현가장치와 기구학

Suspension and Kinematics

이 언 구 / Unkoo Lee
현대자동차 상무 / Hyundai Motor Company

1. 서론

일반적으로 기구라 함은 어떤 한정된 상대운동을 할 수 있도록 각종 Joint로 연결된 여러 강체들의 조합을 의미한다. 또한 기구는 많은 기계적 장치들의 가장 중요한 설계인자중의 하나라 할 수 있는 기하학적 특성들을 구현할 수 있도록 구성되어지며, 그 기하학적 특성은 주로 주관심 대상인 강체의 기준 강체에 대한 궤적 특성이라 할 수 있겠다.

특히, 본 논문에서 언급하고자 하는 현가장치에 있어서 휠(Wheel)이란 강체의 기하학적 궤적 특성은 차량의 승차감과 조종 안정성에 지대한 영향을 미치는 대단히 중요한 설계인자이므로 현가장치 설계자에 있어서 기구학에 대한 이해는 필수적 요소라 할 수 있겠다.

2. 현가장치의 기구학적 특성

일반적으로 현가장치 설계에 있어서 기구학적 특성을 고려한다 하면, 작게는 차체에 대한 휠의 기하학적 궤적 특성을 어떻게 구현시킬까 하는 것이지만 실제로 차량은 4개의 현가장치라는 기구 Mechanism이 하나의 차체에 매달려서 노면에 대한 차체라는 강체의 기하학적 궤적 특성을 구현시키는 것이므로 보다 더 크고 복합적인 기구학적 특성을 의미한다고 할 수 있다. 따라서 본 논문에서는 이러한 기구학적 특성들이 자동차의 현가장치 설계에 어떻게 응용되는지에 대하여 실제 사례를 통하여 설명하고자 한다.

2-1. 강체 기구학 (Kinematics)

두 강체 사이에 운동 자유도 1의 상대운동을 갖게 한다는 측면에서, 현가장치는 차체와 타이어라는 두 강체 사이의 상대운동을 제어하여 타이어를 노면에 대해 가장 이상적인 자세를 갖게 하는 완벽한 기구라 할 수 있다. 물론, 현가장치는 앞에서도 언급한 것처럼 하나의 차체에 4개의 현가장치가 장착되어 각각 힘의 평형과 기하학적 관계가 어우러져 있는 하나의 질서에 의해, 적절한 상대운동을 이루어 가장 이상적인 차체

거동을 만들고자 하는 것이므로 실제로는 더욱 복잡한 다물체 복합 기구(혹은 시스템)라 할 수 있다.

다음은 Joint 및 Link의 종류에 따라 어떤 현가장치로 이루어질 수 있는지 살펴 보기로 한다. 두 강체의 상대 운동이 운동자유도 1을 가지도록 할 수 있는 링크의 개수는 최대 5개까지이며 이 경우는 Spherical Joint(혹은 Ball Joint)라 불리우는 Joint가 5개의 S-S Link로 두개의 강체를 서로 연결시켜 주어 운동을 제어한다. 운동자유도의 계산은 (Note 1)에서처럼 Kutzbach Criterion으로 구할 수 있다. 다음은 두 강체 사이에서 운동자유도 1을 가지고 상대운동을 제어할 수 있는 현가장치의 종류들이다.

① 1 - Joint Type

Revolute Joint로 연결되어 단지 평면상에서 회전운동만이 가능하다. 1-joint Type에는 〈그림 1〉에서처럼 회전축이 전후방향으로 이루어진 Type(Swing Axle, 포르쉐), 횡방향으로 이루어진 Type(Trailing Arm, MMC Mirage, HMC Excel), 그리고 이 두 Type의 장점을 가진 Semi-Trailing Arm Type (1990년도까지는 BMW의 유일한 후륜 현가장치 Type이었음)이 있다.

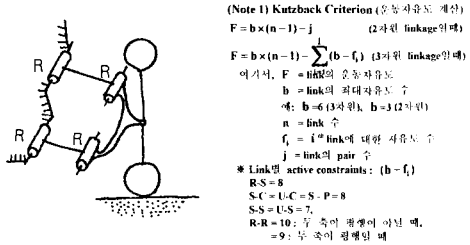
〈그림 1〉 1-joint Type 현가장치

② 1 - Link Type

기구학적으로 운동 자유도 1을 가질 수 없으므로 현가장치(2 이상의 운동자유도를 가짐) 기구가 될 수 없다.

