621.822.033 : 677.052.81

精紡スピンドルに対する空気軸受応用の研究 (第2報)⁽¹⁾佐々木外喜雄⁽²⁾ 森 美 郎⁽³⁾ 外 2 名⁽⁴⁾Air-Lubricated Bearings for Spinning Spindles
(2nd Report)

by Tokio SASAKI, Haruo MORI and others

Succeeding the research of the 1st report, the design of air-lubricated bearing of the spinning spindle has been changed and specialized, and the operating characteristics of the spindle is inspected, comparing the oil-lubricated spindle with the formerly designed air-lubricated spindle.

As an experimental result, it is obtained that the frictional power is reduced to about 30% of that of the oil-lubricated spindles and about 50% of the formerly designed air-lubricated spindle. Such result shows an evident advance comparing with the result of the 1st report.

1. 緒 言

第1報⁽⁵⁾において、5 in リフト精紡スピンドル (JIS 5101 番) の軸受部を空気軸受に改造して行った実験について報告し、空気軸受に改造することにより摩擦消費動力を従来の油を用いた場合の約 40% に削減しうることを述べた。しかし、上述の研究にあっては、改造後の設計をなるべく油潤滑の場合のそれに近く留めるよう考慮したため、ブレードの寸法は変更せず、したがってブレードには二段テーパを残置し、これとインナーチューブのはめあいにより、従来と同じく異なったテーパを有する上下二つの軸受部を形成する結果となった。このテーパは、油潤滑の場合には回転に伴いテーパ部表面の遠心力により油を上部軸受部へ送るのに役立つのであるが、空気軸受にあってはその必要がないのみならず、テーパの存在はブレードの浮遊に伴うすきまの増大を来し、空気消費量の増加を来すものである。逆にこの二段テーパを除去し軸受面を上下同一の真直ぐな円筒面とすれば、製作は簡便となり仕上面状態は向上する利点を有するであろう。

第2報にあっては、以上の諸点にかんがみ、軸受部の設計を空気軸受に適すると考えられるテーパなしの円筒面で置き換えることとした。なお、この場合スピンドル大型化のすう勢を考慮してブレードの直径を 5 in リフトスピンドルより大きくとり、ブレード重量を 7 in リフト精紡スピンドルの重量と等しくさせ、これらいずれとも、比較検討しうるとく留意した。

2. 設計の要点

第1図に示すのが新しい設計の空気軸受式スピンドル

第 1 図

ル (以下Ⅱ型と称す) で、空気潤滑の方式は第1報のスピンドル (以下Ⅰ型と称す) の場合と同じである。すなわち第1図において、軸受部は A, B 二部に分け、上部軸受はロープ張力によるラジアル荷重を受け、下部軸受はブレード自重によるスラスト荷重を受ける。ブレードの直径は 8φ でテーパは除去されており、オーブより上の寸法は 5 in リフトスピンドルの寸法と同一にとられている。ブレード下部の直径の 8 mm φ は 7 in リフトスピンドルの径を上回る大いさで、ブレード重量は 7 in リフトの場合とほぼ同一になっている。上部軸受への空気の供給は、C のニップル、D のインナーチューブ外面の縦みぞおよびすきまを経て空気穴 E より軸受すきまへ送られる。下部軸受への空気は F のニップルを経て G および H の空気穴より軸受すきま内に送られる。上下各軸受すきま内を流れた空気は、一部は上部端より、ほかは I の 4 方向に設けられたスリットより大気中に放出される。上下軸受それぞれの空気穴については第2図に示すごとく変化させた。上部空気穴は (i)(ii)(iii) と 3 種にえらび、下部空気穴は第1図に示す G のみを (a)(b)(c) と 3 種に変えた。

下部 H の空気穴は $1\text{ mm}\phi$ 2 個とし、いずれのインナーチューブにおいても同一の設計とした。第 1 報の場合と異なるのは (ii) として 2 個の空気穴のインナーチューブを用いたことと、(c) として下部に空気を送らずブレード先端で完全に点接触させる場合を考慮したことである。

