ローラの振れと歯車の偏心が糸むらに およぼす影響*

会 員 九 十 九 善 三 郎**

ま え が き

現在実用されている精紡機について見る場合、いろいろの作動部分が振動源となって極めて複そうした振動を発生し、これらが終局的にローラ パートの振動として直接、間接に糸むらに影響をおよぼしているのである。

この複雑な振動を一々取上げて、これらが糸むらにどのように影響するかを検討することは大変至難なことであるので、ここでは最も大きく糸むらに影響あると考えられるローラ ギヤリングおよびボトム ローラの振動を取上げた。

精紡機のボトム ローラの回転は極めて円滑であることが必要な条件であり、振動、振れなどが発生する原因は極力排除することが望ましい。

不円滑回転の原因としては

- (1) ローラ自体に関係するもの
- (2) ローラ セッチングに関係するもの
- (3) ローラ ギヤリングに関係するもの
- (4) ローラの軸受に関係するもの
- (5) 取扱いの不良に関係するもの

などである。以上の各項目につき事例をあげて説明する

- (1) ローラ自体に関係するもの

a) ローラ荷重の掛け過ぎ

トップ ローラに必要以上の荷重を掛けることは決して望ましいことではない。すなわちボトム ローラは第1図のごときベンジングを生じて回転を続けるため、曲りが大きければ大きいほ

どネックの部分は繰返し曲げの応力をうけ、ネック部分は次第にゆるみを起すため偏心振れの原因になるばかりでなく、極端な場合ローラ全体に判然とした“びびり”

振動の現象を起すことになる。特に回転の速いフロントローラでは“適正荷重”を選ぶべきで、十分な荷重をかけておけば安心だという考え方はさけるべきである。

適正荷重とは紡出条件、原綿の性質などを考慮した荷重という意味で、綿紡の場合はおおむね4~5 kg/lsp 程度である。(確実に不同の少ない荷重機構の場合は従来の経験からみて4 kg 程度で十分である) また精紡機設計の際の1スタッフの錘数の決定は、ボトム ローラの径、スタッフ、荷重などを考慮して8, 6, 4 sp 等のいずれかに適正に選定すべきである。

b) ボトム ローラの径の選定

前記の条件にもある通り、曲りを少なくする方法としてボトム ローラの外径を太くすることが有効である。特に回転速度の速いフロント、ボトム ローラでは十分考慮すべきである。もちろんボトム ローラの外径はローラ ゲージの関係で、径の制限を受ける場合があるが、この制限内で最大のものを選べばよい。

現在のJISに制定されているAに対するB寸法はこの際再考慮しBの径を太くすることを提唱したい。

(第 1 表)

呼び径	⅞	⅝	1	1⅛	1⅝
A ⁺⁰ _{-0.05}	22.22	23.81	25.40	26.99	28.57
B	19	21	22	24	25

すなわちフルートの溝の深さは0.45程度であるから、他に製作上の問題さえなければA寸法より径で1.0 mm を差し引いた寸法をB部に選べばよいことになる。ネックの径も同様にできる限り太くすることが肝要である。

ここでフロント、ボトム ローラの径を⅞から1 in φに変更した場合の効果の実例を示す。(第2表参照)

この結果よりみてもローラの径をできる限り太くする

* Effect of Roller Vibrations and Gear Eccentricity on Yarn Irregularity.

** Z. Tsukumo, Member. 東洋紡績株式会社

(第 2 表) 精紡フロント、ボトム ローラ 径別比較試験

振 れ	径(in)	3/1000	4/1000	5/1000		糸 切 れ	径(in)	1	2	3	4	5	平均
	1	1.2	0.3	0	修正 3 カ月後		1	22.8	23.0	22.1	23.6	21.2	22.5
	$\frac{7}{8}$	4.8	2.0	0.3	修正 1 カ月後		$\frac{7}{8}$	24.8	22.8	25.3	23.6	25.4	24.4

(1 台あたりの平均振れスタッフ数)

(400 sp あたり 1 hr 糸切数)

紡 出 条 件	項目	フロント径 (in)	フロント ローラ回転数 (r.p.m.)	フロント ローラ表速 (yd/min)	スピンドル 回 転 数 (r.p.m.)	リング径 (in)	スタッフ長 × 錘 数 (in) (sp)
	機号						
	No. 31~36	$\frac{7}{8}$	200	15.3	13 600	1 $\frac{3}{4}$	15 $\frac{3}{4}$ × 6
	No. 37~42	1	175	15.3	13 400	1 $\frac{3}{4}$	15 $\frac{3}{4}$ × 6

