유압 회로를 이용한 초고속 스핀들의 언클램핑(unclamping) 시간 저감 방안 연구

정원지(창원대학교 기계설계공학과), 이춘만(창원대학교 기계설계공학과),
조영덕*(창원대학교 기계설계공학과), 황영국, 정동원(창원대학교 기계설계공학과 대학원)

A Study on the Decrease of the Unclamping time using Hydraulic Circuit

W. J. Chung(department of Mechatronics. CNU), C. M. Lee(department of Mechatronics. CNU),
Y. D. Cho*(department of Mechatronics. CNU) and Y.K.Whang, D.W.Chung(Graduate School, CNU)

ABSTRACT

According to the demand of the high productivity, the interest of manufacturing skills is growing in industrial society. Especially the high speed spindle in machining center becomes important these days. The exchange time of the tool in machining center usually calls T-T(tool to tool) time. Detailly explaning, It is influenced by the unclamping time. Affecting factors of the unclamping time are various(the hydraulic system, drawbar mass, a flow meter, disc spring, a piston diameter, pipe diameters, and so on). In this study, we could find factors that decrease the unclamping time and verify it for softwares.(AMESim 4.0® & visual Nastran 4D®)

Key Words : high speed spindle(초고속 스핀들), T-T(tool to tool) time, tool clamping(툴 클램핑), unclamping(언클램핑), hydraulic circuit(유압 회로), drawbar(드로우바), visual Nastran 4D®, AMESIM 4.0®

1. 서론

최근 급속히 발전하고 있는 초고속 가공기술을 통한 시간의 단축으로 생산성 향상과 가공능률의 극대화가 이루어 지고 있다. 공작기계의 고성능화와 생산원가 절감은 제조사들에게 있어서는 가장 중요한 요점이라 볼 수 있으며 고성능화 측면에서 스핀들의 고속화와 동시에 가공시간을 단축시키고 가공 표면을 개선시키는 효과를 내어야 한다. 하지만 가공시간을 단축시키기 위해 스핀들의 고속화만을 지향할 수는 없다. 가공품의 완성을 위해서는 하나의 툴만 사용하는 것이 아니라 여러 툴을 사용해야 하기 때문이다. 따라서 가공시간의 단축은 툴의 교환 시간을 저감하는 것과 밀접한 관계가 있다. 또한 툴의 교환은 로터리 암(rotary arm)과 툴 클램핑(tool clamping) 시스템으로 작동되며 이러한 툴 클램핑 시스템은 유압을 이용하여 제어한다. 현재 기술로는 로터리 암이 작동하는 속도는 캠(cam)의 조절로서 짧은 시간까지 단축이 가능한 상태이다. 하지만 언클램핑(unclamping) 시간은 유압 시스템부분과 주축안의 드로우바(drawbar) 부분, 디스크 스프링(disc spring) 부분까지 상관관계가 있으며 cam의 속도에 못 미치는 실정이다.

본 논문은 툴 클램핑 시스템에 언클램핑 신호를 주었을 때 유압 시스템에 의해 드로우바가 밀어지며 생기는 언클램핑(unclamping) 시간을 줄임으로써 T-T(Tool to Tool) 시간을 저감하기 위한 방안을 연구하였다.

이를 위하여 본 연구에서는 D 사의 초고속 스핀들(20,000rpm)을 대상으로 하였다. 실제 모델의 핵심적인 부분들을 간략화하여 AMESim 4.0®의 workspace 상에서 전체적인 언클램핑 시스템을 유압회로 형태로 구성하고 해석을 수행하였다.

2. 언클램핑 시스템의 구성

2.1 구성회로의 작동원리

모터의 회전으로 펌프가 작동을 하여 유량을 토

출한다. 토출된 유량은 여러가지 관과 이음새 부분 등을 걸쳐 압력이 손실된다. 솔레노이드 방향전환 밸브에서 전기적 신호가 오면 유량은 언클램핑 시스템으로 흐르고 밸브를 통과한 유량은 압력손실을 제외한 만큼 피스톤에 작용한다. 작용한 유량은 Fig. 1 의 그림과 같이 드로우바를 밀게 되고 드로우바 끝에 연결된 콜릿(collet)이 벌어져 툴생크 부분이 빠지게 되어 언클램핑이 된다.

