内火式機関に於ける振り震動の計測に就て

株式会社 川崎造船所技師 工學士 西 原 潤

ABSTRACT.

The Measurement of Torsional Vibration in Internal Combustion Engines. By H. Nishihara.

In this paper are described some particulars in connection with torsigraphic measurements of torsional vibration in Diesel engine units. From torsigrams taken, the characteristic features of torsional vibration of each order can be clearly seen. Numbers of the orders, which have been observed by the author in his experiments, are as follows:—

- a) For 4 cycle 6 cylinder engine....3rd, 4th, 4.5th, 6th, 7.5th, 9th, and 12th.
- b) For 4 cycle 10 cylinder engine....4th, 5th, 7.5th, and 10th.
- c) For 2 cycle 6 cylinder engine....4th, and 6th.

Of the above orders, the 3rd, 5th, and 6th have been found the most severe vibration and their ranges are also exceedingly wide. According to the author's estimation, the range of the 3rd order critical vibration is over 200 revolutions, that of the 5th and 6th orders are from 40 to 80 revolutions. Judging from the results obtained, it will be seen that the range diminishes as the number of natural vibration per minute becomes less.

The torsional stress due to the heaviest torsional vibration is roughly estimated 10 times as much as the mean torsional stress at full load.

Lastly some suggestions are made to overcome the difficulties caused by torsional vibration, i. e. firstly by creating turning moment at the free end of vibration, for instance, by adopting fly wheel embodying slipping device; secondly by altering the elastic condition of the shafting at or near the nodal point, for instance, by adopting proper type of friction coupling; and thirdly by shifting suddenly the whole range of vibration, for instance, by adopting electro-magnetically controlled fly wheel.

以下述ぶる所は Geiger 式 torsigraph を用ひ主として 4 cycle 式「ディーゼル」機関に於ける振り震動の計測に關するものなれば、其の範圍極めて狹隘なるも何等か参考の資料とならば幸甚なり。

1. 振り振動の分類

内火式機関に於ける振り震動に就ては M. Lewis 氏の論文を本協會雜誌第 54 號より第 59 號迄に詳細に記載しあるを以て充分御了解のことと思へども、話の順序として次の 3 點を略述す。

A) Degree

振り震動に與かる mass の數多くなるにつれ自然震動の仕方も數多くなるが故に、nodal point の數により其の種類を區別す。例令ば nodal point 1 個ある震動の仕方なる時は、之を 1st degree [M. Lewis 氏によれば one noded vibration] と稱し、nodal point 2 個ある震動の仕方なる時は 2nd degree と稱するが如し。

B) Order

振り震動は同一 degree のものにてても週期の異なる exciting force に依り之を誘起し得可し。例令ば exciting force を 1 震動に 1 回與へても 2 震動に 1 回與へても之を誘起し得るが如し。故に同一 degree の震動にてても之を誘起する source により order なる語にて區別す。即ち機械の 1 回轉中に於ける震動數を order の數とす。例令ば機械の 1 回轉中に 3 震動する時は 3rd order と云ひ、5 震動する時は 5th order と云ふが如し。

依つて内火式機關に於ける振り震動は 2nd degree 6th order の震動と云ふが如き名稱にて表はすものとす。

C) 危険回轉數 (critical speed)

振り自然震動數を order の數にて除したるものを危険回轉數と云ひ、此の order を以て危険回轉數の order とす。例令ば 2nd degree 6th order の危険回轉數と稱するが如し。

2. 振り振動の對測器械

計測器械に 2 種あり。1 つは J. Geiger 式 torsigraph にして、他は H. Frahm 式 torsion indicator なり。

A) J. Geiger 式 Torsigraph

本器は mean constant speed に對する機械回轉速度の irregularity を記録するものなり。即ち機械回轉速度の irregularity に完全に follow せしめんため、極めて輕き「アルミニウム」製 pulley を備へ、之を cloth belt にて機械の軸より回轉せしめ、其の内部に 1 個の fly wheel を設け、spiral spring にて pulley に取付けし構造なり。依つて pulley 回轉速度の irregularity は spring にて吸収せられ、flywheel は略ぼ mean constant speed にて回轉す。故に fly wheel と pulley との間に relative motion を生ずるを以て、適當なる mechanism により之を writing lever に傳へ紙上に記録す。此の torsigram の原理、構造等は第一圖及び第二圖にて了解せらるべし。本器を用ひて撮取せし震動圖即ち torsigram は第三圖に示すが如し。尚ほ torsigram 上の震動は circumferential double amplitude にして、angular amplitude は之より算出するを要す。

