著者の答 いいえ、1 オクターブだけです。振動数比が整数になればブラウン管上で容易に読めますから。

問 そうすると12個ですね。12個の音叉をならべるとどの位の大きさになりますか。

答 卓上タイプライタ位です。図 11 をごらん下さい。

編集理事 これは昭和34年4月の講演会で行われた討論の一部です。学会誌に投稿された論文に対する会員からの討論をお待ちします。

ローラ・チェーン伝動に於ける回転むらの研究 (第2報)

—— 静的領域に於ける回転むら (その II) ——

大 越 諄* 上 原 邦 雄*

Study on the Unevenness of Transmission by Roller-Chain (2nd Report)

—— Unevenness of Transmission at Static Region, II ——

Makoto OKOSHI, Kunio UEHARA

In the 1st report, the unevenness of transmission due to the mechanism of transmission between the roller-chain and the sprocket-wheels was analysed under assumptions that the dimensions of any parts of the sprocket-wheels and the roller-chain were correct and the system was driven in the static region. The result of the analysis was verified by experiment.

In this paper, other sorts of unevenness of transmission caused from the dimensional errors of the sprocket-wheels and the roller-chain were examined at static region. It was found that the dimensional errors caused the unevenness of transmission which had longer period than that of unevenness of transmission due to the mechanism of transmission. The relations between the magnitude of errors and the magnitude of the unevenness of transmission were obtained experimentally. Further, the influence of setting error of the sprocket-wheels was examined and the setting tolerance concerning with the unevenness of transmission was found out.

1. 緒 言

前報に引続いて、静的領域に於けるローラ・チェーン伝動装置の回転むらに就きのべる。第1報では、ローラ・チェーン、スプロケットホイール間の運動の伝達機構に基く回転むらに就き検討したので、今回はそれ以外の原因による回転むら、即ちローラ・チェーン及びスプロケットホイールの寸法上の誤差に基く回転むらに関して吟味を行う。此の問題は、解析的に求めようとすると非常に複雑になるので、ここでは実験を主体として研究を進める事とした。

2. ローラ・チェーンとスプロケットホイールの製作及び取付の誤差による回転むら

前報にのべた回転むらに関する解析はすべて、寸法上

の誤差の無いチェーン及びスプロケットが理想的な噛合をすると仮定した場合についてであつて、その際問題とした伝達機構に基く回転むらに関しては、この仮定による理論値と実験値とが比較的良好に一致する事が確かめられた。

然しながら、実験によつて求めた回転むら曲線には別の形(より長周期)の回転むらが含まれて居り、この様な回転むらは理想化した伝達機構からは説明出来ず、更に他の原因を考える事が必要となつた。此の原因として第1に考えられるのは、チェーン及びスプロケットの寸法上の誤差である。即ち、理想化したチェーン伝動装置としては、滑りのない正多角形ブリーとベルトの組合せが考えられるから、実際のチェーン伝動装置が此のモデルに従つて円滑に運転される為には次の2条件が満足される事が必要である。即ち

(1) スプロケットと噛合つて、歯底に落付いた時のチ

* 東京大学工学部 正会員

チェーンのローラ中心の位置は、仮想の正多角形ブーリの頂点に一致する事。

(2) 噛合時の、チェーンリンクの屈曲に対する抵抗は充分に小さい事。即ちチェーンローラはスプロケットと噛合う際に、歯底に落付く迄スプロケット歯面と接触してはならず、又、チェーン自体の屈曲に対する抵抗も小でなければならない事。

以上の2条件が種々の寸法上の誤差によつて満足されなくなつた場合に誤差による回転むらが生ずるものと考えられる。そこで此の様な寸法の誤差を、先ず製作の際に生じる誤差と取付の際に生じる誤差とに大別して考える。

2-1 製作誤差と回転むらとの関連

前記の2条件に關係する製作誤差を細別すると、スプロケットの側では、

- i) 歯型誤差 (図 1 a)
- ii) 半径誤差 (歯底径の誤差) (図 1 b)
- iii) ピッチ誤差 (割出誤差) (図 1 c)

