

공기압 구동장치의 에너지효율 평가 Evaluation of Energy Transfer Efficiency of Pneumatic Driving Apparatus

장지성 · 지상원

J. S. Jang and S. W. Ji

(접수일 : 2011년 05월 20일, 수정일 : 2011년 05월 20일, 채택확정 : 2011년 07월 22일)

Key Words : Compressed air(압축공기), Energy Transfer Efficiency(에너지 전달효율), Evaluation Equation(평가식), Pneumatic Driving Apparatus(공기압 구동장치)

Abstract : In this study, an evaluation equation of energy efficiency of pneumatic driving apparatus is proposed. The evaluation equation is derived from state equation and energy equation of air in a control volume, and, the equation of motion of a moving part of a pneumatic cylinder. As a result, distribution of consumption energy and energy efficiency of pneumatic driving apparatus can be analyzed quantitatively. The effectiveness of the proposed method is proved by a pneumatic cylinder driving apparatus using a meter-out driving method.

1. 서 론

공기압 구동장치는 취급이 간단하고 저렴한 가격으로 자동화 시스템을 구축할 수 있으므로 산업 현장에서 폭넓게 사용되고 있다. 공기압 구동장치가 우리나라 산업현장 전체의 에너지 소비량 중에서 어느 정도의 비율을 차지하고 있는지는 명확하지 않지만, 일본의 예를 들면 1996년을 기준으로 공기압 구동장치의 전기에너지 소비량이 제조현장 전체의 전기에너지 소비량의 10~15[%]정도를 차지하고 있는 것으로 알려져 있다.¹⁾ 우리나라의 산업 구조가 일본과 유사하고 또한, 최근의 산업현장 자동화 현황을 생각한다면 국내 제조현장에서 공기압 구동장치가 소비하는 에너지는 상기의 비율보다 상당히 많을 것으로 판단된다. 그러므로, 공기압 구동장치의 에너지 절감은 산업현장 전체의 에너지 절감을 위하여 중요한 과제로 생각할 수 있다.

공기압 구동장치는 다른 구동 방식과 비교하여 에너지 효율이 낮다고 평가되고 있고, 이러한 평가 기준으로는 압축기로 공급한 전기에너지와 해당 압축기로 구동하는 공기압 장치 전체의 공급압력 및

소비유량을 이용한 평가방법이 사용되고 있다.²⁾

그러나, 이러한 평가방법으로는 산업현장에서 사용되고 있는 공기압 구동장치 전체의 에너지 소비 효율을 개략적으로 판단할 수는 있지만, 공기압 구동장치 자체의 에너지효율을 판단할 수 없으므로 에너지 절감 차원에서의 공기압기기 설계 등에는 활용할 수 없고, 또한 산업현장에 설치된 공기압 구동장치 각각의 실제 출력을 기준으로 공기압 구동장치의 에너지효율을 제시할 수도 없다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 공기압 구동장치 내부의 압축공기가 대기압까지 등온팽창 하는 에너지를 입력 에너지, 공기압 구동장치의 체적과 내부 압력을 이용한 에너지를 출력에너지로 정의하여 공기압 구동장치 자체의 에너지효율과 에너지 소비형태를 평가할 수 있는 방법이 제시되어 있다.^{3~4)} 그러나, 공기압 구동장치는 구동 도중에 액추에이터 내부 공기가 대기압까지 등온팽창 하는 경우가 없으므로 상기한 방법을 이용하여 에너지효율과 에너지 소비형태를 정확하게 평가할 수 없다.

