539.385 : 621.824.44 : 539.3.082.72

スプライン状横断面の軸のねじり

(第1報, 厚歯および中歯のスプライン状の断面の軸について)*

中 沢

—**

On the Torsion of the Spline Shafts

(1st Report, On the Spline Shafts for Light and Medium Loads)

by Hajime NAKAZAWA

Among the square spline shafts which are in use generally, the profiles of the shafts for light and medium loads are complicated ones with double notches. And when these spline shaft are twisted, the stress distributions around the notches or the torsional stress concentration factors at the bottom of notches have not been determined.

Applying the method of the electrolytic tank analogy, which can be used on models of large-scale, the author measured the stress distribution about the standardized spline shafts when twisted. And the following empirical formulas for the stress concentration factor α_{K_0} and the torsional moment M_t are obtained.

$$\alpha_{K_0} = \frac{\tau_{\max}}{G\theta R_0} = \frac{r_0}{R_0} \left[1 + 0.170 \frac{t}{\rho_0} \left\{ \frac{3.94}{0.10 + (t/\rho_0)} \right\} + \frac{6.38 \{1 + 0.1(t/\rho_0)\}}{[2.48 + (r_0/t) \{(t/\rho_0) + 0.04\}^{1/3}]^2} \right]$$

$$M_t = (\pi/2) (d_h/d_2)^4 G\theta R_0^4$$

From these equations, the torsional strength of the standardized square spline shaft can be determined.

1. 緒 言

トルク伝達軸として現在多く用いられているスプライン軸は角みぞの平行歯スプライン軸であって、しかも厚歯あるいは中歯スプライン軸においてはみぞ底に工作逃げのみぞがつけられた、いわゆる多重切欠きみぞをもった複雑な形のものである。その形状寸法については各国がそれぞれ規格⁽¹⁾によって定めており、わが国においても臨時 JES 505 号“自動車用スプライン接手”に寸法がきめられている。このようなスプライン軸のねじり強さの研究は4枚歯のものについて H. Quest⁽²⁾がせっけん膜法によってそのみぞ底の応力分布およびねじりモーメントを求めているのみである。そして現在行われているねじり強さの計算方法は許容応力と伝達トルクより平均直径を決定する方法⁽¹⁾や、スプライン軸を円形断面の軸と仮定して許容応力より直径を求め、その 15% 増しをスプライン軸の谷径(最小寸法 d_3)に選ぶ方法⁽³⁾等が用いられている。これらの方法はいずれも便宜的な方法であって、各種

第1図 内径(あるいは外径)中心合わせ厚歯(あるいは中歯)スプライン軸

のスプライン軸に対して適当した計算方法であるとはいえない。ことに規格では第1図の切欠きみぞの幅 e の最大寸法ならびにみぞ底直径 d_3 の最小寸法を定めているので、カッタの形により切欠きみぞの寸法が変り⁽⁴⁾、切欠きみぞが規格より

も鋭くなった場合も許されるので、みぞ底における応力集中率も一定していない。ゆえに任意のスプライン軸についてその工作逃げみぞの底のねじり応力集中率を求めなければスプライン軸のねじり強さは明らかにならない。著者は厚歯および中歯スプライン状断面の軸について、歯数、切欠きみぞの寸法を変えて電解そうによる類似試験を行って、みぞの周辺の応力分布を求めるとともに応力集中率の計算法を示し、またねじり試験を行ってスプライン軸の静的ねじり強さを明らかにした。

* 昭和 32 年 11 月 8 日 創立 60 周年地方 6 第区(新居浜)講演会において講演, 原稿受付 昭和 34 年 1 月 19 日.

