

【付録 H】 非対称歯形歯車の特性

H.1 はじめに

非対称歯形歯車は、ギヤの大きさや材料を変更しないで負荷容量を増大させることができることから図 H.1 に示すロシア製 An-70 の contra propeller 駆動の 14000PS ターボプロップの遊星歯車装置に使用されており Airbus A400M の 1.4 倍の能力を有している。また、ヘリコプターのメインドライブギヤにも採用されている¹⁾。このように現在において用途は限定されているが、一般産業機械にも徐々に採用される機運がある。非対称歯形歯車は、創成歯切り加工も研削も可能なことから現在稼働中の歯車装置にも容易に置き換えが可能である。

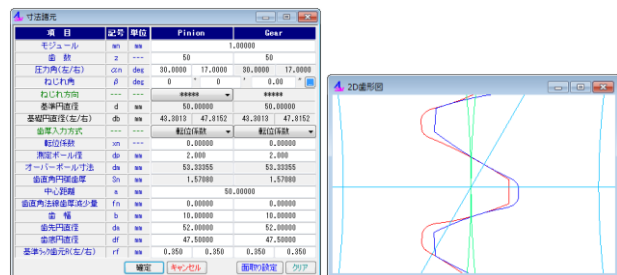
圧力角が 25°や 27°の歯車は、製鉄所の圧延機のような高負荷歯車装置には曲げ強度の向上から採用されているが、非対称歯形歯車は作用歯面に高圧力角(30°以上)を有する歯形である。両歯面を高圧力角の対称歯形とすると歯先尖りとなるため歯形が成立しない。そのため歯たけを保つためには必然的に非対称歯形にする必要がある。その一例を図 H2 に示す。この例では、作用側圧力角 $\alpha_{nr}=30^\circ$ 、反作用側圧力角 $\alpha_{nl}=17^\circ$ 、としている。高圧力角歯形は、標準圧力角(20°)に比べ、ヘルツ応力は大きく低下し、摩擦係数は小さく、すべり率は小さく、そしてフラッシュ温度を低く抑えることができる。しかし、この効果の代償として正面かみ合い率が低下したり軸受荷重が増加したりすることに留意する必要がある。これらの特性を持つ非対称歯形歯車のヘルツ応力、フラッシュ温度、曲げ応力などについて解析した結果について述べる。



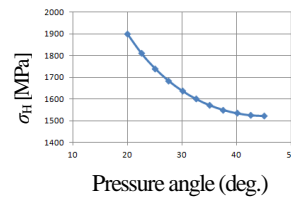
図H.1 An-70と遊星歯車機構¹⁾

H.2 高圧力角の効果

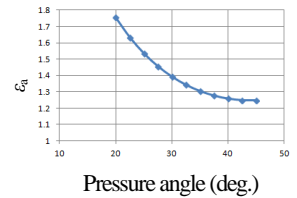
かみ合い圧力角を大きくすることでヘルツ応力などが、どのように変化するかを検討する。検討する歯車諸元は、モジュール $m=1$ 、歯数 $z_1=z_2=50$ 、ねじれ角 $\beta=0^\circ$ 、転位係数 $x_{n1}=x_{n2}=0$ 、歯幅 $b=10\text{mm}$ 、トルク $T=100\text{N}\cdot\text{m}$ 、回転速度 $n=1000\text{min}^{-1}$ とし、作用側圧力角 α_{nr} だけを 20~45°の範囲で変化させて計算した。反作用側歯面の圧力角 α_{nl} は無視している。その結果、図 H.3~H.6 に示すように、かみ合い圧力角 20° のとき $\sigma_H=1899\text{MPa}$ のヘルツ応力が圧力角 35° では、 $\sigma_H=1573\text{MPa}$ (1/1.21 倍) と低下し、すべり率も 1/3.3 倍小さくなっているが、正面かみ合い率は 1/1.34 低下するとともに軸受荷重 F は 1.9 倍に増すことに注意しなければならない。



