トラベラーの滑走姿勢とその影響に 對する調整*

昭和24年7月11日受理)

會 員 田 中 英 世**

1 緒 論

麻スフの混紡糸が精紡機で紡績されている状態が非常に良くないので私等の立場からトラベラーとリングとの関係に着目して調査したところトラベラーの姿勢が良くないことに気付いた。リングにはLG型トラベラーが掛けられているのに対しフランジの巾が狭すぎて姿勢が崩れる事が分つたので、次の様な寸法と形状のリングを作つて実験する事とした。

2. 實 験

第 1 図 A

第 1 図 B

第 1 図 C

第1図Aは現在使用中のもので第1図B・Cは新しく作つたものである。特にCはフランジの外側がトラベラーの滑走に影響するところ少いのでトラベラーを嵌込み易い様に寸法を短くしたものである。これらを試用して比較すると次の結果になつた。

実験に対する條件は

製品名 麻スフ混紡糸 8's (麻65%スフ35%)

リング径 2¼in

スピンドル回転数 2964r.p.m.

使用トラベラー LG12

なおAリングは使用開始後6ヶ月、B及びCリングは使用初めである。トラベラー消耗に関しては実測の結果は第1表のようになつた。

第 1 表

使用リング	摩耗ニヨルモノ				飛散ニヨルモノ				試験回数
	70hr以内	70~80hr	80~90hr	90hr以上	70hr以内	70~80hr	80~90hr	90hr以上	
A	4	6	3	2	4	—	1	—	20
B	2	4	3	1	—	—	—	—	10
C	3	3	2	2	—	—	—	—	10

註 表中の飛散はトラベラーが摩耗して飛散した数を表し、摩耗によるものはトラベラーとリング間の摩耗が進行して摩擦抵抗が多くなつて糸切れが頻繁となつた時に取りはづした数である。

平均耐久時間

今飛散したものをその時の耐久時間とし70hr以下を70hr,90hr以上を90hr,その他は中間の時間として平均値を求めると、

$$A = \frac{70 \times 4 + 75 \times 6 + 85 \times 4 + 90 \times 2}{20}$$

$$= 76.5(\text{hr}) \dots \dots \dots (1)$$

$$B = \frac{70 \times 2 + 75 \times 4 + 85 \times 3 + 90}{10}$$

$$= 78.5(\text{hr}) \dots \dots \dots (2)$$

* Running figure of ring traveller and its controll.

** Hideyo Tanaka. 金井重要工業株式会社、尼崎工場

$$C = \frac{70 \times 3 + 75 \times 3 + 85 \times 2 + 90 \times 2}{10}$$

$$= 78.5(\text{hr}) \dots \dots \dots (3)$$

以上は初めに期待した程の差違は得られなかつたが幾分違ふ。尙Aリングは使用後6ヶ月という良い条件にあるのでB・Cリングも使用馴れすれば更に良い数が見れるのを期待することが出来る。

今これらの運動姿勢を画けば第2図の如くなる

第 2 図

点Gは重心の位置を示す。トラベラーに作用する力は重心にかかると看做す事が出来る。第2図Aは第1図Aのリングとトラベラーの関係を表し、第2図Bは第1図B・Cのリングとトラベラーの関係を表したものである。

此の図の状態における遠心力を比較して見ると

W = トラベラーの重量

n = トラベラーの回転数

r = リングの中心から重心迄の距離

$$C_L = (W/g) \cdot (2\pi n/60)^2 \cdot r$$

第2図のA・Bを比較すればAの場合はトラベラーの重心Gがフランジより低く且つフランジの外側にあるから、スピンドルの中心よりの距離はBに比較して長く両方の差は、

Aの場合のスピンドルの中心からトラベラーの重心迄の距離を r_1 とし、Bの場合を r_2 とすれば

$$r_1 = 2.85 + 0.48 = 3.33(\text{cm})$$

$$r_2 = 2.85 + 0.465 = 3.315(\text{cm})$$

今ボビンの径を 2in とすれば遠心力はAの場合

$$C_L = (0.7776/980) \cdot (2 \times 2919\pi/60)^2$$

$$\times 3.33 = 242.86(\text{gr}) \dots \dots \dots (4)$$

Bの場合は

$$C_L = (0.7776/980) \cdot (2 \times 2919\pi/60)^2$$

$$\times 3.315 = 241.76(\text{gr})$$

即ち 1.1gr の差である。この場合LG型トラベラーは1番手の重量差が1grain (0.0648gr) であるから2番手弱の差を生じることになる。トラベラーの耐久時間の差が式(1)及び(2)(3)に見る如く遠心力の計算(4) — (5)の差即ち 1.1gr 強いことからAの耐久時間が少なくなつて居ると考えられる。

