

디젤기관 吸氣多岐管의 最適設計에 關한 基礎研究

崔城圭* · 全孝重** · 朴泰仁*** · 崔在星**

A Study on the Optimum Design of the Intake Manifold for Diesel Engine

S.K. Choi · H.J. JEON · T.I. Pack · J.S. Choi

Abstracts

In this paper, the gas dynamic effects of the suction pipe systems which have resonators are investigated on the volumetric efficiency.

The effects of various parametes of some suction pipes on the volumetric efficiency are theoretically investigated by the engine performance simulation program which has been already developed.

As the results, the optimum design method of the suction pipe system which has the overall high and flat characteristic curve of volumetric efficiency is developed in case of one cylinder engine.

1. 서 론

내연기관의 출력은 흡입공기량에 의하여 직접 영향을 받는다. 4행정 디젤기관에서는 피스톤의 운동에 의하여 공기의 흡입이 이루어지기 때문에 흡기관내에 압력변동이 발생한다. 흡기관내에 있어서 이러한 가스의 동적효과를 이용하여 흡입공기량을 증가시키거나 컴프손실을 감소시키기 위한 연구는 오래전부터 수행되어 왔고 현재는 기관의 설계 및 개량에 적극적으로 활용하고 있다.

흡기관내의 동적효과는 관성효과와 맥동효과

로 구별하고 있으나 양자모두 관내 압력진동의 영향에 의한 것이다. 따라서 흡기관내에 압력진동과 피스톤의 운동이 동조하면 체적효율은 향상하지만 그 회전속도를 벗어나는 속도영역에서는 체적효율이 저하하게된다.

일반적으로 변속기관의 경우 흡기관계의 동적효과를 이용하여 동조회전속도를 최고출력의 회전수 부근인 고속회전영역에 오도록 설계하면 중·저속 영역에서는 체적효율의 저하가 초래되기 쉽기 때문에 체적효율이 높은 회전속도영역이 한정된다. 또한 내연기관에서는 저속도 오코의 부족이 심각한 문제가 되기때문에 저속

* 정회원, 한국해양대학 대학원
** 정회원, 한국해양대학
*** 정회원, 해사기술연구소

토오크의 향상을 위하여 저속회전속도 영역에서 체적효율을 향상시킬 필요가 있다. 그러나 이를 위하여 동조회전속도를 저하시키면 저속영역에서의 토오크는 향상되지만 고속영역에서의 체적효율은 저하하게 되고 흡기관의 길이가 길어지기 때문에 실제 흡기계다기관 설계에 있어서는 레이아웃등을 고려하지 않으면 안된다.

저속영역에서 토오크를 향상시키면서, 고속영역에서 체적효율이 저하하는 것을 방지하여, 결과적으로 넓은 속도범위에서 체적효율이 높으면서도 평탄한 특성을 얻기 위하여 흡기계에 공명실을 이용하는 방법이 Shimamoto 등에 의하여 보고된바 있다.¹⁻³⁾

본 연구에서는 흡기관계의 동적효과를 이용하여 넓은 속도범위에서 체적효율이 높으면서도 평탄한 특성을 가질수 있는 흡기계다기관의 최적설계를 위한 기초자료를 얻고자한다. 흡기매니폴드의 설계에 있어서 시행착오적인 실험방법등에 의하여 최적의 흡기매니폴드를 구하는 것은 시간적, 경제적으로 많은 낭비가 초래되며 이러한 방법에 의한 최적 흡기계의 발견에는 한계가 있다. 따라서 여기에서는 이미 필자들에 의하여 개발된 디젤기관의 성능예측을 위한 시뮬레이션 프로그램⁴⁾을 이용하였고, 공명기를 포함한 흡기계의 흡기관효과를 확실하게 파악하기 위하여 단기통 디젤기관을 대상으로 하여 계산결과를 고찰하였다. 그결과 공명기의 각부치수 및 흡기관의 길이가 체적효율의 변화에 미치는 영향을 분석검토하여 공명기의 효과를 분명히하고 흡기계의 최적 설계방법을 개발하였다.

