

〈技術論文〉

골프클럽 안정타점영역의 크기와 중심에 관한 연구

이정윤* · 마정범** · 오재응***

(1991년 6월 22일 접수)

Investigation on the Size and Center of Sweet Spot of Golf Club

Jung Yoon Lee, Jeong Beom Ma and Jae Eung Oh

Key Words: Sweet Spot(안정타점 영역), Transfer Matrix Method(전달행렬법), Natural Frequency(고유 진동수), Vibrational Mode(진동 모드), Transfer Function(전달함수)

Abstract

This paper presents a method for dynamic analysis of golf club. In the analysis, the sweet spot of golf club is defined based on the magnitude of torsional vibration, and transfer matrix method is employed for numerical calculations. It is shown that the calculated natural frequencies, mode shapes and transfer function agree well with the experimental results.

1. 서 론

최근 골프인구의 증가에 따라 골프클럽의 제작기술도 상당한 수준에 이르렀고 설계제작의 자동화에 의해서 양질의 제품이 시판되고 있다.

그러나 클럽에 볼이 임팩트 될 때 발생하는 진동으로 야기되는 문제가 아직도 남아있다. 문제를 해결하기 위해서는 골프 클럽의 정적인 강도뿐만 아니라 동적인 특성도 고려하지 않으면 안된다. 따라서 볼 콘트롤을 용이하게 하고, 또한 안정타점 영역(sweet spot)의 확장과 그립부의 진동을 감소시키기 위한 연구가 필요하다.

이에대한 연구로 Takuzo Iwatsubo⁽¹⁾ 골프 클럽과 골프공 충돌시 나타나는 현상을 집중질량 모형을 이용하여 해석하였으나, 골프클럽헤드 부분만

고려하였고 클럽전체를 해석하지는 않았고, 국내 연구진에 의해서 테니스라켓에 대한 연구는 활발하게 전개되어 왔으나^(2,3,4,5) 골프클럽에 대한 연구는 아직까지 없었다.

본 연구에서는 그립부의 비틀림 모멘트를 최소화하는 안정타점영역을 정의하였으며 전달매트릭스법에 의한 수치해석과 실험적 모드해석법을 실제의 골프클럽에 적용하여 모드 파라메타를 구한 다음 그 파라메타변경에 따른 안정타점영역 변화를 예측함으로써 안정타점영역을 확장시키는 방법에 대해 연구하였다.

2. 골프클럽의 안정타점영역의 결정

2.1 안정타점영역의 정의

안정타점영역은 골프클럽과 볼의 충돌시 비틀림 진동이나 굽힘진동이 적어 임팩트 되는 순간에 손에 전달되는 느낌이 좋은 부분이다. 보통 안정타점

*정회원, 한양대학교 정밀기계공학과

**정회원, 기아자동차 중앙연구소

***정회원, 한양대학교 자동차공학과

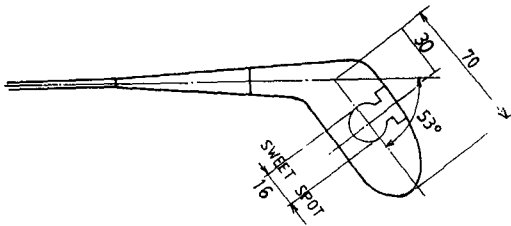


Fig. 1 Definiton of sweet spot

영역은 충격시 손에 전달되는 충격 또는 진동이 적고 볼의 반발성이 좋은 곳으로 정한다. 그러나 안정타점영역에 대한 정의는 아직 명확하게 되어 있지 않고, 다음과 같은 사항이 일반적으로 알려져 있다.

- (1) 클럽헤드 면상에서 반발계수가 최대값을 갖는 곳
- (2) 볼이 충격시, 그림을 잡고 있는 손에 충격이 느껴지지 않는 곳
- (3) 충격후, 클럽의 헤드면의 잔류 진동을 최소로 하는 타점 영역

본 연구에서는 위의 정의내용 가운데서 (3) 진동을 최소로 하는 타점영역의 정의를 택하였다. 안정타점영역에 영향을 미치는 요인은 여러가지가 있겠으나 진동 측면에서만 고찰한다면, 그림부의 재질 변경등에 의한 클럽자체의 진동특성의 변화가 안정타점영역의 확장에 영향을 미친다고 생각한다.