본 논문에서는 공기압 구동장치의 에너지 소비형태 분석과 이를 통한 에너지효율 평가를 목적으로 공기의 상태방정식과 에너지방정식을 이용한 에너지효율 평가식을 제안한다. 제안한 평가식은 실린더 내부의 사용가능 에너지를 입력에너지, 구동장치의 출력을 출력에너지로 정의하였고, 열전달을 통한 대

장지성(교신저자) : 부경대학교 기계시스템공학과
E-mail : jangjs@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6196
지상원 : 부경대학교 기계시스템공학과

기와의 열교환을 고려하였으므로 공기압 구동장치 자체의 소비에너지를 실제 상황에 가깝게 평가할 수 있다. 또한, 입력에너지가 출력에너지로 변환되는 과정에서의 에너지 소비형태를 분석할 수 있으므로 공기압 구동장치의 에너지효율 향상뿐만 아니라 산업체 제조현장의 에너지 소모량 절감에 기여할 수 있을 것으로 판단된다.

2. 소비에너지 분석 및 에너지효율 평가식

2.1 압력용기 가압 및 감압 장치

본 절에서는 압력용기를 가압 또는 감압하는 경우에 사용할 수 있는 압력용기 내부 공기의 유효에너지 계산식을 제시한다.

Fig. 1은 압력용기의 개략도를 나타낸다. Fig. 1에서 사용한 기호는 다음과 같다.

P_1 : 용기내부 압력[Pa], P_a : 대기 압력[Pa], P_s : 공급 압력[Pa], S_{e1} : 가압용 제어밸브 유효단면적[m²], S_{e2} : 감압용 제어밸브 유효단면적[m²], T_1 : 용기내부 온도[K], T_a : 대기 온도[K], T_s : 공급공기 온도[K], V_1 : 용기체적[m³]

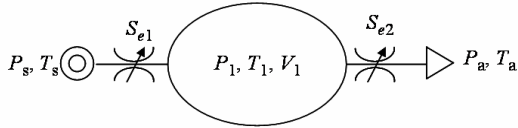


Fig. 1 Schematic diagram of an air charging or discharging apparatus with a pressurized container

2.1.1 가압과정

Fig. 1에 나타난 장치에서 S_{e2} 를 0으로 설정하고 용기내부 공기의 상태방정식과 에너지방정식, 유량방정식을 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$V_1 \frac{dP_1}{dt} = G_1 RT_1 + W_1 R \frac{dT_1}{dt} \quad (1)$$

$$G_1 RT_a + G_1 C_v T_a + Q = G_1 C_v T_1 + W_1 C_v \frac{dT_1}{dt} \quad (2)$$

$$\frac{P_1}{P_s} \leq 0.528$$

$$G_1 = S_{e1} P_s \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_s} \left(\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right)}$$

$$\frac{P_1}{P_s} > 0.528$$

$$G_1 = S_{e1} P_s \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_s} \left(\left(\frac{P_1}{P_s} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_1}{P_s} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (3)$$

식 (1)~(3)에서 사용한 기호는 다음과 같다.

G_1 : S_{e1} 을 통과하는 공급공기 질량유량[kg/s], R : 기체상수[J/(kgK)], W_1 : 용기내부 공기질량[kg], C_v : 정적비열[J/(kgK)], Q : 대기와의 열전달동력[J/s]

식 (1)과 (2)의 좌·우변 항을 각각 더하여 정리하면 다음 식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} V_1 \frac{dP_1}{dt} + Q &= G_1 C_p (T_1 - T_a) + W_1 C_p \frac{dT_1}{dt} \\ &= k G_1 R T_1 + k Q \end{aligned} \quad (4)$$

식 (4)는 압력용기를 가압할 때의 에너지 보존법칙을 나타내고, k 는 비열비, C_p 는 정압비열을 각각 나타낸다. 유체마찰에 의한 손실이 없고, 열에너지가 모두 일로 바뀔 수 있다고 가정한다면 식 (4)의 좌변항을 적분하여 압축 후 용기 내부 공기의 유효에너지를 구할 수 있다. 이 때, 단열압축으로 가정하면 단열압축의 정의로부터 $Q=0$, 등온압축으로 가정하면 식 (2)로부터 $Q = -G_1 R T_a$ 로 정의할 수 있다. 그 이외에는 $Q = h \cdot S_h (T_a - T_1)$ 로 기술할 수 있다. 이 때, h 는 열전달율[W/(m²K)], S_h 는 열전달면적[m²]을 각각 나타낸다. 식 (4)로부터 단열압축 하는 경우보다 등온압축 및 열교환이 발생하는 압축과정에서 용기 내부에 더 많은 유효에너지가 저장됨을 추측할 수 있고, 이 결과는 압축과정을 등온, 단열, 폴리트로픽으로 가정한 기존 결과⁵⁾와 동일한 경향을 보임을 알 수 있다.

