

論文 Original Paper

高速ディーゼル機関クランク軸フィレット部の 振動付加応力特性に関する研究

(第1報, ねじり振動付加応力と付加曲げ応力に関する一検討)

下山田 邦 夫*・若 林 克 彦**・児 玉 知 明***

A Study on the Characteristics of Vibrational Stresses at the Fillets of the Crankshaft of a High Speed Diesel Engine

(1st Report, An Experimental Study on Torsional and Bending Vibration Stresses)

By Kunio Shimoyamada, Katsuhiko Wakabayashi** and Tomoaki Kodama****

Synopsis: The characteristics of torsional and bending vibration stresses were experimentally investigated by measuring the vibration stress at the front and rear fillets, and in the center of the crankpin of a 18.6 l, V10 engine.

The experimental results are obtained as follows;

- 1) As the viscous damper of torsional vibration was much effective, large torsional vibration and bending vibration coupled with torsional vibration did not appear in the experiment.
- 2) The torsional stress waveforms were generally similar at each engine speed in the same crankthrow.
- 3) The tendency of bending stress waveforms moved to the side of compression with the increase of engine speed.
- 4) The stress amplitudes of the 0.5th and 1.5th order bending vibration were larger than those of other bending vibrations.

要旨: 本論文では, 粘性ダンパを装着したV型10気筒小型高速ディーゼル機関(総排気量18.6 l)を対象として, ねじり振動付加応力と付加曲げ応力の特性を, 実験的に調査した。

実験は, 供試機関の4番と5番スローに着目して, 各ピン中間位置と前, 後フィレットでのねじり振動付加応力と付加曲げ応力を測定した。

実測波形とその調和成分の特性について検討した結果,

- (1) 供試機関は, ねじり振動粘性ダンパが装着されているので, 減衰効果が大きいために, 顕著なねじり振動, さらにねじり曲げ連成振動はみられなかった。
- (2) 同一クランクスローでは, 回転数ごとのねじり振動波形は似ている。多少, 後フィレットの応力値が大きい。
- (3) 振動付加曲げ応力波形は, 機関回転数が増加するにつれて, 全体的に圧縮応力側へ移動する。
- (4) 使用回転数の範囲内では, 0.5次と1.5次の低次数成分の曲げ応力値が大きく現われる。ことを明らかにした。

*工学部機械工学科 助教授

Dept. of Mechanical Engineering, Associate Professor

**工学部機械工学科 教授 工学博士

Dept. of Mechanical Engineering, Professor, Dr. of Engineering

***工学部機械工学科 技手

Dept. of Mechanical Engineering, Technical Staff

1. はじめに

近年、自動車用高速ディーゼル機関は過給が行われたために、無過給のときと比較すると、出力で2~3倍、最高爆発力で1.5~2倍と著しく負荷が高くなり、クランク軸は過酷な条件のもとに設計製作され、実用化されている。比出力増大を追求する結果、クランク軸の強度に関する研究は重要なものとなった¹⁾。

クランク軸の強度については数多くの研究が行われている。また、機関運転時のクランク軸の応力状態については、しだいに実験的に解明されているが、まだ不明な点が多い。さらに実際に生じる応力を理論的に推定するには多くの困難がある^{2),3)}。

ところで小型高速ディーゼル機関クランク軸系に生じる動的応力として、特に問題になるのは^{4),5)}、

- 1) 機関使用回転数内に顕著な共振現象が現われるねじり振動によって生じるねじり応力。
 - 2) 顕著なねじり振動に連成した横振動（以下ねじり曲げ連成振動と呼ぶ）によって生じる曲げ応力。
 - 3) 軽量クランク化することにより横振動の共振が現われる場合には、その振動によって生じる曲げ応力。
 - 4) 機械的曲げ応力（ピストンの荷重および加速度、遠心力などによる曲げ応力）。
 - 5) クランク軸の軸心の不整によって生じる曲げ応力。
- などである。特に、振動付加応力（ねじり応力と曲げ応力）と機械的曲げ応力の解明が重要な問題としてのこされている^{6),7)}。

本論文では、自動車用V型10気筒高速ディーゼル機関を対象として、クランクピン中間位置とフィレット部における運転時のねじり応力と曲げ応力を測定し、クランクピンフィレット部における振動付加応力特性等を明らかにすることを目的とする。

2. クランク軸の振動付加応力の測定

2.1 実験装置および実験方法

実験装置全体の概略図を Fig. 1 に示す。供試機関は車両用V型10気筒小型高速ディーゼル機関でその被駆動軸側にゴム継手を介して渦流式電気動力計が接続されている。プーリ端には粘性ねじり振動ダンパ（以下、粘性ダンパと呼ぶ）が取り付けられている。供試機関と供試粘性ダンパの諸元を Table 1 に示す。

本実験での試験項目は、クランク軸のひずみ（ねじりと曲げ）、筒内圧およびプーリ端でのねじり振動角変位振幅である。また、ひずみ測定のために、あらかじめホルツァ法（Holzer's method）によりクランク軸系のねじり振動計算を実施した結果、ねじりモーメントが最大になることから、供試機関では4番と5番スローに着目した。したがって、ひずみ測定は4番と5番スローの各ピン中央および前後のフィレット位置で行った。なお、本論文ではプーリ側のフィレットを前フィレット、フライホイール側を後フィレットと呼ぶことにする。

2.2 付加応力測定法

クランク軸の応力測定は、スリップリングを用いてひ

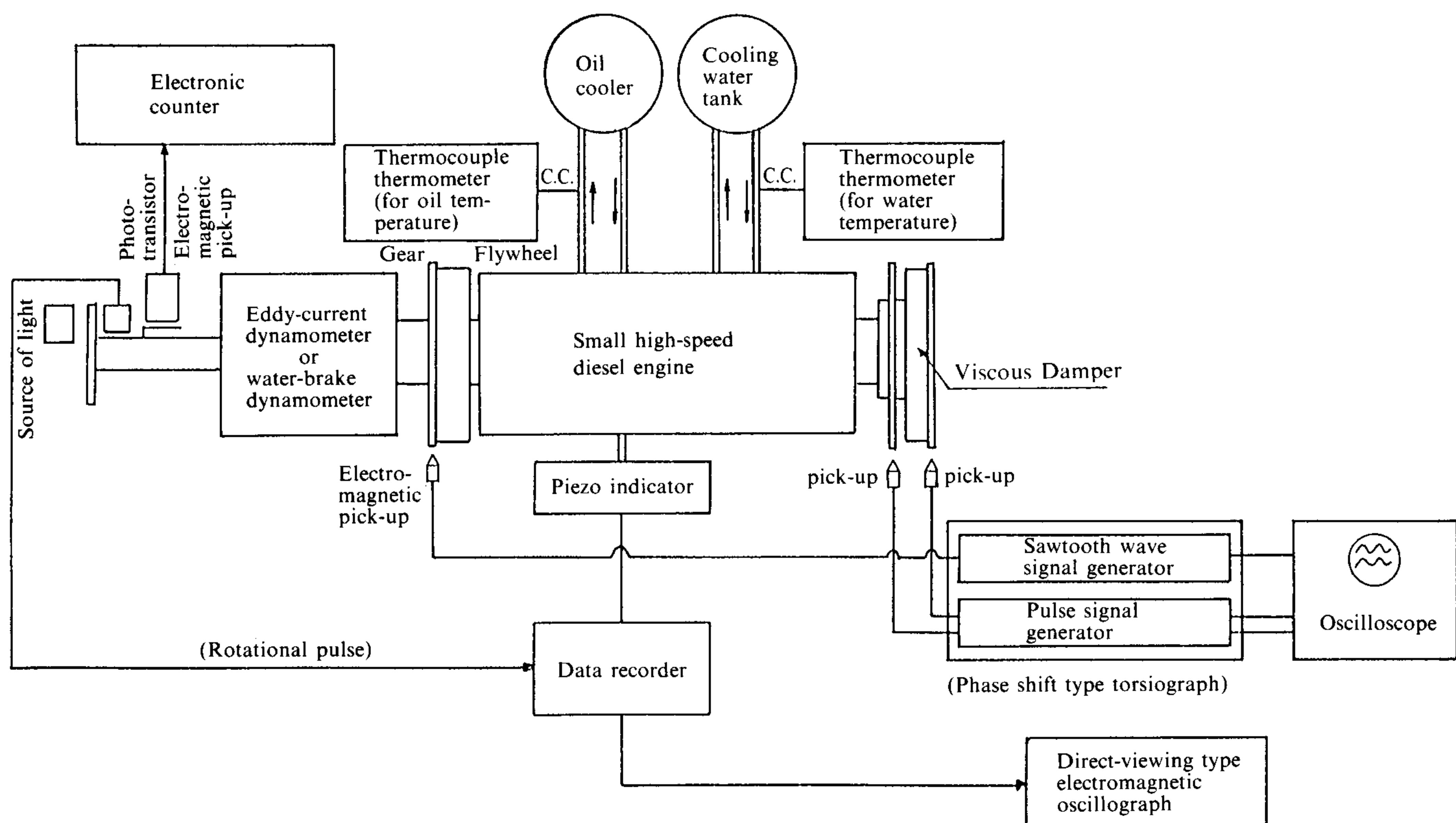


Fig. 1 A schematic diagram of torsional vibration waveform measuring system

Table 1 Main specifications of an experimental engine and a viscous damper

Items		Contents
Main use		Automobile or marine engine
Cycle and engine form		4-cycle, 10-cylinder, 90°-Vee
Bore and stroke	m	0.135-0.130
Total stroke volume	m ³	0.0186
Maximum output	kW/r/min	323.6/2500
Maximum torque	Nm/r/min	1471/1500
Journal diameter	m	0.110
Crankpin diameter	m	0.088
Firing order		1R-1L-5R-5L-2R-2L-3R-3L-4R-4L
Inertia moment of damper inertia ring	kgm ²	0.230
Inertia moment of damper casing	kgm ²	0.139
Kinematic viscosity of silicone oil	m ² /s	2×10^{-1}

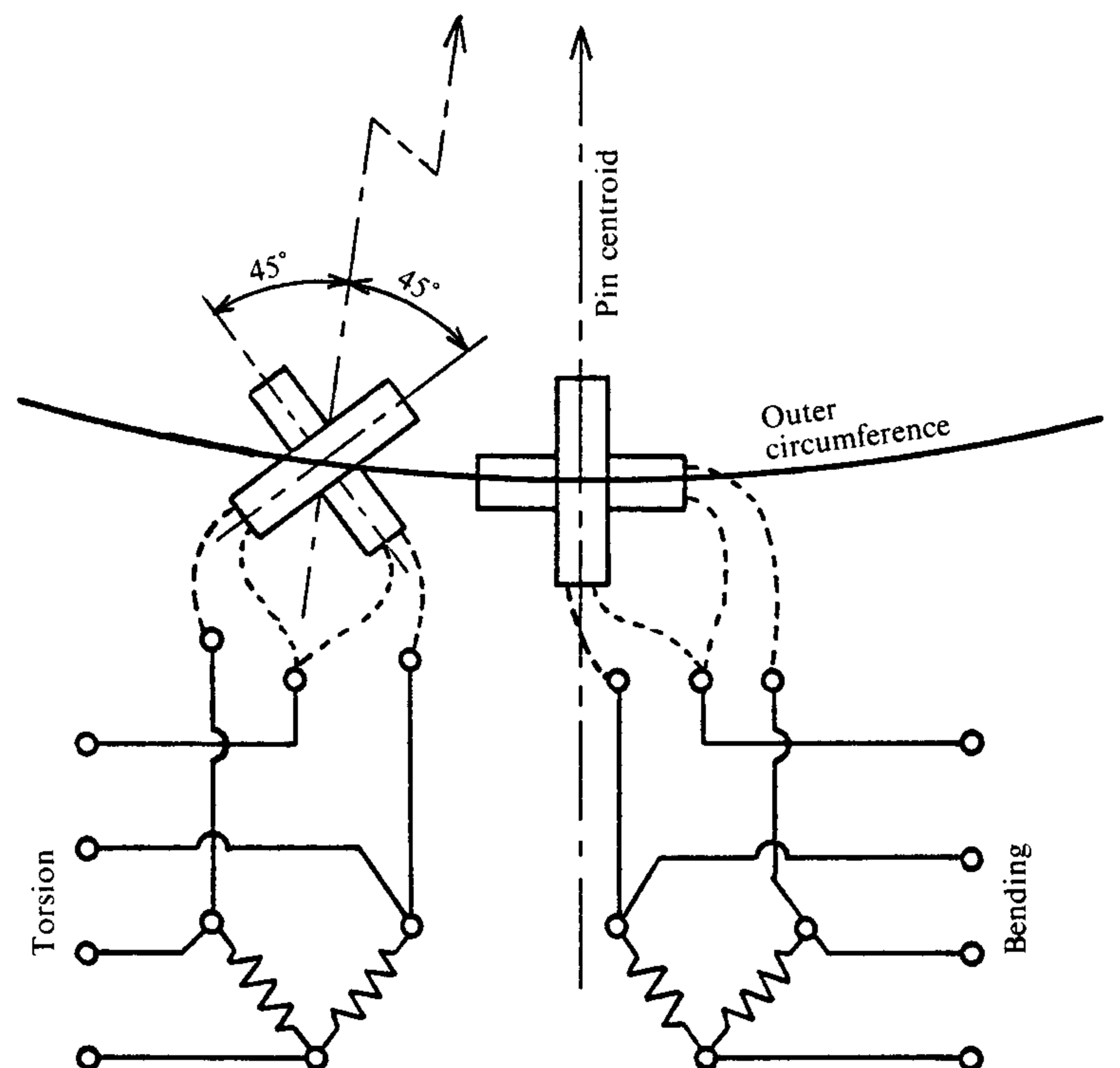
ずみゲージからの信号を取り出す方法を用いた。各測定位置で直交ゲージによる2枚アクティブゲージ法を採用して、三方向のひずみを測定し付加応力を算出した。また、温度によるゼロ点ドリフトが極力出ないひずみゲージを選定した。

