電 気 車 用 歯 車 の 歯 元 応 力*

藤 田 公 明**

Fillet Stress in the Traction Gear

by

Komei FUJITA

(Railway Technical Research Institute, JNR)

As a part of the research program probing into the cause of failures in the nose suspension type traction gears, measurements of fillet stresses occurring in both sides of gear tooth surfaces of a running electric locomotive were carried out using wire resistance strain gauges with the following results;

1. Nose suspension type traction gears are not free from occurrence of uneven contact at the sides; actually the whole width of tooth surface does not share the load uniformly.
2. Maximum fillet stress of gear develops at the side nearer to the motor when the motor is preceding the wheel in the running direction.
3. The proportion of the fillet stress at the side nearer to the motor to the calculated fillet stress on the assumption of uniform tooth contact is 3.9 maximum for EF 58 locomotive and 11 maximum for DF 50. Maximum measured stress caused by uneven contact, even when the actual output torque was small, turned out often larger than the calculated value assuming uniform tooth contact under maximum load.
4. When the wheel precedes the motor in the running direction, it is clearly observed in the DF 50 locomotive having less weight of motor that the movement of tooth contact from the wheel side to the motor side takes place.
5. In the quill drive transmission mechanism, uneven contact was observed by measuring the fillet stresses of gear at both sides of the tooth surface when the shafts of pinion and gear were misaligned.

(Received Feb. 7, 1959)

1. は し が き

電気車はすべて、動力伝達に歯車を使用しており、国有鉄道において、そのけん引電動機を釣掛装備している電動車の歯車では、き裂割損が続発した。この原因探究のために、歯車作動状況を歯の摩耗の面から明らかにし、¹⁾ また、模型実験により歯元応力分布の状況を知って、²⁾ 車両用釣掛式歯車のき裂割損原因は、その機構のために生じる歯の片当りであることが究明された。

この故障原因は、摩耗状況、模型実験、歯車作動機構の考察などの面から片当りであるとしているのであり、車両走行中における歯車の作動状態および応力について、実験の面からはまったく知られていない。筆者は、故障対策を施さない歯車をもった、釣掛式電動機装荷方式の電気車において、大歯車の歯元応力を測定する機会を得た。

この車両走行中の歯車の応力測定によって、応力の大きさならびに応力発生状況が明らかにされ、歯車の作動機構に対する考察と、現車実験結果とはきわめてよく一致しており、歯車故障原因を確認することができた。同時にまた、車両走行中の歯車に関する種々の興味ある現象を知ることができた。

2. 測 定 法

歯車の歯元応力を測定するために、抵抗線ひずみ計を Fig. 1 に示すように、歯面両側の歯底のフィレット部に貼布した。電気車用釣掛式歯車では、歯幅が歯

Fig. 1 Position of wire resistance strain gauge which was put on tooth surface

* 原稿受付 昭和34年2月7日, 昭和33年4月 機械学会定期総会で発表

** 正員 国鉄鉄道技術研究所

車輪部とボス部とを結ぶ板の厚さより数倍の大きさをもつか、または、リング状である。したがって、歯底において歯面の一方側にのみひずみ計を貼布すると、歯の片当りのためにかみ合いの際の歯車輪部の曲げ応力、あるいはリングの応力と、歯元応力とが重複して現われるから、歯元応力のみを単独で取り出すために、歯面の両側歯元に抵抗線ひずみ計を貼布して、歯元応力を測定することを通常とした。

歯車の歯元に貼った、抵抗線ひずみ計のためのリード線を静止部に取り出すには、Fig. 2 に示すように、車輪ボス部において半径方向にあげられ、車軸心にある穴を経て、この穴と連絡する車軸心とにあげられた穴を通して軸端部までリード線を導き、車軸端にもうけられた抵抗線ひずみ計用スリップリングを介して、測定車におけるひずみ計増幅器と結んだ。釣掛式の場合には歯車箱を取りはずして走行試験を行なった。

3. 試験に供した車両とその歯車

車両用歯車で、き裂割損がしばしば発生するのは、

Fig. 2 Hole for lead wire of wire resistance strain gauge which bored in wheel and axle

