

타이밍 벨트구동에서 불완전 맞물림 이의 하중분포 해석

- OHC구동타이밍 벨트 시스템에 대하여 -

Force Distribution of Incomplete Meshing Teeth in Timing Belt Drive
- on the OHC Drive Timing Belt System -김 현 수* 여 창 기* 이 인 환**
H.S. Kim, C. K. Yeo, I. H. Lee

ABSTRACT

Force distribution of incomplete meshing teeth for the OHC drive timing belt system is investigated analytically. Finite difference equations of the belt tension are derived based on the force equilibrium and the deformation of the belt tooth. From the numerical results, it is found that the force distribution prior to the boundary point shows higher values compared with those of the complete meshing state and the force distribution after the boundary point shows lower values. Also, the magnitude of the incomplete meshing region increases as the rotational speed increases and the tight side belt tension decreases.

기 호 설 명

A	: 벨트의 평균단면적	T	: 벨트장력
E	: 하중전달선의 탄성계수	$T(i)$: i 번째 이에 작용하는 장력
F	: 벨트 한 피치당의 원심력	T_t	: 인장측 장력
$f(i)$: i 번째 벨트 이의 컴플라이언스	T_s	: 이완측 장력
l	: 벨트 이부분의 길이	T^*	: 완전 맞물림과 불완전 맞물림의 경계 장력
$l(i)$: i 번째 벨트 이부분의 늘어난 양	t	: 벨트 한 피치의 길이
m	: 벨트 한 피치당의 질량	V_1	: 벨트 한 피치당 하중전달선을 제외한 이부분의 체적
$N+1$: 풀리와 맞물려 있는 벨트이의 수	V_2	: 벨트 한 피치당 하중전달선을 제외한 이뿌리부분의 체적
$Q(i)$: i 번째 벨트 이에 작용하는 하중	V_3	: 벨트 한 피치당 하중전달선의 체적
r	: 풀리 이끝면의 반경	α	: 풀리 이의 접선방향에 대하여 작용하는 중이 이루는 압력각
S	: 벨트 이뿌리면의 길이		
$S(i)$: i 번째 벨트 이뿌리면의 늘어난 양		

* 정회원, 성균관대학교 기계공학과

** 성균관대학교 대학원

- 2β : 풀리 중심과 풀리 이 부분이 이루는 각
- $\lambda(i)$: i 번째 벨트 이의 변형량
- γ : 벨트가 풀리에 진입할 때 풀리 이 끝면과 접촉하는 각
- μ : 벨트의 이뿌리변과 풀리의 이끝면 사이의 마찰계수
- ζ : 벨트가 풀리에서 벗어날 때 풀리 이 끝면과 접촉하는 각
- 2ϕ : 풀리 중심과 풀리 이뿌리부분이 이루는 각
- Ψ : 구동과 종동축을 이은 직선에 대한 이완축 벨트의 기울어진 각
- Ω : 구동과 종동축을 이은 직선에 대한 인장축 벨트의 기울어진 각
- ω : 종동풀리 회전속도
- ξ : 벨트 홈에서의 각변위

1. 서 론

타이밍벨트(timing belt, synchronous belt)는 물체를 원하는 시간에 원하는 장소로 이동시킬 수 있는 동력전달 장치로서 스위칭(switching), 타이밍(timing), 핸들링(handling) 등 다양한 기능을 가지고 있다. 타이밍벨트는 팩시밀리, 프린터, 플로터 등과 같이 전달 하중은 작지만 전달오차의 극소화가 요구되는 정밀 사무자동화 기기에 주로 사용되어져 왔으나 타이밍벨트의 장점인 구동의 정확도와 정속성으로 인하여 최근에는 일반 산업기계, 생산자동화 시스템 및 자동차, 항공기 등 중하중용 구동장치에 이르기까지 정밀 기계요소로서 그 수요와 적용범위가 점차 확대되고 있다.

차량용 OHC(Over Head Cam)엔진에서 타이밍벨트는 동력을 크랭크축에서 캠축으로 전달하여 흡기 및 배기밸브를 개폐시키는 역할을 한다. Fig.1에 OHC 엔진 타이밍벨트 구동 시스템의 구조가 도시되어 있다. 타이밍벨트를 사용함으로써 엔진 실린더의 각 행정에 부합하여 캠축을 구동하고 밸브의 정확한 개폐 타이밍이 조정한다. 따라서 OHC 타이밍벨트 구동 시스템에서는 벨트 이(tooth)와 풀리

이의 정확한 맞물림이 가장 중요하다. 벨트 이와 풀리 이 사이의 불완전한 맞물림은 벨트 이에 과도한 하중을 일으키고 최악의 경우 벨트가 풀리 이를 타고 넘는 점핑(jumping) 현상을 가져온다.

