유공압시스템학회지 제1권 제3호 pp. 39~46 2004년 9월

유압 피스톤 펌프 · 모터의 효율에 관하여
Efficiency of a Hydraulic Piston Pump · Motor

정헌술 · 김형의 · 김종기
H. S. Jeong, H. E. Kim and J. K. Kim

1. 서 론

유압장치는 단위 중량당 동력의 크기가 크고, 대량의 동력전달이 용이하며, 직선운동과 회전운동을 용이하게 구현할 수 있기 때문에, 건설 중장비, 하역운반기계, 자동차, 선박, 항공기 등 다양한 분야에서 사용되고 있다. 유압장치 중에 유압동력원을 발생시키는 유압펌프와 유압 에너지를 기계적 동력으로 변환시키는 유압모터가 전체 유압시스템의 성능을 결정하는 핵심 요소라고 할 수 있다. 이러한 유압장치들은 각기의 용도에 적합한 고유의 부하조건 즉 회전속도와 토크 또는 압력 하에서 작동되는 것이 일반적이다. 따라서, 에너지 관점에서 효율적인 유압장치를 구성하기 위해서는, 사용조건에서 가장 효율이 높은 유압펌프와 모터를 선정하거나 설계 제작하여야 할 필요성이 대두된다.

그런데 유압장치 제작사에서 시판되는 모델들은 고유의 효율특성 및 최대 효율 작동점이 이미 결정되어 있으며, 대상 장치에서 요구되는 작동점에서 최대효율을 지닌 유압펌프 · 모터를 새로이 개발한다는 것은 현실적으로 시간 및 비용이 많이 소요될 것으로 예상되며, 기술적으로도 매우 어려운 작업으로 알려져 있다. 그럼에도 불구하고 각자 사용영역에서 최대효율을 나타내는 유압동력원에 대한 요구는 여전하며, 이러한 문제를 해결하기 위한 노력의 일환으로, 유압펌프 · 모터의 설계단계에서 유압장치의 효율특성을 예측하고자 하는 연구가 유럽 및 국내에서 일부 진행되고 있다.

본 해설에서는 일반적인 유압펌프의 성능특성과 피스톤 펌프 · 모터의 구조 및 작동원리, 효율에 영향을 미치는 요소, 효율의 정의, 효율측정 방법, 수학적 효율모델 등 유압 펌프 · 모터의 효율 전반에 관하여 소개한다.

2. 일반적인 유압펌프 · 모터의 성능 특성

유압펌프의 기본적인 구조와 작용에 대한 고안이 16세기경부터 수력기계의 한 분야로서 구현된 이래, 일반 산업용으로 사용되는 현재의 유압펌프의 종류는 크게 기어펌프, 베인펌프와 피스톤펌프로 구분되며, 이러한 펌프의 작동영역, 효율 및 성능특성을 요약하면 표 1과 같다[1]. 일반적으로 피스톤펌프는 고압대용량 고효율 특성을 지니며, 기어펌프와 베인펌프는 상대적으로 저압 고속회전이며 효율이 낮다.

일반적으로 펌프에는 항상 최대효율을 나타내는 입 · 출구 압력차 $\triangle p$가 존재하며, 이 압력차 전후에서는 효율이 떨어진다. 그런데 펌프의 회전속도, 작동유의 온도, 가변 용량형 펌프의 경우 배제용적에 따라 누설유량이 변화하기 때문에, 유압펌프의 효율특성도 운전환경에 따라 상당히 변화한다. 유압유의 온도가 올라가면 점도가 감소하고 점성마찰토크 역시 감소하여, 용적효율 η_v는 감소하고 토크효율 η_t는 증가하며 전체효율 η도 상승한다. 한편 회전속도가 증가하면 누설유량의 비율이 감소하므로 체적효율은 약간 상승하지만, 점성마찰토크는 상승하므로 토크효율은 감소하고 그에 따라 전체효율도 감소하는 경향을 보인다. 가변 용량형 펌프의 배제용적을 줄이는 경우에는 베인펌프와 피스톤펌프 모두 상당히 큰 폭의 효율저하를 보인다.

이와 같이 작동유의 온도 및 점도는 펌프의 효율에 많은 영향을 미치며, 펌프의 종류에 대한 적정점도 및 흡입능력을 정리하면 표 2와 같다.

유압모터의 운전영역 및 효율특성 등을 종류별로 비교 정리하면 다음 표 3 및 표 4와 같다[1].