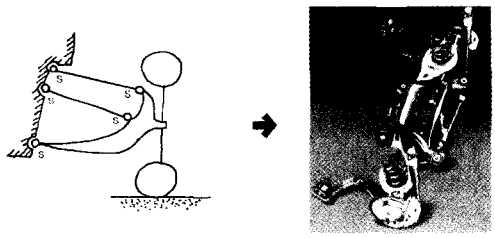
③ 2 - Link Type

기구적으로 운동 자유도 1을 가질 수 없으므로 현가장치기구가 될 수 없으나 〈그림 2〉와 같이 회전축이 모두 평행인 Double Wishbone의 경우는 평면운동 개념이므로 운동 자유도 1이 된다.(가끔 Racking Car 등에 적용)



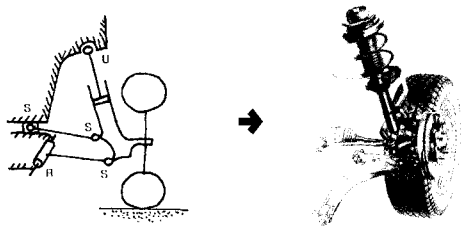
〈그림 2〉 2-Link 현가장치 (회전축 평행)

④ 1 - Joint + 2-Link Type (주로 후륜에 사용)



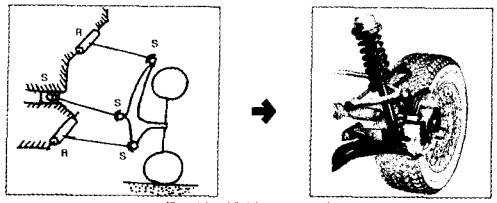
F = 3x6-(7x2+3) = 1
Active constraint : S-S(7)
(적용예) BMW 3-Series, Toyota RAV-4, Nissan RV용 Rear, 현대 산타페

⑤ 3 - Link Type



〈Mcpherson Type〉

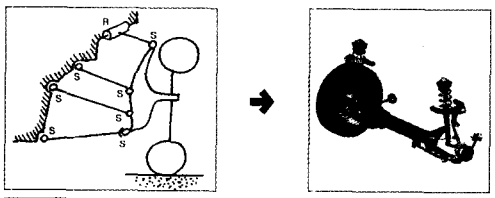
F = 4x6-(8+7+8) = 1
Active constraint : U-C(8), U-S(7), R-S(8)
(적용예) 현대 아반테 등 승용차의 전륜 현가장치에 대부분 사용



〈Double Wishbone Type〉

F = 4x6-(8x2 +7) = 1
Active constraint : R-S(8), U-S(7), R-S(8)
(적용예) 현대 EF 소나타/그랜저 XG(전륜), Benz C-class('90), Honda Accord(전륜), Toyota Soarer

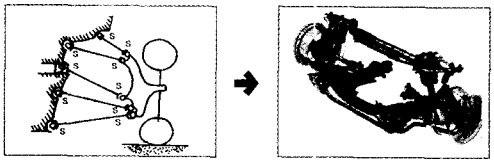
⑥ 4-Link Multi Type



F = 5x6-(8+3x7) = 1
Active constraint : R-S(8),U-S(7),R-S(8)
(적용예) 현대 EF 소나타/그랜저 XG(후륜), AudiA8(후륜), BMW 5,7-series(전륜), Benz E, S-class(전륜), Mazda Sentia

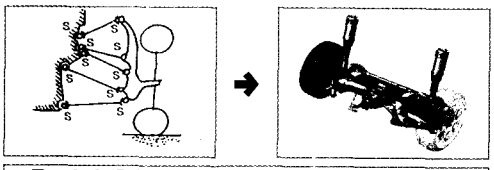
⑦ 5-Link Multi Type

〈전륜〉



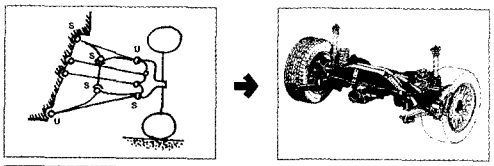
F = 6x6-(5x7) = 1
Active constraint : U-S(7)
(적용예) Audi A4, A6, A8, VW Passat