図 1 スプロケットの製作誤差

があり、ローラ・チェーンの側では

- i) ローラ外径の誤差
- ii) ピッチ誤差 (ピン・ブッシュ間の隙間の誤差が含まれる)

がある。チェーン自体の屈曲抵抗はピン・ブッシュ間の隙間、仕上面アラサ、リンクプレート同志の摩擦、潤滑条件等に關係する複雑な問題であるが、適正な潤滑を行えば、普通には余り問題とならないので以下の考察では省く事とする。又、以上に挙げた各項の誤差は、広く考えればすべて前記2条件の両方に關係する性質のものであるが、一般にスプロケットの歯型は、噛合に際して画かれるローラの軌跡との間に可成りの隙間をもつ様に設計されるのが普通であるから、上に挙げた種々の誤差がある場合でも、それによつてローラの運動が直接またげられるおそれは先ず無いと言つて良い。従つて、製作誤差は主に前記2条件の中の第1項に關して吟味すれば良い訳で、此の点より見れば歯型誤差は半径誤差及びピッチ誤差に帰着出来る。又、ローラ・チェーンの i), ii)

の誤差とスプロケットの ii), iii) の誤差とは互に置換し得るから、その何れか片側に誤差のある場合を考えても一般性は失われない。以上の様に考えると、製作誤差としては主にスプロケットホイールの半径誤差及びピッチ誤差の影響、即ち歯底に落付いた時のローラ中心の位置の誤差の影響を吟味すれば良い事となる。

2-2 取付誤差と回転むらとの関連

ローラ・チェーン伝動装置に於ける原従動両軸は同一平面内にあつて互に平行となり、それに取付けられるスプロケットホイールには軸上の位置のずれや偏心があつてはならない事は当然であるが、チェーンリンクの内巾とスプロケットの巾との間には多少の隙間があり、又、チェーン自身はピン・ブッシュ間の隙間の為に若干横方向に曲る事が可能であり、更に弛み側にはチェーン長の余裕がある為、極端な例として2軸の傾き、ずれ、偏心のある図 2 に示す様な取付を行つても伝動装置は一応回

図 2 スプロケットの取付誤差によるチェーンの傾き及び曲り

転し得る。然しながらこの様な取付を行えば著しい回転むらが發生する事は当然予想される所で、此の中偏心の影響はベルト伝動で近似してその大凡の値を推定し得るから、実験的に検討を要する問題は偏心以外の取付誤差と言う事になる。この様な取付誤差に於いて回転むらと最も密接な關係があると思われる問題はチェーンのリンクプレートとスプロケット歯側面との接触である。即ち図 2 の如き取付位置の誤差の限界量はチェーンとスプロケットとのなす最大傾斜角 $\phi_{\max}$ 及びチェーンの最小曲率半径 $\rho_{\min}$

$$\phi_{\max} \doteq \frac{C_{cs}}{r_p} \quad (1)$$

C_{cs} : リンクプレートの内巾とスプロケット巾との差

r_p : ピッチ円半径

$$\rho_{\min} = \frac{W \cdot p}{C_{PB}} \quad (2)$$

W : プッシュ巾

p : ピッチ

C_{PB} : ピン・プッシュ間隙間

より幾何学的に求め得るが、リングプレートとスプロケット歯側面との接触はそれよりずつと少い誤差量で始まるものであり、一旦此の接触が始れば摩擦によつて噛合の円滑さは著しく害われるから前述の噛合の必要条件の中の第2項は充たされなくなり著しい回転むらが発生する事が予想される。従つて取付位置の誤差の問題では此の接触の始る点を一つの目安として検討を進める事とする。

以上に述べた伝動の均一性に影響を及ぼすと思われる各種の誤差を系統的に示せば次の如くなる。

回転むらと関連のある誤差		回転むらとの主な関連事項	
製作誤差	チェーン.....	ローラ外径誤差	(ローラ中心位置の狂い)
		ピッチ誤差	(" ")
		歯型誤差	(" ")
		半径誤差	(" ")
	スプロケット	ピッチ誤差	(" ")
		2軸の傾き	(噛合の際の摩擦)
		軸上の位置のずれ	(" ")
		偏 心	(偏心による回転むら)
取付誤差.....			

