来る場合を考へておけば充分である。

前と同様にして

$$R + (T_1 + T_2) \cos \alpha = P_1 + P_2 + 2pl \quad \dots\dots(11)$$

床の右半分に於て、 D が B に対して下る量 δ は

$$\delta = \frac{P_2 a_2^2 (3l_1 - a_2)}{6EI} + \frac{P_1 l_1^2 (3l - l_1)}{6EI} + \frac{pl^4}{8EI} \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{l_2}{l} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{l_2}{l} \right)^4 \right] - \frac{T_1 l_1^3 \cos \alpha}{3EI} = \delta_{P_2} + \delta_{P_1'} + \delta_p - \delta_{T_1}$$

$$\text{こゝに} \quad \delta_{P_1'} = \frac{P_1 l_1^2 (3l - l_1)}{6EI}$$

δ_{P_2} , δ_p , δ_{T_1} は式 (12), (13) のそれと同じである。

前と同様にして

$$\delta_{P_2} + \delta_{P_1'} + \delta_p - \delta_{T_1} = \frac{T_1 b}{EF_2 \cos \alpha} - \frac{Rh}{EF_1} \quad \dots\dots(15)$$

左側に就ても同様にして

$$\delta_p - \delta_{T_2} = \frac{T_2 b}{EF_2 \cos \alpha} - \frac{Rh}{EF_1} \quad \dots\dots(16)$$

(11), (15), (16) を解いて

$$T_1 - T_2 = \frac{E(\delta_{P_2} + \delta_{P_1'})}{\frac{b}{F_2 \cos \alpha} + \frac{l_1^3 \cos \alpha}{3I}} = \beta'$$

$$T_1 + T_2 = \frac{E(\delta_{P_2} + \delta_{P_1'} + 2\delta_p) + 2h(P_1 + P_2 + 2pl)/F_1}{\frac{b}{F_2 \cos \alpha} + \frac{l_1^3 \cos \alpha}{3I} + \frac{2h \cos \alpha}{F_1}} = \gamma'$$

これから

$$T_1 = \frac{1}{2}(\gamma' + \beta'), \quad T_2 = \frac{1}{2}(\gamma' - \beta')$$

$$R = P_1 + P_2 + 2pl - \gamma' \cos \alpha$$

B の右側の曲げモーメント

$$M_{Bm} = P_2 a_2 + P_1 l + \frac{1}{2} pl^2 - T_1 l_1 \cos \alpha$$

B の左側の曲げモーメント

$$M_{Bh} = \frac{1}{2} pl^2 - T_2 l_1 \cos \alpha$$

(17)

4.2.3 数値計算

自動車が籠に乗込んで後輪が丁度床の端 D' に乗つた時、第 10 図の荷重状態が起り、この時に T_1 に最大の張力が現はれる。依てこの時の T_1 を調べておく。然しこの場合、各車輪圧力を一様に 3000 kg と見るのは安全に過ぎると思はれる。今の場合には前述の内務省道路構造令に従て $P_1 = 3000$ kg, $P_2 = 1000$ kg ととる。又 a_2 は第 3 図に従て $a_2 = l - 360 = 115$ cm.

これから $T_1 = 6360$ kg, $T_2 = 1840$ kg, $R = 3620$ kg

依てステア螺糸底の引張り應力は 560 kg/cm², D の B に対する下り δ は 1.6 mm となる。 B の曲げモーメントは M_{Bm} と M_{Bh} と殆ど相等しく凡そ 143000 kg cm となる。又横桁 DD の中央の点の曲げ應力は 1300 kg/cm² となりこの横桁の設計の軽んずべからざる事を示す。

(昭和 14 年 11 月 29 日受付)

被削材の撓に原因するびびりに就て⁽¹⁾

(昭和 13 年 10 月 14 日 第 10 回満洲地方講演會に於て講演)