타이밍벨트에 관한 연구는 Koyama¹⁻⁴⁾, Kargotani⁵⁾, Marshek⁶⁾, Gerbert⁷⁾ 등에 의해서 이루어져 왔다. Koyama¹⁾는 피치 차이가 없는 타이밍벨트와 풀리사이에서 타이밍벨트의 하중분포는 벨트의 탄성계수, 벨트 이의 컴플라이언스(compliance), 벨트와 풀리 사이의 마찰계수에 의해서 결정됨을 보였다. Kargotani⁵⁾는 초기장력하에서 벨트장력과 풀리 이의 하중분포는 피치차이에 따라 크게 달라짐을 보였다. Marshek⁶⁾은 벨트의 물성치(material property), 벨트와 풀리 사이의 피치차이, 풀리 이의 이끝면(top land)에서 발생하는 미끄럼에 의하여 발생하는 마찰력의 방향 변화에 의한 벨트 이의 하중분포에 대해서 논하였다. Gerbert⁷⁾는 벨트를 스프링 모델로 단순화하여, 벨트 이와 하중전달선(load-carrying cord)의 스프링상수, 벨트홈(groove)과 풀리 이의 바깥면 사이의 마찰이 벨트 이의 하중분포에 미치는 영향을 보여 주었다.

위 연구들은 모두 벨트가 풀리에 완전히 감겨진 상태는 동작하는 완전 맞물림상태(complete meshing state)에 대한 것이다. 실제로

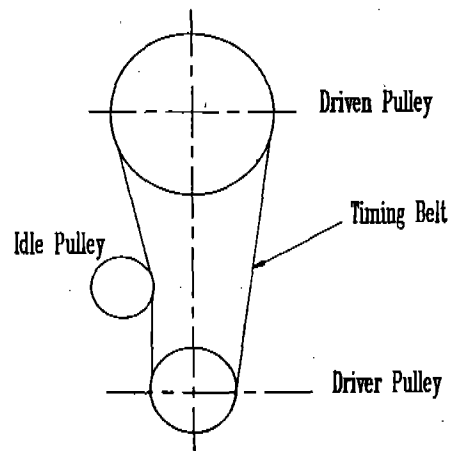


Fig.1 OHC timing belt drive system

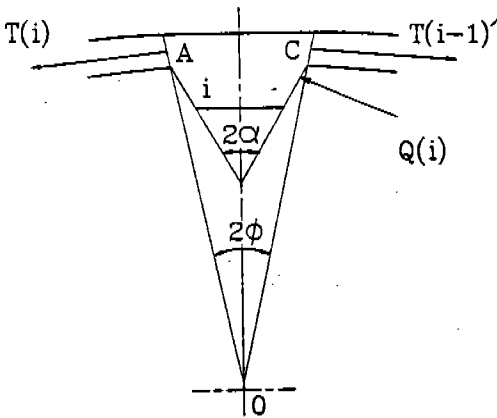


Fig. 5 Elongation of belt tooth

번째 이와 $i+1$ 번째 이 사이에서 벨트 이뿌리면과 풀리 이끝면 사이의 마찰에 의한 장력 T 의 변화는 각 ξ 만큼 변할 때 다음과 같이 표시된다.

$$T_{\xi} = T(i) e^{-\mu \xi} \quad (2)$$

따라서 벨트 이뿌리면의 늘어난 미소량 $dS(i)$ 는 다음과 같다.

$$dS(i) = \frac{T_{\xi}}{AE} r d\xi \quad (3)$$

여기서 r 은 풀리의 이끝면 반경, A 는 벨트의 평균단면적, E 는 벨트의 탄성계수이다. 식(2)를 식(3)에 대입하여 적분구간 0에서 2β 까지 적분하면 i 번째 이와 $i+1$ 번째 이 사이에 있는 벨트 이뿌리면의 늘어난 양을 구할 수 있다.