〈후륜〉



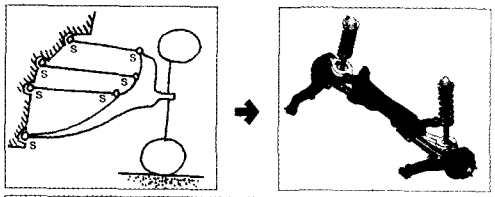
F = 6x6-(5x7) = 1
Active constraint : U-S(7)
(적용예) Benz S-class('90), Honda Accord('99)

〈후륜〉



F = 6x6-(11+10+7x2) = 1
Active constraint : U-S-U(11), S-S-U(10), U-S(7)
(적용예) BMW 7-series integral('89)

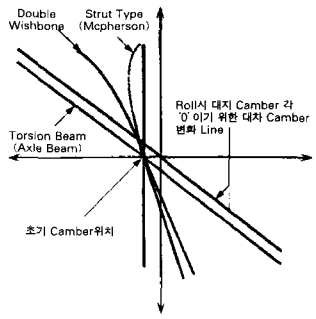
⑧ 기타 : 운동 자유도가 '0' 혹은 '0' 이하인 현가장치 기구가 있을 수 있다. 이러한 현가장치는 Rubber-Bushing의 변형에 의해 작용입력에 의해 거동이 결정된다.



F = 4x6-(3x7+3) = 0
Active constraint : U-S(7)
(적용예) 현대 소나타 3/에쿠스, Ford Focus, VW Golf V

이와 같이 현가장치는 각종 Link와 Joint들에 의해 구성되고, 구성된 Link와 Joint들의 종류와 특성에 의해 휠이란 강체의 기하학적 궤적특성을 구현한다.

〈그림 3〉은 각 기구 Type (현가장치 Type)에 따른 휠이란 강체의 궤적특성을 보여준다. 그림에서와 같이 Mcpherson Type은 Camber 변화가 휠이 차체쪽으로 Bump 되어질수록 약간 '-' 쪽으로 가다가 '+' 쪽으로 가는 것을 알 수 있고, 대조적으로 Double Wishbone Type은 휠이 차체쪽으로 Bump 되어질수록 '-' 쪽으로 변화가 점점 심해지는 것을 알 수 있다. 이경우 설계자가 할 수 있는 것은 이러한 경향자체를 변화시킬 수 있는 것은 불가능하고 단지 언제, 어느 정도의 크기로 어떻게 점진적으로 변하게 하는 것이 좋



〈그림 3〉 현가장치 종류별 Camber 변화 특성

은 것인가를 결정할 수 있을 뿐이다. 그리고 차량성능의 기본골격은 이러한 기하학적 특성에 따라 좌우된다고 할 수 있다.

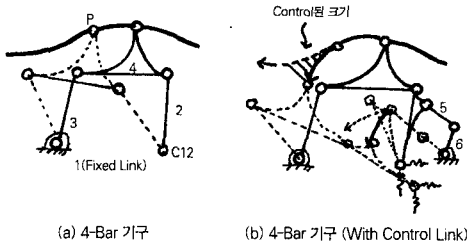
2-2. 탄성 기구학 (Elasto-Kinematics)

앞 절에서 언급한 각 Link가 Rigid Joint에 의해 이루어진 순수 강체 기구의 특성은 단지 기하학적인 원리에 의해서만 운동특성이 지배를 받게 되지만, 각 Link가 Rubber Bushing과 같은 Flexible Joint로 연결된 기구의 궤적 및 운동특성은 기하학적인 특성은 물론 힘과 변형의 관계에 의해서도 지배되어 진다. 이러한 힘과 변형의 관계에 의한 질서와 기하학적인 특성을 동시에 고려하는 것을 탄성 기구학이라 할 수 있으며 실제로 현재 사용되어 지는 대부분의 기구, 특히 자동차의 현가장치는 주행 중에 차량의 안팎으로부터 들어오는 여러 종류의 입력에 대해 차량 운동이 올바로 유지되고 충격을 완화 및 진동 절연을 위해 강체와 강체 사이에 많은 부분이 Rubber Bushing이라는 Joint로 연결되어 있으므로 이러한 현가장치에 대한 올바른 궤적특성을 구하기 위해서는 탄성 기구학에 의해서만 정확한 분석이 가능해진다.

예로써 앞에서 언급한 운동 자유도가 '0' 이나 '0' 이하인 기구의 궤적특성은 만약 Rigid Joint로 연결되어 있다면 '운동불가' 일 것이지만 Rubber Bushing에 의해 연결되어 있다면 탄성 기구학적 분석에 의해 올바른 궤적특성을 구할 수 있게 된다. 물론 Rigid Joint로 된 기구 해석결과는 현가장치 설계 초기단계에서 아주 효율적이므로 필수 불가결한 학문이라 할 수 있다.