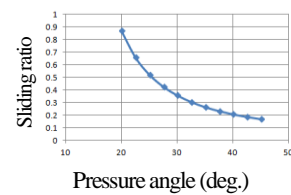
図H.2 非対称歯形歯車の諸元と歯形



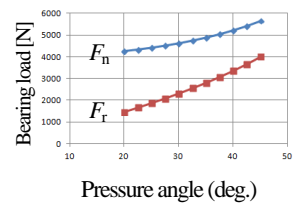
図H.3 ヘルツ応力の変化



図H.4 正面かみ合い率



図H.5 すべり率



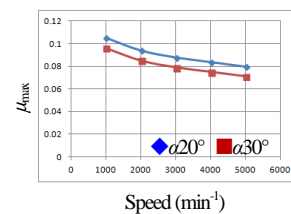
図H.6 軸受荷重

H.3 フラッシュ温度

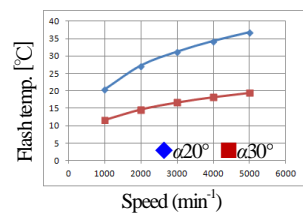
図H.2と同諸元で材料をSCM420 (熱伝達率60.0[W/mK])、潤滑油をISO VG100、油温70°C、歯面粗さRz2.5, Ra0.4、回転速度1000~5000 min^{-1} として図H.7のように設定し、摩擦係数(松本の式)²⁾ およびフラッシュ温度³⁾を計算すると図H.8, H.9のようにいずれも圧力角 $\alpha_n=20^\circ$ より $\alpha_{nr}=30^\circ$ のほうが有利であることが解る。また、回転速度5000 min^{-1} においてフラッシュ温度は17.3°C低くなる。また、図H.10 に圧力角の違いによるフラッシュ温度分布⁴⁾を示すが、 $\alpha_{nr}=30^\circ$ のほうが9.7°C低いことが解る。

項目	記号	単位	Pinion	Gear
最大歯面応力	σ_{Hmax}	MPa	1441.112	
トルク	T	Nm	100.0000	100.0000
動力	P	kW	10.472	
回転速度	n	1/min	1000.000	1000.000
周速	v	m/s		2.618
歯面粗さ(最大高さ)	Rz	μm	2.500	2.500
歯面粗さ(平均)	Ra	μm	0.400	0.400
材料名	---	---	Cr鋼(1Cr)	Cr鋼(1Cr)
比重	ρ	g/cm^3	7.870	7.870
比熱	CM	J/(g°C)	461.000	461.000
熱伝導率	λ	W/mK	60.000	60.000
歯面温度	GTC	°C		70.000
項目(油)	記号	単位	数値	
油温度	Oilc	°C	70.000	
油の種類	---	---	鉱物油(その他)	
ISOグレード	---	---	ISO VG 100	
動粘度(40°C)	---	---	100	
油の平均温度	MTC	°C	214.000	
油の標準偏差温度	SD	°C	85.000	
絶対粘度	μ_0	cP	20.373	
粘度圧	α	1/MPa	0.01882	