正 員 土 井 静 雄⁽²⁾

1. 緒 言

細長い棒を旋盤で削る時は、被削材が撓易く精密仕上が困難であり、又切削中この撓に原因する被削材及び刃先の振動所謂びびりを発生し易く、削り作業が可成り困難である。本文はこの被削材の撓に原因するびびりに就て実験を行ひ、びびりの性質及びその防止法を確めたものである。

2. 実験用旋盤及び実験装置

実験に使用した旋盤は、第 1 図に示す様に大型で比較的頑丈な構造を有するものである。

第 2 図に実験装置を示す。被削材には直径 60 mm, 長さ 1 m 及び 0.8 m の軟鋼棒を用ひ、その略中央に近い第 2 図 H の部分を常に削り、切削による被削材の撓及び振動状態をなるべく一定に保つ様にした。削り箇所が一定のため被削

第 1 図 実験使用旋盤

材は直ちに削り盡され、その度に長さ 1 m の軟鋼棒を取換へるのは不経済で、又実験上不便である。故に第 2 図に示す棒 A 及び H の部分を太くし、 H の外周に直径 100 mm, ピッチ 6 mm のねちを作り、一方外径 150 mm, 巾 40 mm の軟鋼製環の内側に、それに合ふめねちを作つて環を丈夫に締付け、この環の外周を切削し、環を何回も取換へ得る様

[第 6 卷 第 22 号 (第 4 部)]

(1) On the Chatter caused by the Lateral Bending of Work.
(2) Shizuo Doi, Member, The Ryojun College of Engineering, 旅順工科大学。

第 2 図 実験装置

にしたものである。

削り箇所 H の部分に上下方向の静荷重を加へ、その点の撓を測定したものを第 2 図右下に示す。上向き撓が僅か大であるが、大体上下方向の撓の強さが同一の状態にある。又削り箇所の上向きに 394 kg, 768 kg, 下向きに 380 kg, 741 kg の静荷重を加へ、被削材各点の撓をダイヤルゲージで測定したものを同図に示す。図に見る様に センタ穴の部分も多少の撓を生じてゐるが、併し棒の A 及び H の部分が太いため、棒の中央部の撓量は比較的少く、丁度直径 60 mm, 長さ 1 m の棒の両端が ヒンジ されたと考へ、中央に荷重を加へた時の撓の計算値と略同一の状態にある。この撓曲線で判る様に削り箇所と同一撓を生ずる A の部分に、軟鋼製環を丈夫に取付け、被削材の回転中、この環の撓振動を第 2 図 C の顕微鏡で擴大して E のフィルム上に測定し、これを削り箇所の振動と見做した。

又光源 F からの光を図の G, H, I, J に示すやうに同一フィルム上に導き、削り抵抗力を同時に測定した。これ等の測定法は曩に発表⁽³⁾したものと同一であるから詳細の説明は省略する。

3. 実験結果

第 2 図 H に見る様予め被削材に両面平行な鋸を作り、片双バイトを図に示す様に取付けて横送りで削り、切削作用を成るべく簡単にした。今被削材の長さが 1 m の時、削り角 70° , 切削巾 2.5 mm, 削り速度 60 m/min, 送り 0.3 mm で切削を行ひ、びびり発生中の被削材の垂直撓振動を測定した一例を第 3 図に示す。被削材の長さが 0.8 m の時の同様の測定例を第 4 図に示す。両図に於て被削材の振動及び削り抵

第 3~6 図 測定写真

第 7 図 振動数と振幅の関係

るがこれは被削材の両端が センタ で支へられ、その部分に油膜及び間隙が存在するためと考へられる。今直径 60 mm, 長さ 1 m の軟鋼棒の両端が ヒンジ され、その中央部に振動測定用環及び被削材の環の荷重 7.6 kg があるものとして、棒の撓自己振動数を計算すれば 92/s となり、測定した びびりの振動数と良く一致する。故に びびり は削り抵抗力の変

