元応力。

3.3 比較

歯車 1 については、ISO に基づく計算結果 $\sigma_{F01} = 204.82$ MPa と、FEM 計算結果 $\sigma_{F01FEA} = 180.31$ MPa との間に大きな差が見られます。歯車 2 については、 $\sigma_{F02} = 245.87$ MPa と $\sigma_{F02FEA} = 240.69$ MPa の差はごくわずかです。

4 実践、ステップ 3

4.1 入力と計算、プロデュバランス

グラフィック「グラフィックス/歯車かみ合い」には、歯車のかみ合わせが表示されます。

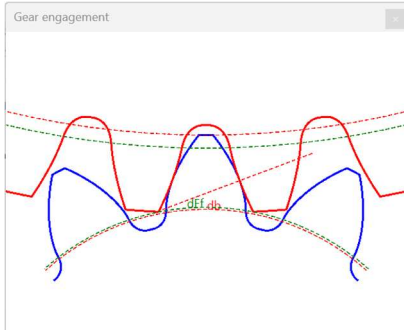


図 4-1 歯車のかみ合い。

[基準プロファイル] タブで、プロデュバランス角 $\alpha_{prP} = 10^\circ$ およびプロデュバランス高さ $h_{prP} = 0.4 \cdot mn$ を入力します。

Parameter	Gear 1 Value	Gear 2 Value
Type	Reference profile	Reference profile
User input		
Basic rack dedendum	$h_{dp} = 1.25 \cdot mn$	$h_{dp} = 1.25 \cdot mn$
Basic rack root radius	$\rho_{dp} = 0.38 \cdot mn$	$\rho_{dp} = 0.38 \cdot mn$
Basic rack addendum	$h_{da} = 1 \cdot mn$	$h_{da} = 1 \cdot mn$
Chamfering profile angle	$\alpha_{dp} = 0^\circ$	$\alpha_{dp} = 0^\circ$
Basic rack tip radius	$\rho_{dp} = 0 \cdot mn$	$\rho_{dp} = 0 \cdot mn$
Protuberance angle	$\alpha_{prP} = 10^\circ$	$\alpha_{prP} = 10^\circ$
Basic rack form dedendum	$h_{fep} = 0.85 \cdot mn$	$h_{fep} = 0.85 \cdot mn$
Height of protuberance	$h_{prP} = 0.4 \cdot mn$	$h_{prP} = 0.4 \cdot mn$
Amount of protuberance	$prP = 0.0209348 \cdot mn$	$prP = 0.0209348 \cdot mn$
Tip alteration	$k = 0 \cdot mn$	$k = 0 \cdot mn$

