

자동차 제동장치의 시뮬레이션 시험 기법에 관한 연구

A Study on the Techniques of Simulation Test in Automotive Braking System

민 규 식* · 김 형 섭**

G. S. Min · H. S. Kim

ABSTRACT

In this study, the method of deciding simulation test conditions is developed by computer program compared to actual vehicle test as accurately as possible. These results of analytical test conditions are conformed by simulation test using the brake dynamometer by comparison with test results of actual vehicle. Results of simulation test by these analytical results show good agreement with the vehicle test results. The analytical simulation test conditions provide the input data to brake dynamometer which follows :

- each test inertia corresponding to braking deceleration
- test condition of input control : brake line pressure
- test condition of output control : braking torque

기 호 설 명

α : 제동감속도 ($\alpha = a/g$)	H : 무게중심높이 [m]
a : 감가속도 [m/sec^2]	I : 관성 [$kg \cdot m/sec^2$]
B : 제동력 [kg]	L : 축간거리 [m]
BEF : 제동효력계수 (brake effectiveness factor)	P : 브레이크 라인압력 [kg/cm^2]
C. G : 무게중심 (center of gravity)	R : 타이어 동하중반경 [m]
CVW : 공차중량 (curve vehicle weight)	RR : 뒤 (rear)
D : 휠 실린더 직경 [mm]	r : 디스크 유효반경 [m]
FRT : 앞 (front)	T : 토크 [$kg \cdot m$]
GVW : 차량 총 중량 (gross vehicle weight)	W : 차량 총중량 [kg]

* 마산전문대학 자동차과

** 아주대학교 기계공학과

- W_D : 차축의 동하중 [kg]
- W_s : 차축의 정하중 [kg]
- 〈Subscripts〉
- f : 앞(front)
- r : 뒤(rear)
- M : 니 포인트(knee point)
- L : 손실(loss)
- t : 합(total)

1. 서 론

최근의 자동차 산업은 일상생활과 직접적인 관계를 유지하며 날로 발전하고 있으며 또한 고속화 추세의 경향이 있다. 이에 부응한 안정성 측면에서 제동장치가 차지하는 비중은 점차 커지고 있다. 자동차의 제동장치는 어떠한 주행조건에서도 가능한 짧은 거리에서 멈추도록 해야하며, 주행 방향에서 이탈되지 않도록 하는 등의 안전성을 고려한 설계가 요구될 뿐만 아니라 신제품 개발단계에서 충분한 신뢰성이 확보되어야 한다.

자동차의 제동에 의한 거동은 전륜 및 후륜차축의 동적 하중이동에 따른 이상적인 제동력배분에 의한 제동이 이루어져야 차량자세가 안정됨은 두말할 나위없다. 그러나 실제의 운전조건에서는 도로조건, 차량중량 등의 여러가지 인자들이 수시로 변화하므로 이들 조건변화에 대응한 제동성능을 만족시켜야 하고 실제의 제동력배분에 합당한 조건에서 브레이크 구성품을 개발하여야 한다.

이들 브레이크 구성품 중에서도 마찰재의 역할과 비중은 상당히 중요하고 개발 또한 까다롭다. 제동성능을 양호하게 하는 마찰재의 개발은 장기간이 소요되며 실차시험을 통한 신뢰성 확보는 상당한 인적·물적자원이 필요하게 된다. 그러나, 실차에서 시험을 수행하는 것에 상응한 시험결과를 얻을 수 있는 시험방법을 개발하여 브레이크 다이내모미터를 이용하여 정도(精度) 좋게 시뮬레이션 시험을 수행한다면 실차시험결과와 동일한 시험결과를 얻을 수 있어 많은 비용의 절감과 개발기간을 단축하게 되는 것이다. 제동의 안전성 측면에서 전후 제동력 배분 및 배분장치에 관한 연구는 Limpert¹⁾, Nakamura²⁾ 등의 많은 실험 및 이론적 연구가 있었으며, 특히 Gatt³⁾는 중·대형트럭에 대

한 미국내 안전법규인 FMVSS 105와 산업표준인 SAE J786a에 대하여 비교 검토한 후 제동장치 설계방법의 이론적 접근방법과 제동거리에 대한 요구조건의 만족여부를 예측할 수 있는 프로그램을 제시하였다.

