

ロールウォブラーの強度に関する問題

A Study on the Strength of Roll Wobbler

近 藤 正 和*
Masakazu Kondō

内 容 梗 概

鋳鉄系圧延用ロールは、きびしい圧延条件のもとで、ウォブラーの破損事故を時折発生する。本報告はその破損の状況を考察し、標準十字形ウォブラーについて、鍛鋼製模型のねじり試験を行い、外力の着力点がフランジ端面側の先端部に集中する場合は、フランジ曲げ応力が非常に大きな値になることを見出した。その結果、フランジの欠損を防止するために、ウォブラーの形状を一部修正することを考えた。

1. 緒 言

圧延能率の向上にともない、金属圧延用ロールは、次第にきびしい条件で使用されるようになってきた。その結果ロールウォブラー部の破損事故が時折発生し、単にロールの寿命をまっとうすることができないのみならず、圧延能率向上の障害となることが多い。

ウォブラー部の形状は圧延機の形式によって異なるが現在、中、小形の鋳鉄系ロールに最も広く使用されているものは、第1図に示すような十字形断面を有するもの（以下これを十字形ウォブラーと呼称し、凸部をフランジと呼称する）である。

第1図の形状を決定する D , d , R , L の各寸法比は必ずしも一定でないが、本報告は $R=0.3d$, $2R+d=D$, $L=0.8D$ の寸法比をもつ標準形の十字形ウォブラーの強度について検討したものである。

2. ウォブラー部に作用する荷重および破損の状況

ロールは、第2図に示すよう、スピンドルよりカップリングを経て駆動され、スピンドルとロールの中心線は必ずしも一致しない。したがってカップリングは、スピンドルとのはめ合せにすきまをおき、自在接手の機能を果たすのであるが、ロールウォブラー部とのはめ合せもその形状の複雑さと、ロールの組替えが容易でなければならないため、ある程度のすきまをもつことはやむをえない現状である。

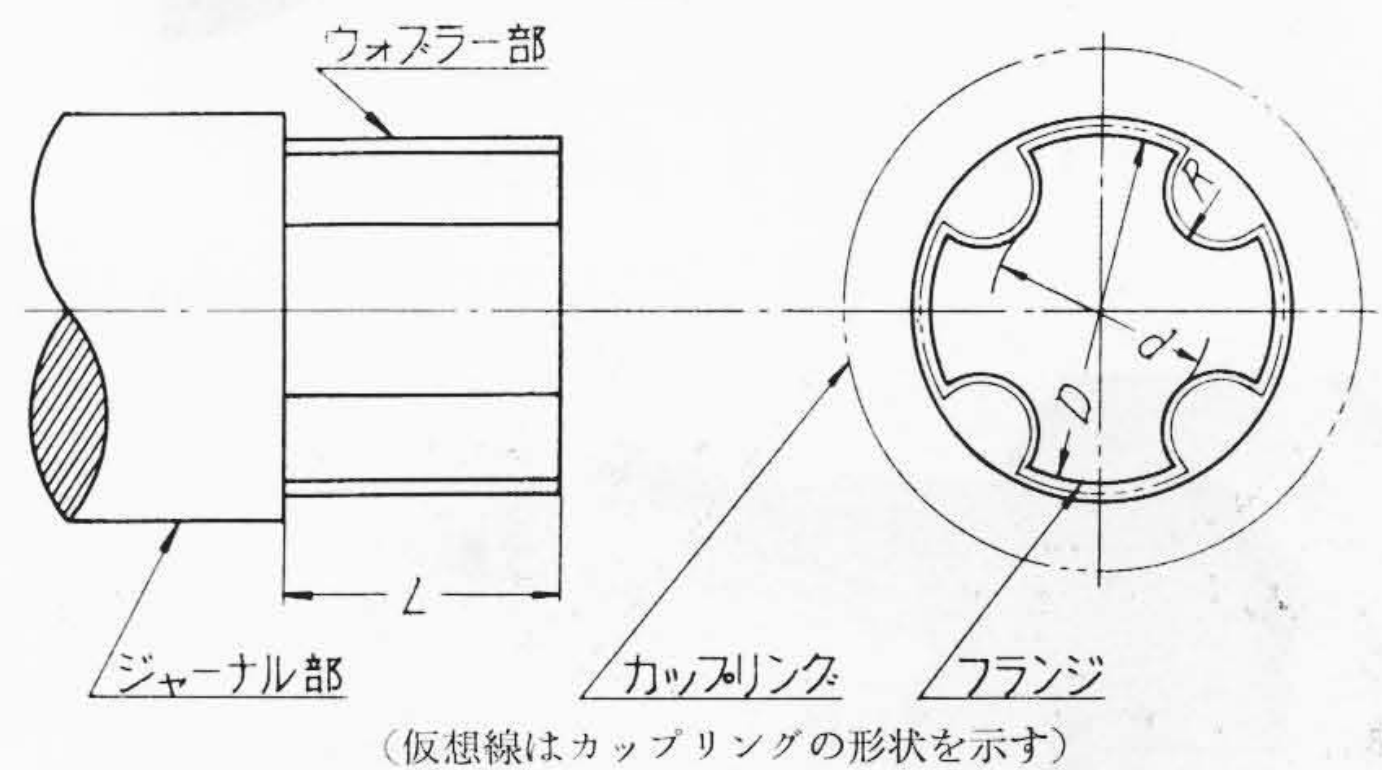
第2図においてロール中心線とスピンドル中心線との傾斜角を θ とすれば、スピンドルの回転トルク M_P はロール駆動トルク M_R と M_C とに分解される。