ひずみゲージの接着と結線方法を Fig. 2 に示す。クランク軸中心線上のピン下部では、曲げモーメントによる応力（曲げ応力）の測定のために、ピンの軸方向と直角（円周方向）の二軸に、また、ねじりモーメントによる応力（ねじり応力）は単純せん断応力（主応力は軸方向に対し $\pm 45^\circ$ ）となるために、軸方向に対し 45° 傾斜して二軸に結線して、曲げ応力とねじり応力を別々に測定できる方法を採用した。

3. ねじり振動付加応力と付加曲げ応力の測定結果

粘性ダンパを装着したクランク軸系の4番と5番スローの各ピン前後のフィレット位置における機関運転時のねじり応力と曲げ応力の測定結果を Fig. 3～Fig. 14 に示す。測定回転数は1000 rpm より2500 rpm まで250 rpm ごとに行なった。それらのうち、図には、1500 rpm, 2000 rpm および2500 rpm の各回転数ごとの1サイクル（機関2回転分）の応力振幅の実測波形を示した。したがって、各図において、前後のフィレット位置での応力振幅が比較できる。

Fig. 3～Fig. 8 は、クランクピンの各位置でのねじり振動付加応力の実測波形である。回転数ごとの各ピン中間位置でのねじり振動付加応力波形およびそのピーク値にはそれ程顕著な変化はみられない。これは軸系に粘性ダンパを装着しているために振幅がかなり低減されてい

**Fig. 2** Linking method of strain gauges for measuring torsional and bending vibration stress at crankpin fillet and center

ることによる。フィレット部でのねじり応力のピーク値は、ピン中間位置でのピーク値よりわずかに大きい程度である。このことは、ねじりの応力形状係数があまり大きくないことを示す。

Fig. 9～Fig. 14 は各クランクピンの付加曲げ応力の実測波形である。4番と5番ではピン中間位置での応力振幅は、異なった変化を示す。また、高回転数になるにつれて、正の応力振幅のピーク値には大きな変化はみられないが、負の応力振幅値は増加する傾向にある。この傾向は前後のフィレット位置でも現われている。同時に応

力振幅の変化が顕著になってくる。さらに、前後フィレットでの曲げ応力波形はピン中間位置での波形より大きく増幅されていて、ねじり応力波形の場合と異なる。このことは、フィレット部での曲げ応力形状係数が大きいことを示している。また同じ回転数で4番と5番ピンの位置では応力振幅の正、負が反対に現われる。これらは、慣性力や遠心力の影響が現われていると推定される。

4. 測定結果の検討

本章では実測波形とその波形を調和解析した結果をもとにして、各スロー前後のフィレット位置とピン中間位置での付加応力特性を比較検討する。ただし、実測曲げ応力波形には各種曲げ応力成分が混在していると考えられるが、現段階ではそれらを分離することは困難なため実測波形をそのまま調和解析し検討を加えた。

4.1 実測波形による形状係数の検討

前章で述べたように、各フィレット位置およびピン中間位置での応力振幅を比較すると、ねじり振動付加応力については各回転数とも顕著な変化はみられない。振動付加曲げ応力はねじり振動付加応力より相対的に大きな応力値を示している。ここでは実測波形より、1サイクル中に現われる正のピーク値 τ_{\max}^+ , σ_{\max}^+ (以下、応力の最大値と呼ぶ) と負のピーク値 τ_{\min}^- , σ_{\min}^- (以下、応力の最小値と呼ぶ) の絶対値をとり合計した振幅値 τ_{\max} , σ_{\max} を各回転数ごとの全応力振幅と定義し、ピン中間位置での全応力振幅値を基準応力にして、各フィレット位置について、ねじりの形状係数 (α_{KT}) と曲げの形状係数 (α_{KB}) を算出して検討した。

各回転数ごとに各位置でのねじり応力と曲げ応力の最大、最小値より全応力振幅値を求め、前後のフィレット位置に対する形状係数を求めた。その結果を Table 2 および 3 に示す。また、表から回転数ごとの付加応力の最大値、最小値の変化をみるため、Fig. 15 と Fig. 16 にそれぞれねじり振動付加応力と付加曲げ応力の最大値と最小値の変化を示した。Table 2, 3 および Fig. 15, 16 で比較すると、4番, 5番ピンともねじり応力は回転数が変化しても顕著な変化はみられない。付加曲げ応力は、高回転数になるにつれて、負の応力値が増加していく傾向にある。

4.2 調和成分による検討

前述したように、実測波形を直接調和解析した結果の一部を Fig. 17 と Fig. 18 に示す。次数成分は0.5次ごと40次まで分析した結果に基づいて述べる。

Fig. 17 と Fig. 18 はねじり振動の主要次数成分である

5次成分について、それぞれねじり振動付加応力と付加曲げ応力の振幅曲線について示した。供試機関は粘性ダンパが装置されているので減衰効果が大きいために、顕著なねじり振動、さらにはねじり曲げ連成振動はみられなかった。他の主要次数の4次, 3.5次についても同様の傾向を示す。

Fig. 19 と Fig. 20 は0.5次, 1次および1.5次の低次数成分の付加曲げ応力振幅曲線を示した。とくに、0.5次, 1.5次の曲げ応力成分は、使用回転数の範囲内に共振現象はないが、大きな成分値を有していることが分る。また、1次振動成分は主に軸心の不整による曲げ応力であるが、全次数成分の総和と比較すると1/10以下であり、供試機関では軸心の不整は考慮する必要はない。

5. ま と め

V型10気筒高速ディーゼル機関を対象として、クランクピン中間位置および前後フィレット位置に発生するねじり振動付加応力と付加曲げ応力の特性等について、検討を加えた結果のまとめとして、

- 1) ねじり振動付加応力について；
 - a) 回転数ごとの各スローの付加応力波形は非常に類似している。
 - b) 同一スローにおける前後のフィレットの応力の値はほぼ同じ値を示す。
- 2) 振動付加曲げ応力について；
 - a) 機関回転数が増加するにつれて、曲げ応力波形は全体的に負側へ、すなわち圧縮応力側へ移動する。
 - b) 同じ回転数で、4番と5番ピンの位置では、各々の応力波形は全体的に正、負が反対に現われる。
 - c) 使用回転数の範囲内では、0.5次と1.5次の低次数成分の応力は大きな値を示す。1次の曲げ応力値は全体的に小さく、供試機関では軸心不整の影響は小さい。

以上の結論は、供試機関について得たものである。

前述したように供試機関は粘性ダンパを装着しているので、その減衰効果が大きいために顕著なねじり振動、さらにはねじり曲げ連成はみられなかった。次報では、各スローの力のモードを考慮に入れたフィレット部の応力特性の考察と応力解析について触れる。

謝辞 本研究をするにあたり、測定データの整理にご協力頂いた工学部機械工学科の山下聡、高橋功、松本康孝、梶野昌治の四君に深く感謝の意を表する。

(原稿受付 昭和62年9月28日)

文 献

- 1) 星野：機学誌，70—581（昭42-6），37.
- 2) 新井：機学論，30—218（昭39-10），1174.
- 3) 新井：舶機誌，4—10（昭44-12），28.
- 4) 若林・ほか2名：舶機誌，17—12（昭57-12），4.
- 5) 若林・岩本・下山田：舶機誌，19—1（昭59-1），24.
- 6) 若林・下山田・児玉・ほか1名：国土館大工紀要，18（昭60-3），35.
- 7) 下山田・若林・児玉：国土館大電算機センター紀要，4（昭58-4），33.

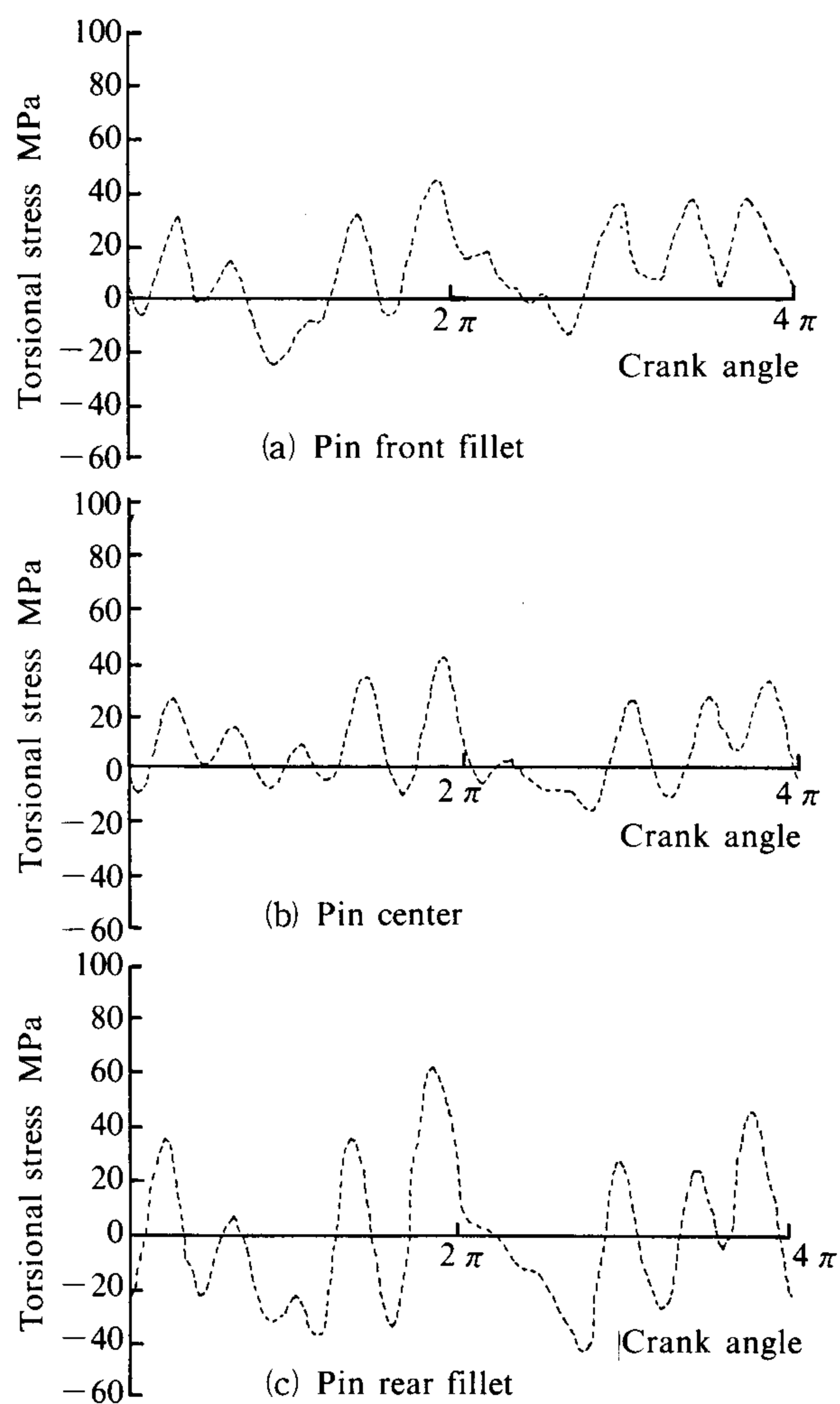


Fig. 3 Measured torsional vibration stress waveforms in the 4th crankpin at 1500 rpm