본 논문은 실차에서 수행하는 브레이크 시험방법(EEC, FMVSS-105, JASO C-406 등)을 가능한 정확하게 시뮬레이션 할 수 있는 시험조건 설정방법을 프로그램화 하고, 이의 정확성 여부를 검증하기 위하여 브레이크 다이내모미터에 의한 시뮬레이션 시험결과와 실차 시험결과를 비교함으로써 제동 성능 판단⁴⁾의 시뮬레이션 시험방법을 마련하고자 한다.

2. 시뮬레이션 해석

2.1 이상 제동력 배분

차량의 제동시에는 감속도의 크기에 따른 관성력으로 인하여 전후 차륜의 하중이동이 발생하여 하중분배가 변화하고 이 현상은 브레이크의 성능을 결정하기 때문에 아주 중요한 요소이다. Fig. 1과 같이 차량을 2차원화 한 모델로 하여 하중부호를 나타내고 중력가속도에 대한 제동감속도의 비율

$\alpha (=a/g)$ 로 표시하면, 차량 총중량을 W 라고 할때 제동시의 관성력과 제동력의 균형으로부터 제동력 B 는 다음과 같다.

$$B = \alpha \cdot W \dots\dots\dots (1)$$

하중이동에 의한 전륜 및 후륜의 하중을 W_{Df} 및 W_{Dr} 로 나타내고 정지상태에서의 전후륜 하중을 W_{sf} , W_{sr} 이라 하면 모멘트의 평형으로부터 다음의 관계가 얻어진다.

$$W_{Df} = W_{sf} + \alpha (H/L) \cdot W \dots\dots\dots (2)$$

$$W_{Dr} = W_{sr} - \alpha (H/L) \cdot W \dots\dots\dots (3)$$

이상제동력은 제동감속도에 의해 발생된 동하중 배분에 따른 제동력으로서 전후륜이 동시에 고착되는 제동력이다. 즉 차량의 이상제동력 B 는

$$B = \alpha \cdot W = B_f + B_r \dots\dots\dots (4)$$

이며 B_f 와 B_r 은 각각 전륜과 후륜에 대한 제동력이다. 따라서 전륜 및 후륜의 제동력은 다음과 같다.

$$B_f = W_{Df} \cdot \alpha$$

$$= \alpha \cdot \{W_{sf} + \alpha (H/L) \cdot W\} \dots\dots\dots (5)$$

$$B_r = W_{Dr} \cdot \alpha$$

$$= \alpha \cdot \{W_{sr} - \alpha (H/L) \cdot W\} \dots\dots\dots (6)$$

식 (5)와 (6)의 관계를 그래프로 나타낸 것을 이상제동력 배분선도라 부르고 Fig. 2에서와 같이 2차 곡선으로 나타내어진다.