抗力変化の状態は、先の⁽³⁾主軸の撓に原因する びびりの場合と略同様で、被削材は大体単弦振動を行ひ、その周期は非常に規則的である。削り抵抗力の変化の位相は被削材の振動より多少早く、且その変化の状態は比較的徐々に増大し、或点で急に減少する傾向がある。これはこの振動が発生する時、削り屑に常にこの振動の週期で クラック を生ずることと相関聯するものである。

切削巾を変へて同様な測定を行ひ、被削材の振幅と振動数の関係を求めたものを第 7 図に示す。図の A 曲線が棒の長さが 1 m の場合である。振動数は振幅が増大するに従ひ多少減少するが大体一定した値である。同図 B 曲線は棒の長さが 0.8 m のもので、1 m の時に比し振動数が一般に大である。これ等の振動数を確めんがため、被削材が切削の時と同一回転してゐる時、被削材の削り箇所に衝撃を加へ、回転中の被削材の撓自由振動を測定した一例を第 5, 6 図に示す。被削材の長さが 1 m と 0.8 m の場合である。これ等の図から自由振動数を求め

たものを第 7 図の $\odot$ 点に示す。図に於て びびり の振動数は被削材の撓自由振動数と良く一致してゐる。両曲線共振幅が増大するに従ひ振動数が多少減少してゐる

(3) 機械学会論文集、3, 10, (昭 11-2), 94.

第 8~12 図 測定写真

化数と被削材の撓自己振動数が一致し、被削材及び双先の振幅が著しく増大する現象である事が明らかである。

同様な切削を行ひ、切削始めから被削材の十数回転に亘り振動を測定したものを第 8, 9 図に示す。図に於て 1 回転中の或一定部分で、被削材の振幅が規則的に増減してゐる事が判る。先の主軸の撓に原因するびびりの場合は、びびり発生後比較的一定振幅で振動が継続してゐるのに比較して著しい差異がある。かく振幅が 1 回転毎に増減するのは、被削材の回転傳達をけりで行ひ、回転中そのモーメントの方向が異なるためである。図中の 1 回転を示す垂直線は被削材に取付けた鏡上の煤にけりの位置を標示して測定したものであるから、垂直線の位置はけりが回転の最上部にある時を示す。従てけりが最上部にある時びびりを発生し難く、けりが最下部にある時即ちけりが被削材に双先と相違さかる方向の水平力を傳達する時、被削材が双先と遠ざかる方向に逃げて切込が浅くなり、びびりが発生し易いものと考へられる。この事は前報⁽⁴⁾で指摘したびびりの発生を防止するためには、被削材と双先がなるべく相離れない様にする事が大切な要件である事と良く一致する結果である。第 8, 9 図に於て切削開始より数回転後に於ては振幅が増大する時期が必ずしも一定しない事が見られる。これは本実験の様に被削材の銼を横送りで切削する場合は、切削開始より数回転後に於ては被削材の 1 回転毎の振れにより偏心に削られ、被削材が振れても切込量が一定となるため、びびりが発生し易い時期が必ずしも一定しなくなるものと考へられる。

一般にセンタ穴の部分には被削材の温度変化による伸縮或はセンタ穴の磨滅のため、切削中よく間隙を生じ易い処である。この間隙の影響を確かめがため、両センタ穴に各縦方向に 0.25 mm の間隙が存在する様調整し、切削巾 4.5 mm、削り速度 60 m/min、送り 0.3 mm で切削した時、被削材の垂直振動の測定例を第 10 図に示す。図に於て被削材は 1 回転毎に規則正しく大きい振幅で上下に振れてゐるのを見る。

(4) 旅順工科大学紀要、11, 1.