2.1.2 감압과정

Fig. 1에 나타난 장치에서 S_{e1} 을 0으로 설정하면 용기내부 공기의 상태방정식과 에너지 방정식, 유량 방정식을 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$V_1 \frac{dP_1}{dt} = G_2 R T_1 + W_1 R \frac{dT_1}{dt}, \quad (5)$$

$$G_2 R T_1 + Q = W_1 C_v \frac{dT_1}{dt} \quad (6)$$

$$\frac{P_a}{P_1} \leq 0.528$$

$$G_2 = S_{e2} P_1 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_1} \left(\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right)}$$

$$\frac{P_a}{P_1} > 0.528$$

$$G_2 = S_{e2} P_1 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_s} \left(\left(\frac{P_a}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_a}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (7)$$

식 (5)~(7)에서 G_2 는 S_{e2} 를 통과하는 방출공기 질량 유량을 나타낸다. 식 (4)를 유도할 때와 동일한 방법으로 식 (5), (6)을 정리하면 용기 내부를 감압할 때의 에너지 보존법칙을 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$V_1 \frac{dP_1}{dt} + Q = W_1 C_p \frac{dT_1}{dt} = kG_2 RT_1 + kQ \quad (8)$$

식 (8)에서 감압과정을 단열팽창으로 가정하면 $Q=0$, 등온팽창으로 가정하면 식 (6)에서 $Q = -G_2 RT_1$, 그 이외에는 $Q = h \cdot S_h (T_a - T_1)$ 로 두면 되고, 좌변항을 적분하여 용기 내부 공기가 대기로 팽창할 때의 유효에너지를 구할 수 있다. 식 (8)을 살펴보면 식 (4)와 같이 등온팽창 및 열교환이 발생하는 팽창과정이 단열팽창 하는 경우보다 용기 내부 유효에너지를 더 많이 사용할 수 있음을 추측할 수 있고, 이 결과 역시 팽창과정을 등온, 단열, 폴리트로픽으로 가정한 기존 결과⁵⁾와 동일한 경향을 보임을 알 수 있다.

2.2 공기압 실린더 구동장치

본 절에서는 공기압 구동장치 중, 현장에서 많이 사용되는 공기압 실린더를 이용한 구동장치를 대상으로 에너지효율 평가식을 제시한다.

Fig. 2는 실린더 구동장치의 개략도를 나타낸다. Fig. 2에서 사용한 기호는 다음과 같다.

d : 피스톤 직경[m²], x : 피스톤 변위[m], L : 피스톤 전 스트로크[m], M : 부하질량[kg]

Fig. 2에서 피스톤이 화살표 방향으로 이동한다면 $d(V_1+V_d)/dt = A \cdot v = -d(V_2+V_d)/dt$ 이므로 양 실린더실의 상태방정식과 에너지방정식을 각각 식 (9), (10)과 식 (11), (12)로 나타낼 수 있다. 식 (13)은 실린더 피스톤의 운동방정식을 나타낸다.

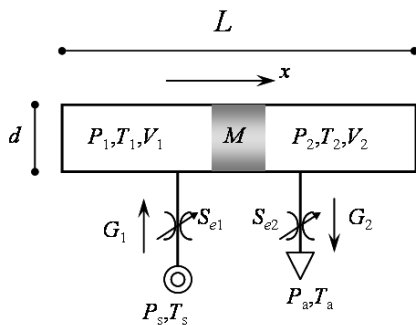


Fig. 2 Schematic diagram of a pneumatic cylinder driving system

$$(V_1 + V_d) \frac{dP_1}{dt} + P_1 A v = G_1 R T_1 + W_1 R \frac{dT_1}{dt} \quad (9)$$