図 4-2 [基準プロファイル] タブでのプロデュバランス角およびプロデュバランス高さの入力。

計算後、プロデュバランスを含む歯のかみ合わせが得られます。図「グラフィックス/加工歯車 1」では、工具の基準プロファイル上のプロデュバランスを確認できます。

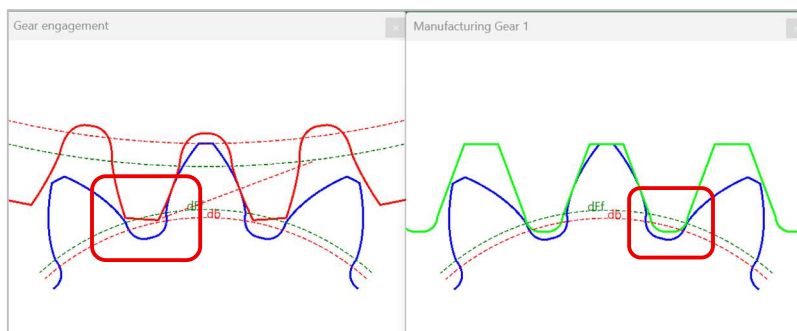


図 4-3 左: かみ合わせ、アンダーカットのある歯車。右: 歯車に対する工具基準プロファイルのかみ合わせ、プロデュバランスのある工具。

歯車と同様に、ISO 21771-1 に基づく定義が工具にも適用されます。

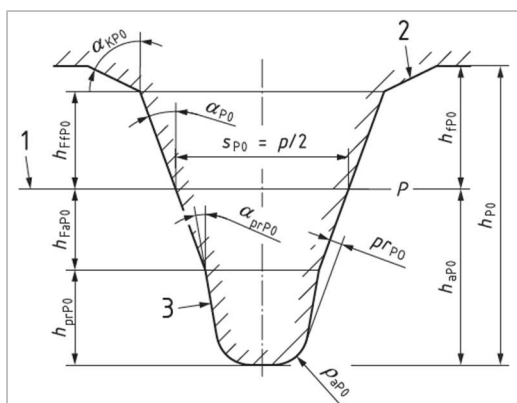


図 4-4 ISO 21771-1 に基づく、プロチュバランスのあるプレ加工用工具の基準プロファイル。

計算が実行されます。メニュー「グラフィックス/歯元応力(2D)」の歯車 1 および 2 のグラフィックスでは、以下の応力分布が確認できます。

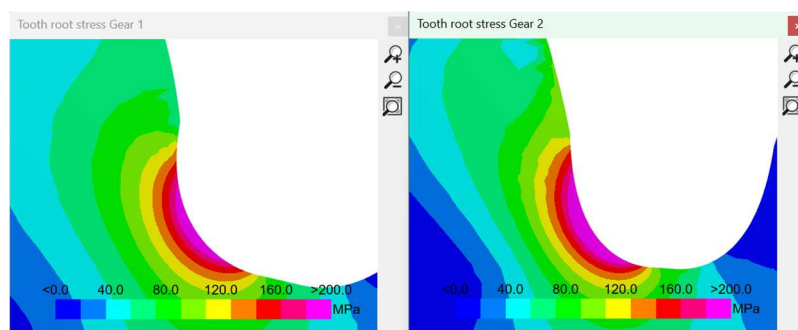


図 4-5 歯元応力 歯車 1 および歯車 2、カラーバーの上限値を 200 MPa に制限。

表にまとめられた値は以下の通りです。

プロパティ	記号	値	単位
歯元応力 歯車 1	σ_{F1}	259.533	MPa
歯元応力 歯車 2	σ_{F2}	266.693	MPa
公称歯元応力 歯車 1	σ_{F01}	259.486	MPa
公称歯元応力 歯車 2	σ_{F02}	266.646	MPa
形状係数 歯車 1	Y_{F1}	1.64	-
形状係数 歯車 2	Y_{F2}	1.98	-
応力修整係数 歯車 1	Y_{S1}	1.91	-
応力修整係数 歯車 2	Y_{S2}	1.59	-
公称歯元応力(FEM) 歯車 1	σ_{F01FEA}	227.16	MPa
公称歯元応力(FEM) 歯車 2	σ_{F02FEA}	261.30	MPa

表 4-1 プロチュバランス部を含む計算、ISO 6336-3 に基づく計算、および FEM 計算による歯元応力。

表 3-1 と比較すると、FEM によって計算された応力は増加しています。歯元形状係数 Y_F が増加している点は興味深いものです。これは、プロチュバランスによってアンダーカットを作り、より一般的にクリティカル断面における歯厚の減少が生じるためです。フィレットの半径が大きくなったため、応力修整係数 Y_S はわずかに減少しましたが、その減少分では形状係数の増加分を相殺することはできません。

ファイル MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_02_01-ww-v2500.mCGP

4.2 歯元丸みを最大化

「*」ボタンを使用すると、工具の先端フィレット半径 ρ_{aP0} が最大化されます。

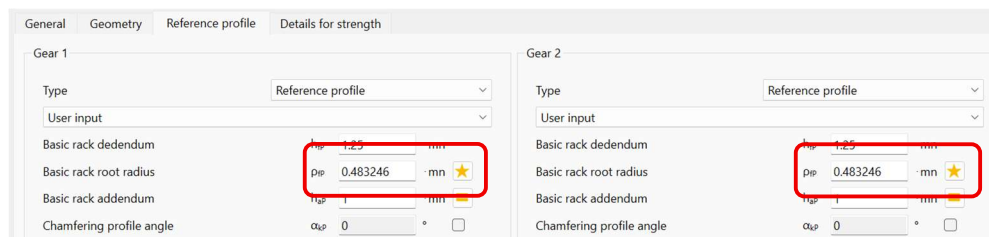


図 4-6 工具先端の丸みまたは歯元の丸みを最大化します。

再計算 (F5) を行った結果、応力が低下し、以下の値が得られました。

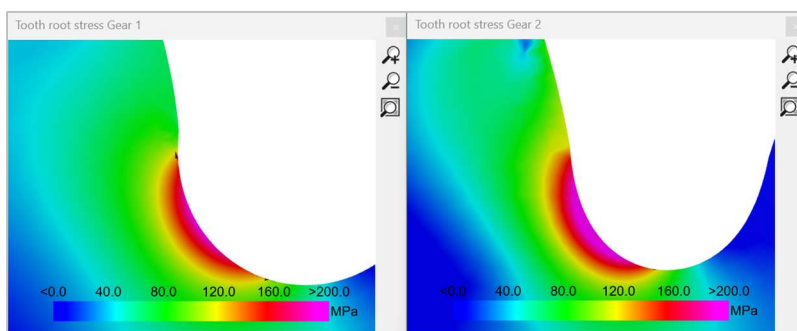


図 4-7 工具の先端半径を最大化した場合の歯元部の応力。

プロパティ	記号	値	単位
歯元応力 歯車 1	σ_{F1}	224.15	MPa
歯元応力 歯車 2	σ_{F2}	245.26	MPa
公称歯元応力 歯車 1	σ_{F01}	224.11	MPa
公称歯元応力 歯車 2	σ_{F02}	245.22	MPa
形状係数 歯車 1	Y_{F1}	1.45	-
形状係数 歯車 2	Y_{F2}	1.82	-
応力修整係数 歯車 1	Y_{S1}	1.87	-
応力修整係数 歯車 2	Y_{S2}	1.56	-
公称歯元応力 (FEM) 歯車 1	σ_{F01FEA}	196.38	MPa
公称歯元応力 (FEM) 歯車 2	σ_{F02FEA}	253.57	MPa

表 4-2 工具のプロデュバランスおよび最大先端フィレット半径を用いた計算、ISO 6336-3 に基づく計算、および FEM 計算による歯元応力。

歯車 1 では $\sigma_{F01FEA} = 227.16$ から $\sigma_{F01FEA} = 196.38$ へ、歯車 2 では $\sigma_{F01FEA} = 261.30$ から $\sigma_{F01FEA} = 253.57$ へと応力が低下しており、その差は歯車 1 の方がより顕著です。

ファイル MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_02_02-ww-v2500.mCGP

4.3 加工許容値を考慮

[基準プロファイル] タブで、タイプを[ホブ]に変更し、Gear 1 および Gear 2 について、加工許容値 $q = 0.01 \cdot m_n$ 、仕上げ工具の歯末のたけ $h_{aPOF} = 1.10 \cdot m_n$ 、仕上げ工具の歯先半径 $\rho_{aPOF} = 0.05 \cdot m_n$ を入力します。