표 2 유압펌프의 운전점도

펌프 종류 / 점도	베인 펌프	기어 펌프		피스톤 펌프		나사 펌프
		플레인 베어링	롤러 베어링	슬라이딩 피스톤	가이드 피스톤	
최저점도[cSt]	20	25	15	15	12	25
적정점도[cSt]	25	30	25	30	20	75
최대점도[cSt]	1000	1500	1500	600	300	1500
흡입능력[mmHg]	4300	450	450	125	25	450

표 1 유압펌프의 성능 및 효율특성

명칭	분류	배제용적 [cc/rev]	최고압력 [bar]	최고 회전수 [rpm]	최고효율 [%]	먼지에 대한 예민성	흡입 성능
기어펌프	외접형	1-500	10-250	대형-소형 900-4000	70-85	먼지의 영향을 크게 받지 않기 때문에, 작업환경이나 나쁜 곳에서도 사용된다. 이의 마모와 함께 효율이 저하된다.	허용흡입진공도가 높다. (1800 rpm에서 -200 ~ -400 mmHg 까지 허용된다)
	내접형	1-500	5-300	1200-4000	65-90		
베인펌프	평형형	1-350	35-400	1200-3000	70-90	비교적 예민하고, 청정한 기름을 사용할 필요가 있다. 베인이 마모하더라도 효율 저하가 작다.	큰 흡입진공도가 허용되지 않는다. (1800 rpm에서 -100 ~ -200 mmHg)
	비평형형	20-230	35-140	1200-1800	60-70		
액시얼 피스톤 펌프	경사축식	10-1000	210-400	750-3600	88-95	먼지에 대하여 가장 예민. 특히 밸브판이 손상을 받아 효율이 저하된다.	허용 흡입진공도가 작다. (1800 rpm에서 -30 ~ 0 mmHg)
	경사판식	4-500	210-400	750-3600	85-92	먼지에 대하여 경사 축식보다도 예민하고, 밸브판, 슈우의 손상 에 의하여 효율이 저 하되기 쉽다.	경사축식 보다 허용 흡입진공도가 작다.
	회전 경사판식	5-300	140-560	1000-5000	85-90	먼지의 영향을 받기 쉽다.	경사축식과 같은 정도.
레이디얼피스톤펌프	회전 실린더형	6-500	140-250	1000-1800	85-90	액시얼 피스톤 펌프와 거의 같다. 단, 분배축은 밸브판보다는 손상을 잘 안 받는다.	경사축식 액시얼 피스톤 펌프와 같은 정도.
	고정 실린더형	10-200	140-250	1000-1800	80-92		

표 3 유압모터의 각종 특성비교

형식 / 적요	크레센트 기어형	외접 기어형	내접 기어형	베인형	레이디얼 피스톤형		엑시얼 피스톤형	
					고정	가변	고정	가변
평균초기가격지수 (베인 = 1.00)	0.74	0.81	0.93	1.00	1.69	2.94	1.58	2.33
평균질량출력비 (kg/kW)	1.17	0.56	0.56	0.61	0.99	3.26	0.87	2.04
평균유지비수 (베인 = 1.00)	1.09	1.16	1.00	1.00	0.75	1.16	0.56	0.69
압력범위 (bar)	7-35	7-70	7-140	7-175	7-210	7-210	7-350	7-350
속도범위 (rpm)	200-5000	100-3000	100-5000	10-3000	10-2000	10- 2000	10-3000	10-3000
운전토크 (이론치의 %)	70-95	80-85	80-85	85-95	90	90-95	90-95	90-95
시동토크 (이론치의 %)	50-60	70-80	75-85	75-90	80-90	80-90	85-95	85-95
순간과부하토크 (운전치의 %)	110-120	110-120	115-130	120-140	120-140	120-140	120-140	120-140
운전 용적효율(%)	70-85	80-90	85-90	88-94	90-98	90-98	93-98	93-98
운전 전효율(%)	50-80	60-90	60-90	75-90	80-92	80-92	85-95	85-95
정지상태의 누설 (최대유량의 %)	20-30	15-20	10-20	5-15	2-8	2-8	2-8	2-8
내진성 (필터레벨 μ)	200-400	200-400	200-300	100-300	20-200	20-200	20-200	20-200
전부하 평가수명 (시간)	1000-2000	2000-5000	2000-5000	3000-6000	7000-15000	7000-15000	7000-15000	7000-15000
반부하 평가수명 (시간)	2000-3000	5000-10000	5000-10000	7000-15000	15000-25000	15000-25000	15000-25000	15000-25000
신뢰성	가	양	양	양	우	우	우	우
브레이크용 펌프로서의 능력	제한부	양	양	양	우	우	우	우
소음 (SAE에 의한 dB)	62-70	62-80	62-80	70-90	70-90	70-90	70-85	70-85

표 4 유압모터의 성능 및 효율특성

명칭	분류	배제용적 [cc/rev]	최고압력 [bar]	최고회전수 [rpm]	최고효율 [%]
기어 모터	외접형	4-500	90(대형)-210(소형)	900(대형)-3500(소형)	65-85
	내접형	7-560	70-210	1800(대형)-7500(소형)	60-80
평형형 베인 모터	보통 베인형	10-220	35-70	1200(대형)-2200(소형)	65-80
	특수 베인형	25-300	140-175	1800(대형)-3000(소형)	75-85
액시얼 피스톤 모터	경사 축식	5-920	210-400	1000(대형)-6000(소형)	88-95
	경사 판식	4-500	210-400	1200(대형)-4000(소형)	85-92
레이디얼피스톤모터	회전실린더형	6-500	140-250	1000(대형)-1800(소형)	85-92

표에서 알 수 있듯이 유압모터의 효율은 펌프보다 약간 낮은 것이 일반적이며, 작동유의 온도나 회전속도 및 작동압력에 따른 효율의 변화 양상은 유압펌프의 경우와 유사한 경향을 보인다.

