

위상최적설계를 활용한 압출기의 플라텐 경량화 설계

김동을¹· 김지욱²· 이정인²· 조아라²· 이성윤³· 정명식⁴· 고대철^{5,*}· 장진석^{4,#}

Platen Weight Reduction Design of Extruder Using Topology Optimization Design

D. Y. Kim, J. W. Kim, J. I. Lee, A. R. Jo, S. Y. Lee, M. S. Jeong, D. C. Ko, J. S. Jang
(Received September 5, 2022 / Revised September 29, 2022 / Accepted September 30, 2022)

Abstract

In this study, the weight of the platen was reduced using the structural strength analysis and topology optimization design of the extruder by finite element analysis. The main components of the extruder such as the stem and billet, were modeled, and the maximum stress and safety factor were verified through structural strength analysis. Based on the results of the structural strength analysis, the optimal phase that satisfies the limitation given to the design area of the structure and maximizes or minimizes the objective function was obtained through a numerical method. The platen was redesigned with a phase-optimal shape, the weight was reduced by 40% (from the initial weight of 11.1 tons to 6.6 tons), and the maximum stress was 147.49 MPa safety factor of 1.86.

Keywords: Extruder, Structural Strength Analysis, Topology Optimization, Lightweight design, Finite Element Method

1. 서 론

최근 유한요소해석 기술과 함께 단조, 압연, 압출 등 소성가공분야의 발전이 이루어지고 있다. 현재 국내에서 사용 중인 압출기는 해외의 장비를 벤치마킹하여 설계되어 구조적이나 안전성 면에서 과도설계가 이루어져 있는 것으로 확인되었다[1].

압출기의 원리는 원기둥 형태의 소재(Billet)를 금형에 넣은 후 스템(Stem)으로 밀어내어 단면적을 줄

이고 길이를 늘이는 소성 분야의 공정이며, 현재는 복잡하고 다양한 형상의 제품을 압출하고 있다[2].

압출에는 전방 압출, 후방 압출, 정수압 압출 등이 있다. 전방 압출은 소재의 축 방향의 압축력을 가하여 초기 소재의 직경보다 작은 성형부를 가지는 금형으로 소재를 유동시켜 소재의 직경을 감소시키는 공정이다.

전방 압출에서는 재료에 대한 균열은 거의 없지만 평균 압력이 높아서 단면 감소율에 제약이 있다 [3]. 후방 압출은 전방 압출의 반대 방향으로 압출하는 공정이며, 상대적으로 전방 압출보다 재료의 손실이 적고 압출 압력이 적게 소요된다[4].

정수압 압출은 고압의 유체로 둘러싸인 소재가 유체의 압력이 임계점에 도달했을 때 금형의 형상에 따라 성형되는 공정으로 고속 압출을 가능하게 함으로써 제품의 생산성 및 기계적 특성이 향상되는 성형 방법이다[5].

1. 경북자동차임베디드연구원 전장시스템연구실, 연구원
2. 한국생산기술연구원 스마트제조기술연구그룹, 연구원
3. 한국생산기술연구원 스마트제조기술연구그룹, 선임연구원
4. 한국생산기술연구원 스마트제조기술연구그룹, 수석연구원
5. 부산대학교 나노메카트로닉스공학과, 교수
* Corresponding Author: Pusan National University
E-mail: dcko@pusan.ac.kr
Corresponding Author: Korea Institute of Industrial Technology
E-mail: jsjang@kitech.re.kr
ORCID: 0000-0002-6801-9109

본 압출기는 산업현장에서 사용 중인 압출기로 전방 압출 공정을 사용하고 있으며 과도 설계된 플라텐의 경량화를 하기 위해 구조 강도 해석 및 위상 최적 설계를 분석하였다.