(注) 試験台: Rg No. 31~42 の 12 台, いずれも 40 s 紡出

方が有効であることが明かである。

c) 製作精度の不良, 材質, 焼入れの不良

曲り, ひずみなどのないものが望ましく, さらに外径の不同, スタッフ長さの不同, 滲炭層の適否, 素材の良否, 硬度の適否, 表面仕上げの良否など将来さらに深く検討すべき問題がある。

ある工場で経験した一例では, 毎日の保全作業でボトム ローラの振れを修正する場合に普通ジシクロを使用して, ローラによっては相当力を加えてたわましてもひずまないもの, 反対に軟かくてスタンドより 1 in 程度持ち上げただけで振れのでるローラがある。試みに約 20 年前のローラと昭和 33 年 9 月入荷のボトム ローラについて検討をした結果

- 硬度 (ショア) については新, 旧両ローラの間に差は認められない。
- ひずみについては次の差がみられた。

試験条件

- 試験方法: ボトム ローラ 2 スタッフを継いだものを 26 $\frac{3}{8}$ in の間隔に水平に置いた台上に両端を支え, 中央に荷重をかけてひずみを測定した
- 荷 重: 第 1 回 47.5 kg
第 2 回 85.8 kg
- 時 間: 3 min 間
- 測定器具: ショア硬度計
ダイヤル ゲージ (in)
- 試 料: 新ローラ (昭和 33 年 9 月入荷)
2 スタッフのもの 5 本
旧ローラ (約 20 年前のもの)
2 スタッフのもの 5 本
直径はいずれも $\frac{7}{8}$ in × $\frac{5}{8}$ in ネック

(第 3 表) 新旧ボトム ローラ曲げ比較試験

試料	新 ローラ			旧 ローラ		
	硬 度 (ショア)	ひ ず み (単位 1/1000 in)		硬 度 (ショア)	ひ ず み (単位 1/1000 in)	
		第 1 回	第 2 回		第 1 回	第 2 回
1	76	0.8	11.5	75	1	2.5
2	78	2.5	3.0	72	0	0
3	75	0.5	4.3	75	0	1.5
4	74	1.5	11.5	76	0	1.2
5	74	2.0	10.5	74.6	0.2	1.5
平均	75.4	1.46	8.16	74.6	0.2	1.66

試験の結果は, 長年の使用にたえてきた古いローラの優位性の実証されている。この点さらに十分な検討を加えて, 折損しない, 曲りにくい, 強じんなローラの出現にメーカーの研究努力を切望する。

d) 継手の精度および継手選定

継手の精度不良は偏心振れの主な原因となる。取扱いその他いろいろの条件を考える場合, 継手の選定を誤ってはならない。

継手の種類は

- 1) 角 継 手
- 2) ね じ 継 手
- 3) スプライン継手
- 4) クラッチ継手 (遊嵌合)
- 5) スリーブ継手 (遊嵌合)

などがあるが, このうち最近実用化されたクラッチ継手が低速高荷重の条件に対して, 予想以上に優秀なものであることが多くの実用試験から確認された。

(2) ローラ セッティングに関係するもの

ローラのセッティングは正規の正しいセッティングをおこなわねばならない。と同時に常に周期的にローラの振れ, スタンド メタルの摩耗, ローラ ビームの水平の狂いなどを点検し, 狂いを修正し正しいセッティング状態を継続することが必要である。

よく経験することであるが、精紡機の据付基礎が部分的に沈下して機台の両端で $\frac{3}{4}$ in 近くも狂っている場合がある。これほどまででなくても $\frac{1}{4}$ in 程度の差はこの工場でもあるかと思う。こうしたことが原因不明のローラの振れ、振動等を生じし、糸切れ、糸むらなどに大きく影響している場合が多いから特に注意が肝要である。

(3) ローラ ギヤリングに関係するもの

チン ローラ ホイールよりフロント ローラ ホイールに至る一連の歯車列、さらに第2、第3ローラ以降に連動する歯車列の重要性は良い糸を作るという観点から、いくらシビアであっても過ぎることはないと思う。したがってこれらの歯車の精度は十分でなければならぬ。各軸受およびブラケットなども同様で、これらの噛み合わせなどには細心の注意が肝要である。特にチェンジの場合の不注目が思わぬ糸むらの原因となることを忘れてはならない。これらの伝導機構中特に注意すべき点を次にあげる。