B) H. Frahm 式 Torsion Indicator

本器は或る長さに對し軸の twist せらるゝ量を記録するものにして、取りも直さず recording torsionmeter なり。其の原理、構造等は第四圖より明かなるべし。

本器を用ひて撮取せし torsiogram は第五圖に示すが如し。

さて此等兩器は機械の如何なる位置に取付けて torsiogram を撮取すべきかと云ふに、器械の構造上よりも明かなる如く、Geiger 式 torsiograph は震動の震幅成る可く大なる位置に、Frahm 式 torsion indicator は torsional strain の成る可く大なる位置即ち nodal point 又は之に成る可く近き位置に取付く可きものなり。

3. Torsiogram

第六圖は Geiger 式 torsiograph を用ひて撮取せし torsiogram にして、第七圖は Frahm 式 torsion indicator を用ひて撮取せしものなり。之により機械回轉速度の irregularity 又は軸の twist の變化する有様を了解し得るのみならず、危険回轉數範圍内に於ける特殊なる震動の有様を明かに看取し得べし。

4. 推進状態に於ける 1st degree の振り震動

推進状態に於ける 1st degree の振り震動は、propeller の震幅が機械前端の夫れに比較して著しく大なれば水の damping effect により防止せられて現はれざるべしとは一般の説なるが、機械前端にて實測せし 2 つの場合に於ても torsiogram にて此の震動を認むる能はざりき。此の 2 つの場合に於ける震幅の関係等は計算上 (free vibration としての計算による) 第一表に示す如し。

第 一 表

	機械前端に於ける震幅	推進器の震幅	計算による毎分震動數
第一の場合	1	9.7	670
第二の場合	1	8.5	845

5. 推進器の如く大なる Damping を及ぼすもの無き場合

機械に water dynamometer 或は發電機を結合せし如き装置に於ては 1st degree の振り振動最も強烈に現はれ、2nd degree は回轉數範圍内に存する minor order の震動微弱ながらも現はるゝを見たり、危険回轉數の order による震幅の大小等は後出の torsiogram に就て見らるべし。

6. Torsiogram に現はれし Order の種類

A) 4 Cycle 6 Cylinder Engine

i) crank arrangement 及び firing order

crank arrangement は第八圖に示す如くにして C_1 , C_2 は空氣壓搾唧筒用 crank なり。

firing order は 1, 4, 2, 6, 3, 5, 或は 1, 5, 3, 6, 2, 4 にして計測の結果は全く同様なりき。故に firing order 1, 4, 2, 6, 3, 5 なる場合のみに就き述ぶ。

第 八 圖

ii) 本機を用ひて實驗せし order の種類

3rd, 4th, 4.5th, 6th, 7.5th, 9th, 及び 12th order の 7 種類なりき。但し同一装置にて是等の order の振り振動が總べて現はれたりと云ふには非ず。之に就きて今少しく詳述せん。

