

고속 확장된 작업공간을 가진 병렬 로봇을 위한 경량 3-DOF 손목 메커니즘의 ANSYS 기반 응력해석

박상혁*, 정원지*[#], 황희건*, 김홍록*, 최세웅*, 지명준**, 홍우철**

*창원대학교 기계공학과, ** (주)오토닉스

ANSYS[®]-Based Gear Stress Analysis of a Lightweight 3-DOF Wrist Mechanism for a Parallel Robot with Expanded Workspace

Sang Hyeok Park*, Won Jee Chung*[#], Hui Geon Hwang*, Hong Rok Kim*, Se Woong Choi*,
Myeong Jun Jee** and Woo Cheol Hong**

*School of Mechantronics, CHANGWON UNIV., **AUTONICS

(Received 15 November 2021; received in revised form 13 December 2021; accepted 28 December 2021)

ABSTRACT

This study proposed a method of testing the stability when selecting gears to reduce the weight of a 3-DOF wrist mechanism for a pick-and-place 3-DOF parallel robot with an increased workspace by using an additional straight axis at its top. We performed SolidWorks[®] modeling- and ANSYS[®]-based structural analysis of a pinion gear, which is most vulnerable to the force from a 3-DOF wrist mechanism, to lighten the robot weight for performing various tasks. When the initial analysis results considerably differed from the theoretical values calculated in advance, we checked and identified the errors in the contact conditions or input values. Ultimately, it is believed that the methodology presented in this paper will help in mitigating errors during analysis and determine the accurate values for a lightweight 3-DOF wrist mechanism for a parallel robot with an expanded workspace.

Keywords : Parallel Robot(병렬 로봇), 3-DOF Wrist Mechanism(3 자유도 손목 기구), Structural Analysis(구조 해석)

1. 서 론

포장, 식품, 제약 등 많은 산업 분야에서 고속 pick-and-place 자동화 작업이 많이 요구되고 3, 4자유도를 갖는 직교 또는 SCARA 직렬형 로봇이 주로 사용되어 왔다. 그러나 직렬 구조 로봇은 이동부의 관성을 최소화 하는데 한계가 있다. 최근 이러한 단점을 극복할 수 있는 Delta 병렬 로봇이 학계 및 산업계의

많은 관심을 받고 있다. 병렬 로봇은 무거운 구동기가 고정부 또는 근처에 위치 하고 가반 하중이 여러 개의 다리로 분산이 되므로 이동부의 관성을 크게 감소시킬 수 있어 고속, 고강성 및 고정밀도를 갖는다.^[1] 기존 병렬 로봇은 스카라 로봇과 다 관절 로봇에 비해 비교적 좁은 작업 영역 때문에 의 식품 포장 공정이나 일부 기계부품 공정 정도에 국한되어 사용되고 있다. 병렬 로봇의 원형 작업 영역으로 인해 생산 라인에 직렬 배치 시 발생하는 Dead Zone에 대한 해결책이 필요하다.

Corresponding Author : wjchung@changwon.ac.kr

Tel: +82-55-213-3624, Fax: +82-55-263-5221



Fig. 1 Examples of Manufacture Enviroments Using Parallel Robots

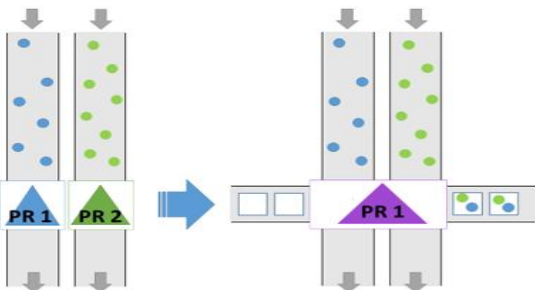


Fig. 2 Efficiency of 6-DOF Parallel Robot with a 3-DOF Wrist Mechanism and an Additional Straight Axis at Its Top



Fig. 3 6-DOF Parallel Robot with a 3-DOF Wrist Mechanism and an Additional Stratght Axis at Its Topodeling

4축 병렬 로봇의 End-effector에 3축 직선 부가축을 부착시키면 기존의 pick-and-place 용도로 국한된 병렬 로봇이 늘어난 자유도와 병렬 로봇의 고속 특성으로 인하여 기존 스칼라 로봇, 다관절 로봇을 사용해야 하는 공정에도 적용할 수 있으며

늘어난 작업 영역으로 인해 한대만으로 두 대의 병렬 로봇을 대체해 효율성을 가지나 문제점 또한 존재한다.