** 正員, 東京都立大学工学部(東京都品川区大井酸洲町 237).

2. 電解そうによる類似試験

2.1 実験の原理および実験装置 断面が一樣な棒がねじりモーメントをうけるときのねじり応力関数 ϕ に含まれる平面調和関数 ψ と、定常電流界における電位ポテンシャル V との類似性を利用して境界条件を類似関係におき、電位ポテンシャル V を測定して関数 ψ あるいは ϕ を求める方法⁽⁶⁾を用いた。すなわち実験によって電位 V が測定されれば

$$\psi = V/k, \quad \phi = \psi - r^2/2 \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに k : 類似換算係数, r : 座標原点より領域内の任意の点 $A(x, y)$ までの距離である。

A 点における x および y 軸に垂直方向に働くせん断応力を τ_x, τ_y とすれば

$$\frac{\tau_x}{G\theta R_0} = -\frac{\partial\phi}{\partial x}, \quad \frac{\tau_y}{G\theta R_0} = \frac{\partial\phi}{\partial y} \quad \dots\dots\dots (2)$$

A 点における せん断応力の合力 τ_A は

$$\tau_A = (\tau_x^2 + \tau_y^2)^{1/2} \quad \dots\dots\dots (3)$$

またねじりモーメント M_t は

$$\frac{M_t}{G\theta R_0^4} = 2 \iint \phi dx \cdot dy \quad \dots\dots\dots (4)$$

積分は軸の横断面全域にわたって行う。なおここで R_0 : 軸の外半径, G : せん断弾性係数, θ : 単位長さ当りのねじれ角, である。

実験装置は定電圧装置、発振器、分割抵抗、真空管電圧計、模型および水そうよりなっており、第2図にその略図を示した。実験には鏡像の原理が適用できるので歯数 z のスプライン状の横断面をもつ軸については、模型は対称軸を利用して全体の $1/z$ の形状の扇形断面状に作り測定した。境界条件を満足させるために外周に沿って 2~5 mm の間隔で針金状の電極を立て所要の電圧を与えると同時に、背後のセルロイド板に抵抗塗料を薄く塗布して連続的に境界条件が満足されるよう注意してある。第3図(a)は6枚歯のスプ

ライン断面軸の模型のみぞの部分、(b)は10枚歯のスプライン断面軸の模型である。発振器は1000サイクル、5ボルト、分割抵抗の全抵抗値は600 Ω である。また電解液は水道の水を一樣に30 mmの深さにして用いた。

実験を行ったスプライン軸の寸法は第1表のとおりである。備考欄に規格限度とあるものは臨時 JES 505号に定められた形状寸法のもので、規格内とあるものは規格で許されるものであることを示す。模型の寸法は6枚歯のものについては第1表の寸法の10倍(外半径 $R_0=170$ mm または $R_0=160$ mm), 10枚歯のものについては5倍($R_0=230$ mm または $R_0=220$ mm)にした。なお規格では切欠きみぞはカットにより創成されるものとして寸法は第1図のみぞの幅 e の最大値およびみぞの深さの最大値(みぞ底に内接する円の直径の最小値 d_3) を定めており、その曲率半径 ρ_0 は定めていないので、 e および d_3 を用いてみぞの部分の拡大図を描き曲率半径の平均値として半円みぞにおきかえ、その曲率半径 ρ_0 を切欠きみぞの曲率半径とした。

みぞの周辺の応力分布は周辺曲線に垂直方向に等間隔(5 mm)で領域内の電位ポテンシャル V を測定し、各点の応力関数を求めて数値微分によって応力分布を求めた。またねじりモーメントは全領域を10 mm 間

(a) 6-3 および 6-3' のみぞの模型

(b) 10-3 の模型

第 3 図

A : 定電圧装置, O_s : 発振器, B : 真空管電圧計, R : 分割抵抗, P : 探針, T : 水そう, C : 導体(りん青銅板およびめっき銅線), D : 絶縁板(セルロイド板)