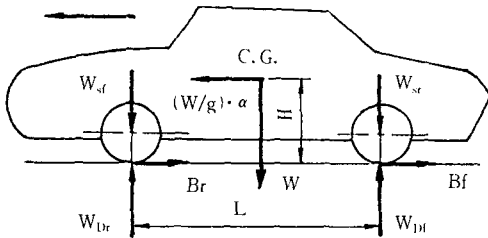


Fig. 1 Dynamic weight distribution

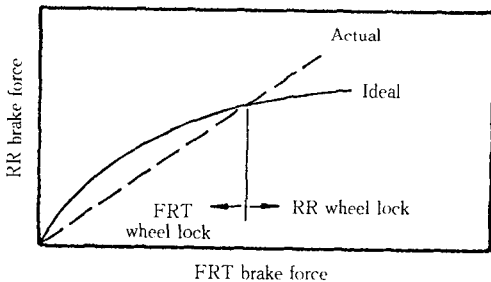


Fig. 2 Brake force diagram

2.2 실 제동력 배분

실 제동력은 운전자의 브레이크 페달 답력(踏力)에 의하여 페달 링크지(linkage), 부스터, 마스터 실린더, 비례제어밸브(proportioning valve), 휠 실린더에 걸쳐 유압을 형성하여 마찰제에 의하여 제동력을 발생시킨다. 효과적인 제동 거동을 얻기 위해서는 앞에서 서술한 이상 제동력 배분곡선에 일치시키고, 후륜록크보다는 전륜록크가 되도록 비례제어밸브에 의한 제어로 Fig. 2의 직선으로 실제 제동력은 일어난다. 여기서 차량의 제동자세는 전륜록크가 선행되어야 하므로 비례제어밸브를 사용하여 제어하여야 한다. Fig. 3은 비례제어밸브의 특성선도를 나타낸 그림으로서, 이것으로부터 제동유압은 니 포인트(knee point)의 전후에 대하여 제어

값이 달라지므로 전륜 및 후륜의 각각에 대한 해석이 필요하게 된다.⁵⁾

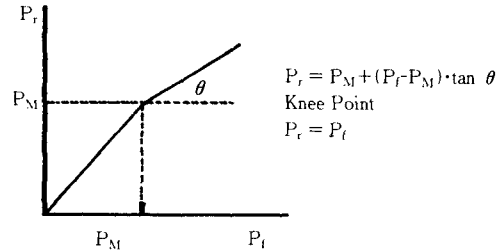


Fig. 3 The control of proportioning valve

전륜에서 발생하는 실 제동력은 비례제어밸브의 유압조절 크기에 관계없이 전 구간에 걸쳐 다음과 같이 표현된다.

$$B_f = 2 \cdot BEF_f \cdot P_f \cdot A_f \cdot \eta_f \dots\dots\dots (7)$$

여기서 $A_f = (\pi/4) \cdot D_f^2 \cdot (r_f/R_f)$ 이다.

한편 후륜에서 발생하는 실 제동력은, 후륜의 제동압력 P_r 이 비례제어밸브에 의해 유압의 크기가 변화하므로 전륜 제동력에 대하여 상대크기가 변화한다. 후륜에서 발생하는 실 제동력 B_r 은

$$B_r = 2 \cdot BEF_r \cdot P_r \cdot A_r \cdot \eta_r \dots\dots\dots (8)$$

로 표시되고 $A_r = (\pi/4) \cdot D_r^2 \cdot (r_r/R_r)$ 이다. 이것을 Fig. 3에서와 같이 각각의 구간에 대해서, 니포인트전까지의 후륜제동력을 B_{r1} , 니포인트에서의 후륜제동력을 B_M , 니포인트에서의 후륜제동력을 B_{r2} 라고 하면 다음과 같이 각각 표시된다.

$$B_{r1} = 2 \cdot BEF_r \cdot P_f \cdot A_r \cdot \eta_r \dots\dots\dots (9)$$

$$B_M = 2 \cdot BEF_r \cdot P_M \cdot A_r \cdot \eta_r \dots\dots\dots (10)$$

$$B_{r2} = B_M + 2 \cdot BEF_r \cdot (P_r - P_M) \cdot \tan \theta \cdot A_r \cdot \eta_r \dots\dots\dots (11)$$

이상의 식을 이용하여 후륜제동력을 전륜제동력에의 관계식으로 표시하면, 니 포인트전까지의 후륜제동력 B_{r1} 과 니 포인트 후에서의 제동력 B_{r2} 는

$$B_{r1} = (BEF_r/BEF_f) \cdot (A_r/A_f) \cdot (\eta_r/\eta_f) \cdot B_f \dots\dots\dots (12)$$

$$B_{r2} = B_M(1 - \tan \theta) + (BEF_r/BEF_f) \cdot (A_r/A_f) \cdot (\eta_r/\eta_f) \cdot \tan \theta \cdot B_f \dots\dots\dots (13)$$

가 된다. 식 (12)와 (13)을 그래프로 나타낸 것이 Fig. 2에서와 같이 직선으로 나타나고 이것이 실 제동력 배분선도이다.