図 4-8 仕上げ加工の入力。

計算後、加工許容値に比べてプロチュバランスが小さすぎるため、仕上げ加工のノッチが表示されます。

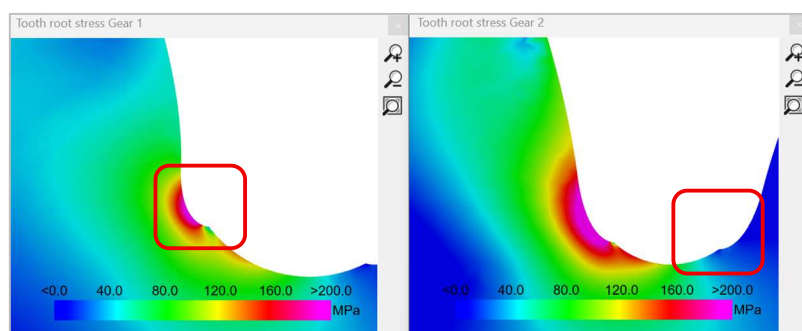


図 4-9 歯車 1 および歯車 2 の歯元部のノッチ。

プロパティ	記号	値	単位
歯元応力 歯車 1	σ_{F1}	182.37	MPa
歯元応力 歯車 2	σ_{F2}	231.01	MPa
公称歯元応力 歯車 1	σ_{F01}	182.35	MPa
公称歯元応力 歯車 2	σ_{F02}	230.98	MPa
形状係数 歯車 1	Y_{F1}	1.06	-
形状係数 歯車 2	Y_{F2}	1.69	-
応力修整係数 歯車 1	Y_{S1}	2.08	-
応力修整係数 歯車 2	Y_{S2}	1.58	-
公称歯元応力 (FEM) 歯車 1	σ_{F01FEA}	246.43	MPa
公称歯元応力 (FEM) 歯車 2	σ_{F02FEA}	296.83	MPa

表 4-3 工具のプロチュバランスおよび最大先端フィレット半径を用いた計算、ISO 6336-3 に基づく計算、および FEM 計算による歯元応力。

ファイル MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_02_03-ww-v2500.mCGP

応力のピークは、仕上げ加工のノッチに位置し、仕上げ工具の歯先半径に依存します。これを $\rho_{aP0F} = 0.05$ から $\rho_{aP0F} = 0.10$ に増やすと、歯車 1 について $\sigma_{F01FEA} = 246.43 \text{ MPa}$ ではなく $\sigma_{F01FEA} = 218.55 \text{ MPa}$ となります。

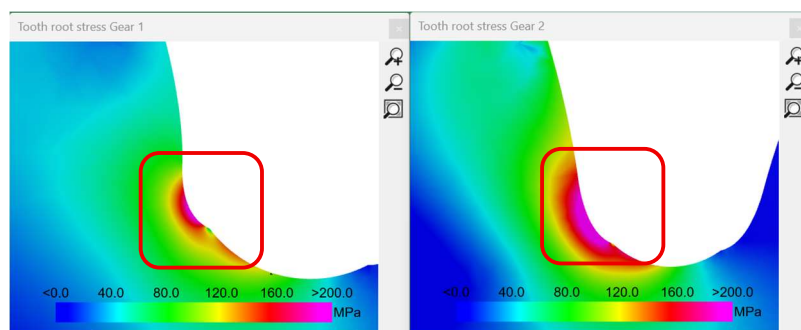


図 4-10 歯車 1 および歯車 2 の歯元にある仕上げ加工のノッチ。半径を増加。

プロパティ	記号	値	単位
歯元応力 歯車 1	σ_{F1}	182.37	MPa
歯元応力 歯車 2	σ_{F2}	231.01	MPa
公称歯元応力 歯車 1	σ_{F01}	182.35	MPa
公称歯元応力 歯車 2	σ_{F02}	230.98	MPa
形状係数 歯車 1	Y_{F1}	1.06	-
形状係数 歯車 2	Y_{F2}	1.69	-
応力修整係数 歯車 1	Y_{S1}	2.08	-
応力修整係数 歯車 2	Y_{S2}	1.58	-
公称歯元応力 (FEM) 歯車 1	σ_{F01FEA}	218.55	MPa
公称歯元応力 (FEM) 歯車 2	σ_{F02FEA}	277.93	MPa

表 4-4 工具のプロデュランスおよび最大先端フィレット半径を用いた計算、ISO 6336-3 に基づく計算、および FEM 計算による歯元応力。

ファイル MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_02_04-ww-v2500.mCGP。

5 実践、ステップ 4

5.1 基準計算の更新

[ファイル]>[開く]からファイル MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_02-REL25.mCGP を開き、計算を実行します。再び、以下の値が得られます。

プロパティ	記号	値	単位
歯元応力 歯車 1	σ_{F1}	204.85	MPa
歯元応力 歯車 2	σ_{F2}	245.90	MPa
公称歯元応力 歯車 1	σ_{F01}	204.82	MPa
公称歯元応力 歯車 2	σ_{F02}	245.87	MPa
形状係数 歯車 1	Y_{F1}	1.14	-
形状係数 歯車 2	Y_{F2}	1.77	-
応力修整係数 歯車 1	Y_{S1}	2.17	-
応力修整係数 歯車 2	Y_{S2}	1.61	-
公称歯元応力 (FEM) 歯車 1	σ_{F01FEA}	180.31	MPa
公称歯元応力 (FEM) 歯車 2	σ_{F02FEA}	240.69	MPa