$$M_R = M_P \cos \theta$$

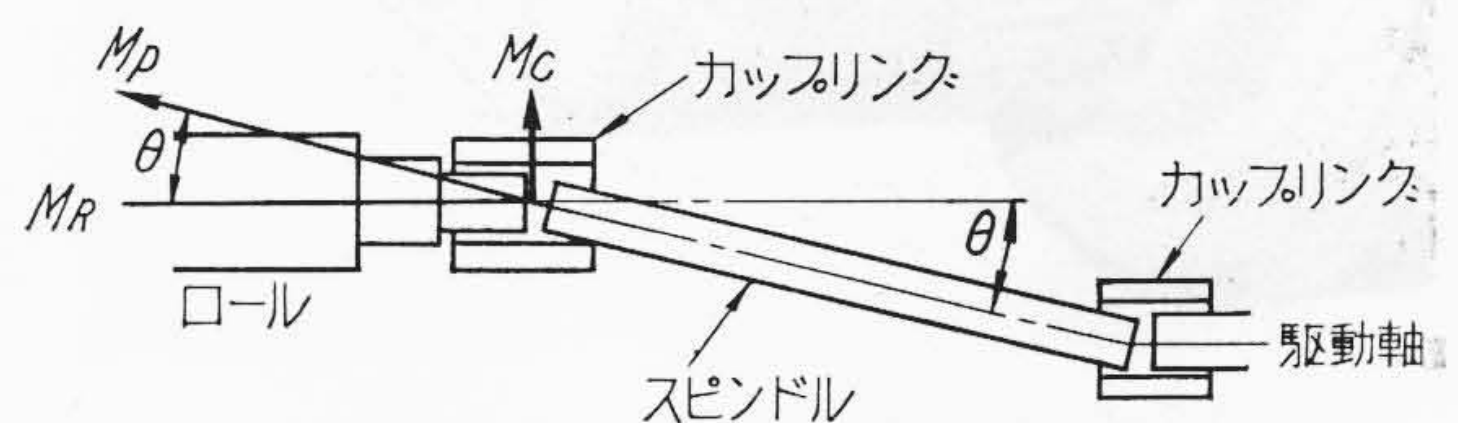
$$M_C = M_P \sin \theta$$

したがってカップリングと、ロールウォブラーとののはめ合せである箇所には、モーメント M_C により第3図に示されるように、各フランジに作用

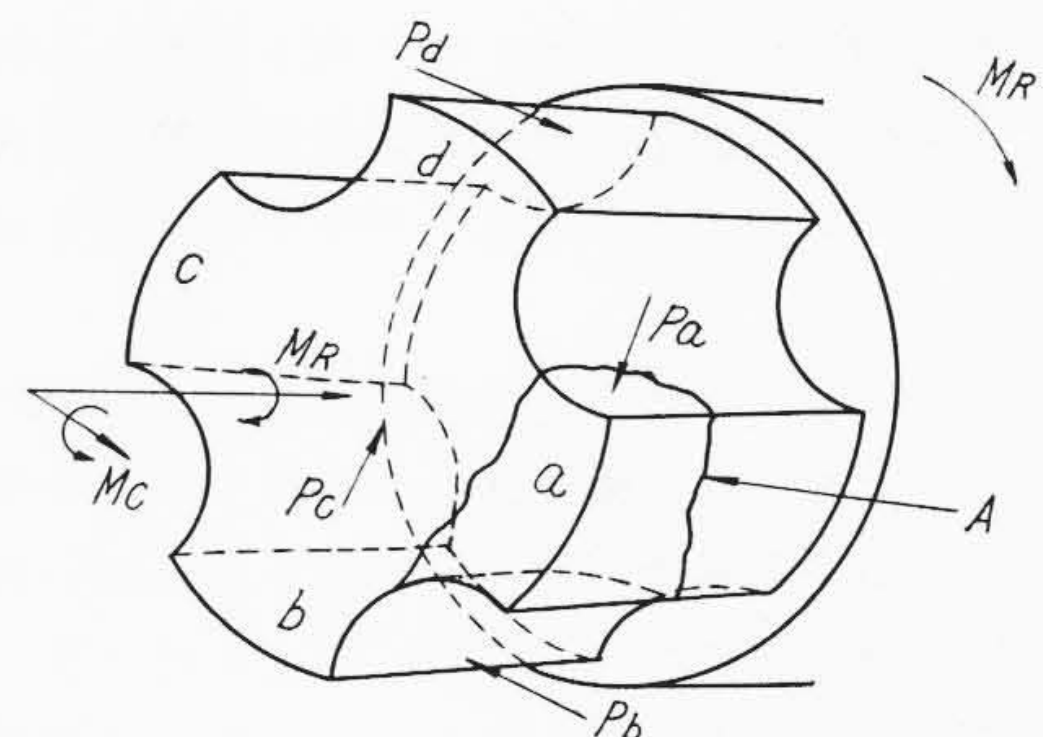
* 日立金属工業株式会社若松工場



第1図 十字形ウォブラー

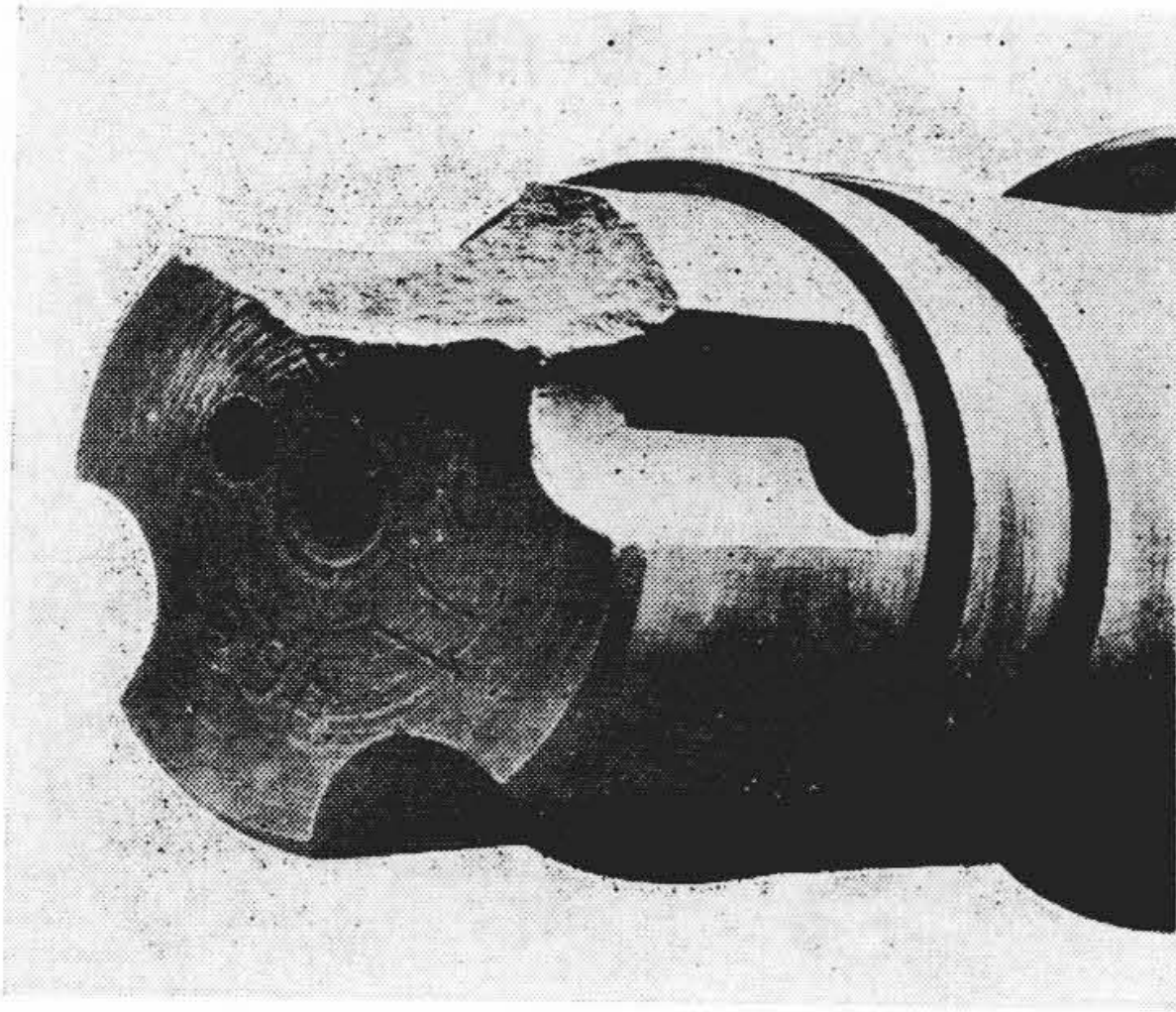


第2図 ロールの駆動方式