2.3 チェイン及びスプロケットの工作精度

回転むらに及ぼす寸法誤差の影響を実験するに先立ち、実用されているチェーン及びスプロケットの寸法精度を調べた*。試料として市販のピッチ15.88mmのチェーン及びスプロケット(歯数18枚)を用いその精度を実測した1例を示せば次の如くである。

(1) チェインのローラ外径誤差 そのバラツキは標準偏差で $\pm 0.01\text{mm}$ 程度である。

(2) チェインのピッチ(30リンクの平均) 平均15.879mm(公称15.88mm) $\pm 0.033\text{mm}$ 、但しこれはチェーンを軽く引張つた状態で各ローラ中心間の距離を測定した結果で、ピンリンクの側ではピン・プッシュ間の隙間の為ピッチは若干大きくなつて居り(平均15.904mm)、ローラリンクのピッチは多少小さく作られていて(平均15.854mm)全体を平均すると丁度規定のピッチが得られる結果となつた。

(3) スプロケットの半径誤差 歯底の位置を半径方向

* 現行のJISにはチェーンのピッチに関する公差は規定されて居らず、スプロケットに就いては未だ規格が制定されて居ない。

に測定し偏心の影響を除いた結果ではそのバラツキは標準偏差で $\pm 0.01\text{mm}$ であつた。

(4) スプロケットのピッチ誤差 ピッチを直接求める事は困難であるので割出の角度を求め偏心の影響を補正すれば $20^\circ \pm 3'36''$ であつた。ピッチに換算するとそのバラツキは $\pm 0.045\text{mm}$ となる。

3. 実験装置及び方法

以上の考察に基いて、伝動の均一性に及ぼす種々の誤差の影響としてスプロケットの半径誤差、ピッチ誤差、取付位置の誤差によるリンクプレートの接触及び偏心の4問題を実験的に検討した。

回転むらの測定装置、方法等は第1報に述べたものと同じで、ピッチ15.88mmの標準型1列ローラ・チェーンを使用し、軸間距離33cm、原動軸回転数14rpm、引張

側のチェーン張力3.3kg、軽油潤滑の下で回転むら(両軸の相対的回転角度のむら)を測定した。従つて以下に述べる回転むらとは回転角度のむらを指すものとする。誤差による回転むらは一般に伝達機構に基くものに比して長周期のものが多く、上記条件の下では後者よりも更に完全な静的状態で測定がなされる訳である。尚、前報に述べた回転むらの測定精度より考えて実験は2乃至3回くり返しその平均値を用いた。

3.1 製作誤差に基く回転むらの実験方法

(1) スプロケットの半径誤差に基く回転むら 負の半径誤差を与える事が実験の操作上困難であつたので正の側に於いて吟味した。半径誤差は厚みの異なる金属片(厚み0.02mm, 0.04mm, 0.08mm, 0.16mm及び0.30mm)をスプロケットの一つの歯底に貼付ける事によつて与え(図3a)、噛合うチェーンリンクと原動動スプロケット歯との組合せを一定にして回転むらを測定し、何も貼付けない場合の回転むら曲線と比較し、その差をもつて半径誤差による回転むらとした。スプロケットは原動動両軸共歯数18枚で、そのスプロケット歯位相角 θ はピッチ角 α_2 に等しくした。

図3 半径及びピッチ誤差の与え方

(2) スプロケットのピッチ誤差に基づく回転むら 図3bに示す特殊な割りを入れたリング状のスプロケットを用い、これをテーパプッシュ上を出入せしめる事によつて一個の歯のピッチを種々に変え（正規のピッチに対し -0.20mm より $+0.12\text{mm}$ 迄5段階）(1)の場合と同じくピッチが正しい場合の回転むら 曲線との差をもつてピッチ誤差による回転むらとした。他の条件は(1)の場合と同じである。尚、ピッチを変える際にはそのスプロケットの偏心状態が変わらない様に充分注意した。