2.2 안정타점영역의 선정기준과 표현

본 논문에서 안정타점영역을 선정하는 기준은 Fig. 1와 같이 골프클럽헤드에 표시된 안정타점영역에 충격이 가해졌을 때 그림을 잡고 있는 손에 미치는 비틀림 모멘트 크기로 하였다.

즉, 클럽의 진동 모드에 따라 그림부에 비틀림 모멘트가 전달해 오는데 시험용으로 채택한 실제 골프클럽의 안정타점영역에 있는 비틀림모멘트 진폭과 모드 파라메타 변화에 따른 비틀림모멘트의 진폭이 같게되는 영역을 안정타점 영역으로 나타내

었다.

3. 이론해석

3.1 전달 매트릭스법을 이용한 골프클럽의 모드 해석

Fig. 2는 본 연구에서 사용된 모델을 나타내는 그림으로 샤프트 부분을 13등분, 헤드부분을 10 mm간격으로 7등분하여 20개의 보요소와 1개의 좌표변환요소로 분할하고 전달매트릭스법을 이용하여 모드 해석을 하였다. 보에 관한 전달 매트릭스는 Fig. 3에 나타난 변수와 좌표의 정의를 기준하면, 점 $i, i+1$ 사이의 전달 매트릭스는 다음과 같은 관계가 있다.

$$\{Z\}_i = [B]_i \{Z\}_{i+1} \tag{1}$$

여기서

$[B]_i$: i 번째 요소의 전달 매트릭스

한편 Z_i 는 i 번째 요소의 상태벡터이며, 다음과 같이 정의한다.

$$Z_i = \begin{Bmatrix} \theta \\ Y \\ \phi \\ M \\ V \\ T \\ 1 \end{Bmatrix} \tag{2}$$

여기서

- θ_i : i 점의 축방향 비틀림 각
- Y_i : i 점의 횡방향 변위
- ϕ_i : i 점의 기울기
- M_i : i 점의 굽힘 모멘트
- V_i : i 점의 전단력

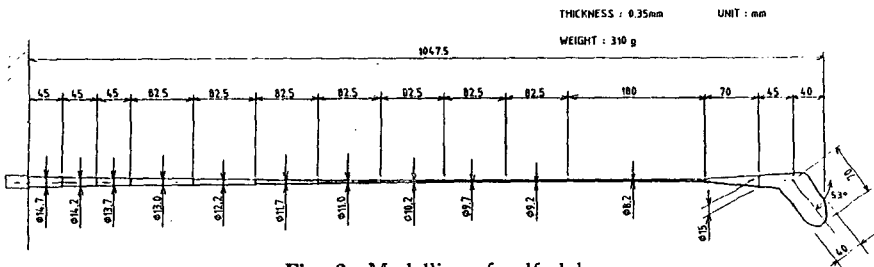


Fig. 2 Modelling of golf club

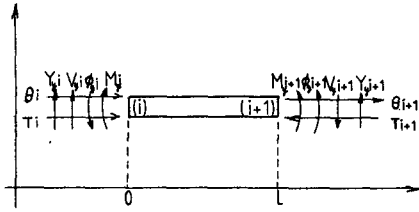


Fig. 3 Coordinate and variables of a beam element

T_i : i 점의 축방향 비틀림모멘트

$\{Z\}_i$ 를 식 (2)와 같이 정의하면, $[B]_i$ 는 다음과 같은 매트릭스로 유도된다.