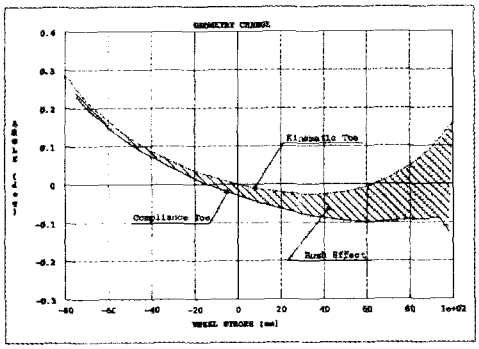
현가장치 설계는 이러한 탄성 기구학 특성을 이용한 다양한 Idea를 통하여 차량성능 향상을 위해 끝없는 연구, 개선이 가능하다. 여기서는 그러한 사례를 언급해 보기로 한다.

〈그림 4〉에서 Link 1, 2, 3, 4로 된 4-Bar Mechanism이 Link 5, 6이 일직선상에 놓이는 순간부터 이것들에 의해 억제를 받는 새로운 Mechanism으로 변하면서 C12 부위의 Bush 변형과 함께 새로운 궤적을 형성하므로 경우에 따라서는 Wheel의 운동 상태별로 다양한 Control Link의 적용에 따라 이상적인 궤적을 낼 수도 있다. 〈그림 4(b)〉에서의 빗금친 부분은 Control Link에 의해 제어된 궤적의 변형량을 의미한다. 그러나, 1개 이상 쓰는 것은 효율적이지 못하며 적절치 못한 설계 적용시 Geometry 간섭 등을 일으켜 Ride 및 Handling 성능에 오히려 악영향을 미칠 수도 있으므로 조심스럽게 접근해야 한다.



(a) 4-Bar 기구 (b) 4-Bar 기구 (With Control Link)

〈그림 4〉 Elasto-Kinematics(Bushing 변형)를 이용한 사례

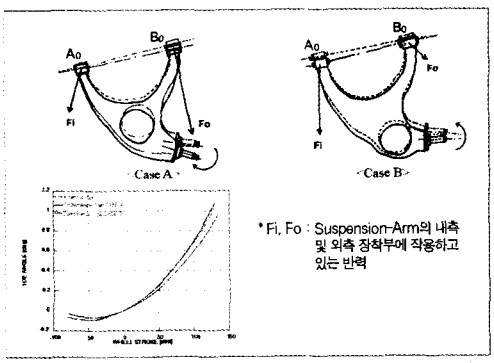


(Note 2) 〈그림 5〉는 동일한 Layout에서 Kine-matic Geometry와 Compliance Geometry 특성과의 차이를 보여준다. 빗금친 부분은 Bush 변형등에 의한 Compliance Effect이며 이것들의 크기는 - 특히 경향변화 - 가능한 적을수록 혹은 Deviation의 크기가 일정하게 유지되는 쪽이 바람직하다.

〈그림 5〉 Kinematics Geometry와 Compliance Geometry와의 차이

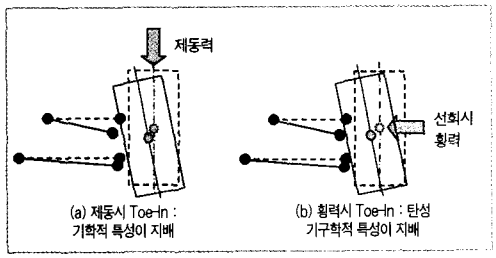
다음은 탄성 기구학적 해석이 아니면 현가장치 Geometry 특성을 올바로 알기 어려운 사례를 들어보기로 한다.

〈그림 6〉의 Case A, B는 BMW에서 1990년대 초반까지 후륜에 사용되어지던 Semi-Trailing Arm Type 현가장치이다. 여기서 Case A, B는 Rigid Joint Kinematic으로는 동일한 Geometry 특성을 나타내나 Arm의 Pivot Point A0, B0가 Rubber Bushing으로 구성되어 있을 때는 Trailing Arm 위에서 Spring 위치가 어느 곳에 위치하는 가에 따라서 Geometry 특성은 많은 차이가 있고 결국은 Stability에도 영향을 줄 수 있게 된다.



