VTR 用ガイドローラの鳴きと振動特性*

矢 鍋 重 夫^{*1}, 小 林 裕 介^{*2}, 麻生川 克憲^{*2}

Squeal and Vibration Characteristics of VTR Guide Roller

Shingo YANABE^{*3}, Yusuke KOBAYASHI and Katsunori ASOGAWA^{*3} Department of Mechanical Engineering, Nagaoka University of Technology,
1603-1 Kamitomioka, Nagaoka-shi, Niigata, 940-2188 Japan

Squeal and vibration characteristics of a VTR (video tape recorder) guide roller are investigated experimentally and a mechanism of squeal generation is considered. The results show that the squeal frequency (about 2~5 kHz) is the same as the guide roller vibration (whirl) frequency and it is 35~60 times larger than the guide roller rotational speed (50~110 rps) in most cases. The guide roller rotates and whirls in the tape running direction (a forward whirl) with a nearly circular vibration orbit. The whirl (squeal) frequency can be estimated from the assumption that the guide roller rotates and whirls around the fixed shaft without slip. These indicate that the squeal generates by means of a guide roller forward whirl due to a dry friction acting between the guide roller and shaft.

Key Words: Noise, Squeal, Vibration of Rotating Body, Friction Vibration, VTR Device, Guide Roller

1. 結 論

近年, VTR機器が広く普及している。しかし, テープ巻き戻し過程の高速化に伴い, テープの安定走行を目的として設置したガイドローラに鳴きが発生しやすくなってきている。従来, ガイドローラの製造現場では, ローラの摺動性, ローラと軸のすきま, 軸の支持方法などを工夫して鳴き発生に対処してきたが, 鳴きの特徴, 鳴き発生時のガイドローラや軸の振動挙動, 鳴きの発生メカニズムなどについてはほとんど研究されていない。ここで, 鳴きとは, 摩擦が原因で高周波の振動が系の一部または全体に生じ高い音が発生する現象をいう。

これまで自動車のブレーキ, クラッチ, タイヤ, 鉄道用車輪などの鳴きに関して膨大な研究が行なわれてきたが, これらの鳴きは関連因子が多く, 鳴きの特徴や発生機構が複雑で十分には解明されていない。鳴きの主な発生メカニズムには, 次の二つがあるように思われる。(1)摩擦力—すべり速度特性の負の傾きが主要原因で, 回転弾性体と接触体から成る連成振動系の固有振動数のひとつが負減衰になり不安定振動(鳴き)が発生する場合で, 鳴きの周波数は回転速度によらずほぼ一定になる^①。(2)すべり速度に依存せず常に一方向に作用する大きさ一定の摩擦力が回転弾性体と接触体

から成る連成振動系に作用し, ある特定の条件下で, 摩擦力のモーメントが系の回転運動に対して一種の負のばねとして働いたり, 摩擦力のモーメントが振動の1サイクル中に系に正の仕事をしたりする結果, 不安定振動が発生する場合である^{②③}。しかしながら, 後述するようにガイドローラの場合は鳴きの周波数がローラ回転速度の35~60倍と高く, 先に述べた鳴きの特徴と大きく違うため, 鳴きの発生メカニズムも異なると考えられる。

本研究では, テープ走行系を2個のプーリ間を走行するベルトで模したガイドローラ回転試験装置を用いて, モータ回転速度, ローラのベルトへの押しつけ力, ローラと軸のすきまなどを変化させて, ガイドローラの騒音・振動を測定し, 鳴きや振動の特徴および鳴きの発生メカニズムを実験的に明らかにすることを目的としている。

2. 実験装置および実験方法

2.1 実験装置 図1に実験装置概略, 図2に供試ガイドローラの構造を示す。実験装置は, ベルト走行系, 供試ガイドローラ, ガイドローラ押しつけ機構から成っている。測定系は, 駆動プーリ回転速度測定用およびガイドローラ振動測定用の渦電流式非接触変位計, 騒音測定用マイクロフォン, FFT分析器から構成されている。ガイドローラは回転するローラとこれを支持する上下フランジ付きの鋼製片持ち軸から構成されている。ガイドローラは内部がポリアセタール樹脂, 外周が厚さ0.5mmのステンレス円筒からなり, 質

