

파워 스티어링용 베인 펌프 유량 제어부 설계에 관한 연구

이윤태*, 김진한*, 김수태**

A Study on the Design of Flow Control Valve Attached to Vane Pump for Power Steering

Youn-Tae Lee*, Jin-Han Kim*, Soo-Tae Kim**

Abstract

The numerical analysis and the experiments are carried out to develop the design program for the flow control valve attached to the vane pump for power steering. The factors affecting the flow rate characteristics are analyzed by the experiments and the numerical analysis. The results are summarized as follows; (1) the main factors affecting to the first and second control flow rate are the diameter of big and small rod of the spool. (2) the cut off is mainly affected by the main spring constant, the initial displacement of main spring and the small diameter of the spool. (3) the dropping slope characteristics are decided by the chamfer of spool and the dynamic characteristics of the spool.

Key Words : flow rate(유량), first control flow rate(1차 제어유량), second control flow rate(2차 제어유량), cut off(절점), dropping slope(강하구배)

1. 서 론

차량의 파워 스티어링 시스템에서는 고정 용량형 베인 펌프⁽¹⁾가 사용되는데, 펌프는 엔진에 의해 구동되므로 엔진 회전수의 변화에 따라 펌프의 송출 유량은 항상 변하게 된다. 즉 엔진 회전수가 증가하면 유량이 증가하여 운전시 조향 안정성이 나쁘다. 따라서 일정한 엔진 회전수 이상에서는 송출 유량을 제어하여 조향력을 적절히 조절할 필요가 있다.⁽²⁾ 파워 스티어링 장치에서 이러한 유량 특

성을 만들어 낼 수 있도록 제어하는 것이 유량 제어부이며, 조향에서 유량 제어부는 중요한 장치의 하나이다.

현재, 차량용 파워 스티어링에 사용되고 있는 유량 제어부의 설계 및 제작은 시행 착오법을 사용하여 요구하는 제품을 완성하는 실정⁽³⁾이므로 제작과 실험에 많은 시간이 소요되고 개발비용도 증가한다.

본 연구에서는 파워 스티어링용 유량 제어부를 시뮬레이션하여 유량 특성을 해석하고, 이것을 이용하여 유량 제어부를 설계하는 프로그램 개발을 목적으로 하였다.

* (주)기아정기
** 창원대학교 기계공학과

2. 유량 제어부의 특성

파워 스티어링용 유량 제어 밸브를 설치하여 Fig. 1과 같이 시스템에서 요구하는 유량 특성에 만족하는 일정 유량 특성 및 유량 강하 특성으로 제어한다. 그림에서 a를 절점, a-b를 1차 제어유량, b-c를 유량 강하, c이상을 2차 제어유량이라 한다. 회전수의 증가에 따라 유량 제어 밸브에서 송출되는 유량 특성 곡선에 따라 분류해 보면, 일정 유량형과 유량강하형으로 구분할 수 있고 다시 유량강하형은 압력감응형과 압력미감응형으로 구분할 수 있다.⁽³⁾

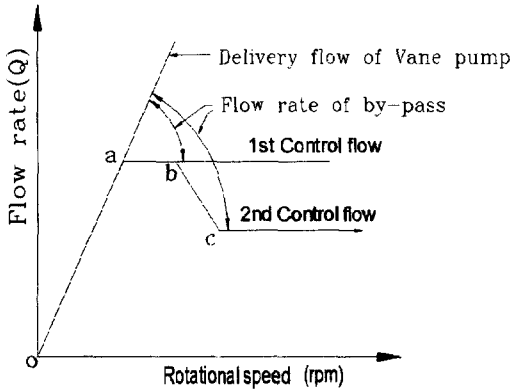


Fig. 1 Characteristics of flow rate according to rotational speed⁽⁴⁾

압력감응형은 송출측 부하에 따라 2차 제어 유량에 변화를 발생시키는 단점이 있지만 구조가 비교적 간단하여 제작비용이 적게 들어 경제적이고, 사용상에 무리가 따르지 않고 일반적으로 가장 많이 통용되고 있기 때문에 본 논문의 대상으로 선정하여 연구하였다.

3. 유량 제어부의 모델링 및 수치해석

3.1 모델링

본 연구에 사용된 유량 제어부의 내부 구조 및 개략도는 Fig. 2와 같다.

관로나 오리피스, 틈새 등을 통하여 흐르는 유체의 유량을 계산하는 식은 다음과 같다.