前と同様に垂直線がけりの位置を示すから、けりが回転の最上部に来る 1/4 回転前の処即ちけりが被削材に上向の最大力を傳達する時、被削材が最高の位置に振れてゐる。

又図に於てけりが回転の最下部の位置にあるとき、被削材の撓に原因するびびりの振幅が増大し易く上の考察と良く一致する。

同様にセンタ穴の部分に間隙がある状態に於て切削し、被削材の水平振動及び水平削り抵抗力を同時に測定したものを第 11 図に示す。図に於て a が被削材の振動、 b が削り抵抗力を示し、水平線は削り抵抗力の零を表はし、垂直線がけりの位置を示す。図は被削材の振動を削り箇所と丁度正反対の位置で測定したものであるから、けりが回転中最上の位置に来る時期は図で垂直線から 1/4 回転進んだ位置である。この時けりは被削材に双先に近づく方向への最大水平力を作用するから、被削材はその方向即ち図に於て下方に変位してゐる。被削材が双先に近づかんとする時は双先の抵抗があるため比較的徐々に動き、その反対方向へは図に見る様に急に変位してゐる。被削材が双先に最も近づいた時、削り面は最も深く切込まれる筈である。今この削り方の時バイトを急にもどして切削を停止し、削り面の高低をダイヤルゲージで測定したものを第 13 図に示す。図の様にけりが真上にある時 B の附近が最も深く切込まれ第 11 図の結果と良く一致する。尚第 13 図に於て A, D, C に進むに従ひ、削り面の高低の週期が次第に早くなつてゐるが、第 11 図に於ても同じ部分で振動の週期が次第に早くなり良く一致してゐる。この様にセンタ穴

第 13 図 削り面の高低

に間隙があるときは、振動の週期が非常に不規則になるのは當然である。

今被削材の一端をチャックで掴み他端をセンタで支へる時は、センタ穴の部分に間隙が生じてても、被削材への回転傳達が被削材の円周上一様に行はれ、被削材が 1 回転毎に振れる事がなくなる筈である。前と同様に長さ 0.8 m の棒の一端をチャックで掴みセンタ穴の部分に 0.25 mm の間隙がある場合に切削巾 3.5 mm、送り 0.3 mm で切削を行ひ、被削材の振動を測定した結果を第 12 図に示す。図に見る様に被削材の撓振動は振幅が可成り大きく発生してゐるが、振動の週期は一定で且被削材の 1 回転毎の振れが殆ど生ぜず、従て偏心削りを生じない事が判る。

被削材の一端をチャックで掴む時と両端をセンタで支へる時との比較は、例へば削り作業の途中で被削材の取付換へを要する場合は、中心線が狂はない様両端をセンタで支へる必要がある等、周囲の事情により一般的には論じ難いが、單に精密切削のみを問題とする時は、一端をチャックで掴む

方が偏心削りを招来する事がなく精密仕上に適する事が判る。

次に振動防止法に就て考察せんとす。先に旋盤主軸の撓に原因するびびりの実験結果として、

第1. 旋盤設計に際し 切削中の被削材の水平撓自己振動

がなるべく誘起されない様にする事、

第2. 旋盤使用に際し被削材の水平撓自己振動がなるべく誘起されない様に即ち水平横削り抵抗力及びその変化の大きさを小さくする事、

第3. 被削材が水平自己振動を行ふも被削材及び双先がなるべく相離れない様に、両者の関係位置及び バイト の形を適當にする事、

の3要件を得たのであるが、本実験の被削材の撓に原因するびびりに於ても、この3要件により実際に良くびびりを防止し得るかを確かめんとするものである。

バイトの削り角 削り速度 60~

65 m/mn, 送り 0.1 mm で削り角を 80°, 70°, 60° の3種に変へて切削し、切削巾と被削材の振幅の大きさの関係を求めたものを第14図に示す。図に於て削り角を小さくすれば被削材の振動を著しく防止し得る事が判る。

第14図 削り角と振幅の関係

これは削り角を小さくすれば、水平削り抵抗力及びその変化の大きさが著しく減少するためのものである。削り角を小さくすれば垂直削り抵抗力も減少するが、然しその影響は第14図に見る様な大きいものでない事を考ふれば、削り角を小さくしてびびりの発生を非常に防止し得るのは、主として要件2の理由による事が明らかである。