3. 사판식 피스톤 펌프 · 모터의 구조 및 작용력

사축식(bent-axis type) 고압 피스톤펌프가 1930년대에 Thoma에 의해 개발되었고 1944년에 이미 무게당 동력비 0.3kg/kw의 펌프가 항공기용으로 실현되었으며, 1950년대에 사판식(swash plate type) 액셜펌프(axial pump)가 성공적으로 실제 산업용 장치에 적용되었다. 하지만 아직도 펌프의 설계단계에서 미리 제작될 펌프의 효율특성을 예측하는 것은 요원한 일로 받아들여지고 있다. 따라서 본 절에서는 피스톤 펌프 · 모터의 작동원리와 각부에 가해지는 작용력들을 살펴보고, 그러한 원인이 무엇에 기인하는지를 가늠해보고자 한다.

3.1 피스톤 펌프 · 모터의 작동원리

사판식 피스톤 펌프 · 모터는 그림 1과 같이 크게 피스톤, 실린더, 슬리퍼, 사판, 밸브판 및 축으로 구성되어 있다. 회전 및 고정요소의 배치방법에 따라서 사판식은 다시 회전 실린더형과 회전 사판형(고정 실린더형)으로 구분된다. 본절에서 회전 실린더형의 모터작용시 각 부품의 작동원리를 간략히 살펴본다.

피스톤이 IDP(inner dead point, 실린더 내부로 깊숙이 들어가 있는 위치)에 있을 때, 외부로부터 고압

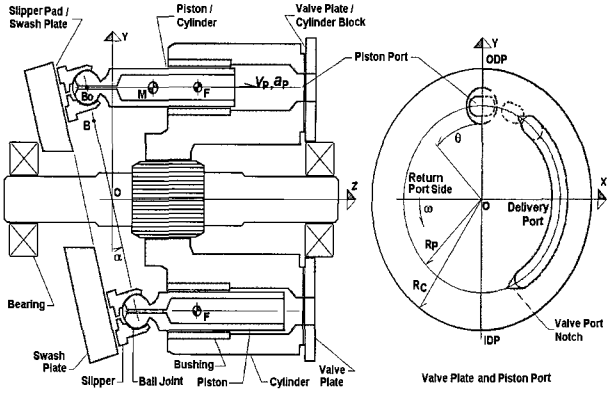


그림 1 사판식 유압펌프의 구조

의 작동유가 밸브판의 공급포트(delivery port)를 통해 공급되면, 피스톤과 피스톤에 볼조인트로 연결된 슬리퍼가 실린더에서 밖으로 밀려나오게 된다. 그 결과 고정된 사판위에서 슬리퍼는 미끄러짐과 동시에 회전하고, 그에 따라 실린더블록과 출력축이 반시계방향으로 회전하게 된다. 피스톤이 ODP(outer dead point)에 도달하면 이제 피스톤은 밸브판의 귀환포트(return port)로 전환되고, 피스톤 챔버내 저압의 작동유는 외부의 저장탱크로 배출되게 된다. 따라서 피스톤 챔버내 압력은 일회전 동안 고압과 저압을 주기적으로 수반하게 된다. 특히 고압측 IDP 부근과 저압측 ODP 부근에서 급격한 압력변동이 발생하며, 이를 완화시키기 위해서는 고압포트와 저압포트의 전환시점과 작동압력과의 적절한 조화가 이뤄져야 한다.

한편, 그림 1의 기구가 펌프로서 동작하는 경우에는 모터의 경우와 반대로 외부의 동력이 축을 회전시키면 실린더 블록이 회전하게 되고, 그에 따라 피스톤과 슬리퍼가 사판위에서 회전한다. 따라서 ODP의 피스톤은 회전함과 동시에 실린더 내부로 전진하면서 챔버내 유체를 밸브판의 좌측포트를 통해 배출시키고, IDP의 피스톤은 밸브판의 우측포트를 통해 작동유를 흡입하게 된다. 결과적으로 각 피스톤은 일회전할 때마다 저압의 흡입과정과 고압의 배출과정을 반복하게 된다.

3.2 각 부분의 작용력

피스톤과 슬리퍼는 일반적으로 홀수개로서 원주상에서 균일한 간격으로 배치된다. 하나의 피스톤 및 슬리퍼에 대하여, 이 피스톤에 작용하는 여러 힘들을 도시하면 그림 2와 같으며, 크게 압력에 의존하는 힘과 압력과 무관한 힘으로 구분된다.