플라텐은 압출기의 전반적인 하중을 받는 부분이며 하중을 지탱하기 위해 소재 비중이 큰 부품이다. 주 하중 방향에 대하여 타이로드(Tie rod)의 초기 하중조건과 이후 압출공정에서 발생하는 하중을 복합적으로 고려하였다. 우선, 플라텐을 구조 강도 해석을 통해 기존모델의 구조적인 안전성을 분석한다. 위상 최적 설계를 수행하여 안정성을 보장하는 설계영역에서 무게를 경량화 할 수 있다. 기계설비의 제작 시 기존대비 소재가 적게 사용됨으로써 경제성이 있으며 원가절감으로 이루어질 수 있다.

위상 최적 설계(Topology optimization design)는 구조물의 설계영역(Design domain)에 주어진 제한 조건(Constraint)을 만족시키며 목적함수(Objective function)를 최대화하거나 최소화하는 최적의 위상을 수치적인 방법을 통하여 구하는 구조 최적화 기법 중의 하나이다. 위상 최적 설계는 기존의 구조 최적화 방법인 치수 최적화나 형상 최적화와 대비하여 더 뛰어난 성능을 가지는 위상을 최적 설계할 수 있다는 장점이 있다[6~8].

이에 본 연구에서는 산업현장에서 사용 중인 압출기의 실제 모델을 선정하여 구조 강도 해석 및 위상 최적 설계로 하중이 받는 부품인 플라텐(Platen)의 경량화를 수행하였다.

2. 설계 및 구조 강도 해석

2.1 압출기 모델링

압출기의 주요 부품은 메인 실린더(Main cylinder), 스템(Stem), 컨테이너(Container), 플라텐(Platen), 타이로드(Tie rod), 제관(Bed) 등이 있으며 Fig. 1 에 나타내었고 소재의 압출방향은 화살표 방향과 같다.

압출 가공은 소재가 컨테이너에 들어가고 커넥팅로드가 컨테이너에 하중을 가하여 소재가 움직일 수 없도록 고정을 한다. 이후 메인 실린더에 내부에 압력이 작용할 때 크로스헤드를 통해 스템을 밀어 소재가 금형(Die)을 통과하여 성형되어 플라텐으로 배출되는 과정으로 이루어진다. 모델링의 전체 크기는 약 6.3 x 2.3 x 2.3(m) 이다.

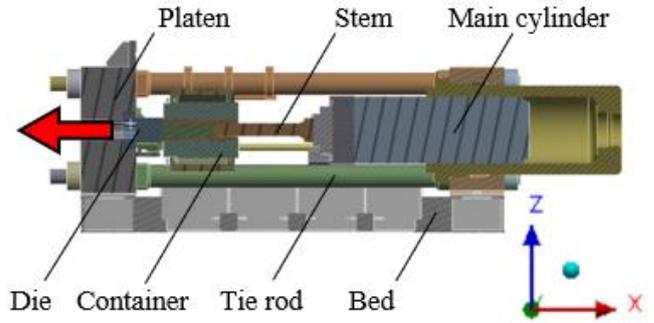


Fig. 1 Components of an extruder

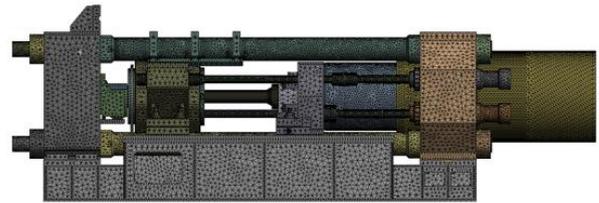


Fig. 2 Finite element modeling of extruder

Table 1 Material properties of platen

Part	Platen
Material	SF55
Modulus of elasticity (GPa)	200
Poisson's ratio	0.32
Density (kg/m ³)	7850
Yield stress (MPa)	275

2.2 유한요소 모델링

유한요소해석을 하기 위해 복잡한 형상 및 볼트는 제거하여 단순화된 모델로 수정하였으며, 플라텐의 하중에 영향을 줄 수 있는 부분을 고려해서 모델링을 하였다.

이후 구조 강도 해석을 하기 위해 Fig. 2 에 나타낸 것처럼 유한요소 모델링 하였다. 모든 구조는 솔리드 요소로 모델링 하였으며, 격자의 크기는 30mm 로, 스템은 10mm 로 각각 지정하였다.