$$G_1 R T_a + G_1 C_v T_a + Q_1 - P_1 A v = G_1 C_v T_1 + W_1 C_v \frac{dT_1}{dt} \quad (10)$$

$$(V_2 + V_d) \frac{dP_2}{dt} - P_2 A v = G_2 R T_2 + W_2 R \frac{dT_2}{dt} \quad (11)$$

$$G_2 R T_2 + Q_2 + P_2 A v = W_2 C_v \frac{dT_2}{dt} \quad (12)$$

$$P_1 A - P_2 A = M a + b v + \mu M g \quad (13)$$

식 (9)~(13)에 사용된 기호는 다음과 같다.

A : 피스톤 수압면적[m²], V_d : 데드볼륨[m³], a : 피스톤 가속도[m/s²], v : 피스톤 이동속도[m/s], μ : 정마찰계수, g : 중력가속도[m/s²]

식 (9)~(13)에 기술되어 있는 실린더로 공급되거나 실린더에서 방출되는 질량유량 G_1 및 G_2 는 각각 식 (3)과 (7)에 나타낸 유량식을 사용한다.

식 (4)와 식 (8)을 도출할 때와 같은 방법으로 식 (9), (10)의 좌·우변 항과 식 (11), (12)의 좌·우변 항을 각각 더하여 정리하면 다음 식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} (V_1 + V_d) \frac{dP_1}{dt} + Q_1 + kP_1 A v \\ = G_1 C_p (T_1 - T_a) + W_1 C_p \frac{dT_1}{dt} + kP_1 A v \\ = kG_1 R T_a + kQ_1 \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} (V_2 + V_d) \frac{dP_2}{dt} + Q_2 - kP_2 A v \\ = W_2 C_p \frac{dT_2}{dt} - kP_2 A v = kG_2 R T_2 + kQ_2 \end{aligned} \quad (15)$$

식 (14)와 (15)는 Fig. 2의 화살표 방향으로 실린더 피스톤이 이동할 때, 좌·우측 실린더실의 에너지 보존법칙을 나타낸다. 이 때, 좌·우측 실린더실의 상태변화를 단열로 가정하면 $Q_1=0, Q_2=0$, 등온으로 가정하면 식 (10), (12)로부터 $Q_1=G_1 \cdot C_v \cdot T_1 - G_1 \cdot C_p \cdot T_a + P_1 \cdot A \cdot v, Q_2=-G_2 \cdot R \cdot T_2 - P_2 \cdot A \cdot v$, 그 이외에는 $Q_1=h_1 \cdot S_{h1} (T_a - T_1), Q_2=h_2 \cdot S_{h2} (T_a - T_2)$ 로 나타낼 수 있고, 식 (14), (15)를 적분하면 가압측 실린더 실 공기의 유효에너지 및 감압측 실린더 실 공기의 유효에너지를 알 수 있다.

실린더 피스톤이 Fig. 2에 나타낸 화살표 방향으로 이동할 때 피스톤으로 전달되는 에너지와 피스톤 구동에 소비되는 에너지는 식 (13)을 이용하여 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$P_1Ax = P_2Ax + Max + bvx + \mu Mgx \quad (16)$$