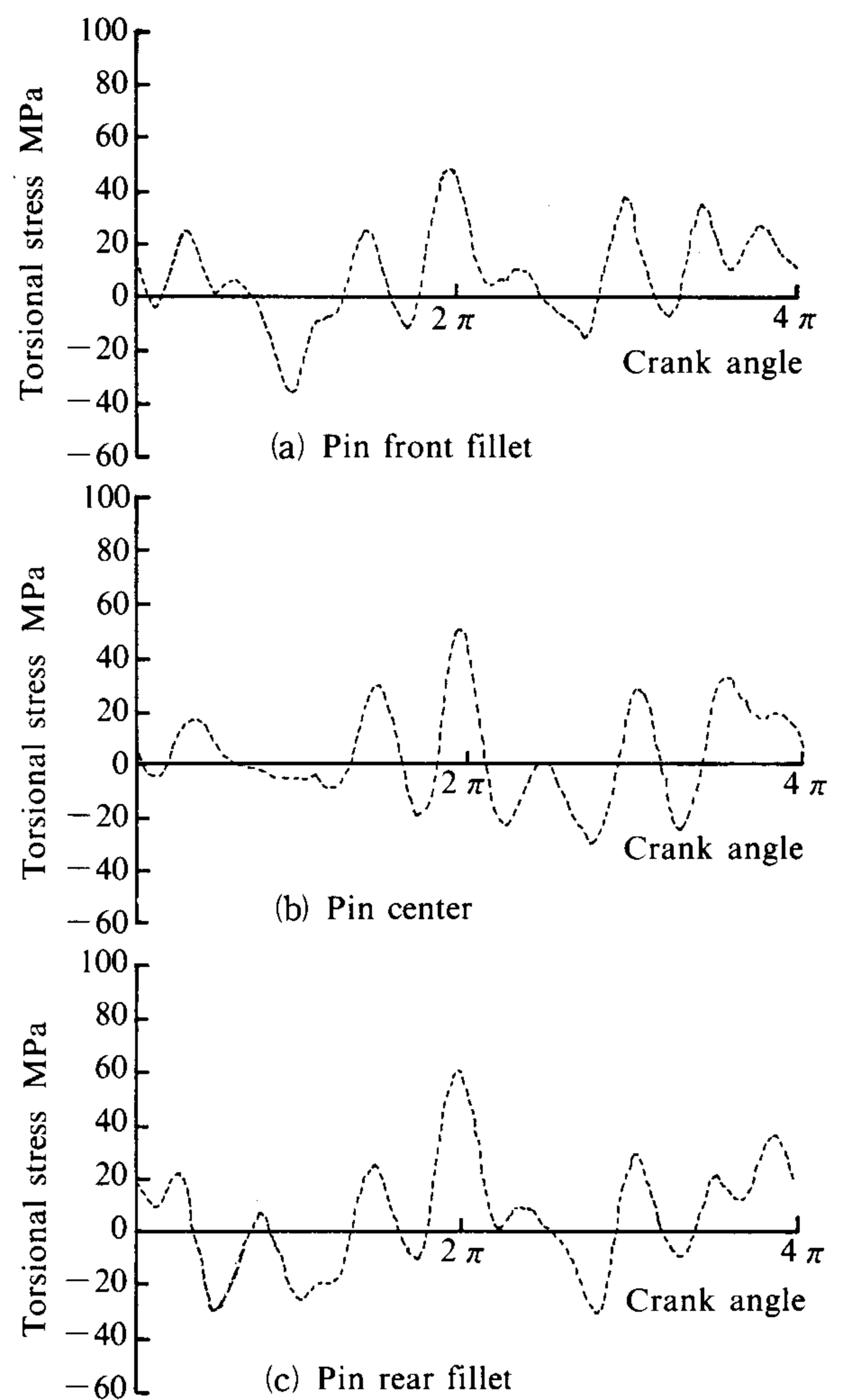


Fig. 4 Measured torsional vibration stress waveforms in the 4th crankpin at 2000 rpm

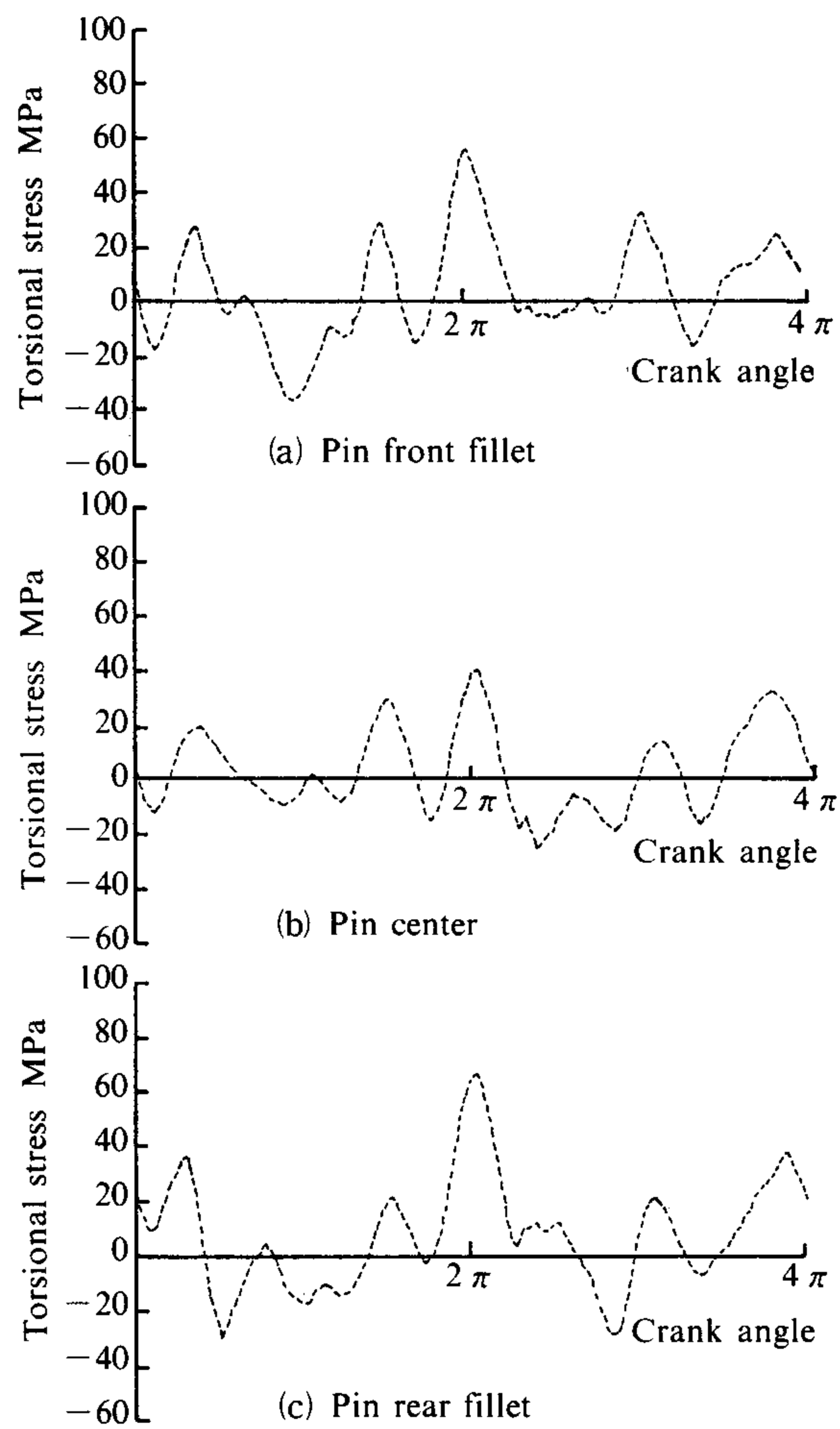


Fig. 5 Measured torsional vibration stress waveforms in the 4th crankpin at 2500 rpm

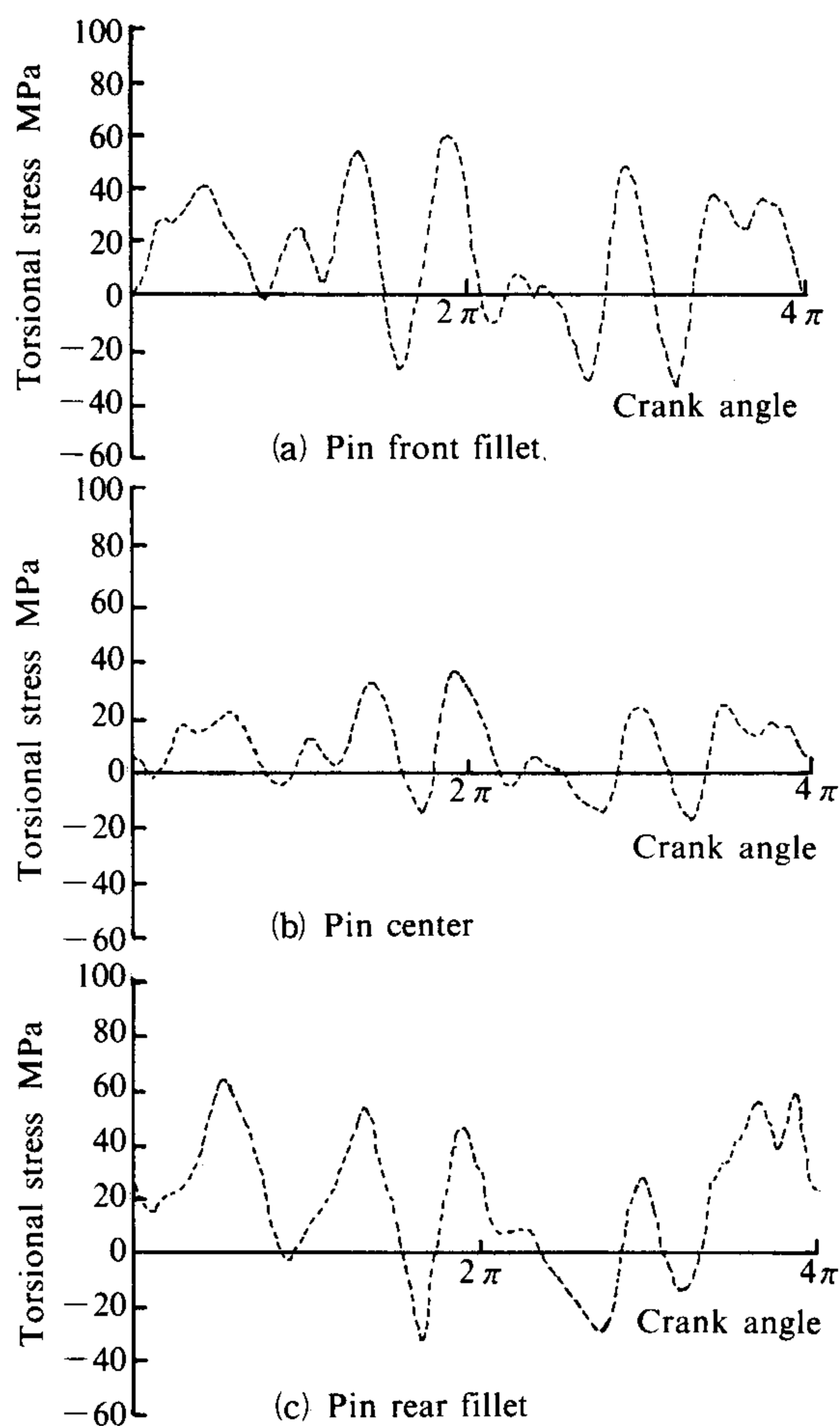


Fig. 7 Measured torsional vibration stress waveforms in the 5th crankpin at 2000 rpm

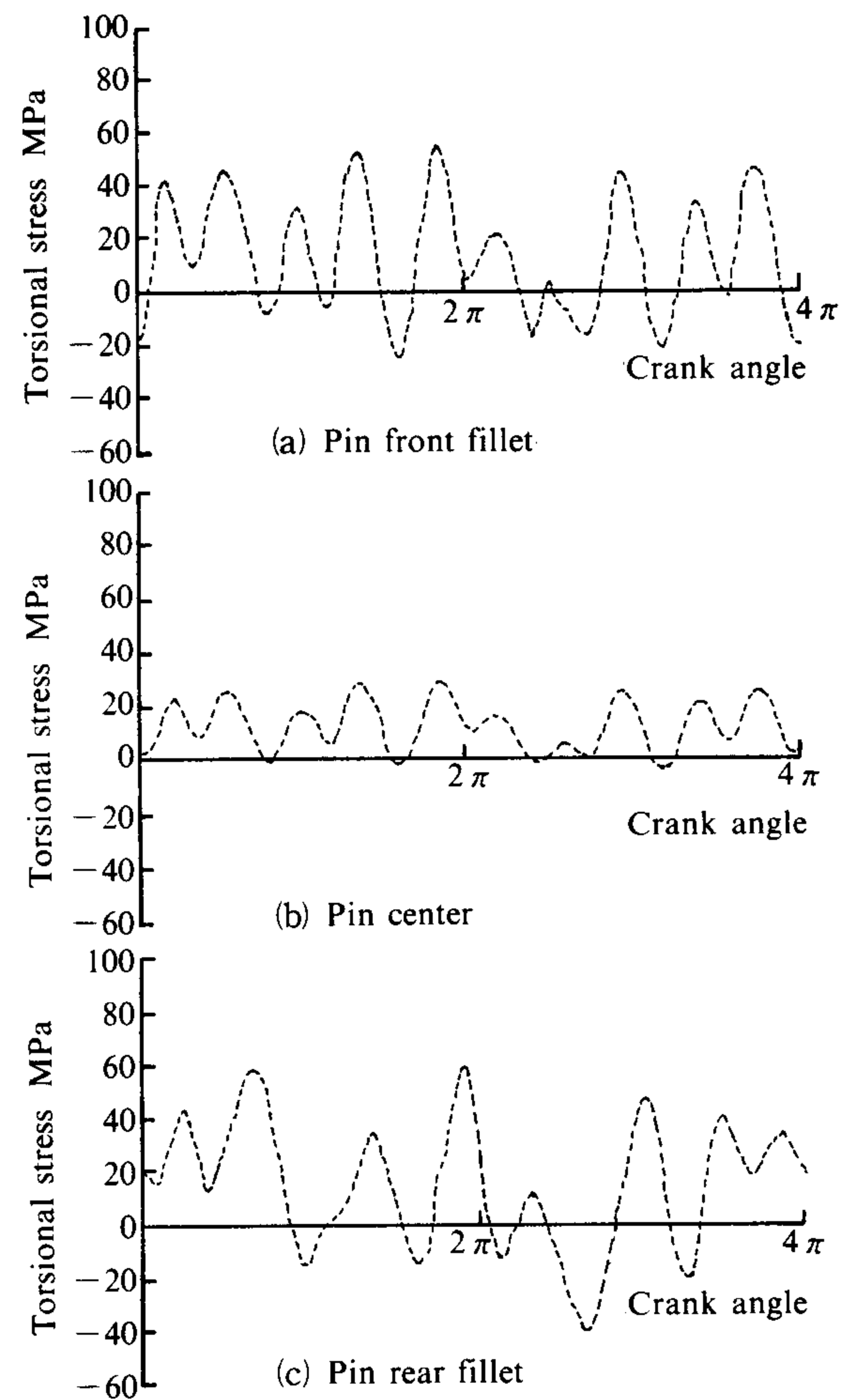


Fig. 6 Measured torsional vibration stress waveforms in the 5th crankpin at 1500 rpm