バイトの取付角 第15図 A, B, C に示す様に バイトの取付角 20°, 40°, 90° の3種につき、削り角 70°, 送り 0.3 mm で外丸削りを行ひ、切込の深さを変へた実験結果を第15図 A, B, C 曲線に示す。図に於て取付角が小さいとびびりが著しく発生し易い事が判る。取付角が小さい程、実際削る切削後の長さが増し、恰も送りが小で切込の深さが増したと同一結果になり、削り抵抗力が多少増大するためびびり易い事も考へられるが、然し主な原因は、外丸削りの際取付角を小さくすれば、被削材が極く僅かの水平振動を発生した

場合にも、削り面積が大きく変化するため振動し易いのである。即ち被削材の水平横変位が極く僅かで被削材と双先が相離れ易い状態にあり、防止上の要件3に相反するためである。要件3を最も良く満足する バイト の形は第15図Cに示す

取付角 90° のもので、図に見る様にびびりが容易に発生しないのである。仕上バイトは非常にびびり易いバイトで、その使用は極く低削り速度のみに限られてゐるが、仕上バイトは荒削りバイトの取付角が極端に小さくなったものと見做し得るから、要件3に最も相反する形である。

バイトの背角 実際削り作業に於てびびり易い時、双先の背面を油砥石で擦り、びびりを止めてゐるのを屢見受ける。背角を小さくすれば假令被削材の水平自己振動が発生した場合にも、双先の2番が削り面に當り、双先は被削材に自由に切込む事が出来ないから、相互の水平横振動が防止されびびりが発生し難い筈である。

第15図 取付角と振幅の関係

第17図 測定写真

今削り角 70°, 送り 0.3 mm で銼の外丸削りを行ひ、背角 1°, 3°, 7° の3種につき、切削巾を変へて切削した時の結果を第16図に示す。

第16図 送りと振幅の関係

図に於て被削材の撓振動の週期が可成り増減してゐるが、これは双先の2番が削り面に當るためと考へられる。削り抵抗力の変化に就て見るに、或部分では被削材の撓振動の週期で変化し、或部分では週期が非常に早く全然見分け難く測定されてゐるが、これはバイトの撓に原因するびびりを発生してゐるものである。実際削り作業で2番が當る時、疳高い音を発生し易いのはこのためである。

次に第16図の上部に垂直削り抵抗力を測定した結果を示

す。背角が小さい程垂直削り抵抗が増大するのは當然で、図に於て背角 1° の場合が 3° の場合より大である。然し背角 7° の場合は 3° の場合より増大してゐる。これは削り抵抗の大きさがびびりの振幅の大きさに左右されるためと考へられる。びびりの振幅が大きい程、各週期毎に削り屑

第 19~21 図 測定写真

に大きい亀裂を生ずるため、びびりが発生せずして削り屑が流れて生成する場合より、単位体積を削るに要する仕事量が増大する筈である。第 16 図に於て背角 7° の時の振幅は、背角 3° の時に比し著しく大であるから、この影響のため背角 7° の削り抵抗が増大したものと考へられる。

第 22 図 削り屑

送りの大きさ 同様の削り方で送り $0.1, 0.3, 0.5 \text{ mm}$ の 3 種につき切削巾と被削材の垂直撓振幅の関係を求めたものが第 18 図である。図に於て送り 0.1 mm と 0.5 mm の時の振幅は大体同一で、送り 0.3 mm の時が最大である。送りが小さい程削り抵抗の変化の大きさが著しく小さいため、被削材に撓振動のエネルギーを與へる事が少く、又送りが大で削り屑が厚い場合は、びびりの発生と不可分の関係にある削り屑の亀裂が生じ難く、従てびびりが最も発生し易い送りの大きさが存在するものと考へられる。

