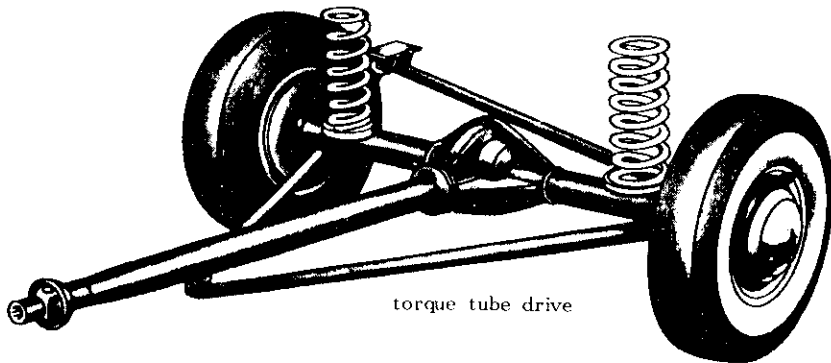


驅動軸 (driveshaft) 에 對한 小考

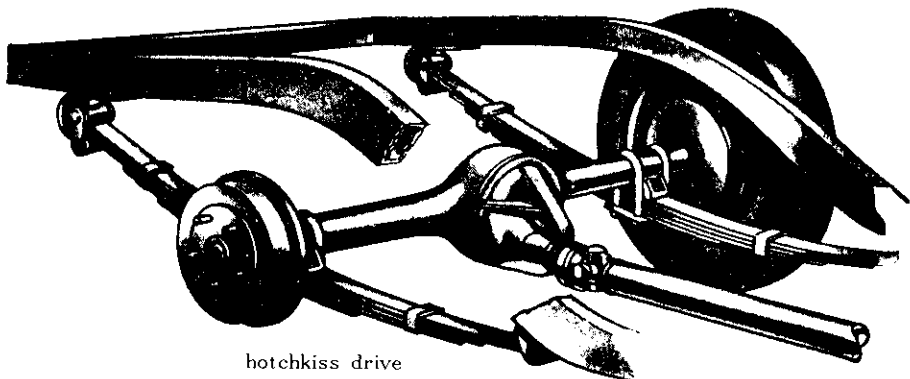
鄭 振 榮

在來式 自動車의 驅動系統은 動力源 卽 engine 이 앞에 位置하고 뒤에서 미는 順序로 되어 있다. 그러므로 engine 과 車軸을 連結하는 이 軸

(또는 驅動系統)은 engine 으로 부터의 힘을 車軸으로 傳達하는 役割을 하며 基本的으로 비틀림狀態의 彈性部材로서 比較的 큰 回轉 inertia



torque tube drive



hotchkiss drive

그림 1 驅動系統의 基本型

를 받게 된다. 驅動軸은 한 개 또는 그 이상의 universal joint와 solid狀態 또는 管으로 된 軸으로 組立되어 있다. 그리하여 軸方向의 動作을 통해서 토오르크를 傳達하고 一定한 角度 또는 變化되는 角度에서 回轉運動을 한다.

車軸은 車體에 spring을 통해서 부쳐져 있으므로 走行中 驅動軸은 軸方向의 길이의 變化가 있게 되며 따라서 連關된 角動作이 일어나며 이를 위해서는 universal joint가 必要하게 된다. 이 universal joint는 動力源과 驅動輪이 같은 位置에 있는 自動車에서도 必要하게 되며 따라서 前輪驅動車에서도 必要하다.

自動車에 適用되고 있는 驅動軸에는 두가지 基本型이 있는데 torque tube型 驅動方法과 hotchkiss型(또는 open driveline型) 驅動方法으로 그림 1에서 볼 수 있다.

Torque tube型 驅動方式는 近來에는 사라져 가고 있는데 그 主要原因은 驅動系統에서 發生되는 소음이 튜브를 통해 增幅 傳達되며 修理費用이 比較的 큰 때문이다. 이에 비해 open driveline型의 利點은 製造原價가 낮고, 容易하게 製造할 수 있으며, 重量이 輕減되며 裝着하기에도 容易한 點들이다.