보의 분포질량을 고려한 경우는 단위길이당 분포 질량을 $\gamma A/g$ 로 하고, 전단변형과 회전관성을 무시하며, 면의 (out plane)의 진동만 고려하면

$$EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} = -\frac{\gamma A}{g} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (3)$$

$$[B]_i = \begin{bmatrix} P & 0 & 0 & 0 & 0 & R & 0 \\ 0 & S & -T/\lambda & U/EI\lambda^2 & -V/EI\lambda^3 & 0 & 0 \\ 0 & -\lambda V & S & -T/EI\lambda & U/EI\lambda^2 & 0 & 0 \\ 0 & EI\lambda^2 U & -EI\lambda V & S & -T/\lambda & 0 & 0 \\ 0 & -EI\lambda^3 T & EI\lambda^2 U & -EI\lambda V & S & 0 & f_y \\ Q & 0 & 0 & 0 & 0 & P & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i \quad (7)$$

여기서

$$\begin{aligned} S &= (\cos h\lambda l + \cos \lambda l)/2, & P &= \cos \beta l \\ T &= (\sin h\lambda l + \sin \lambda l)/2, & Q &= -G/\beta \sin \beta l \\ U &= (\cos h\lambda l - \cos \lambda l)/2, & R &= \sin \beta l / G/\beta \\ V &= (\sin h\lambda l - \sin \lambda l)/2, & f_y &= y\text{방향에 } \omega \text{로 진동하는 외력} \end{aligned}$$

한편, 좌표 변환요소는 교차하는 요소의 각도를 α 라 하고 Fig. 4의 변수와 좌표의 정의를 사용하여, 기하학적 조건과 역학적 조건을 사용하면

$$[T]_i = \begin{bmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \sin \alpha & \cos \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}_i \quad (8)$$

$$GJ \frac{\partial^4 v}{\partial x^2} = \frac{\gamma I}{g} \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \quad (4)$$

이므로 진동수 ω 로 진동하는 경우의 일반해는

$$\begin{aligned} v(x, t) &= X(x) Q(t) \\ u(x, t) &= Y(x) Q(t) \\ Y(x) &= C_1 \cos \lambda x + C_2 \sin \lambda x + C_3 \cos h\lambda x \\ &\quad + C_4 \sin h\lambda x \\ X(x) &= C_5 \cos \beta x + C_6 \sin \beta x \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \lambda &= \sqrt{\frac{\gamma A \omega^2}{gEI}} = \sqrt{\frac{m_b \omega^2}{EI}} \\ \beta l &= \omega \sqrt{J_i/k_i} \end{aligned}$$

m_b , J_i 는 보의 단위길이당 질량과 관성모멘트를 표시하고 k_i 는 비틀림스프링상수이다.

한편 i 번째 요소의 양단 상태벡터를 고려하면, i 번째 요소의 전달매트릭스 $[B]_i$ 는

이와 같이 상태벡터를 $\{Z\}_i$, 보와 좌표변환 요소의 매트릭스를 $[B]_i$, $[T]_i$ 라 정의하고, 순차적으로 연산을 행하면 각 요소의 상태벡터는 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$Z_1 = [H] Z_{18} \quad (9)$$

여기서

$$[H] = B_1 \cdot B_2 \cdot B_3 \cdots B_{13} \cdot T_1 \cdot B_{14} \cdot B_{15} \cdots B_{19} \cdot B_{20}$$

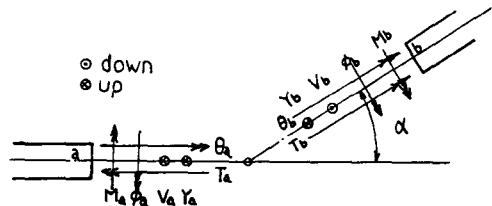


Fig. 4 Definition of coordinate and variable for coordinate transformation

한편 양단의 상태벡터 Z_1, Z_{18} 는 골프클럽의 경계 조건 (여기서는 고정-자유 조건) 으로부터 식 (10) 과 같다.

$$Z_1 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ M \\ V \\ T \\ 1 \end{Bmatrix} \quad Z_{18} = \begin{Bmatrix} \theta \\ Y \\ \phi \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (10)$$