- a) 1st degree の毎分震動数は約 1550 にして第八圖 C_1 の amplitude を 1 とする時 water dynamometer 後端の夫は計算上 0.68 なりき。而して機械前端にて撮取せし torsigram に依れば 3rd, 4th, 4.5th, 6th 及び 9th なる 5 種類の order の振り振動を明瞭に認め得たり。第九圖は各 order の torsigram なり。(圖は直徑 148 mm の pulley 上に於ける circumferential double amplitude を 3 倍に擴大せるものなり)
- b) 1st degree の毎分震動数は約 1700 にして第八圖 C_1 の amplitude を 1 とする時 water dynamometer 後端の夫は計算上 1.14 なりき。而して water dynamometer 後端にて撮取せし torsigram に依れば 4th, 4.5th, 6th 及び 9th なる 4 種類の order の振り振動を認め得たり。第十圖は各 order の torsigram なり。(擴大度等前に同じ)
- c) 1st degree の毎分震動数は約 1830 にして 2nd degree は計算上 3150 なりき。又第八圖に於ける C_1 の amplitude を 1 とする時 water dynamometer 後端に於ける夫は計算上 1st degree に對し 1.05, 2nd degree に對し 0.264 なりき。而して機械前端にて撮取せし torsigram に依れば 1st degree にては 4th, 4.5th, 6th 及び 9th order, 2nd degree にては 7.5th 及び 9th order の振り振動を認め得たり。第十一圖は各 order の torsigram を示す。(擴大度等前に同じ)
- d) 1st degree の毎分震動数は約 2130 にして、第八圖に於ける C_1 の amplitude を 1 とする時發電機後部に於ける夫は計算上 0.72 なりき。而して機械前端にて撮取せし torsigram に依れば 4.5th, 6th, 7.5th, 及び 9th order の震動を明瞭に認め得たるのみならず、12th order の震動をも極めて微弱ながら認め得たり。第十二圖は各 order の torsigram を示す。(擴大度等前に同じ)

B) 4 Cycle 10 Cylinder Engine

i) crank arrangement 及び firing order

第十三圖

crank arrangement は第十三圖に示すが如くにして C_1, C_2 は空氣壓搾唧筒用 crank なり。
firing order は 1, 6, 2, 8, 4, 10, 5, 9, 3, 7 或は 1, 7, 3, 9, 5, 10, 4, 8, 2, 6 なるも、計測の
結果は全く同様なりしを以て、前者の場合に就てのみ述べん。

ii) 本機を用ひて實驗せし order の種類

$4^{\text{th}}, 5^{\text{th}}, 7.5^{\text{th}}$ 、及び 10^{th} の 4 種類なりき。而も實際の裝置に於て此の 4 種類の order を總
べて明かに認め得たり。

a) 此の場合は 1^{st} degree と 2^{nd} degree との振り震動が torsigram 上に殆んど同一程度
の震幅を以て現はれたる特別の例として掲ぐ。即ち 1^{st} degree の毎分震動数は 1160、 2^{nd}
degree のは 1725 にして、第十三圖に於ける C の amplitude を 1 とする時 water
dynamometer 後端の夫は計算上 1^{st} degree に對し 0.53、 2^{nd} degree に對し 1.51 なりき。
而して water dynamometer 後端にて撮取せし torsigram に依れば、此の 2 個の degree
の 5^{th} order の振り震動が甚だ強烈に現はれたり。第十四圖は其の torsigram を示す。
(直徑 148 mm の pulley 上にて 3 倍に擴大せるものなり)

b) 1^{st} degree の毎分震動数は 1375、 2^{nd} degree のは計算上 2340 にして、第十三圖に於け
る C_1 の amplitude を 1 とする時 water dynamometer の後端に於けるものは計算上 1^{st}
degree に對し 0.59、 2^{nd} degree に對し 2.4 なりき。而して機械前端にて撮取せし torsig-
ram に依れば、 1^{st} degree のみの $4^{\text{th}}, 5^{\text{th}}, 7.5^{\text{th}}$ 及び 10^{th} order の震動を明瞭に認め得
たり。第十五圖は各 order の torsigram なり。(擴大度は前に同じ)