2. 계산방법

2.1 체적효율 계산방법⁴⁾

시린다를 포함한 흡, 배기계내의 가스유동해석에 있어서 실제기관의 흡배기계를 단면적인 변화하는 관, 용기 및 오리피스로 구성되는 계로 모델링하고 열전달, 마찰손실 등을 고려하였

다. 가스 유동은 1차원 압축성 점성유체로 가정하고 관내 상태변화의 계산에 있어서는 특성격자법의 특성곡선법을 이용하였으며, 흡입공기량 즉, 체적효율은 흡입밸브에 있어서의 통과유량으로 부터 구하였다.

2.2 흡기계 고유진동수의 계산⁵⁾

흡기관계의 고유진동수 계산은 관계내의 압력진동을 정상파로 가정하여 음향임피던스법을 이용하였다. 계산에 있어서는 흡기관계를 시린다와 용기 및 관으로 모델링 하였으며 시린다의 용적은 행정용적의 1/2을 취하였다.

3. 실험방법 및 실험결과와 계산결과와의 비교 검토

시뮬레이션 프로그램에 의한 계산결과와 신뢰성을 확인하기 위하여 계산결과와 실험결과를 비교하였다.

공시기관은 단기통 4행정 디젤기관으로 제원을 Table 1에 보인다. 흡입공기량의 측정에는 오리피스 유량계를 사용하였으며 오리피스 유량계의 하류 압력의 맥동을 줄이기 위하여 흡기관 입구에 용적 110리터의 써지탱크를 설치하고 대기압과 써지탱크내의 차압을 경사마노메타로 측정하였다.

흡입공기량은 1200RPM에서부터 3400RPM 사이를 200RPM간격으로 측정하였다.

계산에 있어서는 Fig. 1과 같이 실제의 흡기계형상을 고려하여 써지탱크출구부터 흡입밸브까지를 3개의 관으로 모델링하고 배기밸브로부터 배기측 써지탱크까지는 3개의 관으로 모델링하였다.

계산에 필요한 밸브양정곡선은 다이알 게이지로 측정하였으며 유량계수는 유사밸브의 유량계수를 적용하였다.

Fig. 2는 실험결과와 계산결과에 의한 체적효율의 비교를 기관회전수에 대하여 보여주고 있다.

그림에서 NO PIPE 1, 2의 곡선은 흡기관이 없는 경우이며 1은 벽면온도(T_w)를 284K(실

Table 1. Specification of the test engine

TYPE		4-CYCLE, AIR COOLED
NO. OF CYLINDER		1
BORE×STROKE		0.6985 CM×0.5715CM
COMPRESSION RATIO		17 : 1
SWEPT VOLUME		219CC
RATED OUTPUT		2.6KW/3600RPM
INTAKE VALVE	DIAMETER	2.5 CM
VALVE	OPEN PERIOD	30° BTDC-46° ABDC
EXHAUST VALVE	DIAMETER	2.5CM
VALVE	OPEN PERIOD	55° BBDC-21° ATDC

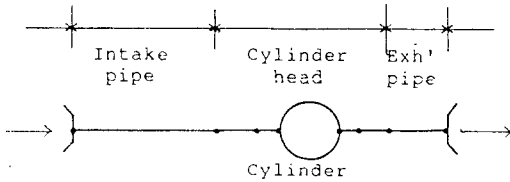


Fig. 1 Calculation model of intake system

온)로 일정하게한 경우의 계산결과이고, 2는 시린다헤드부근에서부터 흡입밸브까지의 벽면 온도(T_w)를 350K에서 450K까지 변화시켜 고려한 경우의 계산결과이다.

그림으로 부터 고속회전영역에서의 체적효율은 계산결과가 실험결과보다도 크고 저속영역

에서는 그 반대로 나타남을 알 수 있다. 이는 계산에 있어서 각회전속도에 따라서 실제의 흡기관벽면온도(T_w)를 이용하여야 하지만 흡기관벽면온도(T_w)를 회전속도에 관계없이 흡기관 위치에 따라 350K에서 450K로 일정하게하여 계산하였으며 실제기관에 있어서는 고속회전영역으로 갈수록 벽면의 온도는 증가될 것이기 때문이다.

