繊維機械のための機構学* (7)

渡 辺 茂**

(内 容)

§ 1 総 説	§ 2 カ ム	§ 3 歯 車	(以下本号内容)	3.19 歯車列	3.20 紡績
機械の歯車列	3.21 差動歯車装置	3.22 粗紡機の歯車列	3.23 レース機のガード駆動		

(前号復習)

(1) 偏心歯車は、角速度比を変化させたいときに用いる。その嚙合理論は、インボリュート歯車の組立て方と同じである。標準歯車を用いて偏心歯車を設計したいときには、バック ラッシュを考慮して作った図表を用いるのが便利である。

(2) 歯車の変種として、断続歯車、ゼネバ機構、爪車等を述べ、衝撃やガタのとり方についても実用的な方法を挙げておいた。

(3) 傘歯車の諸性質を考えるためには、球面、背円錐、クラウン等を設定しておく必要がある。とくに工作上の見地からいえば、クラウンという概念が重要な役割を演じ、これによって、傘歯車の嚙合理論があますところなく理解される。

(4) 平面歯形や円錐歯形をクラウンの歯形とする歯車の創成運動によって得られる傘歯車の工作法を考え、オクトイド歯形やスパイラル ペベルを誘導した。

(5) 食違歯車の二つの型として、ねじ歯車とハイポイド歯車について考えた。いずれも回転双曲面の接触運動から導き出される。

(6) ウォーム及びウォーム車の効率や逆止作用について述べておいた。

3.19 歯 車 列

(第 77 図)

歯車の略図 (a) すぐば平歯車 (b) はすば平歯車 (c) ヘリングボーン平歯車 (d) すぐば傘歯車 (e) まがりば傘歯車

原動軸の回転を、多くの歯車の組合せによって、つぎつぎに伝え、ついに最後の従動軸を、所定の回転数で回転させる。このような歯車の組合せを総称して歯車列といい、ここでは第 77, 78 図の略画法によってあらわすことにする。

たとえば第 79 図は、自動車用としてもっとも普通に用いられる 4 段変速用の歯車列である。すなわち原動軸 D についている歯車 A によって、中間軸 M についている歯車 B をまわし、C, D, E をまわす。一方 F (外

(第 78 図)

歯車列をあらわすための略画法 (a) ピニオンとラック (b) ピニオンとギヤ (c) 内歯歯車 (d) 傘歯車 (e) 食違歯車またはウォーム及びウォーム歯車

* Mechanism in Textile Machinery. (7)

** S. Watanabe, 東京大学工学部

(第 79 図)

4 段変速用歯車箱、D=原動軸、M=中間軸、
S=従動軸 (S 軸にはスプラインまたはフェザ
キーによって歯車 F、G がとりつけられている)

歯と内歯をもつ歯車)と G とは、いずれも従動軸 S に
スプラインまたはフェザ キーによって取付けられて
いる。すなわち F や G は、S と一体になって回転する
ことができるとともに、ハンドル H によって、S 軸を
左右にすべることもできるようになっている。

第 79 図の状態では、D が回転しても、S は回転しな
い。そこでハンドル H によって F を右に動かして、
F と C とを噛み合わせると、回転は、A→B→C→F の
順序で伝わり、従動軸 S をまわす。あるいは G を D
に噛み合わせるときも同様である。また図示していないが、
E には別の歯車 E' が噛み合っており、G を右に動かせ
ば、E' と G とが噛み合うようになっている。これらの噛
合の関係を歯数比とともに示せば、つぎのようになる。

A→F (high)

A→B→C→F (intermediate)

$$\frac{z_a}{z_b} \cdot \frac{z_c}{z_f} = \frac{18}{35} \cdot \frac{27}{26} = \frac{1}{1.87}$$

A→B→D→G (low)

$$\frac{z_a}{z_b} \cdot \frac{z_d}{z_g} = \frac{18}{35} \cdot \frac{20}{33} = \frac{1}{3.21}$$