유압발생부인 배인 펌프부로부터 흡입실로의 유입유량은

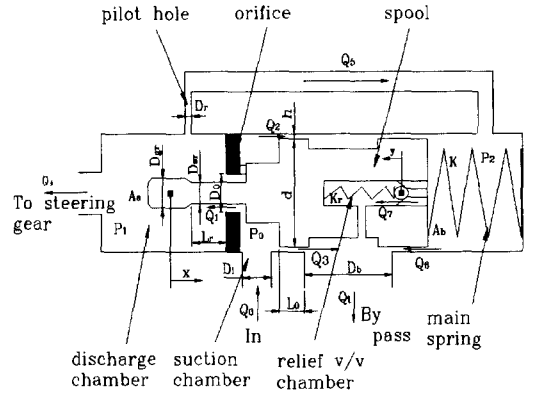


Fig. 2 Schematic diagram of flow control valve

$$Q_0 = Q_p \times \frac{N}{60} \quad (1)$$

흡입실로 부터 송출부로 흐르는 유량 즉, 오리피스를 통해서 흐르는 유량은

$$Q_1 = C_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_1)} \quad (2)$$

흡입실에서 스톱 틈새를 통해 바이패스 관로로 흐르는 누설 유량⁽⁵⁾은

$$Q_2 = \frac{\pi n d h^3}{12 \mu L_0} (p_0 - p_1) \left\{ 1 + 1.5 \left(\frac{e}{h} \right)^2 \right\} \quad (3)$$

스폴 이동에 따라 흡입실로부터 바이패스 포트로 흐르는 바이패스 유량은

$$Q_3 = C_3 A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_1)} \quad (4)$$

제어 유량부의 송출실에서 스티어링 기어로의 송출 유량은

$$Q_4 = C_4 A_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_4 - p_{sg})} \quad (5)$$

송출실에서 파일럿 관로를 통해서 주 스프링실로 흐르

는 유량은

$$Q_5 = C_5 A_5 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2) | (p_1 - p_2) |} \quad (6)$$

주 스프링실에서 스펀 틱새를 통해 바이패스 관으로 흐르는 누설 유량은

$$Q_6 = \frac{\pi d h^3}{12 \mu L_0} (p_2 - p_1) \left\{ 1 + 1.5 \left(\frac{e}{h} \right)^2 \right\} \quad (7)$$

릴리프 밸브 이동에 따라 바이패스 포트에 흐르는 유량은

$$Q_7 = C_7 A_7 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_1)} \quad (8)$$

으로 나타낼 수 있다.⁶⁾

또한 스펀의 운동방정식은

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = (A_b - A_a)p_0 + A_a p_1 - A_b p_2 - kx_{sp0} \quad (9)$$

릴리프 밸브의 운동방정식은

$$m_r \ddot{y} + c_r \dot{y} + k_r y = A_d p_2 - k_r y_{r0} \quad (10)$$

로 나타낼 수 있다.

여기서 x_{sp0} 는 스펀의 변위이며 y_{r0} 는 릴리프밸브 볼의 변위이다.

흡입실내에서의 압력 변화는 식(1)~식(4) 및 식(9)에서 다음과 같이 주어지며,

$$\dot{p}_0 = \frac{K_f}{V_0} (Q_0 - Q_1 - Q_2 - Q_3 - A_0 \dot{x}) \quad (11)$$

송출실의 압력 변화는 식(2), 식(5), 식(6) 및 식(9)에서 다음 식과 같이 주어진다.

$$\dot{p}_1 = \frac{K_f}{V_1} (Q_1 - Q_4 - Q_5 - A_1 \dot{x}) \quad (12)$$

주 스프링실에서의 압력 변화는 식(6)~식(8) 및 식(9)에서

$$\dot{p}_2 = \frac{K_f}{V_2} (Q_5 - Q_6 - Q_7 - A_2 \dot{x}) \quad (13)$$

으로 나타낼 수 있다.

이와 같은 식을 이용하여 유량, 변위, 속도, 가속도 및 압력 변화에 대한 해를 구할 수 있다.

3.2 수치해석 및 시뮬레이션

3.1절에 주어진 식을 Runge-Kutta 5-order method를 이용하여 수치해석을 하였으며, 해석과정은 Fig. 3과 같다.