총 질점 수는 2,258,957 개, 솔리드 요소 수는 1,344,621 개로 구성되어 있다. 경량화의 목적인 플라텐(Platen)의 물성 값은 SF55 이며, Table 1 에 정리하였다.

2.3 경계조건 및 하중 조건

제관 바닥부와 압출 방향으로 미끄럼이 일어나지 않는 조립 부분은 X, Y, Z 병진 및 회전자유도를 모두 구속하였고, 압출 방향으로 하중이 가해져서 미끄럼이 일어나는 곳은 변위가 발생하므로 마찰을 무시하는 조건으로 구속하였다.

하중 조건은 타이로드 수평 기둥과 타이로드 너트 4 개에 각 375ton 이 서로 다른 방향으로 작용하고 메인 실린더는 1,300ton, 컨테이너 실린더는 각 64ton, 사이드 실린더는 각 47ton 을 적용하였다. 실린더의 경우 압력으로 하중이 적용되므로 메인 실린더 후면과 실린더 하우징 내부 면에 반대 방향으로 하중을 주었으며 Fig. 3 과 Fig. 4 에 나타내었다.

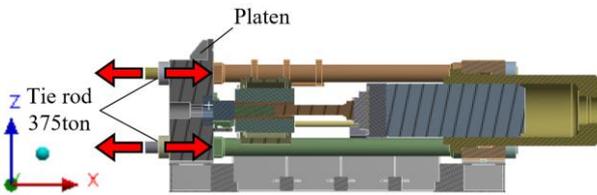


Fig. 3 Tie rod load conditions

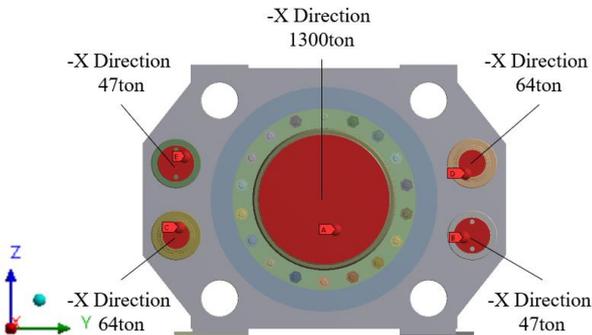


Fig. 4 Cylinder load conditions

3. 유한요소해석 결과

3.1 압출기 구조 강도 해석 결과

압출기에 하중이 작용할 때 총변형량과 주요 부품들의 응력 분포에 대해서 결과 분석하였다.

Fig 5 에는 X 축 기준에서의 총변형량을 나타내었으며, 커넥팅로드의 하중을 받는 컨테이너 실린더는 -X 방향으로 약 1mm 이동하였다. 인장 하중을 받는 타이로드 수평 기둥은 -X 방향으로 약 3mm 이

동하였고, 메인 실린더의 하중을 받는 크로스헤드 몸체는 -X 방향으로 약 6mm 이동하였다.

스탬의 최대 응력은 1,152MPa 로 SKD61 항복강도 값인 1,300MPa 이하로 나타났다. 안전계수는 약 1.12 로 확인되었으며 Fig. 6 에 나타내었다.