이 외에도 양자의 차이는 밸브유량계수가 대상기관의 실제데이터와 차이가 있기 때문인것과 계산의 편의를 위하여 써지탱크부분을 생략하고 써지탱크내의 압력을 일정하게 고려한것 등에 의한것으로 생각된다. 이들을 정확하게

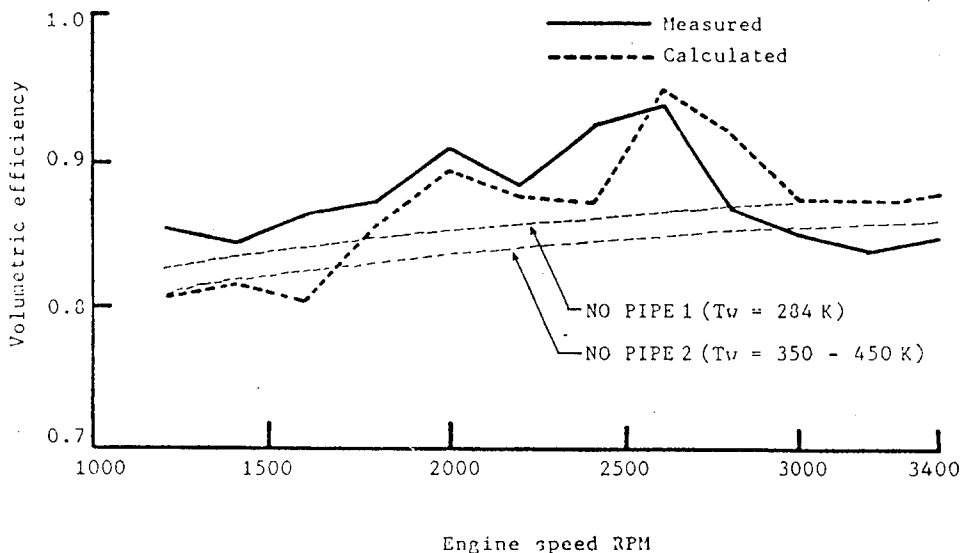


Fig. 2 Comparison of volumetric efficiencies calculated and measured

고려한다면 좀더 양호한 계산결과를 얻을 수 있을것이다. 따라서 본 시뮬레이션 프로그램은 실제기관의 체적효율의 예측에 이용될 수 있다고 생각된다.

4. 흡기관효과에 관한 고찰

시뮬레이션 프로그램에 의한 계산결과를 이용하여 공명기를 포함한 전흡기계의 흡기관효과를 파악하기 위하여 Fig.3과 같이 흡기계를 모델링 하였다. 즉, 공명기를 제외한 경우와 관 Pr(길이=Lr), Pc(길이=Lc) 및 공명실의 용적Vr를 여러가지로 변화시킨 경우의 계산결과에 대하여 검토하였다. 또한 계산시간과 영향인자를 줄이기위해 이후의 계산에 있어서는 흡기관의 직경은 4cm로 고정하였으며 배기관을 제거하였고 흡기관의 벽면온도(Tw)는 284 K로 일정하게 하여 계산하였다.

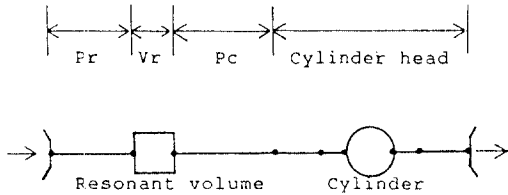


Fig. 3 Calculation model of intake system with a resonator

4.1. 관만 있는 경우

Fig.4는 공명기가 없는 즉, 관Pc만이 있는 경우의 계산결과(체적효율)를 나타낸 것이다. 관길이(Pc)는 90, 143, 230cm로 변화시켰고 비교를 위하여 흡기관이 없는 경우(단, 실린더 헤드내의 유로는 고려)의 계산결과도 병기하였다.

흡기관길이가 길어짐에 따라 관계의 고유진동수는 72, 49, 32Hz로 낮아지기 때문에 이에 따라 동조회전속도도 저속영역으로 이동함을 보이고 있다.

4.2. 공명기를 설치했을 경우

일반적으로 관계에 공명기[공명기(Vr)+공명관(Pr)]를 설치하면 동적효과는 감소하나 흡기계전체의 고유진동수는 낮아지기 때문에 관의 길이를 길게하지 않고도 동조회전속도 부근의 체적효율의 희생은 적게할수 있기 때문에 결과적으로 전사용속도영역에 있어서 높으면서도 평탄한 체적효율을 얻을 수 있다고 생각된다.^{1.4)}

여기에서는 흡기계에 Fig.3과 같이 공명기를 설치하여 공명기가 체적효율에 미치는 영향에 관하여 고찰하고자 한다.