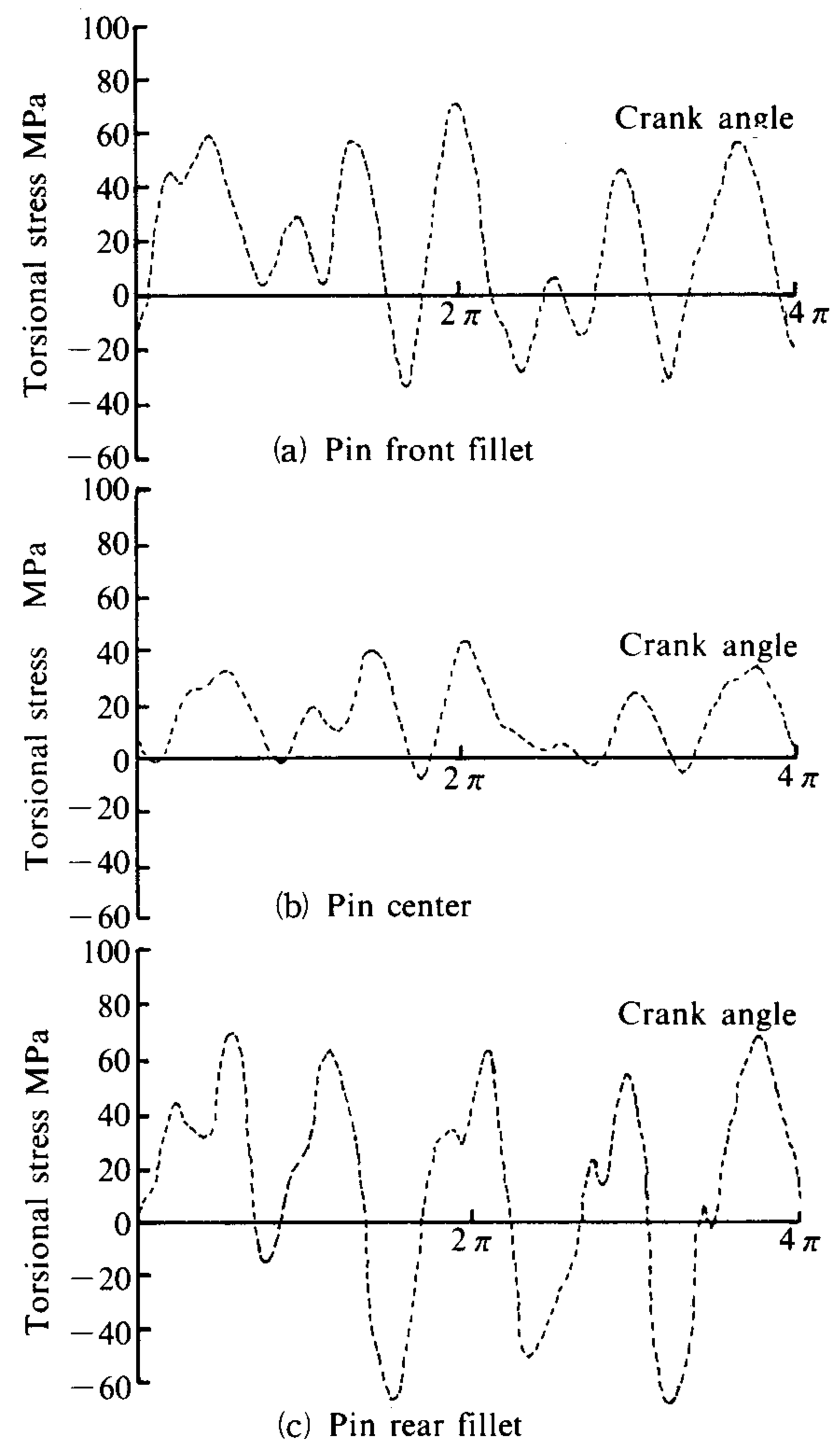


Fig. 8 Measured torsional vibration stress waveforms in the 5th crankpin at 2500 rpm

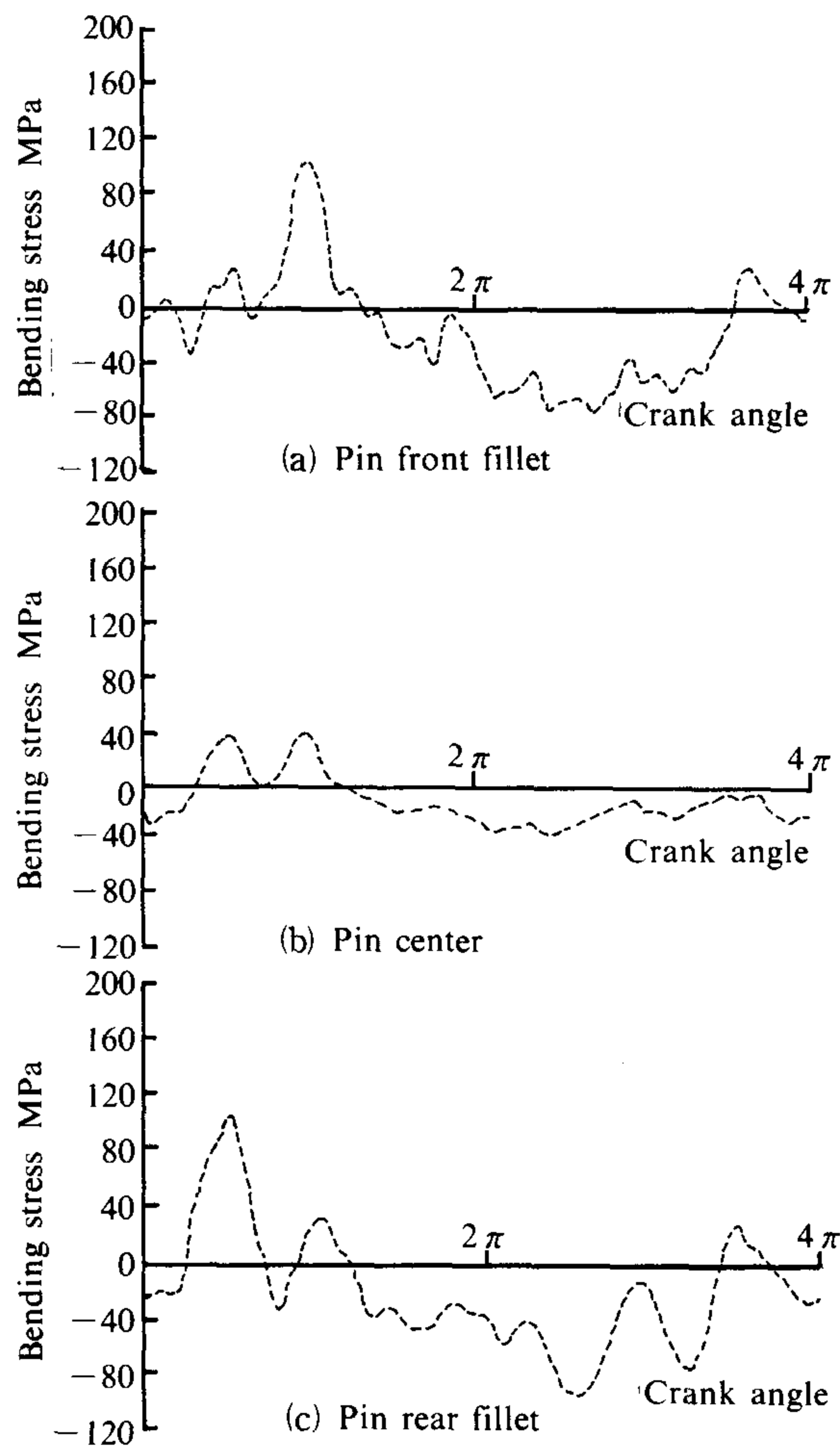


Fig. 9 Measured bending vibration stress waveforms in the 4th crankpin at 1500 rpm

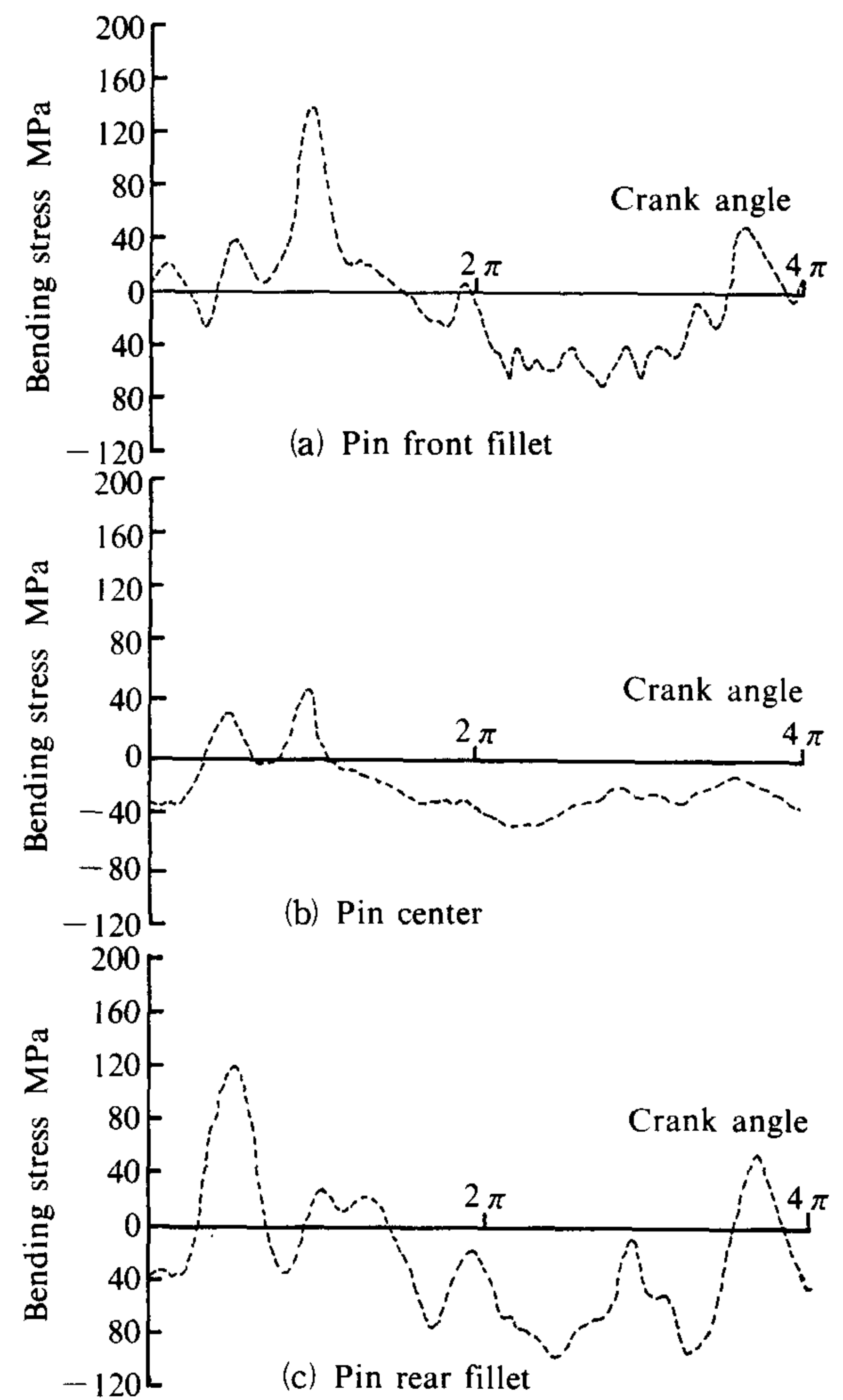


Fig. 10 Measured bending vibration stress waveforms in the 4th crankpin at 2000 rpm