〈그림 6〉 Spring 위치를 달리하여 Complance Effect를 반대방향으로 주는 사례

또한, Mazda에서 선도적으로 쓰여왔던 후륜 Dual-Link 현가장치는 이러한 탄성 기구학적 특성, 즉 Bushing 변형특성과 Link의 기하학적 구성에 의해 최적 Geometry 특성을 구현하기도 한다. 이와 같이 탄성 기구학적 특성은 적절한 Link Lay-out과 Joint 특성을 잘 안배시킴에 따라 여러 종류의 입력 각각에 대해 최적상태의 다양한 기하학적 궤적특성을 구현할 수 있다.



〈그림 7〉 후륜 Dual-Link 현가장치의 탄성 기구학적 특성

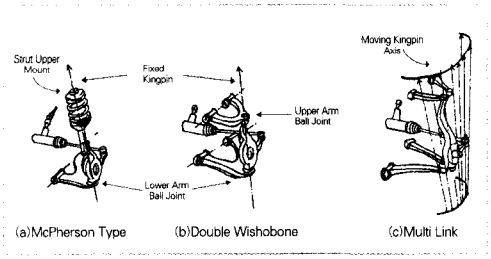
3. 현가장치 기구설계를 위한 공간 기구 이론 : 나선축 이론(Screw Theory)

앞 장에서는 현가장치의 기구학적 특성에 대해 언급하였다. 그러면 그러한 기구학적 특성을 차량의 성능과 어떤 연관 관계를 지닐까? 그리고 왜 그렇게 다양한 기구학적 특성을 사용하는 것인지 살펴 보기로 한다.

차량의 성능을 결정하는 것은 타이어의 궤적특성이며 이것은 한마디로 외부의 입력에 의해 타이어의 자세는 어떤 상태로 될까?로 표현될 수 있다. 또한, 앞에

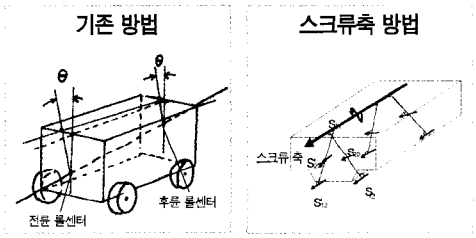
서 언급한 바와 같이 현가장치는 차체와 타이어라는 두 강체 사이를 연결시켜 주면서 각종 안팎으로부터의 입력에 대해 완충 및 운동제어 기능을 하여 승객을 보호해주고 승객의 의지대로 움직일 수 있도록 할 수 있다면 최고의 현가장치이라 할 수 있겠다.

다음은 일반적으로 쉽게 구하는 조향축 및 차체의 롤 운동의 회전중심을 의미하는 Roll Center Point를 구하는 방법과 이러한 단순한 기구학적 개념으로는 도저히 구할 수 없는 현가장치 사례(즉, Multi-Link 현가장치)를 조사해 보기로 한다. 〈그림 8〉은 일반적으로 대부분의 승용차에 많이 쓰이고 있는 Mcpherson Type과 Double Wishbone Type 현가장치의 조향축과 Multi-Link Type 현가장치의 조향축 특성을 비교한 것이다.



〈그림 8〉 현가장치별 조향축 결정 방법

〈그림 8(c)〉에서의 조향축은 기존의 단순 기하학적 방법으로는 구할 수 없으며 설사 구한다 하더라도 몇 단계 과정을 거쳐야 구할 수 있겠다. 그러나 이 경우 3차원 공간상에서 어떤 강체의 회전운동과 병진운동이 복합되어 있는, 즉 순간 나선축(Instantaneous Screw Axis) 개념을 도입한다면 Multi-Link에서도 순간 조향축 및 조향축의 변화상태를 아주 쉽게 구할 수 있게 된다. 그리고 이것과 관련된 기구학적 이론을 Screw Theory라 부르며, 이러한 Screw Theory는 차량 롤 운동의 순간중심, 즉 롤센터 위치의 이동(Roll Center Migration)과 깊은 관계가 있는데 기존 차량의 롤축(선회 운동축)은 전, 후륜 현가장치 각각의 롤센터를 연결한 직선으로(〈그림 9〉의 왼쪽 그림) 평면개념으로 근사적으로 구할 수 있으나 이것은 실제의 것이 아니며, 차량의 선회 운동축을 정확히 구하기 위해서는 순간 스크류축을 이용하면 된다. 〈그림 9〉의 오른쪽 그림은 전체차량의 롤축을 3차원의 Kennedy Theorem(3축 정리)이라는 공간상에서 순간 회전중심을 표현하는 원리에 의해 차체의 노면에 대한 순간 나선 운동축으로 정의한 것이다.