공명실의 용적은 행정용적과의 비q(=Vr/

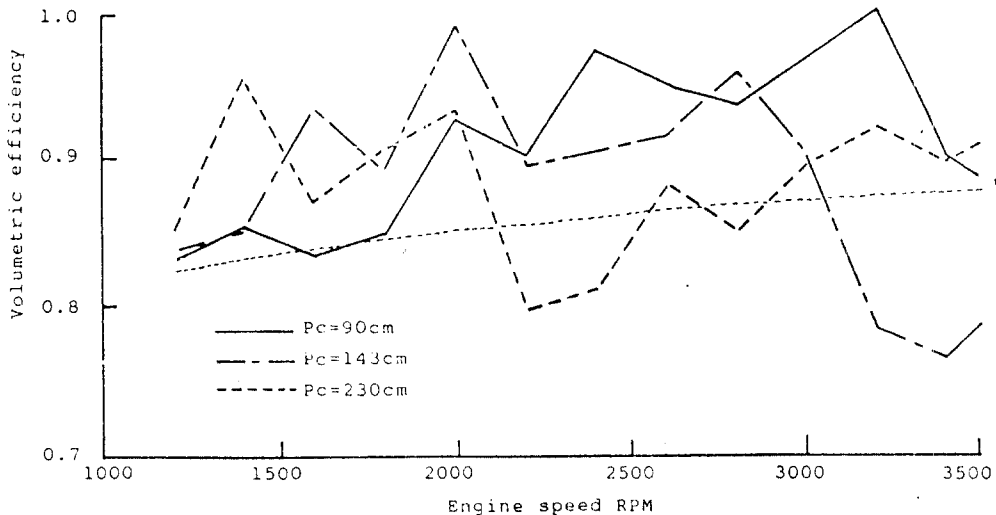


Fig. 4 Calculated results of volumetric efficiencies (none resonator)

V_s , V_r =공명실용적, V_s =행적용적)로써 나타낸다.

4.2.1. 공명관의 길이를 변경한 경우

Fig. 5는 q 를 5, 관 P_c 의 길이를 90cm로 일정하게하고 공명관 P_r 의 길이를 90, 140, 200cm로 변경했을 경우의 체적효율의 변화를 나타낸 것이다. 비교를 위하여 관만있는 경우($P_c=90$ cm)의 계산결과도 병기하였다.

전반적으로 체적효율 최대치는 관만 있는 경우에 비해 낮아졌으나 저속영역에서는 체적효율이 향상되었음을 알 수 있다.

공명관 P_r 이 90cm에서 140cm, 200cm로 길어짐에 따라 공명기의 공명회전속도는 3800rpm에서 3100RPM, 2500RPM으로 낮아지며 전흡기계의 동조점도 또한 저속영역으로 이동하여 공명관이 200cm인 경우는 전사용속도의 범위 내에 전흡기계의 3차성분의 동조점까지 나타나고 있다.

관 P_c 의 길이는 일정하고 관 P_c 만에 의한 관성효과의 영향에 의한 동조회전속도는 2900RPM 부근이기 때문에 Fig. 5에서 보는바와같이 공명기의 공명회전속도(3100RPM)와 관 P_c 만에 의한 동조회전속도가 서로 유사한 흡기계

(b)의 경우에는 3000RPM부근에서 체적효율이 저하하지 않는다는 것을 알 수 있다.

공명기를 포함한 전흡기계의 1차 고유진동수는 저속영역(1500RPM이하)에 위치하도록 하였기때문에 그림에 나타나는 고속영역에서의 체적효율의 변화는 공명기(공명실+공명관)와 관 P_c 만에 의한 1차동조의 영향으로 생각된다. 또한, 흡기계(a)와 (c)의 경우에 있어서 3500RPM부근에 나타나는 체적효율의 증가는 각각 전흡기계의 2차와 3차의 동조회전속도와 거의 일치하고 있다. 이로부터 고속영역에서는 전흡기계의 고차에 의한 관성효과도 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

즉, (c)의 경우 관 P_c 만에 의한 관성효과에 의한 동조회전속도는 2900RPM부근이지만 공명기의 공명회전속도는 2500RPM부근이기 때문에 관 P_c 만이 있는 흡기계와 비교하면 그림으로부터 알 수 있는바와 같이 2500RPM부근에서는 체적효율의 저하는 적으나 3000RPM부근에서는 체적효율이 크게 저하하고 있다.