第 18 図 B' 曲線は平均振幅を示す同図 B 曲線の測定結果から最大振幅を求めたもので、 B, B' 曲線がその間の関係を示すものである。

削り速度 削り角 70° 、送り 0.3 mm 、切削巾 3.0 mm で削り速度が各 $24, 70, 98 \text{ m/min}$ の時の測定例を第 19~21 図に示す。図に於て削り速度が遅い時は削り抵抗の変化が非常に不規則で、被削材の撓振幅が僅小である。削り速度 70 m/min の時、非常に大きい振幅のびびりを発生してゐる。図に於て削り速度が真上の位置即ち 1 回転を示す垂直線の部分で振幅が減少し、その中間の部分で増大し、第 8, 9 図の結果と良く一致してゐる。次に削り速度 98 m/min の時は第 21 図 b に見る様に、削り抵抗の変化が著しく小さ

く、被削材の振幅も非常に小である。この 3 種の削り速度における削り屑を第 22 図に示す。削り屑が小さく巻いてゐる図の中央のものが、削り速度 24 m/min のもので、これが普通に見る削り屑である。図の左に見る亀裂のある削り屑が、削り速度 70 m/min のものでびびりの振幅が大きい時のも

第 23 図 削り速度と振幅の関係

第 24 図 被削材の逆回転

のである。右端の美麗に流れてゐるのが削り速度 98 m/min の時のものである。

以上の実験結果を纏めたものを第 23 図に示す。送り 0.3 mm の時は削り速度 80 m/min 、送り 0.1 mm

の時は削り速度 115 m/min 附近で振幅が最も増大し、速度がそれ以上に増せば急に振幅が減少する事が見られる。この振幅が急に減少する削り速度は、送りが小さくなるに従ひ大きくなる事が明らかである。

送り 0.3 mm の時の垂直削り抵抗及び削り屑の収縮率を第 23 図の上部に示す。図に於て振幅が大きい時削り抵抗及び削り屑の収縮率が最も大きく、削り速度がそれ以上に増せば次第に減少するものである。この高速切削の時は双先に構成双先を生ぜずして、削り面が非常に美麗に仕上り、削り屑が長く流れて邪魔をする以外は、最も理想的の切削が行はれるものである。故にかゝる理想的の切削を行ふため、近未来超高速旋盤即ち回転数 $2000 \sim 3000 \text{ rev/min}$ 程度のものが製作されつゝあるのは當然の事である。

被削材を逆回転させる削り方 実際削り作業に於てびびりの発生を防止するため、第 24 図に示す様に被削材を逆回転させ、バイトの双先を下向きに取付けて切削してゐるのを屢見受ける。この削り方に於ては水平削り抵抗は、普通の削り方の場合と同一方向に作用するが、垂直削り抵抗は

第 25 図 測定写真

第 26 図 削り方と振幅の関係

反対方向に作用する。今被削材を逆回転させ、削り角 70° 、送り 0.3 mm 、切削巾 2.1 mm の測定例を第 25 図に示す。けりが最上部の位置に来る時即ち図に於て垂直線の部分で振幅が大きく、丁度第 20 図と反対の結果である。これは被削材が逆回転するため、けりが真上に来るとき被削材に双先と相離れんとする方向の水平力を及すから、前と同一原因でこのとき被削材の振幅が大きくなるのである。

切削巾を変へて同様な切削を行ひ、被削材の垂直振幅との関係を求めたものを第 26 図 B 曲線に示す。これを普通の削り方の同図 A 曲線の場合と比較すると略同様で、被削材を逆回転しても振動を少しも防止し得ない事が判る。これは前実験⁽⁴⁾の短い被削材をチャックのみで掴み、主軸の撓に原因するびびりに就て実験を行つた際、被削材を逆回転する事によりびびりの発生を著しく有効に防止する事を得た結果に比し著しい差異がある。これは前実験に於ては主軸受の状態がびびりの発生に直接関係を有するため、普通の削り方に於ては被削材に上向き削り抵抗力が作用するから、主軸受の上向き変形が大きく、そのため被削材の大きい撓を生じびびりを発生し易く、これに対し被削材を逆回転すれば、被削材に働く削り抵抗力が下向で主軸受の変形が少く、被削材の撓が小さいためびびりの発生を有効に防止し得たのである。被削材の両端をセンタで支へた本実験の状態に於ては、主軸受は被