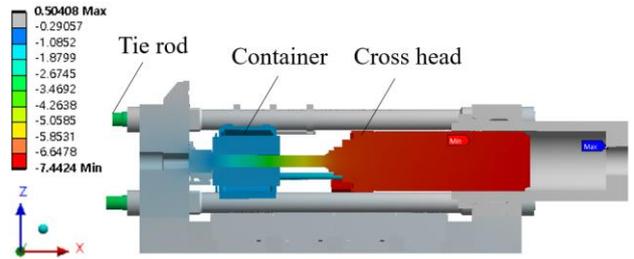


Fig. 5 Total deformation of the X-axis



Fig. 6 Von-mises stress of stem

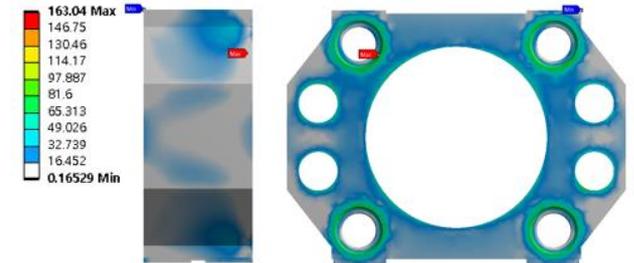


Fig. 7 Von-mises stress of main cylinder housing

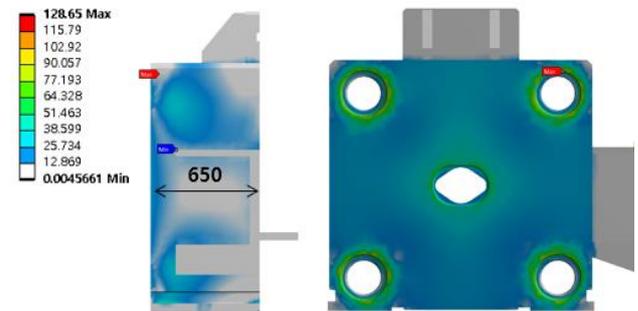


Fig. 8 Von-mises stress of platen

Table 2 Results of structural strength analysis

Part	Von-mises stress (MPa)	Safety factor
Stem	1152.5	1.12
Housing	163.0	2.76
Platen	128.6	2.14

하우징의 응력 최대값은 163MPa 로 SC46 항복강도 값인 450MPa 이하로 나타났다. 안전계수는 약 2.76 으로 확인되었으며 Fig. 7 에 나타내었다.

Fig. 8 의 플라텐의 최대 응력은 128MPa 로 SF55 항복강도 값인 275MPa 이하로 나타났으며 타이로드 너트부에서 발생하였다. 안전계수는 약 2.14 로 확인되었으며 구조 강도 해석 결과 값은 Table 2 에 최대 응력 및 안전계수를 정리하였다.

3.2 플라텐의 두께 감소에 대한 응력

압출기 하중을 받는 경량화 목적인 플라텐의 두께를 5%, 10%, 15%, 20%로 줄이면서 최대 응력 값을 분석 비교하였으며, Fig. 9 에 나타냈다.

기존 플라텐의 두께 650mm 에서 두께를 5% 줄인 617.5mm 의 플라텐의 최대 응력은 128MPa 로 나타났으며, SF55 항복강도 값인 275MPa 이하로 소성변형을 일어나지 않았다.

두께를 10% 줄인 585mm 플라텐의 값은 148MPa 로 나타났으며, 15% 줄인 552.5mm 플라텐은 170MPa, 20% 줄인 520mm 플라텐은 208MPa 로 나타났다.

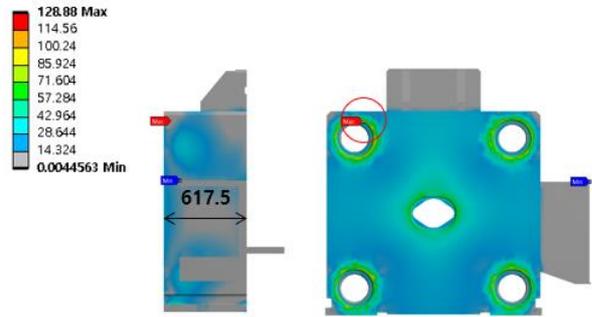
두께가 줄어들수록 최대 응력은 증가하였으며, 5% 줄였을 때는 기존과 같은 부위인 타이로드 너트 부에서 최대 응력이 발생하였으나, 10%~20% 두께를 줄인 플라텐은 제관과 맞닿는 부분에 최대 응력이 발생하였다.