식 (14)의 좌변 항과 식 (16)을 비교해 보면 가압측 실린더 실 공기의 유효에너지 중 피스톤으로 전달된 에너지는 $P_1 \cdot A \cdot x$ 이고, 이는 가압측 실린더 실 공기가 피스톤으로 전달하는 역학적 에너지인 $P_1 W_1 / \rho_1$ 에 해당함을 알 수 있다. 결국, 가압측 실린더 실 유효에너지는 피스톤으로의 역학적 에너지 전달($P_1 Av$), 실린더 실 내부 공기의 압축($(V_1 + V_d)dP_1/dt$, 대기와의 열교환(Q_1), 내부에너지 변화($(k-1)P_1 Av$)에 사용되는 것으로 생각할 수 있다. 피스톤이 일정한 속도로 이동할 때 실린더 실 내부 압력과 온도의 시간변화가 없다⁶⁾는 점을 생각한다면 식 (15)에 나타낸 $P_2 Av$ 는 피스톤의 속도제어에 사용되는 동력임을 알 수 있고, 이로부터 식 (16)의 $P_2 \cdot A \cdot x$ 는 피스톤의 속도제어에 소비되는 에너지임을 유추할 수 있다. 식 (16)의 우변에 기술한 나머지 항은 피스톤의 가속에 소비되는 에너지와 마찰부하의 극복에 소비되는 에너지를 나타낸다. 이상의 결과를 정리하면 식 (14), (16)으로부터 가압측 실린더 실 공기 유효에너지의 소비형태를 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} & \int_{t_1}^{t_2} \left\{ (V_1 + V_d) \frac{dP_1}{dt} + Q_1 + (k-1)P_1 Av + \right. \\ & \quad \left. P_2 Av + Max + (Bv + \mu Mg)v \right\} dt \\ &= \int_{t_1}^{t_2} \{ PO_c + PO_h + PO_i + PO_v + PO_a + PO_L \} dt \\ &= E_c + E_h + E_i + E_v + E_a + E_L \quad (17) \end{aligned}$$

식 (17)에서 E_c 는 압축에너지, E_h 는 대기와의 열교환에너지, E_i 는 내부에너지, E_v 는 속도제어에너지, E_a 는 피스톤의 가속에 소비되는 에너지, E_L 은 마찰부하에 대하여 소비되는 에너지를 나타낸다. $PO_c \sim PO_L$ 은 각각 $E_c \sim E_L$ 에 해당하는 에너지의 시간변화율을 나타내고, t_1 과 t_2 는 각각 실린더구동 시작시각과 종료시각을 나타낸다.

공기압 실린더 구동장치는 다양한 방식으로 사용되지만, 산업현장에서 가장 많이 사용되는 미터아웃 구동장치에서는 피스톤이 Fig. 2에 나타난 화살표 방향으로 이동하여 실린더 끝단에 도달하면 좌측 실린더실 내부 공기는 피스톤에 대한 에너지전달을 끝내게 되고, 피스톤이 반대 방향으로 이동할 때 모두 대기 중으로 버려진다.

그러므로, 부하와 실린더 최대출력과의 비로 정의되는 부하율⁷⁾ α 를 이용하여 공기압 실린더를 선정

한다면 실린더의 에너지효율 η 를 식 (18)로 나타낼 수 있다.

$$\eta = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \{ \alpha (P_s - P_a) Av \} dt}{\int_{t_1}^{t_2} \left\{ (V_1 + V_d) \frac{dP_1}{dt} + Q_1 + kP_1 Av \right\} dt} \quad (18)$$

3. 소비에너지 분석 및 효율 평가

본 논문에서 이용한 미터아웃 구동장치의 물리 파라미터를 Table 1에 나타낸다. Table 1에서 실린더 직경 d 는 부하질량과 부하율을 이용하여 산출하

Table 1 Physical parameters of the cylinder meter-out driving apparatus

A [m ²]	$\pi d^2/4$	R [J/(kgK)]	287
b [N/(m/s)]	40	S_{e1} [mm ²]	5
C_p [J/(kgK)]	1005	S_{e2} [mm ²]	3
C_v [J/(kgK)]	718	S_{h1} [m ²]	$\pi dx + 2A$
d [m]	0.025	S_{h2} [m ²]	$\pi d(L-x) + 2A$
g [m/s ²]	9.8	T_a [K]	293
h [W/(m ² K)]	50	T_s [K]	293
k	1.4	V_1 [m ³]	$V_d + Ax$
L [m]	0.3	V_2 [m ³]	$V_d + A(L-x)$
M [kg]	50	V_d [m ³]	$3.25 \cdot 10^{-5}$
P_a [Pa]	101300	α	0.5
P_s [Pa]	601300	μ	0.1