$$S(i) = \frac{r}{AE} \frac{1}{\mu} (1 - e^{-2\mu\beta}) T(i) \quad (4)$$

한편 벨트 이부분의 하중전달선의 늘어난 길이는 다음식과 같다.

$$l(i) = \frac{1}{AE} T(i) \quad (5)$$

i 번째 벨트이의 변형량(deflection)은 다음 식으로 표시된다.

$$\begin{aligned} \lambda(i) &= f(i) Q(i) \cos \alpha \\ \lambda(i+1) &= f(i+1) Q(i+1) \cos \alpha \quad (6) \end{aligned}$$

여기서 $f(i)$ 는 i 번째 이의 컴플라이언스(compliance), $Q(i)$ 는 i 번째 이에 작용하는 하중, α 는 압력각이다. (1)식에 (4), (5), (6) 식을 대입하면 벨트변형에 대한 다음식이 얻어진다.

$$\begin{aligned} \frac{r}{AE} \frac{1}{\mu} (1 - e^{-2\mu\beta}) T(i) + \frac{1}{AE} T(i) \\ = f(i) \{ Q(i) - Q(i+1) \} \cos \alpha \quad (7) \end{aligned}$$

힘의 평형

Fig. 2의 각 이에 대한 힘의 평형조건에서 다음 식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} T(1) \cos \phi + Q(1) \cos \alpha &= T_1 \cos \Omega \\ &\vdots \\ T(i) \cos \phi + Q(i) \cos \alpha &= T(N-1)' \cos \phi \\ &\vdots \\ T(N+1) \cos \psi + Q(N+1) \cos \alpha &= T(N)' \cos \phi \quad (8) \end{aligned}$$

여기서 $T(i)$ 는 i 번째 이에 작용하는 장력, $N+1$ 은 풀리와 맞물려 있는 벨트의 잇수이다. 식(7)과 식(8)에서 $Q(i)$ 를 소거하면 $T(i)$ 에 관한 장력관계식을 얻을 수 있다.

$$T(i) = \lambda X(i) T_1 + \nu Y(i) T(N+1) \quad (9)$$

$$\text{여기서 } X(i) = \frac{C_3 \rho_2^i - C_4 \rho_1^i}{C_2 C_3 - C_1 C_4},$$

$$Y(i) = \frac{C_1 \rho_2^i - C_2 \rho_1^i}{C_2 C_3 - C_1 C_4}$$

$$\rho_{1,2} = (b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}) / (2c)$$

$$a = f(i) e^{-2\mu\beta} \cos \phi$$

$$b = f(i) \cos \phi (1 + e^{-2\mu\beta}) + \frac{r}{AE} \frac{1}{\mu}$$

$$(1 - e^{-2\mu\beta}) + \frac{1}{AE}$$

$$c = f(i) \cos \phi$$

$$\lambda = f(i) \cos \Omega$$

$$\nu = f(i) \cos \Psi$$

$$C_1 = b\rho_1 - c\rho_1^2, \quad c_2 = b\rho_2 - c\rho_2^2$$

$$C_3 = a\rho_1^{(N-1)} - b\rho_1^N,$$

$$C_4 = a\rho_2^{(N-1)} - b\rho_2^N$$

2.2 불완전 맞물림상태

Fig. 6은 완전 맞물림이 불완전 맞물림으로 변화하는 모습을 보여주고 있다. 이와같은 불완전 맞물림은 전달부하가 증가하여 이완측 장력 $T_2 = 0$ 이 되었을때 원심력, 충격하중, 굽힘 모멘트 등의 원인에 의하여 이완측 벨트 이의 일부가 풀리를 벗어나기 시작하면서 발생된다. 벨트와 풀리의 전접촉구간을 완전 맞물림영역과 불완전 맞물림영역으로 나누면 완전 맞물림영역은 이 번호 1에서 불완전 맞물림이 시작되기 직전의 이 $j-1$ 까지이고 불완전 맞물림영역은 불완전 맞물림이 시작되는 이 j 에서 이 $N+1$ 까지이다. $j-1$ 번째 이와 j 번째 이 사이의 이뿌리면은 이들 맞물림영역의 경계라 할 수 있다. 이 경계점에서 벨트의 이뿌리면은 풀리와 떨어져 풀리의 이끝면과 벨트