- ドライブング シャフトの振れ、振動が無関心に放置されている場合が多い。キャノンBKT、ステーBKT、キャリア スタットBKTなどの取付も十分注意すべきである
- チン ローラ ホイールのエキセントリックならびに歯の摩耗のはなはだしいものがそのまま使用されている場合
- インタメデートのひずみ、歯の不良
- 各種キャリア ホイールの偏心、歯不良
- ツイスト チェンジ、ドラフト、バック チェンジの不良のもの（歯、ボス孔不良、偏心）
- チェンジ ホイール用のスタットの不良および締付用ナットの脱落、ゆるみのもの
- フロント ローラ ホイールの偏心、歯形不良、ボス不良、セット不良
- フロント ローラ ホイール以降のローラ ギヤリングの歯不良、偏心、スタット不良、組付不良のもの

これらについては、特に不良部分のないように完全な整備を必要とする。

次にある工場で、この部分の一部の歯車を特に精度の高いヘリカル ギヤに変更しただけで、糸質が安定した例を示す。（第2図参照）

(4) ローラの軸受に関係するもの

ボトム ローラの軸受の材質、精度、クリアランス、当たり面、使用油ならびに継手などの関係はそれぞれボ

(第4表) ヘリカル台と普通台との糸状比較

種 別		ヘリカル台	普通台
項 目	番 手	30 s	30 s
糸状外觀	糸むら	190	185
	ネ ッ プ	200	200
フィルデン U %		13.2	14.0

スピンドル 9500 r.p.m.
(斜線はヘリカル化改造箇所)

(第 2 図)

トム ローラの振動に大きな影響がある。その一例のある工場の例をとって示す。

バック ボトム ローラで実際に経験した例で、荷重が普通台よりも重く（1 鍾あたり約 4 kg）、ドラフトが 50 倍程度であるためと、バック ボトム ローラの速度が遅いために、軸受に使用している含有合金の油膜が形成されず、かつ精度を高くして、軸と軸受のクリアランスを 2/100 mm 程度にせばめたために、部分的にきわめて大きな回転抵抗を起し、特に 1 台に試用した鉄系含有合金使用の例では実働 102 日 (1563 hr) で焼つきを起し、ネック表面に 6/100 mm 程度の深さの傷痕を生じるケースも発生するに至った。しかもこの場合きわめて判然とした“びびり”振動を起し、その結果ローラ パート全体にはなはだしい振動現象が起った。これの対策として①油を変える、②二硫化モリブデンを使用する、③軸受およびネックの形状を変えるなど、種々検討したがこれらの方法では解決することができなかった。

クリアランスを 8~10/100 mm にまでひろげ、含有合金の内部にテフロン焼付けを実施するとともに、軸受の孔加工の精度を上げて不同のないものとするなどの方法により、完全に保全周期 3 カ月の線まで延長することができた。この試験と並行してクラッチ継手の使用により約 6 カ月に保全周期を延長してもびびり現象を発生しないことが明らかになった。（第3図参照）この場合の使用試験例を第5表に示す。

この場合バック、ボトム ローラを対象にしているの

(第 5 表)

種 別	フロント ローラ	ミドル ローラ	バック ローラ
外 径 (in)	1	$\frac{7}{8}$	1
荷 重 (kg)	4	2.6	4
ゲージ (in)	$1\frac{1}{16}$		$1\frac{3}{8}$
ド ラ フ ト	18		2.8

- (a) クラッチ継手，鋳物軸受BS#1000
1カ月1回添加
- (b) ワックス焼付軸受，無給油，クリアランス 8~10/100 mm
- (c) テフロン焼付軸受，無給油，クリアランス 8~10/100 mm
- (d) 鉄系含油合金，クリアランス 1~2/100 mm

(第 3 図)

バックローラびびり増加状態

以上の説明でボトムローラの軸受関係の精度，材質，油性，および継手関係がいかに大切であるかが分ると思う。さらに回転速度の速いフロントボトムローラにはベアリングを使用することが望ましい。

(5) 取扱いの不良に関係するもの

ボトムローラ の取扱いについては，保全規定などに慎重に扱うよう指示されているが，長尺であるためと非常に曲りやすい性格のものであるため，よほど注意してもなかなかうまくいかないものである。特に継手部分の抜いには特別の考慮が必要で，この取扱いの巧拙が良い糸を作るためのポイントである。取扱い方法の研究，ボトムローラ設計の際の太さ，硬度，強度などの選定についての十分な検討が必要である。

3. む す び

機械の振動，歯車の偏心について種々列挙したが，要するにこれらは直接，間接に糸むらに影響するところが大きいことを認識し，平常の保全作業で振動源をつきとめ，この原因を排除する。特にローラパートの振動については以上の諸点に留意し，平常の十分な保全管理をおこたってはならない。