第 2 図

第 1 表 実験に使用したスプライン軸の寸法

軸の記号		内 径 d_1	外 径 d_2	歯 数 z	歯 幅 B	谷 (最小寸法) d_3	みぞ幅 最大寸法 e	最小寸法 f	ρ_0	備 考
中 歯	6-1	26	34	6	7	26			1.3	みぞなし
	2	28	34	6	7	26			1.6	規格外
	3	28	34	6	7	26	2.6	2.3	1.3	規格限度
	4	28	34	6	7	27			0.6	規格内
厚 歯	6-1'	26	32	6	7	26			1.3	みぞなし
	2'	28	32	6	7	26			1.6	規格外
	3'	28	32	6	7	26	2.6	2.3	1.3	規格限度
	4'	28	32	6	7	27			0.6	規格内
中 歯	10-1	77.2	92	10	12	77.2			2.4	みぞなし
	2	82	92	10	12	77.2	4.8	4.2	2.4	規格限度
	3	82	92	10	12	77.2	4.8	4.2	2.4	規格限度 中空軸, 穴径 42φ
	4	82	92	10	12	79.6			1.2	規格内
厚 歯	10-1'	77.2	88	10	12	77.2			2.4	みぞなし
	2'	82	88	10	12	77.2	4.8	4.2	2.4	規格限度
	3'	82	88	10	12	77.2	4.8	4.2	2.4	規格限度 中空軸, 穴径 42φ
	4'	82	88	10	12	79.6			1.2	規格内

(長さの単位 mm)

第 2 表 実験結果

軸の種 類		$\frac{t}{\rho_0}$	$\frac{r_0}{t}$	A	B	C	A_1	B_1	B_2	C_1	C_2	C_3
				$\frac{\tau_{\max}}{G\theta R_0}$	$\frac{M_t}{G\theta R_0^4}$	$\frac{\tau_{\max}}{M_t/R_0^3}$	$\frac{\tau_{cal}}{G\theta R_0}$	$(M_t/G\theta R_0^4)$		α_c	α_{sc}	
								$\frac{\pi}{2} \left(\frac{d_m}{d_2}\right)^4$	$\frac{\pi}{2} \left(\frac{d_h}{d_2}\right)^4$			
中 歯	6-1	3.08	3.25	1.71	0.78	2.19	1.78	0.95	0.81	3.45	1.01	0.81
	2	2.50	3.25	1.67	0.81	2.16	1.72	0.95	0.81	3.40	1.00	0.80
	3	3.08	3.25	1.80	0.81	2.22	1.78	0.95	0.81	3.50	1.03	0.82
	4	5.83	3.86	2.03	0.90	2.25	2.19	1.04	0.90	3.54	1.16	0.95
厚 歯	6-1'	2.30	4.33	1.72	0.98	1.76	1.74	1.06	0.99	2.76	0.97	0.78
	2'	1.87	4.33	1.69	1.01	1.67	1.69	1.06	0.99	2.63	0.93	0.74
	3'	2.30	4.33	1.79	1.02	1.75	1.74	1.06	0.99	2.75	0.97	0.77
	4'	4.17	5.40	2.02	1.12	1.80	2.06	1.17	1.08	2.83	1.13	0.89
中 歯	10-1	3.08	5.22	1.62	1.03	1.57	1.89	1.12	1.04	2.47	0.97	0.77
	2	3.08	5.22	1.73	1.04	1.66	1.89	1.12	1.04	2.61	1.03	0.81
	3	3.08	5.22	1.82	0.97	1.87	1.89	中 空 軸		2.92	1.23	0.99
	4	5.17	6.42	2.06	1.11	1.86	2.21	1.17	1.11	2.92	1.23	0.99
厚 歯	10-1'	2.25	7.16	1.66	1.18	1.40	1.82	1.22	1.19	2.20	0.94	0.78
	2'	2.25	7.16	1.72	1.19	1.44	1.82	1.22	1.19	2.26	0.96	0.80
	3'	2.25	7.16	1.85	1.13	1.64	1.82	中 空 軸		2.58	1.27	1.00
	4'	3.50	9.48	2.02	1.23	1.64	2.05	1.29	1.27	2.58	1.27	1.00

 $(R_0=d_2/2, \quad R_1=d_1/2, \quad r_0=d_3/2)$ A_1 : 実験式 (5) より求めた応力集率 B_1 : 外径 d_2 と谷径 d_3 との平均直径 d_m を直径とする実軸のねじりモーメント B_2 : (7), (8), (9) 式による直径 d_h の実軸のねじりモーメント C_1 : 単位ねじりモーメントをうけるときのみぞ底の最大応力と同じ外径を有する円形軸が単位ねじりモーメントをうけるときの最大応力の比 C_2 : 基準の応力から求められた円形軸直径の 15% 増しを谷径にしたときの最大応力の基準の応力に対する比 C_3 : 基準の応力から求められた円形軸直径の 24% 増しを谷径にしたときの最大応力の基準の応力に対する比