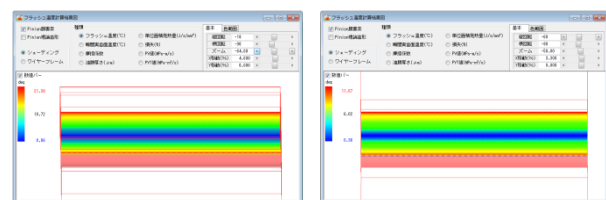
図H.7 フラッシュ温度条件設定



図H.8 摩擦係数



図H.9 フラッシュ温度



(a) $\alpha=20^\circ$, $T_{fmax}=21.4^\circ\text{C}$

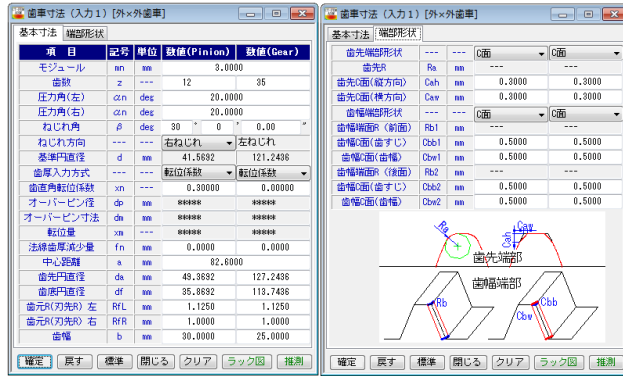
(b) $\alpha=30^\circ$, $T_{fmax}=11.7^\circ\text{C}$

図H.10 フラッシュ温度(1000 min^{-1})

H.4 高圧力角による負荷容量の向上

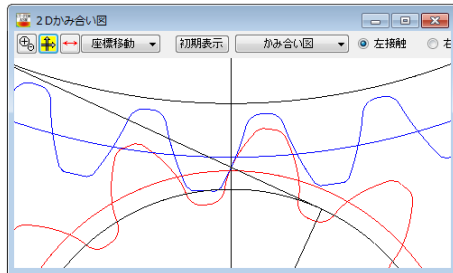
H.4.1 対称歯形歯車

対称歯形歯車 ($\alpha 20^\circ$) の歯車諸元とかみ合い歯形を図H.11および図H.12に示す。歯形修整については図H.13のようにピニオンに歯先修整とクラウニングを与え、ギヤには歯先修整のみ与えている。以下に、歯面応力、フラッシュ温度そして歯元応力を計算をした結果を示す。

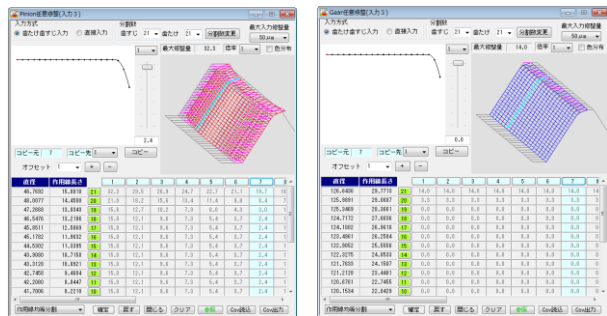


(a) 諸元 (b) 面取り設定

図H.11 歯車諸元



図H.12 かみ合い歯形



(a) ピニオン (b) ギヤ

図H.13 歯面修整

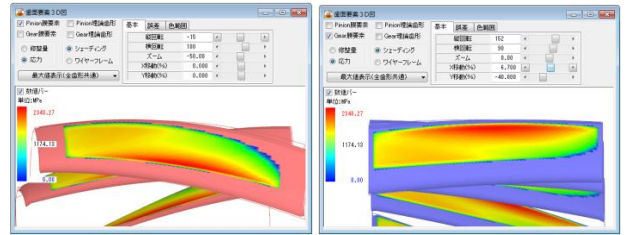


図H.14 歯面要素設定

解析条件は、図H.14のようにトルク300Nmとし、ピニオンに10 μm のピッチ誤差を与え、図H.15のように食い違い誤差0.02 $^\circ$ (平行度誤差0 $^\circ$)を与えている。歯面解析の結果を図H.16に、フラッシュ温度の設定と解析結果を図H.17およびH.18に示す。また、歯元曲げ応力(回転角 $\theta_p=23.52^\circ$)の解析結果を図H.19に、そして歯の変位(100倍)を図H.20に示す。