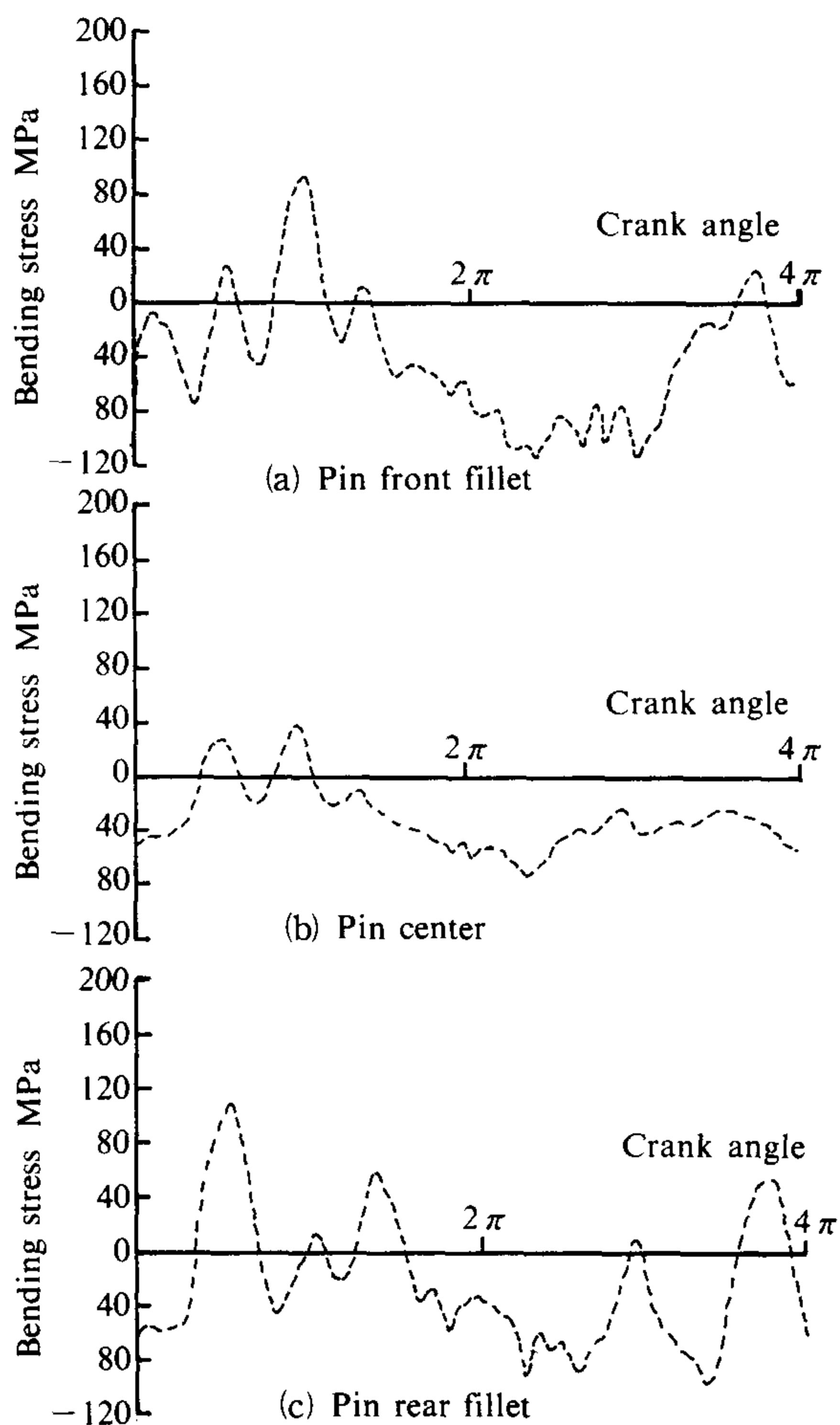


Fig. 11 Measured bending vibration stress waveforms in the 4th crankpin at 2500 rpm

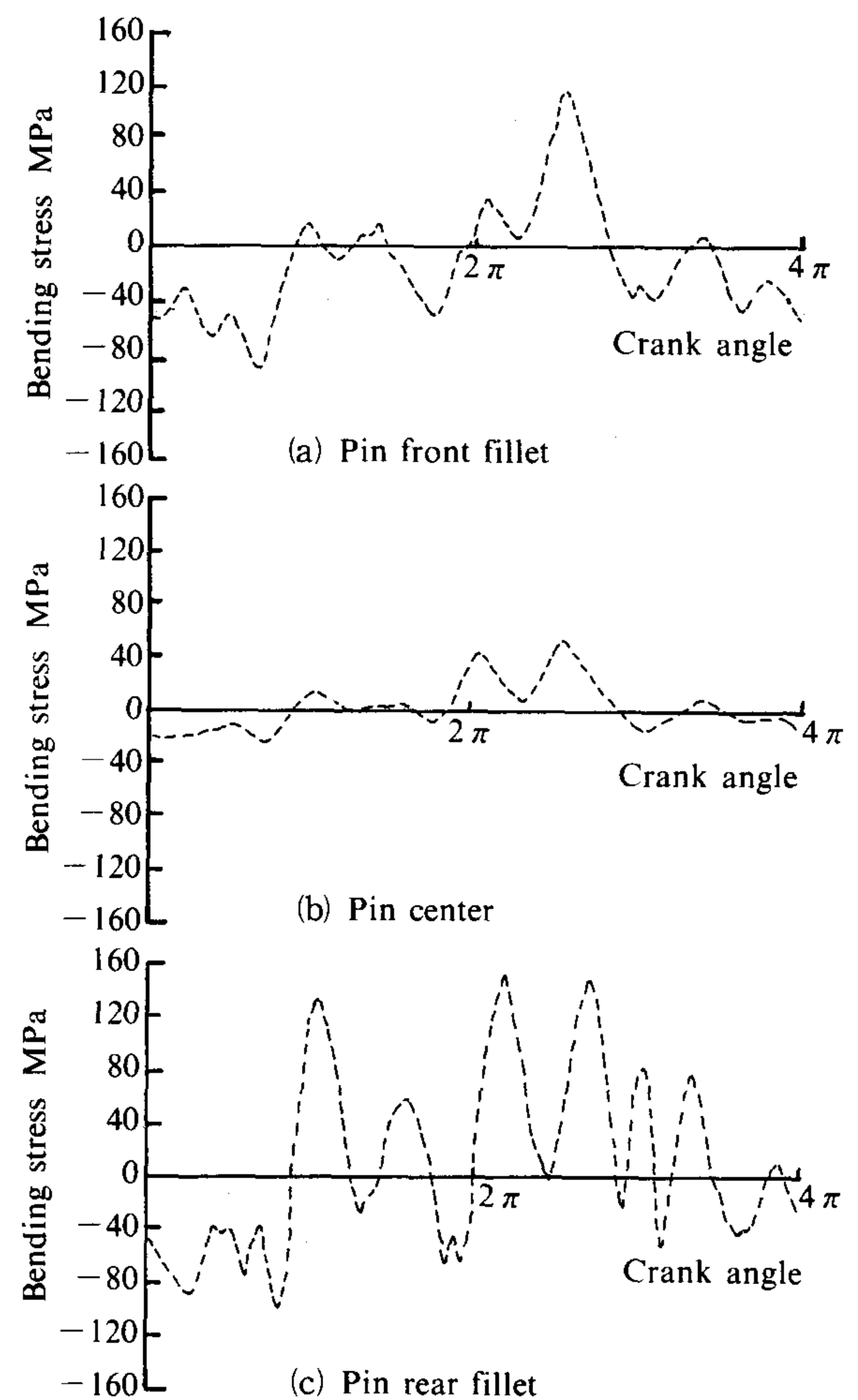


Fig. 12 Measured bending vibration stress waveforms in the 5th crankpin at 1500 rpm

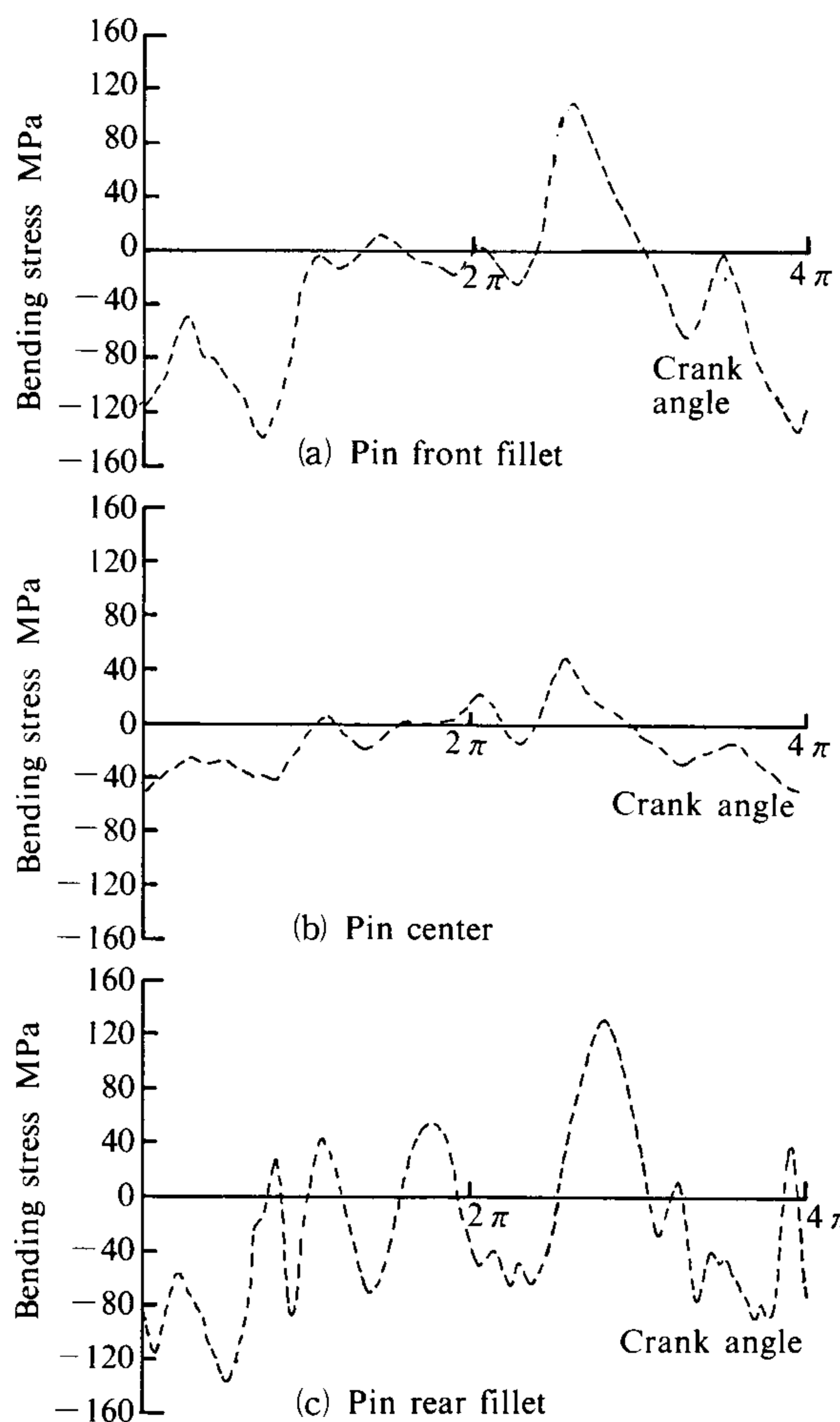


Fig. 13 Measured bending vibration stress waveforms in the 5th crankpin at 2000 rpm

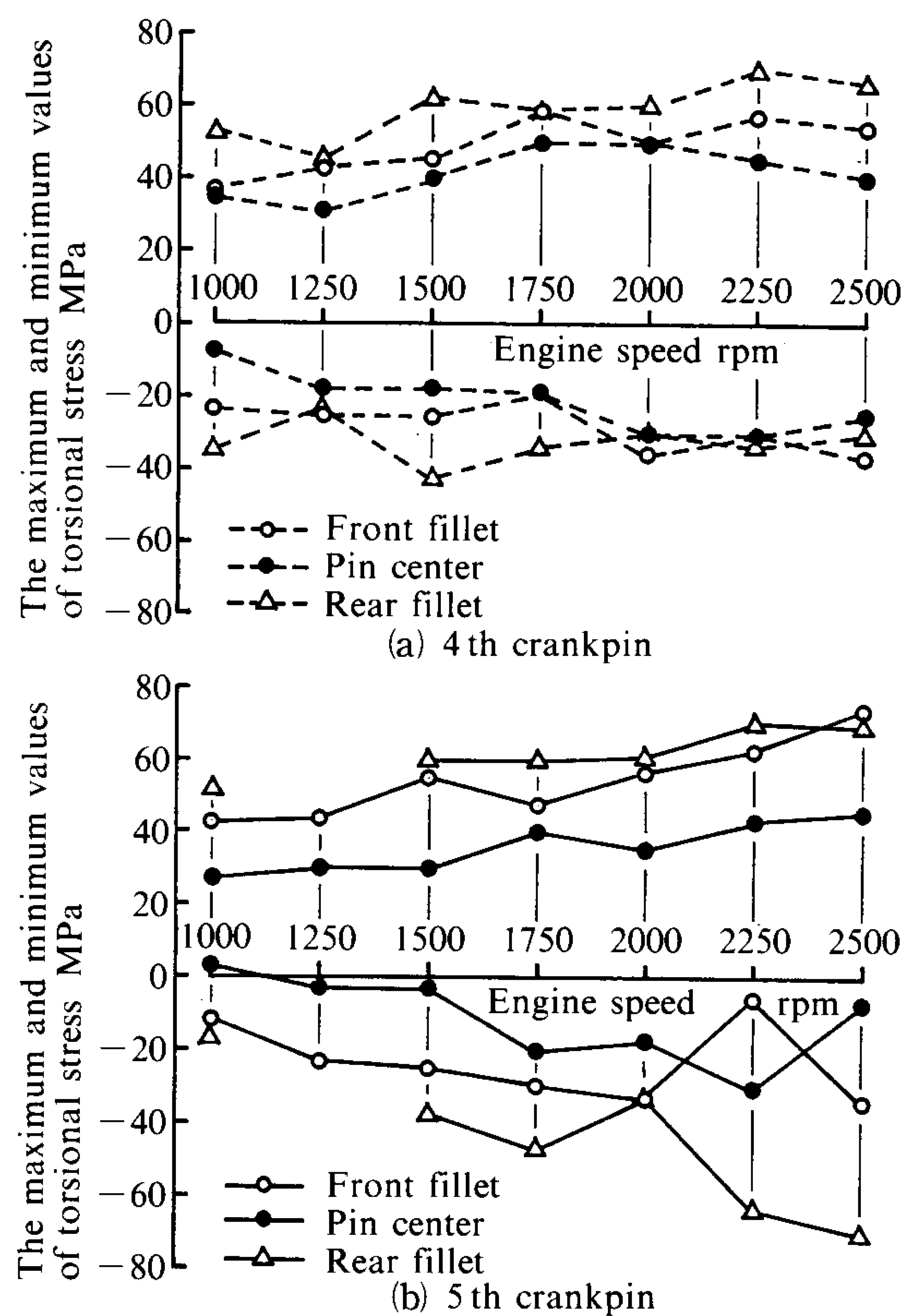


Fig. 15 The maximum and minimum values of torsional vibration stress in a cycle (4π) of each engine speed at 4th and 5th crankpin obtained by experiment