3. 重心の計算

此の計算の爲にトラベラーの重心を求める方法を述べる。

トラベラーの形状を近似的に第3図の斜線の如く考える。

- 1) Oを中心としOPを半径とする円
- 2) Oを中心としODを半径とする円のFF'より上部の欠円(弓形)
- 3) Oを中心としOFを半径とする円のFF'より下部の欠円
- 4) FF'を近似的に梯形と考え、梯形FF'Hi
- 5) 矩形KK'LL'

とすれば(註単位mils=1/1000in)

- 1) 面積 $a_1 = \pi \times 227.5^2 = 162500$

重心 G_1 のY座標 $PG_1 = 227.5$

- 2) 面積 $a_2 = \frac{\angle DOE}{360} \times \pi \times 177.5^2 + DC$
 $\times OC = 85380$

(OC=106.5)

$$OG_2 = \frac{(2DC)^3}{12 \times a_2} = 21.8 \dots (\text{弓形の公式})$$

重心 G_2 のY座標 $PG_2 = 249.3$

- 3) 面積 $a_3 = \frac{(227.5)^2}{2(\theta - \sin\theta)} = 34000$ (弓形の公式)

$$OG_3 = \frac{(FF')^3}{12 \times a_3} = 157$$

重心 G_3 のY座標 $PG_3 = 70.5$

- 4) $CG_4 = \frac{CJ}{3} \times \frac{FF' + 2Hi}{FF' + Hi} = 24.2 \dots \dots \dots$

$\dots \dots \dots$ (梯形の公式)

重心 G_4 のY座標 $PG_4 = 95.6$

$$\text{面積 } a_4 = \frac{FF' + Hi}{2} \times CJ = 18225$$

(CJ=50)

- 5) 面積 $a_5 = KK' \times KL = 5000$

(KL=100)

ボビン径 2 in の時、

$$N_2 = 2964 - \frac{284}{\pi/8} = 2861 \text{ r.p.m.} \dots\dots\dots$$

ボビン径 $\frac{7}{8}$ in の時

撚数

$$T_1 = \frac{2919}{284} = 10.3$$

$$T_2 = \frac{2861}{284} = 10.1$$

即ち撚りの差はボビンの径の増大には殆んど問題にならない。撚回試験による撚数の平均は 9.4 回で撚縮みによる差と思う。

b 糸の張力

トラベラーの遠心力を C_L とすれば

$$C_L = \frac{W}{g} (2\pi n/60)^2 r$$

r = リングの径 $\dots\dots\dots 2\frac{1}{4}$ in = 2.85 cm

W = トラベラーの重量 $\dots\dots\dots$

$LG12 = 0.7776 \text{ gr} (12 \text{ grain})$

$$C_{L1} = \frac{0.7776}{980} \left(\frac{2 \times 2919 \pi}{60} \right)^2 \times 2.85$$

$$\doteq 210 \text{ gr.}$$

$$C_{L2} = \frac{0.7776}{980} \left(\frac{2 \times 2861 \pi}{60} \right)^2 \times 2.85$$