隔で網目状に分割し、各点の応力関数を求め、数値積分によって求めている。これらの方法による測定精度は著者がさきの報告⁽⁵⁾において述べたように応力に関しては $\pm 3\%$ 、ねじりモーメントについては $\pm 2\%$ 以内の誤差である。

2・2 実験結果ならびに考察 類似試験により測定されたみぞ底の最大せん断応力およびねじりモーメントを第2表A, B欄に示した。またスプラインみぞの周辺の応力分布を第4図に示した。最大応力が測定された位置は中歯および厚歯の大部分のスプライン状の横断面をもつ軸について、軸の中心と切欠きみぞの曲率中心を結ぶ線より歯のある側へ 15° だけ片寄った位置(第4図の・印)であるが、歯の高さが低い厚歯スプライン軸では両中心を結ぶ線上のみぞ底の応力が

ントを第2表A, B欄に示した。またスプラインみぞの周辺の応力分布を第4図に示した。最大応力が測定された位置は中歯および厚歯の大部分のスプライン状の横断面をもつ軸について、軸の中心と切欠きみぞの曲率中心を結ぶ線より歯のある側へ 15° だけ片寄った位置(第4図の・印)であるが、歯の高さが低い厚歯スプライン軸では両中心を結ぶ線上のみぞ底の応力が

最大になったものもある。なお図に記入された応力およびねじりモーメントはすべて外半径を基準に計算した値である。

中歯および厚歯スプライン状断面軸の最大せん断応力 規格に定められた最大の逃げみぞをもった場合のスプライン状横断面をもった軸のみぞ底の最大せん断応力の値は、歯の高さに無関係に 10 枚歯の場合に $\tau_{\max} = 1.73G\theta R_0$ 、6 枚歯の場合に $\tau_{\max} = 1.80G\theta R_0$ となる。しかも実際には標準寸法より小さな逃げみぞをもった軸があり得るわけで、そのときは最大せん断応力の値はさらに大きくなる。すなわち 6-4、6-4' あるいは 10-4、10-4' のように切欠きみぞの寸法が規格限度の 1/2 になると最大応力の値は $\tau_{\max} = (2.02 \sim 2.06)G\theta R_0$ となり、同じ変形をしたときの同一外径の丸軸の最大応力の 2 倍以上になる。また 6-2、6-2' のように谷径 d_2 は規格に一致し、逃げみぞの幅 e を大きくし規格にはずれるものを選べば、中心合わせ面の幅 f は狭くなるが、みぞ底の曲率半径 ρ_0 を大きくすることができるから応力集中率の値は規格限度のスプライン状断面の軸よりも低くすることができる。したがって応力集中率を考えれば 6-2、6-2' のスプライン状断面の方が規格のものよりも良好な横断面といえる。なお工作逃げのみぞの幅を広くして中心合わせ面を全部削り取った形状にすれば、曲率半径が規格と同一でも最大応力の値は規格の横断面よりも約 5% 小さくなる。また外径の約 46% の内径をもった中空スプライン状横断面の軸では規格限度の実軸に比較して同じ曲率のみぞをもった場合で約 5% 応力は高くなっている。

著者はさきに第 5 図に点線で示すような周辺曲線をもった多数のみぞがある軸についてねじり応力集中率を計算し、 $t/\rho_0 = 1 \sim 10$ 、 $r_0/t \geq 2$ のときに次の実験式を作った⁽⁶⁾。

$$\alpha_{K0} = \frac{r_0}{R_0} \alpha_K = \frac{r_0}{R_0} \left[1 + 0.170 \frac{t}{\rho_0} \left\{ 1 + \frac{3.94}{0.10 + (t/\rho_0)} \right\} + \frac{6.38 \{1 + 0.1(t/\rho_0)\}}{\{2.48 + (r_0/t)(0.04 + t/\rho_0)^{1/3}\}^2} \right] \dots (5)$$