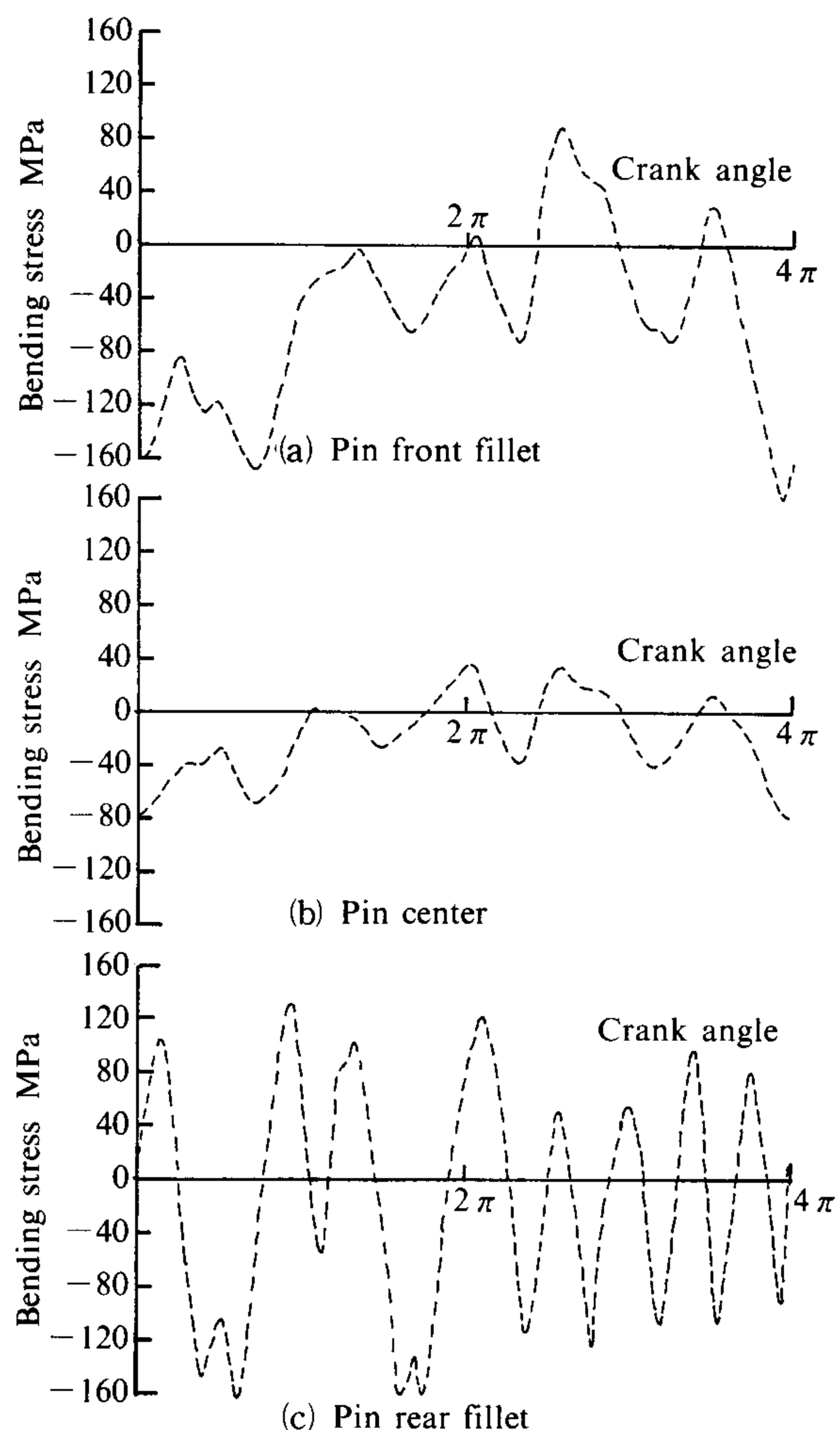


Fig. 14 Measured bending vibration stress waveforms in the 5th crankpin at 2500 rpm

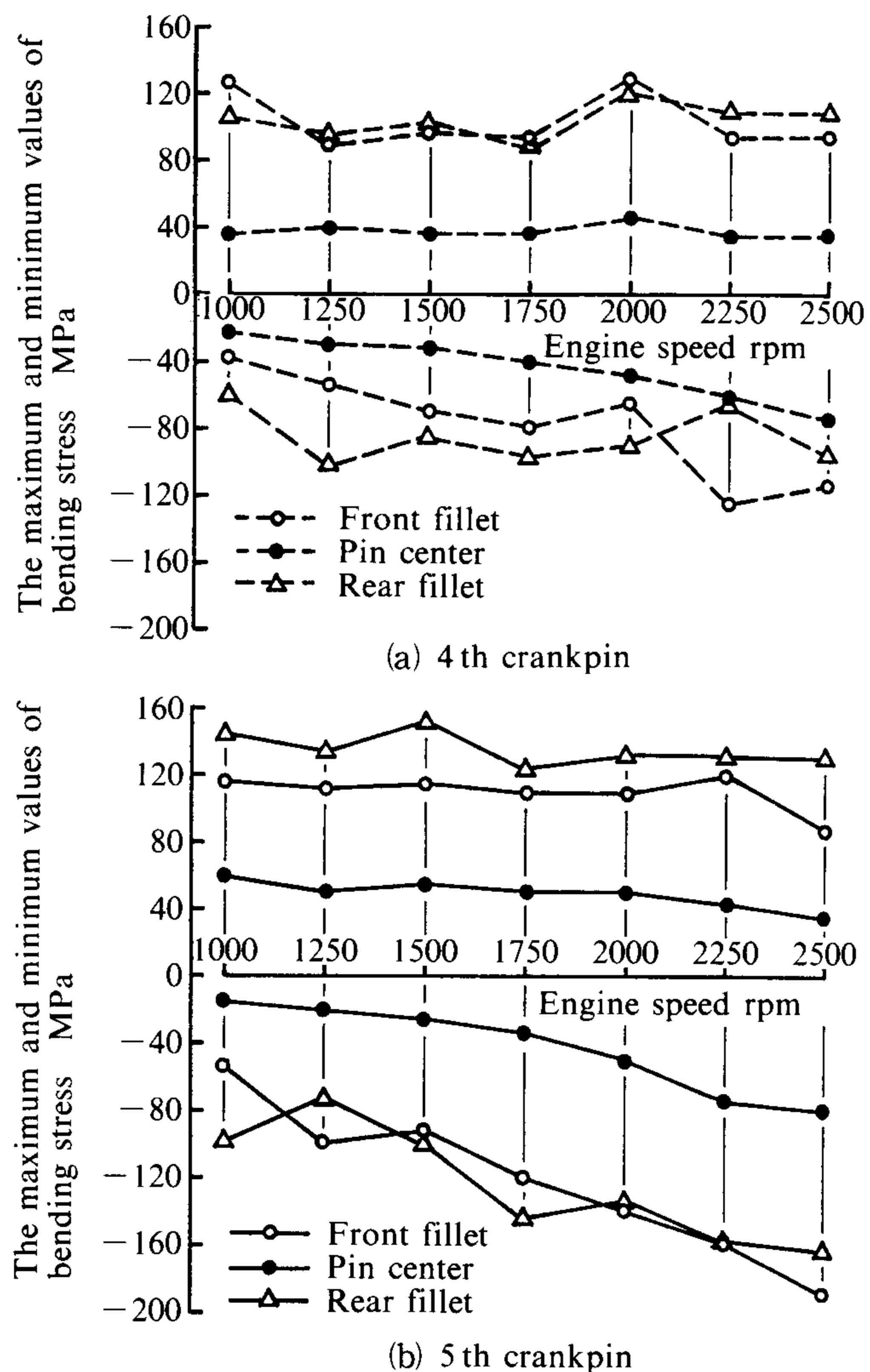


Fig. 16 The maximum and minimum values of bending vibration stress in a cycle (4π) of each engine speed at 4th and 5th crankpin obtained by experiment

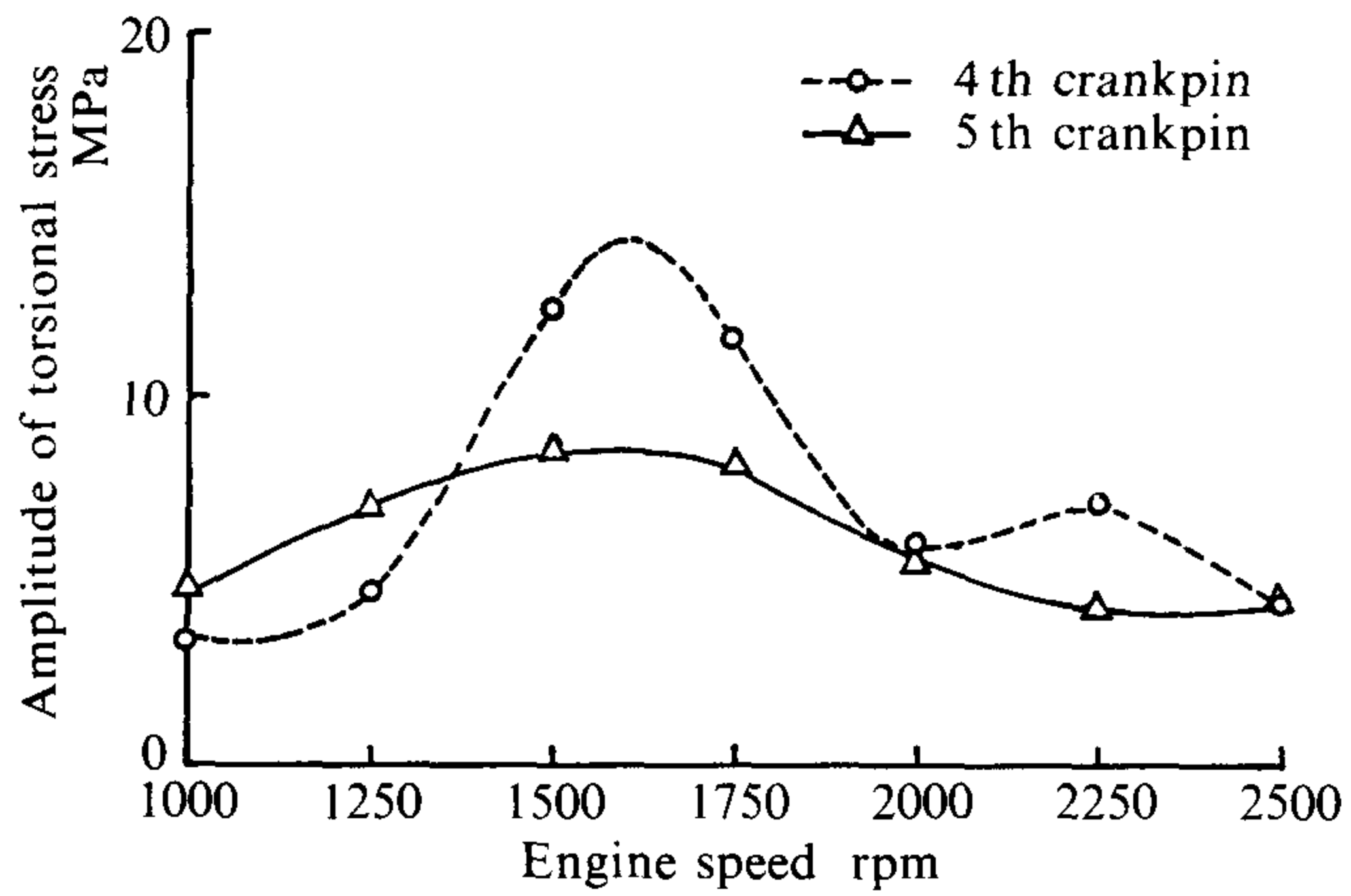


Fig. 17 Amplitude curves of torsional vibration stress at 4th and 5th crankpin center obtained by experiment (5th order)