C) 2 Cycle 6 Cylinder Engine

i) crank arrangement 及び firing order

crank arrangement は第十六圖に示すが如くにして、 C は空氣壓搾唧筒用、 S_1, S_2 は掃除空氣
唧筒用 crank なり。

firing order は 1, 6, 2, 4, 3, 5 又は 1, 5, 3, 4, 2, 6 なるも計測の結果は全く同一なりしによ
り、前者の場合に就てのみ述べん。

ii) 本機を用ひて實驗せし order の種類

6^{th} 及び 4^{th} の 2 種なりき。

第十六圖

- a) 1st degree の毎分震動數 1470 にして、第十六圖に於ける C の amplitude を 1 とする時 water dynamometer 後端の夫は 0.42 なりき。而して water dynamometer 後端にて撮取せし torsigram に依れば 4th 及 6th order の震動を明かに認め得たり。第十七圖は其の torsigram なり。(直徑 148 mm の pulley 上にて 3 倍に擴大せるもの)
- b) 1st degree の毎分震動數は約 1750 にして、第十六圖 C の amplitude を 1 とする時發電機後端に於ける夫は計算上 0.69 なりき。而して第十六圖の C と S_1 間にて撮取せし torsigram にては機械回轉數範圍内にて 6th order の震動を認め得たり。第十八圖は其の torsigram なり。(直徑 135 mm の軸上にて 3 倍に擴大せるもの)

7. 危險回轉數の範圍

A) 範圍の定め方

Dr. J. Geiger は torsigram と Schwingungs form [M. Lewis 氏によれば normal elastic curve] とより算出せし torsional stress が 100 kg/cm^2 となる點を境界として危險回轉數範圍を限るべしと説かるるも、震幅さまで大ならざるに諸種の故障生ずること珍らしからざるに鑑み、振り震動をなせる範圍内は其の震幅並に torsional stress の大小に係はらず危險回轉數の範圍内として注意する方妥當ならずやと思考す。

故に第十九圖にて機械 speed-up の場合と speed-down の場合とを考慮して、先づ毎分回轉數 290 以上を危險回轉數と定むる方可なるべし。

又第二十圖の如き higher order の震動は震幅極めて小さく且つ其の範圍も狭き故に、震幅の擴大度を大にし機械を極めて徐々に運轉し、以て其の範圍を成る可く精確に決定すべきなり。

次に第二十一圖に示す如き torsigram にては regular vibration は毎分回轉數約 300 位にて止るも、機械の安全を期せんがため peculiar vibration の略ぼ終る點即ち毎分回轉數 315 を以て危險回轉數範圍の境界とするを妥當と思考す。

B) 同一 Degree の震動に於て Order による範圍

i) 4 cycle 6 cylinder engine

3rd order の振り震動最も強烈にして其の範圍も亦最も廣く、自然震動數 1550 なる場合に於ては約 200 回轉の範圍を有したるを認めたり。

6th order は之に次ぎ強烈にして前記の震動數にて約 50 回轉の範圍を有し、4.5th order は 6th order の次ぎにして約 15 回轉前後の範圍を有したるを認めたり。

4th, 7.5th, 9th order の震動は一般に微弱、範圍も亦狭く何れも 10 回轉以下なりき。

12th order の震動は極めて微弱なるも尚ほ 2 乃至 3 回轉の危險範圍を設くるを良しと思考す。

ii) 4 cycle 10 cylinder engine

5th order の震動最も強烈にして自然震動數毎分 1375 なる時 75 回轉の範圍を有し、7.5th order は約 10 回轉、10th order は約 6 回轉の範圍を有するを認めたり。

iii) 2 cycle 6 cylinder engine

6th order の震動最も強烈にして自然震動數毎分 1750 なる時約 75 回轉の範圍を有するを認めたり。

C) 危險回轉數範圍と自然震動數との關係

危險回轉數範圍は略ぼ no load の状態に於ても適當に load をかけし状態に於ても殆んど變り無き故に、exciting force の大小には關係無きものの如く、而も自然震動數の減ずると共に狭くなる事第二表に示すが如くにして、此の點は shaft arrangement を design するに當り大に注意すべきことと思考す。

第 二 表

毎分 自然震動數	機械の種類	Degree	Order	範 圍	備 考
2130	4 cycle 6 cylinder	1 st	6 th	約60回轉	
1830	"	"	"	約40回轉	
900	"	"	"	約15~20回轉	Journal of American Society of Naval Engineers, Ang., 1926 中の記事より判斷す