* 原稿受付 2003年10月3日。

^{*1} 正員, 長岡技術科学大学工学部(〒940-2188 長岡市上富岡町1603-1)。^{*2} 長岡技術科学大学大学院工学研究科。

E-mail: yanabe@mech.nagaokaut.ac.jp

量約 14 g である。ベルトは長さ 381 mm、幅 4mm、厚さ 0.4mm である。

22 実験方法 鳴きを発生しやすい 6 個のガイドローラ (No.2,3,4,5,6,7, No.1 は鳴きを発生しないローラ) を選んで実験を行った。図 1 で、片持ち支持した供試ガイドローラを走行中のベルトに押しつけ、駆動プーリ回転速度を 100~5800rpm の範囲で上昇・下降させ、ガイドローラの騒音・振動を測定した。ガイドローラ回転速度はベルトとのすべりが無い場合、駆動プーリ回転速度の 991 倍 ($=689/695$: ローラ直径比) である。騒音計はガイドローラから水平方向に約 200mm、垂直方向に約 150mm 離れた位置に設置した。図 2 のガイドローラと軸の間の半径すきまは、ローラ部を指で保持して旋回させ、その時の変位軌跡を直角 2 方向に配置した 2 個の非接触変位計で測定して求めた。No.2 ~7 ガイドローラの半径すきまは表 1 に示す通りである。特にことわらない限りベルト初期張力 $T_i=1.96N$ 、押しつけ力 $P_f=0.098N$ で実験を行った。また、以下の説明では次の記号を用いる。

N rpm : 駆動プーリ回転速度

ω rps : ガイドローラ回転速度

Q Hz : ガイドローラの鳴きの周波数

=ガイドローラの振動(ふれまわり)の振動数

なお、4.1,4.2 節の本文および、図 13, 14 では ω および Q の単位を rad/s としている。

3. 実験結果

3.1 ガイドローラの鳴きの特徴 図 1 の装置で、駆動プーリ回転速度をゆるやかに上昇させた場合のガイドローラの騒音測定例を図 3 に示す。図より、ガイドローラ No.3, 4, 5 は回転速度 3800, 4300, 3900rpm でそれぞれ騒音レベルが急増し、鳴きが発生していることがわかる。No.4 ガイドローラについて 300~5800rpm の 100rpm 毎の回転速度における騒音およびローラの振動の周波数分析結果を図 4(a), (b) にそれぞれ示す。図より騒音振動ともに 4300rpm 以上で約 4.8kHz のピークが存在することから、鳴きはガイドローラの振動が原因であると考えられる。図 4(a) には 9~10kHz に小さな騒音成分があること、図 4(b) の低振動数領域にはガイドローラ回転速度 ω の 1 次の成分が見られ、4300rpm で鳴きが発生するとこの値がかなり小さくなっていることがわかる。鳴きの発生回転速度や鳴きの周波数は供試ガイドローラによって異なり、また同じガイドローラでも測定した日により 5% 程度の違いがあった。

Fig.1 Experimental apparatus

Fig.2 Shape of guide roller

Table.1 Radial gaps between guide roller and shaft

	No.2	No.3	No.4	No.5	No.6	No.7
Radial gap [μm]	27	30	29	38	28	28

Fig.3 Measured sound pressure level of guide rollers
(In increasing driving pulley speed, No.3,4,5 guide rollers)

Fig.4 Results of FFT analysis (No.4 guide-roller)

32 鳴きの周波数 Ω とガイドローラ回転速度 ω の関係 (Ω - ω 曲線)

32.1 Ω - ω 曲線 No.7ガイドローラについて、駆動プーリー回転速度 N の増減速時におけるガイドローラ回転速度 ω および鳴きの周波数 Ω の変化を実測し、その結果を図5に ω - N 、 Ω - N 曲線として示す。ガイドローラ回転速度 ω (図中の黒太線) は、はじめ、駆動プーリー回転速度のほぼ991倍で増加し、ベルトとガイドローラ間のすべりはほとんど無い。3000 rpm 付近でガイドローラを打撃し強制的に鳴きが発生させると ω が急激に低下し(図中の①)、ベルト・ガイドローラ間に大きなすべりが生じる。この状態で N を増加させると ω 、 Ω は漸減する。 $N=5500$ rpm(図中の②)から N を減少させると ω 、 Ω は漸増し、鳴きはかなり低速まで持続する。低速域ではベルト・ガイドローラ間のすべりは小さくなる。鳴きは供試ガイドローラによって異なるが、200~600rpm で消滅する(鳴き発生限界)。 N 増加時にガイドローラを打撃すると、鳴き発生限界より高速側では、常に鳴きが発生する。図5の鳴き発生状態で N の増速過程(①→②)および減速過程(②→③→④)における、鳴きの周波数-ガイドローラ回転速度特性(Ω - ω 曲線)を描くと図6(a)、(b)が得られる。増減速時の二つの図の測定結果はほとんど重なり、鳴きの周波数 Ω [Hz] とガイドローラの回転速度 ω [rpm] はほぼ比例関係 $\Omega \approx 60\omega$ にあることがわかる(A型の鳴き)。比例係数が60と極めて大きい。