3500RPM부근에서 체적효율저하가 감소하는 것은 전흡기계의 3차 동조(동조회전속도는 3700RPM부근)에 의한 것으로 생각된다.

이상의 검토결과로부터 저속영역에서의 체적

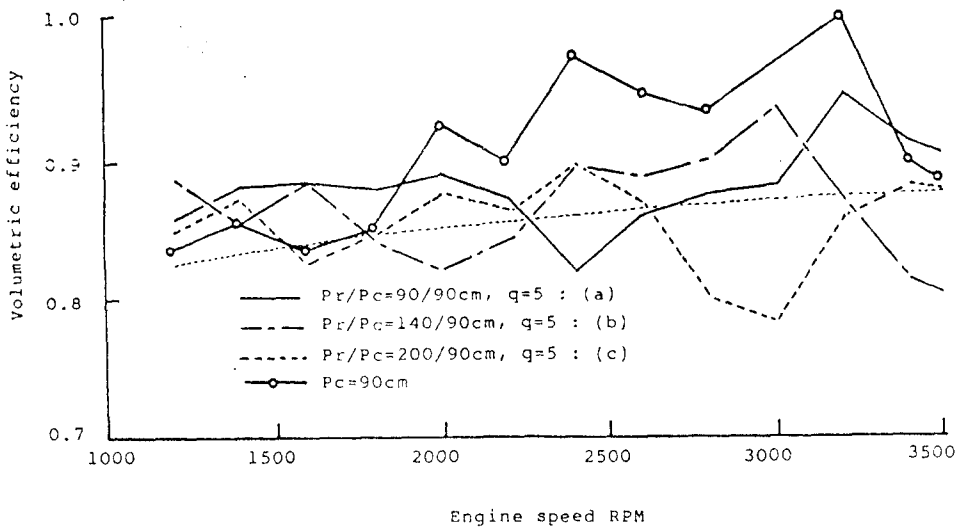


Fig. 5 Calculated results of volumetric efficiencies (Pr: varied)

효율향상은 주로 전흡기계의 관성효과에 의한 영향이며 고속영역에서의 체적효율은 공명기에 의하여 크게 영향을 받기 때문에 공명기의 동조회전속도와 관Pc의 관성효과에 의한 동조회전속도를 일치시킴으로써 고속영역에서의 체적효율의 저하를 감소시킬 수 있음을 알 수 있다.

4.2.2. 흡기관 길이를 변경한 경우

Fig. 6은 q를 5, 공명관Pr의 길이를 90cm으로 고정하고 (이때 공명기의 동조회전속도는 3800RPM부근) 관Pc의 길이를 90, 160, 200cm로 변화시킨 경우의 계산결과이다. 그림으로부터 알 수 있는 바와 같이 관Pc의 길이가 길어짐에 따라 고속영역에 나타나는 체적효율의 향상영역이 저속영역으로 이동한다.

이는 공명기의 공명회전속도는 사용범위밖에 존재하고 또한 관Pc의 길이에 관계없이 일정하기 때문에 전흡기계의 2차동조에 의한 영향임을 알 수 있다. 또한, 관Pc의 길이의 증가로 흡기계전체의 동조회전속도가 낮아지기 때문에 저속에서의 체적효율향상 영역은 더욱 저속영역으로 이동하나 그영향은 고속측에 비해 크지않다.

고속측에 있어서의 체적효율향상은 흡기계전

체의 2차관성에 의한 것이지만 앞에서 언급한 바와같이 기준이 되는 고속영역에서의 체적효율은 관Pc에 의하여 크게 영향을 받기 때문에 관Pc의 결정이 매우 중요하다고 할 수 있다.

이상의 결과로부터 높으면서도 평탄한 체적효율곡선을 얻기 위해서는 공명기를 포함한 전흡기계를 설계함에 있어서 전흡기계의 동조회전속도를 사용회전속도 범위내의 저속측에 존재하도록 함은 물론 공명기만에 의한 공명회전속도를 고속측에 존재하도록 하여 고속영역에서의 체적효율의 저하를 방지하도록 설계하여야 함을 알았다. 이때 관Pc만에 의한 동조회전속도는 공명회전속도와 일치되도록 하여야 한다.