8. Torsiogram に現はれし震幅と震動に因る増加内力との關係

單に torsiogram を比較するのみにて震幅大なるもの程増加内力也大なりとは斷すべからず。torsiogram 上の震幅は軸系の elastic condition、撮取位置、撮取個所の軸の直徑等により異なるものにして、震幅小なりと雖も時に異常なる増加内力を生ずる事あり。是等の有様を第三表に示さん。表中の振り内力は計算に依るものなり。尙参考として備考欄には表中の振り増加内力の起る位置に於て計畫馬力に對する平均回轉力率 $T = \frac{\text{B.H.P.} \times 4500}{2\pi \times n}$ m kg により生ずる振り内力を挙げたり。

尚ほ第六圖と第七圖とは殆んど同一なる裝置に對する 2 様の torsiogram なる故に、各 order の震幅と内力との關係を比較し得て至つて興味あるものと思ふ。

第 三 表

Torsiogram 撮取個所直徑	Degree	Order	震 幅 擴 大 度	Torsiogram 上の Double Amplitude	震動に因る 増加振り内力	備 考
148 mm	1 st	3 rd	3 倍	14 mm	2030 kg/cm ²	243 kg/cm ²
"	"	6 th	"	8.5 "	1230 "	"
"	"	"	"	10 "	1835 "	159 "
"	"	"	"	5.5 "	644 "	113 "
"	"	5 th	"	19 "	1040 "	169 "
"	"	"	"	12 "	520 "	95 "
"	"	6 th	"	16.7 "	1650 "	148 "
135 mm	"	"	"	7 "	1510 "	232 "

9. 振り震動を防止する二三の方法

A) Shafting の Elastic Condition を變化せしむることにより、

震動の nodal point 附近にある shaft の rigidity は自然震動數に影響すること特に著し。今若し此部の rigidity を絶えず變化せしめなば其の變化量を割合に少くして振り震動の發生するを防止し得可し。nodal point 附近に設けられし friction coupling の slip するは shaft の rigidity 變化するに等しきを以て、slip 或る量以上となれば振り震動は發生せざるべし。

第二十二圖は solid shafting の危険回轉數範圍内に於ける torsiogram にして機械前端にて直徑 148 mm の pulley 上にて 3 倍に擴大せるものなり。

第二十三圖は殆んど同様の shafting の nodal point に friction coupling を挿入せし場合の torsiogram なり。friction coupling は充分締め付けあるにも拘はらず、危険回轉數範圍内にて少しく slip せり。擴大度等は前同様なり。

第二十四圖は coupling の締め方稍不足せしたため slip 多き場合の torsiogram にして、第二十五圖は coupling 甚だしく slip せる場合のものにして震動少しも現はれざるを示す。

上記に使用せし friction coupling は slip せしめつゝ運轉し得るが如き構造ならざりしたため、main critical speed の範圍を數回通過せしのみにて甚だしく溫度上昇せり。

如上の經驗により slip せしめつゝ長時間の運轉に堪ふるが如き構造の coupling を使用せば振り震動を完全に防止し得るものと考へらる。

B) Free End に Turning Moment を作用せしむることにより、

one end fixed と見做さるゝ shaft の振り震動に於て其の free end に fly wheel effect $GD^2 =$

131 kg m² なる fly wheel を friction に依り取り付けたるに、此の振り震動を完全に防止するを得たり。

第二十六圖

第二十六圖は flywheel 取付けの略圖にして、fly wheel が有効に作用しつゝある時静止状態にて之を回轉するに要せし turning moment は 39~46 m kg なりき。

第二十七圖 a は flywheel を附せざる時震動最大なる位置の torsigram なり。

第二十七圖 b は flywheel を shaft に固定せし時震動最大なる位置の torsigram にして、自然振動數減少し最大震動の起る回轉數低下せるを見るべし。