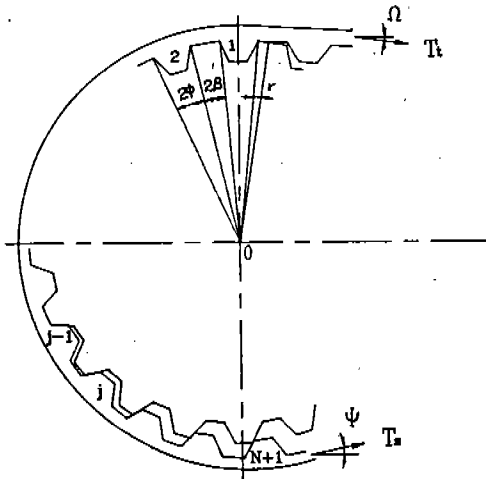


Fig. 6 Incomplete meshing of belt and pulley

의 이뿌리면 사이에는 마찰이 존재하지 않고 이때의 벨트 장력 $T(j-1)$ 을 경계조건 T^* 로 한다. 따라서 완전 맞물림영역의 해석은 Koyama의 식(9)를 사용하고 경계조건 $T(N+1)$ 이 T^* 로 바뀌어진다.

변형조건

Fig. 7은 원심력에 의하여 벨트가 풀리를 벗어날 때 벨트 요소에 작용하는 힘을 도시한 것이다. 벨트 이에는 원심력이 작용하고 벨트가 풀리를 벗어나려함으로 벨트 이와 풀리 이 사이에는 마찰력 $\mu \cdot Q(M)$ 가 작용한다. 불완전 맞물림 상태의 벨트 이는 완전 맞물림 상태의 이에 비하여 각 θ 만큼 회전한 상태이다. Fig. 7의 M 번째 이에서 호 AB 의 이뿌리면 변형량은 완전 맞물림과는 달리 마찰이 존재하지 않으며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$S(M) = \frac{S}{AE} T(M) \tag{10}$$

벨트 이의 변형은 불완전 맞물림 상태에서도 압력각이 같다고 가정하면 M 번째 이와 $M+1$ 번째 이의 변형량은 다음 식으로 표시된다.

$$\lambda(M) = f(M) \{ \cos(\alpha + \theta) + \mu \sin(\alpha + \theta) \} \times Q(M) \tag{11}$$

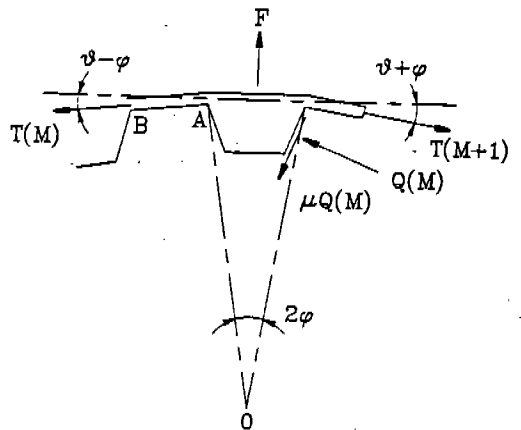


Fig. 7 Forces on a belt element in Incomplete meshing with centrifugal force

$$\lambda(M+1) = f(M) \{ \cos(\alpha + \theta) + \mu \sin(\alpha + \theta) \} \times Q(M+1) \quad (12)$$

벨트 이의 변형관계식 (1)에 식(5), (10), (11), (12)를 대입하면 불완전 맞물림의 상태의 변형 관계식을 얻을 수 있다.

$$\left(\frac{S+1}{AE} \right) T(M) = f(M) \{ \cos(\alpha + \theta) + \mu \sin(\alpha + \theta) \} \{ Q(M) - Q(M+1) \} \quad (13)$$

힘의 평형

Fig. 7에서 각 벨트 이의 힘의 평형에서 다음식이 얻어진다.

$$\begin{aligned} T(j) \cos(\phi - \theta) + \{ \cos(\alpha + \theta) + \mu \sin(\alpha + \theta) \} \times Q(j) &= T^* \cos(\phi + \theta) \\ &\vdots \\ T(M) \cos(\phi - \theta) + \{ \cos(\alpha + \theta) + \mu \sin(\alpha + \theta) \} \times Q(M) &= T(M) \cos(\phi + \theta) \\ &\vdots \\ T(N+1) \cos(\phi - \theta) + \{ \cos(\alpha + \theta) + \mu \sin(\alpha + \theta) \} \times Q(N+1) &= T(N) \cos(\phi + \theta) \end{aligned} \quad (14)$$