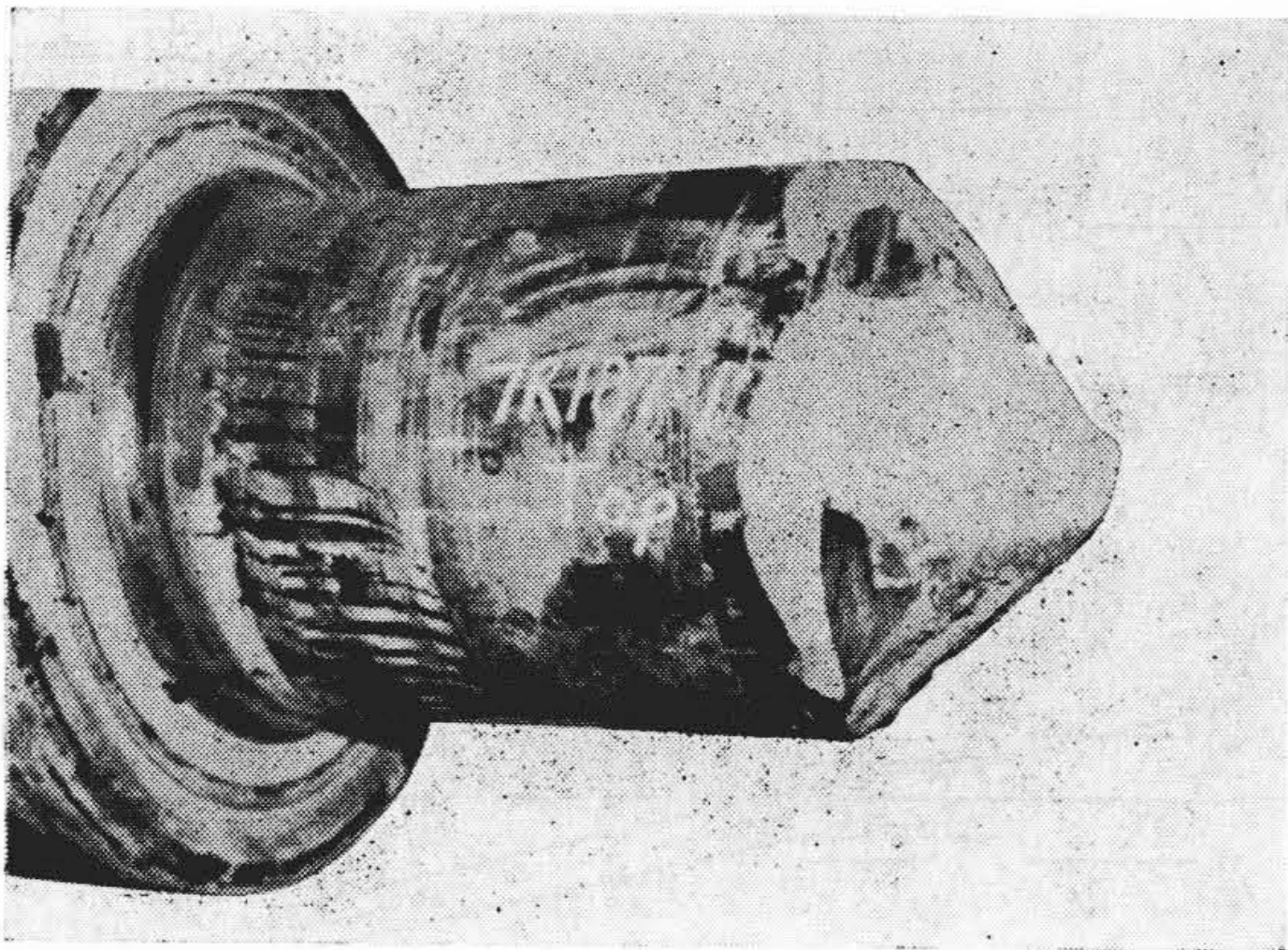


第3図 ウォブラー部の着力点説明図

する荷重 P_a , P_b , P_c , P_d の着力点が異なってくる。荷重 P_a , P_b , P_c , P_d を合成すれば、必ず外力 M_R , M_C と等しくならねばならないが、ウォブラー部とカップリングはめ合せ部のすきまが、各部まったく等しいことはありえない。すなわち P_a , P_b , P_c , P_d の値が等しくなることは望みえない。したがってフランジ a , b , c , d の内直接荷重を受けるフランジは2個と考えることが至当であろう。しかも回転角によって当り面も移動する。