$$\doteq 203 \text{ gr}$$

第4図はトラベラーよりボビンに糸が捲かれる状態を示す。

D = リングの径

d = 捲きつつあるボビン径

P = トラベラーより木管に捲かれる張力、

P は P_r P_v の2力に分けられる、

略算的に余り問題にならない力を省略すれば

$$(C_L - P \cos \alpha)^2 + P^2/4 = d(dp/D\mu)^2 \dots\dots\dots$$

摩擦係数 $\mu = 0.045$ とすれば

$d = 2$ in の時は

$$\cos \alpha = \sqrt{D^2 - d^2}/D = 0.465$$

$$(210 - 0.465P)^2 + P^2/4 = (0.89P/0.45)^2$$

$$3.443P^2 + 195.3P - 44100 = 0$$

$$\therefore P_1 \doteq 116.5 \text{ gr}$$

$d = 7/8$ in の時は同様に

$$\therefore P_2 \doteq 123 \text{ gr}$$

フロントローラーとデリバリー間の糸の張力を

X とすれば、

$$X = 0.9 \times \frac{P}{f}$$

f = 糸とトラベラーの滑り摩擦係数

$$f = 2.5 - 0.8 \sin \alpha + 0.2 \frac{h}{l}$$

h = リングレール最低よりの高さ

l = リングレール移動最大距離

Q = トラベラーに入る糸の張力

$$Q = P/f$$

デリバリーよりトラベラー迄の糸の張力は殆んど Q に等しい、

$Q = P/f$ の時

(イ) リングレール最低の場合

$$f = 2.5 - 0.2 \sin \alpha + 0.2$$

$$\sin \alpha = 2/2.25 = 0.465$$

$$X = 0.9 \times \frac{116.5}{2.5 - 0.8 \times 0.465 + 0.2}$$

$$= 44.0 \text{ gr}$$

$$Q = P/f \doteq 50 \text{ gr}$$

(ロ) リングレール最高の場合

$$f = 2.5 - 0.8 \sin \alpha$$

$$X = 0.9 \times \frac{116.5}{2.5 - 0.8 \times 0.465} = 48.8 \text{ gr}$$

$$Q = P/f \doteq 55 \text{ gr}$$

$d = \frac{7}{8}$ in の時

(イ) リングレール最低の場合

$$X = 0.9 \times \frac{123}{2.5 - 0.8 \times 0.384 + 0.2} \doteq 51.4 \text{ gr}$$

(ロ) リングレール最高の場合

$$X = 0.9 \times \frac{123}{2.5 - 0.8 \times 0.384} = 49.9 \text{ gr}$$

$$Q = P/f \doteq 56.6 \text{ gr}$$

即ち上記の条件に於ては

フロントローラーとデリバリー間の糸の張力

$$44 \sim 50 \text{ gr}$$

トラベラーより木管に捲かれる糸の張力は

$$116 \sim 123 \text{ gr}$$

トラベラーに入る糸の張力は 50 ~ 57 gr である。

上記の計算によつてもデリバリーとトラベラー間の糸の張力は 44 ~ 50 gr でトラベラーの姿勢から遠心力の分力が此の張力に釣合う事が考えられる。実際にはトラベラーにかかる各種の力は複雑

でこの釣合も亦複雑である。

此の遠心力の分力はトラペラーの水平姿勢より活動姿勢になる角度によつてわかる。図Aの場合はA G B傾斜して居り、図BはC G D傾斜して居るから、図AはA Bが、図BではC Dが垂直に働く分力となる。前記の遠心力から分力を求めると

$$\angle A G B = 38^\circ$$

$$\angle C G D = 20^\circ$$

$$\therefore A B = G A \times \tan 38^\circ \approx 190 \text{ gr}$$

$$C D = G C \times \tan 20^\circ \approx 81 \text{ gr}$$

第 5 図

上記の計算と第5図に見られる如く図Aは糸の張力よりトラペラーの傾斜しようとする重力の方が大きいからトラペラーの足がリングの外側面に衝突して衝撃が起つて振動となる事が考えられる。

6. 結 論

上記の計算によつても、トラペラーに入る糸の張力は 50~57g でトラペラーの姿勢から遠心力とトラペラーより木管に捲かれる糸の tension の中心方向の分力との差の垂直方向の分力が此の張力に釣合ふ事が考えられる。

実際にはトラペラーにかかる各種の力は複雑で此の釣合も又複雑である。

略算的にトラペラーより木管に捲かれる糸の tension を 120g とするならば

$$\text{中心方向の分力 } P_r = P \cos \alpha$$

$$d = 2'' \text{ の時}$$

$$\cos \alpha = 0.465$$

$$\therefore P_r = 120 \times 0.465 = 55.8 \text{ g}$$

$$\therefore A G = 242.86 - 55.8 \approx 187$$

$$\therefore G C = 241.76 - 55.8 \approx 186$$

$$\angle A G B = 38^\circ \quad \angle C G D = 20^\circ$$

$$\therefore A B = A G \times \tan 38^\circ = 187 \times 0.7813 \approx 146 \text{ g}$$

$$C D = C G \times \tan 20^\circ = 186 \times 0.364 \approx 67.5 \text{ g}$$

以上の計算に見られる如く、各種の力の釣合によつてトラペラーが図Aの如き姿勢で回轉している事は図Bに較べて悪い事がわかる。即ちAの場合はBに較べてトラペラー足がリングの外側面に衝突して、衝撃を起し振動となり、糸切の機会を多くし、トラペラーの摩耗を早めると考えられる。トラペラーの滑走姿勢が正しい状態に保つ事は大切であり、その事は実際にも見出された。此の振動の影響に就ては現在研究中であるので一應中間報告として発表した。