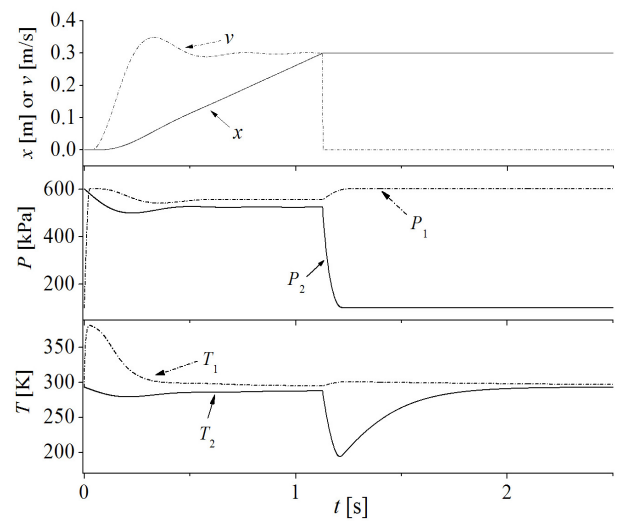


Fig. 3 Response of position, velocity, pressure and temperature on the pneumatic cylinder meter-out driving

였고, 실린더 감압측 밸브의 유효단면적 S_{e2} 는 피스톤이 진행정을 움직이는 시간이 1초 이내가 되도록 설계한 값을 사용하였다.

식 (9)~(13)과 Table 1에 나타난 파라미터를 이용한 수치해석 결과를 Fig. 3에 나타낸다.

Fig. 3에서 상단의 그림은 피스톤 위치와 속도를 나타내고, 중단과 하단의 그림은 각각 실린더 내부 압력변화와 온도변화를 나타낸다. Fig. 3에서 실린더 구동초기와 끝 부분에서 압력과 온도가 변화하고, 설정한 속도로 등속구동 되는 동안에는 압력과 온도가 변화하지 않는 미터아웃 구동시의 전형적인 응답특성⁸⁾이 잘 나타나고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4에는 Fig. 3에 나타난 결과와 식 (17)을 이용하여 계산한 실린더 구동 중의 소비에너지에 대한 시간변화율을 나타낸다.

Fig. 5는 Fig. 4에 나타난 결과 중에서 피스톤으로 전달되는 역학적 에너지의 시간변화율을 의미하는 PO_v , PO_a , PO_L 을 나타내고, Fig. 6은 식 (17)을 이용하여 계산한 실린더 구동 중의 소비에너지 분포를 나타낸다.

Fig. 4~6으로부터 실린더 구동 초기부분과 끝부분에 압축에너지 E_c , 대기와의 열교환에너지 E_h , 피스톤의 가속에 소비되는 에너지 E_a 가 나타남을 알 수 있다. 이 때, Fig. 6으로부터 E_a 는 무시할 수 있을 만큼 작고, 또한, E_c 와 E_h 도 큰 비중을 차지하지 않고 있음을 알 수 있다. 또한, 마찰부하에 대하여 소비되는 에너지 E_L 도 수 %에 지나지 않음을 알 수 있다. 그러므로, 공기압 실린더 실로 공급된 유효에너지는 속도제어에너지 E_v 와 내부에너지 E_i 의 형태로 가장 많이 소비됨을 알 수 있다.