여기서 식 (10)을 식 (9)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} H_{44}M + H_{45}V + H_{46}T &= 0 \\ H_{54}M + H_{55}V + H_{56}T &= 0 \\ H_{64}M + H_{65}V + H_{66}T &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 H_{ij} 는 $[H]$ 의 요소이다. 방정식이 유용해 (nontrivial solution)를 갖기 위한 조건으로부터 고유진동수에 관한 방정식이 구해진다.

$$\Delta(\omega) = \begin{vmatrix} H_{44} & H_{45} & H_{46} \\ H_{54} & H_{55} & H_{56} \\ H_{64} & H_{65} & H_{66} \end{vmatrix} = 0 \quad (12)$$

식 (12)의 해로부터 고유진동수를 구할수 있으며 이것을 식 (9)에 대입하면 각 모드에 대한 각 요소의 상태벡터를 구할수 있다.

전달함수는 Pestel-Leckie⁽⁶⁾가 제안한 방법을 사용하여 구하였으며, 단위 충격에 대한 응답은 전달함수를 커브 피팅하여 모드 파라미터를 구한 다음 그 파라미터를 이용하여 구하였다.⁽⁷⁾

4. 컴퓨터 시뮬레이션

전달매트릭스법을 이용한 모드 해석법을 골프클럽에 적용하여 고유진동수, 진동모드, 전달함수 및 응답 등을 구했으며, 모델의 신뢰도를 검증하기 위해서 컴퓨터 시뮬레이션 결과와 측정된 실험 결과를 비교하였다.

Fig. 5은 골프클럽에 대한 가진실험을 보여주고 있으며 Fig. 6는 실험장치 계통도이다. 컴퓨터 시뮬레이션과 실험결과 200 Hz 범위내에 4개의 고유진동수가 존재하였으며, 고유진동수의 비교를 Table 1에 나타내었다.