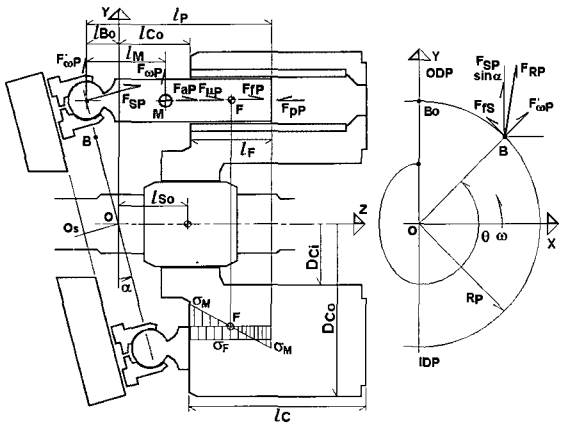


그림 2 피스톤 및 슬리퍼에 작용하는 힘

챔버내 압력에 의한 피스톤 작용력 F_{pP}의 크기는 압력 $\triangle p$×피스톤 단면적으로서 펌프의 경우는 챔버 압력이 고압인 좌측 그리고 모터의 경우에는 우측에서만 작용한다. 피스톤이 왕복운동을 하는 과정에서 작용하는 관성력 F_{aP}과 회전운동에 의한 원심력 F_{wP}은 한바퀴를 주기로 반복하며 속도의 제곱에 비례한다. 한편 피스톤과 실린더 블록사이와 슬리퍼와 사판사이 간극은 대략 5~20㎛ 범위에서 유지되는데, 이부분의 점성유체마찰력 $F_{\mu P}$과 F_{fS}은 간극에 반비례하고 속도에 비례한다. 사판이 슬리퍼를 통해 피스톤에 작용하는 반력 F_{SP}은 피스톤의 축방향 작용력들 $F_{pP}, F_{aP}, F_{\mu P}, F_{fP}$과 사판의 각도 α에 의해 결정된다. 여기서 피스톤과 실린더블록사이의 등가마찰력 F_{fP}는 피스톤 반경방향으로 작용하는 힘들의 합력 F_{RP}과 두 면사이의 마찰계수에 의해 결정된다[2].

반경방향 합력 F_{RP}은 그림 2와 같이 개략적으로 피스톤과 실린더블록 사이에 매우 큰 분포하중으로 작용하며, 따라서 이 부분 재질의 압축허용응력에 의해 펌프 · 모터의 허용압력 또는 사판각도 α의 크기가 제한을 받게 된다. 따라서 피스톤과 실린더 사이 접촉부에 그림 1과 같은 부싱(bushing)을 삽입한 경우(short piston guide)와 그림 2와 같은 부싱을 삽입한 경우(long piston guide)의 두 가지 형태가 주로 채택된다.

압력에 의한 피스톤 작용력 F_{pP}에 의한 z-축방향 모멘트는 다음 식으로 표시된다.

$$M_{pP} = F_{pP} \cdot R_P \tan\alpha \cdot \sin\theta \qquad (1)$$

이 모멘트는 모터의 출력토크 또는 펌프의 입력토크에 해당하며, 기타 작용력들에 의한 모멘트들은 모터와 펌프의 효율을 저하시키는 손실토크로 작용하게 된다. 그리고 다수 피스톤에 의한 모멘트의 총합을 구하면 다음과 같이 표현된다.

$$\overline{M_{pP}} = \text{Mean}(M_{pP}) = \sum_{z=1}^{z_a} M_{pP,i} \qquad (2)$$

$$= F_{pP} R_P \tan\alpha \frac{z}{\pi} = zA_P(2R_P\tan\alpha)\frac{\triangle p}{2\pi}$$

$$\equiv V_g \frac{\triangle p}{2\pi}$$

이 평균 총합모멘트 $\overline{M_{pP}}$를 보통 이론토크 M_{th} 그리고 일회전시 피스톤이 휩쓸고 지나간 전체 체적 V_g을 (기하학적) 배제용적이라 부른다.

4. 유압 펌프 · 모터의 손실과 효율

4.1 체적 및 유체 · 기계적 손실들

앞 절에서 살펴본 바와 같이 피스톤펌프 · 모터의 각 요소들이 회전 및 왕복운동을 하면서 유체와의 상호작용을 일으키는 과정에서 다양한 손실들이 발생한다. 이러한 손실들의 종류에는 크게 작동유의 누설에 의한 손실과 유체-기계적 손실로 구분되는데, 먼저 체적유량의 손실의 종류에 대해 기술하면 다음과 같은 것들이 있다.

그림 1과 같이 피스톤과 실린더 사이, 슬리퍼와 사판사이, 실린더블록과 밸브판 사이 세부분에 운동접촉 부위가 존재한다. 운동접촉부위 사이의 간극을 통해 압력차에 비례하고 간극의 세제곱에 비례하는 Poiseullie 유동 누설이 발생하여 외부로 유출된다. 피스톤이 밸브판의 두 포트 사이를 지나갈 때 발생하는 압력변동을 완화시키기 위해 노치가 있는 경우, 포트사이에 내부누설이 발생하는데 이 또한 하나의 손실에 해당한다. 한편 작동유는 보통 150kgf/cm^2 압력 상승시 1% 정도의 체적이 감소되는데, 이러한 유체의 압축성은 송출유량의 감소에 준하는 효과를 보인다. 만일 펌프가 고속 운전되는 경우 흡입구에서 캐비테이션이 발생하면 이 역시 체적유량의 손실에 해당한다.