表 5-1 歯元部の基準値、ISO 6336-3 に基づく計算および FEM 計算。工具はホブ。

「グラフィックス／加工 歯車 1 および 2」メニューには、ラック状の工具であるホブが表示されます。「グラフィックス／歯元応力 (2D) 歯車 1 および 2」メニューでは、歯元応力がコンタープロットとして表示されます。

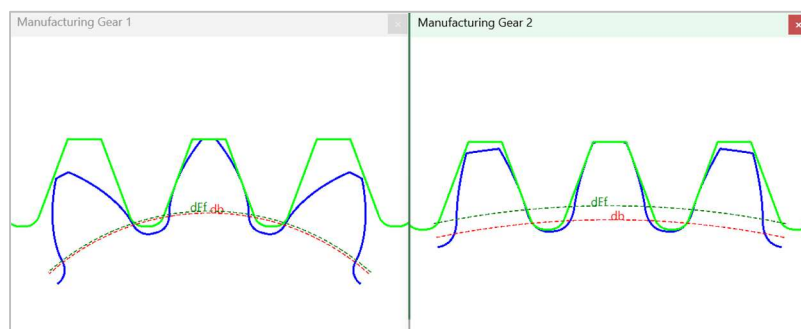


図 5-1 ラック形の工具(緑)とかみ合っている歯車(青)。左: 歯車 1。右: 歯車 2。

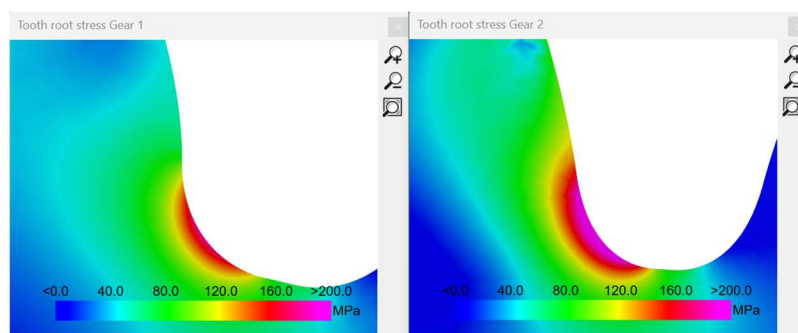


図 5-2 FEM 計算による歯元応力。色スケールは 200 MPa に制限。左: 歯車 1。右: 歯車 2。

5.2 シェイパーカッターの使用

[基準プロファイル] タブで、基準プロファイル入力(歯車の基準プロファイルを入力し、そこからラック形状の工具の基準プロファイルが導出され、歯形生成に使用される)の代わりに、シェイパーカッター入力が選択されます。シェイパーカッターの歯数と転位係数は、 $z_0 = 23$ および $x_0 = 0.10$ と指定されます。

計算(F5)後、メニューの「グラフィックス/歯車かみ合わせ」、「グラフィックス/加工 歯車1 および 2」、「歯元応力(2D)歯車1 および 2」のグラフィックスを確認します。