2.3 시뮬레이션 해석

시뮬레이션 시험을 수행하기 위한 조건입력치를 설정하는 프로그램의 플로우차트는 Fig. 4와 같으며 여기에서 계산되는 식을 검토하면, 제동토크는 실 제동력의 계산으로부터 전륜 및 후륜의 제동토크 T_f 및 T_r 과, 마찰재가 브레이크드럼에 접촉하기 위한 기본압력(손실압력, threshold pressure) P_0 에 의한 손실토크 T_L 은 다음과 같다.

$$T_f = B_f \cdot R_f \dots\dots\dots (14)$$

$$T_r = B_r \cdot R_r \dots\dots\dots (15)$$

$$T_L = 2 \cdot BEF_f \cdot P_0 \cdot A_r \cdot R_r \dots\dots\dots (16)$$

위의 토크에 대한 관성치 I 값은

$$I_f = T_f \cdot R_f / (\alpha \cdot g) \dots\dots\dots (17)$$

$$I_r = T_r \cdot R_r / (\alpha \cdot g) \dots\dots\dots (18)$$

이고, 제동유압의 계산은 식(7)부터 식(16)까지를 종합하여 계산하면 니 포인트 전에서의 제동유압은

$$P_f = 1/2 \cdot (T_f + T_L) / (BEF_f \cdot A_f \cdot R_f + BEF_r \cdot A_r \cdot R_r) \dots\dots\dots (19)$$

$$P_r = P_f \dots\dots\dots (20)$$

가 되고 니 포인트 후에서의 유압은

$$P_f = \frac{(1/2) \cdot (T_f + T_L) - (1 - \tan \theta) \cdot P_M \cdot BEF_f \cdot A_f \cdot R_f}{BEF_f \cdot A_f \cdot R_f + BEF_r \cdot A_r \cdot R_r} \dots\dots\dots (21)$$

$$P_r = (P_f - P_M) \cdot \tan \theta + P_M \dots\dots\dots (22)$$

으로 되어 시험 입력조건에 계산이 가능하다.

본 해석을 위하여 2차원화 한 차량모델에 대하여, 좌우륜 제동력의 크기는 같은 것으로 가정하였으며 기타 계수는 일반적인 값을 사용하였다. 즉 전륜 브레이크 유압의 전달효율은 0.93, 후륜 브레이크 유압의 전달효율은 0.85를 사용하였으며, 기본압력(Threshold pressure) P_0 는 후륜에만 적용하였고 실측에 의해 2.0kg/cm^2 으로 입력하였다. 그리고 시뮬레이션 해석결과로 나타난 시험방법의 검증에 위하여 전륜 브레이크에 대하여 동일한 시험조건에서 브레이크 다이어나미터를 사용한 시뮬

레이션 시험결과와 실차 시험결과를 비교 확인하였다.