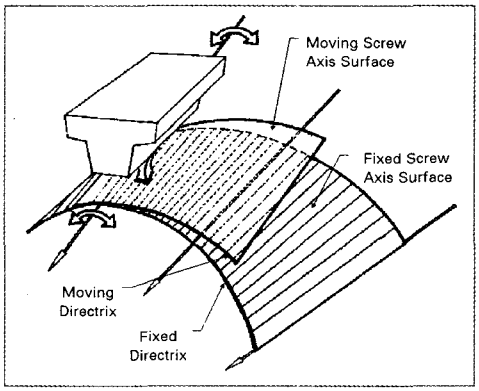


〈그림 9〉 차량 선회 운동축 비교

즉, 3차원 공간상에서 차량 선회시의 차체 움직임은 〈그림 10〉에서 보여주듯이 전, 후륜의 현가장치 기구학적 특성에 의해 결정되는 고정 롤축(정확히는 스크류축)과 이러한 연속적인 롤축들에 의해 생기는 '스크류축 곡면(Screw Axes Surface)' 상을 미끄럼없이 선접촉인 상태로 나선형태로 굴러다니는 것이라고 말할 수 있다. 다시 말하면, 차체의 롤 운동은 현가장치의 기구학적 특성에 의해 정의되는 고정 스크류축 곡면 위를 차체와 동일 강체에 속하는 이동 스크류축 곡면이 미끄러짐 없이 굴러가는 것을 의미한다.

따라서 이러한 스크류축 평면의 형상에 따라 설계자는 차량의 롤 거동특성을 쉽게 판단할 수가 있으며 이러한 롤 거동특성은 차량의 조종안정성에 지대한 영향을 미친다. 또한, 그 형상은 스크류축을 구성하는 스크류 인자(Screw Parameter) 값과 그 변화율에 의해

표현될 수 있으므로 이러한 스크류 인자들에 의해서 차량의 조종안정성을 예측할 수가 있다. 따라서 이러한 성능 예측기법은 동력학 해석을 행하지 않고서도 차량 동특성을 예측할 수 있는 판단기준이 될 수 있으



〈그림 10〉 차량의 거동특성과 Screw Axis Surface

므로 현가장치 설계 초기단계에서 대단히 효율적인 설계 도구가 될 수 있다.

또한, 스크류축 평면의 형태는 차량의 롤 운동뿐만 아니라 조타 운동 시에서도 독립적으로 형성되므로 역시 조타특성도 스크류 인자로 예측할 수 있는 최고의 조향특성을 낼 수 잇는 조향 곡면이 정의될 수 있다.

4. 결론

지금까지 언급한 내용들은 가볍게 다루었으나, 실제로는 내용 하나하나마다 진지하고 고민하고 이해하면서 소화시켜 나가야 할 것이다. 이와 같이 기구학은 여러 부문에서 응용될 수 있지만, 특히 자동차 현가장치 설계에 있어서는 기구학의 모든 정수가 가장 효율적이고 다양하게 적용되는 설계 부문이라 할 수 있겠다.

(이언구 상무 : uklee@hyundai-motor.com)

참고문헌

[1] Reuleax, F., "Theoretische Kinematik," Friedrich Vieweg und Sohn, Brunswick, Germany, 1875. Translation by Kennedy, A.B.W., "Reuleaux, Reprinted Dover Publications, Inc., New York, 1963.

[2] Suh, C. H. "Computer-aided Design of Mechanisms", Dept. of Mech. Engr'g. Univ. of Colorado, 1990.

[3] U.K. Lee and B. E. Ahn, "A Method to Analyze 'The Imaginary Kingpin Axis' in Multi-Link Type Suspension Systems," SAE 930262, 1993.

[4] 이언구, "승용차 현가장치에 대하여(1)," 자동차공학회 학술강연회 논문집, 1997.

[5] 이언구, "Steering & Suspension Geometry 특성이 차량성능에 미치는 영향 PART(A)," 자동차공학회 학술강연회 논문집, 제7권, 2호, 1999.

[6] 이언구, "스크류 축 이론을 이용한 차량의 조종안정성 예측기법에 관한 연구," 한양대학교 박사학위 논문, 2001.