이는 하중이 가해지며 두께가 감소한 플라텐의 휨 변형으로 최대 응력이 나타나는 지점이 변경된 것으로 확인된다. 20% 두께를 줄인 플라텐의 휨 변형량은 약 0.5mm 이며 압출기의 크기와 비교했을 때 휨 변형량은 무시할 수 있을 정도로 작다고 할 수 있다.

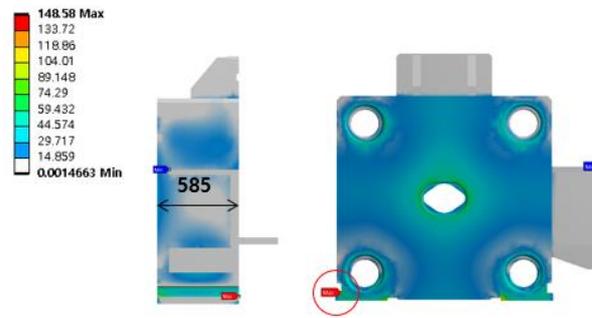
두께에 따른 응력 값과 무게 및 안전계수를 Table 3 에 정리하였고 Fig. 10 에 두께감소율에 대한 Von-Mises 응력을 나타내었다.

Table 3 Results of structural strength analysis

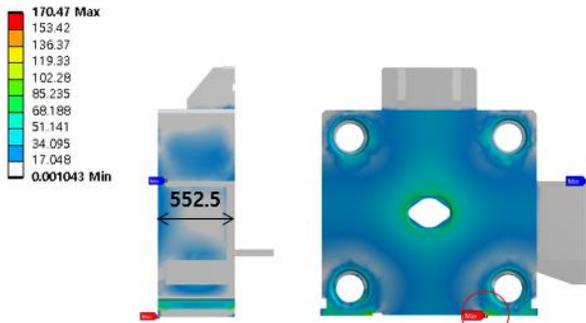
Thickness reduction rate	Von-mises stress (MPa)	Weight (ton)	Safety factor
0%	128.6	11.1	2.14
5%	128.8	10.8	2.14
10%	148.5	10.2	1.85
15%	170.4	9.7	1.61
20%	208.8	9.1	1.32



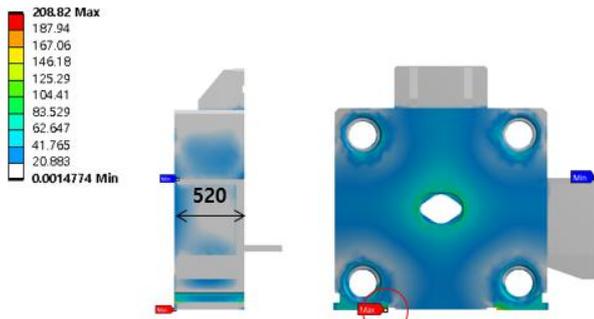
(a) Stress at 5% thickness reduction



(b) Stress at 10% thickness reduction



(c) Stress at 15% thickness reduction



(d) Stress at 20% thickness reduction

Fig. 9 Von-mises stress for thickness reduction rate

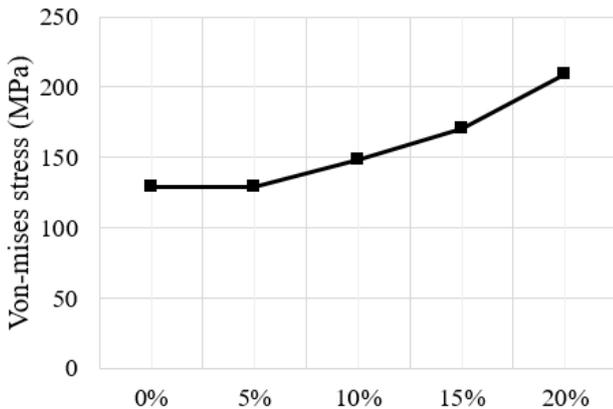


Fig. 10 Tendency of Von-mises stress for thickness reduction rate

4. 위상 최적 설계

4.1 위상 최적 설계

고강성, 고강도, 경량화는 기계 구조물을 설계할 때 가장 중요하게 고려해야 할 성능들이다. 최근 들어 이러한 성능들의 향상을 위하여 CAE 기반의 구

조 최적화 기법을 적용하는 사례를 많이 찾아볼 수 있다.