Table 1 Dimensions of gears and motors of locomotives which were tested

Locomotives		EF 58 35		DF 50 1		ED 70 10	
Items		Gear	Pinion	Gear	Pinion	Gear	Pinion
Gear	Pinion or gear						
	Number of teeth	75	28	72	17	91	16
	Module	12		10		9	
	Pressure angle	20°		20°		20°	
	Face width (mm)	135	135	112	115	145	145
	Amount of shift (mm)	-4	+4	-3.45	+3.45	-3.11	+3.11
	Type of structure	With spring		One body		With spring	
Output of traction motor	Rating	One hour		Continuous		Continuous	
	Voltage (V)	675		225		570	
	Output (kW)	325		105		375	
	Current (A)	470		520		710	
	R.P.M.	790		410		1 020	
	Maximum torque(m·kg)	720		470		595	
Weight of motor (kg)		3 500		1 990		1 850	
Diameter of driving wheel (mm)		1 250		1 000		1 120	
Kind of locomotive		D.C. locomotive		Diesel-electric locomotive		A.C. locomotive	
Mechanism of motor suspension		Nose suspension type		Nose suspension type		Quille drive mechanism	

電動機を釣掛装荷する場合である。この原因探求のために、釣掛式車両用歯車の歯元応力を、さらにまた、クイル駆動方式の歯車の歯元応力を測定した。

クイル駆動方式とは、車両けん引用電動機と大歯車軸とが一体となり、電動機軸の一端に装着された小歯車および大歯車相互の関係位置の変化がないように組み立てられて、台車に剛く取り付けられている。すなわち、この大歯車は電動機と一体になって台車に取り付けられた中空軸に、軸受けにより取り付けられ、中空軸を軸として回転する。中空軸の心には中空軸、したがって、台車に対して自由に変位できる駆動軸が貫通して位置し、駆動軸の車輪と大歯車間とは弾性結合されて、電動機から駆動軸に動力を伝達する型式の車両駆動方式をいうのである。したがって、大小歯車間の動力伝達機構は、陸上定置機械における歯車とまったく同じである。³⁾

(A) 釣掛式車両用歯車 釣掛式電動機装荷方式の、直流電気機関車 EF 58 35 号車、およびジーゼル電気機関車 DF 50 1 号車について測定を実施した。

(B) クイル駆動方式における歯車 この種機関車として、国鉄ではじめて大量に用いられた交流電気機関車のうち、ED 70 10 号の大歯車について測定を行った。

これら機関車に用いられている歯車およびけん引用電動機の諸元は Table 1 に示すとおりである。

EF 58 35 号機関車および DF 50 1 号機関車は、いずれも測定用車両 1 両のみをけん引した編成、ED 70 10 号機関車は測定車を含めて 600 ton の荷重をけん引した列車編成で、いずれの場合も機関車走行中における歯車の歯元応力を測定した。

測定は、EF 58 35 号車は国鉄大宮工場試運転線において、DF 50 1 号車は土讃線多度津—金蔵寺間付近、ED 70 10 号車は北陸線敦賀—田村間において行なわれた試運転にさいし実施された。

4. 歯車の歯当りと歯元応力

釣掛式電動機における歯車では、荷重けん引の際のけん引力による軸重の移動を考慮した車体重量による車軸の曲り、電機子軸の曲り、釣掛軸受遊隙の範囲内の、トルク伝達の際の大小歯車間の反力による電動機の変位、車輪と軌道との間に生じる車軸方向の横圧による車軸の曲り、が相重なって、必ず片当りが生じる。車両進行方向に対する車輪と電動機との関係位置は、上記諸要因とともに、釣掛式車両用歯車の片当りに対して重要な役割をもっている。この片当りに対する力学上の考察は、歯車摩耗状況測定結果および現車歯車の歯筋両端の歯元応力測定結果と一致している。

Fig. 3 は、EF 58 型電気機関車における大小歯車軸のなす角の、電動機出力トルクに対する関係を示し、

Fig. 3 Variation of angle between the shafts of pinion and gear according to increase of torque of traction motor on EF 58 type D.C. locomotive (Clearance of axle hang bearing is 0.5mm)

Fig. 4 Variation of angle between the shafts of pinion and gear on DF 50 type diesel-electric locomotive (Clearance of axle hang bearing is 0.5mm)

