

<論 文>

엔진 밸브 스프링의 서어징에 관한 研究†

俞 炳 澈* · 全 雲 鶴**

(1981年 8月 20日 接受)

A Study on the Surging of the Engine Valve Spring

Byong Chul Yoo and Un Hack Chun

Abstract

The surging stresses of the valve spring of over head valve 4 cycle engine, which is made in Korea, were computed from theoretical analysis and these values were compared with the experimental results. For calculating surging stresses of test engine valve spring, Kato's equation should be corrected by the correction factor C , which is equal to twice rocker arm level ratio. Good agreement was found to exist between the theoretical analysis and the experimental results within ± 5 percent differences.

The stress amplitudes of test valve spring at each harmonic order were determined by the experiment and by using corrected equation, The safety considerations of test valve spring were discussed.

1. 緒 論

內燃機關이 高速化되면 엔진 밸브 스프링에는 밸브 스프링의 共振現象인 서어징(surging)이 發生되어 動的應力以外에 서어징應力이 附加되므로 큰 應力振幅이 생겨서 밸브스프링 一端附近을 折損시키는 原因이 되어 밸브스프링의 수명을 短縮시킨다. 이러한 서어징應力을 減少 혹은 防止시키는 方法이 지금까지 많이 研究되어 왔으나(1~9)이 方法들은 實際內燃機關을 使用하지 않고 偏心加振裝置로 스프링만의 現象을 研究하였으므로 實際內燃機關에서 일어나는 서어징現象을 糾明하지 못하였다. 따라서 本 研究에서는 國產 O.H.V. (over head valve) 4氣筒엔진을 高速으로 回轉시켰을 때 發生하는 밸브스프링의 折損을 防止하기 위한 方法의 一環으로 國產 밸브스프링의 서어징現象과 서어징應力을 實際엔진을 使用하여 測定하였으며 이 값을 從來의 理論式과 比較 검토하므로써 修正式을 제시하였

다. 또 修正된 서어징應力을 求하는 式을 使用하여 各共振次數에 대한 밸브스프링의 振幅應力을 求하여 밸브스프링의 安全性을 檢討하였다.

2. 理論解析

2.1. 서어징現象과 서어징應力

엔진이 高速으로 運轉될 때에 밸브 스프링에는 캠의 形狀에 따른 入力이 傳達되어 스프링의 動端과 固定端을 往復하는 組密波가 생기는데 이를 밸브스프링의 서어징波라고 한다. 이러한 서어징파는 各 素線의 變位量을 增加시켜 밸브스프링에 動的應力以外에 서어징應力을 發生시킨다. 그런데 캠의 揚程曲線이 調和函數의 組合으로 表示되므로 서어징에 따른 서어징應力은 Fourier 級數展開係數로서 表示될 수 있다. A. Hussmann에 依하면 서어징應力을 구하는 式은 다음과 같다.⁽¹⁾

$$\tau = \sqrt{2G\rho} \cdot C_n \cdot \nu_1^2 / b\pi = \sqrt{2G\rho} \cdot C_n \cdot (2\pi f_n)^2 / b\pi \quad (1)$$

여기서 τ_R : 最大서어징應力振幅[kg/mm²]

ν_1 : 캠의 回轉角速度[rad/s]

G : 前斷彈性係數[kg/mm²]

† 1980年度 大韓機械學會 秋季學術大會에서 發表

* 正會員, 高麗大學校 工科大學

** 正會員, 國民大學校 工科大學

- ρ : 스프링의 密度[kg/mm³]
- f_n : 밸브스프링의 基本固有振動數[vib/s]
- C_n : 하아모닉(harmonic)振幅[mm]
- b : 等價減衰係數[1/s]

또 Kato에 依하면 다음과 같은 式으로 表示된다.⁽³⁾

$$\tau = (Gd/2 NeD^2) \cdot C_n / \delta' \quad (2)$$

- 여기서 d : 線의 지름[mm]
- D : 코일의 中心지름[mm]
- Ne : 코일의 有效감김수
- δ' : 對數減少率

2.2. 밸브揚程曲線의 하아모닉 方程式

캠의 形狀에 따라 밸브의 揚程曲線의 式도 다르고, 따라서 서어징現象도 달라지기 때문에 캠의 揚程線曲을 正確히 解析하여야 한다. 캠의 揚程線曲을 Fourier 級數로 展開하면 다음과 같다.