반면 유체-기계적 손실들을 살펴보면 다음과 같은 것들이 있다. 운동접촉부위는 미소 간극의 유체 윤활막이 형성되어 상대운동을 하기 때문에, 속도에 비례하고 간극에 반비례하는 Newtonian 유동 점성마찰

토크가 발생한다. 피스톤과 실린더 사이의 손실은 압력차에 비례하는 쿨롱 마찰 특성을 지니며, 밸브판의 두 포트를 통과하여 피스톤 챔버에 도달하는 과정에서 발생하는 약간의 압력손실도 유체-기계적 손실에 해당한다. 실린더 블록과 슬리퍼는 작동유로 채워진 하우징 내에서 고속회전을 하기 때문에 발생하는 교반 손실(churning loss)과 입출력 축의 전후에 설치된 베어링에서 발생하는 손실 역시 이 범주에 해당한다.

4.2 효율의 정의

일반적으로 효율은 기기의 입력동력과 유효한 출력에너지의 비율로 정의되며, 유압펌프 · 모터의 경우 유체를 매개로 동력을 전달하기 때문에, 작동유의 열역학적 특성 $\rho=f(P,T)$과 $v=f(P,T)$을 정확히 알아야 한다.

하지만 실용적인 관점에서 불편하기 때문에, 유체의 내부에너지가 일정하고 밀도는 입출구 밀도의 평균을 취하며 펌프 또는 모터에서 단열 압축 또는 팽창 에너지를 에너지손실로 간주하면, 모터의 효율은 다음과 같고[3], 펌프의 효율은 다음식의 역수로 표현된다.

$$\eta=\frac{M\cdot w}{Q_1\cdot(p_1-p_2)} \tag{3}$$

하지만 이는 유체의 압축성에 관한 효과를 지나치게 단순화한 것으로, 압력차가 315kgf/cm^2 인 경우 대략 1%의 오차가 발생한다. 이점을 보완하여 DIN ISO 4391에서는 모터의 효율을 다음으로 정의한다(그림 3 참조).

$$\eta=\frac{M\cdot w}{Q_1\cdot p_1-Q_2\cdot p_2} \tag{4}$$

그런데, 4.1절에서 보았듯이 손실들은 크게 체적손실과 유체-기계손실로 구분되기 때문에, 각각의 손실에 의한 효율을 용적효율 η_v과 토크효율 η_t이라고 각각 다음과 같이 정의하면, 모터의 경우

$$\begin{cases}\eta_v=\dfrac{Q_2}{Q_1}=\dfrac{n\cdot V_i}{Q_1}\\ \eta_t=\dfrac{M}{M_i}=\dfrac{M}{V_i\cdot\triangle p/(2\pi)}\end{cases} \tag{5}$$

$$\eta=\eta_v\cdot\eta_t=\frac{Q_2}{Q_1}\cdot\frac{M}{M_1}=\frac{M\cdot w}{Q_1\cdot\triangle p} \tag{6}$$

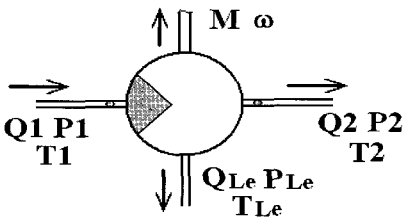


그림 3 유압모터 효율의 측정

입출력 물리량의 관점에서 정의한 효율식 (6)은 결국 열역학 에너지 관점에서 정의한 효율의 단순화된 식 (3)과 동일함을 알 수 있다.

4.3 효율의 측정

유압모터의 효율을 측정하기 위해서는, 넓은 범위의 작동영역 즉 회전속도 w와 압력차 $\triangle p$를 구현한 다음, 식 (5)~(6)의 정의에 따라 각 작동조건에서 여섯 가지 물리량 즉 M, w, Q_1, Q_2, p_1, p_2를 측정해야 한다(그림 3). 하지만 이를 이용하여 대상 모터의 효율을 정확히 측정, 평가하는 데에는 몇 가지 고려사항 또는 문제점이 발생한다. 첫째 지시(indicated, measured, derived) 배제용적 V_i을 측정데이터로부터 산출해야 한다. 지시배제용적은 압력차가 $\triangle p=0$인 상태에서 속도가 증가할 때 출구유량의 기울기로서 구할 수 있지만, 이와 같이 별도의 실험을 하지 않고 효율측정 데이터로부터 유추할 수도 있다. 만일 지시 배제용적이 잘못 산정된 경우 효율이 100%를 상회하는 결과를 가져올 경우도 있다. 둘째로 외부누설유량 Q_{Le}은 입출구의 유량에 비해 상당히 작기 때문에, 반드시 별도의 소용량 유량계를 사용하여야 한다. 단순히 생각하면 누설유량을 $Q_{Le}=Q_1-Q_2$이라고 유추할 수 있겠지만, 유량센서의 해상도(resolution)의 한계로 인해 Q_1-Q_2 값을 누설유량으로 사용하는 것은 무리이다. 셋째 체적효율을 계산할 경우 입구유량을 Q_1, Q_2+Q_{Le}, $n\cdot V_i+Q_{Le}$ 중에서 어느 값으로 사용할 것인가가 사소한 결정사항 중의 하나로, 이는 실험에 사용된 유량계의 정밀도에 관한 문제이다.