第4図 ウォブラー部の欠損状況



第5図 ウォブラー部のねじれ破損状況

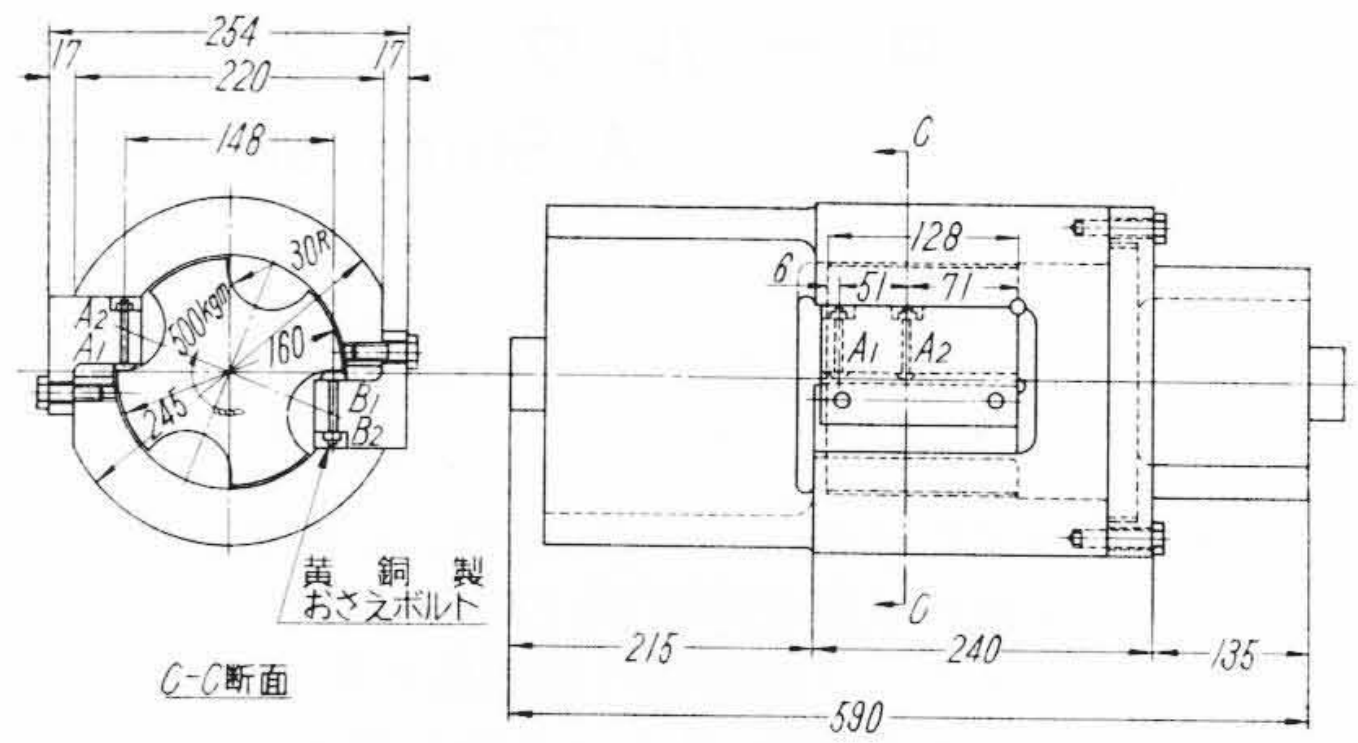
わけであるが、フランジの強度上最悪の状態は、 P_d , $P_b=0$ に P_a , P_c によって回転トルク M_R を伝える状態でありフランジ a の端面部に荷重が集中し、第3図Aで示すようにフランジ部の欠損を生じやすくなることが想像される。

実際に発生するウォブラー部の破損状況は第4, 5図に示すものに分けられ、第4図に示すように、フランジ部の先端部が欠損する場合がその大部分を占めている。

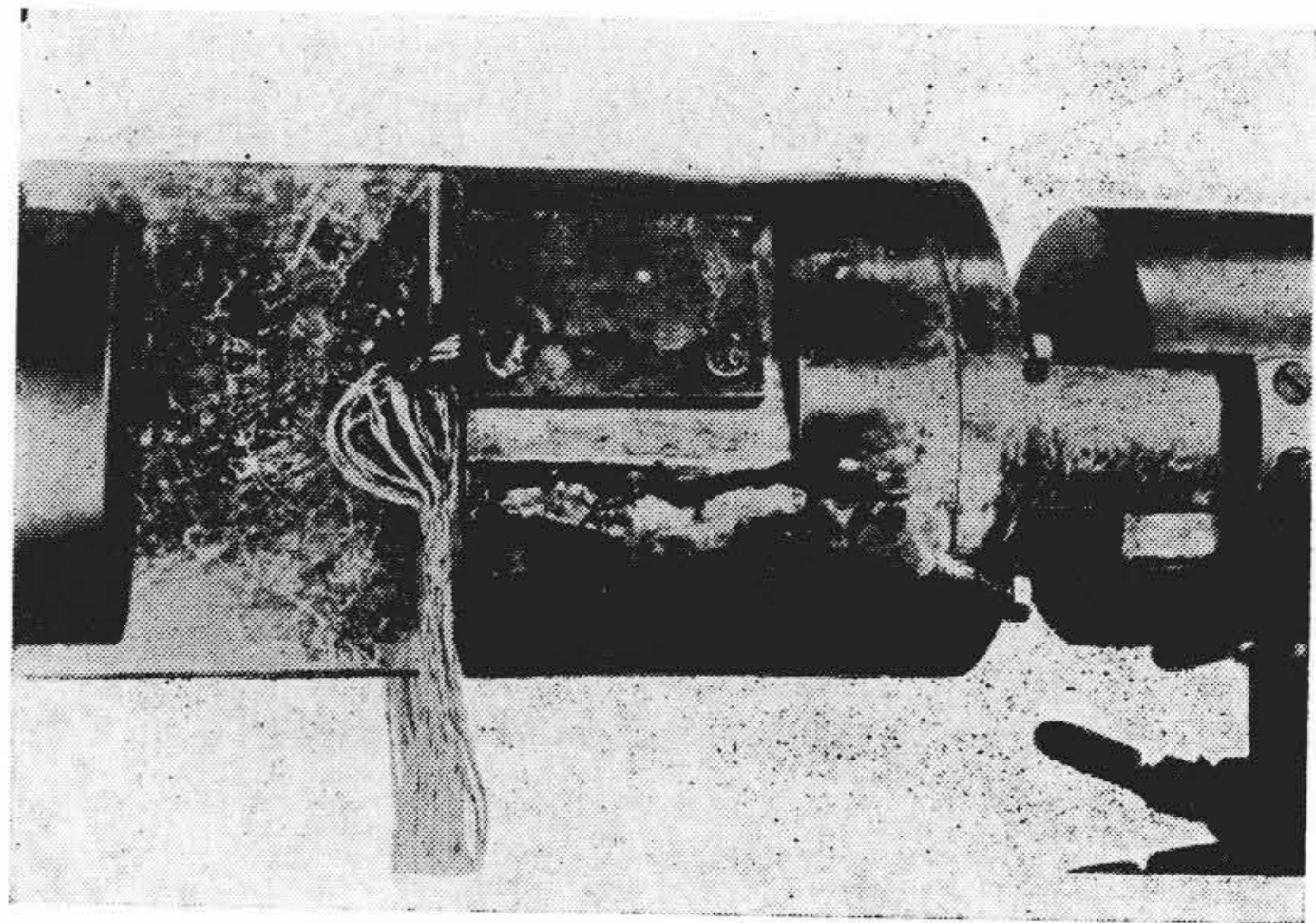
この破損は第3図において説明したようにフランジ部の先端部に荷重が集中し、そのためにフランジの先端部が曲げ応力によって欠損したものと推定される。第5図はロールの駆動トルクにより、ウォブラーの付根よりねじれ破損を生じたものである。これは最大ねじれ応力が発生するウォブラー付根の凹部より引張応力が生じる面（鋳鉄系の材質は剪断応力より引張応力に対する強さが低いために、引張応力の発生する円錐面に沿って破損する）で破損したものと考えられる。