$$h(\theta) = C_0 + C_1 \cos(\omega t + \theta_1) + C_2 \cos(2\omega t + \theta_2) + \dots + C_n \cos(n\omega t + \theta_n) \quad (3)$$

C_n 값을 求하기 爲하여는 ω 에 따른 $h(\theta)$ 의 값을 알아야 하는 바 實驗에 使用된 캠은 Fig. 1에 表示한 것처럼 圓弧形 非對稱이고 사용된 태릿은 버섯形으로서 밸브揚程曲線의 方程式은 다음과 같다.⁽¹⁰⁾

$$h(\theta) = (R_1 - R)(1 - \cos \theta) [\text{mm}] \quad (4)$$

側圓部의 揚程曲線

$$h(\theta) = l_2 \cos(\phi - \theta) + r_1 - R [\text{mm}] \quad (5)$$

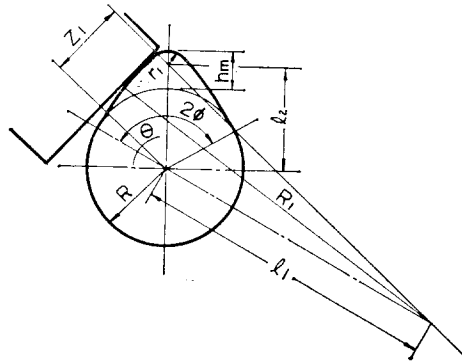


Fig. 1 Used cam and tappet.

式(4)와 (5)를 使用하여 回轉角度 0~360°範圍에서 구한 밸브揚程의 값을 式(3)에 代入하여 컴퓨터로 Fourier 級數의 各 項의 하아모닉振幅을 計算할 수 있으며 實際 캠 回轉速度에 해당하는 하아모닉振幅만을 共振次數에 따라 나타내면 Fig. 2와 같다.

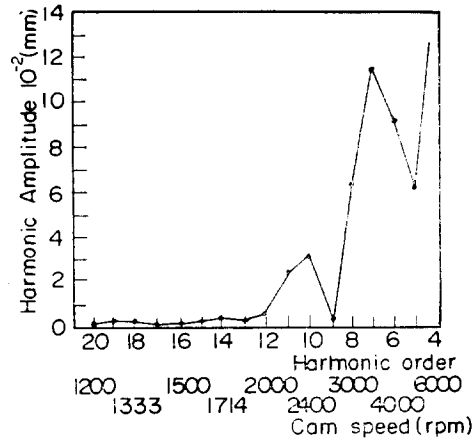


Fig. 2 Harmonic order VS harmonic amplitude.

3. 實 驗

3.1. 實驗裝置

밸브스프링의 서어징現象을 分析하기 爲하여 使用한 實驗裝置는 動力源, 動力傳達裝置, 엔진 및 스트레인(strain)測定裝置의 4가지 部分으로 構成된다. 動力源 으로서는 回轉速度를 0~5,400 rpm 범위까지 變化시킬 수 있는 特殊製作모우터이다. 엔진은 서어징現象만을 集中으로 分析하기 爲하여 엔진 블록에서 캠축과 태릿, 푸시로드, 록키 아암어셈블리(rocker arm assembly), 밸브스프링 및 밸브만을 남겨놓고 나머지 部品을 全部 除去하였다. 變形率 測定裝置는 밸브스프링의 變形率을 測定하고자 하는 位置에 附着한 스트레인 게이지와 이 變形率을 增幅시키는 스트레인 增幅器 및 이것을 記錄하는 디지털 볼트미터(digital voltmeter), 레피코더(rapicorder) 및 오실로스코프로 이루어져 있다. 위에서 說明한 實驗裝置의 概略의인 構成圖와 全景이 Fig. 3과 Fig. 4에 表示되어 있다.