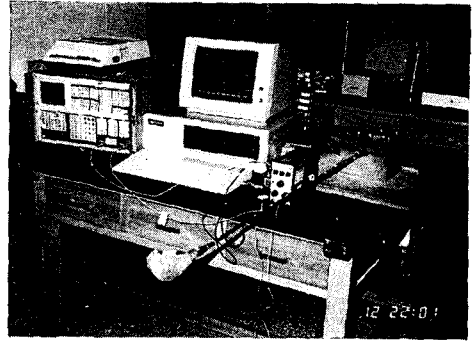


Fig. 5 Experimental apparatus

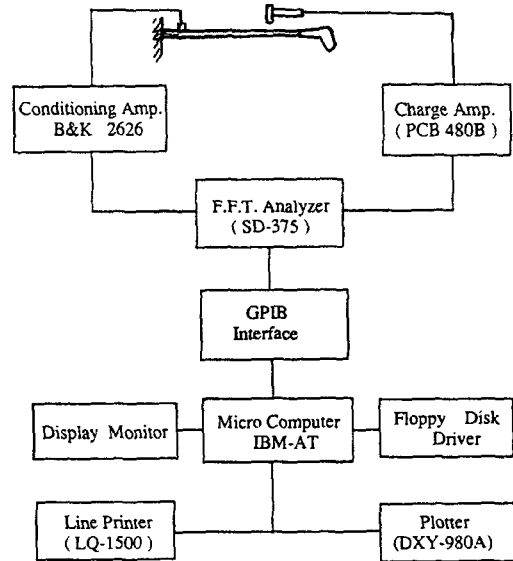


Fig. 6 Schematic of experimental set-up

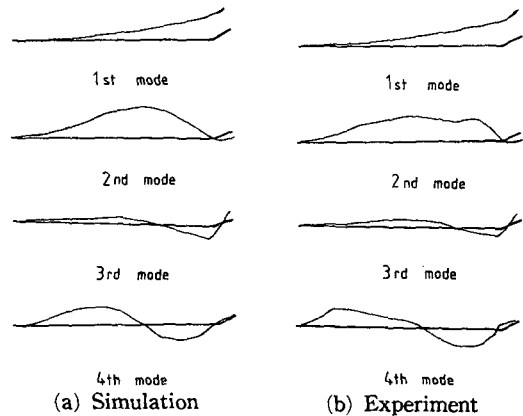
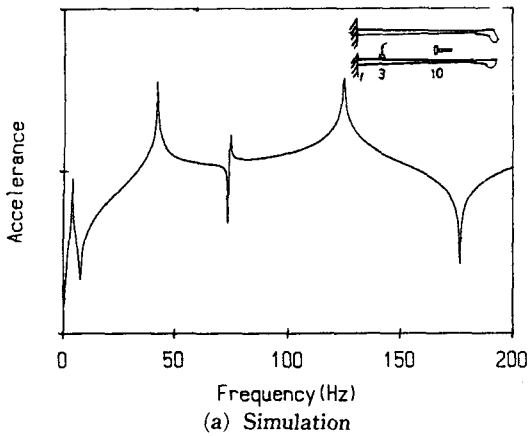
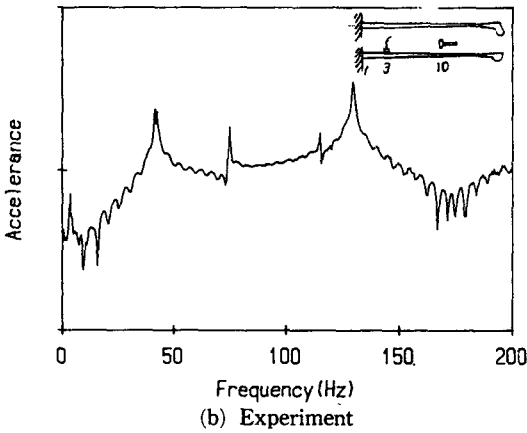


Fig. 7 mode Shapes



(a) Simulation



(b) Experiment

Fig. 8 Frequency response function

이론과 실험에서 얻은 주파수 차이는 1차 모드에서 4차 모드 까지 최대 1% 미만의 오차 범위에서 잘 일치하고 있었다.

각 차 진동모드형을 Fig. 7에 나타내었다. 1차, 2차, 4차는 클럽헤드 부분이 거의 평행이동 하였으나 3차는 클럽헤드 부분이 회전되어 샤프트에 비틀림이 많이 발생하였음을 알 수 있다. 이로부터 1

Table 1 Comparison of theoretical and experimental natural frequency (Hz)

MODE	COMP. SIM. (A)	EXPERIMENT (B)	RATE (B/A)
1	3.96	4.0	1.01
2	41.95	41.5	0.99
3	74.33	73.5	0.99
4	124.30	126.0	1.01

Photo. 1 Experimental apparatus.

차, 2차, 4차는 주로 굽힘모드, 3차는 굽힘과 비틀림 모두의 합성임을 알 수 있었다. 전달함수를 Fig. 8에 나타내었으며, 실험과 시뮬레이션이 서로 잘 일치함으로 전달매트릭스법에 의한 모델링이 타당함을 알 수 있었다.

실험에서 3차와 4차 고유 진동수 사이에 존재하는 모드는 면내(in-plane) 진동에서 오는 모드이다.

5. 시뮬레이션에 의한 안정타점영역의 예측

5.1 안정타점영역의 계산

Fig. 9은 모델로 택한 클럽헤드에 충격을 주었을 때 골프클럽을 잡은 손에 미치는 비틀림 모멘트를 주파수 영역으로 나타낸 그림으로 1차, 2차, 4차보다 3차가 비틀림 모멘트영향을 많이 받고있음을 알 수 있으며, 충격위치가 안쪽에서 바깥쪽으로 이동할수록 1, 2, 4차 모드의 영향이 다소 증가함을 알 수 있다. 또한 클럽헤드 안쪽 보다는 클럽헤드 바깥쪽이 큰 비틀림 모멘트를 야기시키고 가운데 부