1. 驅動軸의 機能

驅動軸은 다음 네가지 基本機能을 充足해야 하며 이 機能은 適用對象에 따라서는 그 重要도가 바뀔 수도 있다.

[토오르크: torque]

驅動軸의 첫째 目的은 動力源과 被驅動部材(車軸)間에 惹起되는 角度를 통해서, 토오르크를 傳達하는 데 있다.

[回轉: rotation]

驅動軸은 要求되는 速度範圍에서 回轉할 수 있는 能力이 있어야 한다.

[角度: angles]

驅動軸에 使用되는 universal joint는 交叉되는 回轉軸이 固定된 狀態의 角度에서나 또는 變化되는 狀態의 角度에서 作動할 수 있어야 한다.

[길이 變更: length changes]

大部分의 驅動軸은 裝着時에 軸길이의 變化를 吸收補償해야 한다. 典型的인 two-joint型 驅動軸에서는 이 길이 變化나 軸方向의 動作은 다음과 같이 일어나게 된다.

가. Universal joint 中心間에서

나. Universal joint 中心밖의 한쪽 끝 또는 양쪽 끝에서

다. 끝 運動能力이 있는 어느 하나 또는 양쪽 universal joint 內에서

驅動軸은 驅動系統內에서의 回轉力 傳達要素로서 必須의이므로 補強部材에 따라서는 動的特性이 驅動軸을 円滑하게 作動케 하는데 큰 影響을 끼친다. 이 길이 變更은 驅動軸의 動的 作動特性을 決定하므로 이 機能을 評價하는 것이 매우 重要하며 驅動軸의 仕樣을 決定짓는 데 있어 이 影響을 考慮해야 한다.

要約하면 驅動軸이 滿足해야 하는 네 가지 基本的 機能은 토오르크, 回轉, 角度 및 길이 變更인데 이러한 基本的 機能과 함께 考慮해야 할 것은 驅動軸을 裝着하기 위한 補強部材가 이러한 機能을 成功的으로 達成시키는 重要한 役割을 한다는 點이다.

2. 適用變數

要求된 適用變數를 包含한 驅動軸의 機能과 함께 토오르크能力, 性能 및 耐久力을 考慮한 設計限界를 設定해야 한다. 이 設計限界는 經驗과 成果를 通하거나 또는 컴퓨터를 利用한 設計變數를 評價하여 發展의으로 設定되어야 한다. 數學的으로 解析한 結果를 實驗室이나 野外테스트와 같은 實際的 테스트節次를 通하여 具体化 하는 것이 좋은 實施方法이다. 이러한 設計限界와 實驗데이터가 한번 얻어지면 設計指針과 實例로서 有用하게 利用될 수 있으며 適用을 爲한 要求條件과 함께 滿足할 만한 驅動軸을 設計할 수 있게 된다.

다음의 變數와 實例들은 특히 主驅動軸에 適用되며 變更이나 修正해서 適用할 수 있다.

[耐久性]

驅動系統은 設計된 모든 作動條件下에서 意圖

하는 壽命期間에 滿足하게 作動할 수 있어야 하며 各各의 驅動軸은 基本的으로 耐久力과 壽命을 갖도록 設計되어야 한다.

實際로 適用하는데 關係되는 모든 變數를 理解하고 知識을 갖게 되면 驅動軸의 設計는 可能하다. 早期에 疲勞로 인한 破壞가 發生되지 않고 토오크를 傳達하려는 비틀림強도의 特性을 알아야 한다.

Universal joint 는 要求되는 joint 角度와 마주치는 周邊條件下에서는 토오크와 速度를 傳達할 수 있도록 베어링이 設計되어야 한다. Slip spline이나 軸方向의 運動部位는 길이變更을 잘 받아 드릴 수 있어야 하며 또 토오크, 軸方向의 運動 및 周圍의 條件이 複合된 影響에 견디어 낼 수 있도록 潤滑保全이 考慮된 設計가 되어야 한다. 驅動軸의 設計치는 dynamic force의 影響을 極少化할 수 있고 最大運行速度下에서도 安全하게 作動하기에 充分한 強도와 直徑을 가질 수 있도록 均衡있게 定해야 한다.