4.2.3. 공명기 치수에 의한 영향

이상의 검토결과에 의하면 공명기에 의하여 체적효율특성은 달라지고 공명기의 공명주파수(공명회전속도)를 고려함으로써 바람직한 흡기계를 설계할 수 있음을 알았다. 그러나 공명기의 공명주파수는 Vr, Lr, 및 Dr에 의하여 결정되므로 동일한 공명주파수를 갖는 공명기는 많이 존재한다.

Fig. 7은 이상에서 검토한 결과를 설계한 예로서 공명회전속도를 3000RPM, 관직경Dr을

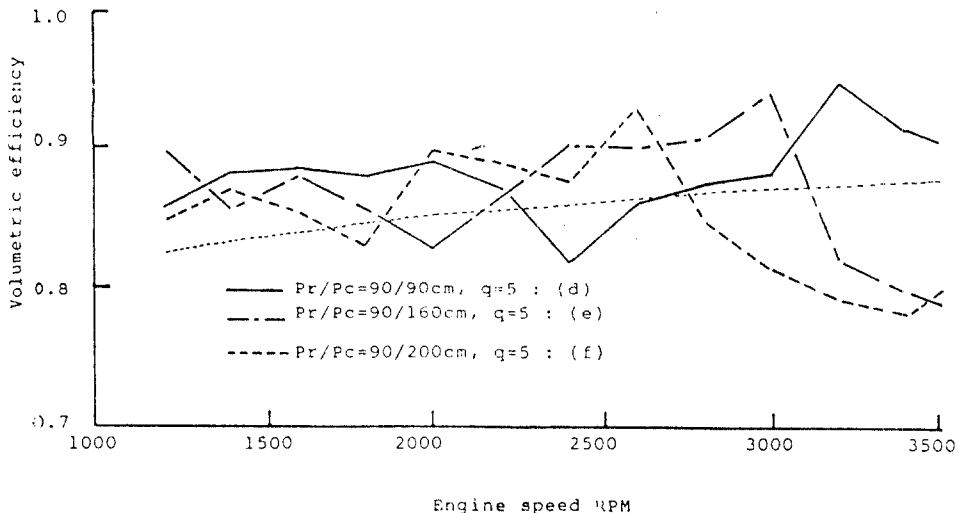


Fig. 6 Calculated results of volumetric efficiencies (Pc: varied)

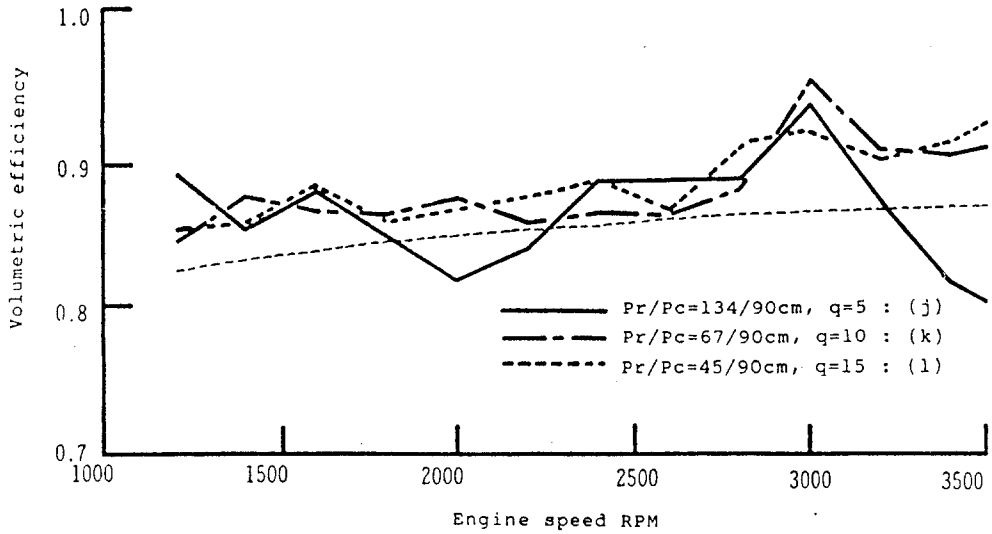


Fig. 7 Calculated results of volumetric efficiencies (q: varied)

4cm로 일정하게 유지하고 공명실Vr의 용적비 q를 5, 10, 15로 변경한 경우의 계산결과이다. 그림에서 공명실Vr이 커짐에 따라 체적효율의 최고, 최저치의 폭이 감소하여 넓은 범위에 걸쳐서 평탄한 체적효율곡선을 얻을 수 있음을 알 수 있다. 이 결과로부터 본 대상기관의 경우 q는 10-15정도가 적합한 것으로 판단

된다.