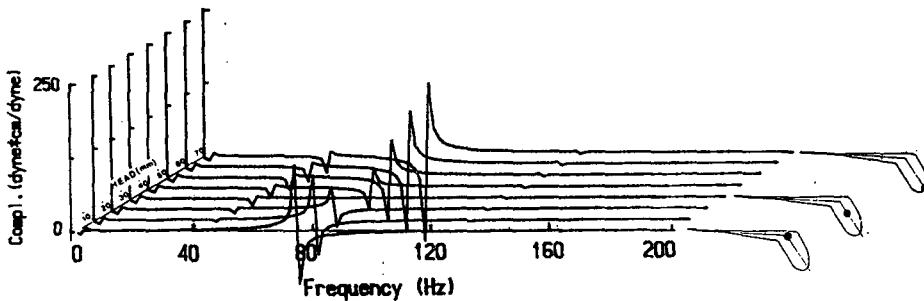


Fig. 9 Twisting moment vs. impact location

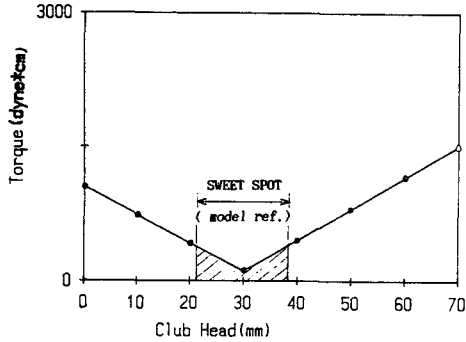


Fig. 10 Effect of impact location on maximum twisting moment

분에서는 거의 비틀림 모멘트가 발생하지 않음을 알 수 있으며, 3차 모드의 경우 비틀림모멘트의 위상이 가운데를 통과하면서 바뀌는 것을 알 수 있다.

Fig. 10은 모델로 택한 골프클럽을 헤드 안 쪽으로부터 바깥 쪽으로 충격 위치를 10 mm씩 이동시켜 충격을 주었을 때 손에 나타내는 최대 비틀림모멘트 값을 나타낸 그림이다. 모델의 안정타점 위치는 클럽 안 쪽으로 부터 22 mm에서 38 mm까지로 하였으며 그 점에서 비틀림모멘트 값을 구한 결과 30 dyne*cm 및 395 dyne*cm이었고 이 값을 안정타점영역의 기준 값으로 하였다.

5.2 결과 및 고찰

Fig. 11는 샤프트의 질량, 굽힘 및 비틀림강성, 질량과 굽힘 및 비틀림강성을 변화시켰을 때의 골프클럽의 안정타점영역 변화를 나타낸 그림으로 모델로 택한 안정 타점영역의 길이 16 mm를 기준으로 하여 백분율로 나타내었다. 샤프트의 질량을 증가시켰을 때 대체로 안정타점영역의 증가하였으며 모델로 택한 샤프트의 질량을 5% 증가시켰을 때 안정타점영역이 최대가 되었다. 샤프트의 굽힘 및 비틀림강성을 증가시키수록 안정타점영역이 감소하였으며, 질량과 강성을 동시에 증가시킬 경우도 대체적으로 감소하는 경향이 있었다.

Fig. 12는 샤프트의 질량과 굽힘 및 비틀림강성 변화에 따른 안정타점영역의 중심점에 대한 이동으로 시뮬레이션 결과, 모델로 택한 안정타점 중심점은 골프클럽 헤드 안쪽으로 부터 29.7 mm에 위치하였으며, 실제모델의 30 mm와도 잘 일치함을 알 수 있었다. 또한 강성이 증가 할 수록 안정 타점