End-Effector에 3축 부가축을 부착하는 만큼 하중이 가해지는 만큼 진동과 처짐 문제를 고려해야 한다. 처짐은 어느 정도 진행될 때 마다 수리를 필요로 하기 때문에 해결하지 못하면 경제성에서 치명적인 단점이 된다.

진동과 처짐을 최소화하기 위해서는 추가로 End-Effector에 부착될 직선 부가축을 경량화 하는 것이 가장 중요하다. 공정 과정에서 필요한 가반 하중과 모터 구동 RPM을 적용하여 구조해석 하였을 때 적절한 안전 계수를 만족하는 기어를 선정할 수 있다면 경량화는 물론이고 보다 싼 기어를 채택 할 수 있어 경제성 또한 기대된다.

본 논문은 직선 부가축에 대한 효율적인 기어 선정을 위한 안정성 평가법을 제시한다. 기어 모델링에는 SolidWorks를, 구조해석에는 ANSYS를 사용하였다.

2. 안정성 평가

3축 부가축에 해당하는 3D 모델링이며 SolidWorks를 사용하였다. 피니언 기어에 모터의 동력이 전달되어 아래의 베벨 기어로 동력이 3축 부가축의 End-Effector로 전달되는 방식이다. 4축 병렬 로봇의 End-Effector의 고정 베이스에 직선 부가축이 부착되는 구조로 하여 관성을 최소화 한다.

안정성 평가 있어 모터의 동력을 직접 전달받으면서 가장 작아 파손에 취약할 것이라고 예상되는 피니언 기어를 구조 해석 하는 것이 타당할 것이라고 예상된다. 이를 확인하기 위하여 모터의 동력을 직접 받는 피니언에 임의의 모멘트를 가하였을 때 응력 집중을 확인하여 위하여 ANSYS를 사용해 응력 집중 해석을 진행하였다. 해석 결과 피니언 기어에 비교적 큰 응력이 크게 집중되었고 피니언 기어의 안정성 평가에서 문제가 없다면 해당 베벨 기어 모델은 안전하다고 판단 할 수 있다. 베벨 기어 모델에서 가장 취약한 피니언 기어와 렉 기어를 추출하여 ANSYS를 사용한 구조해

석을 진행하기 앞서 불 필요한 해석 시간을 줄이기 위해 기어 모델에서 맞닿는 파트를 제외한 불 필요한 부분을 제거하여 모델을 간략화 시켰다.