본 연구의 파워 스티어링용 베인펌프 유량제어부의 시뮬레이션 프로그램은 BC3.0을 사용하였으며, 화면구성은

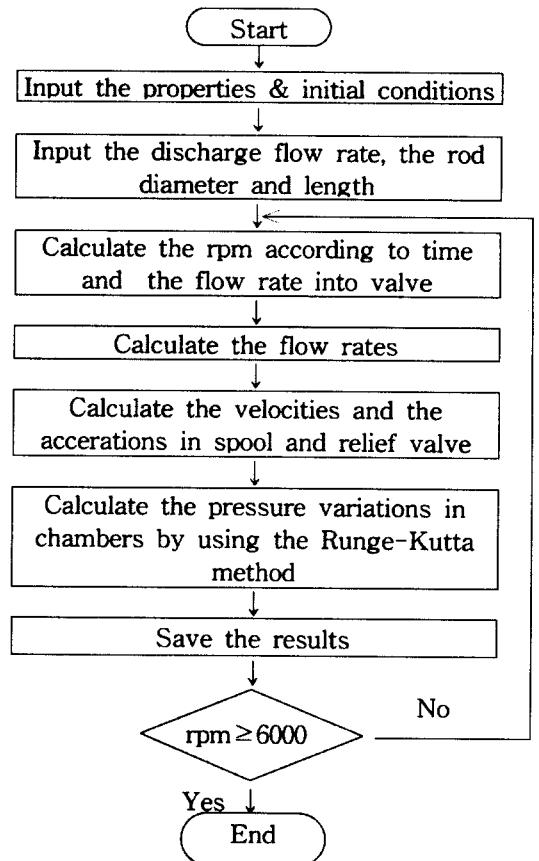


Fig. 3 Flow chart of simulation

Table 1 Parameter values for simulation

C	Coefficient of flow rate	0.7	-
D_b	Outlet diameter of bypass	9.0E-3	m
D_{gr}	Big rod diameter of spool	4.36E-3	m
D_r	Pilot diameter from discharge chamber to main spring	1.0E-3	m
D_s	Small rod diameter of spool	3.39E-3	m
Q_p	Displacement flow rate per revolution of vane pump	10.5	cc/rev
k	Coefficient of main spring	1.813	kN/m
k_r	Coefficient of relief valve spring	12.066	kN/m
m	Mass of spool	13.5E-3	kg
ρ	Density of oil	826.4	kg/m ³
μ	Viscosity	0.0147	m ² /s

Pop-up 메뉴 방식을 사용하였고, 시뮬레이션에 사용한 주요 파라미터는 Table 1과 같다.

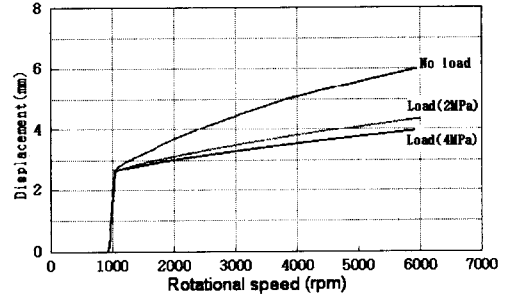
Fig. 4는 유량 제어부에서의 시뮬레이션 결과를 나타내었다. 배재용적이 10.5cc/rev 펌프에서 회전수가 0~6000rpm까지 변할 때 무부하 및 부하 상태에서 유량 제어부에 대한 회전수-유량 특성과 펌프 회전수에 따라 흡입실(P_0), 송출실(P_1) 및 주 스프링실(P_2)의 각 압력 변화와 스톱 변위를 보여주고 있다.

Fig. 4(a)는 무부하 상태에서의 스톱 변위로서 회전수가 증가함에 따라 흡입실의 압력이 증가하여 1000rpm 정도에서 주 스프링력을 이겨 급격하게 스톱이 이동하여 흡입실의 공급 유량 일부를 바이패스 유출구로 배출하기 시작한다.

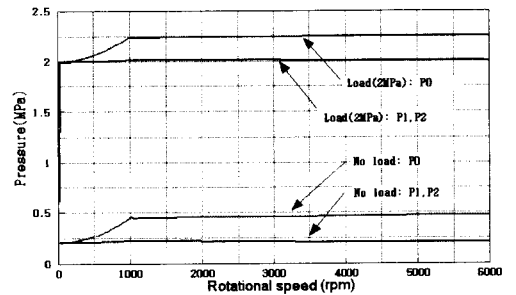
Fig. 4(b)는 각 유실의 압력 특성을 나타내고 있으며, 그 특징은 유체가 바이패스 유출구로 빠지기 시작하면 절점을 형성한 후 스톱 양단의 압력 P_0 와 P_2 의 차이는 조금씩 증가하여 스톱을 서서히 이동시킨다.

Fig. 4(c)는 부하 및 무부하시의 회전수-유량 특성도이며, 무부하시의 회전수-유량 특성은 공급 유량이 회전수 변화에 따라 일정하게 증가하고 있을 때, 1000rpm 부근에서 절점이 발생하며, 그후 제어 유량은 일정하게 유지되다가 1600rpm에서 4000rpm까지 유량이 낮아지다가 다시 유량이 일정하게 유지되며, 그 특성은 다음과 같다.