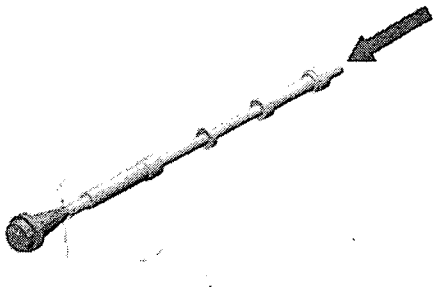


Fig. 1 The simplified model about the clamping system for visual Nastran 4D®

2.2 회로 설명

유압 발생부로부터 툴이 언클램핑 되기까지의 시스템을 Fig. 2 와 같이 하나의 회로로 표현하였다.

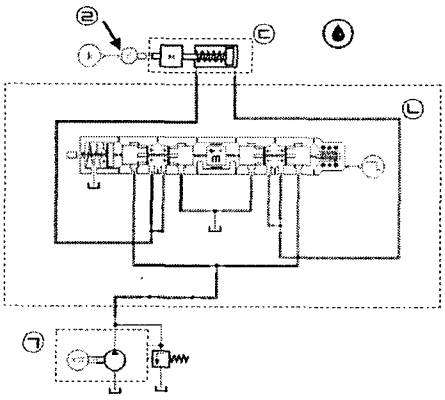


Fig. 2 The unclamping system circuit for AMESim 4.0®

㉠부분이 모터와 펌프 부분이다. 압력과 총유량은 D 사의 제원에 따라 6.9Mpa, 25L/min 을 주었다.

㉡부분은 펌프에서 피스톤에 도달하기까지 유량의 통로 역할을 해주는 호스들과 밸브 부분이다. 각 호스은 실제 곡관으로 배치되나 실제 압력손실은 미미한 것으로 가정하여 회로상에서는 일직선으로 표현했다. 각 호스들은 길이와 직경이 다르며 호스들을 이어주는 이음관(어댑터, 컨넥터, 엘보우 등) 부분은 압력손실을 이론적으로 계산한 결과 비교적 작은 값이므로 회로상에서는 생략하였다. 전기적 신호에 따라 언클램핑과 클램핑에 필요한 유량의 방향을 조절해 주는 2 port 4-way spring return solenoid 방향전환 밸브이다

㉢은 피스톤 부분이다. 안쪽의 로드 스프링 부분은 디스크 스프링(disk spring)에 해당이 된다. 로드 부분에 달려있는 질량은 드로우바를 나타내지만 유압이 밀어주는 부분은 Fig. 3 에서 보는 바와 같이 드로우바의 질량은 물론 디스크 스프링(60 개)과 콜릿 척의 무게도 포함된다.

㉣부분은 클램핑력를 의미한다. 일반적으로 10,000~30,000rpm 의 스핀들에서는 클램핑력이 1300kgf 로 알려져 있다.

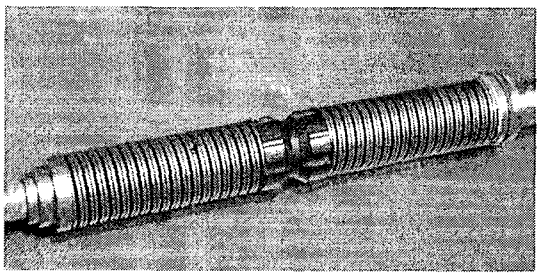


Fig. 3 Draw bar and disc spring

회로 해석에 앞서 구성 요소들의 파라미터(parameter) 설정을 위하여 드로우바, 콜릿, 디스크 스프링을 모델링하여 Visual Nastran 4D 를 이용해 Fig 4 과 같이 각각의 무게를 측정하였다.