3. 実験条件および方法

実験条件としては、第 1 報の場合と同じく、回転数を $6000\sim 15000\text{ rpm}$ に選り、ロープ張力を $300, 500, 700\text{ g}$ と変化させて消費動力および空気流量を計り、油潤滑のスピンデルと比較検討することとした。ただし、第 1 報の結果よりブレードに木管をつけることの影響が本質的に運転性能を左右しないことより、本実験ではすべて木管をつけずに測定を行った。したがってスラスト荷重はブレード自重 160 g として一定である。動力計、流量計、給気配管系はすべて第 1 報の場合と同じである。軸受面の表面あらさについては、ブレードの表面が 1μ 以下の凹凸で従来より良好になっているにもかかわらず、インナーチューブの軸受面は約 15μ の最大凹凸を示した。

実験方法としては、まず c 型の下部軸受を用いてこれへは空気を供給せず、上部軸受への空気圧力を変化させて適当値を定め、これを目安にして実験をすすめることとした。

4. 実験結果

上下空気穴の設計にしたがって、(i)-a, (ii)-b のごとき記号でインナーチューブの種類を表わすことにすれば、第 3 図は (ii)-c の場合の摩擦消費動力 L を示す。横軸は上部空気供給圧力 p_1 を示し、ロープ張力 T は 300 g の場合である。回転数 N —一定の曲線は第 1 報の場合と同じく p_1 の増加とともに L の減少を示し、最後に一定値に落着く。この場合に注意すべきは、各回転数における最小一定値が第 1 報における I 型スピンデルのそれより小さいことで、このことは 11000 rpm 以下の回転数の場合において著しい。 L の最小値を生ずる p_1 の最小値を p_1 の最小適当値と呼ぶことにすると、これは I 型スピンデルの場合と異なり、 N の増加とともにやや大きくなる傾向がある。だいたいの平均値として 11000 rpm の場合の値をえらぶとこの場合は 2.0 kg/cm^2 が適当値となる。第 4 図は (ii)-a のインナーチューブの場合で、(ii)-c の場合

第 2 図

第 3 図

第 4 図

第 5 図

と同様の傾向を示し、 p_1 の最小適当値も 2.0 kg/cm^2 と同じであるが、 L の値は相当増加している。これは (ii)-c が下部軸受で点接触であるのに対し円すい面空気軸受でスラストを受けているための差違と考えられ、スラスト軸受の空気潤滑が完全に良好でないことを示す。この場合、下部空気供給圧力 p_2 は 0.3 kg/cm^2 にえらばれているが、実験結果より p_2 の変化は L の変化を示さない傾向が見られたので、ほぼ適当と考えられる 0.3 kg/cm^2 が選ばれた。この傾向は I 型スピンデルの場合と同じである。

ロープ張力を変えた場合の L の変化を示すと、第 5 図、第 6 図のごとくである。ロープ張力 T の増加とともに一般に L は増加し、 p_1 の最小適当値も増加する。 p_1 の最小適当値は第 5 図と第 6 図を比較すればわかるごとく、上部空気穴の設計が同じであればほぼ同じ値を示し、

下部軸受の影響を受けない。それぞれのインナーチュ

ープに対し $N = 11000 \text{ rpm}$ における測定値より p_1 の最小適当値を定めると第1表のごとくである。これらの値は第1報におけるI型スピンドルのそれより相当大きい。第1表に示される p_1 の適当値を用い、下部供給圧力 p_2 を 0.3 kg/cm^2 に選んで回転数 N と消費動力 L の関係を調べると第7図、第8図および

第 6 図

第1表 p_1 の最小適当値

	(i)	(ii)			(iii)	
	a	a	b	c	a	b
$T = 300 \text{ g}$	2.2	2.0	2.0	2.0	2.2	1.8
500	2.2	2.2	2.2	2.2	2.4	2.0
700	2.4	2.2	2.4	2.4	2.4	2.2