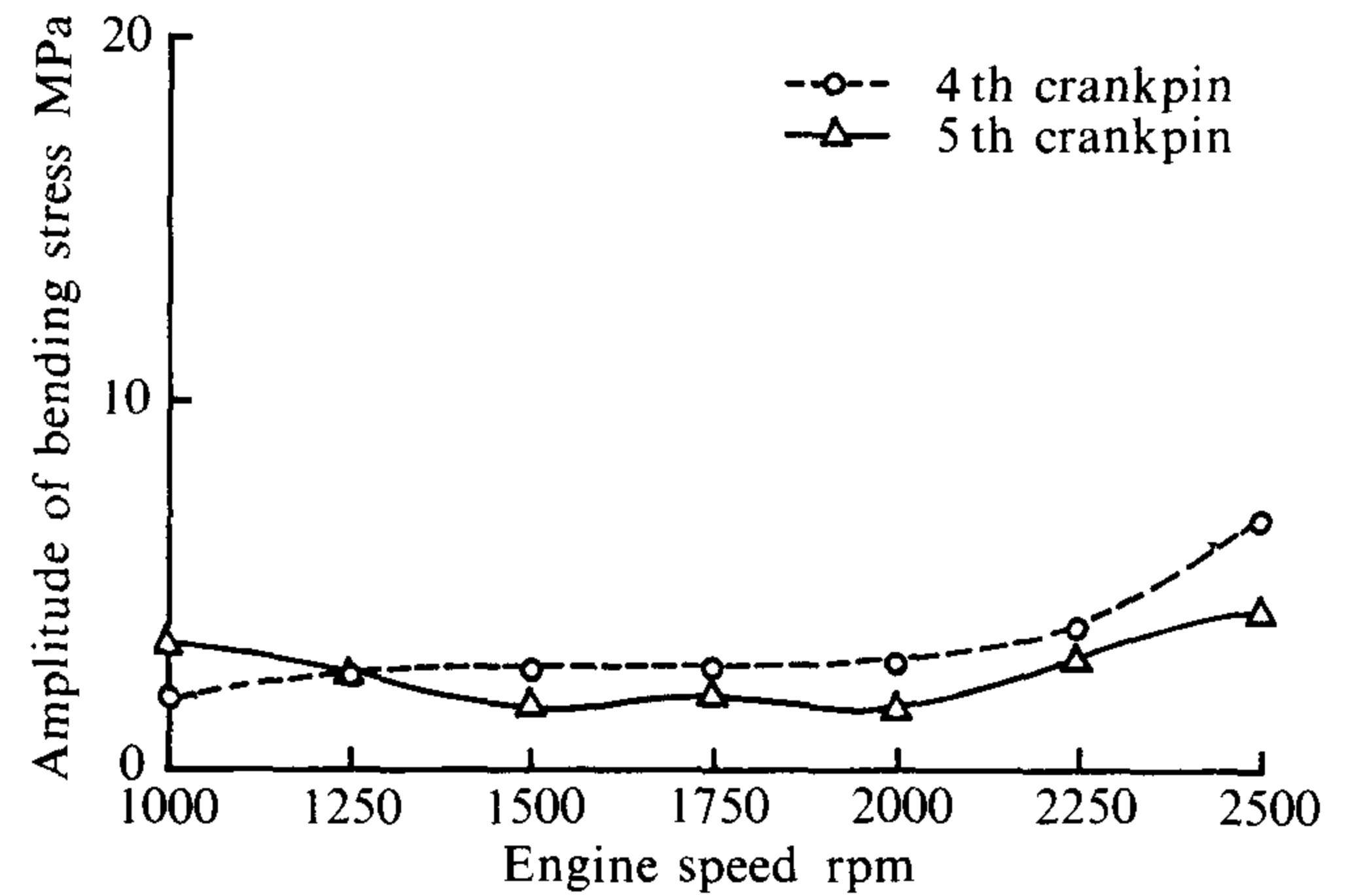


Fig. 18 Amplitude curves of bending vibration stress at 4th and 5th crankpin center obtained by experiment (5th order)

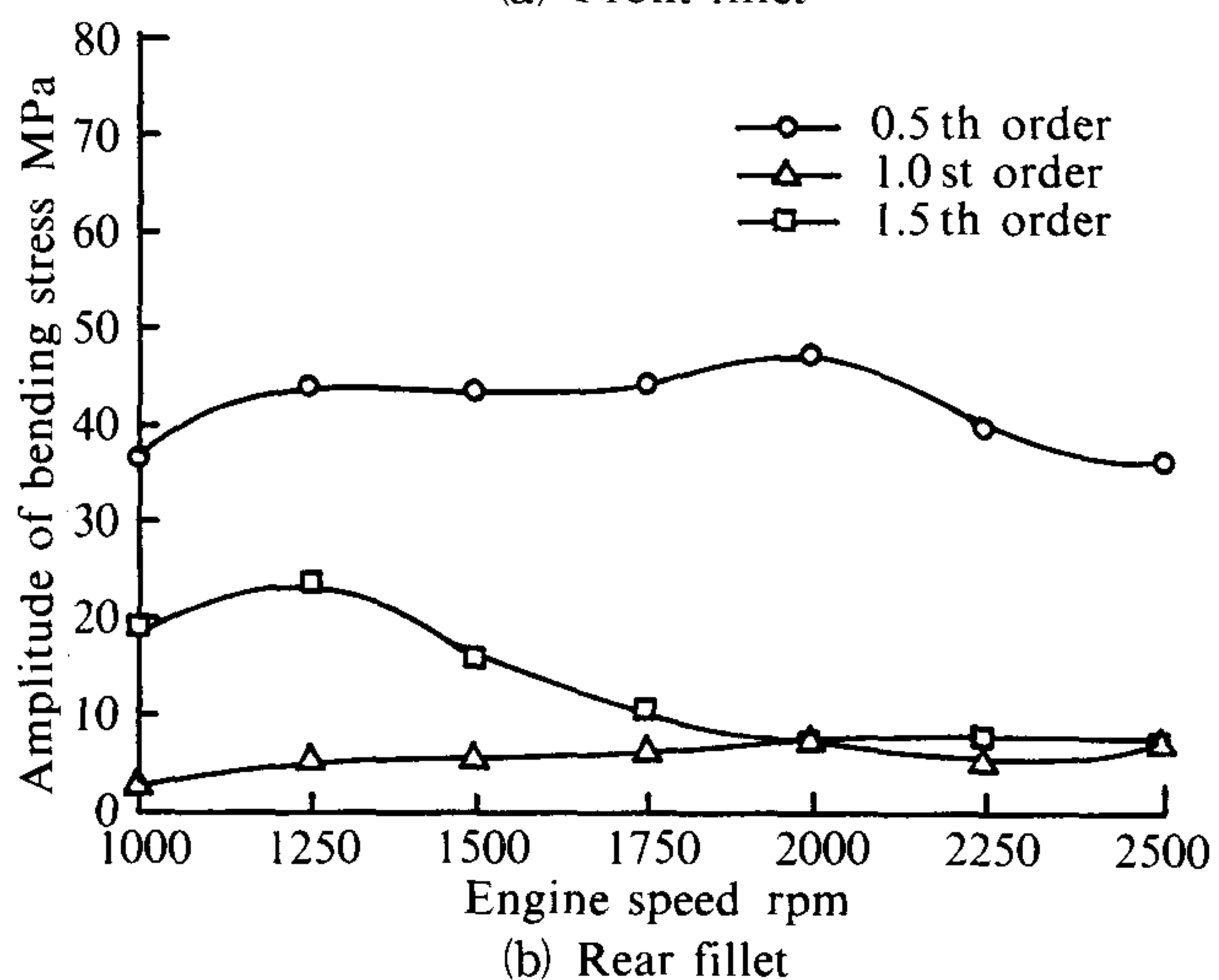
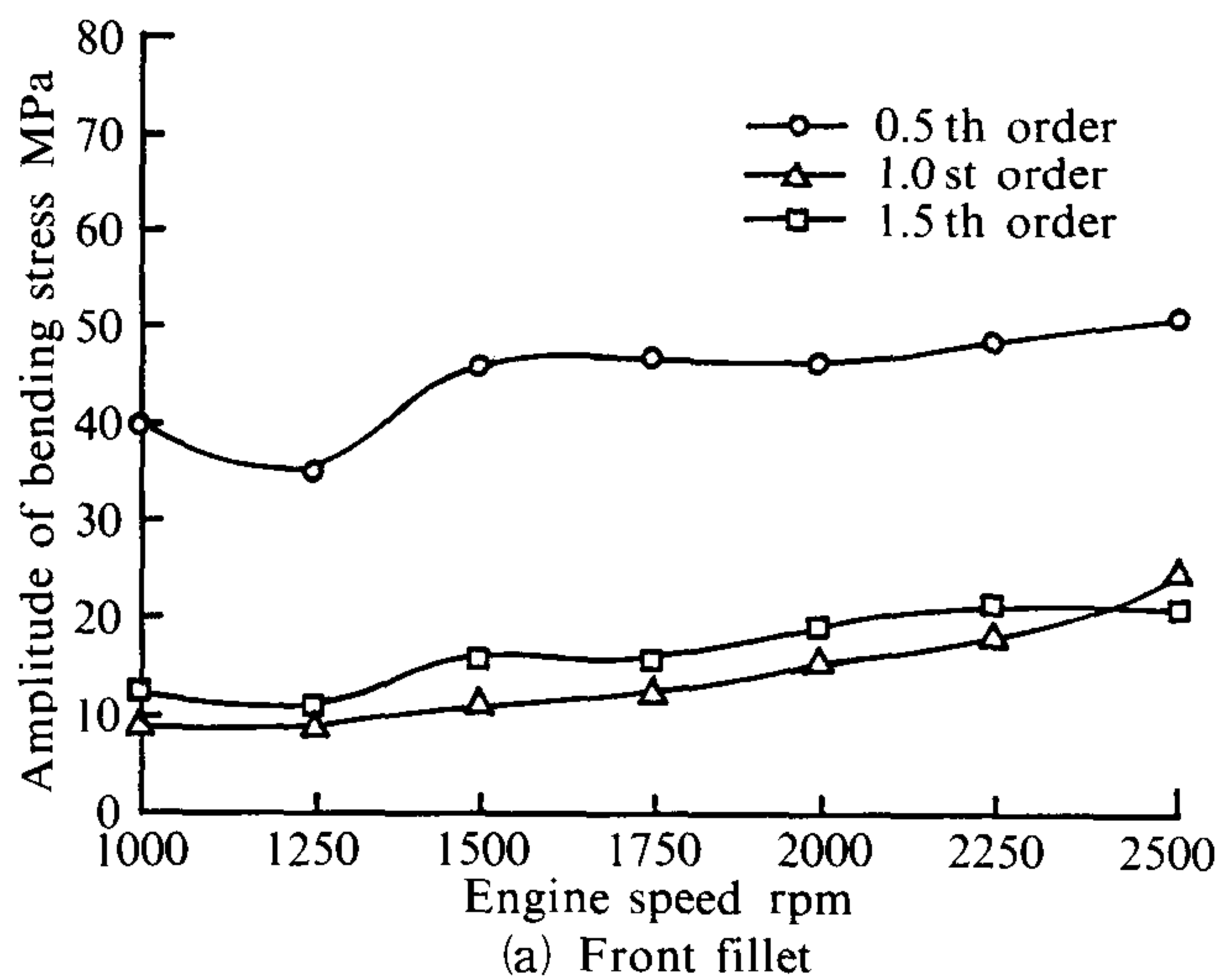


Fig. 19 Amplitude curves of bending vibration stress at front and rear fillet of 4th crankpin by experiment