3. 実験方法

第6図に示すような標準形鍛鋼製のウォブラー模型に



第6図 ウォブラー模型図



第7図 試験装置図

500 kg-m のトルクを負荷し、フランジ側面の各部に発生する応力をひずみゲージにより測定した（九州大学、ねじり試験機を使用）。第7図は試験装置の両端をねじり試験機のチャックでつかみ、トルクを負荷したところの外観図である（中央部の多数の線はひずみゲージのリード線を示す）。第8図は荷重点およびひずみゲージを接合した位置、方向（長手方向のひずみを測定した）を示すものである。

(1) 実験 1

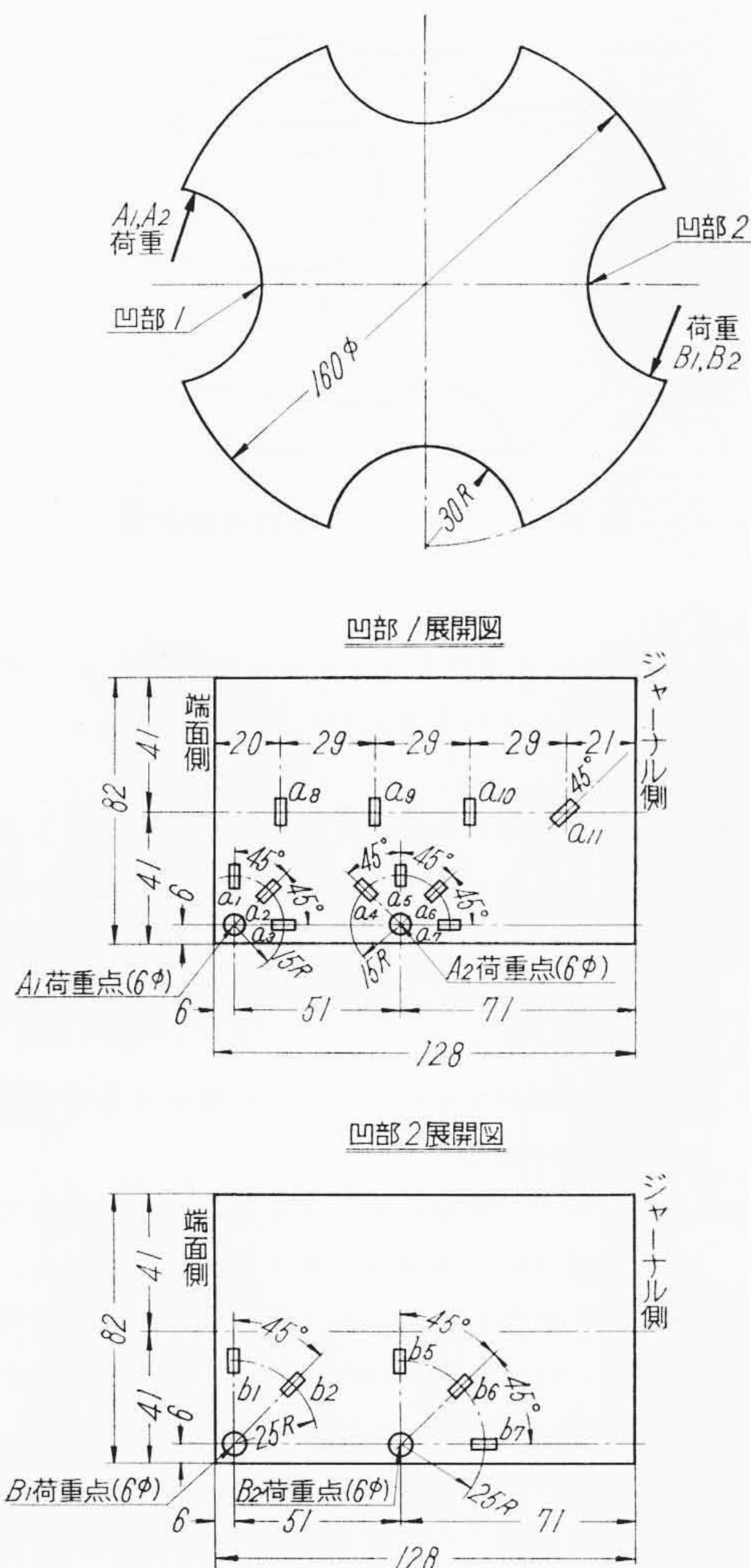
荷重点がフランジ端面部 A_1 , B_1 にある場合である。すなわち第6図の試験装置でおさえボルト A_2 , B_2 を除き、おさえボルト A_1 , B_1 のみでねじりトルク 500 kg-m をウォブラー模型に負荷した。

(2) 実験 2

荷重点がフランジ中央部 A_2 , B_2 にある場合である。すなわち第6図の試験装置でおさえボルト A_1 , B_1 を除き、おさえボルト A_2 , B_2 のみでねじりトルク 500 kg-m を模型に負荷した。