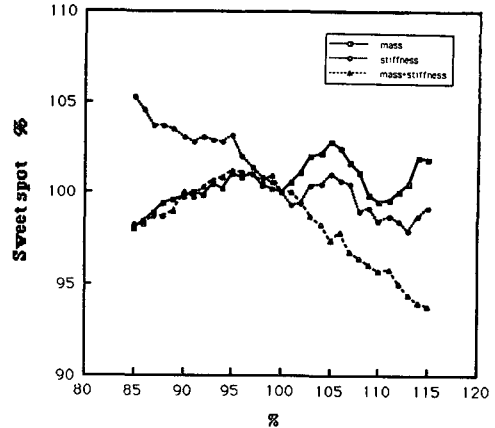


Fig. 11 Variations in sweet spot due to the change in mass and stiffness of club shaft

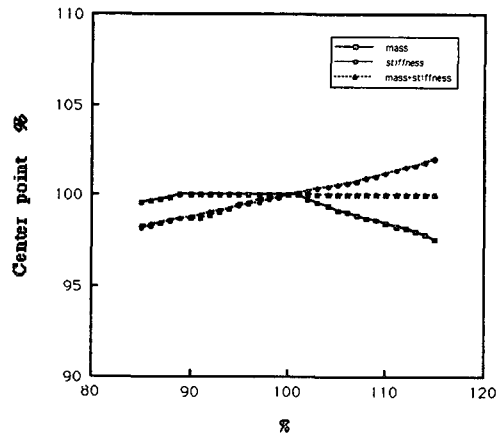


Fig. 12 Variations in sweet spot center due to the change in mass and stiffness of club shaft

중심점이 골프클럽 헤드 바깥쪽으로 이동함을 알 수 있었다.

6. 결론

골프클럽의 질량 및 강성의 변화에 따라 안정타점영역에 대한 컴퓨터 시뮬레이션과 실험을 행하여 얻어진 결과를 정리하면 다음과 같다.

- (1) 전달매트릭스법을 이용하여 비틀림모멘트 크기로 안정타점영역 산출방법을 제시하였다.
- (2) 컴퓨터 시뮬레이션 결과 골프클럽의 동특성이 실험과 잘 일치함을 알 수 있었다. 또한 안정타점의 중심점이 컴퓨터 시뮬레이션과 실제모델로 택한 골프클럽과 잘 일치함을 알 수 있었다.

(3) 시험용 골프클럽 샤프트의 질량만 증가시켰을 때 대체로 안정타점영역이 증가하였으며, 샤프트의 굽힘및 비틀림강성을 증가시킬수록 안정타점영역이 감소하는 경향이 있었다.

(4) 샤프트의 굽힘및 비틀림강성을 증가시킬수록 안정타점영역의 중심점 위치가 골프클럽 헤드 바깥쪽으로 이동함을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Takuzo Iwatsubo and Masakatsu Akao, 1987, "Optimum Design of golf club," KSME/JSME, Vibration Conference.
- (2) Jae Eung Oh and Sung Ha Yum, 1985 "A Study to Identify the Dynamic Characteristics of the Tennis Racket by Modal Analysis," Trans. of JSME, (in Japanese), Vol.51, No. 471, pp. 2966~2973.
- (3) Jae Eung Oh, Yun Taek Lim and Sung Ha Yum, 1985 "An Estimation of Power Contribution of Tennis Racket by Multi-Dimensional Spectral Analysis," Trans. of JSME, (in Japanese), Vol. 51, No. 47, pp. 2974~2979.
- (4) Jae Eung Oh, You Yub Lee and Sung Ha Yum, 1986 "A Study on the Identification of Dynamic Characteristics of Tennis Racket by Acoustic Intensity Method," Trans. of KSME, Vol.10, No. 5, pp. 601~610.
- (5) Jae Eung Oh, Ho Park, You Yub Lee and Sung Ha Yum, 1987, "The Estimation of Modal Parameters Due to the Change of Sweet Spot by the Structural Modification of a Tennis Racket," JSME International Journal, Vol. 30, No. 265, pp. 1121~1128.
- (6) Eduard C. Pestel and Frederick A. Leckie, 1963 "MATRIX METHODS IN ELASTO MECHANICS," McGRAW-HILL BOOK Co., pp. 82-89
- (7) 長松昭男, 1985, "モード解析," 培風館, pp. 124-126