3.2 取付誤差に基づく回転むらの実験方法

(1) リンクプレートとスプロケット歯面との接触の問題 図4に示す様に平行な原従動両軸上でスプロケットの位置をずらせ、そのずれの量 d を0より20mm迄4段階に変えて回転むらを測定し、回転むら曲線の形が変る位置と幾何学的に求めたリンクプレートが接触を開始する位置との関係求めた。原従動スプロケットは共に歯数18枚で、スプロケット歯位相角は0及び α_2 の2つの場合に就て実験を行つた。尚此の場合の潤滑にはマシン油を使用した。

図4 取付誤差の与え方

(2) 偏心の問題 この問題はチェーン伝動装置をプーリとベルト系で近似して回転むらの状態を理論的に求める事が出来るので、その確認の意味で簡単な実験を行つた。即ち原動スプロケット18枚、従動スプロケット21枚の組合せで、従動スプロケットに1mmの偏心を与えて回転むらを測定した。

4. 実験結果ならびに考察

4.1 製作誤差に基づく回転むら

(1) スプロケットの半径誤差に基づく回転むら 最大の半径誤差(0.3mm)を与えた場合の回転むら曲線を図5, 6に示す。図5のa曲線は原動側に、図6のa曲線は従動側に夫々半径誤差を与えた場合で、b曲線は誤差の無い場合、c曲線はa曲線とb曲線との差即ち半径誤差 Δr に基づく回転むらである。

図5 原動側の1歯に半径誤差(+0.3mm)を与えた場合の回転むら

図6 従動側の1歯に半径誤差(+0.3mm)を与えた場合の回転むら

伝達機構に基づく1ピッチ毎に繰返す回転むらは半径誤差の影響を余り受けない事が認められるが、これは前報の(10), (11)式を r に関して微分した結果からも理解出来る事である。

然しながら半径誤差があると、より長周期の回転むらが生ずる事が認められ、正の半径誤差が1枚の歯に与えられた場合には、その歯が伝動に関係する数ピッチ間、従動軸の回転は一時的に早められる。此の進み(C曲線の高さ)の量は従動側に半径誤差のある場合の方が少く、同一半径誤差の下では原動側の場合の約 $1/3$ である。半径誤差の量が小となると共に此の進みの量も減少するがその程度は図5に於いて Δr を有する歯が噛合つてから1ピッチ($2\alpha_1$)回転した点のC曲線の高さ h_1 を以て調べると、 Δr と h_1 とは略々比例関係にある事が認め

られる。

この様な半径誤差による回転むらの発生の機構は次の様に考えられる。即ち図 7 a は原動側に半径誤差のある場合、図 7 b は従動側に半径誤差のある場合であるが、

図 7 半径誤差による回転むらの発生機構

先ず図 7 a につき考えると半径誤差 Δr_1 を有する歯が噛合つてより 1 ピッチ回転した状態 (図示) ではチェーンは ΔL だけ余分に (Δr_1 が負の場合には少く) 捲取られ従動軸の回転が進む (或はおくれる) 事になる。即ちピッチを p , ピッチ角を α_1 とすれば

$$\Delta L \approx 2 \Delta r_1 \sin \alpha_1 \dots\dots\dots (3)$$

$$\Delta \theta_2 = \frac{\Delta L}{r_{p2}} = 2 \frac{\Delta r_1 \sin \alpha_1}{r_{p2}} \dots\dots\dots (4)$$