한편, 작동영역에 따른 효율특성을 파악하기 위해서, 일정간격의 격자형으로 w - $\triangle p$ 조건을 구현하는 것이 편리하다. 하지만 정확히 등간격의 작동영역 구간을 구현하는 것은 상당한 노력이 소요되며, 따라서 측정데이터를 3차원 커브 피팅 기법으로 후처리하는 것이 좋은 대안의 하나이다.

5. 유압 펌프 · 모터의 효율모델

5.1 기존의 효율모델

유압펌프 · 모터의 수학적 모델은 유압공학 분야에서 중요한 분야의 하나로 인식되고 있다. 그 이유로는 유압시스템의 동적특성을 시뮬레이션 하는데 중요하며, 다른 한편으로 시스템 성능의 최적화 설계를 수행하는데 필수적이기 때문이다.

작동영역 w - $\triangle p$에서 효율을 기술한 모델에는 다항식(polynomial) 모델과 성능계수(performance coefficient) 모델로 크게 대별된다. 다항식 모델은 기존 펌프 · 모터의 효율실험 데이터를 수학적으로 표현하는데 주로 사용되는데, 독립변수로서 속도 w와 압력차 $\triangle p$를 사용한 2차 또는 3차 다항식으로 효율을 표현한 것이다. 가변용량형의 경우 배제용적비 $\varepsilon = V/V_{\max}$가 추가변수로 채택된다.

다항식모델은 실험데이터에 의존하여 결정되는 반면 성능계수 모델은 물리적 법칙에 근거한 수학적 공식에서 특성계수를 실험데이터로부터 결정하는 방식의 모델을 지칭한다. Wilson이 1948년에 처음으로 누설유량 및 모멘트 손실모델을 발표한 이래 넓은 운전영역에서 정확한 효율모델을 만들기 위한 다수의 노력이 진행되었다.

최근 Huhtala는 다음 표 5와 같은 기존의 성능계수 모델에 대하여, 속도 500~3000rpm, 압력 20~210 kgf/cm^2 범위에서 각 모델의 정확도와 장단점을 비교한 결과, 불행히도 전체 운전영역에서 만족할 만한 성능계수 모델을 발견하지 못했다고 발표하였다[5].

5.2 성능예측용 효율모델

성능예측용 효율모델이란 주어진 펌프 · 모터의 임의의 작동조건 즉 속도와 압력에서의 효율을 예측할 수 있는 모델을 가리키며, 유용한 성능예측 모델이 되기 위해서는 두 가지 조건을 만족시켜야 한다.

첫째 운전 가능한 작동영역에서 효율예측의 정확도가 보장이 되어야 함은 물론이고, 두 번째로 더욱 중요한 점은 성능계수가 모두 펌프 · 모터의 측정가능한 치수로 표현되어야 한다는 점이다.

검증된 성능예측모델이 확보되었다는 것은 펌프 · 모터의 제원으로부터 그 효율특성을 예측 할 수 있음을 뜻하고, 따라서 펌프 · 모터의 효율을 제작 후 실험을 거치지 않고 설계단계에서 미리 예측 할 수 있음을 뜻한다.

결과적으로 대상시스템의 작동조건 지점에서 우수한 효율을 나타내는 펌프 · 모터를 설계 할 수 있게 된다는 점에서 중요한 의미를 지니며, 이러한 배경하에 최근 개발된 모델을 소개하면 다음과 같다[6].

$$\eta_v = \frac{V_g n}{V_g n + C_l \triangle p + C_{tN}\sqrt{\triangle p} + C_{tP} n^3/\triangle p + C_c n \triangle p + Q_{Lo}} \tag{7}$$

$$\eta_t = \frac{V_g \triangle p/2\pi - K_{tP} n^2 - K_{tN}\triangle p\sqrt{\triangle p}/n - K_v n - K_p \triangle p - K_{p2}\triangle p^2 - M_{Lo}}{V_g \triangle p/2\pi} \tag{8}$$