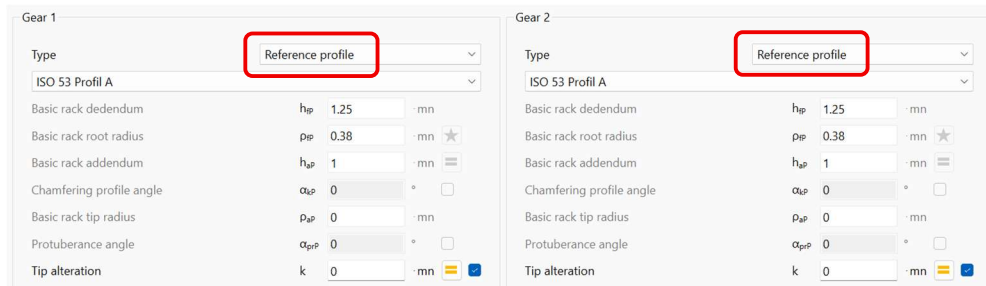


図 5-3 タブ「基準プロファイル入力」歯車 1 および歯車 2 の両方の基準プロファイル

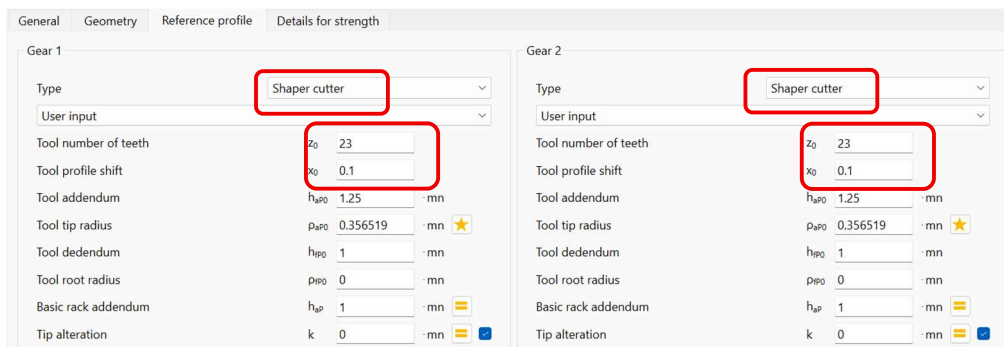


図 5-4 タブ「基準プロファイル入力」歯車 1 および歯車 2 のシェイパーカッター



図 5-5 シェイパーカッターを使用した歯車 1 および歯車 2 の加工。

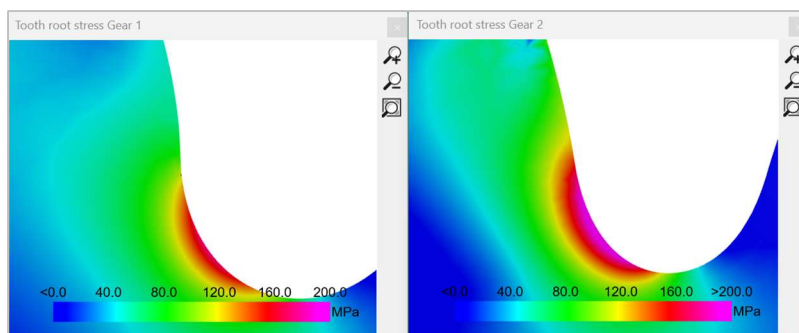


図 5-6 シェイパーカッターで生成された歯形の歯元応力。

表の値は次のとおりです。

特性	記号	値	単位
歯元応力 歯車 1	σ_{F1}	192.85	MPa
歯元応力 歯車 2	σ_{F2}	222.62	MPa
公称歯元応力 歯車 1	σ_{F01}	192.83	MPa
公称歯元応力 歯車 2	σ_{F02}	222.59	MPa
形状係数 歯車 1	Y_{F1}	1.19	-
形状係数 歯車 2	Y_{F2}	1.71	-
応力修整係数 歯車 1	Y_{S1}	1.95	-
応力修整係数 歯車 2	Y_{S2}	1.51	-
公称歯元応力 (FEM) 歯車 1	σ_{F01FEA}	175.31	MPa
公称歯元応力 (FEM) 歯車 2	σ_{F02FEA}	223.47	MPa

表 5-2 歯元の値、ISO 6336-3 および FEM 計算による算出。工具はシェイパーカッター。

ファイル *MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_02_05-ww-v2500.mCGP*。

6 実践、ステップ 5

6.1 基準計算の更新

[ファイル]>[開く]からファイル *MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_02-REL25.mCGP* を開き、計算を実行します。表 5-1 のような値が得られます。

6.2 円筒歯車の断面

上記の FEM 計算は、垂直断面において実行されています。インボリュートはすば歯車の垂直断面およびアキシャル方向断面では、歯面形状はもはやインボリュートではありません。

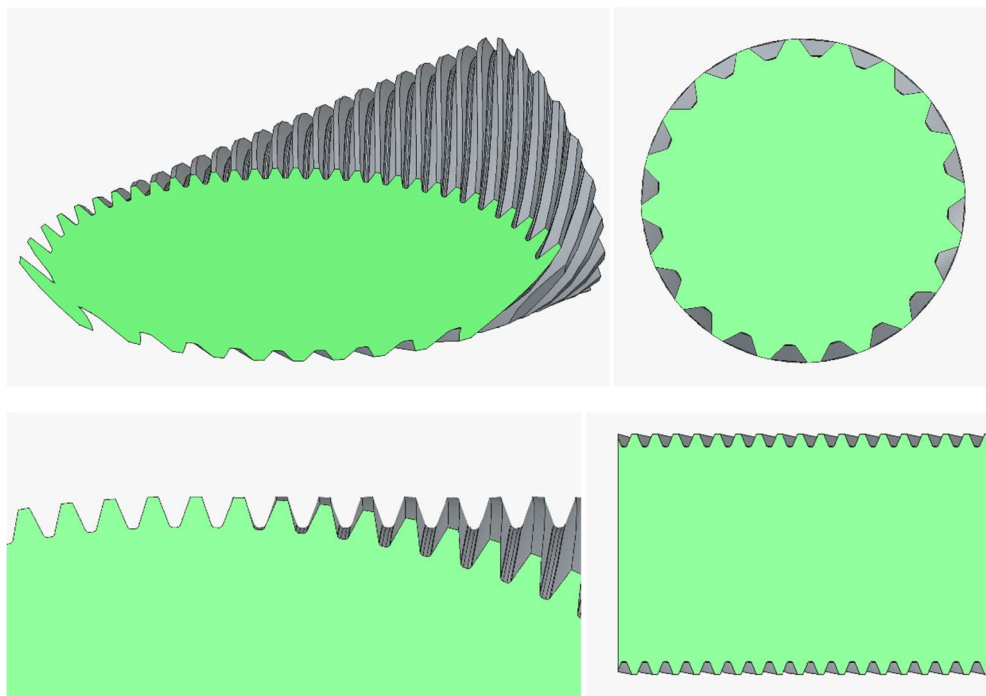


図 6-1 左上: 垂直断面、透視図。右上: 正面断面。左下: 垂直断面。右下: アキシャル方向断面。

ISO 6336 に基づく計算では、はすば歯車に対して仮想平歯車 (ISO 6336 では「仮想平歯車」、DIN 3990 では「等価平歯車」という用語を使用) が用いられます。これは、歯直角断面におけるはすば歯車の歯形に極めて近い歯形を持つように生成されます。これにより、歯直角断面におけるヘリカル歯車の特性 (例えば歯元厚さ) が保持されます。MESYS では、はすば歯車の歯直角断面と仮想平歯車の両方で計算を行うことができます。[一般] タブで [FEA ベースで歯元応力を計算] を選択すると、歯直角断面での計算が呼び出されます。さらに [バーチャル平歯車による FEA 歯元応力] フラグを有効にすると、代わりに仮想平歯車に対して FEM 計算が実行されます。