但し r_{p2} : 従動軸ピッチ円半径

である。此の $\Delta \theta_2$ が図 5 の h_1 に相当する訳でこれは実験値と略々一致する。この様にチェーンが余分に捲取られると次の噛合には図示の様に見掛の半径誤差 (必ず正となり此の量は歯型によつて決まる) を生ずるからチェーンは更に余分に捲取られ、従動軸の回転は益々進みその最大値は h_1 の 2.4 倍程度に達する。そして更に回転が進行して Δr_1 を有する歯に掛る荷重が減少すると共に噛合は逐次正常に復し、 $\Delta \theta_2$ は 0 に戻る。以上の如き機構で図 5 の曲線 C に示す形の回転むらが生じたものと考えられる。

次に従動側の一歯に半径誤差のある場合を考えると、図 7 b に示す如く弛み側からチェーンが噛合う際にチェーンのピンは始めからプッシュ内で片側に寄せられチェーンは伸びた状態になつているものと思われる。この様なチェーンの伸びは正規の状態では回転が進行してチェーンに働く力が増すと共に始るものと考えられるから、始めからピンが片寄つた状態では実際に力が働いてもチェーンは伸びる事が出来ず、一時的に従動軸の回転が進む結果となるものと思われる。然しながら Δr_2 が正であ

れば噛合終了点附近では従動軸の回転をおくらせる作用もするから、結局以上の 2 つの影響の和として原動側に於けるよりも少い回転むらが生じたものと考えられる。

然し、実際の面から見れば、半径誤差として 0.3mm を与えた場合に於いてもそれによつて発生する回転むらの大きさは伝達機構に基くものの精々数倍の程度であり、前節に述べた実際のスプロケットの工作精度から考えると、半径誤差による回転むらは通常、伝達機構に基くものに比して殆んど無視出来る事が結論される。

(2) スプロケットのピッチ誤差に基づく回転むら 図 8 a は原動側の一歯に、図 8 b は従動側の一歯に夫々ピッチ誤差を与えた場合のピッチ誤差によつて生じた回転むら曲線である。

実験によれば、伝達機構に基く回転むらはピッチ誤差によつては殆んど影響されないから図には個々の回転むら曲線は省略し、ピッチ誤差を与えた場合と与えない場

図 8 スプロケットのピッチ誤差による回転むら

合との回転むら曲線の差即ち図 5, 6 の C 曲線に相当するもののみを示した。同図によれば、ピッチ誤差による回転むらは可成り長周期のものである事が認められる。即ち、原動側の一歯にピッチ誤差がある場合にはその歯が噛合つてより 5 ピッチ以上の区間にわたり、又、従動側の一歯にピッチ誤差がある場合にはその歯の噛合終了点の前後にわたる 5 ピッチ以上の区間で回転むらが認められる。此の回転むらの大き及び符号は各々の場合で異なる。即ち原動側にピッチ誤差のある場合には、その値が負の時には回転むら曲線は単調に上昇するか、或は噛合の最初の 1 ピッチで下降し (Δp の大なる時で此の下降の原因は明らかでない) 次いで上昇するという形をとり、 Δp が正である場合にはその値がピッチの 0.75% 程度迄であれば、回転むら曲線はやや上昇の傾向を示すが、その値は余り大でない。一方従動側にピッチ誤差がある

場合には、その値が負の時には回転むら曲線は下降し、正の場合は上昇する。

このような回転むらを生ずる理由としては次の如く考えられる。即ち、1個のスプロケットとチェーンとの運動の伝達に於いて、スプロケットの一歯にのみピッチ誤差 Δp がある場合を考えると（スプロケットの場合にはその性質上1歯にのみピッチ誤差が存在する事は勿論あり得ないが、図3bの如き可変ピッチのスプロケットに於いて、誤差の有る歯の前後数ピッチの噛合のみを問題とするならば近似的に上の様に考えられる）チェーンとの伝動が、誤差のある歯の前で行われる場合と後で行われる場合とでは、チェーンの移動長さにして Δp だけの進み又は遅れが生じる事になる。従つて此の場合の回転むらの大きさは

$$\Delta \theta_2 = \mp \frac{\Delta p}{r_{p2}} \quad (5)$$

負号は原動側の一歯にピッチ誤差のある場合
正号の従動側 // // //

となる訳で、此の場合の回転むら曲線の形は上の量だけ

図9 ピッチ誤差とそれによる回転むらの大きさとの関係

単調に変化する形となる。図9は此の関係を示したもので、図中の破線及び鎖線は夫々原動、従動軸にピッチ誤差がある場合の理論値(5式)を示し、●印及び○印は夫々原動、従動側に於ける実験値(回転むら曲線の最大高さ)である。従動側に於ける実験値と理論値とは殆んど一致しているが、原動側では実