A→B→E→E'→G (reverse)

$$-\frac{z_a}{z_b} \cdot \frac{z_e}{z_g} = -\frac{18}{35} \cdot \frac{16}{33} = -\frac{1}{4.01}$$

つぎに第 80 図は、9 段変速用歯車列の歯車を、ただ
一つのハンドル H で操作するための機構である。9 段
変速用の歯車列はここに図示していないが、第 79 図と同

じようなもので、二つのハンドルと二つの中間軸によ
って操作し、この二つのハンドルに、それぞれ三つの位
置をとらせるようになっている。

(第 80 図)

9 段変速用の歯車列を操作するための歯車列
(B、D はすば平歯車、C ははすば平歯車)

第 80 図の二つのラック F、G は、このハンドルにそ
れぞれ連結されているのである。

まずハンドル H を前後に(紙面に直角に)動かすと、
H と A とは一体になって、すば平歯車 B をまわし、
B' をまわし G を動かす。このとき C、D は動かない。

ところがハンドル H を左右に動かすと、O を中心と
して動くから、歯車 B、C、D も左右に動く。このとき
B' はまわらないが、C' がまわり、ラック F を動かす。
何となればすば平歯車 D がスプライン になっている
から、はすば平歯車 C はまわらないで左右に動き C を
まわすのである。

(第 81 図)

変速歯車列 (ハンドル H は歯車箱に各場所
でピン止めされるようになっている)

第81図も変速装置の一つであって、原動軸 D から従動軸 F へ回転を伝える。 F には歯車 A がスプラインまたはフエザ キーによって取付けられており、 A と噛合う歯車 B とともに、軸 F 上を左右に動かせるようになっている。軸 D に取付けてある多くの歯車の一つと B とを噛合わせるためには、ハンドル H を用いる。

3.20 紡績機械の歯車列

一般に紡績機械用歯車の主要な特徴は

- (1) 綿ぼりの中でまわされるものが多い
- (2) 長い軸をまわす場合が多い
- (3) 多くの軸を同時にまわすことが多い
- (4) 回転数比をしばしば変える必要がある
- (5) その他、繰返し衝撃をうける歯車や高速回転を必要とする歯車がある

まず綿ぼりの中でまわされている歯車については、その磨耗状況と、中心距離の変化による角速度比の状態を考えておかなければならぬ。磨耗はとくに荷重の大きいときに激しいが、これは機構学の範囲外の問題であるから触れぬ。また中心距離が変化しても、インボリュート歯形であるかぎり、角速度比は一定であって都合がよい。

第82図は梳綿機におけるケンスにコイラ モーションを行わせるもので、軸 D によってまずカレンダー ローラを駆動し、ついで傘歯車によって、たて軸をまわし、下

(第 82 図)

ケンスのコイラ モーションを行わせる歯車列 (C_1, C_2 =カレンダー ローラ, S_1, S_2 =コイラ カレンダー ローラ, W =チューブ ホイール)

方のケンス合、および上方のコイラ カレンダー ローラおよびコイラ モーションをおこさせる。チューブ ホイール (スライバのガイド) を回転させる。

また第83図は、粗紡機のスピンドル駆動用歯車列で、同時に多くの軸を回転させるためにハイポイド傘歯車を用いられている。

(第 83 図)

粗紡機のスピンドル駆動用歯車列

(第 84 図) リボン ラップ機の歯車列

第84図は、リボン ラップ機の歯車列で、図中 $m-m$ 軸の軸受は、ボルトをゆるめることによって動かせるようになっている。

3.21 差動歯車装置

歯車 A, B の中心軸をリンク L によって第85図のように結んだものを考え、 A や L をそれぞれ θ_a, θ_l だけ回転させれば、 B の回転角 θ_b はいくらになるであろうか。ここで回転が反時計方向のとき θ を正とし、時計方向のとき負と定めておく。