식(13), (14)에서 하중 $Q(j)$, $Q(M)$, $Q(N+1)$ 을 소거하면 벨트장력 관계식을 구할 수 있다.

$$T(M) = u X_1(M) T^* + v Y_1(M) T(N+1) \quad (15)$$

여기서 $u = f(M) \cos(\phi + \theta)$

$$v = \frac{S+1}{AE} + f(M) \{ \cos(\phi + \theta) + \cos(\phi - \theta) \}$$

$$X_1(M) = \frac{C_7 \rho_4^M - C_8 \rho_3^M}{C_6 C_7 - C_5 C_8}$$

$$Y_1(M) = \frac{C_5 \rho_4^M - C_6 \rho_3^M}{C_6 C_7 - C_5 C_8}$$

$$\rho_{3,4} = \frac{1}{2v} (w \pm \sqrt{w^2 - 4uv})$$

$$C_5 = w \rho_3^j - v \rho_3^{(j+1)},$$

$$C_6 = w \rho_4^j - v \rho_4^{(j+1)},$$

$$C_7 = u \rho_3^{(N-1)} - w \rho_3^N,$$

$$C_8 = u \rho_4^{(N-1)} - w \rho_4^N$$

불완전 맞물림 영역에서 벨트 이에 작용하는 하중 $Q(M)$ 은 장력관계식(15)를 이용하여 각 이의 벨트 장력을 먼저 구하고 이것을 힘의 평형관계식(14)에 대입하여 계산할 수 있다.

경계장력 T^*

불완전 맞물림 상태의 장력관계식(15)를 풀기 위하여는 완전 맞물림과 불완전 맞물림 사이 이뿌리면의 경계장력 T^* 를 구해야 한다. T^* 는 Fig. 6의 $j-1$ 번째 이와 j 번째 이의 변형관계에서 구할 수 있다.

$$\left(\frac{2\beta}{AE} r + \frac{1}{AE} \right) T^* = f(M) [Q(j-1) \cos \alpha - \{ \cos(\alpha + \theta) + \mu \sin(\alpha + \theta) \} Q(j)] \quad (16)$$

위의 식(16)의 우측 항에서 괄호안의 하중차이는 $j-1$ 번째 이와 j 번째 이의 힘의 평형에서 다음과 같이 얻어진다.

$$\begin{aligned} Q(j-1) \cos \alpha - Q(j) \{ \cos(\alpha + \theta) + \mu \sin(\alpha + \theta) \} &= -T^* \{ \cos(\phi + \theta) + \cos(\phi - \theta) \} + T(j) \cos(\phi - \theta) \\ &+ e^{-2\mu\beta} T(j-2) \cos \phi \end{aligned} \quad (17)$$

식(17)을 식(16)에 대입하면

$$\left(\frac{2\beta}{AE} r + \frac{1}{AE} + \cos(\phi + \theta) + \cos(\phi - \theta) \right) T^*$$

$$= f(M) \{ T(j) \cos(\phi - \theta) + T(j-2) e^{-2\mu\beta} \cos \phi \} \quad (18)$$

경계장력 T^* 에 관한 식(18)을 풀기 위하여는 경계점 전후의 벨트장력 $T(j)$, $T(j-2)$ 를 알아야 하며 이것은 각각 완전 맞물림과 불완전 맞물림에 대한 장력관계식 식(9), 식(15)에서 구할 수 있다.

$$T^* = T_1^*/T_2^* \quad (19)$$

여기서 $T_1^* = f(M) [\cos(\phi - \theta) v Y_1(j)$

$$\times T(N+1) + e^{-2\mu\beta} \cos \phi$$

$$\times \lambda X(j-2) T_t]$$

$$T_2^* = \frac{2\beta}{AE} r + \frac{1}{AE} + f(M)$$

$$\times \{ \cos(\phi - \theta) (1 - \mu X_1(j))$$

$$+ \cos(\phi + \theta) - e^{-2\mu\beta} \cos \phi$$

$$\times v Y(j-2) \}$$

2.3 불완전 맞물림 발생조건

타이밍 벨트의 불완전 맞물림은 타이밍 벨트의 원심력, 충격하중, 벨트의 굽힘 모멘트 등이 원인이 되어 발생할 수 있다. 본 연구에서는 풀리의 고속 회전시에 불완전 맞물림을 발생시킬 수 있는 원심력에 의한 영향만을 고려하기로 한다.