$$N = 0.70 + 1.09(r_0/t) \{ (t/\rho_0) + 0.04 \}^{1/3} \dots (6)$$

α_{K0} および α_K は深さ t 、みぞ底の曲率半径 ρ_0 、軸の中心よりみぞ底までの半径 r_0 の切欠きみぞが周辺に N 個あるときのねじり応力集中率で、それぞれ半径 R_0 あるいは r_0 の軸が同じ角度だけねじられたときの最大応力に対する比である。第 5 図に示したようにスプライン状の断面の軸と (5) 式が得られた周辺曲線の t/ρ_0 および r_0/t を一致させたときのねじり応力集中率を (5) 式によって計算し第 2 表の A_1 欄に示した。実験値に比較してその差は -3% ~ +5% であって、実験式が対応する周辺曲線に比較して、みぞの形やみぞの数が若干異なるにもかかわらずよく一致している。ゆえに (5) 式は厚歯および中歯スプライン状断面軸の工作逃げみぞの底におけるねじり応力集中率の計算に用いることができる。

称呼寸法 (内径) を基準にした応力集中率 厚歯スプライン軸と中歯スプライン軸とは外径以外の寸法はすべて共通であるから、同じ形状の切欠きみぞ底の応力集中率を共通寸法であるスプライン軸の内半径 $R_1 = d_2/2$ を基準にして表わせば第 6 図 (a) (b) のようになる。 $R_0/R_1 = 1$ の場合は円形断面の軸の表面に $2z$ 個の半円み

第 5 図

第 6 図

ぞがある場合に相当し久保博士の計算式⁷⁾による値である。最大応力の値は歯の高さが高くなるとともに増加しているが、それぞれの ρ_0/R_1 の値に対して一定の値に近づく傾向を示し、歯の高さが著しく高くなればみぞ底の応力に影響しなくなることが予想される。

第7図は工作逃げみぞの底の曲率半径と内半径 R_1 を基準にした応力集中率 α_{K1} の関係で、図の中で4枚歯の場合は H. Quest がせっけん膜法により半径 $R_1 = 60 \text{ mm}$ の模型を用いて測定したものである。

厚歯および中歯スプライン状横断面軸のねじりモーメント スプライン状横断面の外径を基準にしたねじりモーメントを第2表 B 欄に示した。規格限度の工作逃げみぞをもった軸のねじりモーメントは同じ外径の円形断面の軸に比較して6枚歯の場合で 51~65%，10枚歯の場合で 66~76% に低下している。10枚歯のスプライン軸の方が低下の割合が少ないのは、10枚歯のスプライン軸の方が絶対寸法が大きく、相対的な歯の高さが低く、みぞの深さが浅いためである。またねじりモーメントを内径 R_1 を基準にして表わせば第3表のようになる。厚歯から中歯へと歯の高さを高くすることによってねじりモーメントの増加は6枚歯のときに 1~2%，10枚歯のときに 5% で増加量は少ないが、歯の側面積の増加は大きいから歯にかかる側面圧を低くすることはできる。

平均直径によるねじりモーメントの計算 外径と谷径の平均直径を用いてねじりモーメントを計算し第2表 B₁ 欄に示した。この値に比較して実験値は6枚歯で中歯スプライン軸では 85%，厚歯スプライン軸では 95% であり、また 10枚歯の厚歯スプライン軸では 98% になるので絶対寸法が大きい厚歯スプライン

軸の場合には、このような平均直径を用いてねじりモーメントを求めても大きな誤りを生じない。しかし、これを一般的に取扱うために、突出した歯先の部分は応力丘は著しく低く、全体の応力丘の容積に占める割合が少いことを考慮して、平均直径の替わりに次の換算平均直径 d_h を用いてねじりモーメントを計算することを提案する。

$$\frac{M_t}{G\theta(d_2/2)^4} = \frac{\pi}{2} \left(\frac{d_h}{d_2} \right)^4 \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$d_h = d_3 + K(d_3/d_2)(d_2 - d_3) \quad \dots\dots\dots (8)$$

K は歯形の種類の係数で、電解そうによる類似試験の結果によれば

$$\left. \begin{array}{l} \text{厚歯スプライン状横断面の軸 } K=0.50 \\ \text{中歯スプライン状横断面の軸 } K=0.45 \end{array} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