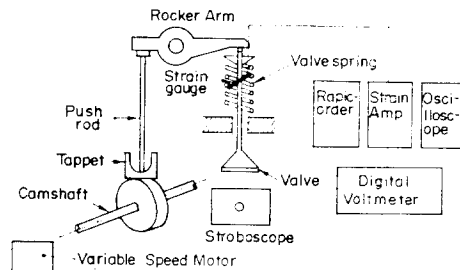


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus.

3.2. 試驗材料

實驗에 使用된 自動車 엔진의 밸브스프링은 大圓鋼

業株式會社에서 만든 M.V.A. JEEP用으로서 線材는 JIS G3522의 밸브스프링용 피아노線이다. 그의 諸元은 Table 1과 같다.

전단응력을 측정하기 위하여 사용한 스트레인게이지는 KYOWA 製 KFC-1-CI型으로 길이가 1mm, 저항 120Ω, 게이지率 2.0이다. 밸브 스프링의 최대 서어징應力을 측정하기 위하여 밸브스프링의 固定端으로부터 3/4 감김의 위치를 에머리 페파 600번과 800번으로 갈 연마한 후 아세톤으로 세척하고 코일축과 45° 방향으로 스트레인게이지를 CC-15의 순간접착제로 부착하였으며 온도보상을 위하여 삼선식연결법으로 quarter bridge를 구성하였다.

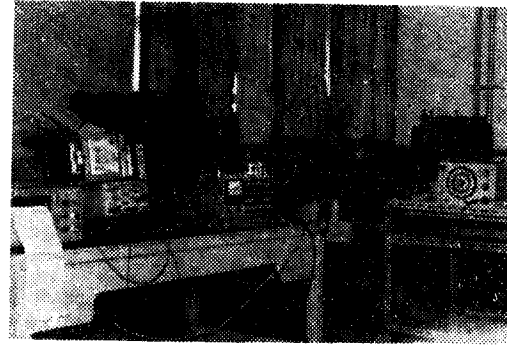


Fig. 4 Experimental apparatus.

Table 1 Specification of used valve spring.

Wire diameter	Spring diameter	Setting length	Free length
5mm	31.7mm	42mm	49.1mm
Shear modulus	Specific weight	Number of total coils	Number of active coils
8.200kg/mm ²	7.8×10 ⁻⁶ kg/mm ³	6.3	4.3

3.3. 實 驗

3.3.1. 設置應力 및 最大壓縮時 應力

設置 및 最大壓縮時의 應力을 測定하기 爲하여 밸브 스프링을 吸氣밸브에 組立하여 태릿이 上端과 下端에

왔을 때 壓縮스프링의 靜的인 應力을 디지털 볼트미터로 測定하여 이 값에 修正係數 K (Wahl式)을 곱하여 動的狀態의 應力을 計算하였다.^{(1),(11)} 그 結果를 보이던 Table 2와 같다.

Table 2 Setting stress and maximum compressed stress.

		Calculated value	Experimental value
Setting stress[kg/mm ²]	Static stress	21.44	21.44
	Dynamic stress	26.5	26.5
Maximum compressed stress[kg/mm ²]	Static stress	50.2	49.8
	Dynamic stress	62.5	61.62

3.3.2. 實 驗

모든 實驗은 可能한 限 實際 運轉條件과 같은 狀態에서 實施하기 爲하여 밸브스프링, 푸시로드 및 캠에 實驗中 潤滑油를 繼續 供給하면서 無段變速機로 캠의 速度를 調節하고 캠의 速度를 스트로보스코프로 確認하였다. 캠回轉速度에 따라 밸브스프링이 움직이며 스트레인 게이지를 附着한 밸브스프링 素線의 變形率이 動變形率增幅器로 增幅되어 오실로스코프와 레피코더에 記錄된다. 위와 같은 方法으로 共振次數 8~20次の 調和波를 얻기 爲하여 每次數마다 同一한 밸브스프

링을 5回 使用하여 各 共振次數의 應力波形을 얻었다.