図H.15 歯面解析角度

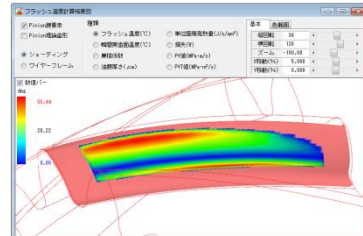


(a) ピニオン (b) ギヤ

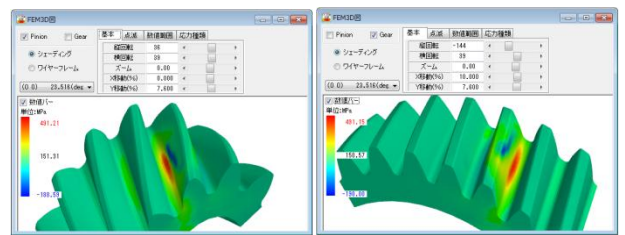
図H.16 歯面応力 ($\sigma_{Hmax}=2348MPa$)



図H.17 フラッシュ温度計算の設定

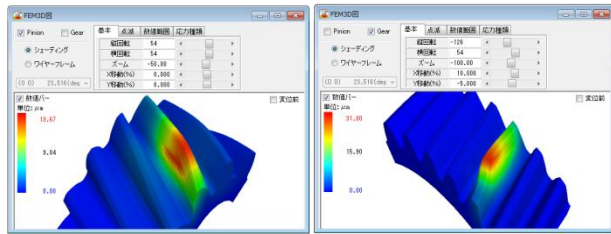


図H.18 フラッシュ温度 ($T_{fmax}=56.4^\circ C$)

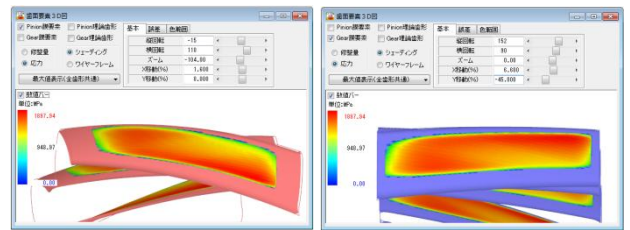


(a) ピニオン, $\sigma_{Imax}=491MPa$ (b) ギヤ, $\sigma_{Imax}=491MPa$

図H.19 歯元曲げ応力, $\theta_p=23.52^\circ$



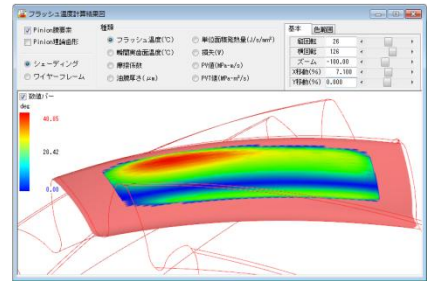
(a)ピニオン, $\delta_{\max}=19.7\mu\text{m}$ (b)ギヤ, $\delta_{\max}=31.8\mu\text{m}$
 図H.20 歯の変位 (100倍), $\theta_p=23.52^\circ$



(a)ピニオン (b)ギヤ
 図H.24 歯面応力 ($\sigma_{H\max}=1898\text{MPa}$)

H.4.2 非対称歯形歯車

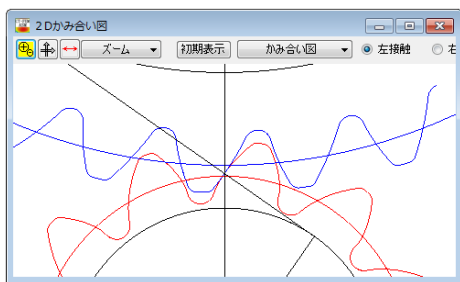
非対称歯形歯車の諸元を図H.21のように非対称圧力角(作用面 $\alpha_{nl}=30^\circ$, 反作用面 $\alpha_{nr}=17^\circ$)として与えたときの歯のかみ合いを図H.22に示す。図H.23は、歯面応力が最も小さくなる歯面修整をソフトウェア機能の「歯面+修整量解析」から求めたものである。この歯形で歯面応力解析をした結果を図H.24に、フラッシュ温度を図H.25に示す。なお、歯面要素設定およびフラッシュ温度計算の設定は、図H.14, 図H.17と同じである。また、歯元曲げ応力(ピニオン: 回転角 $\theta_p=15.35^\circ$, ギヤ: $\theta_p=19.63^\circ$)の解析結果を図H.26に、そして歯の変位 (100倍) を図H.27に示す。