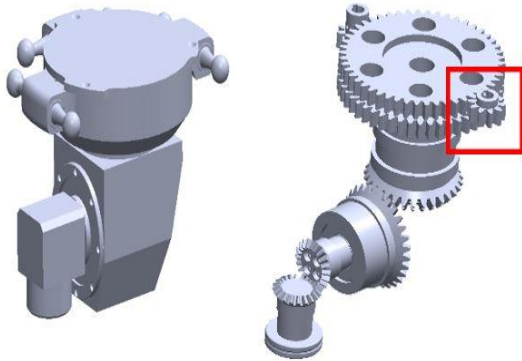


Fig. 4 Modeling of 3-DOF Wrist Mechanism and Internal Bevel Gear

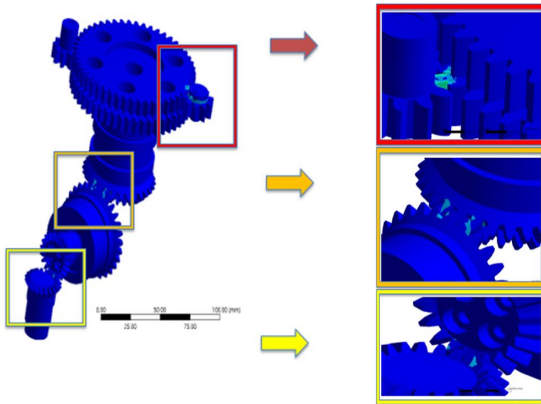


Fig. 5 Stress Concentration Analysis of a Bevel Gear Using ANSYS®

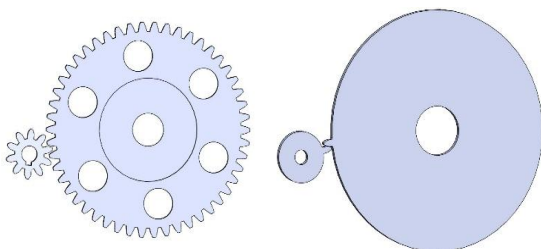


Fig. 6 A Gear Model requiring Stability Verification and An Arbitrarily Simplified Gear Model

3. 이론값 계산

해석을 수행하여 얻은 결과값과 비교하여 해석이 올바르게 수행되었는지 검증 할 수 있는 이론값이 필요하다. 해석을 수행하기 앞서 이론값을 계산하여 추후에 얻은 해석 결과값과 비교하고자 한다. Von-Mises 등가 응력을 구해 응력 집중을 계산하기 위해 선행되는 수식들이 존재한다. 임의의 기어 설계 값은 다음과 같다.

Table 1 Arbitrary Gear Design Values

Parameter	Value
Poisson's ratio (ν)	0.3
Diametral pitch (P)	6.35
Pressure angle (Φ)	20°
Face width (b)	20
Tooth thickness (t)	6.28mm
Quality grade number (Qv)	6
Numbers of pinion teeth (Np)	16
Pinion pitch circle diameter (dp)	64mm=2.5197in
Numbers of gear teeth (Ng)	64
Gear pitch circle diameter (dp)	256mm=10.0788in

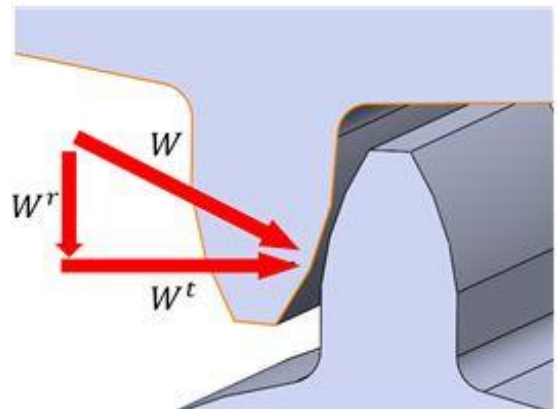


Fig. 7 Tangential Force W_t

우선 선속도 V 는 다음과 같이 구할 수 있다.^[2]

$$V = \frac{\pi d_f n_p}{12} = \frac{\pi(2.5197)(1000)}{12} = 659.656 \quad (1)$$

H = 동력 = 5hp = 3.7285kW, n_p = 피니언 회전 속도(rpm)라고 할 때, 접선력 W^t 에 대한 식은 다음과 같이 구할 수 있다.^[2]

$$W^t = \frac{60000H}{\pi d_f n_p} = \frac{60000(3.7285)}{\pi(64)(1000)} = 111.3N \quad (2)$$

속도계수 k_v 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$k_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B = \left(\frac{59.77 + \sqrt{659.656}}{59.77} \right)^{0.8255} = 1.344 \quad (3)$$

여기서 Q_v 를 품질 등급 번호라고 할 때 B 와 A 는 다음과 같다.^[2]

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3} = 0.25(12 - 6)^{2/3} = 0.8255$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0.8255) = 59.77$$