32.2 Ω - ω 曲線に及ぼす押しつけ力 P_f の影響 No.3ガイドローラについて、ベルトへの押しつけ力 P_f を0.069N~0.147Nの範囲で5通りに変えて実験を行い、得

られた ω - N 曲線、 Ω - N 曲線、 Ω - ω 曲線を図7(a)、(b)、(c)にそれぞれ示す。これらの結果は、鳴き発生後駆動プーリー回転速度を4500~5000rpmに上げ、その後、減速しな

Fig.5 ω - N and Ω - N curves (No.7 guide-roller) Fig.6 Ω - ω curve (No.7 guide-roller) Fig.7 Effect of pushed force P_f (No.3 guide-roller)

がら測定したものである。図7(a), (b)より、押しつけ力 P_f が大きくなるとガイドローラ回転速度 ω および鳴きの周波数 Ω が高くなるが、図7(c)より、 Ω - ω 曲線は P_f の値によらずほぼ一本の曲線($\Omega \approx 37\omega$ の直線)になり、ガイドローラ押しつけ力 P_f は Ω - ω 曲線にあまり影響しないことがわかる。また、プーリ軸間距離を調整しベルト初期張力 T_i を 147~245N の範囲で変化させて実験を行ったが、 T_i も Ω - ω 曲線にあまり影響しないことがわかった。No4 ガイドローラについて P_f を変えて同じ実験を行ったところ、図8のような Ω - ω 曲線が得られた。この場合、 Ω - ω 曲線は $\Omega \approx 40\omega$ と(A型の鳴き) $\Omega \approx 4.5\text{kHz}$ (一定、B型の鳴き)の2本の直線から成ることがわかるが、その理由は不明である。なお、このような特性を示したのは No4 ガイドローラだけであつた。

Fig.8 Ω - ω curve of No.4 guide-roller Fig.9 Effects of shaft diameter S_d on Ω - ω curves

3.2.3 Ω - ω 曲線に及ぼす軸直径 S_d の影響 直径の異なる3本の軸($S_d=1.99, 1.98, 1.97\text{ mm}$)を製作し、ローラ1個を共通にしてガイドローラを組み立て実験を行なった。このときの鳴き発生時の ω - N 曲線および Ω - N 曲線を図9(a), (b)に、両図から得た Ω - ω 曲線を図9(c)にそれぞれ示す。図9(a), (b)より、軸直径が小さいと(半径すきま ε が大きいと)、鳴きの周波数が低くなる傾向にあるが、ガイドローラ回転速度については一定の傾向は見られない。図9(c)の Ω - ω 曲線より、 P_f や T_i の場合と異なり、 S_d が大きくなると、同じ回転速度 ω に対して鳴きの周波数が高くなることがわかる。

3.3 ガイドローラおよび軸の振動軌跡 図5に示した代表的な回転速度 $P_0 \sim P_3$ において、ガイドローラ中央部および軸の上フランジ部の振動軌跡を図10に示すような変位センサー配置で測定した。結果を図11(a)~(d)に示す。各図左上の矢印→はベルトの走行方向を、図中の曲がった矢印は軌跡の運動方向を、数字は軌跡の大きさ(μm)を示している。図11(a)は鳴きが発生していない時、図11(b), (c)は鳴き発生直後および最高回転速度、図11(d)は鳴き消滅直前の回転速度の結果である。図11(a)より、鳴きが発生していない通常回転時では軸は振動せず、ガイドローラは回転しながらベルト走行方向にわずかに振動していることがわかる。図11(b)~(d)の鳴き発生中は、ガイドローラはベルト走行方向にほぼ円軌跡を描きながら大きく振れまわっている(前向き振れまわり)。軸もほぼ円軌跡を描きながらローラと同じ方向に同じ振動数で振動している。図11(b)におけるローラ(中央部)と軸(上フランジ部)の振動の時間波形は図12に示す通りで、両者はほぼ逆位相であることがわかる。図11(b)~(d)でローラや軸の振動軌跡の大きさが変化する理由や、図11(c)で軌跡が乱れる理由は現在のところ不明である。