(第 85 図)

まずいえることは、 m, n を常数として

$$m\theta_a + n\theta_b + \theta_l = 0 \dots\dots\dots(34)$$

のような一次関係が成立することである。ゆえに 常数 m, n の値が定まれば、 $\theta_a, \theta_b, \theta_l$ の関係が完全に決定される。(34) の $\theta_a, \theta_b, \theta_l$ のかわりに、角速度 $\omega_a,$

ω_b, ω_l またはそれぞれの 毎分回転数を用いても同じである。

さて m, n を決定するには、未定係数法によるすなわち $\theta_a, \theta_b, \theta_l$ の特別な2通りの値を (34) に代入して、 m, n を解けばよい。2通りの値とは、つぎのごとくである。

(1) 同時回転 第85図の O を中心として、 A, B, L を全部一体として同時に1回転させる。このときは $\theta_a = \theta_b = \theta_l = 1$ であるから (34) はつぎのとおり。

$m + n + 1 = 0 \dots\dots\dots (35)$

(2) 普通回転 L を固定して歯車 A を1回転させると、 B は $-z_a/z_b(z_a z_b$ はそれぞれ A, B の歯数) だけ回転するから、 $\theta_a = 1, \theta_b = -z_a/z_b, \theta_l = 0$ となる。これを (34) に代入して次式をうる。

$m - n z_a/z_b = 0 \dots\dots\dots (36)$

(3) 係数の決定 (35), (36) より m, n を解けば $m = -z_a/(z_a + z_b), n = -z_b/(z_a + z_b)$ をうるからこれらを (34) に代入し

$z_a \theta_a + z_b \theta_b - (z_a + z_b) \theta_l = 0 \dots\dots\dots (37)$

をうる。たとえば A を固定し、 L を O のまわりに1回転させれば、 B は何回転するかという問にたいしては $\theta_a = 0, \theta_l = 1$ を (37) に代入して θ_b を求めればよい。すなわち答はつぎのとおりである。

$\theta_b = 1 + (z_a/z_b) \dots\dots\dots (38)$

(4) 加減算法 ところで (38) を直接に出したいときには、わざわざ (37) を求めるまでもなく、つぎのような加減算法で簡単に算出することができる。すなわち表の (1), (2) はすでに述べたとおりで、この第1行

	A	B	L
(1) 同時回転	1	1	1
(2) 普通回転	1	$-z_a/z_b$	0
(1) - (2)	0	$1 + z_a/z_b$	1

と第2行の数値を適当に加減して A が0になるようにすれば、これが A を固定した場合の B と L との回転の関係をあらわすことになる。ここでは (1) から (2) を減じて所要のものを得たわけで、一般には第1行の数値に同時に x を乗じ、第2行の数値にも同時に y を乗じて、それぞれの列を加減すればよい。ここで x, y は適当な常数である。

(例1) 第86図の A を固定し、 L を1回転すれば、 B は何回転するか。

(a) は第85図と全く同じ計算になるから略す。(b) の場合はつぎのとおり。

(第 86 図)

	A	B	L	記 事
(1) 同時回転	1	1	1	
(2) 普通回転	1	z_a/z_b	0	L 固定
(1) - (2)	0	$1 - z_a/z_b$	1	A 固定

ゆえに B は $1 - (z_a/z_b)$ 回転する。もし A, B の歯数が等しければ、 B は回転しない。

(例2) 第87図

の A を固定し、 C を1回転すれば、 B は何回転するか。

	A	B	C
(1) 同時回転	1	1	1
(2) 普通回転	1	-1	0
(1) - (2)	0	2	1

(第 87 図)

差動歯車 A と A', B とはそれぞれ一体となって回転する。

表より B は2回転する。第88図は、第87図の差動歯車を2重に用い、起動時にハンドル H を左(S を右)に動かし、 H を右(S を左)へ動かしした走行時にたいし、車軸 F_1, F_2 の回転数を2分の1にする機構である。すなわちつぎのとおりである。