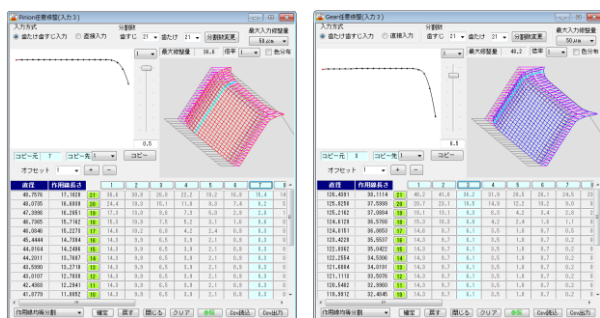
図H.25 フラッシュ温度 ($T_{f\max}=40.9^\circ\text{C}$)

項目	記号	単位	値値(Pinion)	値値(Gear)
モジュール	m	mm	12	8.0000
歯数	z	---	12	35
圧力角(左)	α_l	deg	30.0000	---
圧力角(右)	α_r	deg	17.0000	---
ねじれ角	β	deg	30	0
ねじれ方向	---	---	左ねじれ	左ねじれ
基準直径	d	mm	41.5682	121.2438
歯面修整量	---	---	修正係数	修正係数
歯面修整係数	---	---	0.30000	0.00000
オーバーピン径	dp	mm	---	---
オーバーピン径	dp	mm	---	---
歯位置	xa	mm	---	---
法線歯厚減少量	fn	mm	0.0000	0.0000
中心距離	a	mm	42.8000	---
歯先円直径	da	mm	43.3692	127.2438
歯面円直径	df	mm	38.8692	119.2438
歯元R(刃先) 左	RfL	mm	1.1250	1.1250
歯元R(刃先) 右	RfR	mm	1.0000	1.0000
歯幅	b	mm	30.0000	25.0000

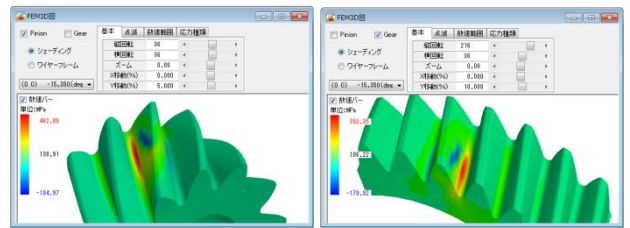
(a) 諸元 (b) 面取り設定
 図H.21 歯車諸元



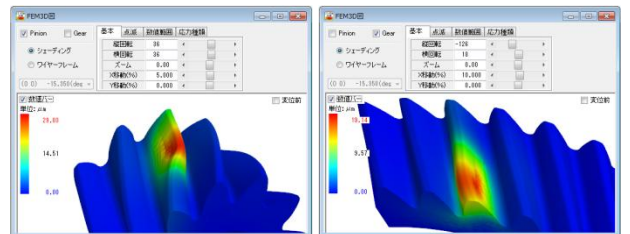
図H.22 かみ合い歯形



(a)ピニオン (b)ギヤ
 図H.23 歯面修整



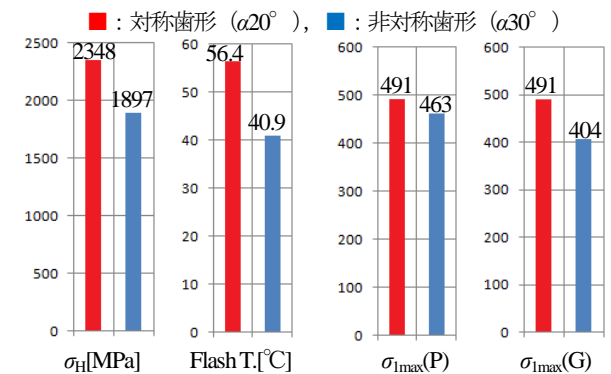
(a)ピニオン, $\sigma_{1\max}=463\text{MPa}$ (b)ギヤ, $\sigma_{1\max}=404\text{MPa}$
 図H.26 歯元曲げ応力