意圖하는 條件을 滿足시키는 設計를 하기 위해서는 驅動軸의 耐久力을 實車테스트를 거쳐서 設定해야 效果的이다. 이러한 테스트는 토오크, 速度, joint 角度, 길이變更, 周圍狀態, 振動 및 壽命에 對한 製造限界와 設計의 適合性 等の 效果를 決定하는 데 有用하게 利用된다.

[토오크能力]

驅動系統은 動力源에 依해서 發生된 最大 토오크를 傳達할 수 있어야 한다. 典型的인 適用例를 들면 drive train은 그 作動期間에 여러가지 비틀림荷重이 加해진다. 이런 토오크荷重은 靜의이거나 回轉狀態에서 漸次的으로 加해질 수도 있고 負荷의 根源이나 原因에 따라서는 一定한 負荷보다 훨씬 큰 간헐적 衝擊衝突型 비틀림 負荷도 받게 된다.

例를 들면, 乘用車의 驅動軸에 對한 토오크條件은 車輛重量, 定常的으로 作動하는 토오크, 使用中 나타나는 最短耐久토오크를 基礎로 하여 選擇된다. 또 乘用車의 重量은 機能上的 特性과 같이 여러가지 衝擊토오크 最大値를 決定한다. 驅動軸은 여러가지 加혹한 負荷狀態下에서 發生할 수 있는 最大토오크를 安全하게 傳達할 수 있어

야 한다.

連續作動토오크는 自動車의 壽命期間에 驅動軸이 가장 오랜동안 傳達役割을 하는 토오크로서 表現된다. 이 토오크는 普通 高速道路에서 巡航速度로 走行하기에 要求되는 transmission output torque에 따라서 決定된다.

Maximum short duration torque는 torque converter stall과 transmission low gear比를 곱한 engine토오크 또는 wheel slip torque보다도 더 크다. 大部分의 경우 乘用車는 견인력이 制限되어 있으며 따라서 maximum short duration torque는 wheel slip에 依하여 制限된다. 이 條件은 엔진의 크기와 transmission gear比가 定常의 性能에 要求되는 量보다 큰 自動車에 適用된다.

乘用車를 例로 하여 記述한 여러가지 비틀림 荷重에 對한 表現方式은 一般的으로 트럭의 驅動系統에도 適用된다. 그러나 驅動軸에 걸리는 負荷의 加혹도는 車輛을 어떻게 使用하느냐에 따라서 크게 變化될 수 있다. 乘用車와 輕貨物車에 있어서는 大型貨物車에서와 같이 gear比의 數値가 큰것을 많이 使用하지 않는다. 重裝備車輛에 있어서는 큰 數値의 gear比에서 運行하는 時間이 比較的 많다. 이러한 車輛에서는 最大토오크作動時間이 比較的 훨씬 길고 低gear보토오크가 훨씬 자주 使用되므로 universal joint의 壽命을 豫測하기 위해서는 運行特性에 關한 追加知識을 알아야만 한다.

[回轉速度]

車輛의 仕樣에 따라서는 比較的 큰 엔진의 回轉速度範圍로 回轉해야 할 경우도 있다. 너구나 엔진이 過速回轉할 경우 또는 트랜스미션이 over-drive比로 넘어져 훨씬 큰 回轉速度를 내야 할 경우도 있는 것이다. 結果的으로 回轉軸은 一定한 時間 最高回轉速度에서 安全하게 作動될 수 있어야 한다.

이 速度能力은 回轉軸의 臨界速度가 回轉系統의 設計上 最大回轉速度보다 더 높아야 한다. 臨界速度範圍에서의 作動을 避하기 위해서는 乘用車와 中型트럭에 있어서는 最大運行速度가 回轉軸의 實際 臨界速度와 같거나 또는 85% 以下로 되도록 設計되어야 한다. 大型트럭에서는 回轉

軸의 最大運行速度는 回轉軸의 臨界速度와 같거나 또는 75% 以下로 設計 되어야 하며 따라서 最大許容길이와 튜브의 最大直徑 및 두께가 制限된다. 그러므로 要求된 軸의 길이와 車體의 밑판(under body)間的 간격이 充分치 못할 경우에는 單一튜브 대신 두개 또는 세개로 된 튜브를 採擇함으로써 臨界速度와 裝着后의 空間을 確保하게 되는 것이다.