Fig. 4 は、DF 50 型ジーゼル電気機関車におけるものを示す。これらの図で、車輪先行時において、軸間角が負から正に移っていることは、符号が負の場合に歯当りが歯の車輪側端部で生じていて、電動機出力トルクが増加し、軸間角が正になる際に、歯当りが歯の車輪側端部から電動機側端部に移行することを示している。また、電動機が車輪に先行する場合には、常に歯車軸間角の符号が正であることは、歯当りが電動機側端部のみで生じていることを示す。

Photo. 1 および 2 は、EF 58 35 号電気機関車の大歯車歯元応力測定の際の、オッシログラムである。

Photo. 1 は電動機が車輪に先行する場合で、歯元応力は電動機側端部にのみ生じており、Photo. 2 の車輪先行の場合には車輪側端の歯元のみ応力が発生している。Photo. 1, 2 はいずれもオッシログラムの紙送り速度が遅いため、歯元応力は基線からほとんど 1 本の線となって撮影されている。基線の多少の変動は、歯車輪のリング応力の影響が現われているのである。これらの写真から知られるように、いずれの場合も、歯

Photo. 1 Oscillogram of fillet stresses of gear on EF 58 35 locomotive when motor was preceding the axle

Photo. 2 Oscillogram of fillet stresses of gear on EF 58 35 locomotive when motor was trailing axle

は完全な片当りであり、歯幅全体が有効に荷重を分担していないことを示している。試験の際のけん引荷重は、測定機器をもった車両一両のみで、試験路線が短いことと、荷重不足のために機関車が大出力を出しえなかった。したがって、Fig. 3 から、予期される歯当りの車輪側端部から電動機側端部への移動を、観測することができなかった。

Photo. 3, 4 は、いずれも DF 50 1 号ジーゼル電気機関車の車輪が先行する場合の、大歯

車の、歯元応力測定例である。Fig. 4 から、DF 50 型機関車においては、車輪が先行する場合、車輪側端部から電動機側への歯当りの移動は、電動機の出力トルクの小さいときに生じることが知られるが、測定結果においてこの現象が観察された。Photo. 3 は、1 枚の歯において歯当りが車輪側から電動機側端部に移動することを示すオシログラムである。歯車の歯筋両端の歯元応力は、正常な噛み合いの場合には、同時に発生するものであるが、Photo. 3 の右端部に見られる車輪側と電動機側との歯元応力の発生には、時間的ずれがあり、車両出発の際の電流の増加にしたがって、車輪側から電動機側に発生応力が移行し、歯当りが移動したことを示している。Photo. 4 は車輪先行時において、電動機出力が大きいために歯当りが電動機側に生じているが、車速増大とともに電動機出力トルクが減少して、ふたたび、歯当りが車輪側に移る過渡的現象を示すオシログラムである。

これらの諸例が示すように、歯の両端における歯元応力を測定することによって、電動機を釣掛装荷する車両の駆動用歯車に対して、力学的考察と、歯車摩耗状態とから推定していた、片当りの状況を歯元応力測定から明確にすることができ、また、模型実験結果²⁾とともに、その応力の程度も知ることができた。

クイル駆動方式をとる場合においても、大小歯車軸が平行でなければ片当りが生じる。この駆動方式においては、歯車軸が平行であれば、小歯車が電機子軸に片持に取り付けられているため、トルク伝達の際の反力によるたわみが原因で、電動機側の歯筋端でわずかな片当りの傾向が、歯車回転方向に関係なくみられるはずである。ED 70 10 号交流電気機関車の大歯車にお

Photo. 3 Oscillogram which shows the movement of tooth contact from wheel side to motor side of tooth surface of the same tooth. The gear was of diesel-electric locomotive DE 50 1. The motor was trailing the axle

Photo. 4 Oscillogram which shows the movement of tooth contact from motor side to wheel side as the current of traction motor decrease. The tested gear was of diesel-electric locomotive DF 501. The motor was trailing the axle

Photo. 5 Oscillogram of fillet stresses of gear at both sides of tooth surface when the motor was trailing the axle. The gear was of A.C. locomotive ED 70 10

Photo. 6 Oscillogram of fillet stresses of gear at both sides of tooth surface when the traction motor was leading on axle. The tested gear was of A.C. locomotive ED 70 10