(a)ピニオン, $\delta_{\max}=29.0\mu\text{m}$ (b)ギヤ, $\delta_{\max}=19.10\mu\text{m}$
 図H.27 歯の変位 (100倍), $\theta_p=15.35^\circ$

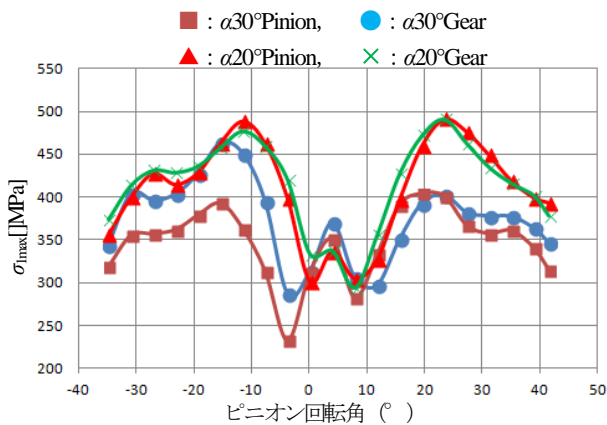
H.4.3 対称歯形歯車と非対称歯形歯車の比較

H.4.1項およびH.4.2項で計算した結果を図H.28に示す。これらと比較すると歯面応力, フラッシュ温度, そして歯元曲げ応力においても対称歯形より非対称歯形のほうが優位であることが解る。



図H.28 対称歯形と非対称歯形の比較

図H.29に、かみ合い角度範囲内(図H.15)での歯元曲げ応力(最大主応力の最大値: σ_{Imax})を示す。なお、回転角 $-10^\circ \sim +20^\circ$ 付近で応力が小さくなっているのは、図H.14でピッチ誤差(10 μm)を与えているためである。



図H.29 かみ合い角度範囲内の歯元応力 (σ_{Imax})

次に、寿命計算を図H.30に示すが、対称歯形 ($\alpha 20^\circ$) のピニオンの歯面寿命 $L(\alpha 20^\circ) = 1.36 \times 10^6$ に対し非対称歯形 ($\alpha 30^\circ$) のピニオンの歯面寿命 $L(\alpha 30^\circ) = 8.14 \times 10^8$ と大きく寿命が延びていることが解る。



(a) 対称歯形 ($\alpha 20^\circ$) (b) 対称歯形 ($\alpha 30^\circ$)

図H.30 寿命計算結果

H.5 まとめ

本例の非対称歯形 ($\alpha 30^\circ$) と、対称歯形 ($\alpha 20^\circ$) の歯面強さ、フラッシュ温度そして曲げ強さを比較すると

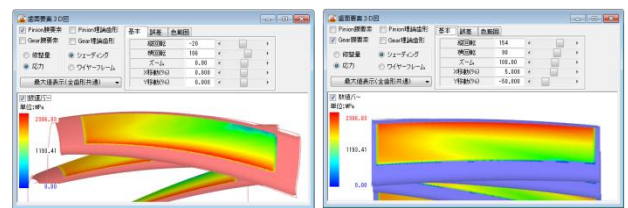
- (1) 歯面応力 : $\sigma_{Hmax} = 1897/2348 = 1/1.24$
- (2) フラッシュ温度 : $Tf_{max} = 56.4 - 40.9 = 15.5^\circ\text{C}$ 低下
- (3) ピニオン曲げ : $\sigma_{1max} = 463/491 = 1/1.07$
- (4) ギヤ曲げ : $\sigma_{1max} = 404/491 = 1/1.22$