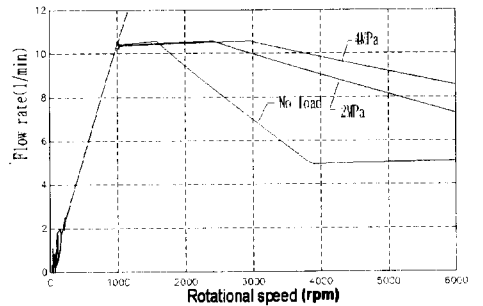
① 바이패스 유출구가 열리기 전까지인 1000rpm 부근까지는 흡입 유량과 송출 유량이 비례적으로 상승한다. 스톱의 움직임은 양단의 압력 P_0 와 P_2 와의 차이가 발생하



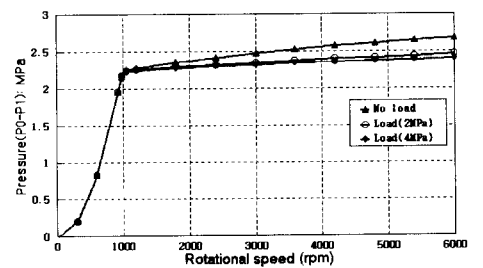
(a) Displacement of spool according to rotational speed



(b) Pressure of the each chamber according to rotational speed



(c) N-Q curves



(d) Pressure difference according to rotational speed

Fig. 4 Characteristic curves of flow control valve

여 스폴을 가압하는 힘이 스프링의 반력보다 커야만 일어난다. 유량의 크기는 오리피스 유출구 직경과 스폴의 작은 로드 직경에 의해 결정된다.

② 1000~1600rpm까지 유량이 일정하게 유지되는 것은 스폴의 오리피스 유출구 직경과 스폴의 작은 로드 직경이 일정하게 유지되기 때문이다. 즉, 오리피스의 유로 단면적이 변하지 않고 스폴의 이동에 의해 바이패스 유출구의 면적만 커지기 때문이다. 실질적으로는 스폴의 이동이 발생하려면 스폴의 양단에 압력차가 생겨야 한다. 이로 인하여 유량이 미소하게 증가하는 현상이 나타난다.

③ 1600~4000rpm까지 유량이 감소하는 것은 스폴의 이동에 의해 로드 직경이 변화하여 오리피스 유로 단면적이 감소하기 때문에 나타나는 특성이다.

④ 4000rpm 이상에서 유량이 일정하게 유지되는 것은 스폴의 큰 로드 직경과 출구 오리피스가 만나며 오리피스 유로 단면적이 다시 일정하게 유지되기 때문이다. 이때도 회전수가 상승함에 따라 유량 특성 곡선은 조금씩 증가하는 현상을 나타낸다.

그리고, Fig. 4(c)에서 파워 스티어링측에 부하가 걸린 경우 무부하 상태보다 1차 제어유량이 길게 나타나는 것은 Fig. 4(d)에서 나타난 결과와 같이 부하가 클수록 압력차가 적게 나타나기 때문이다.

Fig. 5는 배제용적이 9.6cc/rev인 펌프에서 회전수를 0에서 6000rpm까지 변화시켰을 때, 무부하 상태에서의 회전수-유량 특성도이며, 실험과 시뮬레이션 평가결과에서는 실험과 시뮬레이션에서 회전수-유량 특성의 절점과 강하 시작점, 완료점은 매우 유사함을 알 수 있다

유량 특성에서 시뮬레이션 값보다 실험값이 유량 강하에서 약간의 지연 현상이 나타나는 이유는, 시뮬레이션을

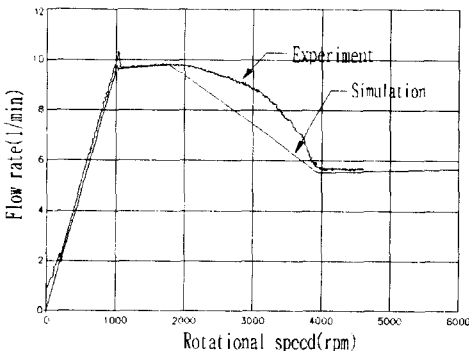


Fig. 5 N-Q curves of the experiment and the simulation

수행할 때 스폴이 이동하여 오리피스부 유로단면적의 변화에 상응하는 유량계수를 적용하여야하나 일정한 유량계수를 사용하였기 때문에 분석된다. 이러한 요인을 제거하고 시뮬레이션에서 스폴 로드부의 유량 계수를 보다 정확하게 유도할 수 있으면 그래프의 특성도 실험값과 시뮬레이션 값이 보다 유사하게 나타날 것으로 판단된다.

