

Transverse Vibration Properties of Heald for Jet Loom

KINARI Toshiyasu *, IWATA Yoshio**, SHINTAKU Sukenori*, MIYASHITA Daisuke*

Faculty of Engineering, Kanazawa University, Kanazawa, 920-8667 Japan

Received 8 May 2001; accepted for publication 29 November 2001

Abstract

It becomes important to understand dynamic properties of moving parts of the loom according to increasing speed on the jet loom. There is no-information, however, for the heald vibration generated in the shedding motion of the loom. In this report, natural frequencies of the transverse vibration for healds are investigated by means of impulsive resonance. Frequency resonances are obtained for ten kinds of commercial flat healds those differ in their length, thickness or material by using an impact hammer equipped with a load sensor and a laser displacement sensor system. The natural frequency of a flat heald can be roughly estimated on the assumption that it has an uniform rectangular cross section. It is also found that the first natural frequency of the transverse vibration for the flat heald supported on its both ends exists slightly higher than its actual driving speed.

Key Words: Jet loom; Heald shape; Natural frequency; Transfer function

ジェットルーム用フラットヘルドの横振動特性

喜成年泰*, 岩田佳雄**, 新宅救徳*, 宮下大輔*

1. はじめに

近年の織機の高速化に伴い、ヘルドやヘルドフレームを含む開口運動関連部品に対して、軽量化と剛性・耐久性の向上という相反する性能が求められている。すなわち、ジェットルームなどの超高速織機においては、高速で運動する部材は軽量であれば軽量であるほど経済的な運転にとって、また高速生産の観点からも有利であるが、高速運転によって増大する慣性力による部材の変形や振動を抑制するためには剛性の高い構造が必要となり、これは必然的に運動部材の重量増加をとまう。また、ヘルドおよびヘルドフレームの振動によって引き起こされる工場内騒音は100dB(A)を超えとも言われているがその主要因の一つとしてヘルドとヘルドフレームあるいはヘルド同志の衝突によるヘルドの振動が挙げられる[1]。さらに、ヘルドのメール部およびロッドスロット部についたきずによって織物の品質を低下させる障害がおこっている[2,3]が、そのきずの発生原因の一つにヘルドの振動が関与していると考えられる。

しかし、開口運動によって生じるヘルドの振動現象に関する研究はまだ報告例がない。そこで本研究では、ジェットル

ーム用強化フラットヘルドの振動特性に着目し、インパクトハンマーを用いた加振試験によりヘルドの横振動の固有振動数を測定し、その振動特性について検討した結果を報告する。

2. 実験に用いたヘルド

Table 1 Heald samples used in this investigation.

No.	material	ρ (kg/m ³)	L (mm)	t_h (mm)	Mass (g)
1	austenite	8030	338	0.30	2.06
2	austenite	8030	338	0.25	1.71
3	martensite	7750	338	0.30	1.98
4	austenite	8030	310	0.30	1.90
5	austenite	8030	310	0.25	1.62
6	martensite	7750	310	0.30	1.84
7	austenite	8030	288	0.30	1.82
8	austenite	8030	288	0.25	1.53
9	martensite	7750	288	0.30	1.75
10	martensite	7750	268	0.30	1.70

連絡先: * 会員, 金沢大学工学部, 金沢市小立野 2-40-20. TEL.076-234-4694, FAX.076-234-4695,

** 非会員

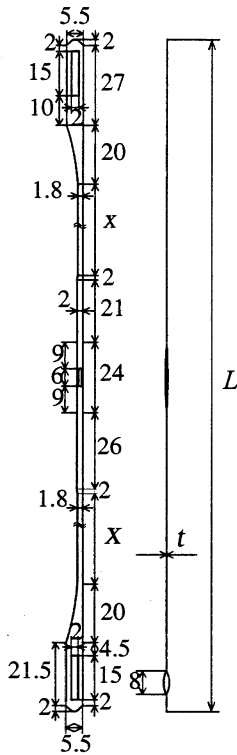


Fig.1 Schematic diagram of a heald

本研究では図1に示ような、ジェットルーム用強化フラットヘルドの振動特性について検討する。このため、表1に示すように、長さ L 、厚さ t_h および材質（オーステナイト系ステンレス鋼SUS304およびマルテンサイト系ステンレス鋼SUS420J2）の異なる10種類のヘルドを用意し、その加振試験を行った。これらのフラットヘルドはいずれも市販品で、ジェットルーム用として使われている。No.1などの比較的長い試料は開口量が大きく、織機回転数があまり大きくないドビー開口用、比較的試料長の短いNo.9やNo.10などは開口量を極力小さくして高速で回転させるクランク開口に用いられている。