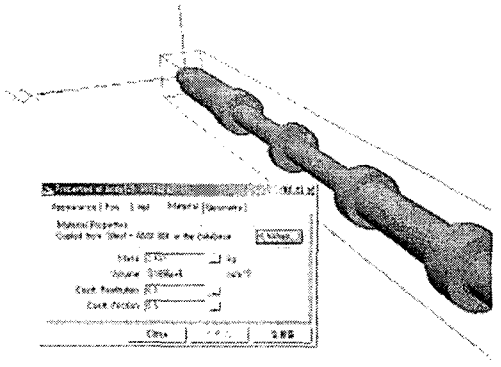


Fig. 4 Mass measurement of the draw bar for visual Nastran 4D®

3. 유압회로의 이론적 접근 및 회로 해석

3.1 이론적 접근

스핀들의 동작이 유압 시스템으로 이루어지고 이를 해석하기 위해서는 이론적 접근이 필요하다. 유압구동기의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 부분이 시스템에 작용하는 유압이다. 하지만 펌프에서

발생된 유압은 호스를 거쳐 피스톤에 전달되는 동안 압력손실이 이루어진다. 따라서 피스톤으로 유입되는 유압의 압력 손실을 계산하였다. 계산된 압력손실을 펌프의 토출압에서 빼어 AMESim 4.0® (Fig. 1 참조)의 피스톤 부분에 들어가는 압력과 비교하여 보았다. 이론적 계산은 유압 호스의 압력손실 구하는 식을 이용하였다.

3.2 압력 손실

이론적인 계산법은 유압의 압력손실 구하는 Weisbach-Darcy 이론을 참고하였다 유압유의 종류는 ISO VG 32 로 선정하여 계산하였다.

우선 관의 Re (레이놀드) 수를 구하기 위해서 식 (1)을 이용하였다. 계산된 Re 수는 2000 이하에서는 유체의 종류에는 층류가 되고 4000 이상이면 난류가 된다. Re 이 2000~4000 이면 불안정하다.

$$\therefore \mathrm{Re}=\frac{VD}{\upsilon}=\frac{4Q}{\pi D\upsilon} \qquad (1)$$

Q(m³/s):유량, V(m/s):유속, υ(m²/s)동정도계수, D(m):직경

각 호스들은 Re 수가 2000 이하, 층류로 판단되었다. 구한 레이놀드 수로 (2)식과 같이 마찰계수를 구하였다.

$$\lambda=\frac{64}{Re}\text{(층류의 경우)} \qquad (2)$$

(2)식에서 계산한 마찰계수를 이용하여 각 호스들의 압력손실을 식(3)을 이용하여 구하였다..

$$\Delta P=\lambda\frac{\gamma V^2}{2g}\frac{L}{D} \qquad (3)$$

γ(kgf/m3):유체의 비중량, L(m):관의 길이

호스들을 연결해주는 이음관들의 손실은 식(4)을 이용하여 산출하였다. 각 이음관들의 압력손실을 구해본 결과 1~30Pa 까지이며 그 값들이 6.9Mpa에 비하여 무시할 정도로 적기 때문에 생략하였다.

$$\Delta P=\lambda\frac{\gamma V^2}{2g} \qquad (4)$$

상기 이론식에 의한 압력손실의 결과와 AMESim 4.0® 회로상에서의 압력손실을 비교한 결과 큰 차이는 없었다.

3.3 언클램핑 구성회로 해석

언클램핑은 드로우바의 끝에 연결된 콜릿이 벌어져 툴생크를 교환할 수 있게 해주는 것을 말한다. 본 논문의 언클램핑 기준 설정은 D 사의 초고속 스핀들의 모델을 이용하였다. D사의 스핀들은 드로우바가 9.5mm 이동 시 언클램핑 상태로 정하며 이때의 시간은 0.15 초이다. 현 회로를 구성하여 측정한 결과 0.15 초에 근접한 그래프를 얻었다.(Fig. 5) 나온 결과가 실제 시간보다 조금 많이 걸린 이유는 AMESim 4.0® 의 시뮬레이션 상에서 밸브의 마찰계수를 크게 설정했기 때문이다. 그러나 본 연구의 목적에 맞는 경향성을 보기에는 충분하다.