とすれば実験によく一致する。第2表 B₂ 欄に (7), (8), (9) 式を用いて求めたねじりモーメントを示した。

また同一外径の円形断面軸に対するスプライン軸のねじり剛性の低下率を γ とすれば

$$\gamma = (d_h/d_2)^4 \quad \dots\dots\dots (10)$$

によって得られることは明らかである。

単位ねじりモーメント当りの最大応力 単位ねじりモーメント当りの最大応力を第2表 C 欄に示した。同じ外径の円形断面軸の最大せん断応力は $\tau_c = (2/\pi)M_t/(d_2/2)^3$ であるから、この値との比 α_c を C₁ 欄に示したが $\alpha_c = 2.2 \sim 3.5$ になっている。もしある基準の応力 τ_{a1} より計算した円形断面軸の直径の 15% 増しをスプライン状断面軸の谷径に等しくなるように選んだ場合⁽⁸⁾ には、そのスプライン軸の外径に等しい直径の円形断面軸の表面に生ずる応力 τ と基準の応力 τ_{a1} との比 m は次のようになる。

$$m = \tau/\tau_{a1} = 1/\{1.15(d_2/d_3)\}^3 \quad \dots\dots\dots (11)$$

したがって

$$\alpha_{sc} = m\alpha_c \quad \dots\dots\dots (12)$$

によってこの計算法によったときにみぞ底の応力が基準の応力の何倍になるかがわかる。すなわち α_{sc} はスプライン状横断面の軸のみぞ底の単位ねじりモーメント当りの最大応力と基準の応力との比で $\alpha_{sc} \leq 1$ であればみぞ底に生ずる応力は基準の応力に等しいか、またはそれ以下であることを示す。第2表の C₂ 欄には α_{sc} の値を示したが工作逃げみぞの寸法が規格限度かまたはそれよりも大きい(規格にはずれる)寸法の場合に、上述の直径の計算法は適切な方法であるといえる。しかし規格のみぞ寸法の定め方に従えば 6-4, 6-4' あるいは 10-4, 10-4' のように小さなみぞ寸法のスプライン軸もできるので、そのときには $\alpha_{sc} > 1$ となりみぞ底の最大せん断応力は基準の応力を越える

第3表 $M_t/G\theta R_1^4$ の値

6-1	1.69	6-1'	1.67	10-1	1.64	10-1'	1.56
2	1.76	2'	1.72	2	1.65	2'	1.58
3	1.76	3'	1.73	3	(1.55)	3'	(1.50)
4	1.94	4'	1.92	4	1.77	4'	1.63

第 7 図

ことを示している。この実験に選んだように規格のみぞ幅の 1/2 の寸法のみぞまで考慮してスプライン軸を選ぶには、ねじりに関する計算のみにも基準の応力より得られる円形断面の軸の直径の 24% 増しをスプライン軸の谷径に選ばなければならない。そのときの α_{80} を第 2 表の C_3 欄に示した。

3. スプライン軸のねじり試験

スプライン軸状の断面をもったねじり試験片を製作してねじり試験を行い、ねじりモーメントとねじれ角の関係を求めた。使用した材料の組成、および機械的性質は第 4 表 (a), (b) に示した。また第 5 表は試験片の仕上り寸法で寸法割合は電解そうの類似試験に選んだ規格の標準寸法のスプライン軸に一致しているが、6 枚歯の場合の谷径は規格のものより 1% 小さかった。第 8 図は試験片である。ねじり試験は標点距離 80 mm, スケールとミラーの距離は約 1 500 mm でスケールの傾斜, ミラーの偏心等については測定後補正を行っている。みぞ底の応力が降伏点を越えないように 50~250 kg cm の間でねじりモーメントを加え、それぞれ 7~10 回の測定値の平均値をとってねじり剛性を計算した。

実験結果を電解そうによる類似試験の結果および換算平均直径を用いた (7) 式による計算結果とともに第 6 表に示した。類似試験の結果に比較して平均 6% の偏差があるが、スプライン軸状の断面では多数のみぞのために測定金具の取付けが困難で十分な精度で測定が行えなかったためと、6 枚歯のスプライン軸では試験片が若干細かったことなどを考慮すればだいたいにおいて一致しており、また換算平均直径を用いた計算結果とも一致している。