4. 實驗結果 및 考察

4.1. 서어징現象

서어징現象을 記錄하기 爲하여 흰 페인트를 칠한 밸브스프링素線의 舉動을 캠速度 2,400 r/m에서 撮影하여 그 寫眞의 一部를 Fig. 5에 表示하였다. 밸브스프링의 兩端에서 往波와 復波가 干涉하여 中央에서보다 코일間격이 넓게 되었음을 볼 수 있다. 그러나 사용된 밸브스프링의 有效券數가 4.3이므로 그 現象이 뚜렷

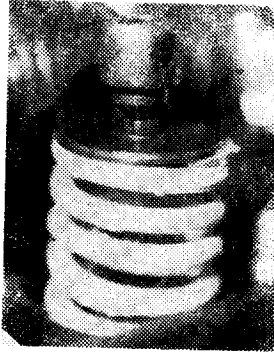


Fig. 5 Valve surging.

하지는 못하다.

4.2. 밸브스프링의 應力

使用된 밸브스프링에 作用되는 設置應力(τ_s), 最大揚程時應力(τ_t), 揚程反復應力(τ_r'), 및 平均應力(τ_m)을 理論과 實驗으로 求한 값이 Table 3에 表示되어 있다.

Table 3 Stresses in test valve spring.

	Experimental value	Calculated value
τ_s [kg/mm ²]	26.5	26.5
τ_t [kg/mm ²]	61.62	62.5
τ_r' [kg/mm ²]	35.12	36.0
τ_m [kg/mm ²]	44.06	44.3

Table 3에서 보는 바와 같이 實驗値와 計算値는 잘 一致되었다. 그러나 하아모닉次數에 따라 서어징應力(τ_R)은 變하므로 變動應力(τ_r)도 變한다. 따라서 엔진 밸브스프링의 서어징應力을 測定하기 위하여 캠回轉速度를 變化시켜 共振次數 8~20 次的 서어징波形을 오

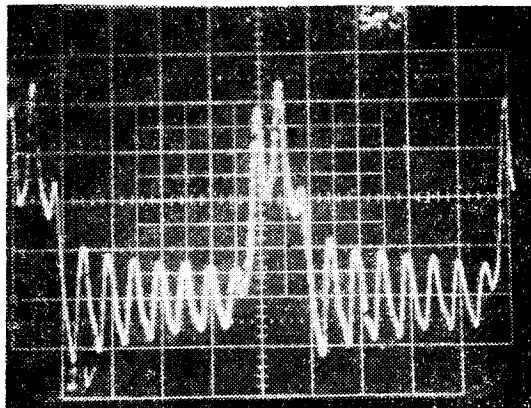
실로스코프로 촬영하였다. 서어징波形의 一部를 Fig. 6에 表示하였다. Fig. 6으로부터 각 캠回轉速度에 對한 서어징應力과 變動應力을 쉽게 計算할 수 있다. 스트레인 게이지가 코일축과 45°방향으로 부착되어 있으므로 전단應력은 $\tau=2G\epsilon$ 의 식으로 계산된다.

여기서 ϵ 는 스트레인게이지의 변형율을 동변형율 증폭기(DPM-6CT)로 증폭한 값으로 다음과 같이 계산된다. 실제 사진에 나타난 진폭눈금을 V_1 , 동변형율 증폭기의 보정치는 1.5 volt 당 10^{-3} strain, 동변형율 증폭기의 표준게이지율이 2.0 및 스트레인 게이지의 게이지율이 2.09이므로

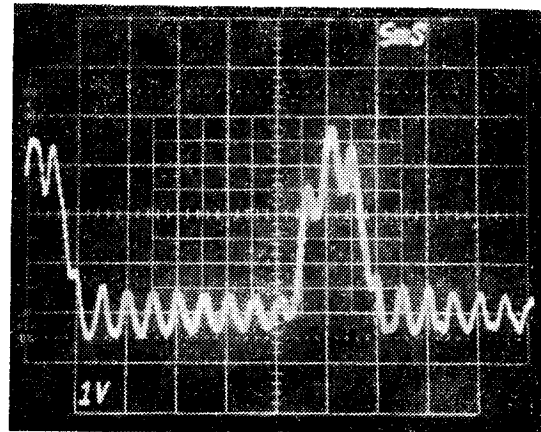
$$\epsilon = 10^{-3} \times \frac{V_1}{1.5} \times \frac{2}{2.09} \text{이다.}$$