図1に示すようにフラットヘルドの断面は複雑な形状をしている。すなわち、上部および下部の端付近にヘルドをヘルドバーに通入するためのロッドスロットがあいている。下部ロッドスロット付近では隣接するヘルドとの密着を防ぐためにヘルドは厚さ方向に形状が湾曲している。中央部にはたて糸を通すためのメールがある。メール付近ではたて糸の屈曲が少しでも軽減するようにヘルドがねじられた形状となっている。

ヘルドフレームにヘルドを装着する際には、ヘルド下側では隣り合うヘルド同志はそれぞれロッドスロット湾曲部の頂点で接しており、横方向への運動を拘束された状態にあると考えられる。一方上側では、開口運動中、開口運動上死点付近でヘルドがヘルドバーから飛び上がっているごくわずかな時間を除き、大部分の時間においてヘルドはヘルドバーの上に乗って運動しており、ヘルドバーとの摩擦により横方向への運動を拘束された状態にあると考えられる。このため、

ヘルドは両端を支持された状態で運動していると考えられる。

各種の変断面はりの固有振動数については古くから研究が進んでいる[4]が、ヘルドのような複雑な形状のはりについて有効なモデルはない。そこで、ヘルドをモデル化する第1近似として、長さ L 全体にわたって幅 b 、厚さ t_h の均一な長方形断面をもったはりであると仮定し、その横方向の振動現象を考える。このとき、はりの軸方向 (x 方向) 微小部分 dx の横方向 (厚さ t_h 方向) のたわみ w は図2のようになり、以下のような運動方程式によってあらわされる。

$$\rho A dx \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = \frac{\partial V}{\partial x} dx \quad (1)$$

ここで ρ は密度、 A ははりの断面積、 V はせん断力である。式(1)から得られる、一般的なはりの横振動の固有振動数 f_i (Hz) は式(2)によって与えられる[5]。

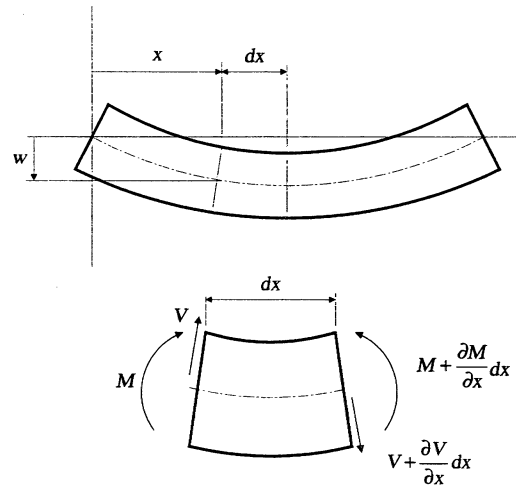


Fig.2 Transverse vibration of a beam

$$f_i = \frac{\lambda_i^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (2)$$

ここで、 E は弾性率、 I は断面2次モーメントである。

また、ここでヘルドの幅を b 、厚さを t_h とすると、

$$I = bt_h^3 / 12, \quad A = bt_h \quad (3)$$

となり、(2)式において b が消去されるため、固有振動数は、はりの幅の影響を受けないと考えられる。

なお、固有値 λ_i はヘルドの境界条件によって異なり、両端支持では、

$$\lambda_1 = \pi, \quad \lambda_2 = 2\pi, \dots$$

一端固定では、

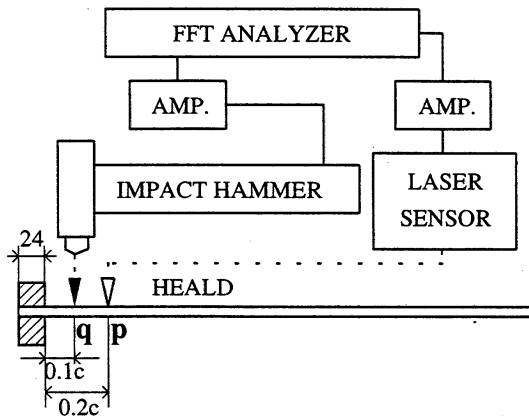
$$\lambda_1 = 1.875, \quad \lambda_2 = 4.694, \dots$$

となる[5].