3.3 유량 제어부 인자의 영향

설계해석 프로그램을 작성하기 위한 기초 자료로 활용하기 위하여, 유량 제어부에서 송출 유량에 영향을 미칠 수 있는 각 인자들을 추출하여 그 인자의 변화에 따른 유량 특성을 분석하였다.

1) 스폴과 바이패스 유출구간의 거리 변화

Fig. 6에서 스폴과 바이패스 유출구 간의 거리가 길어질수록 강하 시작점과 강하 완료 점이 빨라지는 것을 알 수 있었으나, 2차 유량 제어에 미치는 영향은 없었다

2) 주 스프링 상수의 변화

Fig. 7에서 알 수 있듯이, 주스프링상수의 값이 적을수록 펌프의 낮은 회전수에서 절점, 강하 시작점, 강하 완료점이 이루어지고, 1차, 2차 제어 유량 특성에 영향을 미치고 있었으며, 1차, 2차 유량의 실험값과 시뮬레이션 값이 유사함을 알 수 있었다.

3) 스폴의 작은 로드 직경 변화

Fig. 8에서 알 수 있듯이 스폴의 작은 로드 부분의 직경 (D_{sr})을 변화시키면, 절점은 로드 직경이 적을수록 늦게 나타나고, 강하 시작점 및 강하 완료점도 늦게 나타나며, 로드 직경이 적을수록 펌프 회전수가 높은 쪽에서 유량의 절점이 발생한다. 로드 직경의 변화에 따라 1차 제어 유량의 변화가 발생을 하지만 2차 제어 유량은 로드 직경의 변화에 큰 영향을 받지 않는다. 그리고, 1차 제어 유량의

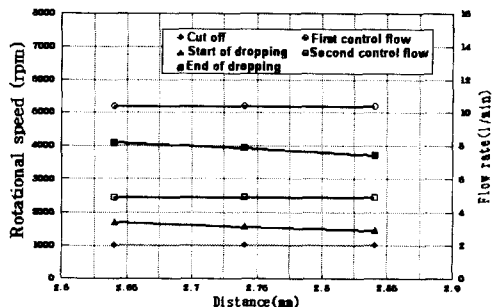


Fig. 6 Distance change between spool and bypass port

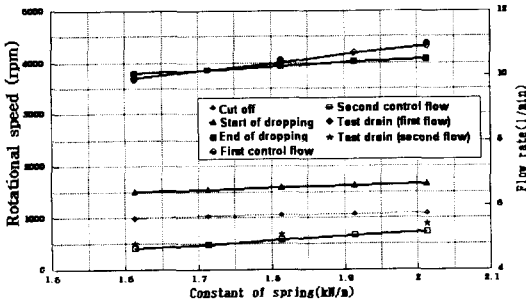


Fig. 7 Change of main spring constant

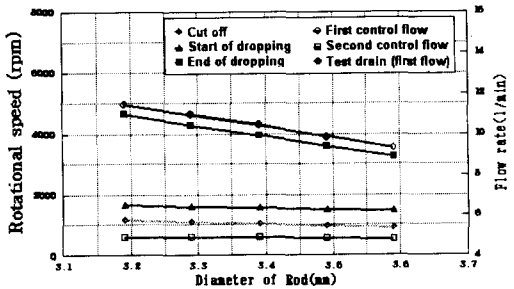


Fig. 8 Change of small rod of spool

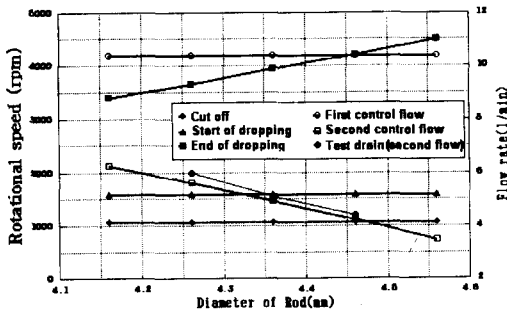


Fig. 9 Change of big rod of spool

실험값과 시뮬레이션값이 유사하게 나타나고 있는 것을 알 수 있었다.

4) 스펴의 큰 로드 직경 변화

Fig. 9에서 스펴의 큰 로드 직경의 변화에 따라 절점이나 강하 시작점은 동일하나 강하 완료점은 상이하하다. 즉 1차 제어 유량은 일정하지만 2차 제어 유량은 스펴의 큰

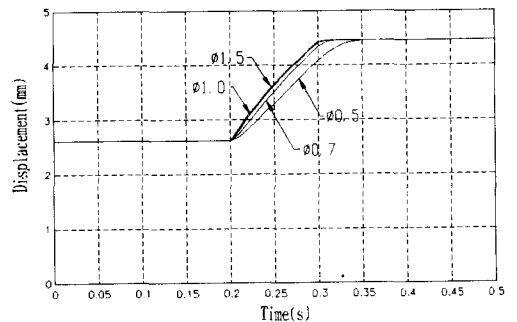
로드 직경이 적을수록 큰 유량을 송출하는 특성을 보여 준다. 2차 제어 유량의 실험값과 시뮬레이션값이 유사하게 나타나고 있는 것을 알 수 있었다.