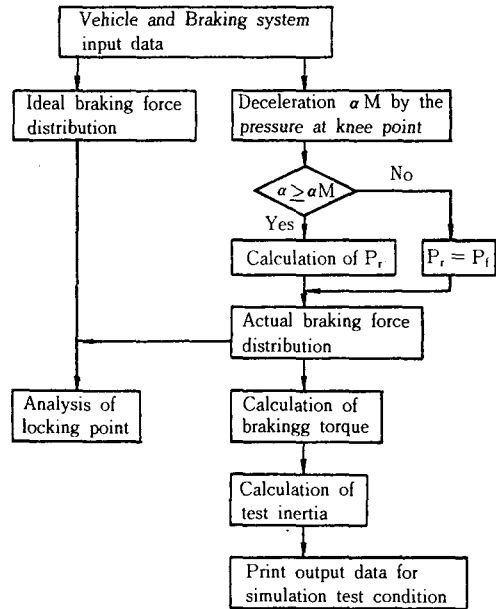


Fig. 4 Flow chart for finding simulation test condition

3. 시험장치 및 방법

실차시험에서 사용할 시험차량이 갖는 제원들을 입력하여 프로그램에 의해 해석한 결과를 Fig. 5와 같은 구성도를 갖는 브레이크 다이어나미터에 시험조건으로 입력하여 시뮬레이션 시험을 행하였다. 그리고 시뮬레이션 시험결과가 실차에서의 시험결과 및 평가결과와 일치하는지를 확인하기 위하여 실차에서도 동일한 시험항목에 대해 확인 시험을 실시하였다. 또한 브레이크의 기본성능 시험에 있어서의 마찰특성은 브레이크 마찰재의 온도변화에 따라 크게 영향을 받으므로⁶⁾, 이와 같은 온도 영향을 최소화 하기 위한 마찰재의 온도는 90~120°C 사이의 온도영역에서 실시하였으며 하중조건은 제동장치 및 그 성능에 가장 열악한 영향을 미치는 최대적재하중(GVW) 상태에서 수행 하였다. 그리고 시험차량의 제어는 브레이크 페달 압력에 대한 유압선도에 의해 설정 유압으로 제동을 하고, 이때의 차량속도는 50km/h로 타행 주행하면서 시험하였다.

Table 1 Dimensions of test vehicle and brake system data

Test vehicle				Brake system data		
	Item	Dim.	FRT/RR	Item	Unit	FRT/RR
GVW	Weight(kg)	1500	765/735	Tire rolling radius	mm	279/280
	C. G. height(mm)	510	-	Wheel cylinder dia.	mm	54.0/20.64
CVW	Weight(kg)	1090	665/425	Disk effec. radius	mm	97.0/90.0
	C. G. height(mm)	550	-	Designed B. E. F	-	0.7/2.2
	Wheel base(mm)	2380	-	Threshold pressure	kg/cm ²	0.0/2.0
				Trans. efficiency of pressure		0.93/0.85
				Proportioning valve($P_M \times \tan \theta$)		35×0.27

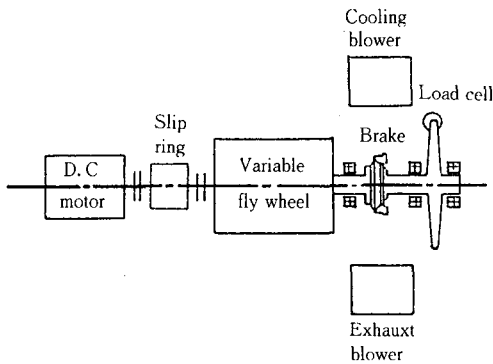


Fig. 5 Schematic diagram of brake dynamometer

본 연구에서 사용한 시뮬레이션 시험조건을 찾는 해석의 입력 데이터 즉 시험차량의 제원과 브레이크 시스템의 데이터는 Table 1과 같다.

4. 결과 및 고찰

시뮬레이션 시험의 결과는 그 특성상 실차시험결과와 완전히 동일한 결과를 얻기란 불가능하다는 것은 명백한 일이지만, 가능한 정확한 결과를 얻는

것은 경제적으로 상당한 이득이 있다고 할 수 있다. 시뮬레이션 시험의 특성 중에서 하나인 시험장비가 갖는 제약조건 때문에 해석결과를 그대로 입력하는 것은 곤란하므로 시험항목에 따른 해석결과 및 브레이크 다이아노미터에의 실제적인 입력조건은 Table 2와 같이 관성(inertia)값은 시험장비에서 사용할 수 있는 수정관성치로 하였고, 실차시험은 입력일정(압력)제어방식으로 시험하는 반면 시뮬레이션시험은 출력일정(토크)제어방식으로 시험하여 각 조건에 따라 브레이크 압력에 대하여 효력계수를 비교하였다.

Fig. 6은 이론해석의 결과로 나타난 그래프로서, 제동감속도 값에 대한 제동유압과 제동토크를 전륜과 후륜으로 구분하여 표시한 것이며, 이 그래프에서 알 수 있는 바와 같이 비례제어밸브의 니 포인트를 지나면서 후륜보다는 전륜으로 제동유압이 크게 작용되어 제동토크는 전륜이 후륜보다 크게 증가함을 알 수 있다. 또한 Fig. 7은 제동감속에 대한 관성치를 그래프화 한 것으로 니 포인트까지는 전륜의 관성은 감소하다가 니 포인트를 지나면서 서서히 증가함을 보여주고 있으며, 전륜의 관성과