4.2.4. 공명회전속도의 변화에 의한 영향

Fig. 8은 q를 15로하여 공명회전속도를 2600 RPM, 3000RPM, 3400RPM으로 변화시킨 계산결과이다. 단, 관Pc의 길이는 일정하게 하였다. 관Pc만이 있는 흡기계와 비교하여 저속

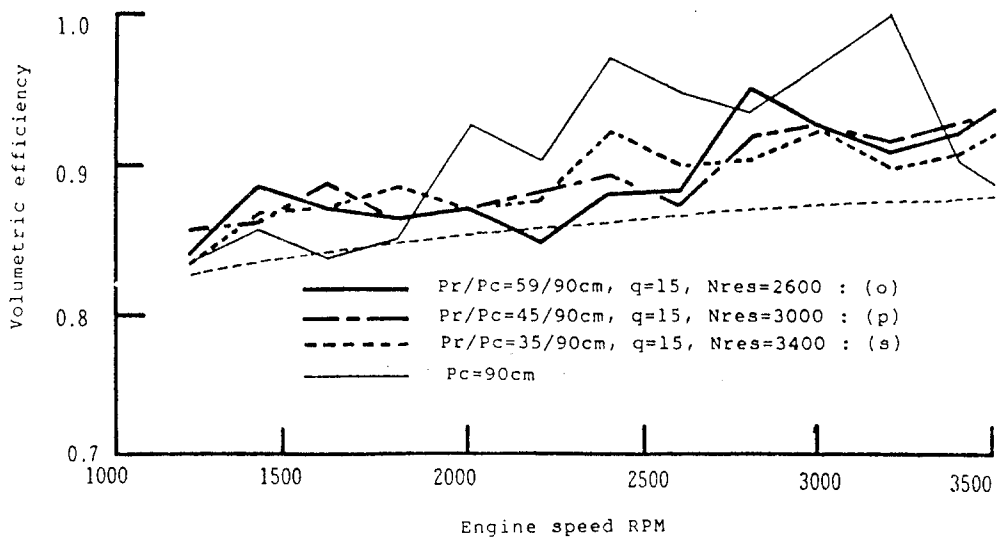


Fig. 8 Calculated results of volumetric efficiencies (frequency of resonator: varied)

에서 체적효율은 향상되고 고속에서도 체적효율의 저하가 적게되어 결과적으로 높으면서도 평탄한 체적효율특성이 얻어졌음을 알 수 있다.

공명기의 공명회전속도가 저속으로 이동함에 따라 저속영역에서의 체적효율향상영역이 더욱 저속으로 이동하고 있으나 그폭은 적고 전반적인 체적효율곡선 양상은 거의 유사하나 공명회전속도가 2600RPM인 경우는 다소 효율이 저하는 영역이 나타남을 보여주고 있다.

5. 최적흡기계의 설계 및 그의 성능

앞에서 고찰한 결과의 타당성을 증명하기 위하여 체적효율곡선을 평탄하면서도 높힐 수 있는 공명기를 이용한 흡기계를 설계 제작하여 실제기관에 장착하여 실험하였으며 그 결과를 계산결과와 함께 Fig. 9에 보인다.

앞의 검토결과로부터 흡기계(p)를 채택하였다. Fig. 9에서 계산결과는 Fig. 8에서의 계산결과와 다소 차이가 있으나, 이는 공시기관의 실험조건을 고려하여 흡기관내에 벽면온도를 350K에서 450K로 변경하여 계산하였기 때문이다.

실험결과와 계산결과는 앞에서 언급된 Fig. 2의 양상과 유사하고 비교적 잘 일치하고 있으며, 저고속영역에서 다소 차이가 나는 것은 Fig. 2의 경우와 같은 이유로 생각된다. 따라서 본 연구에서 개발된 흡기계 설계방법의 신뢰성을 확인할 수 있다.