Fig. 6의 배율은 횡축의 1 눈금이 5 ms, 종축의 1 눈금은 1 volt이다. 따라서 각 공진차수에서의 최대 서어징應력과 변동應력을 應力과형에서 계산할 수 있다. 한편 理論的인 變動應力을 計算하기 爲해서는 理論的인 서어징應力을 알아야 하며 이는 式(2)로부터 計算된다. 式(2)의 C_n 은 Fig. 2에서 求할 수 있으므로 未知數 δ' 의 값만 구하면 된다. 그런데 δ' 의 값은 각 하아모닉次數에서의 減衰波形으로부터 구할 수 있으므로 試驗 밸브스프링의 서어징 應力이 計算된다. 그러나 이 값들은 實際實驗으로 구한 서어징應力과 一致하지 않으므로 本 實驗에 使用된 엔진 밸브스프링의 서어징應力을 計算하기 위하여는 Kato의 式(2)가 修正이 되어야 함을 確認하였다. 즉 實驗에 使用된 機關의 경우는 Kato의 式에 로커아암 레버比의 2倍와 같은 修正係數 C 를 곱하였다. 즉 다음과 같은 修正式이 提案되었다.

$$\tau_R = C \frac{GdC_n}{2NeD^2\delta'} \quad (6)$$



Cam speed 2000 rpm



Cam speed 2400 rpm

Fig. 6 Surging wave.

Table 4 Stresses according to harmonic order.

Harmonic order	Cam speed (rpm)	Harmonic amplitude (mm)	Logarithmic decrement	Experimental value		Calculated value		Surging stress by Kato's equation (kg/mm ²)
				Surging stress (kg/mm ²)	Alternating stress (kg/mm ²)	Surging stress (kg/mm ²)	Alternating stress (kg/mm ²)	
20	1200	0.859×10 ⁻³	0.01	1.05	36.62	1.17	37.94	0.41
19	1263	1.154	0.011	1.30	37.14	1.43	38.46	0.50
18	1333	1.416	0.01	1.80	37.67	1.94	39.48	0.67
17	1411	0.500	0.01	2.02	38.20	0.68	36.96	0.24
16	1500	0.526	0.01	2.60	38.20	0.72	37.04	0.25
15	1600	2.382	0.011	2.62	38.70	2.56	41.52	1.03
41	1714	5.205	0.019	3.19	39.76	3.75	43.10	1.30
13	1846	5.279	0.018	3.66	41.85	4.01	43.62	1.39
12	2000	6.123	0.015	5.23	44.99	5.58	46.76	1.94
11	2182	23.444	0.04	3.66	43.94	8.01	51.62	2.78
10	2400	28.667	0.034	10.98	54.40	11.50	58.60	3.99
9	2666	1.480	0.01	9.94	50.23	2.02	39.64	0.70
8	3000	62.718	0.05	16.0	63.80	17.75	69.90	5.95

式(6)을 사용하여 구한 서어징應力 및 變動應力の 값이 實驗値의 값과 함께 Table 4에 表示되었다.

4.3. 考 察

Table 2에서 보는 바와 같이 서어징應力을 구하는 修正式인 式(6)으로 計算된 서어징應力の 값과 實驗的으로 實測한 서어징應力の 값은 잘 一致되었을 뿐만 아니라 變動應力도 잘 一致되었다. 修正式(6)의 妥當性이 式(1)의 等價減衰係數로 立證될 수 있다. 즉 Table 4에서 調和振幅이 작은 範圍에서는 對數減少率의 값이 0.01~0.02 程度이므로 이 數値를 等價減衰係數로 表示하면 5~10이다. 그런데 밸브 스프링의 b의 圍籠는 振動振幅의 크기에 따라 1~10⁽¹⁾ 및 5~8⁽⁸⁾이

므로 試驗 밸브 스프링의 等價減衰係數는 위의 값 範圍에 있으므로 修正된 式이 妥當한 것으로 생각된다. 그러나 이 式이 모든 엔진에 보편적으로 적용될 수 있기 위해서는 보다 많은 種類의 엔진에 대한 계속적인 研究가 必要하다. Table 4의 結果를 쉽게 比較分析하기 위하여 Fig. 7에 그래프로 表示하였다.