第二十七圖 c, d は前掲の turning moment

にて flywheel slip する様發條を調整せし時の torsigram にして振り震動の完全に防止せられしを見る。

尙ほ slip の速度を計測せしに毎分震動數 1410 位なるべき回轉數に於て fly wheel は 1 分間 1 回轉位の割合にて slip せり。故に 1 分間になせし仕事は

$$2\pi (39 \sim 46) = 245 \sim 289 \text{ kg m}$$

従つて 1 震動に費されし energy は

$$(245 \sim 289) \div 1410 = 0.174 \sim 0.205 \text{ kg m なり。}$$

尙ほ此の flywheel は何等の故障を生ずることなく長時間其の作用を完ふせり。

C) 危険回轉數範圍を Shift することにより、

此の方法は振り震動の發生を防止すると云ふには非るも、振り震動の問題を解決し得る 1 方法ならんと考へらるるが故に掲ぐ。

振り震動をなす装置の free end にある mass を増減せば自然振動數を減少し又は増加し得るものなり。今危険回轉數の全範圍だけ丁度 shift し得る程度の mass を free end に設け、之を magnetic coupling の如きものにて取付け或は取外す時は、危険回轉數範圍は瞬時に移動することを確かめたり。第二十八圖に其の有様を示す。

10. 所 見

之を要するに實際の裝置に於て最も強烈に現はるゝ振り震動の degree は只 1 種類にして、而も此の degree に対し 4 cycle 6 cylinder engine にては 3rd 及び 6th order, 4 cycle 10 cylinder engine に

ありては 5th order, 2 cycle 6 cylinder engine にありては 6th order の危険回轉數に於て最も強烈なる振り震動が誘起せられ其の範圍も甚だ廣きことを確め得たり。且つ torsigram より見るに震動の振幅相當大にして震動數甚だ多きが故に、直接又は間接に之に起因して諸種の障害の惹起せらるゝは容易に想像せらるべし。尙ほ shafting は震動の noial point 附近に於て異常なる stress を受くることあるが故に此の點も特に注意するを要す。

今や種々の形式力量の「ディーゼル」機關益々廣く採用せられつゝあるが故に、危険なる振り震動を誘起すべき回轉數に就て充分なる研究を行ふことは既製機關を安全に使用すると云ふこと以外に、將來「ディーゼル」機關の發達に關して多大の効果を有するものと思ふ。（終り）

討 論

○會長(今岡純一郎君) 西原君の御講演に對して御質問なり御討論なりを御願致したいと思ひます。

○成田豐二君 一寸伺ひますが、Geiger 式 torsigraph の vibrator の natural frequency を calibrate された事がありますか、又 torsigraph に vibration がかる場合 vibrator の frequency はどう變りますか。

○西原潤君 torsigram を撮取する前に機械の回轉數を成るべく一定に保つて、之をを測定した結果と vibrator より算出した結果とを比較して見ますと、毎分振動數 1500 の vibrator を使用した場合 20 乃至 30 振動位の差がある様です。私共の手許に 3 個の torsigraph がありますが、或るものは 1500 振動よりも多く、或るものは之より少い様です。そして torsigraph を取付ける臺が振動する程 error も多い様です。

○成田豐二君 torsigraph に vibration がかる場合はどうですか。

○西原潤君 torsigraph が震動します場合には vibrator は餘り信用出来ない様です。殊に vibrator の frequency と torsigraph にかゝる vibration の frequency とが近い場合には vibrator を全然信用することが出来ない様です。夫で斯うした場合には私共の方では一秒毎を mark する contact clock を用ひて機械の回轉數を算出してをります。

○成田豐二君 先程の御講演に所々計算結果が違いつて居りますが、計算に依る critical speed と實測による其れとはどの程度に合ひませうか。

○西原潤君 夫は計算する場合になす assumption により種々異つたものになるものでせうが、私の經驗しました所では實際の critical speed は計算のものに比し 1st degree では平均 5 % 位低い様です。多い場合で 6 % 少い場合で 3 % 位低い様です。2nd degree では丁度計算通りのものもありましたし、3 % 位低いものもありましたし、6 % 位低いものもありました。

○成田豊二君 第十九圖を見ますと、同じ critical vibration に於て critical speed は engine が speed up する時の方が speed down する時よりも低く出て居りますが何時も斯う云ふ關係になりますか、私が今迄やりました経験に依りますと speed up する時の方が speed down する時よりも critical speed が高く出て來ますので是は vibration に對する inertia の様な現象かと思つて居りました。