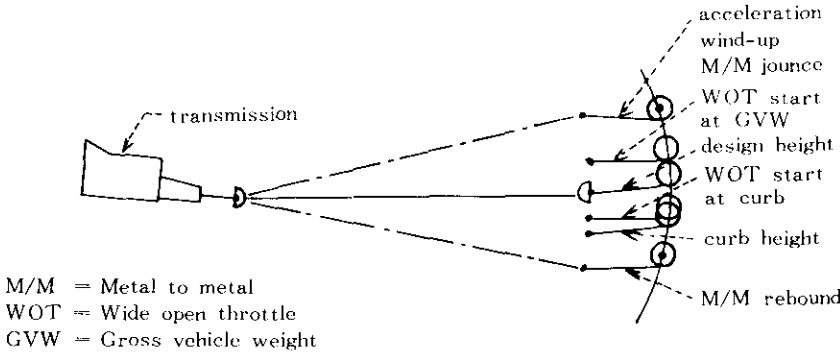


그림 2 回轉系統의 geometry 에 영향을 미치는 典型的인 乘用車의 後車軸 運動狀態

는 典型的인 乘用車의 後車軸運動에 關해 說明하고 있다.

Universal joint의 中心位置, 實際의 joint角度, 軸길이의 變化, 或은 後車輪과 後車軸 carrier nose部分의 모든 位置마다의 軸運動은 作圖를 해 보거나 컴퓨터解析方法에 依해서 決定지을 수 있다. 이러한 檢査를 함으로써 回轉軸의 空間上의 位置가 決定되고 따라서 車體下部의 空間餘裕가 밝혀지는 것이다. 주어진 適用條件에 따른 變化 가능한 最大 joint角度를 決定짓는다는 것은 universal joint設計에 있어서 매우 重要하다. joint部品の 干涉은 極限의 角度條件에서 惹起된 수 있으며 이로 인해 joint部의 缺陷이 發生될 수 있는 것이다.

驅動系統에서 universal joint角度의 設計上 許容値는 驅動系統geometry를 最適狀態로 하기 위해서 特別考慮되어야 한다. 適用變數에 따라서 一定速度型의 joint와 一定하지 못한 速度型의 joint 모두가 作動角度의 制限을 받게 되는데 이는 그 特定한 設計內容과 機能上의 特性때문이다.

[Universal joint角]

回轉系統의 universal joint는 變化하는 토오크 荷重과 運行速度에서 要求되는 角度範圍內에서 障害없이 作動될 수 있어야 한다. 回轉系統의 universal joint角度는 定常 또는 極限狀態의 運行條件에서의 作用을 해 보거나 컴퓨터를 使用한 解析方法에 依해서 設定될 수 있는 것이다.

그림 2 는 回轉系統의 geometry에 影響을 미치

예를 들면 그림 2에서 보인 것처럼 cardan joint는 自動車의 驅動系統에 흔히 使用되는데 不均一한 運動特性으로 因하여 定常的인 作動條件下에서 實際로는 最大joint角度의 制限을 받는다. 이 制限은 固有의 障害를 調節하기 위해서 必要한 것이며 一般的으로 비늘림, 慣性 및 第2의 偶力勵起(couple excitation)와 關聯되어 있고 이 偶力勵起는 回轉軸과 그 支持部品에 作用하는 cardan joint의 非常數의 速度運動特性에 依하여 일어난다.

그림 2에서 說明한 後車軸運動의 모든 範圍에 있어서 單一回轉軸의 乘用車에 對한 front & rear joint角을 그림 3에서 說明한다. 한편 그림 4는 torsional equivalent角을 說明한다.