4. 実験結果およびその考察

実験1, 実験2における各測定点の応力は、第1表のようになる。第1表の結果をまとめると下記の事項がわかる。

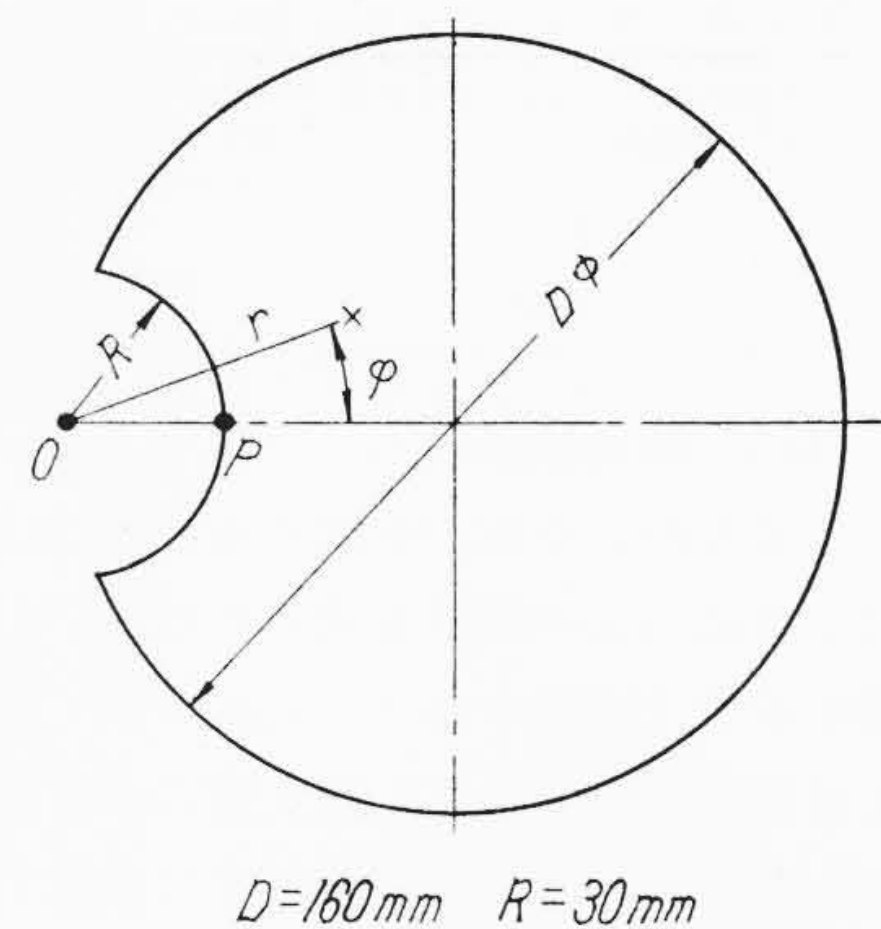


第8図 ひずみゲージの接着位置

第1表 測定点の応力

測定点	引張応力 (kg/cm ²)		測定点	引張応力 (kg/cm ²)	
	実験1	実験2		実験1	実験2
a ₁	1,261	—	b ₁	794	—
a ₂	976	—	b ₂	701	—
a ₃	665	—			
a ₄	—	384			
a ₅	—	700	b ₅	—	399
a ₆	—	544	b ₆	—	363
a ₇	—	111	b ₇	—	51
a ₈	374	162			
a ₉	139	254			
a ₁₀	76	193			
a ₁₁	242	254			

(1) 実験1および実験2の最大引張応力は、それぞれ測定点 a_1 、 a_5 に生じ、その値は $1,261 \text{ kg/cm}^2$ および 700 kg/cm^2 である。測定点 a_1 、 a_5 の測定応力方向には、ねじりモーメントによる引張あるいは圧縮応力は理論上



第9図 凹部を1個有する断面

作用しないから、測定された応力はフランジ曲げによる引張応力と考えられる。

(2) 実験1と実験2のそれぞれの場合に発生するフランジ曲げ最大応力の比を求めるには、測定値の最大応力比をとって考えても大きな誤差はないものと考えられる。

したがって応力比 K は

$$K = \frac{1,261}{700} \div 1.8 \quad \dots\dots\dots (1)$$

(3) 測定点 a_{11} の引張応力は、その点におけるねじり応力(a_{11} の測定方向にねじり応力と同値の引張応力が生じる)とフランジ部の曲げ応力と重畳されたものと考えられるが、測定点が荷重点より相当離れているので、曲げ応力の値はねじり応力に比べて小さいものと考えられる。

実験1および実験2の a_{11} における応力はそれぞれ 242 kg/cm^2 および 254 kg/cm^2 で、実験2における値が多少大きくなっているのは、荷重点から測定点までの距離が実験1の場合より小さいために、曲げ応力の影響が多少大きく含まれているものと考えられる。

したがって、ねじり応力のみの値は、測定値より多少低い値であろう。ここにおいてねじり応力の値がいかほどになるか理論的に計算してみよう。

第1図に示す十字形ウォブラー断面のねじり応力の計算式を正確に求めることは困難であるので、力学上妥当な仮定を設けて近似計算をする。

一般に対称断面におけるねじれ角とねじりモーメントとの間には、Saint-Venantの実験式(2)がある。

$$\theta = \frac{40 I_P M}{G f^4} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ただし M : ねじりモーメント

θ : 単位長さ当りのねじれ角

f : 断面積

I_P : 断面の極慣性モーメント

第 2 表 $\sigma_e/\tau_{\max}$, $\sigma_m/\tau_{\max}$ の値

	2 個のフランジに同等に負荷した場合	4 個のフランジに同等に負荷した場合
$\sigma_e/\tau_{\max}$	3	1.5
$\sigma_m/\tau_{\max}$	1.67	0.83

G: 横弾性係数

したがって最大ねじり応力を求めるためにはねじれ角 θ と最大ねじれ応力との関係を求めれば良いわけであるが、第 1 図に示す十字形ウォブラーについて、理論的に求めることは困難であるから、第 9 図に示す断面に θ なるねじれ角を与えた時、凹部表面に生じる応力を求めれば、その値は十字形ウォブラーの凹部表面に生じる応力と、ほぼ近似するものと考えられる。