위상 최적화의 적용은 기존 모델과는 다른 레이아웃의 결과물을 얻을 수 있다는 장점이 있어서 1990년대 중반부터 부품 경량 설계에 도입이 시도되었고 최근에도 그 쓰임새가 활발하다[9~13].

위상 최적화는 주어진 제약조건 내에서 목적함수를 만족할 수 있도록 초기 설계 공간 내에서 구조물의 최적 밀도 분포를 계산한다.

유한요소 해석에서는 위상 최적화를 수행하여 동일한 밀도를 가진 ISO surface를 생성하거나, 낮은 밀도의 요소 망을 제거함으로써 목적함수를 만족하는 형상을 결정하고, 반복 시행을 수행하여 더욱 향상된 형상을 도출해낸다[14].

본 연구에서는 ANSYS에서 제공하는 위상최적화 (Topology optimization) 기법을 최적화 설계 도구로 사용하였다. 구조강도해석에서 적용된 하중 및 경계조건을 가지고 구조의 응력을 분석하였고 구조해석 결과를 바탕으로 위상최적화 설계도구와 연동하여 수행하였다.

4.2 플라텐의 위상 최적 설계 해석

플라텐의 위상 최적화 해석은 주어진 설계 공간 및 단일 또는 다중 하중의 경우에 대해 무게를 최소화하면서 모델 파트에 최적의 강성을 제공하는 분포를 얻을 수 있다.

목적함수는 Compliance로 설정하였고 최적화는 Global Stiffness를 최대화하는 것으로 실시하였다. 플라텐의 형상에 따라 대칭 조건으로 위상 최적화를 실시하였으며, 강성은 유지하면서 40% 경량화를 목표로 잡았다.

위상 최적화를 반복적으로 수행하여 재료를 제거하는 공간을 초기 설계 공간이라고 하며, 디자인 설계변경영역은 청색, 비 설계영역은 적색 부분으로 Fig. 11에 나타내었다.

위상 최적화는 유한요소해석인 구조 강도 해석을 수행하여 얻어진 결과를 토대로 제거해야 할 요소와 유지하여야 할 요소를 구분하므로, 초기 설계 공간은 부품의 실제 설치 및 작동 조건을 포함하는 경계조건이 적용되어야 한다.

생성된 초기 설계 공간의 유한요소모델은 타이로드 너트부와 가운데 원형의 금형 안착 부는 비 설계영역으로 설정하였다.

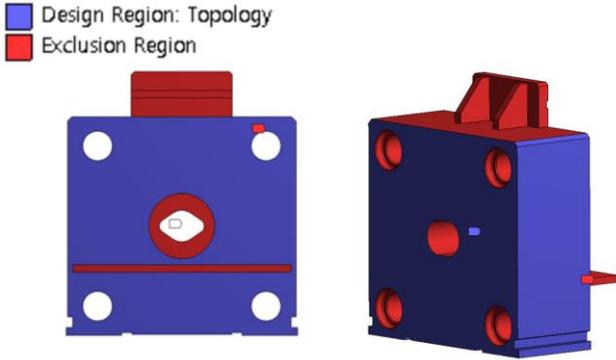
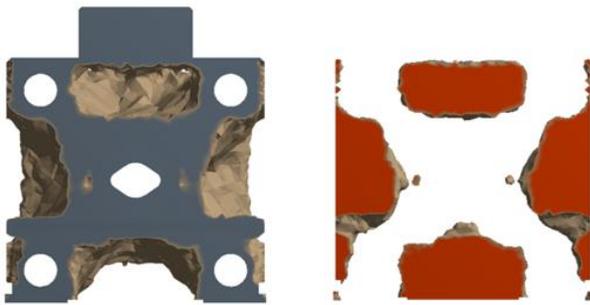