비록 여기에서는 說明하지 않고 있으나 作圖 하거나 컴퓨터解析方法을 使用하여 다른 驅動系統의 運動學의 特性, 即 慣性等級角度(inertia equivalent angles)와 第2偶力를 決定하는 것도 可能하다. 그림 3과 4를 보아 明白한 것은 joint角을 選擇하여 運動學의 特性을 알게 되는 것이 作動角을 廣範圍하게 可變可能케 하는 點에서最

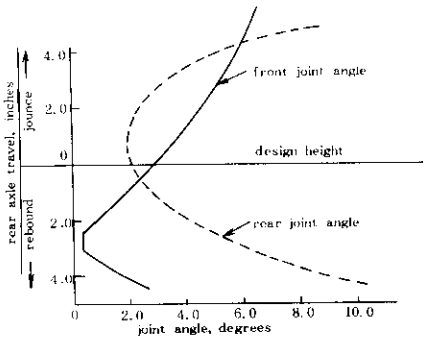


그림 3 Front & rear joint 角

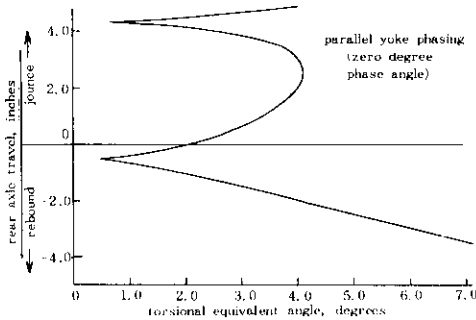


그림 4 Torsional Equivalent 角

適의 協商點을 찾는 것과 같다는 것을 나타내고 있다는 것이다. 여러가지 勵起種類에 對해 受諾 가능한 限界를 다음에서 簡單히 說明한다.

[비틀림 勵起 限界]

Cardan joint에 依해 發生되지만 지나친 障害를 일으키지 않는 程度의 비틀림 振動 振幅은 回轉軸의 作動速度와 이를 支持하는 構造物의 特性에 따라 決定된다. 經驗에 依하면 萬若 이러한 形狀의 勵起가 어떤 連續의 作動位置나 速度에서도 最大角 加速度가 約 400rad/s^2 以下로 維持된다면 回轉軸은 乘用車와 大部分의 트럭에서 大體로 滿足할 程度로 作動한다. 어떤 경우에는 이 비틀림 勵起水準이 增加하더라도 아직도 滿足할 만한 性能을 發揮한다.

[慣性 勵起 限界]

이 勵起는 不均一한 運動에 依해 加速된 回轉軸 慣性으로 인한 振動 토오크 때문에 發生된다. 自動車 裝置는 이런 形態의 勵起와 이 때문에 나타난 障害에 對해 敏感하다. 길고 比較的 큰 軸 慣性을 갖고 있는 典型的인 乘用車와 輕트럭에 對

해서 受諾性 있는 勵起程度는 連續作動狀態에서 約 $1,000\text{rad/s}^2$ 以下の 最大角 加速度를 維持해야 한다. 2個以上の 回轉軸을 가지고 있는 트럭에서 처럼 軸 慣性이 比較的 작으면 最大角 加速度는 $2,000\text{rad/s}^2$ 로 增加될 수 있다. 어떤 경우에는 이 慣性 勵起水準은 지나친 障害를 유발시키지 않는 範圍內에서 增加될 수 있다.

最大角 加速度가 $1,000\text{rad/s}^2$ 인 경우에는 許容作動 joint 角을 決定시키기 위해 表 1이 適用指針으로 使用될 수 있다. 이 表에서 角과 速度는 單一류브로서 2個의 joint로 組立되고 같은 joint 角을 갖음으로써 連續의 條件을 보였다.