のように非対称歯形のほうが優位であることが解る。ただし、対称歯形 ($\alpha 20^\circ$) の歯面修整は、単純なクラウニングと歯先修整を与えただけであり非対称歯形歯車の歯面修整とは大きく異なる。そのため、歯面応力やフラッシュ温度は歯面修整の効果も影響している。

H.6 補足1 (無修整歯形)

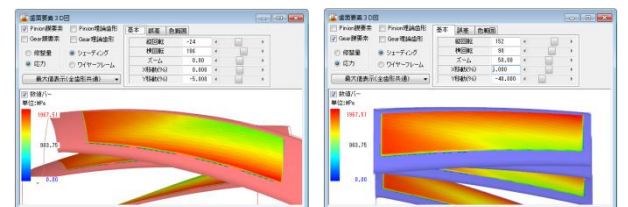
図H.11と図H.21の歯車で、歯面修整が無い歯車の歯面応力は、図H.31および図H.32のように対称歯形 ($\alpha 20^\circ$) のほうが1.2倍大きな応力が発生し、ピニオン歯元に大きな歯面応力が表れている。また、フラッシュ温度も図H.33のように対称歯形 ($\alpha 20^\circ$) のほうが 18°C 高い温度が発生し、その分布を見ると図H.33(a)ではピニオン

歯先に大きな発熱部があり、また、歯元では歯すじに沿って発熱していることが解る。これは、ピニオン歯元でトロコイド干渉が発生することを示唆している。



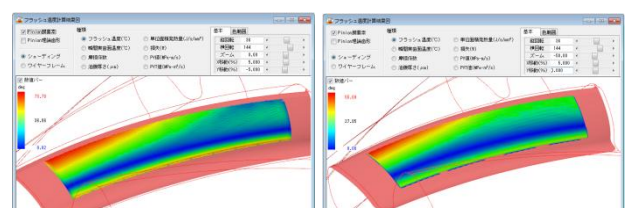
(a) ピニオン (b) ギヤ

図H.31 歯面応力 ($\alpha 20^\circ$, $\sigma_{Hmax} = 2386\text{MPa}$)



(a) ピニオン (b) ギヤ

図H.32 歯面応力 ($\alpha 30^\circ$, $\sigma_{Hmax} = 1968\text{MPa}$)



(a) $\alpha 20^\circ$, $Tf_{max} = 73.7^\circ\text{C}$ (b) $\alpha 30^\circ$, $Tf_{max} = 55.7^\circ\text{C}$

図H.33 フラッシュ温度

H.7 補足2 (非対称歯形歯車の例)

非対称歯形歯車の例を図H.34に示す。この歯車対は、ロシアのAsymmetrical gears - some of the TV7-117S turboprop engine gearbox components and assembliesであり実際に稼働している歯車である。



図H.34 非対称歯形歯車の例⁹⁾

◆Webにも資料を掲載していますのでご覧ください。

参考資料

- 1) 久保愛三, 日本歯車工業会説明会資料(2012)
- 2) 松本将, 混合潤滑状態にある転がり-すべり接触面の摩擦係数推定式, トライボロジスト (日本トライボロジー学会誌), 56巻, 10号 (2011-10) pp.632-638
- 3) AGMA2001-C95, Fundamental Rating Factors and Calculation Method for Involute Spur and Helical Gear Teeth, p.46
- 4) CT-FEM ASM, Gear design software, アムテック, (2014)
- 5) A.S. Novikov, V.V. Golovanov, D.V. Dorofeyev, "Design of Optimal Geometry, Stress, Stiffness, Vibration and Terminology of Asymmetrical and HCR Gears for Aircraft", IFToMM, pp.139, (2014)