Table 2 Analytic results and simulation test conditions

Simulation test					Vehicle test		
Analytic results				Tested inertia	Results (B. E. F)	Line pressure	Results of test (B. E. F)
Decel	Torque	Inertia	Pressure				
0.1	15.5	4.80	11.5	4.80	0.64	10.0	0.58 → 0.64
0.2	31.0	4.49	21.0	4.50	0.66	20.0	0.60 → 0.70
0.3	46.6	4.38	30.4	4.40	0.70	30.0	0.66 → 0.74
0.4	63.8	4.48	41.2	4.50	0.72	40.0	0.70 → 0.76
0.5	83.0	4.65	53.3	4.70	0.72	50.0	0.68 → 0.74
0.6	102.1	4.77	65.3	4.80	0.73	60.0	0.68 → 0.74
0.7	121.2	4.85	77.4	4.90	0.71	70.0	0.68 → 0.74
0.8	140.3	4.91	89.5	4.90	0.69	80.0	0.70 → 0.74

후륜의 그것과는 완전히 반비례함을 알 수 있다. 이와같은 결과로부터 전륜브레이크는 마찰에너지가 크고 온도상승이 급격해짐을 유추할 수 있으므로 열팽창 문제를 해소하고 또한 마찰열을 효과적으로 방산하기 위한 디스크 브레이크를 사용해야 한다는 이론을 입증하고 있으며⁷⁾, 또 차량의 제동 자세를 고려한 비례제어밸브의 제어역할과 그 비중이 크므로 비례제어밸브를 고려한 시뮬레이션 시험을 수행하여야 정도가 좋은 결과를 얻을 수 있음이 명백하다.

Fig. 8은 해석의 결과로 나타난 제동력 배분선도로, 차량의 최대하중(GVW)상태에서 실 제동력 배분선도가 이상 제동력 배분선도보다 아래에 위치하므로 항상 전륜록크가 선행되어 제동안정성 측면에서 문제가 없음을 알 수 있으며, 이같은 결과는 실차에서도 동일한 결과를 얻었다.

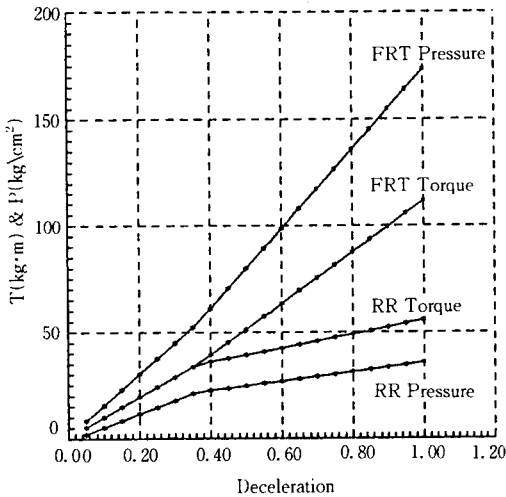


Fig. 6 Deceleration vs. brake torque and brake pressure

Fig. 9는 시뮬레이션 시험결과와 실차 시험결과를 비교한 것이고, 이들 시험결과와 X축의 값이 동일하지 않는 이유는, 실차시험의 제어는 정확한 제어를 위하여 압력제어 방식으로 10kg/cm²씩 증가시키면서 실시하였고 또한 시뮬레이션 시험에서는 정확한 관성치의 입력이 곤란하므로 이를 보상하기 위해서는 토오크 제어방식으로 제어를 하고 이때의 압력을 읽은 값이기 때문에 약간 다르다. 그림의 결과로부터, 실차 시험결과와 B.E.F 측정값