4. 臨 JES 505 号のスプライン状断面をもった軸のねじり

類似試験およびねじり試験の結果より厚歯および中歯スプライン軸状の横断面をもった軸の工作逃げみぞ底のねじり応力集中率については (5) 式, ねじりモーメントについては (7) 式, ねじり剛性低下率については (10) 式によって計算できることが明らかになったから、これらの式を用いて臨 JES 505 号に定められた厚歯および中歯スプライン軸状の断面をもつ軸に、規格限度の工作逃げみぞがつけられた場合のねじり剛性の低下率, ねじりモーメントおよび単位ねじりモーメント当りの最大応力ならびに称呼寸法に等しい円形断面軸の最大応力との比 α を計算し第 7 表および第 8 表に示した。また第 9 図には単位ねじりモーメント当りの

第 4 表
(a) 化学成分 (%)

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr
0.47	0.14	0.47	0.022	0.045	0.08	0.14

(b) 機械的性質 (850°C 30 分焼なまし)

引張強さ kg/mm ²	降伏点 kg/mm ²	真破断力 kg/mm ²	伸び %	せん断弾性係数 G kg/mm ²
65.0	32.1	80.0	42.0	8.03×10^3

第 5 表 試験の寸法 (mm)

軸の種類	d_1	d_2	d_3	歯数	歯幅	備考
6-3	17.5	21.25	16.2	6	4.37	中歯規格限度
3'	17.5	20.00	16.2	6	4.37	厚歯規格限度
10-2	18.6	20.90	17.5	10	2.73	中歯規格限度
2'	18.6	20.00	17.5	10	2.73	厚歯規格限度

第 6 表 $M_t/G\theta R_0^4$ の値

軸の種類	6-3	6-3'	10-2	10-2'
ねじり試験	0.76	0.94	1.00	1.10
(7) 式	0.81	0.99	1.04	1.19
類似試験	0.81	1.02	1.04	1.19

(a) 6 枚歯, 中歯

(b) 10 枚歯, 厚歯

第 8 図

第 9 図

最大応力を歯数別に示した。中央の実線はそれぞれの歯数における最大応力の平均値を結んだものである。最大応力の値は厚歯より中歯の方が大きく、同じ形式

のスプラインでは歯数が少ないものほど大きい。

5. 結 論

厚歯および中歯スプライン状横断面の軸について、電解そうによる類似試験およびねじり試験を行って次のような結論が得られた。

(1) 工作逃げみぞの周辺の応力分布が明らかになった。またみぞ底の最大応力およびねじりモーメントの計算式が求められた。

(2) スプライン軸状の一樣な横断面をもつ軸のねじり応力集中率を低くするには中心合わせ面の幅 f を狭くし、工作逃げみぞの幅 e を広くすればよい。

(3) 外径と内径の平均直径を用いてねじりモーメントを計算する方法は実際のスプライン軸のねじりモーメントよりも大きな値が得られる。

(4) ある基準の応力より求めた円形断面軸の直径の 15% 増しをスプライン軸の谷径に選ぶ方法は、工作逃げみぞの寸法が規格限度またはそれよりも大きく作られている場合以外はみぞ底の応力の最大値が基準の応力を越える。規格限度の 1/2 の寸法の工作逃げみぞがある場合にも、みぞ底の応力が基準の応力を越えないためには上述の円形断面軸の直径の 24% 増しを谷径に選ばなければならない。

(5) 臨 JES 505 号に定められた厚歯および中歯スプライン軸状の一樣な横断面をもった軸が規格限度の寸法で製作された場合の円形断面軸に対するねじり剛性低下率、ねじり応力集中率等を求めた。

なお以上は軸の横断面が軸方向に一樣なものとして考えてきたが、みぞの切り終りの部分があるスプライン軸については、そのフィレット部においてねじり応力集中率は最大になると考えられるが、その値はここに求めた応力集中率と段付丸棒のフィレット部におけるねじり応力集中率とを同時に考慮することによって近似的に求める方法⁽⁸⁾がある。