5) 스펴 동특성 및 유량 특성 변화

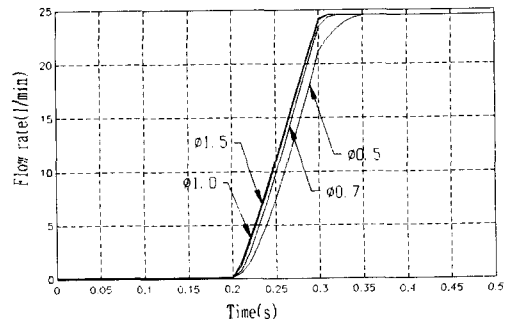
송출실에서 유량제어실로의 유로중에 위치한 파일럿 직경 (D_p)의 변화는 회전수-유량 특성에 영향을 미치지 않기 때문에 특성을 해석할 수 없다. 따라서 릴리프 압력시 파일럿 단면적의 변화에 따른 스펴의 동특성 및 유량특성을 분석하여 중요도를 해석하면 Fig. 10에서와 같이 파일럿 직경이 클 경우에는 응답성은 유리하나 맥동특성에서 불리하고 반면 파일럿 직경이 작을 경우에는 스펴의 동적 응답성은 떨어지나 유량 맥동 특성에는 유리하기 때문에 유량 제어부에서 실제 적용 때에는 주변 인자의 특성과의 상관 관계를 고려하여 파일럿 직경을 선정할 필요가 있다.

4. 설계해석 프로그램

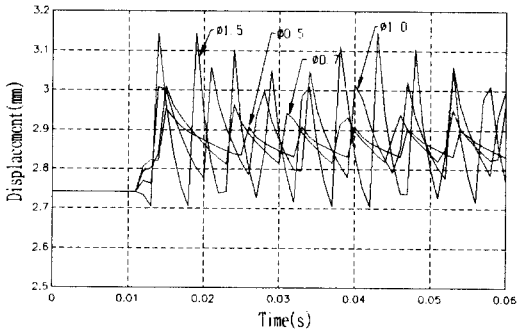
유량제어밸브 설계는 Fig. 11과 같이 차량에서 요구하는 설계 조건 즉, 1차 제어 유량, 강하 시작점의 회전수, 강



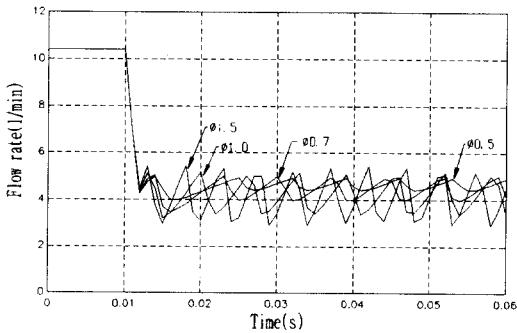
(a) Characteristics of the spool



(b) Characteristics of the flow rate



(c) Dynamic characteristics of the spool



(d) Dynamic characteristics of the flow rate

Fig. 10 Characteristics of the spool and the flow rate according to time

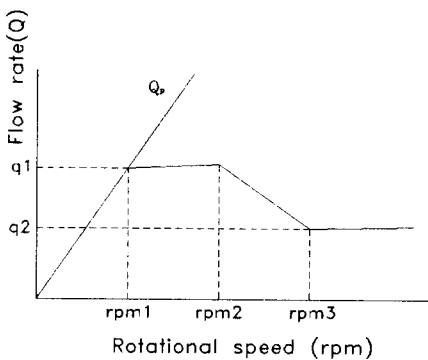


Fig. 11 Characteristic of N-Q curve required by vehicles

하 완료점의 회전수 및 2차 제어 유량의 값이 주어지면, 다음과 같은 수식을 사용하여 설계해석 프로그램에 의해 계산한다.