Fig. 11 Topology optimization region of platen



(a) Retained region

(b) Removed region

Fig. 12 Topology optimization model of platen

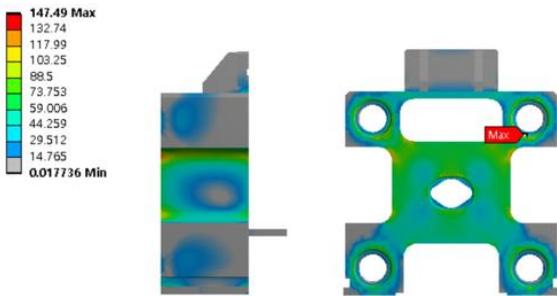


Fig. 13 Structural strength analysis result of topology optimized model

4.3 플라텐의 위상 최적 설계 해석 결과
 위상 최적화의 결과물은 비 설계영역인 타이로드 너트부와 가운데 원형의 금형 안착 부를 제외한 나머지 영역에서 경량화가 이루어졌다.

Fig. 12 의 (a)는 위상 최적화가 완료된 형상이며, (b)는 제거된 부분의 형상이다. 무게는 기존의 플라텐 11.1ton 에서 6.6ton 으로 약 40% 경량화가 이루어

졌다. 위상 최적화 기법으로 얻은 형상에 따라 중량 감소 목표에 최대한 근접하도록 플라텐을 수정 설계하였고 수정된 형상으로 구조 강도 해석을 통해 분석한 결과는 Fig. 13 과 같다.

최대 응력은 기존의 플라텐과 같은 위치인 타이로드 너트 부에서 147.49MPa 로 나타났다. 항복강도 값인 275MPa 이하로 소성변형은 일어나지 않았으며, 안전계수는 1.86 으로 나타났다. 기존 플라텐과의 비교 결과는 Table 4 에 정리하였다.

Table 4 Results of structural strength analysis

Model	Weight (ton)	Von-mises stress (MPa)	Safety factor
Original	11.1	128.6	2.14
Topology	6.6	147.4	1.86

5. 결론

본 연구에서는 유한요소해석으로 압출기의 구조 강도 해석 및 플라텐의 두께에 따른 응력 분석 그리고 위상 최적 설계를 활용하여 플라텐의 경량화를 수행하였다.

(1) 압출기의 주요 부품인 메인 실린더, 스템, 빌렛 등을 모델링 하였으며, 주요 부품에 대해 구조 강도 해석하여 최대 응력과 안전계수를 확인하였다.

(2) 압출기 하중을 받는 경량화 목적인 플라텐의 두께를 5%, 10%, 15%, 20%로 줄이면서 최대 응력 값을 분석 비교하였다. 두께가 줄어들수록 최대 응력은 증가하였으며, 두께가 5% 줄어들었을 때 응력은 기존과 비슷하였지만, 두께를 20% 줄였을 때는 208.8MPa 로 최대 응력이 기존 플라텐 대비 약 60% 증가하였다.

(3) 구조 강도 해석 결과를 바탕으로 구조물의 설계영역에 주어진 제한 조건을 만족시키며 목적함수를 최대화하거나 최소화하는 최적의 위상을 수치적인 방법을 통하여 플라텐의 위상 체적형상을 구하였다.

(4) 위상 최적 형상으로 플라텐을 재설계하였고 기존 플라텐 중량 11.1ton 에서 6.6ton 으로 40% 경량화하였다. 최대 응력은 147.49MPa 로 기존의 플라텐 대비 응력은 약 15% 증가하였고 안전계수는 1.86 으

로 앞선 두께를 10% 경량화하였을 때 기준의 안전 계수 수치와 비슷하게 나타났다.

압출기의 압출 방향인 X 축으로 플라텐의 두께를 줄였을 때 보다 위상 최적 설계 기법으로 경량화를 진행하였을 때 기존 대비 더 좋은 효율의 경량화와 응력 및 안전계수 수준을 만족시켰다.