표 5 유압펌프의 유량 및 토크 손실 모델

Wilson	$Q_P = \varepsilon_P V_P n_P - C_s \frac{V_P \triangle p}{2\pi\mu} - Q_R$	$M_P = \varepsilon_P \frac{V_P \triangle p}{2\pi} + C_f \frac{V_P \triangle p}{2\pi} + C_d \mu V_P n_P + M_c$
Schlosser	$Q_P = \varepsilon_P V_P n_P - C_s \frac{V_P \triangle p}{2\pi\mu} - C_{st} V_P^{2/3}\sqrt{\frac{2\triangle p_P}{\rho}}$	$M_P = \varepsilon_P \frac{V_P \triangle p}{2\pi} + C_f \frac{V_P \triangle p}{2\pi} + C_d \mu V_P n_P + C_h \frac{\rho V_P^{5/3} n_P^2}{4\pi}$
Thoma	$Q_P = \varepsilon_P V_P n_P - C_s \frac{V_P \triangle p}{2\pi\mu}$	$M_P = \varepsilon_P \frac{V_P \triangle p}{2\pi} + C_f \frac{V_P \triangle p}{2\pi} + C_d \mu V_P n_P + C_h \frac{\rho V_P^{5/3} n_P^2}{4\pi} + \frac{V_P p_c}{2\pi}$
Zarotti & Nevegna	$Q_P = \varepsilon_P V_P n_P - C_1 p_P - C_2 p_P^2 - C_3 p_P^2 n_P^{1.5} - C_4 p_P n_P (C_5 + \varepsilon V_P)$	$M_P = \varepsilon_P p_P V_P + n_P (C_1 + C_2 \varepsilon_P n_P) + C_3 p_P \left(1 + \frac{C_4 \varepsilon_P^2}{\sqrt{p_P}} + \frac{C_5(\varepsilon_P + C_6)}{n_P + C_7}\right) + \frac{C_8}{(n_P + C_9)}$
Dorey	$Q_P = \varepsilon_P V_P n_P - C_s^* \frac{V_P \triangle p}{2\pi\mu} - \frac{p_P n_P V_P}{\beta}\left(V_r + \frac{1+\varepsilon_P}{2}\right)$	$M_P = \varepsilon_P n_P V_P + C_v^* \mu n_P V_P + C_f^* p_P V_P$
Ryberg	$Q_P = \varepsilon_P V_P n_P - a_0 \varepsilon_P V_P n_P - (a_1 + a_2 \varepsilon_P) \frac{V_P n_P \triangle p_P}{\beta} - a_4 V_P \triangle p_P^2$	$M_P = \varepsilon_P \frac{V_P \triangle p}{2\pi} + (b_0 + b_1 \varepsilon_P) \frac{V_P \triangle p}{2\pi} + (b_2 + b_3 \varepsilon_P) \frac{V_P p_L}{2\pi} + b_4 \frac{\lvert p_h + \delta p_L \rvert}{1 + (n_O/n_{P_0})^\gamma} \frac{V_P}{2\pi}$

효율모델 식 (7)~(8)에서 성능계수들은 펌프 · 모터의 기본 치수와 함께, 표 6에 나타낸 14개의 효율결정 인자에 의해 성능특성이 지배된다.

배제용적이 45cc/rev인 렉스로스(주)의 A10VM모델의 피스톤모터에 대하여, 실험데이터와 성능예측 모델에 의한 예측데이터를 비교분석한 결과를 소개하면, 평균 및 최대오차는 표 7과 같고, 오차분포 그래프는 그림 4와 같이 만족할만한 결과를 보였다.

표 6 효율결정 인자

인자의 종류	인자의 기호
운동접촉부 간극	h_P h_S h_V
마찰계수	f_{Pi} f_{Po} f_{pBr} f_{vBr}
유량계수	C_{DVN} C_{DPP} C_{wSP}
기 타	V_{Pmax} K_{fl2} Q_{Lo} M_{Lo}

표 7 성능예측 효율오차 통계

전체효율 예측 평균오차	체적효율 예측 평균오차	기계효율 예측 평균오차
0.248 %	0.291 %	0.417 %
전체효율 예측 최대오차	체적효율 예측 최대오차	기계효율 예측 최대오차
2.371 %	1.776 %	2.880 %

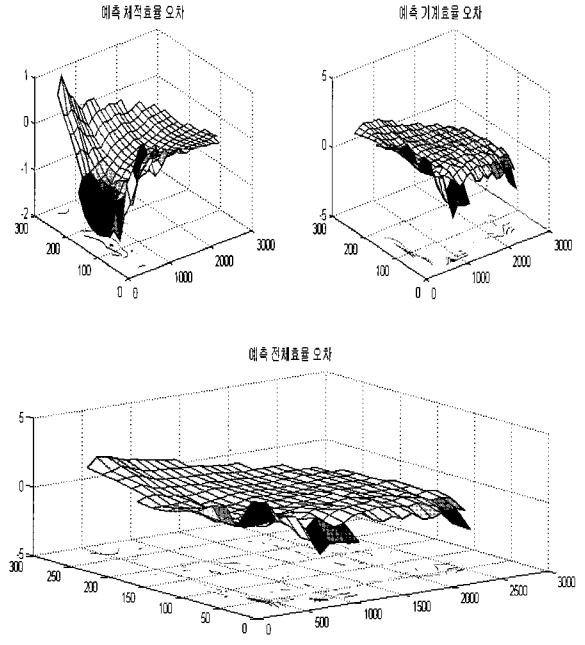


그림 4 효율예측 오차분포

6. 결 론

유압펌프 · 모터의 효율모델은 아직 넓은 작동 영역에서 정확도를 지닌 모델이 아직 없었기 때문에 반드시 효율 실험을 거쳐야 하는 것으로 인식되어 왔다. 하지만 대상 시스템의 운용되는 작동 조건에서 우수한 효율을 지닌 유압 장치를 설계하기 위해서는 반드시 설계 단계에서 펌프 · 모터의 효율을 예측할 수 있는 성능예측 모델의 필요성이 오래전부터 제기되어 왔었다.