타이밍 벨트의 한 피치는 Fig. 4, Fig. 5와 같이 이와 이부리면으로 구성되어 있으며 또한 벨트에는 하중전달선이 있어서 장력에 견딜 수 있는 구조로 되어있다. 따라서 이 둘 세 부분의 원심력을 모두 고려해 주어야 한다. 타이밍 벨트 한 피치당 하중전달선을 제외한 이 부분의 체적을 V_1 , 하중전달선을 제외한 이부리부분의 체적을 V_2 , 그리고 하중전달선의 체적을 V_3 라 하면 벨트 한 피치당 질량 m 은 다음과 같다.

$$m = \gamma_R (V_1 + V_2) + \gamma_L \cdot V_3 \quad (20)$$

여기서 γ_R = 벨트고무의 비중량, γ_L = 하중전달선의 비중량이다. 그러므로 타이밍 벨트 한 피치당의 원심력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (21)$$

벨트 한 피치의 힘의 평형에서 원심력 F 가 반경내경 방향의 힘의 합보다 클 때 벨트 이슬 풀리 이슬 벗어나며 불완전 맞물림이 발생한다.

3. 수치해석 결과 및 고찰

수치해석은 다음의 순서에 따라 수행된다.

(1) 완전 맞물림 상태에 대한 차분방정식을 이용하여 타이밍 벨트 이의 하중분포와 벨트 장력을 구한다.

(2) 회전속도에 대한 벨트 한 피치에 작용하는 원심력을 구한다.

(3) 벨트이의 자유물체도(Fig. 7)에서 반경내경방향의 힘의 합과 원심력과의 크기를 비교한다.

(4) 각 이에 대해 (3)을 반복수행하여 원심력이 반경내경방향의 힘보다 커지기 시작하는 점을 찾고 이 점을 완전 맞물림과 불완전 맞물림의 경계점 j 로 한다.

(5) (4)에서 구한 j 를 대입하여 이번호 $1 \sim j$ 까지는 완전 맞물림에 대한 식, $j \sim N+1$ 까지는 불완전 맞물림에 대한 장력관계식을 이용하여 수치해석을 수행한다. 이때 완전 및 불완전 맞물림에 대한 장력관계식은 원심력에 의한 마찰력 항이 포함된 식을 사용한다.

수치해석에 사용된 OHC 타이밍 벨트 구동 시스템은 변속비 2:1로서 벨트와 풀리가 완전 맞물림 상태에 있을 때 각 풀리의 접촉상태에 있는 잇수 $N+1$ 은 구동풀리에서 11개, 종동풀리에서 23개이다. 그리고 벨트이의 컴플라이언스는 2.55 m/N, 벨트 하중전달선의 탄성계수 E 는 7.84×10^{10} N/m², 벨트와 풀리

사이의 마찰계수 μ 는 0.45이다. 불완전 맞물림 때 벨트가 기울어진 각 θ 는 $N+1$ 번째 이의 접선방향의 힘의 평형관계에서 $\phi - \theta$ 가 음이 되지 않는 값인 $\theta \leq \phi$ 를 택한다.

Fig. 8은 중동풀리 회전속도 $\omega = 0$, 즉 원심력의 영향은 없고 유효장력 $P = 490\text{ N}$, 인장측 장력 $T_t = 490\text{ N}$, 이완측 장력 $T_s = 0\text{ N}$ 인 경우 완전 맞물림 상태의 구동 및 중동측 벨트이에 대한 하중 $Q(i)$ 의 분포이다. 부하토크는 풀리반경과 유효장력의 곱으로 표시됨으로 유효장력은 부하의 크기를 나타낸다.

Fig. 8에서 알 수 있듯이 중동측 벨트이의 하중분포는 구동측보다 낮은 값을 보인다. 이것은 같은 부하에 대하여 중동풀리는 구동풀리보다 2배의 잇수에 하중을 나누어 전달하기 때문이다. 따라서 중동측 각 이의 벨트장력은 구동측보다 작고 불완전 맞물림은 중동측에서 먼저 일어나기 쉽다.