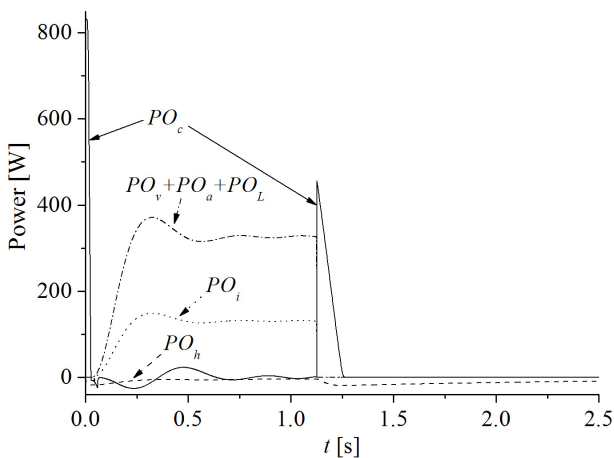


Fig. 4 Power distribution on the pneumatic cylinder meter-out driving

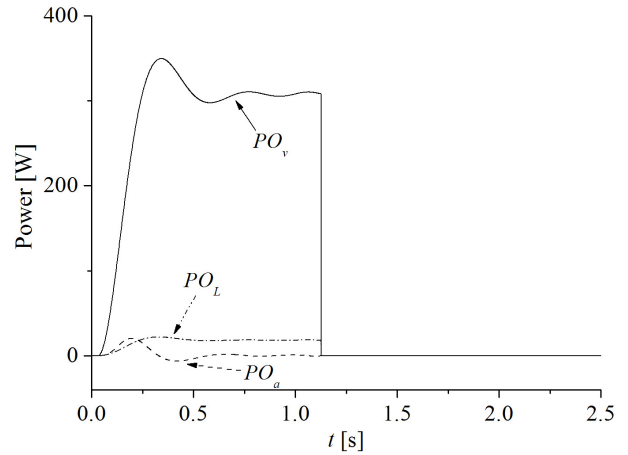


Fig. 5 Distribution on the power transferred to the piston during meter-out driving

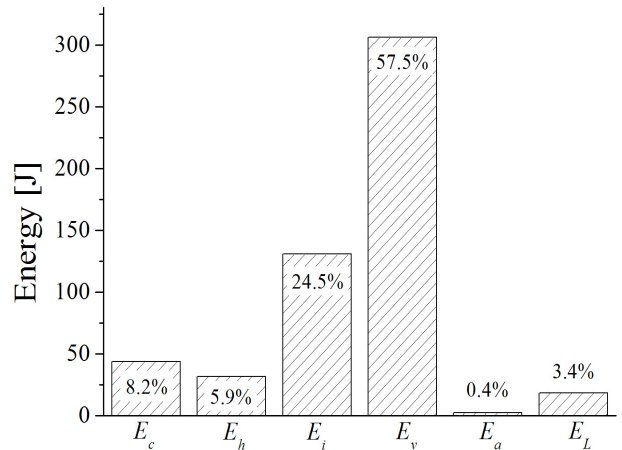


Fig. 6 Energy distribution on the pneumatic cylinder meter-out driving

식 (18)을 이용하여 Table 1에 나타난 구동장치의 효율 η 를 계산하면 27.6%가 된다. 이 결과는 공기압 실린더 내부 공기가 대기압까지 등온팽창하는 경우⁴⁾와 비교하여 약간 낮은 값을 가지지만, 본 논문에서는 열전달을 통한 대기와의 열교환을 고려하였으므로 대기와의 열교환에 유효에너지가 소모된다는 사실을 감안 한다면 계산결과가 타당한 것으로 판단된다.

전술한 바와 같이 부하질량과 마찰부하에 소비되는 에너지는 수 %이내이므로 부하질량과 마찰부하의 크기가 2배 이상 변화하여도 구동장치의 소비에너지 변화에 미치는 영향이 미미함을 유추할 수 있다. 또한, 공기압실린더 구동장치에서 열교환에너지를 인위적으로 조절하는 것은 거의 불가능하다.

그러므로, 공기압 실린더 구동장치의 소비에너지를 감소시키기 위해서는 데드볼륨을 감소시켜서 압

축에너지 E_c 를 절약하거나 공급압력 P_s 를 감소시켜서 구동압력 P_1, P_2 를 낮게 유지시키는 방법이 유효함을 알 수 있다.

Fig. 7은 Table 1에 나타난 파라미터 중, 공급압력 P_s 를 변화시켰을 때의 소비에너지(■)와 미터-아웃방식으로 실린더 피스톤이 전행정을 움직이는 시간(●)의 변화를 나타낸 결과이다.