文 献

- (1) A.S.M.E. Handbook "Engineering Tables", (1956), McGraw Hill; DIN 5 461~5 465, DIN 2 223~2 225 "Keilwellen u. Keilnabenprofile"; 臨 JES 505 号および JIS B 1 601 角形スプライン (案)
- (2) H. Quest, Ing-Arch., 4(1933), 517.
- (3) 機械工学便覧 (昭和 26 年), 機械学会。

第7表 厚歯スプライン軸

歯数 z	内径 (称呼 寸法) d_1	外径 d_2	最小径 d_3	d_h	γ	$\frac{M_t}{G\theta(d_1/2)^4}$	$\frac{\tau_{\max}}{M_t/(d_2/2)^3}$	α
6	23	26	21.4	23.30	0.642	1.01	1.83	1.99
	26	30	23.5	26.05	0.570	0.90	1.95	1.99
	28	32	25.8	28.30	0.611	0.96	1.88	1.97
8	32	35	29.8	32.01	0.702	1.10	1.63	1.96
	35	40	33.7	36.37	0.698	1.10	1.69	1.95
	42	46	39.5	42.29	0.718	1.13	1.64	1.95
	45	50	43.1	46.07	0.720	1.13	1.78	2.02
	52	58	48.5	52.39	0.667	1.05	1.73	1.96
	56	62	52.0	56.20	0.678	1.07	1.69	1.95
10	62	68	57.3	61.81	0.681	1.07	1.69	2.01
	72	78	68.2	72.49	0.745	1.17	1.60	1.97
	82	88	77.1	81.87	0.750	1.18	1.54	1.95
	92	98	87.4	92.12	0.785	1.23	1.51	1.96
	102	108	97.6	102.30	0.809	1.27	1.48	1.95
	112	120	106.1	112.25	0.766	1.20	1.52	1.95

$$\text{ただし } \alpha = \frac{\tau_{\max}}{\tau_1} \quad \tau_1 = \frac{16 M_t}{\pi d_1^3}$$

第8表 中歯スプライン軸

歯数 z	内径 (称呼 寸法) d_1	外径 d_2	最小径 d_3	d_h	γ	$\frac{M_t}{G\theta(d_2/2)^4}$	$\frac{\tau_{\max}}{M_t/(d_2/2)^3}$	α
6	13	16	12.2	13.30	0.478	0.75	2.66	2.23
	16	20	14.8	16.53	0.469	0.74	2.58	2.08
	18	22	17.0	18.54	0.505	0.79	2.58	2.21
	21	25	19.5	21.43	0.543	0.85	2.21	2.05
	23	28	21.4	23.63	0.511	0.80	2.39	2.08
	26	32	23.6	26.59	0.477	0.75	2.41	2.02
8	28	34	25.8	28.60	0.502	0.79	2.36	2.06
	32	38	29.8	32.69	0.550	0.86	2.20	2.06
	36	42	33.7	36.70	0.581	0.91	2.17	2.14
	42	48	39.5	42.65	0.624	0.98	1.95	2.04
	46	54	43.1	47.01	0.578	0.91	2.12	2.06
	52	60	48.6	52.68	0.595	0.93	2.10	2.14
10	56	65	52.0	56.68	0.579	0.91	2.04	2.05
	62	72	57.8	62.93	0.583	0.92	2.03	2.03
	72	82	68.2	73.37	0.640	1.00	1.96	2.08
	82	92	77.1	82.72	0.658	1.03	1.83	2.02
	92	102	87.4	93.03	0.692	1.09	1.76	2.02
	102	112	97.6	103.25	0.725	1.14	1.72	2.03
	112	125	106.1	113.32	0.679	1.06	1.81	2.04

$$\text{ただし } \alpha = \frac{\tau_{\max}}{\tau_1} \quad \tau_1 = \frac{16 M_t}{\pi d_1^3}$$

- (4) 梅原, 機械学会論文集, 9, 35(昭 18-5), IV-27.
- (5) 中沢, 機械学会論文集, 22, 119(昭 31-7), 484.
- (6) Nakazawa, Proc. 1st. Japan Nat. Cong. Appl. Mech. (1951), 209.
- (7) 大久保, 機械学会論文集, 18, 65(昭 27-1), 15, 19.
- (8) 藤井, 材料試験, 6, 45(昭 32), 352.