한편 이완측 장력 T_s 는 벨트초기장력이 작거나 부하가 클수록 0에 접근하며 이완측 벨트장력 값이 0이 되면 벨트는 원심력, 굽힘모멘트에 의해 풀리를 벗어나 불완전 맞물림 상태를 이루게 된다. 따라서 본 연구에서는 불완전 맞물림상태의 벨트 하중분포를 해석하기 위하여 이완측 장력 T_s 를 0으로 가정하였다. 이제 원심력을 고려한 중동측 벨트 하중분포를 보기로 한다.

Fig. 9는 중동풀리 회전속도 $\omega = 5000\text{ rpm}$, $T_t = 196\text{ N}$, $T_s = 0\text{ N}$ 일 때 벨트 하중분포를 $\omega = 0$ 일때의 하중분포와 비교 도시한 것이다. Fig. 9에서 알 수 있는 바와같이 중동풀리 회전속도 $\omega = 5000\text{ rpm}$ 에서 벨트는 원심력의 영향으로 풀리에서 벗어나 불완전 맞물림상태가 되며 불완전 맞물림은 16번 이부터 발생한다. 이 때 15번 이는 완전 맞물림과 불완전 맞물림의 경계점이 된다. 경계점 이전의 하중분포는 완전 맞물림상태의 하중보다 약간 큰 값을 보이고 경계점 이후의 하중분포는 완전 맞물림상태에 비해 작은 값을 보인다.

Fig. 10은 중동풀리 회전속도 $\omega = 4000\text{ rpm}$ 에서 불완전 맞물림에 대한 인장측 장력 T_t 의 영향을 도시한 것이다. 인장측 장력 $T_t =$