験値と理論値とはやや異つた傾向を示す。これは次の理由によるものと考えられる。即ち図10に示す如く、原動側の噛合に於いては、ピッチ誤差によつて見掛の半径誤差が次々と生ずる。この半径誤差は Δp の正負にかかわらず常に正であるから従動軸の回転を進める様に働き、その結果、実験値は理論値よりも大となつたものと思われる。尚、 $\Delta p > 0$ の場合の方が理論値からのずれの量が著しいのは図10に示す如く、半径誤差の生ずる状態が Δp の正負によつて異なる為と考えられる。この様な現象が従動側に於いて殆んど認められないのは、見掛の半径誤差を生じて、先の半径誤差の項で述べた如く、従動側で

図10 原動側にピッチ誤差のある場合の噛合状態

は半径誤差の影響が小さい為であると思われる。

以上の機構で、ピッチ誤差による回転むらが生ずるものと考えられる。尚、上述の見掛の半径誤差の問題は、歯型、スプロケット各歯の荷重分布状態等に関係する問題であるが此处ではその解析は省き、定性的説明を行うに止めた。

4.2 取付誤差に基く回転むら

(1) リンクプレートの接触の問題 図11aの曲線(1)は図4に於いてずれの量が0の場合の回転むら曲線であり、曲線(2)はずれの量が13.5mmの場合の回転むら曲線である。図はスプロケット歯位相角 $\delta = \alpha_2$ の場合に就て画いたが、 $\delta = 0$ の場合も同様な傾向が認められた。即ち、スプロケットが横にずれて、そのずれの量が或る値を超すと回転むらは急激に増大し、且つその形が不規則になる事である。図11bはその関係を示したもので、

図11 取付位置の誤差による回転むら

スプロケットのずれの量が約4mmを超すと回転むらは急激に増大している。此の場合に、チェーンが横に曲る事なく両スプロケットに掛り得る限界のずれの量 d_c を求めると、此の場合の軸間距離が33cmで、スプロケットの巾とチェーンリンクの内巾との隙間 C_{cs} が0.96mm、スプロケットのピッチ円半径が45.7mmであるから、チ

チェーンとスプロケットとのなす最大傾斜角 $\phi_{\max}$ は(1)式より

$$\phi_{\max} = \frac{0.96}{45.7} = 1^{\circ}12'$$

となる。従つてずれの限界量は

$$d_c = (330 + 45.7) \times \tan \phi = 8 \text{ mm} \text{ となる。}$$

即ち実験結果は、チェーンとスプロケットホイールとのなす角度が、幾何学的に計算される最大傾斜角の約 $1/2$ 迄は取付位置の誤差は回転に影響せず、それを超えると傾斜角の約 1.7 乗に比例して回転むらが增大する事を示している。此の原因は言う迄もなくスプロケット歯側面の摩擦である。

(2) 偏心の問題 図 12 に示す如く、チェーン伝動装

図 12 偏心せるプーリとベルトの組合せ

置をそれと等価な半径 ρ ($\rho = \frac{n\phi}{2\pi}$, n : スプロケット歯数, ϕ : ピッチ) を有する滑りのないプーリとベルト系で近似すると、両軸に偏心 e_1, e_2 のある場合の従動軸の回転角度は次式で計算される。

$$\theta_2 = \frac{\rho_1}{\rho_2} \theta_1 + \Delta\theta_2 \quad (6)$$

$$\Delta\theta_2 = \frac{1}{\rho_2} \left\{ e_2 \sin \left(\Delta + \frac{\rho_1}{\rho_2} \theta_1 \right) - e_1 \sin \theta_1 - e_2 \sin \Delta \right\} \quad (7)$$