후 기

이 연구는 한국생산기술연구원과 2022 년도 산업 통상자원부 및 산업기술평가관리원(KEIT) 연구비 지원에 의한 연구임 ('20010934')

REFERENCES

- [1] M. G. Lee, J. M. Kim, M. J. Jo, C. D. Cho, 2009, Structural Analysis and Evaluation on the Durability and Safety of Extrusion Press, *Trans. Kor. Soc. Mech. Eng.*, Vol. 2009, No. 5, pp.376~381.
- [2] Y. Qiu, S. C. Park, H. Y. Cho, 2020, Predictions of Forming Limits in Cold Open-Die Extrusion Process using FEM, *Trans. Kor. Soc. Mech. Eng.*, Vol. 44, No. 6, pp. 435~441.
<https://doi.org/10.3795/ksme-a.2020.44.6.435>
- [3] D. H. Song, Y. B. Park, M. E. Kim, 2000, Comparison between Forward Extrusion and Upsetting Process for Preform with Stepped Shape, *Proc. Kor. Soc. Tech. Plast. Conf.*, Vol. 2000, No. 10, pp. 82~85.
- [4] K. W. Kim, Y. T. Kim, S. J. Lee, W. J. Kim, H. Y. Cho, 2008, Process Design for Forward and Backward Extrusion of Asymmetric Parts using FEM, *J. Ind. Sci. Tech. Inst.*, Vol. 22, No. 1, pp. 69~74.
- [5] H. J. Park, D. J. Yoon, K. H. Na, N. S. Cho, 1993, Hydrostatic Extruder Development, *Proc. Kor. Soc. Tech. Plast. Conf.*, Vol. 1993, No. 4, pp. 44~49.
- [6] G. H. Yoon, 2010, Maximizing the fundamental eigenfrequency of geometrically nonlinear structures by topology optimization based on element connectivity parameterization, *Comput. Struct.*, Vol. 88, pp. 120~133.
<https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2009.07.006>
- [7] I. H. Kang, S. H. Choi, 2019, Light weight Design of Aluminum Piston by Using Topology Optimization, *Kor. Soc. Automot. Eng.*, Vol. 2019, No. 5, pp. 176~178.
- [8] D. H. Lee, M. S. Park, Y. C. Kim, T. H. Baek, 2022, Wheel Structure Design by Finite Element Topology Optimization Method, *J. Kor. Soc. Mech. Tech.*, Vol. 24, No. 1, pp. 66~71.
- [9] R. J. Yang, A. I. Chahande, 1995, Automotive Applications of Topology Optimization, *Struct. Optim.*, Vol. 9, pp. 245~249.
<https://doi.org/10.1007/bf01743977>
- [10] J. Fukushima, K. Suzuki, N. Kikuchi, 1992, Shape and Topology Optimization of a Car Body with Multiple Loading Conditions, *SAE Paper*, No. 920777.
<https://doi.org/10.4271/920777>
- [11] G. Chiandussi, I. Gaviglio, A. Ibba, 2004, Topology Optimization of an Automotive Component Without Final Volume Constraint Specification, *Adv. Eng. Software*, Vol. 35, pp. 609~617.
<https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2003.07.002>
- [12] H. Fredricson, 2005, Topology Optimization of Frame Structures - Joint Penalty and Material Selection, *Struct. Multidiscip. Optim.*, Vol. 30, No. 3, pp. 193~200.
<https://doi.org/10.1007/s00158-005-0515-3>
- [13] G. W. Jang, M. S. Yoon, J. H. Park, 2010, Lightweight Flatbed Trailer Design by Using Topology and Thickness Optimization, *Struct. Multidiscip. Optim.*, Vol. 41, No. 2, pp. 295~307.
<https://doi.org/10.1007/s00158-009-0409-x>
- [14] H. J. Kim, M. H. Heo, C. W. Han, S. H. Park, 2017, Design of Aircraft Heat Exchanger Manifold using Topology Optimization, *Trans. Kor. Soc. Mech. Eng.*, Vol. 2017, No. 11, pp. 1784~1787.