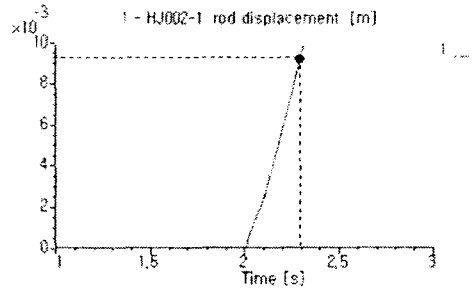


Fig. 5 The graph of applying a 20,000rpm model

그리고 검증을 위해 다른 소프트웨어인 visual Nastran 4D®를 이용하여 유압시스템에서 구한 압력값을 적용한 결과 회로상의 결과와 거의 같은 값 (9.5mm 이동시 0.23 초)을 나타냈다.

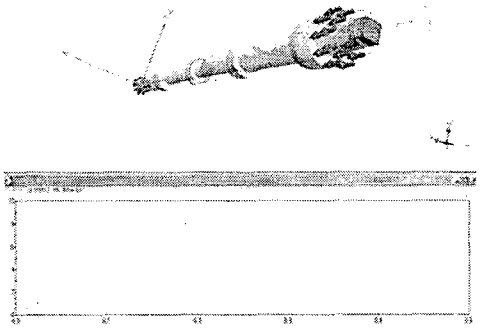


Fig. 6 The model and graph for visual Nastran 4D

언클램핑 시간에 영향을 주는 인자는 유압 부분의 유량, 호스들의 길이와 내경, 툴생크 부분의 클램핑력(clamping force), 드로우바의 질량 등을 들 수 있다. 이 인자들을 일정하게 변화시켰을 때 상관관계를 그래프로 나타내어 분석한다.

4. 저감 방안 도출

영향을 주는 인자들로 여러 번 해석을 수행한 결과 기존의 사양에서 피스톤의 직경, 드로우바의 질량, 유량, 호스의 직경, 툴생크 부위의 클램핑력이 언클램핑 작동 시 언클램핑 시간에 지대한 영향을 주고 있다. 검증을 위하여 visual Nastran 4D®에서 같은 입력치를 주었을 경우 AMESim 4.0®회로와 같은 그래프 특성이 나타났다.

Fig.7 에서 우선 드로우바 질량을 1kg 감소와 증가할 시는 그래프상 큰 변화가 없었다. 하지만 초고속 스핀들에서는 회전 속도가 빠르기 때문에 $F=mr\varpi^2$ 의 힘에 의한 질량 언밸런스(unbalance) 문제가 생기므로 정밀한 작업이 필요하다.

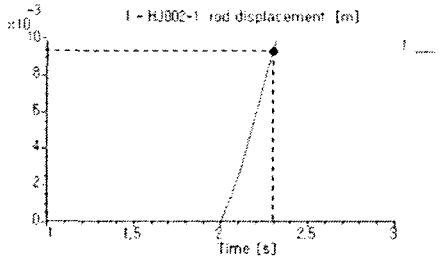
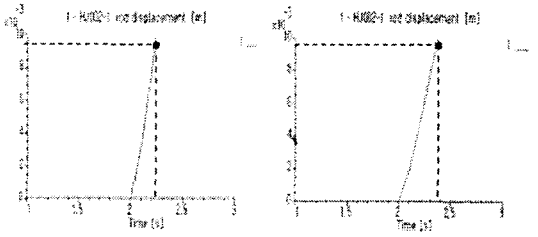


Fig. 7 measurement after change of the mass

Fig.8 은 피스톤의 지름의 변화에 따른 언클램핑 시간의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 8 (a) 와 (B)는 피스톤의 지름을 30mm 줄였을 때와 30mm 증가시켰을 때를 나타내는 그래프이다. 언클램핑시 피스톤 지름 변화는 중요하고 피스톤의 면적을 감소시킴으로 언클램핑 시간은 줄어드는 것을 알 수 있다.