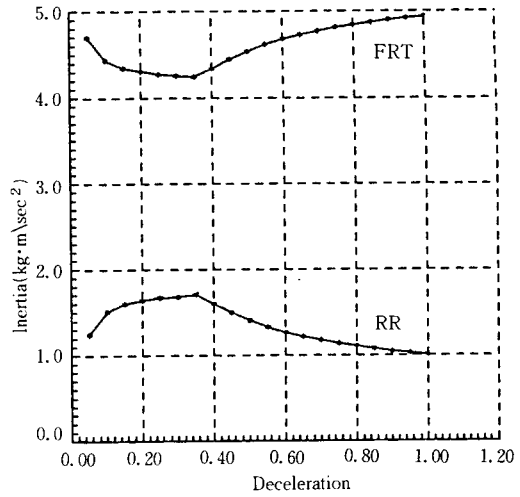


Fig. 7 Deceleration vs. inertia

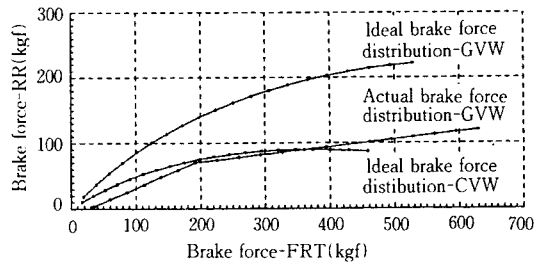


Fig. 8 Analytic results of brake force distribution

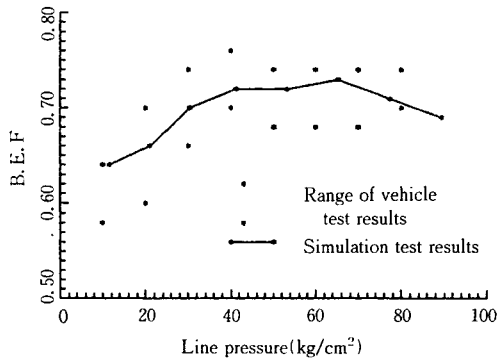


Fig. 9 Results of simulation and vehicle test

은 어떤 범위를 가지고 변화하는 것을 나타내고 있고, 이 범위에 대하여 시뮬레이션 시험결과는 그 범위내에 완전히 포함되므로 시험결과는 동일하다고 할 수 있다. 이같은 결과를 분석해 보면 실차시험은 시뮬레이션 시험으로 대체할 수 있고, 따라서

시뮬레이션시험조건은 타당성이 있다. 즉, 해석적 결과로 나타난 제동 토크 또는 제동 유압을 다이나모미터에 입력하여 제동제어를 하고, 이때의 관성치는 시험조건에 따라 자동 가변이 되어야 함을 알 수 있다.

5. 결 론

자동차 제동장치의 기본 성능시험에 있어서 실차 시험의 평가결과와 동일한 결론을 얻을 수 있는 시뮬레이션 시험기법에 관한 본 연구의 결론은 다음과 같다.

- 1) 이론해석의 결과로부터 이상 제동력배분 및 실 제동력배분 선도를 구하였으며, 이 배분선도로부터 시험차량은 항상 전륜록크가 선행되어 제동자세가 안정됨을 알 수 있으며 이는 실차 시험결과와 동일하였다.
- 2) 차량 및 브레이크 제원으로부터 실차시험의 결과와 동일한 평가를 할 수 있는 브레이크 다이나모미터에의 시뮬레이션 시험조건을 결정하는 프로그램을 개발하였다.
- 3) 시뮬레이션 시험방법은 해석적 결과로 나타난 제동토크 또는 유압을 제동조건으로 제어하고, 관성값은 자동가변방식등으로 각 시험조

건에 따라 변화시켜야 한다. 이러한 조건으로 수행한 시뮬레이션 시험결과는 실차 시험결과와 잘 일치하였다.

참 고 문 헌

- 1) R. Limpert et. al, Proportional Braking of Solid frame Vehicles, SAE Paper 7100471.
- 2) 中村, 川口, 4輪ダイナキナメータにえるブレーキ一般性能の 定量的評價について, 自動車技術會, 1972.
- 3) M.E.Gatt. Brake system design for medium/ Heavy trucks to meet FMVSS 105-75 Stopping distance requirements, SAE Paper 770097.
- 4) P.Oppenheimer, Braking regulations in europe, SAE 740313.
- 5) 數田啓一郎. 制動力配分の 理論と各種調整裝置 の 特徴, 日本自動車技術, Vol.24, No.3, 1970.
- 6) Hiroshi Harada, et. al, Simulation of vehicle-brake performance on brake dynamometer, FISITA Paper 845064.
- 7) 日本自動車技術會, 新編自動車工學 핸드ブック, 圖書出版社, pp.6~10, 1970.