(S を左に動かししたとき) このときは S を介して、 A_1 と B_1 とが一体になって、駆動歯車 D によって回わされるから、結局 A_1, B_1, C_1, C_2 は1体となって第87図の C に相当したものになる。もちろん第88図の A_2, B_2 が、第87図の A', B' に相当する。これが

(第 88 図) トラクタ用 2 重差動歯車 (デフ),
D が駆動歯車, F_1, F_2 が二つの車軸

(第 89 図) 粗紡機のスイング運動機構

走行状態である。

(S を右に動かしたとき) このときは S を介して, A_1 が固定される. ゆえに駆動歯車 D によって, B_1 が回されると, C_1, C_2 は, F_1, F_2 を軸として, B_1 の回転の 2 分の 1 で回転し (何となれば例 2 の (1)–(2) の結果による) 結局, F_1, F_2 軸の回転もおちる.

(例 3) 粗紡機のポビン レールはたえず上下運動をしている. 一方ポビンは, 第 89 図の歯車 A より B, C を介して, さらに図示していないが 1 組の傘歯車を経て駆動される. ここで歯車 C がポビン レールとともに, S–S によって上下運動をするものとする. ゆえにたとえ A がまわらなくても, x が変化することによって C はまわる. これがポビンに余分の回転を与えることになる. そこで A を固定したときの x と θ_c (C の回転角) との関係を求めるにはどうするか.

(1) スライド S–S を除去したときの A, B, C, L_1, L_2 の回転角 $\theta_a, \theta_b, \theta_c, \theta_1, \theta_2$ の関係を求める. ここでは未定係数法を用いることとし, A, B, L_1 に関して, (37) より

$$z_a \theta_a + z_b \theta_b - (z_a + z_b) \theta_1 = 0$$

を得, 同様に, B, C, L_2 に関して

$$z_b \theta_b + z_c \theta_c - (z_b + z_c) \theta_2 = 0$$

を得るから, 第 1 式より第 2 式を減じれば

$$z_a \theta_a - z_c \theta_c - (z_a + z_b) \theta_1 + (z_b + z_c) \theta_2 = 0 \dots\dots\dots (39)$$

とくに $\theta_a = 0$ ならばつぎのとおり.

$$\theta_c = \frac{z_b + z_c}{z_c} \theta_2 - \frac{z_a + z_b}{z_c} \theta_1 \dots\dots\dots (40)$$

(2) θ_1, θ_2 を x と関係づけられ, (40) によって θ_c と x との関係がえられる. 第 89 図において, L_1, L_2 の長さを l_1, l_2 とすれば,

$$\left. \begin{aligned} x &= l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2 \\ a &= l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (41)$$

となる. これで, すべてが解決したことになるが, これ以上計算を進めるには, (40), (41) をグラフ化する^{6,7)}のが実際問題として便利である.

3.22 粗紡機の歯車列

第 91 図に粗紡機の歯車列を示す. なお本図の右方は第 90 図でパースペクティブ^{8,9)}にしておいた.

原動軸 D_1 をモータによって駆動すると, 粗紡のために必要なつぎの四つの運動をおこす.

(1) ドラフト ローラの駆動 D_1 軸 $\rightarrow D_2$ 軸 $\rightarrow$ ローラ軸 (上方に図示)

(2) フライヤの駆動 D_1 軸 $\rightarrow D_3$ 軸 $\rightarrow$ ハイボイドに

(第 90 図)

粗紡機の成形運動機構
(黒丸は固定軸を示す)