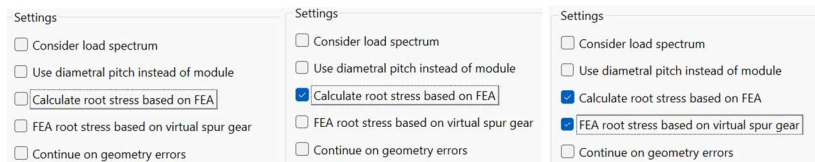


図 6-2 「一般」タブにおける FEM 歯元応力計算の設定。左：計算なし。中央：歯直角断面での計算。右：仮想平歯車での計算。

まず、最初のフラグを有効にし、2 番目のフラグを無効にすることで、歯直角断面での計算が行われます（上の図、中央を参照）。「歯元応力(2D)歯車 1 および 2」、「歯元応力 歯車 1 および 2」のグラフィックを開きます。「歯元応力(2D)歯車 1 および 2」のグラフィック設定を次のように選択します。

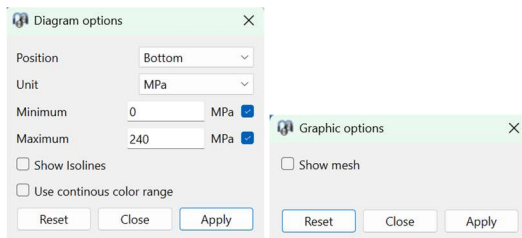


図 6-3 左：ダイアグラムオプション。右：グラフィックスオプション。

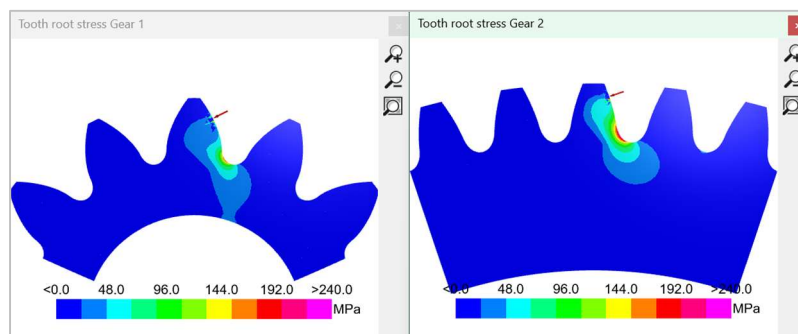


図 6-4 歯車 1 および歯車 2 の歯直角断面におけるフォン・ミセス応力分布。

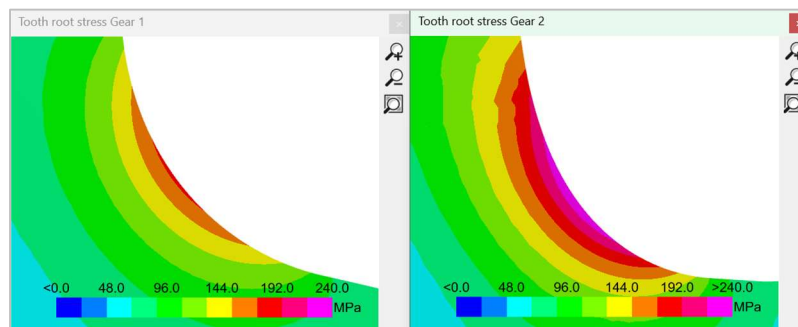


図 6-5 歯車 1 および歯車 2 の歯直角断面における最大主応力分布（詳細図）。

以下の図は、歯元の表面における応力を、歯元基部から歯面に向かって左から右に示したものです。なお、 σ_I は第一主応力であり、ISO 6336 に基づく応力と比較されるものです。 σ_M はフォン・ミセス応力です。