但し 添字の 1, 2 は夫々原動側、従動側を意味し、 Δ は偏心の位相角を示す。

前記の実験条件で此の偏心の影響を調べた結果では、計算値と実験値とは 5% 以内の精度で一致する事が確められた。これはむしろ当然の事であり紙面の都合上実験結果を図示する事は省略する。

5. 結 論

静的領域に於ける、伝動の均一性に及ぼすチェーン及びスプロケットの各種の寸法上の誤差の影響として以下の事が結論される。

5.1 ローラ・チェーン及びスプロケットホイールの製作誤差の影響

以下はスプロケットの側に誤差のある場合の結論であ

るが、チェーンの側の誤差については、ローラの外径の誤差に就ては次に述べる (1) の半径誤差に関する結論をそのまま、又、チェーンのピッチ誤差に就ては (2) のスプロケットのピッチ誤差に関する結論をピッチ誤差の符号のみを変えてそのまま当嵌める事が出来る。但しチェーンには原動従動の区別はないからその両方の影響を考える必要がある。

(1) スプロケットの半径誤差の影響

i) 伝達機構に基く 1 ピッチ毎に繰返す回転むらは、今回の実験範囲では殆んど影響を受けない。

ii) 半径誤差がある場合には伝達機構に基くものより長い周期の回転むらが現われ、正の半径誤差はそれが原動側何れの側にあつても従動軸の回転を一時的に進める様に働く。此の回転むらの現われる位置は、原動側に半径誤差がある場合にはその歯が噛合つてからの数ピッチ間であり、従動側にある場合にはその歯の噛合終了点の前数ピッチ間である。

iii) 半径誤差による回転むらの大きさ (回転むら曲線の最大高さ) は原動側に誤差がある場合には前記の実験によれば (4) 式の約 2.4 倍の大きさとなる。従動側に誤差がある場合の回転むらの大きさは同じく実験によれば原動側に誤差がある場合よりも小さく約 $1/3$ である。

iv) 実際のスプロケットの工作精度 (半径誤差 ± 0.01 mm 程度) を考えると、半径誤差による回転むらは、通常は伝達機構に基くものに比し殆んど無視出来る。

(2) スプロケットのピッチ誤差の影響

i) ピッチ誤差は伝達機構に基く回転むらには殆んど影響せず、より長周期の回転むらを生ずる。

ii) その回転むらの現われる位置は、前記の実験によれば原動側の一歯にピッチ誤差のある場合にはその歯が噛合つてより 5 ピッチ以上、従動側の一歯にピッチ誤差がある場合にはその歯の噛合終了点の前後にわたる 5 ピッチ以上の区間である。

iii) 従動側の 1 歯のピッチ誤差による回転むらの大きさは (5) 式と略々一致する。原動側の 1 歯のピッチ誤差による回転むらの大きさは、それが負の場合には (5) 式の約 1.4 倍となり、正の場合には (5) 式の $1/4$ 倍程度となる事が実験的に認められる。

iv) ピッチ誤差の回転むらに及ぼす影響は、それを実際のスプロケット及びチェーンの精度と併せ考えると可成り大きく、実測された回転むら曲線に認められる長周期の回転むらは殆んど此のピッチ誤差によるものと思われる。

5.2 スプロケットホイールの取付位置の誤差の影響

(1) チェインのリンクプレートの接触の問題 スプロケットホイールとチェインとが取付位置の誤差によって傾き、リンクプレートがスプロケット歯側面と接触する様になるとその摩擦の為に回転むらは増大し且つ不規則な形となる。此のスプロケットとチェインとのなす傾斜角の許容限度は実験によれば幾何学的に求められる最大傾斜角の約 $1/2$ である。