いても、歯筋両端の歯元応力測定から、片当りのあったことが知られた。Photo. 5, 6 は、この測定の際のオシログラムである。Photo. 5 は、車軸が電動機より進行方向側に位置するとき、歯車かみ合いのために大小歯車軸のなす角が、電機子軸のたわみのために増加する場合であり、電動機側にのみ応力が現われ、車輪側では、応力がみられない典型的な片当り状態である。Photo. 6 は、Photo. 5 と比べ車両進行方向が逆で、歯車かみ合いのときに、大小歯車軸間の角

が無負荷時よりも減少する場合を示すために Photo. 5 に比べると、歯筋両端に歯元応力がみられる程度に片当りが軽減している。このように、クイル軸駆動方式の場合においても、大小歯車軸の平行について、工作上充分な注意を払わなければ、歯元応力が大きくなり、重大な欠陥となる危険のあることが示されている。

5. 歯 元 応 力

歯元応力を測定するには、すでに説明したように、歯筋の両端におけるフイレット部に、抵抗線ひずみ計を貼布し、ひずみ計の出力較正を静荷重試験により行わないで、直ちに、応力値を判定した。これは、歯筋両端の歯元応力は、大小歯車軸間の角に大きく左右され、しかもこの軸間角は、車両走行中は電動機出力トルク、および、車輪の運動状態によって変化するもので、歯筋方向における歯のかみ合い位置を知ることが實際上不可能である。いっぽう、ひずみ計の貼布位置は、比較的容易に左右両端をそろえることができる。さらに、ひずみ計出力値は、ひずみ計貼布面積内の平均応力を示すものであるから、真の最大応力値は、測定値より大であるが、ひずみ計による測定応力値から、最大歯元応力をほぼ正確に知ることができる。したがって、ひずみ

計の示す応力値を正確に知っても大小歯車軸間角およびかみ合い位置の、左右両端における応力値におよぼす影響が大きいにもかかわらず、これらに原因する応力増大度が不明であることと、車両に組込んだ状態では、静的なひずみ計出力較正は、ほとんど不可能であるという理由で、車両用歯車の歯元応力としては、ひずみ計指示応力値をそのまま採用することにした。

こうして得た応力の大きさの出度数分布から、片当り状況および発生した歯元応力の大きさを検討した。

Fig. 5 Frequency of fillet stress of motor side of gear on D.C. locomotive EF 58 35 when the traction motor was leading on axle.

Fig. 6 Frequency of fillet stress of wheel side of gear on D.C. locomotive EF 58 35 when the traction motor was trailing axle

(I) 発生応力

(A) EF 58 35 号電気機関車 本機関車における大歯車の歯元応力発生出度数の、電動機先行時におけるものは、Fig. 5, 車輪先行時は Fig. 6 である、大小歯車軸のなす角から、片当りの程度は、電動機先行時の電動機側歯元応力のほうが、苛酷であると推測されるが、実測結果からこのことが立証されている。車輪先行の状態試験した際の最大出力トルクは 560 m·kg で、電動機先行時は 650 m·kg であった。なお、電動機最大出力トルク 720 m·kg のとき、大小歯車の歯当りが一様とし、形状係数を考慮した計算歯元応力は、 9.2 kg/mm^2 であるから、ひずみ計により測定された応力値をみると、片当りによる応力集中の影響の大きいことが知られる。

(B) DF 50 1 号ディーゼル電気機関車 Fig. 7, 8 は本機関車における大歯車の歯元応力の発生出度数分布を示す。Fig. 7 は、電動機先行時の電動機側歯元応力、Fig. 8 は、車輪先行時の、車輪側と電動機側における歯元応力の出度数分布を示したものである。電動機最大出力トルク 470 m·kg のときの一様歯当りとした場合の計算歯元応力は 14.8 kg/mm^2 である。試験中の最大トルクは、電動機先行および後行いずれの場合も 380 m·kg であった。

(C) ED 70 10 号交流電気機関車 本機関車はクイ

Fig. 7 Total frequency of fillet stress of motor side of gear at 11 times of start on diesel-electric locomotive DF 50 1 when the traction motor was leading on axle

Fig. 8 Total frequency of fillet stresses of both sides of gear at 11 times of start on diesel-electric locomotive DF 501 when the traction motor was trailing axle

Fig. 9 Total frequency of fillet stress of motor side of gear at 2 times of start on A.C. locomotive ED 7010 when the traction motor was trailing axle. Fillet stress of wheel side had not occurred as Photo. 5