공급압력이 300에서 700[kPa]로 증가할 때, 소비에너지는 약 270[J]에서 620[J]로 급격히 증가하지만 이동시간은 약 3[%] 정도 증가하는 데 불과하므로 이 결과로부터 전술한 공급압력 감소에 의한 에너지절약방안의 타당성을 확인할 수 있다.

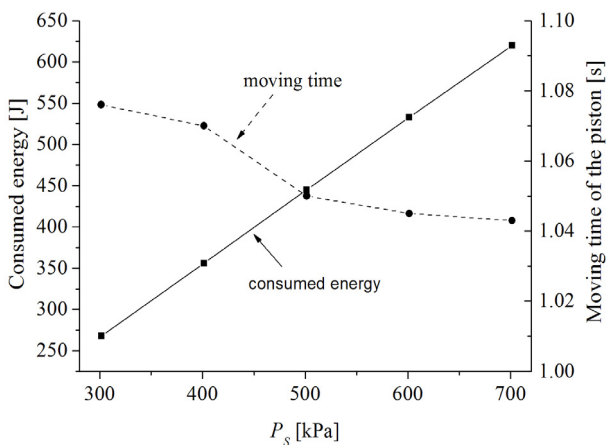


Fig. 7 Change of the moving time and consumed energy according to the change of the supply pressure P_s

4. 결 론

본 논문에서는 공기압 구동장치의 에너지 소비형태 분석과 이를 통한 에너지효율 평가를 목적으로 공기압 실린더 구동장치의 에너지 소비형태 평가식 및 에너지효율 평가식을 제안하였다.

제안한 평가식은 공기의 상태방정식과 에너지방정식 그리고 부하의 운동방정식을 이용하여 도출하였으므로 공기압 실린더가 구동될 때 소비하는 각종 에너지 분포를 분석할 수 있었고, 이를 통하여 공기압 실린더 구동장치의 소비에너지 절약을 위한 기본 방침을 도출할 수 있었다.

본 연구에서 얻어진 에너지 소비형태 평가식과 에너지효율 평가식을 활용하면 공기압 구동 시스템의 에너지 낭비 요인을 진단하여 제거할 수 있고, 또한, 공기압 구동시스템의 설계단계에서 제안한 평

가식을 적용하면 최적의 구동압력, 유량, 액추에이터 및 밸브의 사이즈, 배관 사이즈 등을 도출할 수 있게 되므로 저 에너지 소비형 공기압 구동시스템을 구축할 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2009학년도 부경대학교 연구년 교수 지원사업에 의하여 연구되었음(PS-2009-016)

참고 문헌

1. Takahashi, T., 1996, "Energy Saving for Pneumatic Systems," Journal of the Japan Hydraulics and Pneumatics Society, Vol. 27, No. 3, pp. 362-365.
2. Terashima, Y., Kawakami, Y. and Kawai, S., 2000, "An Approach for Energy Conservation in Pneumatic Systems(1st Report)," Trans. of The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 31, No. 6, pp. 157-163.
3. Cai, M., Fujita, T. and Kagawa, T., 2001, "Energy Consumption and Assessment of Pneumatic Actuating Systems," Trans. of The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 32, No. 5, pp. 118-123.
4. Cai, M., Fujita, T. and Kagawa, T., 2002, "Distribution of Air Available Energy in Pneumatic Cylinder Actuation," Trans. of The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 33, No. 4, pp. 91-98.
5. Sherwin, K. and Horsley, M., 1996, "Thermofluids", Chapman & Hall, pp. 142-147.
6. 日本油空壓學會, 1989, "油空壓便覽", 오ーム社, pp. 428-430.
7. 日本油空壓工業會, 1990, "實用空氣壓ポケットブック", 타카라印刷紙工株式會社, p. 363.
8. Jang, J. S., Kagawa, T., Fujita, T. and Sakaki, T., 1997, "Study on the Dynamic Characteristics of a Pneumatic Cylinder System", Trans. of The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 28, No. 4, pp. 444-450.