탄성정수계수 $C_p = 191$ 일 때 면압을 계산하면 다음과 같다.^[2]

$$\begin{aligned} \sigma_c &= -C_p \left[\frac{2k_v W^t}{b \cos \Phi \sin \Phi \left(\frac{1}{d_p} + \frac{1}{d_G} \right)} \right]^{1/2} \\ &= -(191) \left[\frac{2(1.344)(111.3)}{b \cos(20) \sin(2) \left(\frac{1}{64} + \frac{1}{256} \right)} \right]^{1/2} \\ &= -182.11MPa \quad (4) \end{aligned}$$

여기서 - 부호는 압축을 의미한다. 면압을 통해 von-Mises 등가 응력을 계산하면 다음과 같다.^[2]

$$\begin{aligned} \sigma_e &= (1 - 2\nu)\sigma_c = (1 - 2(0.3))(182.11) \\ &= 72.844MPa \quad (5) \end{aligned}$$

4. 응력 해석

임의로 설계한 기어 모델을 ANSYS를 사용하여 구조 해석 하였다. 피니언과 기어의 이에 대한 접촉 조건은 Frictional = 0.1 로 부여하였다. 피니언에 부여할 모멘트는 다음과 같이 구하였다.

$$\begin{aligned} T_p &= \frac{d_p}{2} W^t = \frac{64}{2} 111.3 \\ &= 3561.6 N \cdot mm \quad (6) \end{aligned}$$

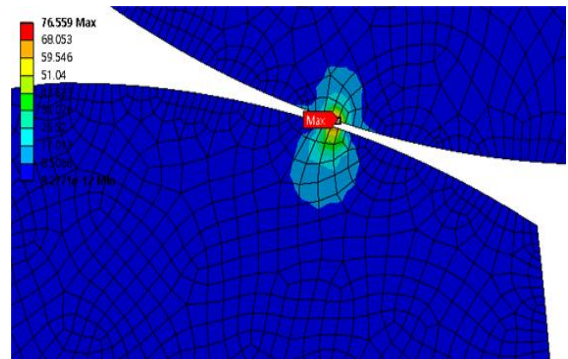


Fig. 8 Analysis Result of Contact Stress

Table 2 Comparison of Theoretical Values with Analysis Results

Items	Value
Theoretical value	72.8 MPa
Analysis result	76.6 MPa
Difference	5.09%

피니언과 기어가 맞닿는 면에 Frictional 조건을 부여하고 수치는 0.1을 부여하였다. 맞닿는 면의 Mesh를 Face Sizing 기능을 사용하여 구성하였다. Mesh 사이즈를 1mm부터 시작해 점점 더 작은 사이즈로 구성해가면서 비교하였을 때, 결과값이 0.23mm부터 고르게 수렴하여 출력되어 더 작은 사이즈로 구성해도 유사한 결과값이 출력되었다. 이번 해석에는 Mesh 사이즈를 0.23mm로 구성하였다.

면압 해석을 위한 경계 조건은 움직이지 않는 파트를 Fixed로 고정시키고 피니언의 회전축에 Cylindrical을 부여했으며 피니언에 모멘트를 부여하여 해석을 진행하였다.^[3]

최대 76.559MPa를 결과값으로 얻었으며 앞서 이론값으로 계산하였던 72.844MPa보다 좀 더 큰 값이며 오차율은 약 5%이다.

앞서 제시했던 기어 해석법을 각각 다른 조건의 기어 모델에 적용하여 검증하고자 한다. Table2의 설계 기본값을 기반으로 재질을 SCR420H와 SM45C 두가지 재질로 나누어 적용 시키고 재질마다 기어의 잇수는 60개로 고정하고 피니언 잇수를 10, 12, 15개로 조절하여 총 6번의 해석을 진행하였다. 해석에 사용할 물성치는 Table 4에 나타내었고 피니언 잇수 마다의 피치 원 지름은 Table 5에 나타내었다.^[4]

식 (2)에 대한 접선력은 피니언 잇수와 재질과는 관련이 없기 때문에 다음과 같이 구하여 6개의 모델에 동일하게 적용된다.

$$W^t = \frac{60000H}{\pi d_p n_p} = \frac{60000(3.7285)}{\pi(64)(1000)} = 111.3N$$

식 (1)에 피니언 잇수마다 변하는 피치 원 지름을 대입하여 계산하고 Table 6에 나타내었다.