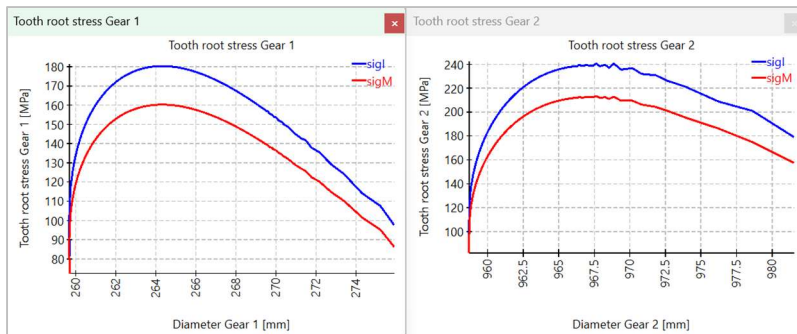


図 6-6 歯元表面における応力分布(歯直角断面)。

ここで、[仮想平歯車に基づくFEA 歯元応力]のフラグを有効にして、計算を再度実行します。その結果、図は以下ようになります。

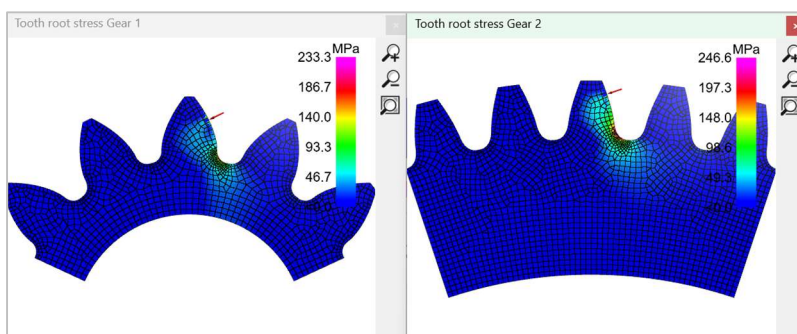


図 6-7 仮想平歯車における、歯車 1 および歯車 2 の最大主応力分布。

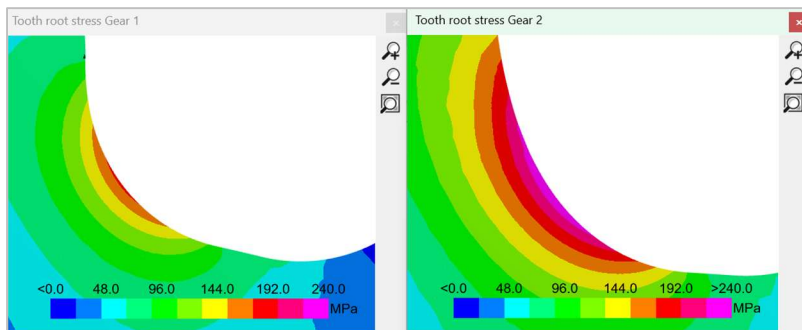


図 6-8 仮想平歯車における歯車 1 および歯車 2 の最大主応力分布(詳細)。

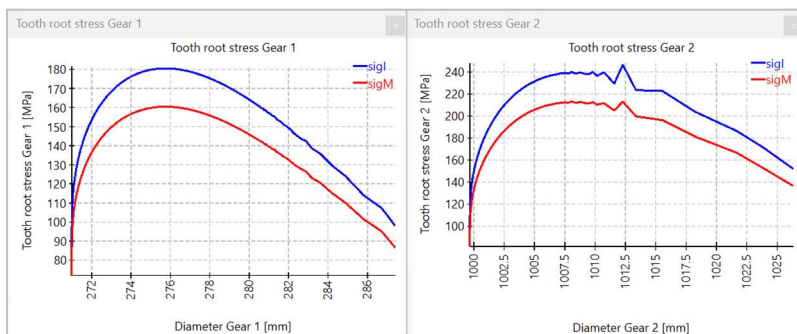


図 6-9 仮想平歯車の歯元表面における応力分布。

直接比較(上は歯直角断面における歯元部の応力、下は仮想平歯車における応力)では、わずかな違いしか見られません。

これにより、このケースにおいて、ISO 6336 で歯元部の応力計算に使用されている仮想平歯車によるアプローチが正確であることが確認されます。

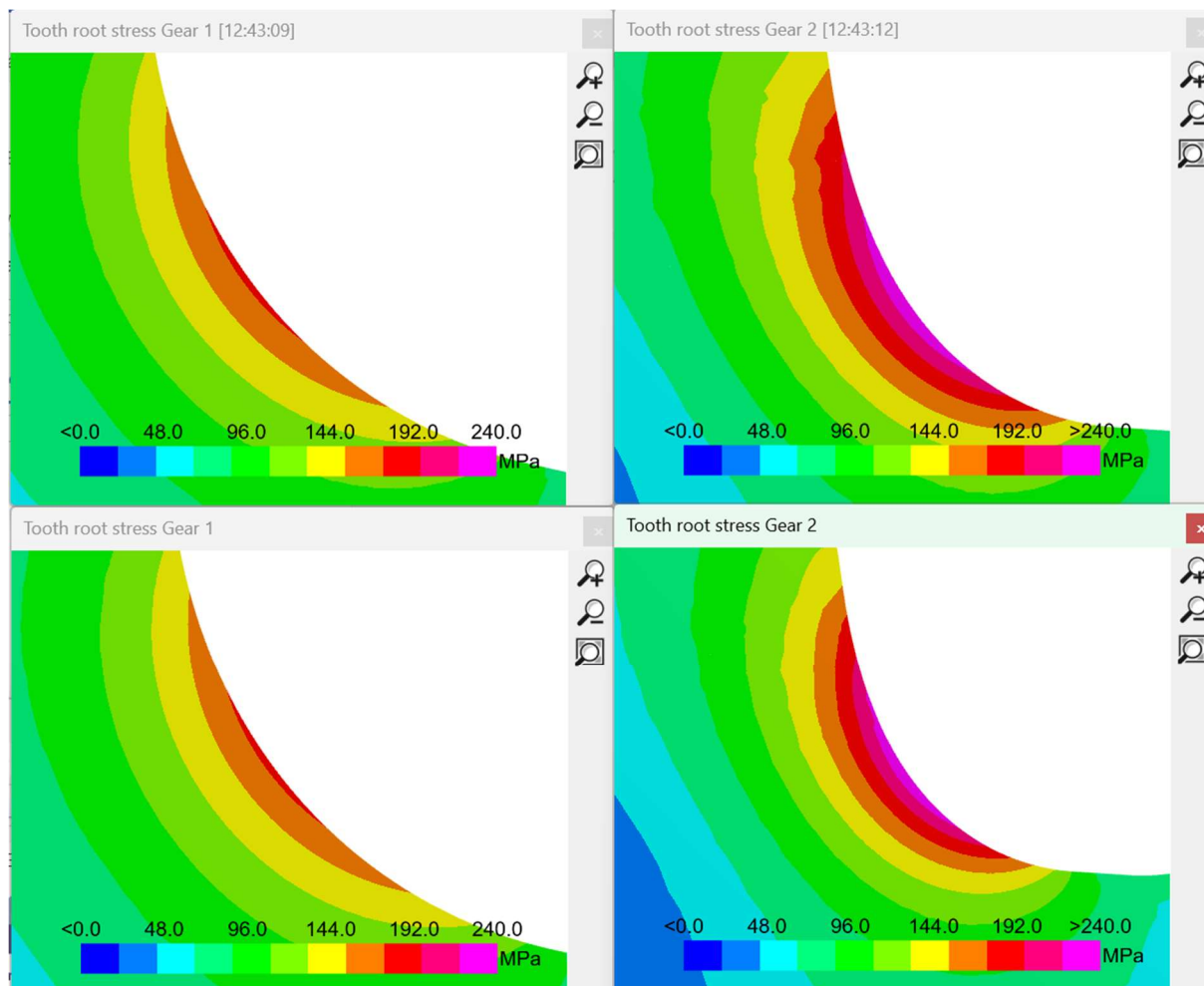


図 6-10 左: 歯車 1。右: 歯車 2。上: 歯直角断面における計算。下: 仮想平歯車における計算。最大主応力。

7 実践、ステップ 6

7.1 基準計算の更新

「ファイル」→「開く」からファイル *MESYS-Tutorial-Cyl_gearpair_02-REL25.mCGP* を開き、計算を実行します。表 5-1 のように、再び以下の値が得られます。

7.2 平均応力レベルの影響

上記の計算では、歯元部に作用する応力を検討しました。歯が一方向だけでなく両方向から荷重を受ける場合でも、応力レベルは変化しません。これは、例えば遊星歯車の場合に当てはまります。太陽歯車とのかみ合わせでは歯は一方向に曲げられ、リング歯車とのかみ合わせでは反対方向に曲げられます。力の方向の角度や力の作用点はわずかに異なる場合があります、それに応じて 2 つのかみ合わせにおける歯元応力もわずかに異なることがあります。