(2) スプロケットホイールの偏心の問題 偏心による回転むらは本報 (6) 式によつて与えられる。

以上が本実験の結論である。尚、回転むらの他の原因として、例えば前述のチェインの屈曲に対する抵抗が鏝等によつて著しく大きくなった場合には、リンクプレートが接触した場合と同様な回転むらを生ずる事が考えられるが、これはむしろ使用方法の問題であるので、これに関する実験は省略した。以上で、静的領域に於ける回転むらの検討を終る事にする。

(1959, 5月20日受付)

討 論

神保泰雄 1. 2・3の(2)のようにピンリンクのピッチが大きく、ローラリンクのピッチが小さくて平均は正しい値の場合は回転むらは起らないのですか。

2. 4・1の(1)に於いて負の Δr を実験的に与える事は困難でしょうが、図7に対応する考察だけは可能ではないでしょうか。回転むらの符号が逆転するだけとは思えません。

著者の答 有益な御意見を頂きました事を感謝します。御質問の件に就ては次の様を考えて居ります。

1. ピッチの大きいリンクと小さいリンクとが交互に配列され且つその平均値が正しい場合には結論として、普通のチェイン伝動装置では殆んど回転むらは生じないものと思われまゝ。その理由は図8に見る様にスプロケットの1個の歯にピッチ誤差がある場合の回転むら曲線は、原動軸の回転角にして少くとも $6\alpha_1$ 以上即ちチェインの移動距離で3リンク以上の区間にわたつてゆるやかに変化する形となります。これはスプロケットとチェインとが噛合つてから、或は従動側では噛合終了点の前で少くとも3ピッチ以上の区間にわたつて力が働いている事、即ち有効噛合歯数が此の場合3以上である事を示すもので、これはチェインの側にピッチ誤差がある場合についても同じですから、交互に正負のピッチ誤差を有するチェインが用いられた場合には、その誤差は平均されてしまい殆んど回転むらとして現われないものと考えられます。但しこれは有効噛合歯数に関する問題で、ス

プロケットの歯数が極端に少い場合には上記のピッチ誤差の影響が現われて1ピッチの回転毎にそのピッチ誤差に相当する量だけ回転が進んだりおくれたりする。つまり2ピッチの回転を1サイクルとする回転むらが現われる事が考えられますが、前述の様に歯数18枚のスプロケットによる実験ではその傾向が認められなかつた事、及び、一般伝動用スプロケットの歯数は17枚以上が推奨されている事より考えて、普通には此の種のピッチ誤差は回転むらに殆んど影響しない事が結論されます。

2. 此の考察は、 Δr の回転むらに及ぼす影響が実質的に小さいので本文では省略したのですが、図7と同様な機構で $-\Delta r$ による回転むらが生じるものと考えられると次の様になります。

a) 原動側に $-\Delta r$ のある場合、噛合の最初の1ピッチ間での回転むらは(4)式に従うと考えられます。此の時には $\Delta\theta_2$ は負となり回転むら曲線は一旦下降します。それ以後の回転では図7 a と同様に半径誤差 (> 0 , 但し此の場合にはローラの接触点が図とは反対の位置となる) を生じ、回転むら曲線は上昇し、結局図13の如き回転むら曲線をつくるものと考えられます。

図13 負の半径誤差による回転むら

b) 従動側に $-\Delta r$ のある場合 $-\Delta r$ の歯の附近ではチェインはゆるんで居り、それに荷重が掛る様になると従動軸は一時的におくれるものと思われまゝ。更に噛合終了点の附近では r の絶対値が小さい為従動軸は進む傾向を生じ、結局、図13 b の如き回転むら曲線(図6の逆の形)を示すものと思われまゝ。又、その大きさは上記2つの作用が互に打消す方向に働くので、 Δr が正の場合と同様に、原動側に Δr がある場合よりも小さいものと考えられます。

編集理事 学会誌にのせられた研究論文に対し会員からの討論をお待ちしています。投稿された論文を印刷される前に見る機会のあつた会員からの討論に対してはこのように著者の答えと共に論文に引続いて掲載致します。印刷された論文に対する討論は著者の答えと共に番号後に掲載する事になります。