応力関数を第 9 図に示すように、 r , φ の極座標で表わせば第 3 式* のとおりになる。

$$K = 2G\theta \left[\frac{r^2}{4} - \frac{D}{4} \left(r \cos \varphi - \frac{R^2}{r} \cos \varphi \right) \right] \dots (3)$$

ゆえに凹部表面におけるねじれ応力 τ は第 4 式で表される。

$$\tau = - \left(\frac{\partial K}{\partial r} \right)_{r=R} = 2G\theta \left(\frac{D}{2} \cos \varphi - \frac{R}{2} \right) \dots (4)$$

したがって最大ねじり応力は $\varphi=0$ なる P 点に生じ、その値は第 5 式で表わされる。

$$\tau_{\max} = G\theta (D-R) \dots \dots \dots (5)$$

ゆえに (2) (5) 式より十字形ウォブラーの最大ねじり応力とねじりモーメントとの関係は第 6 式のようになる。

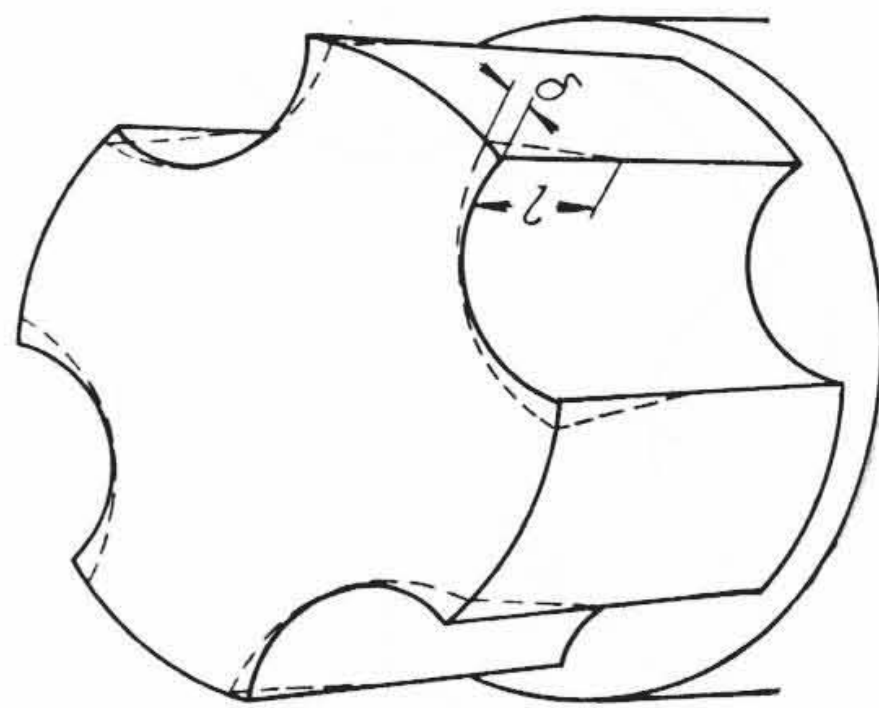
$$\tau_{\max} = \frac{40 I_P (D-R)}{f^4} M \dots \dots \dots (6)$$

第 6 図に示す実験用ウォブラー模型に 500 kg-m のねじりモーメントを負荷した場合 ($D=160$ mm, $R=30$ mm) における最大ねじり応力を第 6 式により計算すれば、210 kg/cm² となる。この値は測定点 a_{11} の実測値に曲げ応力が多少含まれていることを考慮すれば、妥当な値といえることができる。したがって十字形ウォブラーにおけるねじり応力の計算式は第 6 式を用いることができると考えられる。

しかしウォブラー部は、ロールジャーナル部(円断面)に直結しているので、その付根部には相当の応力集中を考えねばならない。したがってウォブラー付根部に発生する最大ねじれ応力は、第 6 式に切欠係数 β を乗じた式で一般に表わされるべきものであろう。すなわち

$$\tau_{\max} = \frac{40 I_P (D-R)}{f^4} \beta M \dots \dots \dots (7)$$

ここにおいて β の値は明確でない。したがって実験 1, 2 において $\beta=2$ と仮定すれば、ウォブラーの付根部に発生する最大ねじり応力は約 420 kg/cm² となる。した



第 10 図 ウォブラー形状の修正図

がって第 5 図に示されるウォブラー付根部よりの破損は、第 7 式で表わされる最大ねじれ応力によるものと考えられる。

(4) 実験に使用した模型と同一寸法比を有する標準形のウォブラーについて曲げ応力とねじり応力との比率を求める。ここにおいて下記のように記号する。

σ_e : 荷重点がフランジ端面部に集中する場合の最大曲げ応力

σ_m : 荷重点がフランジ中央部に集中する場合の最大曲げ応力

$\tau_{\max}$: フランジ付根に発生する最大ねじり応力で、荷重点には関係なく第 7 式で表わされる。

σ_e , σ_m はそれぞれ実験 1 および実験 2 における最大応力を採用し、 $\tau_{\max}=420$ kg/cm² ($\beta=2$ と仮定する) とすれば、 $\sigma_e/\tau_{\max}$, $\sigma_m/\tau_{\max}$ は第 2 表のようになる。

実験においては、第 6 図に示すように押ボルトで集中荷重を与えて、駆動トルクをウォブラーに負荷したのであるが、実際にはカップリングの内面とフランジ面の接触であるから、接触面の材料の変形を考慮すれば、割合広い面で荷重を受けることになるので、第 2 表に示した $\sigma_e/\tau_{\max}$ および $\sigma_m/\tau_{\max}$ の値は小さくなると考えられるが、荷重が 4 個のフランジに平均して負荷されることは望まれないので、フランジ端面部の先端付近に負荷された場合は、ねじれ破損よりむしろフランジ欠損の危険度が多いと考えられる。しかしてこの結果より第 4 図に示す破損が、事故の大部分を占めている事実が理解できる。

5. ウォブラー部の形状に関する一考察

前節までの実験結果より、荷重がウォブラー端面側の先端部に負荷すると、フランジの欠損が生じやすいことがわかった。したがって第 10 図の点線に示すとおり、形状の一部を修正し、荷重が端面側に集中せず、中央部よりジャーナル側で負荷されるようにすれば、ウォブラー部の強度が相当向上するものと考えられる。なお、第