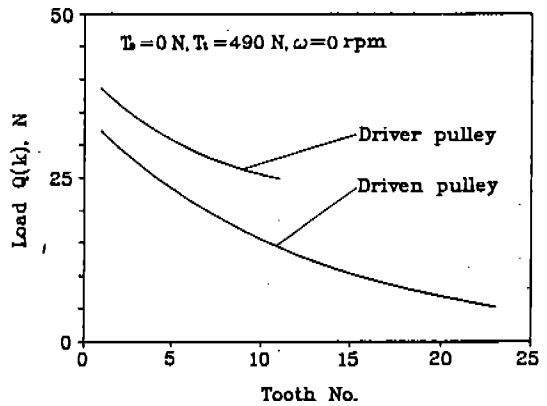


Fig. 8 Force distribution for $T_t = 490\text{ N}$, $T_s = 0\text{ N}$

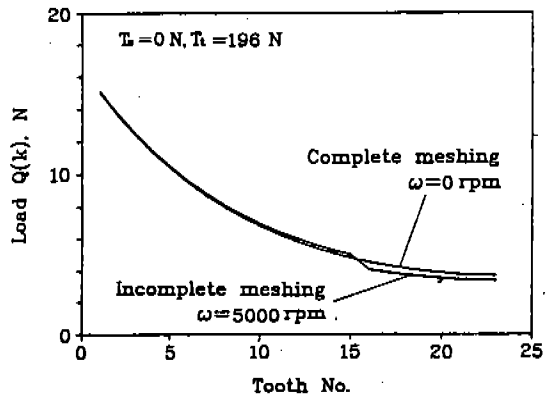


Fig. 9 Comparison of force distribution for complete and incomplete meshing

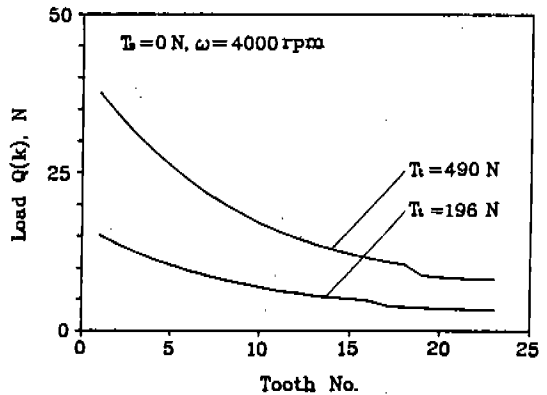


Fig. 10 Comparison of force distribution for light side tension

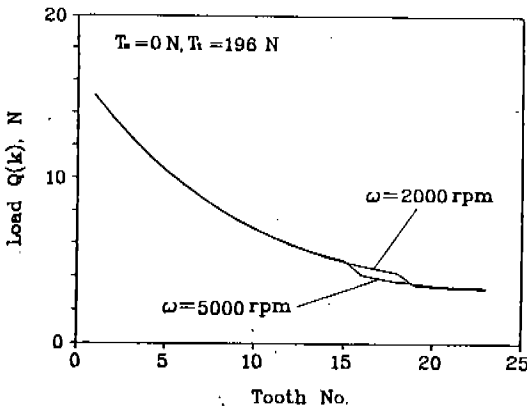


Fig. 11 Comparison of force distribution for pulley speed

196 N에서 $T_t = 490 N$ 으로 증가하면 불완전 맞물림이 생기는 경계점은 이완측으로 이동한다. 이것은 인장측 장력이 증가할수록, 즉 벨트초기장력을 크게 할수록 불완전 맞물림이 발생하는 영역이 감소함을 뜻한다. 그러나 과도한 벨트장력은 벨트수명을 감축시킴으로 적절한 벨트장력의 선택이 필요하다.

Fig. 11은 불완전 맞물림에 대한 중동플리 회전속도의 영향을 도시한 것이다. 인장측 장력 $T_t = 196 N$ 으로 일정하다. 중동플리 회전속도가 $\omega = 2000 \text{ rpm}$ 에서 $\omega = 5000 \text{ rpm}$ 으로 증가함에 따라 원심력이 커지게 되므로 불완전 맞물림이 시작되는 경계점은 점차 인장측으로 이동하여 불완전 맞물림 영역이 증가한다.

Fig. 9~Fig. 11에서 알 수 있듯이 원심력에 의하여 불완전 맞물림이 발생할 때 불완전 맞물림 영역은 인장측 장력, 플리의 회전속도 등에 의하여 증가하거나 감소한다. 불완전 맞물림 영역이 증가하면 최악의 경우 벨트는 플리를 벗어나 몇개의 이가 전체 하중을 지탱하게 되거나 또는 벨트와 플리 사이의 맞물림이 인장측으로 건너 뛰는 점핑이 발생하게 된다. 이와같은 경우 벨트는 국부적인 과대 응력과 충격하중을 받게되어 수명이 급격히 감소하고 더우기 점핑이 일어나는 경우 타이밍 벨트의 기본 성능인 위치조정(positioning)기능을 상실하여 OHC 엔진의 성능에 치명적인 영향을 주게 될 것이다. 점핑에 대하여는 본 연구결

과를 기초로 동특성이 고려된 지속적인 추가 연구가 필요하다고 생각된다.

4. 결 론

(1) 불완전 맞물림이 발생할 때 벨트에 작용하는 하중분포는 경계점 이전에서는 완전 맞물림 상태에 비해서 약간 크고, 경계점 이후로는 완전 맞물림보다 작은 값을 보인다.

(2) 인장측 장력이 증가함에 따라 경계점은 이완측으로 이동하여 불완전 맞물림 영역이 감소한다.

(3) 플리의 회전속도가 증가함에 따라 경계점은 점차 인장측으로 이동하여 불완전 맞물림 영역이 증가한다.

후 기

이 논문은 1990년도 문교부 지원 한국학술진흥재단의 자유공모과제 학술연구조성비에 의하여 연구되었으며 이에 관계자께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. T. Koyama, et. al., "A Study on Strength of Toothed Belt, 1st report," Trans. of JSME, Vol. 44, pp. 357-366, 1978.
2. T. Koyama, et. al., "A Study on Strength of Toothed Belt, 2nd report," Bulletin of JSME, Vol. 22, pp. 982-987, 1979.
3. T. Koyama, et. al., "A Study on Strength of Toothed Belt, 3rd report," Bulletin of JSME, Vol. 22, pp. 988-993, 1979.
4. T. Koyama, et. al., "A Study on Strength of Toothed Belt, 4th report," Bulletin of JSME, Vol. 23, pp. 1235-1239, 1980.
5. M. Kagotani, et. al., "Load Distribution on Toothed Belt Drives under a State if Initial Tension," Bulletin of JSME, Vol. 27, pp. 1780-1787, 1984.

6. K.M. Marshek, M.R. Naji, "Toothed Belt-Load Distribution," Trans. of ASME, Transmission and Automation in Design, Vol. 105, pp. 339-347, 1983.

7. G. Gerbert, et. al., "Load Distribution in Timing Belts," Trans. of ASME, Mechanical Design, Vol. 100, pp. 208-215, 1978.