よりスピンドル（第83図参照）

（3）ボビンの駆動 D_1 軸 $\rightarrow D_2$ 軸 $\rightarrow$ コーン ドラム $C_1, C_2 \rightarrow D_4$ 軸 $\rightarrow$ 歯車 A , この歯車 A と, D_1 軸についている歯車 B を含む差動歯車装置により, D_1 軸と同軸の中空軸を回す $\rightarrow L_1, L_2$ (第89図の L_1, L_2 に対応) $\rightarrow D_5$ 軸 $\rightarrow$ ボビン (注意1参照)

（4）ボビン レールの駆動 D_1 軸 $\rightarrow D_2$ 軸 $\rightarrow C_1 \rightarrow C_2 \rightarrow D_4$ 軸 $\rightarrow D_6$ 軸 $\rightarrow D_7$ 軸 $\rightarrow$ ラック $R_1 \rightarrow$ レール

（注意1） D_5 軸の軸受は, ボビン レール上にあり, ラック R_1 によってレールとともに上下運動をする。

（注意2）粗糸は, ボビンに, つねに一定の張力で巻かなければならぬ。そのために, ボビンとスピンドルとの回転差に起因する巻取速度がつねに一定になるように, ボビンの回転を次第におそくしなければならない。これはベルト シフタ R_2 を徐々に左に動かし, C_2 したがつて D_4 軸の回転を下げることによって達成される。 R_2 を左に動かす機構は第90図に示されている。

（注意3）ボビン レールが D_1 軸から直接ではなく, D_4 軸から駆動されている理由は, ボビンに巻取られる粗糸のピッチを一定にするためである。

（注意4）粗糸は, ボビンにパイナプル形に巻かれる。すなわちボビン レールの上下運動のストロークは次第に小さくならなければならない。そのために軸 D_6 を左右に動かし, 傘歯車 E によって軸 D_6 を逆転させるとともに, 左右に動かす時間間隔を次第に小さくする。この運動もやはり第90図の機構で行わせる。

（注意5）ガイド G は, ラック R_1 と一体になって上下運動をしている。

第91図は成形運動機構のバースペクティブである。すなわち, この機構の原動部は, G (第90図の G と同

（第91図）粗紡機の歯車列

じものでボビン レールとともに上下運動をしている)

と, 重錘 W の二つである。また従動部はベルト シフタを動かすラック R_2 と, ボビン レールの運動方向を切りかえるためのクラッチの軸 D_6 (R_2, D_6 はいずれも第91図と同じ文字で示してある) との二つである。そしてこれらの運動を司どるものは S 軸のまわりに配列されている。図の状態は, G が下降運動を終え, ラック R_3 によって腕 A_1 を押し下げ, はとめ B_1 をはずし, ばね E_1 の力によって C を時計まわりに動かしたところである。(このとき, ばね E_2 は A_2 にかかっているから, C には作用しないことに注意) C の回転によって I が D_6 軸を左に動かし, また J が爪 T_2 をはずし, T_1 を爪車に入れる。この動作によって S 軸が爪車の半ピッチだけ回転し, P を通してラック R_3 を左に動かし, ピン Q の位置をかえるとともに, 傘歯車 U を通して, ベルト シフタ R_2 を左に動かし, ボビンの回転数を変化させる。

D_6 軸によるクラッチの切りかえによって, ボビン レールは上昇運動をはじめ, したがって G も上昇する。ところがピン Q は, 下降運動のときより若干左へ寄っているから, 腕 A_2 が, はとめ B_2 を押し下げる時期は幾分早められ, これが粗糸がパイナプル形に巻かれるための原因となるのである。

3.23 レース機のガード駆動

エンブroidリ レース機の主要な機構の一つに, 布張りのガードを左右へ x mm, 上下へ y mm 動かすという部分がある。すなわちこの (x, y) を順次種々の値にしながら, そのたびに刺繍を繰返えせば, いかなる模様でも形成する

（第92図）

レース機のガードを99通りに動かす歯車列（歯車のモジュール m はすべて2とする）

ことができるわけであるが、 (x, y) はジャカードで操作するから、連続的に変化させることはできない。そこでたとえば x を $0.1, 0.2, \dots, 9.9 \text{ mm}$ のように 0.1 mm とびに 99 通りの値をとらせるような機構について考えよう。