식 (3)에 선속도를 포함한 수치를 대입하여 계산하고 Table 7에 나타내었다.

식 (4)에 각각의 수치를 대입하여 총 6가지 기어에 대한 면압을 계산하고 Table 8에 나타내었다.

식 (5)에 면압과 푸아송 비를 대입하여 피니언 잇수와 물성치에 따른 등가 응력을 계산하여 Table 9에 나타내었다.

Table 3 Basic Design Values of Our Analysis Model

Parameter	Value
Module (m)	4 mm
Tooth thickness (t)	6.3 mm
Pressure angle (Φ)	20°
Face width (b)	20
Quality grade number (Qv)	6

Table 4 Material Properties used for Analysis

Mechanical properties	SCR420H	SM45C
Elastic modulus, E [GPa]	200	207
Poisson's ratio, ν	0.29	0.3
Density, ρ [kg/]	7.865	7.600
Yield strength, [MPa]	1,034	370
Tensile Strength [Mpa]	1,158	640

Table 5 Pitch Circle Diameters depending on the numbers of pinion teeth

Numbers of teeth	Pitch diameter
10	40mm = 1.575 in
12	48mm = 1.889 in
15	60mm = 2.362 in

Table 6 Linear velocity depending on the numbers of pinion teeth

Numbers of teeth	Linear velocity V (ft/min)
310	412.3
12	494.5
15	618.4

Table 7 Velocity coefficients depending on the numbers of pinion teeth

Numbers of teeth	Velocity coefficient kv
10	1.273
12	1.298
15	1.333

Table 8 Contact stress depending on the numbers of pinion teeth

Numbers of teeth	Contact stress (MPa)
10	-223.7
12	-209.1
15	-193.4

Table 9 Equivalent stress depending on the numbers of pinion teeth and material properties

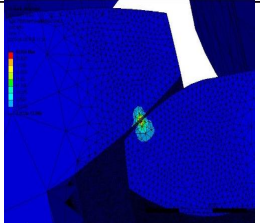
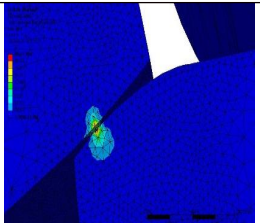
Pinion	Material	Von-Mises equivalent stress (MPa)
10	SCR420H	89.5
10	SM45C	93.9
12	SCR420H	83.6
12	SM45C	87.8
15	SCR420H	77.4
15	SM45C	81.2

기어 모델을 임의의 모델을 해석했던 조건대로 ANSYS를 통해 해석을 진행하였다. 피니언에 부여할 모멘트는 식(6)에 수치를 대입하여 구하여 해석하였다.^[5-6]

5. 실험결과 및 고찰

피니언 기어의 잇수와 물성치에 따라 결과값을 Table10에 나타내었다. 결과값을 이론값과 비교하여 오차율을 Table 11에 나타내었다.

Table 10. Analysis Results using ANSYS®

Numbers of teeth	Material	Analysis result (MPa)
10	SCR420H	 A maximum value of 92.9
		 A maximum value of 96.3

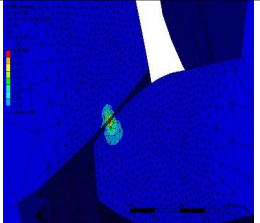
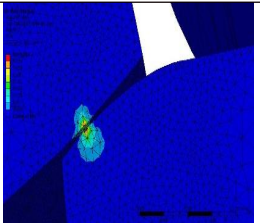
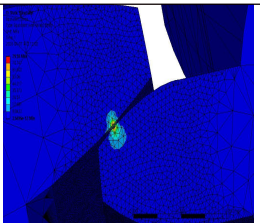
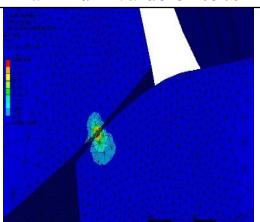
12	SCR420H	 A maximum value of 85.3
		 A maximum value of 90.1
15	SCR420H	 A maximum value of 79.6
		 A maximum value of 83.4