昭和 15 年 2 月]

第 27, 28 図 測定写真

第 29 図 振れ止の駒

第 30 図 振れ止

第 31 図 振れ止と振幅の関係

第 32 図 振れ止

曲線に、又駒の先端が被削材に接触する様調整して切削した結果を C 曲線に示す。図の A 曲線は同一削り条件で振れ止を使用しない時の結果で、切削巾 3 mm 附近で大きい振幅の振動を発生してゐる。故に振れ止を使用する事により

削材の撓の強さに殆ど影響を及さず、従て被削材の上下方向の撓の強さは第 2 図に見る様に同一であるため、被削材を逆回転してもびびりの発生を減じ得ないものと考えられる。故に被削材を逆回転する防止法は、被削材の撓が主軸受と直接関係を有する時にのみ有効と考へられる。

第 26 図 C 曲線は同一削り条件で荒削りバイトを用ひた正面削りを行つた場合である。A, B 曲線の時に比しびびりが発生し易い事が判る。びびり発生中被削材は上下方向のみでなく水平方向にも振動し、全体として楕円に近い形を画いて振動してゐるのであるが、この被削材が楕円を画く方向と被削材の回転方向とが正面削りの時一致する。第 27, 28 図は正面削りと外丸削りの時の被削材の水平撓振動及び水平削り抵抗力を同時に測定したもので、図に於て a が被削材の振動、b が削り抵抗力を示す。第 27 図の正面削りに於ては被削材の振動方向と回転方向が一致するため、被削材の振動の形が規則的で水平削り抵抗力との変化が互に良く一致し、振動し易い事が推察される。第 28 図の外丸削りの場合は方向が反対となるため、被削材の水平振動が可成り不規則になり、従て比較的振動し難い事が推察される。

振れ止 細長い被削材を切削する時は、削り抵抗力のため被削材が撓易く又撓振動を発生し易いため、振れ止を用ひてこれ等を防止するのが普通である。振れ止の駒は普通 3 箇で第 29 図に示す様に配置されてゐる。この振れ止を第 30 図に示す位置に使用し、駒 A, B, C の先端と被削材の間隔を 0.05 mm に調整して削り角 70° 、送り 0.3 mm で切削した結果を第 31 図 B

びびりの発生を著しく防止し得る事が判る。

併切削前に振れ止の駒 *A*, *B*, *C* を適宜に調整し、次で切削を開始すれば垂直削り抵抗のため被削材は上向き撓を生じ、駒 *A* に大きい上向き力が加はる。駒 *A* は完全に固定されてゐるものではないから駒 *A* が上方に変位し、被削材と駒の位置が第 29 図に見る様になり、駒 *B*, *C* との間に間隙を生じ、駒 *B*, *C* が十分な作用をなし得ない事が考へられる。但し切削中は水平削り抵抗も作用するため、被削材は水平方向にも撓み、その撓が相當大きい時は被削材は駒 *B* にも接触するが、然し被削材の上方撓のため駒 *B* の効力が著しく減ぜられる事が判る。然るに切削箇所と反対の眞横の位置に駒を配置すれば、この様に不利な関係が全然なくなる

のである。又びびり防止の要件 3 の様に、被削材の垂直振動よりも水平振動を少くする事が防止上大切である事を考ふれば、従来の駒の位置は不適當で、眞横の位置に駒を配置すべきである。

今第 32 図の様に駒を眞横の位置に配置した振れ止を製作し、前と同一削り条件の下に、駒 *A*, *B* のみを用ひて切削を行つた結果が第 31 図 *D* 曲線である。図に於てこの振れ止は普通の振れ止を使用した場合に比し、著しく有効にびびりを防止し得る事が明らかである。