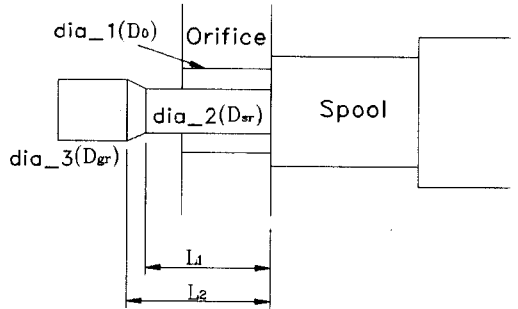


Fig. 12 Schematic diagram of flow control area

4.1 작은 로드 직경 (D_{sr})

$$q_1 = Q_p \times N(\text{rpm}) \quad (14)$$

$$q_1 = Ca_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_0 - P_2)}$$

$$a_1^2 = \frac{\rho q_1^2}{2C^2(P_0 - P_2)} \quad (15)$$

스풀의 평형 방정식에서

$$P_0 - P_2 = \frac{k}{A_0}(x + x_a) \quad (16)$$

$$a_1 = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - D_{sr}^2) \quad (17)$$

$$D_{sr} = \sqrt{D_0^2 - \frac{4a_1}{\pi}} \quad (18)$$

식(16)에서 계산된 차압을 식(15)에 대입하여 a_1 을 구하면 식(18)에서 작은 로드 직경(D_{sr})을 구할 수 있다.

4.2 스풀단에서 작은 로드 끝단까지의 거리 (L_1)

실제 스풀 로드 직경을 작은 로드 직경으로 고정하고, 흡입실 유입 유량과 설계조건 입력값을 이용하고, 3-2절의 회전수-유량 특성도의 시뮬레이션 프로그램을 활용하여 스풀 로드단에서 작은 로드 끝단까지의 거리 (L_1)를 계산한다.

4.3 큰 로드 직경 (D_{gr})

$$q_2 = Ca_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_0 - p_2)}$$

$$a_2^2 = \frac{\rho q_2^2}{2C^2(p_0 - p_2)} \quad (19)$$

스풀의 평형 방정식에서

$$p_0 - p_2 = \frac{k}{A_0}(x + x_b) \quad (20)$$

$$a_2 = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - D_{gr}^2) \quad (21)$$

$$D_{gr} = \sqrt{D_0^2 - \frac{4a_2}{\pi}} \quad (22)$$

식(22)에서 계산된 압력 차를 식(19)에 대입하여 a_2 를 구하면 식(22)에서 큰 로드 직경(D_{gr})을 구할 수 있다.

4.4 스푼단에서 큰 로드단까지의 거리(L_2)

스풀 로드 직경을 큰 로드 직경(D_{gr})으로 고정하고, 설계 조건 입력값 rpm3과 2차 제어 유량을 이용하고, 3-2절

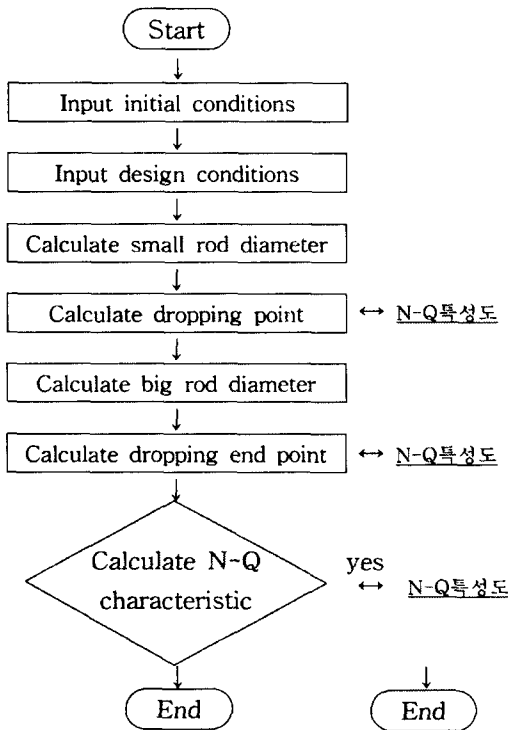


Fig. 13 Flow chart of design program

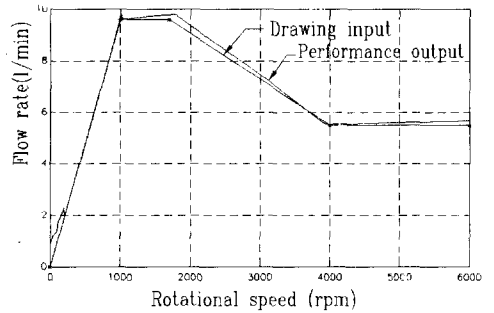
의 회전수-유량 특성도의 시뮬레이션 프로그램을 활용하여 스푼 로드단에서 큰 로드 시작단까지의 거리(L_2)를 계산한다.

Fig. 13에 설계해석 프로그램의 흐름도를 나타내었다.