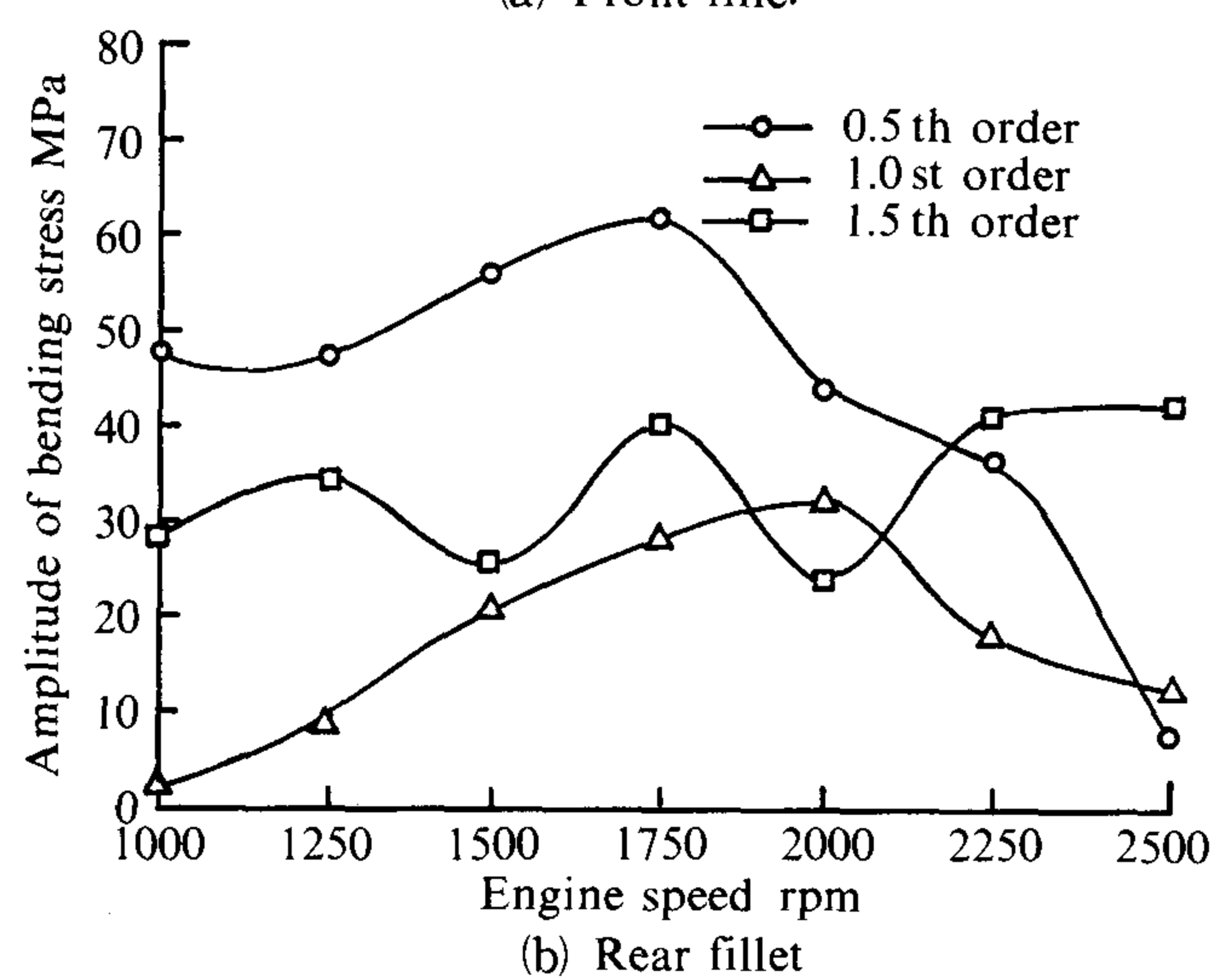
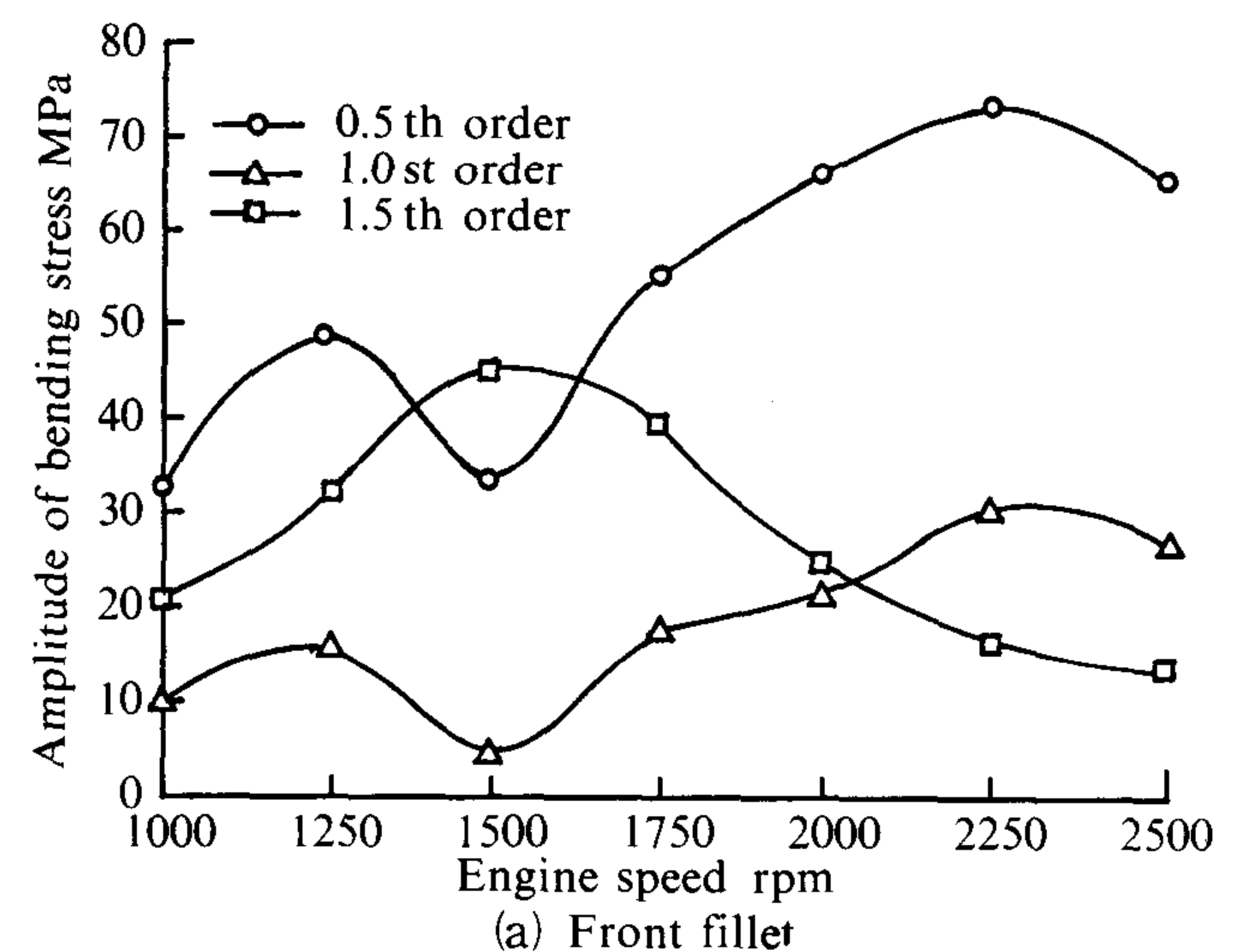


Fig. 20 Amplitude curves of bending vibration stress at front and rear fillet of 5th crankpin by experiment

Table 2 The values of maximum and minimum stress, total stress amplitude

Engine speed rpm		1000				1250				1500				
Measured crankpin and postion		Maximum stresss τ_{\max}^{+} MPa	Minimum stress τ_{\min}^{-} MPa	Total stress amplitude τ_{\max} MPa	Form factor α_{KT}	Maximum stresss τ_{\max}^{+} MPa	Minimum stress τ_{\min}^{-} MPa	Total stress amplitude τ_{\max} MPa	Form factor α_{KT}	Maximum stresss τ_{\max}^{+} MPa	Minimum stress τ_{\min}^{-} MPa	Total stress amplitude τ_{\max} MPa	Form factor α_{KT}	Maximum stresss τ_{\max}^{+} MPa
4th crankpin	Front fillet	37.5	−22.5	60.0	1.41	42.5	−27.5	70.5	1.43	70.0	−25.0	45.0	1.21	58.8
	Center pin	35.0	−7.5	42.5	1.00	31.3	−17.5	48.8	1.00	40.0	−17.5	57.5	1.00	50.0
	Rear fillet	52.5	−35.0	87.5	2.06	45.0	−22.5	67.5	1.38	62.5	−42.5	105.0	1.83	60.0
5th crankpin	Front fillet	42.5	−12.5	55.0	1.83	42.5	−22.5	65.0	2.00	55.0	−25.0	80.0	2.46	47.5
	Center pin	27.5	2.5	30.0	1.00	30.0	−2.5	32.5	1.00	30.0	−2.5	32.5	1.00	40.0
	Rear fillet	50.0	−17.5	67.5	2.25	—	—	—	—	60.0	−40.0	100.0	3.08	57.5

Table 3 The values of maximum and minimum stress, total stress amplitude

Engine speed rpm		1000				1250				1500				
Measured crankpin and postion		Maximum stresss σ_{\max}^{+} MPa	Minimum stress σ_{\min}^{-} MPa	Total stress amplitude σ_{\max} MPa	Form factor α_{KB}	Maximum stresss σ_{\max}^{+} MPa	Minimum stress σ_{\min}^{-} MPa	Total stress amplitude σ_{\max} MPa	Form factor α_{KB}	Maximum stresss σ_{\max}^{+} MPa	Minimum stress σ_{\min}^{-} MPa	Total stress amplitude σ_{\max} MPa	Form factor α_{KB}	Maximum stresss σ_{\max}^{+} MPa
4th crankpin	Front fillet	125.0	−38.7	163.5	2.73	89.5	−56.5	146.0	2.10	99.0	−73.0	172.0	2.44	96.0
	Center pin	37.5	−23.5	60.0	1.00	39.0	−30.5	69.5	1.00	37.6	−32.9	70.5	1.00	37.6
	Rear fillet	105.0	−61.1	166.1	2.77	94.0	−103.4	197.4	2.84	103.4	−89.3	192.7	2.73	89.3
5th crankpin	Front fillet	115.0	−55.0	170.0	2.27	110.0	−100.0	210.0	3.00	115.0	−92.5	207.5	2.59	110.0
	Center pin	60.0	−15.0	75.0	1.00	50.0	−20.0	70.0	1.00	55.0	−25.0	80.0	1.00	50.0
	Rear fillet	142.5	−100.0	242.5	3.23	135.0	−75.0	210.0	3.00	150.0	−100.0	250.0	3.13	125.0

and form factor for torsional vibration at 4th and 5th crankpin.

1750			2000				2250				2500			
Minimum stress τ_{\min}^- MPa	Total stress amplitude τ_{\max} MPa	Form factor α_{KT}	Maximum stress τ_{\max}^+ MPa	Minimum stress τ_{\min}^- MPa	Total stress amplitude τ_{\max} MPa	Form factor α_{KT}	Maximum stress τ_{\max}^+ MPa	Minimum stress τ_{\min}^- MPa	Total stress amplitude τ_{\max} MPa	Form factor α_{KT}	Maximum stress τ_{\max}^+ MPa	Minimum stress τ_{\min}^- MPa	Total stress amplitude τ_{\max} MPa	Form factor α_{KT}
-18.8	77.6	1.12	50.0	-35.0	85.0	1.06	58.8	-30.0	88.8	1.18	55.0	-36.3	91.3	1.40
-18.8	68.8	1.00	50.0	-30.0	80.0	1.00	45.0	-30.0	75.0	1.00	40.0	-25.0	65.0	1.00
-33.8	93.8	1.36	60.0	-30.0	90.0	1.13	70.0	-32.5	102.5	1.37	67.5	-30.0	97.5	1.50
-31.3	78.8	1.31	57.5	-32.5	90.0	1.71	62.5	5.0	67.5	0.83	72.5	-35.0	107.5	2.05
-20.0	60.0	1.00	35.0	-17.5	52.5	1.00	42.5	-30.0	72.5	1.00	45.0	-7.5	52.5	1.00
-47.5	105.0	1.75	60.0	-32.5	92.5	1.76	70.0	-62.5	132.5	1.83	-70.0	-70.0	140.0	2.67

and form factor for bending vibration at 4th and 5th crankpin.

1750			2000				2250				2500			
Minimum stress σ_{\min}^- MPa	Total stress amplitude σ_{\max} MPa	Form factor α_{KB}	Maximum stress σ_{\max}^+ MPa	Minimum stress σ_{\min}^- MPa	Total stress amplitude σ_{\max} MPa	Form factor α_{KB}	Maximum stress σ_{\max}^+ MPa	Minimum stress σ_{\min}^- MPa	Total stress amplitude σ_{\max} MPa	Form factor α_{KB}	Maximum stress σ_{\max}^+ MPa	Minimum stress σ_{\min}^- MPa	Total stress amplitude σ_{\max} MPa	Form factor α_{KB}
-80.0	176.0	2.27	129.2	-65.8	195.0	2.07	94.0	-127.5	221.5	2.30	92.5	-115.0	208.0	1.85
-40.1	77.7	1.00	47.0	-47.0	94.0	1.00	35.2	-61.1	96.3	1.00	37.5	-75.0	112.5	1.00
-98.3	197.6	2.54	120.0	-93.5	213.5	2.27	110.0	-65.0	175.0	1.82	110.0	-97.5	207.5	1.84
-120.0	230.0	2.70	110.0	-140.0	250.0	2.50	120.0	-160.0	280.0	2.38	90.0	-190.0	280.0	2.43
-35.0	85.0	1.00	50.0	-50.0	100.0	42.5	-75.0	117.5	1.00	35.0	-80.0	115.0	1.00	
-145.0	270.0	3.18	130.0	-137.5	267.0	2.67	130.0	-160.0	290.0	2.38	130.0	-165.0	295.0	2.56