第 7 図

第 8 図

第 9 図

第 10 図

第9図のごとくである。第7図は (i)-a, 第8図は (iii)-a, 第9図は (iii)-b の場合で、これを比較すれば、一般に上部空気穴は (iii) にえらぶのがよく、下部空気穴はやや a の設計がまさるものと思われる。しかしながら第1報においても述べたごとく、空気穴の設計以外に軸受の寸法および表面状態などの影響が摩擦動力に相当影響を与えるものであり、ほかのインナーチューブの場合の実験結果も一概に同じ傾向を示さないで、上述の傾向を断定することはできない。インナーチューブの相互差を考えればほぼ同一の摩擦動力を示すべきものとして大過がない。しかし、第10図に示す (ii)-c のインナーチューブの場合には明らかにほかの場合より小さな L の値を示す。これは下部を点接触にした場合で、このことより、下部円すい面の空気軸受部は点接触の場合に劣ることがわかる。しかしながら実用上ブレード先端の円すい頂点における点接触は摩擦の点より望ましくなく、実際のスピンドルの設計としては採用し難い。この点、下部軸受部には改良の余地あるものと考えられる。

以上の考慮より、下部軸受 c の設計のインナーチューブの場合を省いた実験結果をすべて差別なく図示し、油潤滑の場合およびI型スピンドルの場合と比較すると第11図および第12図のごとくである。第11図はロープ張力 $T = 300 \text{ g}$ の場合を油潤滑およびI型スピンドルと比較したもので、II型スピンドルの消費動力が回転数 10000 rpm 以下では油の場合の約30%, I型スピンドルの約50% にすぎないことが見ら

第 11 図

第 12 図

れる。ただしそれ以上の回転数になると消費動力の比は次第に大きくなることがわかる。第 12 図は $T=500$ g および 700 g の場合を参考のために 7 in リフトスピンドルと比較したもので、この場合消費動力の比は常用回転数 8000~12000 rpm で 20~30% にすぎない。しかも消費動力の差は 5 in リフトより相当大きいから、空気軸受の実用には大型スピンドルを選ぶのがよいことが認められる。

摩擦消費動力は I 型より II 型と設計を改良することにより大幅に節減することができたのであるが、残る問題は空気流量である。流量の測定値の一例は第 13 図に示される。I 型スピンドルの場合に比し、II 型スピンドルの場合の方が流量は多い。このことは使用圧力が高いこととともに不利な条件である。流量の多い原因は軸受表面あさが I 型スピンドルよりかえって悪くなっているためおよびこのために軸受すきまを小さく選ぶことができなかったためと考えられ、インナーチューブ内面の仕上げを入念にして表面状態を改善し軸受すきまの減少を可能ならしめれば、流量の節減は容易であると考えられる。

第 13 図

5. 結 言

第 1 報の研究に引続き、精紡スピンドルの設計を二段テーパを廃して空気軸受に適合する真直ぐな円筒軸受面に改造した結果、摩擦動力をさらに節減しうる良好な運転状態が得られた。すなわち回転数 10000 rpm 以下では油潤滑の場合の 30% 以下の消費動力にさげることができ、I 型スピンドルの動力の約 50% にすぎない。この動力節減は 7 in リフトスピンドルの場合に一層著しい。したがって空気軸受式精紡スピンドルの実用はこのような設計より十分可能性があると考えられるが、下部スラスト軸受の設計改良と、空気流量の節減が問題となってくる。前者に対しては点接触が有効であったことより、摩擦に対して耐えることのできる鋼球による支持が考えられ、後者に対しては先述のごとく、インナーチューブの内面仕上げをよくし公差の指定により軸受すきまを十分小さく選ぶことが考えられ、ともに今後の研究にまつ所が多いと考えられる。

最後に本研究の試料に対し格別の便宜を計られた日本スピンドル製造会社に深く謝意を表し、あわせて本研究が昭和 27 年度科学試験研究費補助金による研究の一部であることを附記しておく。

注：—

- (1) 昭和 28 年 4 月 4 日 第 30 期定時総会講演会において講演，原稿受付 昭和 29 年 9 月 4 日。
- (2)(3) 正員，京都大学。
- (4) 准員，柴田稔，東洋紡績会社。准員，清水忠夫，川崎製鉄会社。
- (5) 本誌 131 ページ。