Fig. 7에서 보는 바와 같이 修正式으로 計算된 서어징應力은 實驗値와 잘 一致하고 모든 運轉速度範圍에서 各 共振次數에 該當되는 揚程反復應力の 實驗値와 計算値의 誤差는 ±5% 以內이므로 各 速度에서 구한 實驗値는 比較의 正確하다고 본다. 캠 回轉速度가 증가함에 따라 서어징應力과 變動應力도 一般的으로 增加하였다. 그러나 共振次數가 11次인 경우에는 計算値와 實驗値의 差異가 큰데 이는 푸시로드의 뛰어오름에 起因하는 것으로 생각된다.⁽³⁾

實驗에 使用된 밸브 스프링의 安全性에 對한 考察을 하기 위하여 13次보다 작은 次數를 생각해야 한다.⁽¹⁰⁾ Fig. 7에서 알 수 있는 바와 같이 共振次數가 13~8次인 範圍에서 서어징應力の 값이 크게 증가되었으며 특히 8次인 경우에는 서어징應力이 揚程反復應力の 49%에 達한다. 따라서 캠 回轉速度가 增加되면 밸브 스프링은 危險速度에 接近되어 破壞될 염려가 있다. 이를 檢討하기 위하여 共振次數 8~13次에 該當하는 變動應力으로부터 振幅應力을 구하여 그것을 縱軸으로 잡고 平均應力을 橫軸으로 잡으면 各 共振次數에서의 設計點을 찾을 수가 있다. Table 5는 共振次數 8~13次에

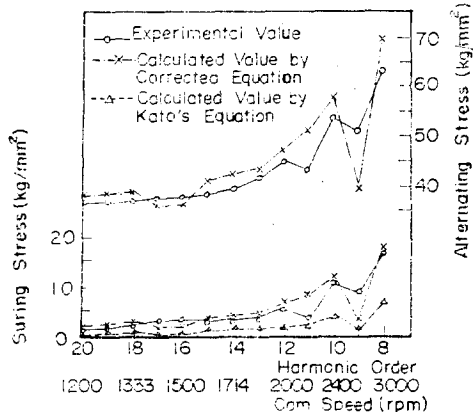


Fig. 7 Surging and alternating stresses versus cam speed.

Table 5 Alternating stress and amplitude stress.

Harmonic orders		13	12	11	10	9	8
Alternating stress (kg/mm ²)	Experimental value	41.85	44.99	43.94	54.4	50.23	63.8
	Calculated value	43.62	46.76	51.62	58.6	39.64	69.9
Amplitude stress (kg/mm ²)	Experimental value	20.93	22.50	21.97	27.2	25.12	31.9
	Calculated value	21.81	23.38	25.81	29.3	19.82	34.95

서의 變動應力과 振幅應力을 表示한다.

Table 5의 振幅應力과 平均應力을 使用하여 各 速度에서의 設計點을 疲勞限界線圖⁽¹²⁾를 表示하면 Fig. 8과 같다.

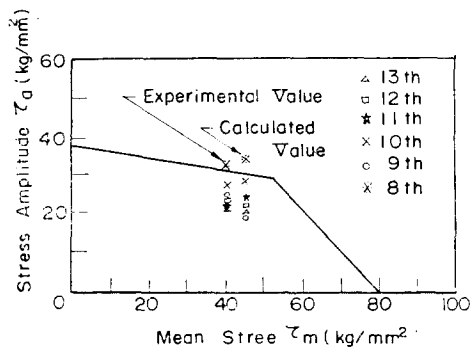


Fig. 8 Fatigue limit diagram.