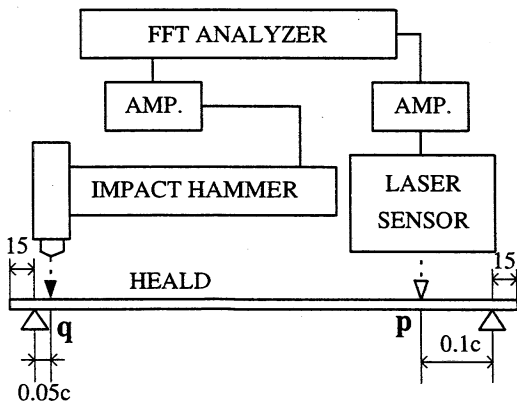
3. ヘルドの加振試験

3.1 実験装置

表1に示した、長さ、厚さ、材質の異なる10種類の強化フラットヘルドに対して、図3に示すようなインパクトハンマーを用いた加振実験により、伝達関数を求めた。試料の固定は、取扱いが簡単な一端固定(片持り型)の場合[図3(a)]と、実際の織機上の状態に近い両端支持の場合[図3(b)]との2種類を用いた。



(a) Cantilever type impact test system



(b) Supported ends type impact test system

Fig.3 Schematic of impact test system

支持端(または固定端)付近の1点qをインパクトハンマー(PCB製 086C80型)により加振し、そのときのp点における変位応答をレーザ変位計(KEYENCE製 LB01型)で測定する。インパクトハンマーにより検出された力の信号と、レーザセンサによって検出された変位信号は、それぞれ制御・増幅ユニットを経てシグナルプロセッサ(NEC三栄製 DP6102)に記録される。そして、記録されたデータにFFT(高速フーリエ変換)を施すことによって、伝達関数が得ら

れる。

本実験で用いたインパクトハンマーは質量1.25gと非常に小型で、質量約2gのヘルドを加振するために適した容量のものである。一端固定の場合は上耳部から24mmまでを万力に固定し、(L-24)mmの試料長cに対する加振試験を行った。このとき打撃点qは固定端から0.1cの位置に、その応答変位測定点pは固定端から0.2cの位置に設定した。

両端支持の条件では、ハンマー打撃によるヘルドの「跳び上がり」を避け、かつ、支持端での「たわみ角」を拘束しないようにするため、ヘルドをナイフエッジ上に粘着テープで接着した。この支持方法により、接着部での減衰の影響が懸念されるが、その影響は高次の周波数に対するもので、1次や2次の固有振動数に相当する低次の振動数に及ぼす影響は小さいと考え、ヘルドの跳び上りを抑制するメリットを優先した。支持する箇所は両端からそれぞれ15mmずつ内側としたので、(L-30)mmの試料長cに対する加振試験を行った。このときの打撃点qは支持端から0.05cの位置に、その応答変位測定点pは固定端から0.1cの位置に設定した。

これらの打撃点qや応答変位測定点pは十分な加振力や変位振幅が得られ、かつ1次および2次の横振動モードの節にならないように試行錯誤によって定めた。

3.2 ヘルドの伝達関数

ある振動系のq点に対する加振力を $f_q(t)$ 、そのときのp点における変位応答を $x_p(t)$ とし、それぞれ以下のフーリエ変換を施す。

$$F_q(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f_q(t)e^{-j\omega t} dt \quad (4)$$

$$X_p(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x_p(t)e^{-j\omega t} dt \quad (5)$$

これは時間領域の関数 $x_p(t)$ 、 $f_q(t)$ から周波数領域の関数 $X_p(\omega)$ 、 $F_q(\omega)$ への変換を意味し、周波数領域上での両者の関係は次式ようになる。

$$X_p(\omega) = G_{pq}(\omega)F_q(\omega) \quad (6)$$

ここに $G_{pq}(\omega)$ はq点の加振力とp点の変位応答を関係付ける関数で伝達関数と呼ばれる。式(6)より

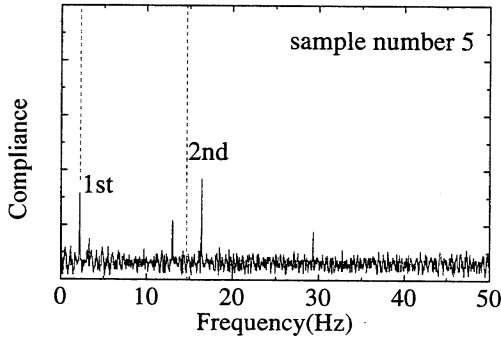
$$G_{pq}(\omega) = \frac{X_p(\omega)}{F_q(\omega)} \quad (7)$$

したがって、この伝達関数は任意の周波数成分に対する変位と加振力の振幅比、すなわちコンプライアンス[5]をあらわす。 $G_{pq}(\omega)$ のピークの ω から固有振動数 f_j を求める。得られた伝達関数のピーク値は、10回の加振実験(ハンマー加振のための「打撃練習」は必要ではあるが)によって3桁目に変動が見られず、きわめて再現性がよいことが確認された。