Fig.10 Vibration measuring system

Fig.11 Vibration orbits of guide-roller and shaft

(No.7 guide-roller)

Fig.12 Vibration waveforms of guide-roller and shaft

(No.7 guide-roller, at 3000rpm)

実験終了後、鳴きを発生したガイドローラのローラと軸のすきまに潤滑油を一滴入れて回転試験を行なったが、5500 rpm までの範囲ではガイドローラを打撃しても鳴きやローラの大きなふれまわりは発生しなかった。以上より、ガイドローラと軸の間の乾性摩擦がガイドローラの鳴き発生に大きな影響を及ぼしていると考えられる。また、ガイドローラの軸だけの曲げ固有振動数は約 1.5 kHz であったが、ローラを含めた系の固有振動数を得るのは困難であった。

4. ガイドローラの鳴きに関する考察

4.1 考察の基礎 3章で示した実験結果から、ガイドローラの鳴きはローラ・軸間の乾性摩擦力によってガイドローラが高い振動数で前向きにふれまわる結果と考えられる。従来、回転体がケーシングなどの静止部に接触し、その乾性摩擦力によって激しい後向きふれまわりが発生することはよく知られている^{9,10)}ものの、高い振動数の前向きふれまわりが発生したという報告はない。図 13 は、後向きふれまわりの発生メカニズムおよびその振動数を求めるための説明図である。半径 R の大きな円は固定されたケーシングの内周を表し、半径 r の円は角速度 ω で回転する回転軸を表す。摩擦力によって回転軸がケーシングの内周をすべらずに転がる場合、両者の接触点は現在の P, P' から Q, Q' に移動($PQ=P'Q'$)するので、回転軸の中心は2点鎖線の円上を ω と逆方向に角速度 Ω で旋回する(後向きにふれまわる)。回転軸上の現在の接触点 P の速度 $\varepsilon\Omega - r\omega$ をゼロと置くことにより、後向きふれまわりの角速度 Ω は式(1)のように得られる⁹⁾。

$$\Omega = (r/\varepsilon)\omega \quad \dots\dots\dots(1)$$

式(1)中の半径すきま $\varepsilon(R-r)$ は軸半径 r に比べて十分小さく $r/\varepsilon=10\sim100$ 程度となり、かなり高速の後向きふれまわりが発生する。

Fig.13 Backward whirl mechanism of usual rotor within casing (inner rotor system)

42 ガイドローラの前向きふれまわりの発生メカニズム 4.1の考察をもとに、図14に示すモデルでガイドローラの前向きふれまわりの発生メカニズムおよびその振動数を考える。図中、半径 r の小さな円は固定された軸を表し、半径 R の大きな円は角速度 ω で回転するガイドローラの内周を表す。ガイドローラの内周が静止している軸外周をすべらずに転がると仮定すると、両者の接触点は現在の P, P' から Q, Q' に移動($PQ = P'Q'$)するので、ガイドローラの中心 O_g は2点鎖線の円上を ω と同じ向きに角速度 Ω で旋回する(前向きにふれまわる)。このとき、ローラ内周上で軸と接触する点 P の速度 $\varepsilon\Omega - R\omega$ をゼロと置くことにより、前向きふれまわりの振動数 Ω は次のように得られる。

$$\Omega = (R/\varepsilon)\omega \quad \dots\dots\dots(2)$$

ここで、 $\varepsilon = R - r$ である。図13と図14の違いは回転(ふれまわり)する要素が静止している要素の内側にあるか外側にあるかで、ふれまわりの向きが後向きまたは前向きになることである。

43 鳴き(ふれまわり)の振動数に関する実験結果と式(2)の比較 No.5, 7ガイドローラの Ω - ω 曲線(実験結果)と式(2)の結果を比較したのが図15(a), (b)である。式(2)の計算に必要なガイドローラと軸の半径すきま ε の値は表1に示してある($R=1.01\text{mm}$)。図15(a), (b)より、実測した Ω の値は式(2)の結果より大きくなっている。これは、実験では鳴き発生時にガイドローラの軸が大きく振動しているのに(図11参照)、式(2)は軸の振動を考慮していないためと考えられる。

44 再実験 ここでは、鳴き発生時でもガイドローラの軸の振動が十分小さくなるように、軸を両持ちで支持する治具を製作し(図16参照)再実験を行った。鳴き発生直後の回転速度におけるガイドローラと軸上部の振動軌跡の測定結果を図17に示す。

Fig.14 Forward whirl mechanism of guide-roller-shaft system (outer rotor system)