表 1 許容作動 joint 角

回轉軸速度 (rpm)	最大作動角 (deg)
5,000	$3^{\circ} 30'$
4,500	$3^{\circ} 50'$
4,000	$4^{\circ} 20'$
3,500	$5^{\circ} 00'$
3,000	$5^{\circ} 45'$
2,500	$6^{\circ} 55'$
2,000	$8^{\circ} 40'$
1,000	$11^{\circ} 30'$

[第 2 偶力 勵起 限界]

이 勵起는 어떤 角度에서 토오크를 傳達하는 cardan joint에 依해서 생긴다. 第 2 偶力은 軸의 支持部材에 作用하며 靜的 힘과 1回轉當 2cycle의 周波數를 가진 振動 힘의 합과 같다. 勵起의 크기는 傳達된 토오크, joint 角의 갯수, 支持用 bearing의 幅 및 joint yoke의 位相關係에 依하여 決定된다.

典型的인 自動車에서 보는 3個 joint, 2개의 류브로 된 回轉軸에서 中間位置에 使用되고 있는 軸 支持 bearing은 이 勵起에 매우 敏感한데 그 理由는 共振周波數를 갖기 때문이다. 第 2 偶力은 共振周波數의 $\frac{1}{2}$ 에 該當하는 軸 回轉速度로 支持 bearing을 勵起시키는데 이는 振動力이 軸의 1回轉마다 2번 發生하기 때문이다.

經驗에 依하면 軸 支持 bearing을 裝着한 驅動系統에서는 動的 偶力 또는 回轉 偶力은 떨림 形態의

振動을 막기 위해서 어떤 最大值以下로 維持되어야 한다. 表 2에 振動力의 限界를 나타내고 있는데 이는 低速時의 加速條件下에서 發生한 最大傳達토크에서 受諾되는 振動力이다. 이미指摘했듯이 이 回轉偶力은 回轉軸 1回轉에 두번씩 軸支持bearing에 作用한다.

表 2 最大動的 偶力

車 種	最大動的(回轉)偶力(LB)
乘用車	8
輕 트럭	15
中 트럭	25
大型트럭	75

[길이變更]

驅動系統에서 길이의 變更이나 車軸의 움직임을 作動條件과 荷重條件이 바뀔 때 要求되는 것이며 組立과 解體作業을 쉽게 하기 위해서도 必要하게 된다. 또한 自動車 組立上의 公差를 調節하고 溫度變化로 因한 影響을 補償하는데에도 必要하다.

특히 自動車가 走行中 일어나는 回轉軸의 길이變更은 그림 2에서 보는 바와 같이 懸架裝置의 上下運動이 兩極에 있을 때 일어나며 이때에는 后車軸의 carrier nose도 올라 갔다 내려 오는 움직임을 하게 된다. 뿐만 아니라 frame이 뒤 틀리거나 엔진 및 트랜스미션의 rubber mount, 懸架裝置의 rubber bushing과 같은 構造上의 伸縮性이 있는 부분이 있으므로 이러한 길이의 變更에 影響을 미친다. 이와같은 軸길이의 變更은 回轉軸의 軸方向의 運動이나 slip能力을 決定하기 위해서 研究되어야 한다. 이 길이의 變更을 驅動系統의 作用을 하거나 컴퓨터解析方法에 依해서 決定저울 수 있다.

길이의 變更을 가장 正確히 決定하기, 위해서는 動的 作動條件을 컴퓨터프로그램을 使用하여 模擬 實驗化할 수 있어야 한다. 큰 토크荷重이 驅動系統에 加해지면 各部材를 처음의 靜的位置에서 새로운 位置로 移動시킨다. 驅動系統의 動的 作動位置는 特有한 動的 條件下에서의 實際 驅動系統의 geometry(實際 joint角과 길이)

를 豫測하기 위해 必要한 것이다.

이와 같은 길이變更에 맞추기 위해서 在來式 sliding 또는 slip spline이 使用되고 있다. 큰 비늘림荷重이 作用하는 동안 끝 部分의 움직임이 必要하게 되면 slip spline에 依해서 發生된 軸方向의 推力은 過大하게 되며 이는 바람직하지 못하다. 그러므로 回轉軸 回體뿐만 아니라 支持用 bearing에도 有害한 큰 推力荷重을 減少시키는 方法에 對해 檢討되어야 한다.