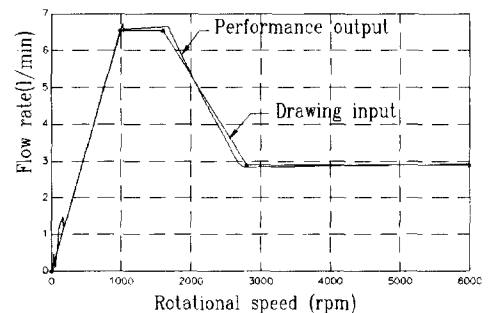
4.5 프로그램 분석 및 결과

실제 전산 프로그램에서 결과치 검증에 위해 사용한 유량제어밸브는 펌프 배제용적이 9.6cc/rev, 1차 제어 유량이 9.6l/min, 2차 제어 유량이 5.5 l/min인 것과 펌프 기본 송출유량이 6.6cc/rev, 1차 제어유량이 6.5 l/min, 2차 제어 유량이 2.9 l/min인 것을 사용하였다.

Fig. 14는 설계 시 초기 요구하는 유량 특성도와 실제 전산 프로그램에서 구한 인자의 값으로 다시 유량 특성곡선을 출력한 것이다. 이 결과에서 알 수 있듯이 설계해석 프로그램에서 설정한 값과 입력값의 유량 특성이 유사하다는 것을 알 수 있다. 강하 시작점에서 다소 차이가 나타나는 현상은 오리피스 유로 면적의 변화가 발생하는 시점



(a) 9.6cc/rev



(b) 6.6cc/rev

Fig. 14 Input/output diagram of the N-Q curves for flow control valve design

Table 2 Comparison the design value with the actual value

Item	Displacement (9.6cc/rev)			Displacement (6.6cc/rev)		
	design value	actual value	error (%)	design value	actual value	error (%)
Small rod dia.(mm)	3.47	3.49	0.43	4.03	4.01	0.5
Big rod dia.(mm)	4.247	4.3	1.23	4.62	4.62	0
Small rod length(mm)	8.746	8.7	0.53	8.97	9.0	0.33
Big rod length(mm)	10.41	10.39	0.2	9.26	9.2	0.6

까지의 작은 로드 길이(L_1)를 설정할 때 발생하는 차이에 기인한다.

Table 2는 설계값과 실제품값을 비교한 표이다. 이 결과로부터 설계값이 오차 1.5% 이하로 매우 작다는 것을 알 수 있기 때문에 본 논문에서 작성한 설계해석 프로그램이 정확하다는 것을 확인할 수 있다. 따라서, 본 논문에서 개발한 설계해석 프로그램은 요구하는 유량 특성이 주어지면 적절한 부품의 설계 인자를 빠른 시간에 선정할 수 있으므로 시행착오를 최소화할 수 있는 효율적인 프로그램이다.

5. 결론

파워 스티어링용 베인 펌프의 유량 제어부의 설계 프로그램을 개발하기 위해 유량 제어부에 대한 모델링과 수치 해석을 수행하여 실험결과와 비교한 결과 해석결과가 실험결과를 잘 예측함을 확인하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 1차 제어유량에 영향을 가장 많이 미치는 인자는 스펴의 작은 로드 직경이고, 2차 제어유량에 영향을 가장 많이 미치는 인자는 스펴의 큰 로드 직경이다.
- (2) 절점에 영향을 미치는 주요 인자들은 주 스펴링 상수, 주 스펴링 초기 압축량 및 스펴의 작은 로드 직경이다.

- (3) 강하시작점에서 강하 완료점으로의 유량 감소 구배는 스펴의 작은 로드 직경에서 스펴의 큰 로드 직경으로 변화하는 모따기 구배에 의해 결정된다.
- (4) 강하시작점은 스펴과 바이패스 유출구 간의 거리, 오리피스 단과 작은 로드 끝단까지의 거리 및 스펴의 모따기 크기에 의해 영향을 받는다.
- (5) 송출실에서 주 스펴링실로의 파일럿 구멍은 스펴과 유량의 동특성에 영향을 미친다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 창원대학교 공작기계기술 연구 센터의 지원에 의한 것입니다.

참 고 문 헌

- (1) 中村 京市 外, 1992, "平衡形 베인펌프의 壓力 脈動에 關する 研究", 日本機械學會 論文集(B編), Vol 58 547號, pp. 799~803.
- (2) 송창섭, 강서익, 차량용 변속기의 조향 안전화 제어 장치의 개발, 한국공작기계학회지 1995,7 v.4, n.2, pp. 12~17.
- (3) 宇野 高明, 1995, Power Steering System, 車輛運動性能とシャシーメカニズム, pp. 222~230.
- (4) 오름社, 1989, 油空壓 便覽, p. 644.
- (5) 손병진, 강명순, 박영조, 1994, 유압공학, p. 32.
- (6) John Watton, 1989, Fluid power system, pp. 15~70.