10図における δ , l の寸法に関してはカップリングはめ合せてある箇所の寸法とウォブラー部の寸法により決定されねばならない。

6. 結 言

十字形ウォブラーの強度について、実験検討した結果下記の事項がわかった。

(1) ウォブラー付根部に生じる最大ねじり応力 ($\tau_{\max}$) は下式で近似計算することができる。

$$\tau_{\max} = \frac{40 I_P (D-R)}{f^4} \beta M$$

ただし $2R+d=D$

I_P : 断面の極慣性モーメント

f : 断面積

D : 外接円径

R : 切欠半径

d : 内接円径

β : 切欠係数

M : 負荷トルク

(2) フランジに発生する曲げ応力は、荷重が端面側の先端部に集中した場合に最大となり、その大きさは標準形十字形ウォブラーにおいては(1)項で記した最大ねじり応力 ($\beta=2$ と仮定した) の約3倍ほどになる。

(3) 荷重点がフランジ中央部の先端付近に集中した場合は、端面部の先端付近に集中した場合に比べて曲げ応力が約 1/1.8 となる。

(4) 第10図に示すように、ウォブラー端面部の形状を一部修正することにより、強度を相当向上せしめることが期待される。

参 考 文 献

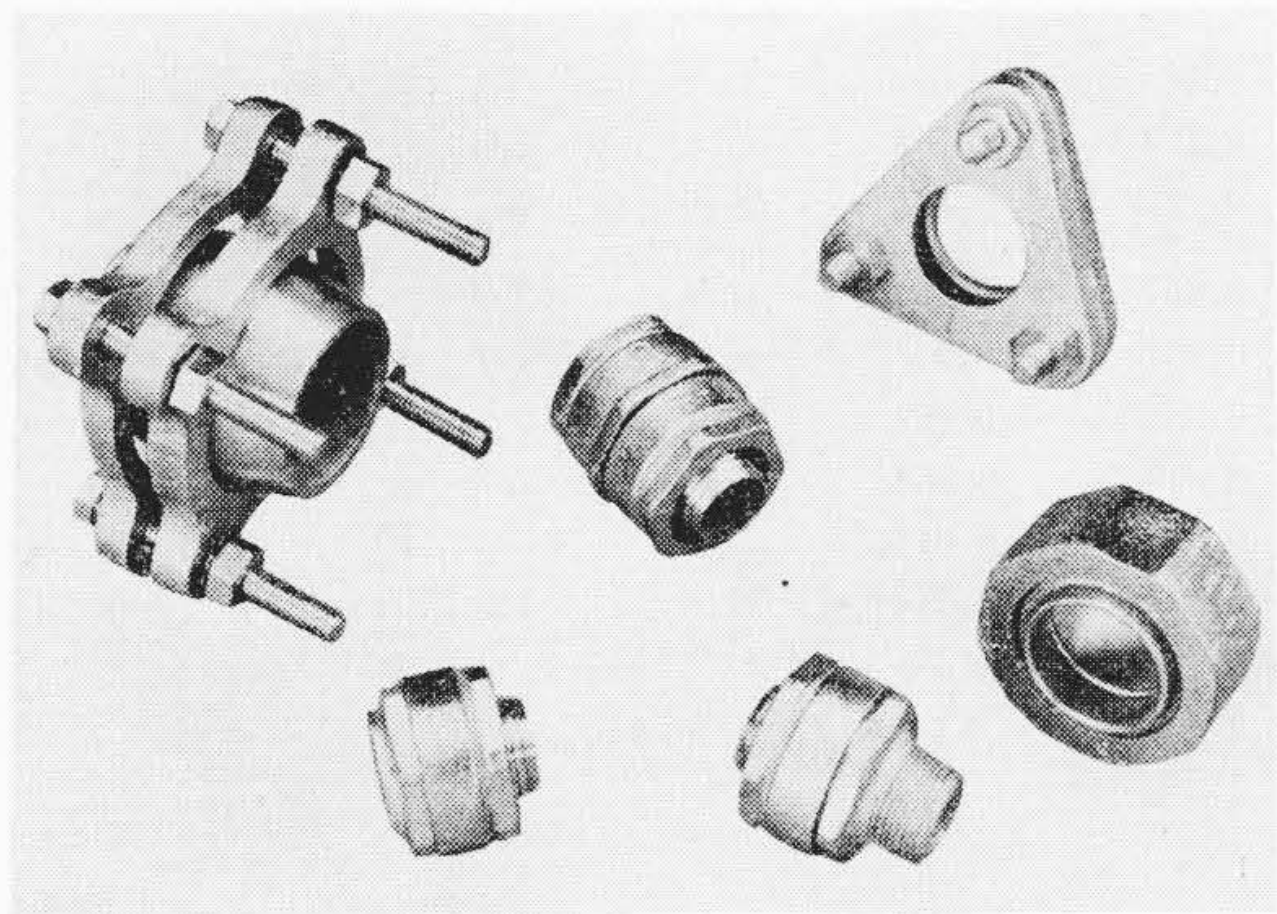
- (1) Die Lehre der Drehungsfestigkeit von Dipl. Ing. Constantin Weber

製品紹介

㊦印ポリエチレン管用可鍛鋳鉄製継手

ポリエチレン管の用途の伸長に伴い、日立金属工業株式会社では、㊦印可鍛鋳鉄製管継手の一環としてポリエチレン管用のマレブル継手の生産を行っているが、強い、もれない、使いやすい継手として好評を得ている。

ポリエチレン管の接続方式には数種のものが実用されているが、現在生産されている㊦印ポリエチレン管用マレブル継手は、テーバジョイント方式、ツバ返し方式およびテーバコア方式によるもので、そのほか本管から分岐、取出しに使用するサドルバンドなども生産している。いずれも一般用、水道用ポリエチレン管に使用できるものである。



ギヤケース

最近国鉄の電化がすすみ、すでに鹿児島本線も着工されているが、既設電化地域のほとんどが直流であり、設備費、維持費にばう大な費用を要するため、新設既設とも交流に切換えられつつある。写真のギヤケースは関門トンネル専用の電気機関車に取付けられるもので、この機関車は交流直流いずれでも運行できる。

これは鋳鋼製で 4 kg/cm^2 の気圧テストを施行し全長 2 m 余で、重量も 200 kg をこえるという記録的なギヤケースである。

最近、インド国鉄をはじめ、多量のギヤケースを出荷しており、日立金属工業株式会社戸畑工場にとってはこんごヨークとともにその真価を発揮しうる製品である。