ル駆動方式で、大歯車と車輪との間が自由に相対変位できる型式であるため、ひずみ計用引出線を取り出すことがむずかしく、十分な測定資料が得られなかった。電動機が車輪に後行するときの大歯車の歯元応力発生回数は Fig. 9 に示すとおりである。

(II) 片当りによる応力増加度

測定車一両を機関車にけん引させた、特別列車を編

成してすでに示したように歯元応力を測定した。したがって、電動機出力が小さく、列車運用状態と比べかなり相違している。列車運用状態では電動機出力トルクが大きくなり、したがって、片当りの程度も大となるから、負荷トルク増加の面からだけでなく、片当り状態からも歯元応力が増大する。

ここでは、以上に得た測定値と、測定時における負荷トルクとから得る一様な歯当りの際の計算歯元応力を比較して、片当りによる歯元応力増大の程度を知り、釣掛式車両用歯車の発生歯元応力の大きさを推定するための資料を得ることとする。いま、このための係数として、つぎのような片当り応力集中係数なるものを導入する。

片当り応力集中係数

$$= \frac{(\text{歯筋端の歯元応力})}{(\text{一様歯当りのときの歯元応力})} \\ = \frac{(\text{ひずみ計による測定応力値})}{(\text{一様歯当りのときの歯元応力})} \\ \times \frac{(\text{ひずみ計感度修正係数})}{(\text{一様歯当りのときの歯元応力})}$$

上式におけるひずみ計感度修正係数は、本試験においては約1.5で、ひずみ計貼布部の応力分布状態に関係するものである。この係数は、EF 58 型機関車および DF 50 型機関車の歯車における測定側に対して、Fig. 10~13 に示すとおりである。

片当り応力集中係数は、EF 58 35 号機関車では電動機側の歯元において最大 3.9、DF 50 1号機関車では電動機側で 11.0 に達したことがある。

なお、ここに示す片当り応力集中係数は、速度の影

Fig. 10 Degree of fillet stress concentration at the motor side when the shafts of pinion and gear were misaligned. Locomotive, EF 58 35; leading motor.

This graph corresponds to Fig. 5

Fig. 11 Degree of fillet stress concentration at the wheel side when the shafts of pinion and gear were misaligned. Locomotive, EF 58 35; trailing motor. This graph corresponds to Fig. 6

Fig. 12 Degree of fillet stress concentration at the motor side when the shafts of pinion and gear were misaligned. Locomotive, DF 50 1; leading motor. This graph corresponds to Fig. 7

響も含んで示されている。測定時の速度範囲は 30km/hr 以下であった。

6. む す び

釣掛式電動機装荷方式における歯車においては、歯の疲れ破壊がしばしば発生した。この故障は、歯の摩耗調査、歯車の作動機構の考察と、これらを出発点と

Fig. 13 Degree of fillet stress concentration at both sides of gear when the shafts of pinion and gear were misaligned. Locomotive, DF 50 1, trailing motor. This graph corresponds to Fig. 8

した、歯車の歯に類似した、はりの自由端に集中荷重が加わったときの根元応力分布に関する実験から、歯の片当りに原因することが知られている。さらに、釣掛式電気車用歯車の歯元応力を、電気機関車の走行中に測定することによって、応力値および歯の作動状態が明らかになり、歯のき裂割損は片当りに原因することを現車試験により確認することができた。

また、クイル駆動方式における歯車において歯元応力を測定することによって、取り付け不良の場合にも片当りが観測された。

これら片当りにより歯筋の端部に生じる歯元応力は、歯幅一様な歯当りの場合の歯元応力の11倍にも達した例がみられ、片当りを避けることがどれほど重要であるかを示している。すなわち、釣掛式電気車用歯車では、片当りをにげるためにクラウニングなどを施さなければならない。

参 考 文 献

- 1) 「電車歯車の摩耗」機械学会 定期総会前刷(昭和31年4月)材料試験, 8, 68, 428 (1959)
- 2) 「釣掛式電車用歯車の片当り強度とクラウニング決定法」機械学会 東京秋季講演会前刷(昭和31年10月)材料試験 8, 70, 599 (1959)
- 3) 藤田, 材料試験 7, 59