○西原潤君 此の圖で見ますと speed up の場合には critical speed は $n=284$ と $n=297$ との間位で始つてをります。speed down の場合には略ぼ $n=290$ 位の所で終つてをります。ですから此の圖によつてははつきり申し上げ兼ねます。

(歸社後取調べて見ましたら急速に speed up する場合には critical speed の位置が幾分高い方に移り、急速に speed down する場合には幾分低い方に移つてゐる様です。矢張り御説の様に vibration を起すには幾分かの時間を要し、vibration の終りでは inertia を有するがためだらうと考へてをります。)

○成田豊二君 どうも有難うございました。

○會長(今岡純一郎君) 外に何か御質問か御討論はありませぬか。

○久野五十男君 169 頁の第二表の上の處に「危険回轉數範圍は自然震動數の減すると共に狭くなる事第二表に示すが如くにして此點は shaft arrangement を design するに當り大に注意すべきことと思考す」とありますが、夫に付て何か御考でもありましたら御伺ひ致したいのですが。

○西原潤君 夫は別に考はありませぬ。

○久野五十男君 御經驗上からですか……………。

○西原潤君 左様です。全く經驗上からの判斷で御座います。

(歸社後行ひました實驗によりますと毎分振動數 1375 なる時 5th order の critical vibration は第十五圖に示す様な烈しい振動で、範圍は約 65 回轉位もありましたが、毎分振動數を 1050 位に落した場合の critical vibration は振幅も約半分位となり範圍も 30 回轉足らずになりました。)

○會長(今岡純一郎君) 夫では西原君の御講演に對しまして一言致します。造船と特別な關係を持つてゐる「ディーゼル」機關の「トーションナル、バイブレーション」に付き實驗上の結果を綜合せられ「バイブレーション」を打消すべき指針をお與へ下さつたことを拍手を以て感謝致したいと思ひます。

(拍手起る)

a. = pulley 廻止. b = paper drive 切換
c = spring 春 d = writing lever 上下腕
e = writing lever 調整螺 f = writing lever 調整螺
g = writing lever 調整螺 h = writing lever
i = vibrator 用インク入 k = 回面記金銀針
l = dead point 記録針 m = 回面手記録針
n = 43-7 0-3- o = paper speed 調整針

第一局 a

第一圖 b
a = Fly wheel
c = Aluminium pulley
e = Spiral spring
f, *i* Bell crank

第二圖

第三番 Geiger 式 Torsiograph = フル Torsiogram

a = measuring tube

b = ring

c = movable concave mirror

d = fixed concave mirror

e = camera

f = electric lamp

g = contact ring

h = time recorder

i = differential gear

k = handle for coupling in & out

第四圖

第五圖 Frahm 式 Torsionograph = 3L Torsionogram.

第七圖

3rd Order.

4th Order.

4.5th Order.

6th Order

9th Order.

第九圖

4th Order.

4.5th Order

6th Order

9th Order

第十圖

Ist. Degree

4th Order

5.5th Order

6th Order

9th Order

IInd. Degree

7.5th Order

9th Order

4.5th Order

6th Order

7.5th Order

9th Order

12th Order

第十二章

1st. Degree 5^{th} Order.

2nd. Degree 5^{th} Order.

第十四圖

4^{th} Order

5^{th} Order

7.5^{th} Order

10^{th} Order

第十五圖

4th Order.

6th Order.

第十七圖

6th Order

第十八圖

n=297

Speed-up.

n=284

n=290

Speed-down

n=302

第十九圖

$n=206$ $n=175$ 放大度 3 倍 $n=178$ $n=176$ 放大度 6 倍 $n=188$ $n=186$ 放大度 6 倍 第二十圖 $n=311$ $n=317$ $n=300$ $n=303$ 第二十一圖

$$n=260$$

第二十二圖

$$n=260$$

第二十三圖

$$n=260$$

第二十四圖

$$n=260$$

第二十五圖

第二十八圖

$n=310$

$n=246$

$n=310$

$n=245$

第二十七圖