Fig. 8에서 보는 바와 같이 共振次數가 9次以上, 즉 캠 速度가 2,666 rpm 以內로 運轉될 경우에는 試驗 벨브스프링은 安全하다. 따라서 實際엔진의 最大速度가 5,000 rpm인 이 機關의 벨브스프링은 벨브서어징面에서 安全하다고 볼 수 있다. 그러나 共振次數가 8次인 경우에는 서어징應力의 實驗值 및 計算值가 크게 증가하여 各各 16.0 kg/mm² 및 17.15 kg/mm²으로 된다(Table 4 참조). 따라서 振幅應力의 實驗值 및 計算值도 各各 31.9 kg/mm² 및 34.95 kg/mm²으로 增大되어 實驗值 및 計算值의 疲勞限界 31 kg/mm² 및 30 kg/mm²을 초과하므로 疲勞破損의 염려가 있다.

5. 結 論

서어징疲를 오실로스코프스에 變形率-캠 回轉角 線圖(strain cam angle diagram)로 나타내고 이것을 利用해서 서어징應力과 서어징現象을 解析하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. 從來 使用되어 온 서어징應力에 關한 Kato의 式은 實驗한 機關에 對해서는 修正이 必要를 確認하였다. 즉 로커야암 레버比의 2倍에 該當하는 修正係數를 Kato의 式에 竝한 修正式이 實驗의 結果와 잘 一致함을 알았다.

2. 캠 回轉速度가 增加함에 따라 서어징應力과 變動應力이 一般的으로 增加하였으며 이들 값의 變化는 하아모닉振幅의 變化와 비슷하다. 특히 하아모닉次數 10~8次(캠回轉速度 2,400~3,000 rpm)에서 서어징應力이 크게 증가하였다.

3. 各 共振次數에 對한 試驗機關의 벨브스프링의 振幅應力을 實驗과 修正式에 依해서 求하여 엔진 벨브스프링의 安全性을 檢討한 바 하아모닉次數 8次(캠回轉速度 3,000 rpm)인 때 서어징應力의 急激한 增大로 因하여 振幅應力이 增大되어 疲勞限界를 초과하였으며 따라서 8次 以下인 하아모닉次數에서는 疲勞破損의 염려가 있어 危險하다.

參 考 文 獻

1. A.M. WAHL : Mechanical Springs, 2nd ed. McGraw-Hill, N.Y. p.285~293, 1963.
2. 德江德, 渡部弘一 : 不等ピッチ辯ばねの防振效果 ばね論文集 No. 19, p.58~63, 1974.
3. 加藤金治, 官原健 : 弁ばねのージグに關する一實驗, ばね論文集 No. 15, p.68~72, 1970.
4. 柴田藏六 : 不等ピッチ 2段ばねのサージ防止效果, ばね論文集 No. 14, p.55~60, 1969.
5. 加藤道生 : 不等ピッチニールばねの動的硏究, 日本機械學會論文集, Vol. 39, No.328, p.3626~3635.
6. 德江德, 窪田障二 : 弁ばねの振動による應力を輕する一方法, ばね論文集, No. 8 p.138~141, 1962.
7. 淺野勝次 : 弁ばねのサージ防止法, ばね論文集 No. 9, p.122~130, 1963.

8. 高井正之 外 3人: 弁ばねの實動應力と溫度について, ばね論文集, No. 11, p. 53~60, 1966.
9. 徳江徳, 堀昭三: サージを考慮した弁ばねの取付寸法, ばね論文集, No. 17, p. 19~22, 1972.
10. 兪炳澈: 디젤기관설계, 東明社, p. 193~205, 1977.
11. 井上順吉, 吉永昭男: ユイルばねの靜的なりびに動的舉動, 日本機械學會論文集, Vol. 27, No. 179, p. 1130~1137, 1961.
12. Sligley, J.E.: Mechanical Engineering Design, p. 168~275, McGraw-Hill, N.Y. 1972.