終りに暗室内の本実験を熱心に助力された太田末雄君、蔡實園君に深謝する。(昭和 14 年 12 月 18 日受付)

潤大貨物の輸送実験に就て⁽¹⁾

(昭和 14 年 10 月 13 日 第 359 回「鉄道部門」講演會に於て講演)

正員 武 藏 倉 治⁽²⁾

1. 緒 言

2 軸貨車、菱形台車式 ボギー貨車 又は揺枕式 ボギー貨車にて潤大貨物を積載したる現車に就て車輛限界の肩の所の左右動を測定する新方式に就て述べ、尙、昭和 14 年 8 月行ひたるその実験結果に依て潤大貨物を輸送する場合の許容最大幅を決定する資料を與へる。

2. 試 験 方 法

試験車は第 1 表に示す如き代表的無蓋貨車の 5 形式を選び、更に潤大貨物積載貨車が複線を走行する時反対側の旅客列車とすれちがふ場合を考慮するために ボギー客車を試験車に加へた。荷重としてインゴットを積載し、その重量は、第 1 表に示す如く、これまで取扱ひたる重量潤大品の普通の重量をとり、積載荷重としてはその外に枠組の重量約 1 t ある。荷重重心高さは、普通取扱つてゐる高さよりも幾分高くして軌条面上 2'500 m

した。尙動揺大なるべき車を選定し、且測定區間も車輛動と揺の大なるべき成田線椎柴下総豊里間の直線區間佐倉起点

55'996 km より 55'966 km までの 30 m 間なる軟弱路盤の場所を選定した。試験現場を第 1 図に示す。同箇所は利根川とこれに並行せる丘陵との間にある、沼地に近き永田地帯に敷設せる低き築堤にて路盤軟弱である。又普通車輛の左右動の波長は 10~15 m なるを以て左右動の波が、二つ乃至三つ

入る様に 30 m を選んだ。潤大貨物の輸送に関しては曲線部分は左右空間の余裕大であるから車輛動揺は問題にならないので曲線部分に対しては別に試験を行はず、測定區間の軌条は重量 30 kg/m、長さ 10 m にて軌条 1 本につき枕木 14 挺である。

試験列車の編成は、機関車 8620、オハニ 35502、貨車チ 185、試験貨車又は機関車、オハニ、試験客車として、オハニ 35502 には荷物室を仕切りて暗室を設け、感光紙の取替及び現像に使用し、客室にては (1) 摩擦輪式電氣速度計にて試験列車の速度を記録し、(2) 試験車にある測定計器の紙送りを自動的に起動及び停止するやうに制御を行ひ、(3) 試験車に

第 1 図

第 1 表 試験車輛一覽表

形 式	車輛種類	車 輛 構 造	積 載 荷 重
ト 20000	10 t 積無蓋車	2 軸貨車 { シウ式 リンク式	1'6 × 3 = 4'8 t
トム 19000	15 " "		11'2 × 1 = 11'2 t
チキ 300	25 " 長物車	ボギー貨車 { 菱形台車式 巻ばね 菱形台車式 板ばね	12'7 × 1 = 12'7 t
シキ 40	30 " 大物車		10'88 + 10'08 = 20'96 t
チキ 1500	35 " 長物車		(8'2 + 1'6) × 2 = 19'6 t
スハ 32800	20 m 鋼製	ボギー客車	

ある測定計器の記録紙に時間記録するために時間 1/10 s 刻みを送る。貨物列車に編成されたる貨車の動揺状態を測定する見地から客車 オハニ の動揺が試験貨車に影響せぬやうに貨車チを挿入した。尙左右動揺の大なる状態を測定するために試験車を最後部に連結したのである。

[第 6 卷 第 22 号 (第 4 部)]

(1) A Roadtest on the Transportation of Heavy and Extraordinarily Bulky Goods. (2) Kurazi Musasi, Member. The Research Office Japanese Government Railways, Tokyo. 鉄道大臣官房研究所。