引張応力と圧縮応力を伴う応力サイクルの影響は、平均応力影響係数によって考慮されます。逆曲げの場合、ISO 6336-5 の 5.3.3 節では、この係数は 0.70 に設定されており、許容応力はこの係数で乗算されます。ISO 6336-3 の参考附属書 B には、平均応力影響係数 Y_M に関する詳細な計算式が記載されています。これは参考情報であり規範的ではないため、MESYS では逆曲げ係数を直接入力することができます。

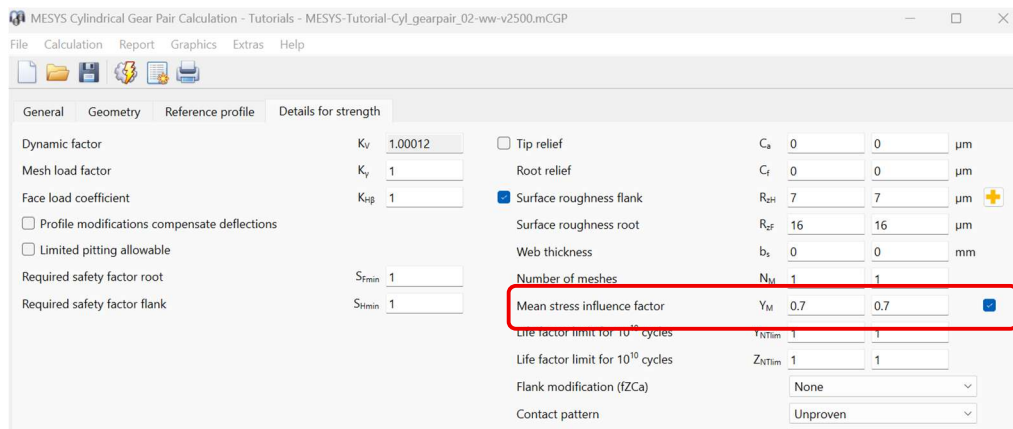


図 7-1 強度に関する「詳細」タブでの平均応力影響係数 Y_M の入力。

これは、この係数が実際の応力には影響せず、許容応力に影響を与えることを意味します。計算実行後、レポートには以下の値が表示されます。

Nominal tooth root stress	σ_F	204.8215	245.8699 MPa
Tooth root stress	σ_F	204.8469	245.9004 MPa
Tooth root stress limit	σ_{FG}	806.2467	890.1866 MPa
Safety factor for tooth breakage	SF	3.9359	3.6201

図 7-2 レポート内の歯元強度の情報、逆曲げを考慮しない場合の $Y_M = 1.00$ 、参考計算。

両方の歯車に $Y_M = 0.70$ を入力して計算を実行すると、修正された歯元強度、その結果として得られる修正歯元安全率、および歯元応力は以下のようになります。

Nominal tooth root stress	σ_{F0}	204.8215	245.8699 MPa
Tooth root stress	σ_F	204.8469	245.9004 MPa
Tooth root stress limit	σ_{FG}	564.3727	623.1307 MPa
Safety factor for tooth breakage	SF	2.7551	2.5341

図 7-3 レポート内の歯元強度の情報、逆曲げを考慮した場合の $Y_M = 0.70$ 、参考計算。

発生する応力、公称歯元応力、および歯元応力は、どちらの場合も同様です。歯元部の応力限界は $\sigma_{FG} = 806.25 \text{ MPa}$ でしたが、現在は $\sigma_{FG} = 806.25 \text{ MPa} * 0.70 = 564.37 \text{ MPa}$ となります。平均応力影響係数は $Y_M = 0.70$ です。したがって、歯元部の安全率 S_F は減少します。