Table 11 Differences between the analysis results and the theoretical values

Theoretical value (MPa)	Analysis result (MPa)	Difference (%)
89.5	92.9	3.9
93.9	96.3	2.5
83.6	85.3	1.9
87.8	90.1	2.6
77.4	79.6	2.9
81.2	83.4	2.7

계산했던 이론값과 해석값을 비교하면 조금 더 큰 값이 해석 결과값으로 구해졌다. 해석 결과값과 계산했던 이론값이 정확히 일치하지 않는 이유는 수식에서 가정한 기어의 치형과 본 논문에서 모델로 사용한 기어의 치형이 정확히 일치하지는 않기 때문이며, ANSYS에서의 해석은 면압 외에도 외적인 영향도 포함하기 때문에 정확히 일치하는 값을 얻을 수는 없었으나 오차율이 약 2~4% 정도로 앞서 구했던 이론값은 해석을 진행하며 참고하기에 충분히 의미 있는 값을 알 수 있다.

6. 결 론

본 논문에서는 병렬 로봇의 End-effector에 부착되는 3축 직선 부가축을 경량화 하기 위해 기어를 선정하는 과정에서 기어의 안정성을 검증하기 위한 방법을 제시하였다. 기어마다 치형이 동일하진 않기 때문에 이론값과 해석 결과값이 동일 할 필요는 없지만 해석 조건에 실수가 없을 경우 어느 정도 근접한 값으로 수렴하며 해석 초기에 결과값이 먼저 계산 해 놓은 이론값과 동떨어진 값이 출력 되었을 때는 Contact 조건이나 Input값의 수치가 잘못되지는 않았는지 확인할 수 있기 때문에 해석하는 과정에서 실수를 줄일 수 있고 정확한 값을 구하는데 도움을 줄 것으로 기대된다.

후 기

“이 논문은 2019년도 제20004636호, 작업공간 확장 구현을 위한 부가 직선축을 가진 보급형 병렬로봇 시스템 개발 연구비 지원에 의하여 연구되었음.”

REFERENCES

1. Kim, H. S., “Analysis and Design of a Novel 4-DOF High-Speed Parallel Robot” Journal of The Korean Society of Industry Convergence, Vol. 19, No. 4, pp. 206-215, 2016.
2. Richard, G., Budynas, J., Keith, N., Mechanical Design 9th Edition(Shigley's MECHANICAL

ENGINEERING DESIGN), pp. 573~682, 2013.

3. Jeong, K. M., Hong, W. C., Kim, H. S., Kim, H. H., “Design of Low Cost Parallel Robot System with Additional Linear Axis for Extended Workspace”, Journal of the 2019 Autumn Conference of the Korean Society of Precision Engineers, pp. 158, 2019.
4. Lee, Y. S., Jang, B. E., Kim, Y. J., Chung, S. O., Choi, Y. S., “Stress and fatigue analysis of the power transmission sprocket gears for design of a small-sized Chinese cabbage harvester”, the Spring and Autumn Conference of the Korean Society of Machinery, pp. 87-91, 2018.
5. Moon, S. P., Han, T. H., Choi, C. H., Kim, Y. J., “Strength Analysis of Helical Gear Reducer Through KISSsoft,” Journal of Mechanical Society for Pneumatic Construction, pp. 210-211, 2019.
6. Lee, J. G., Han, S. G., Kim, S. H., “The Structural analysis of Reduction Gear for Electric Vehicle,” Journal of The Korean Society of Automotive Engineers, pp. 163-163, 2018.