(a) No.5 guide-roller

(b) No.7 guide-roller

Fig.15 Comparison between estimated squeal frequencies Eq.(2) and measured values

Fig.16 Guide-roller supported at both ends (new guide-roller)

Fig.17 Vibration orbits of guide-roller and shaft (new guide-roller at 1500rpm)

Fig.18 Comparison between estimated squeal frequencies and measured values (new guide-roller)

図 17 より, ガイドローラの軸はほとんど振動していないことがわかる。図 18 に実測した Ω - ω 曲線および式(2)の計算結果を示す。図より, 両者の結果はかなりよく一致しており, 図 14 に示した前向きふれまわりモデルの妥当性を確認できたと考える。

5. 結 論

ガイドローラ回転試験装置を用いて, いくつかのパラメータの値を変化させて実験を行い, ガイドローラの鳴きや振動の特徴および鳴きの発生メカニズムについて以下の知見を得た。

- (1) 駆動プーリ回転速度をゆっくりと増加させた場合, 供試ガイドローラによって異なるが, 3500rpm (ベルト速度 12.6 m/s)以上の高速域でガイドローラに周波数 2~5 kHz の鳴きが発生した。鳴きの周波数はガイドローラの振動(ふれまわり)の振動数に等しい。鳴きは衝撃を加えると低速域でも発生する。また, 一度発生した鳴きはかなり低速になるまで消滅しない。鳴き発生限界速度は駆動プーリ回転速度で 200~600rpm (ベルト速度 0.7~2 m/s)であった。
- (2) ガイドローラのベルトへの押しつけ力が大きいほど, 鳴きの周波数および鳴き発生時のガイドローラ回転速度は高くなる。
- (3) 鳴きの周波数は, ほとんどの場合, ガイドローラ回転速度に比例して変化する(A型の鳴き)。比例定数は 35~60 でガイドローラによって異なり, ガイドローラと軸のすきまが小さい程, 比例定数は大きい。鳴きの周波数が一定で, ガイドローラ回転速度に無関係な場合(B型の鳴き)も見受けられた。
- (4) 鳴き発生時, ガイドローラはベルト走行方向に, 鳴きの周波数と同じ振動数でほぼ円軌跡を描いて前向きにふれまわる。軸が片持ち支持の場合,

軸は大きく振動するが, 軸が両持ち支持の場合, 軸はほとんど振動しなくなる。

- (5) ガイドローラの鳴きは, ローラの前向きふれまわりによって発生する。この前向きふれまわりは, A型の鳴きでは, ローラと軸の間の乾性摩擦により, ガイドローラ内周が軸外周上をすべらずに転がる結果生ずる。軸がほとんど振動しない場合の鳴きの周波数(=前向きふれまわりの振動数) Ω Hz は, ガイドローラの回転速度 ω rps, 内半径 R , ローラと軸の半径すきま ε を用いて $\Omega = (R/\varepsilon)\omega$ で推定できる。なお, B型の鳴きの発生メカニズム解明は今後の課題である。

謝 辞

本研究の問題提起, 実験装置の製作および有益なご助言を頂きましたケミコンアドバンストビジネス株式会社社長岡事業所佐藤正之所長, 剣持徳夫氏, 松本博氏に厚く御礼申し上げます。また, 結果の考察に関しては, 埼玉大学工学部佐藤勇一教授に有為なご助言を頂きました。厚く御礼申し上げます。

参 考 文 献

- [1] 横井雅之, 中井幹雄, 機論 C, 45-391, (1979-3), 346-355.
- [2] Earles, S.W. and Soar, G.B., Inst. Mech. Engr., C107/71, 61-69.
- [3] 太田和秀, 香川光二, 江藤俊夫, 西川進, 機論 C, 50-457, (1984-9), 1585-1593.
- [4] 栗田裕, 岩本弘, 機論 C, 51-467, (1985-7), 1725-1730.
- [5] 谷口修編, 振動工学ハンドブック, (1976), 960-962, 養賢堂.
- [6] S.チモシェンコ, 工業振動学 第3版(谷下市松・渡辺茂訳), (1956), 107-108, 東京図書.
- [7] Black, H.F., J. Mechanical Engineering Science, 10-1, (1968), 1-12.
- [8] Bartha, A.R., Dissertation ETH No.13817, Dry Friction Backward whirl of Rotors, (2000).
- [9] 矢鍋重夫ほか 2 名, 機論, 65-634, C(1999-6), 2211-2217.