ここで 99 通りの値を直接にジャカードの紋紙（後述）で行わせるには、紋紙に 99 個の孔が必要になり、大きな装置になる。ところが、第 92 図のような差動歯車装置を附加すれば、紋紙の孔が $9 \times 2 = 18$ 個に節約されるのである。

第 92 図のラック A, B はそれぞれ 9 孔の紋紙によって、 2 mm とびに 9 通りの運動をすることができる。これを差動歯車によって加算し、ガードを動かすラック G を 0.1 mm とびに 99 通りに駆動させるのである。

ここで歯車のモジュールはすべて 2 とし、歯数は図示のとおりとして計算してみよう。

	C	D	F	記事
(1) 同時回転	1	1	1	
(2) 普通回転	1	0	9/10	D 固定
(1) — (2)	0	1	1/10	C 固定

表による加減算法を見れば明らかなように、 D を固定し、 C をまわせば、 F はその $9/10$ だけ回り、 C を固定し、 D をまわせば、 F はその $1/10$ だけ回る。ところが C, D の歯数はそれぞれ 45, 50 枚であるから、ラック A を 2 mm 動かせば、 C は、モジュール $m=2$ とし

$$2 \text{ mm} \div \text{半径} = 2 / (\pi m z / 2) = 2 / 45 \pi$$

だけ回転し、 F は $(2/45\pi)(9/10)$ だけ回転し、 G は

$$(2/45\pi)(9/10)(\pi \times 2 \times 25/2) = 1 \text{ mm}$$

だけ動く。同様にラック B を 2 mm 動かせば、 G は

$$(2/50\pi)(1/10)(\pi \times 2 \times 25/2) = 0.1 \text{ mm}$$

だけ動く。

ゆえにラック A によって、ガードを 1 mm とびに動かし、ラック B によって 0.1 mm とびに動かすから、

結局ガードは 0.1 mm とびに 9.9 mm までの任意の位置^{10,11,12)}をとらせることができることになった。

注

- 1) 野田，加藤；梳綿機，コーマ，練篠機におけるコイラモーションについて，本誌，1951-3，P.131.
- 2) 通地；粗紡機用スキュギャに対する熱間転造の試み，本誌，1952-4，P.187.
- 3) 山樹；ポリユートホイール式のリング精紡機におけるシエーバホイールの決定について，本誌，1951-4，P.183（歯車列の一つの例として参照されたい）
- 4) 加減算法により直接に(37)を出すこともできる。すなわち表の第 2，3 行を用いて， $\theta_b = (-z_a/z_b)\theta_a + (1+z_a/z_b)\theta_l$ とすればよい。
- 5) (39) において $\theta_1 = \theta_2 = \theta_l$ とおけば，第 36 図(b) の関係をうる。
- 6) Gerhard：Kinematic Errors in Bobbin Drives on Roving Frames, J. Appl. Phys., 1945-1（海外繊維技術文献集 5）
- 7) 野田；粗紡機のスイングモーションについて，本誌，1950-5，P.332.
- 8) 野田；新型粗紡機，本誌，1952-10，P.539.
- 9) 大畑，他 2 名；D S 式シンプレックスについて，本誌，1952-1，P.18.
- 10) 差動歯車装置のその他の重要な応用例は，(イ) 回転中に軸を任意の角だけ振ってタイミングを行う機構，(ロ) 大減速比をうるための遊星歯車の機構である。またつぎの注を参照
- 11) 紡毛用パーフェクトリング精紡機のツイスチングデリバリデバイス，本誌，1953-6，巻頭写真
- 12) また歯車の応用面として，ギャポンプがある。たとえば，隅山；紡糸用超精密歯車ポンプの試作，本誌，1951-6，P.304.