이러한 배경 하에서 본 해설에서는 일반적인 유압펌프의 성능특성과 특히 피스톤 펌프 · 모터의 구조 및 작동원리, 효율에 영향을 미치는 요소, 효율의 정의와 측정 방법, 수학적 효율모델 등 유압 펌프 · 모터의 효율 전반에 관하여 소개하고, 최근 개발된 성능 예측용 효율모델에 관해 소개하였다.

새로 제시된 효율모델은 펌프 · 모터의 기본 치수와 함께 총 14개의 효율결정 인자에 의해 성능특성이 결정되며, 실험 데이터와 새로 제시한 모델에 의한 효율예측 데이터를 회전속도 300~2600rpm 및 압력 20~270kgf/cm^2 범위에서 비교한 결과, 평균오차 0.248% 최대오차 2.37%라는 우수한 결과를 얻었다. 이 결과는 비록 효율결정인자들을 예측효율이 실험데이터에 근접하는 결과를 얻도록 추정한 것이지만, 성능예측용 효율모델의 확보가 충분히 가능함을 예상케 한다. 이후 성능예측 효율모델을 좀더 정교하게 다듬고, 다양한 크기의 펌프 · 모터의 실험데이터로부터 효율결정인자들을 데이터베이스화한다면, 머지않아 설계단계에서 펌프 · 모터의 효율을 예측할 수 있을 것으로 기대된다. 나아가 각기 요구되는 작동조건에서 가장 고효율의 펌프 · 모터를 설계 · 제작하는 것이 가능해 질수도 있을 것이다.

참 고 문 헌

1) 하재현, "최신 유압공학", 청문각, 2000.
2) H. S. Jeong and H. E. Kim, "On the Instantaneous and Average Piston Friction of Swash Plate Type Hydraulic Axial Piston Machines", KSME Int. J., Vol. 18, No. 10, 2004.
3) J. Ivantysyn and M. Ivantysynova, "Hydrostatic Pumps and Motors", Akademia Books Int., ISBN 81-85522-16-2, 2001.
4) W. E. Wilson, "Performance criteria for positive

displacement pumps and fluid motors", ASME Semi-annual Meeting, paper No. 48-SA-14, 1948.

5) K. Huhtala and M. Vilenius, "Comparison of steady state models of hydraulic pump", 5th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linkoping, Sweden, 1997.

6) 정헌술, "유압 HST의 Simulation 및 Optimiza-tiom Program 개발", 한국기계연구원 국가지정연구실(NRL)사업 위탁연구과제 2단계 2차년도 보고서, 2004. 6. 15.

[저자 소개]

정헌술(책임저자)

E-mail : hsjeong@kunsan.ac.kr
Tel : 063-469-4723

1959년 7월 24일생
1982년 서울대학교 기계설계학과 졸업, 1993년 서울대학교 대학원기계설계학과 박사 과정 졸업, 동년 군산대학교 기계공학부 전임강사, 1998년 The Ohio State Univ. 교환 교수, 2004년 군산대학교 교수, 유압시스템 해석 및 제어알고리듬 개발 관련 연구에 종사, 유공압시스템학회, 대한기계학회 등의 회원

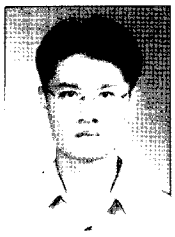
[저자 소개]

김형의

E-mail : khe660@kimm.re.kr
Tel : 042-868-7160

1956년 2월 10일생
1978년 아주공대 기계공학(학사), 1980년 한국과학원 유압제어(석사), 1982년 프랑스 ISMCM 자동화공학(석사), 1985 프랑스 ISMCM 공압제어(박사), 동년 KIMM 입사. 1985-1988 로봇공학실 선임연구원, 1988-1992 유공압연구그룹 실장(선임연구원), 1994-1998 기계부품연구부 부장(책임연구원), 1992-현재 유공압연구그룹 Group장(책임연구원), 2000-현재 신뢰성평가센터장 겸직

[저자 소개]



김종기

E-mail : bellflag@kimm.re.kr
Tel : 042-868-7163

1970년 7월 30일생
1996년 전북대학교과 졸업, 2003년 전북대학교 정밀 기계공학과 박사 졸업, 동년 KIMM 입사, 유압펌프·모터 및 HMT의 설계, 해석 및 신뢰성 시험평가 관련 연구에 종사. 한국윤활학회, 대한기계학회 등의 회원