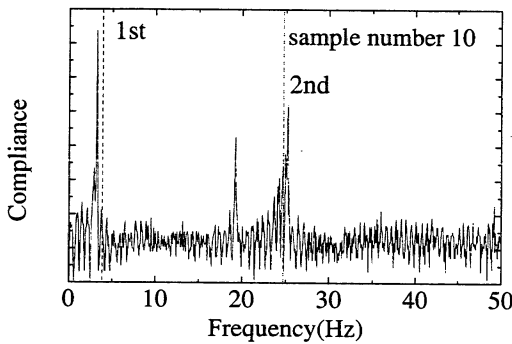
4. 実験結果および考察

4.1 一端固定条件

実験結果の一例として、試料 No. 5[図 4 (a)]および No. 10[図 4 (b)]の一端固定条件での横振動の伝達関数を示す。式(2)によって得られた断面均一はりの横振動の1次および2次の固有振動数を破線で示した。



(a) Sample No.5



(b) Sample No.10

Fig.4 Transfer function of transverse vibration for heald fixed at upper end.

図 4 の (a) においても (b) においても伝達関数は破線近傍で鋭いピークを示し、これを1次および2次の固有振動数として同定した。一方、伝達関数において1次と2次のピークの間 ((a)では14Hz付近, (b)では19Hz付近) に少し高いピークが見られる。このピークの発生に関して、メール部の形状に着目し、ヘルドのメール部を除いた部分を用いて同様の加振試験を行った。その結果、メール部を取り除いた(半分の長さの場合、このピークは現れなかった。ゆえに、メール部の特殊な形状がヘルドの振動モードに影響を与えていると考えられる。しかし、このピークの固有振動数を概算する理論式を導出することはできなかった。その他、ねじりの影響や先端断面の影響等についても検討したが、ピークに該当するものは見いだせなかった。また伝達関数の虚部から得られる位相については、この測定ではヘルドの振幅が大きすぎて、有効な情報は得られなかった。

Table 2 Natural frequency of healds fixed at upper edge.

No.	1st [Hz]			2nd [Hz]		
	C	M	M/C	C	M	M/C
1	2.38	2.22	0.93	14.92	15.34	1.03
2	1.98	1.69	0.85	12.43	13.22	1.06
3	2.42	2.00	0.83	15.19	15.91	1.05
4	2.86	2.59	0.91	17.91	18.47	1.03
5	2.38	2.16	0.91	14.92	16.41	1.10
6	2.91	2.44	0.84	18.23	18.22	1.00
7	3.34	3.13	0.94	20.93	21.63	1.03
8	2.78	2.50	0.90	17.45	19.38	1.11
9	3.40	2.88	0.85	21.31	21.43	1.01
10	3.96	3.25	0.82	24.84	25.31	1.02

C: calculated by eq.(2) M: measured by Fig.3(a)

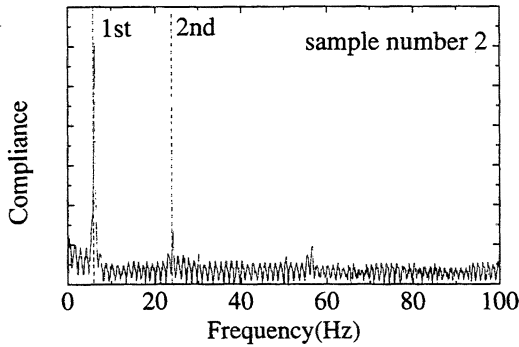
各試料について得られた1次および2次の横振動の固有振動数を表2に示す。表2によると、横振動の固有振動数は1次が計算値よりも測定値が6~18%小さく、2次は計算値よりも測定値が1~11%大きかった。言い換えれば、1次の固有振動数では2割、2次では1割程度の誤差を見積もれば横振動の固有振動数を式(2)によって概算することが可能である。