6. 결 론

흡기계에 공명기를 설치하고 공명기의 효과에 관하여 기관성능 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 계산한 다음 검토분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 흡기관계에 공명기를 이용하면 평탄하면서도 높은 체적효율곡선을 얻을 수 있다.
- 2) 이를 위한 최적흡기계의 설계방법을 확립하였다.
 - 흡기관만에 의한 동조회전속도가 고속영역에 존재하도록 기본적인 흡기관의 길이를 결정하고
 - 고속영역에서 체적효율의 저하를 감소시키기 위해 그 동조회전속도와 가까운 공명회전수를 갖는 공명기를 설계한다.
 - 전흡기계의 동조를 고려하여 공명기와 흡

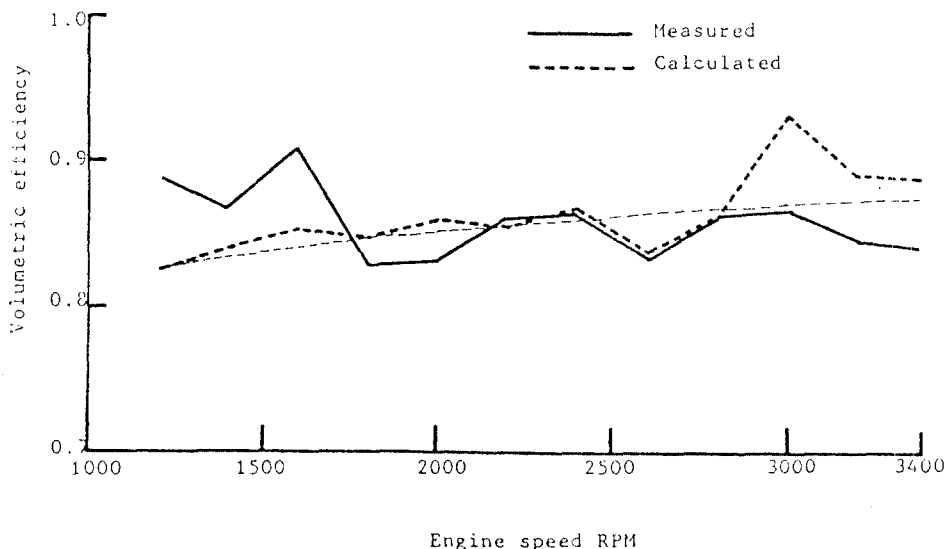


Fig. 9 Comparison of volumetric efficiencies calculated and measured (intake system : (p))

기관을 수정한다. 이때 공명기와 흡기관만에 의한 두 동조회전속도를 접근시키는 것이 바람직하다.

3) 넓은 영역에서 높은 체적효율을 얻기 위해서는 공명실의 용적을 증가시키는 것이 바람직하다. 본 연구에 있어서 공명실과 행정용적의 비는 10-15내외가 적절한 것으로 판단된다.

4) 관직경을 밸브직경에 가깝게 설정함으로써 한층 평탄한 체적효율곡선이 얻어졌으나 차후 더욱 많은 계산결과의 검토가 필요하다고 생각된다.

본 연구에서는 단기통기관을 대상으로 검토하였으나 다시린다 기관에 있어서도 검토할 필요가 있으며 유사한 결론을 얻게 될 것으로 생각된다.

참고문헌

1) Shimamoto Y., et al., 1987, "An Attempt to

Improve the Characteristics of Volumetric Efficiency by Resonator in 4-Stroke Diesel Engine" JSME Int. J., Vol. 30, No. 259, pp. 116-122.

- 2) 畑 外, 1981, "2사이클기관의 흡배기 개량에 관하여" 內燃機關, 20권 2호.
- 3) 畑村耕一外, 1987, "JE型, V型 6氣筒 엔진과 吸氣시스템의 開發", 日本自動車技術 Vol. 41, No. 9.
- 4) 최재성, "흡·배기계통을 포함한 4행정디젤기관의 성능예측 시뮬레이션 프로그램의 개발" 한국박용기관 학회지 제13권 제3호, 1989.
- 5) 嶋本讓, "吸排氣管效果의 利用(上)" 內燃機關, Vol. 19, No. 108, 1980.