[間隔]

驅動系統은 隨時로 變化하는 作動條件과 荷重條件에서도 適切한 間隔을 維持해야 한다. 예를 들어 乘用車인 경우 車體의 밑板, 排氣系統, 브레이크케이בל 사이의 適切한 間隔을 維持해야 한다. 그러므로 后車軸의 上下運動範圍와 車軸의 carrier nose部의 上下方向의 角度 및 universal joint의 回轉直徑을 考慮해서 適切한 間隔을 維持해야 한다.

驅動軸의 臨界速度는 엔진의 最高速度와 變速機의 比에 따라 決定되며 이 臨界速度는 驅動軸의 最大許容길이를 決定짓고 또한 이 軸의 最大許容直徑과 튜브의 最大許容두께를 決定짓는다.

이 車體 밑板의 間隔維持問題를 解決하기 위해서는 튜브直徑을 줄여야 하며 그러기 위해서는 튜브의 비늘림強度가 充分히 있어야 한다. 臨界速度로 因한 影響은 뒤끝 部分에서 最大가 되므로 튜브의 兩쪽 끝部分 또는 한쪽 部分의 直徑을 줄여서 必要한 間隔을 維持하고 한편으로는 토크와 回轉速度도 願하는 크기를 얻어야 하는 것이다.

單一 튜브로서는 그 길이와 車體 밑板間隔을 維持할 수 없을 경우에는 두개의 回轉軸을 使用함으로써 臨界速度와 作動中 必要한 間隔을 維持할 수 있다. 그러나 車體 밑板은 乘用車인 경우에는 走行中 適切한 地上高를 維持할 수 있어야 한다.

트럭인 경우에는 여러개의 回轉軸을 使用한다. 이 경우 앞部位의 軸은 單一joint coupling 軸이라고 부르며 이것은 比較的 固定位置에서 作動한다. 뒤部位의 軸은 二重joint內側slip 軸 또는 二重joint外側slip 軸이라고 부른다. 單一joint coup-

ling 軸이 한개만으로 作動할 때는 이의 앞쪽끝 部位는 變速機에 붙으며 뒷部位는 軸의 支持 bearing에 依해서 支持된다. 두개 以上の 튜브로 된 回轉軸인 경우에는 앞 部位는 frame의 cross-member에 닿지 않도록 間隔이 維持되어야 한다.

回轉軸의 長이가 比較的 짧은 때에는 튜브의 크기는 一次的으로 비틀림強度에 依해서 決定되며 臨界速度에 依하지는 않는다. 特히 低速 engine을 裝着한 트럭이나 4輪 驅動車輛이 全輪 驅動時가 그 例가 된다.

[周圍環境]

在來式 cardan 또는 二重cardan joint가 使用되고 있는 驅動軸에서는 yoke部位에 가장 높은 bearing溫度上昇이 發生된다. 이 部位의 溫度上昇은 傾斜道路를 올라갈 때와 engine idling時 또는 engine을 停止한 直后에 나타나므로 特殊한 seal 材料와 潤滑油를 使用하도록 配慮해야 한다.

[設計와 製造面]

回轉軸은 要求되는 性能과 壽命을 達成할 수 있도록 設計되고 製造되어야 하는 것은 當然하

나 同時에 特殊한 運行條件도 滿足하도록 發展되어 왔다. 例를 들면, 回轉軸이 高速回轉時 動的 均衡基準를 滿足시킴으로써 騒音의 許容限界를 낮추도록 한 것이다.

回轉軸의 balance는 軸의 重量과 眞直度の 機能이며 튜브의 眞直도와 깃수 維持를 얼마나 잘 하는나에 달려 있다. 그러므로 設計上의 經驗과 製造上의 品質維持에 달려 動的 balance를 잡을 수 있는 것이다. 各 joint間의 最適間隔을 넘은 設計나 製造는 許容值를 넘는 振動을 誘發케 하며 結果적으로 joint의 壽命을 短縮하게 한다. 回轉軸의 長이가 變更되는 運行條件에서 軸方向의 推力이 過大해지면 回轉軸와 軸을 支持하는 部材에 害로운 結果가 될 수 있는 것도 念頭에 두어야 할 것이다.

參 考 文 獻

SAE, "Universal Joint and Driveshaft Design Manual"