(a) (b)

Fig. 8 Measurement after change of the piston diameter

Fig. 9 는 피스톤쪽으로 유입하는 압력 감소에 따른 언클램핑 시간 변화를 나타낸 것이다. 약 1Mpa 감소 시에는 약 0.02 초의 시간 증가를 보였다. 그러므로 피스톤 쪽으로 들어오는 압력은 5 개 호수들의 관의 직경과 거리, 그리고 유량이 영향을 미친다. 그러나 아무리 압력을 증가시킨다고 해서 좋은 것이 아니고 스핀들 내부에 무리와 수명감소를 줄 수 있기 때문에 바람직하지 않다. 역시 언클램핑 시간을 줄이기 위하여 압력을 증가하는 것 역시 신중히 고려하여야 한다.

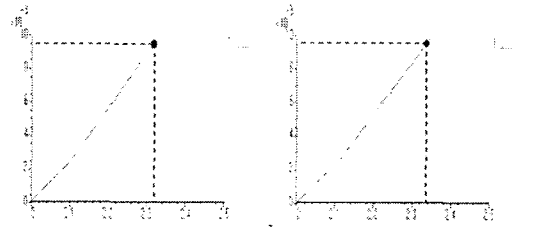


Fig. 9 Measurement after a decrease of pressure in in the input direction of the piston

5. 결론

실제 시스템을 꾸미지 않고 AMESim 4.0®의 유압회로를 이용하여 언클램핑 시스템을 파악할 수 있었다. 유압회로의 해석을 통해 언클램핑 시간에 영향을 줄 수 있는 인자들을 찾을 수 있었으며 이를 통해 언클램핑 시간 저감을 해줄 수 있는 방향을 모색할 수 있었다.

하지만 언클램핑 시간을 줄이기 위해 무조건 각각의 인자들 독립적으로 변화시키는 것은 바람직하지 않다. 언클램핑시의 system 은 각각의 인자들이 서로 복합적으로 구성되어 작동하므로 각 인자들 변경시 고려해야 할 사항과 실험계획법에 의한 최적 설계가 요구된다. 이러한 최적 설계는 언클램핑 시간을 저감하게 하며 결국 T-T time 을 줄일 수 있게 된다.

후 기

본 연구는 창원대학교 공작기계기술연구센터의 지원과 산업자원부 지방기술혁신사업(RT104-01-03) 지원으로 수행되었습니다. 본 과제는 산업자원부의 출연금 등으로 수행한 지역전략산업 석•박사 연구인력양성사업의 연구결과 입니다.

참고문헌

1. 주해호 "최신 유압공학," 대광서림 pp. 31 ? 45, 1998
2. 서상호, 유상실, 장남인, " 비뉴턴 유체의 협착관내 압력 손실 계수에 관한 연구," 韓國宇宙科學會誌, 제 20 권, 제 5 호, pp. 1603, 1998.
3. 北村正直 "증기관, 급수관내 유체 유속, 압력 손실의 산출법," 化學裝置, 제 41 권, 제 2 호, pp. 80 ? 92, 1999.
4. 노승국, 박종권, 경진호, "고속주축의 드로우바 지지조건에 따른 동특성 해석," 한국공작기계학회, pp. 484 ? 487, 2003
5. 신형장, 이석원, 박희재, "공작기계 주축 스핀들 종합오차 측정 및 평가기술 개발," 한국정밀공학회, pp1105 ? 1108, 1997
6. Sato.Y, "관로 입구 손실 계수에 관한 2,3 의 실험적 검증," 日本機械學會論文集, 제 59 권, 제 568 호, pp3861 ? 3863, 1993