4.2 両端支持条件

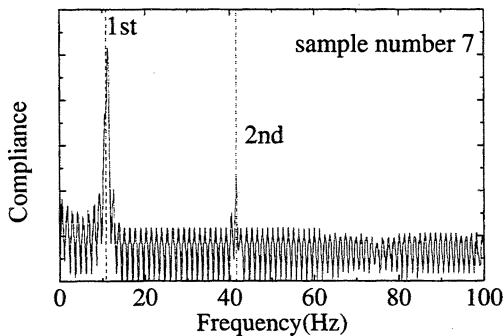
織機上での支持条件に近いと考えられる、両端支持条件での実験結果の一例として、試料 No. 2[図 5 (a)]および No. 7[図 5 (b)]の横振動の伝達関数を示す。式(2)によって得られた断面均一はりの横振動の1次および2次の固有振動数を破線で示した。図5の(a)においても(b)においても伝達関数は破線近傍で鋭いピークを示し、これを1次および2次の固有振動数として同定した。各試料について得られた1次および2次の横振動の固有振動数を表3に示す。表3によると、両端支持条件においては横振動の伝達関数のピーク値は計算値とよく一致しており、1次の固有振動では $M/C=0.99\sim 1.08$ 、2次では $0.95\sim 1.01$ であった。

ジェットルームで平織物を製織する場合、ヘルドは織機1回転で上昇または下降することになり、織機2回転で開口運動の1サイクルを終える。すなわち、織機回転数840rpmのジェットルームのヘルドの上下動の運動サイクルは7Hzである。現状のジェットルーム回転数と表3を比べると、ヘルドの両端支持条件での1次の横振動固有振動数よりもわずかに低い回転数で運転されていると考えられる。

表1を見ると、1000本で質量1.82kgの試料 No.7のヘルドに対してそれよりも約0.3kg軽い、厚さ0.25mmのNo.8は高速化の点で有利に見える。しかしながらこの場合、No.7のヘルドでは1300rpm付近にあったヘルドの横振動の1次の固有振動数がNo.8のヘルドでは1100rpm付近になることに注意する必要がある。



(a) Sample No.2



(b) Sample No.7

Fig.5 Transfer function of transverse vibration for heald supported at both ends.

Table 3 Natural frequency of healds supported at both edges.

No.	1st [Hz]			2nd [Hz]		
	C	M	M/C	C	M	M/C
1	7.26	7.25	1.00	29.04	28.88	0.99
2	6.05	6.13	1.01	24.20	24.06	0.99
3	7.39	7.75	1.05	29.56	29.94	1.01
4	8.78	9.44	1.08	35.14	35.31	1.00
5	7.32	7.69	1.05	29.28	29.63	1.01
6	8.94	8.88	0.99	35.77	34.00	0.95
7	10.35	11.06	1.07	41.38	41.56	1.00
8	8.62	9.19	1.07	34.49	34.69	1.01
9	10.53	10.81	1.03	42.13	40.44	0.96
10	12.38	12.56	1.01	49.50	48.56	0.98

C: calculated by eq.(2) M: measured by Fig.3(b)

5. 結 言

本研究では、ジェットルーム用フラットヘルドの横振動の固有振動数を求めることを目的とし、形状、材質の異なる市販の強化ヘルドに対して、インパクトハンマーを用いた加振試験を行い、ヘルドの形状と固有振動数の関係について検討した結果、以下のことが明らかになった。

- 1) インパクトハンマーを用いて、フラットヘルドの加振試験を行い、その結果から再現性良くヘルドの伝達関数を求めることができた。
- 2) ヘルドは複雑な形状をしており、一端固定の境界条件においては、断面均一はりの固有振動数の理論値と測定値には2割近くの差が見られ、断面均一はりの横振動では想定されない伝達関数のピークも見られた。
- 3) 織機上での支持条件に近い、両端支持の境界条件では、断面均一はりの固有振動数の理論値と測定値が近かったことから、断面均一はりによるモデル化は有効であり、(2)式でその固有振動数を概算することができた。
- 4) 両端支持の1次の固有振動数が、実際の織機の稼動回転数に近い為、これが開口の不具合、ヘルドの摩耗の助長などの諸問題の原因になっていると考えられる。

本研究の実験実施に協力いただいた森口卓也君（現在の所属：スギノマシン株式会社）、塩原由季央君（現在の所属：プラザー工業株式会社）に感謝します。

本研究の一部は第51回年次大会研究発表会で発表した。また、本研究は科学技術振興事業団 地域研究開発促進拠点支援事業（可能性試験）の支援を得て実施された。

References

- [1] Kinari, T., Preprint of 52nd Annual Conference of the Textile Machinery Society of Japan, 116(1999)
- [2] Takahashi, K, J. Text. Mach. Soc. Japan, **38**, P308(1985)
- [3] Shintani, R, Donjo, I., Mori, D., Report of the Industrial Research Institute of Ishikawa, **43**, 43 (1994)
- [4] JSME, Mechanical Engineer's Handbook, A3-53
- [5] Sato, H., Okabe, H., Iwata, Y., "Kikaisindougaku", Kogyochosa - kai (1993)