

3차원 노즐로드 보수적 하중 조건 결정을 위한 하중 부호 결정 방법론

유경찬* · 서기완 · 송현석 · 김윤재†

Methodology to Determine Sign for the Most Conservative 3-D Nozzle Loads

Kyoung Chan Yoo*, Ki Wan Seo, Hyun Seok Song, and Yun Jae Kim†

(Received 16 November 2023, Revised 20 December 2023, Accepted 22 December 2023)

ABSTRACT

When performing stress analysis for a nozzle in nuclear power plants, the nozzle loads should be determined conservatively. Existing stress analysis report of 3-D nozzle loads in nuclear power plants often provide only load magnitude not the sign (direction). Since calculated stress distribution depends on load direction, determining critical load directions for conservative stress analysis is crucial. In this study, an efficient method for determining critical load directions in nozzle loads is proposed. In the proposed method, stresses are firstly calculated using elastic finite element (FE) analysis for the uni-axial load in each direction. Then stress distributions for the multi-axial loads are analytically calculated using the principle of superposition. The calculated stress values are verified by comparing with FE analysis results under multi-axial loading. By using this method, the complex task of determining conservative load directions can be simplified.

Key Words : 3-D Nozzle load (3차원 노즐로드), Load direction or sign (하중 방향), Elastic finite element analysis (탄성 유한요소 해석), Principle of superposition (중첩의 원리)

기호설명

F = applied force to nozzle load
 M = applied moment to nozzle load
 S = calculated stress tensor

1. 서 론

원자력 발전소 주요 기기에는 많은 배관이 존재하며, 이때 기기 간에 연결된 배관 평가를 위해 노즐로

드가 필요하다^(1,2). 노즐로드 계산은 노즐의 끝단에 최대 허용 노즐 부하를 결정하는 방식으로 계산이 되며, 일반적으로 하중의 방향성이 고려되지 않은 허용 하중 (Allowable load)의 크기값만 제공된다^(3,4).

하지만 실제 응력 계산 시 하중 방향에 따라 응력 취약부와 크기가 달라지기 때문에, 응력 평가 시 노즐로드의 부호 결정이 중요하다. 이에 따라 노즐 응력 평가를 위해서는 노즐의 끝단에 6가지의 하중 ($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$)의 방향성에 대한 다양한 하중조합에 대한 유한요소해석을 수행하고 결과 중 가장 응력 강도가 큰 값으로 응력을 결정한다⁽⁴⁾.

방향성에 따른 다양한 하중조합에 대한 유한요소 해석을 수행하여 응력 강도가 큰 조합을 찾는 노즐로드 결정 방법은 많은 계산 비용과 소요 시간을 요

† 김윤재, 회원, 고려대학교 기계공학부
E-mail: kimy0308@korea.ac.kr
TEL: (02)3290-3372, FAX : (02)9299-1718

* 고려대학교 기계공학부

구하며, 따라서 3차원 노즐로드 보수적 하중 조건을 결정하는 효율적인 하중 부호 결정 방법론이 필요하다. 본 연구에서는 절댓값으로 제공되는 노즐로드의 허용 하중을 이용해 가장 취약한 하중 방향을 결정하는 방법을 제시한다. 제안하는 방법론은 방향별 단축 하중에 따른 응력을 수치해석을 통해 계산하고 중첩의 원리를 통해 다축 하중 하 하중별 방향에 따른 응력분포를 수계산으로 하는 방법론으로, 실제 하중조합의 경우의 수는 레벨별로 64개, 3개 레벨의 경우 총 192개의 수치해석이 필요하지만, 본 방법을 이용하면 6개의 수치해석을 통해 중첩의 원리를 이용한 최대 응력 강도 기반 취약하중 방향 결정 방법을 제안한다.

2. 노즐로드 취약 하중방향 결정기법

2.1 중첩의 원리를 이용한 취약 하중방향 결정 기법

탄성 해석시 응력은 하중의 크기에 선형적으로 거동하며, 중첩의 원리를 통해 다축 하중 하 응력은 개별 단축 하중 하 응력의 조합을 통해 계산 가능하다. 본 논문은 중첩의 원리를 이용한 취약 하중 방향 결정 기법을 위해 아래 Flow chart에 제시된 2가지 방식으로 진행하였다.

우선 중첩의 원리를 이용한 다축 하중 하 응력 계산을 위해 단축 하중 하 유한요소해석 수행 후 응력 텐서 (S)를 추출하였다. 그리고 6 자유도에 대한 개별하중 부호 조합을 따라 하중 방향별 응력 강도를 계산하였다. 계산된 하중 방향별 응력 강도를 이용하여 최대 응력 강도 기반 취약 하중 방향을 결정하였다.

2.2 제안기법 검증을 위한 유한요소해석 모델

제안기법 검증을 위한 유한요소해석 모델로 연구로의 Reactor Structure Assembly (RSA)가 사용되었다⁽⁵⁾. 해석은 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS⁽⁶⁾를 이용하여 수행하였다.

해석에는 Outlet nozzle 및 Small nozzle 모델링이 사용되었으며, 노즐 형상은 Fig. 2와 같다. 그리고 전체 모델의 요소는 Solid 요소 (Solid185)를 사용하였으며, 649,158개의 요소를 이용했다. 그리고 부품간에 해석의 단순화를 위해 Node merge 조건을 사용하여 탄성해석이 수행되었다. RSA 노즐에 대한 재

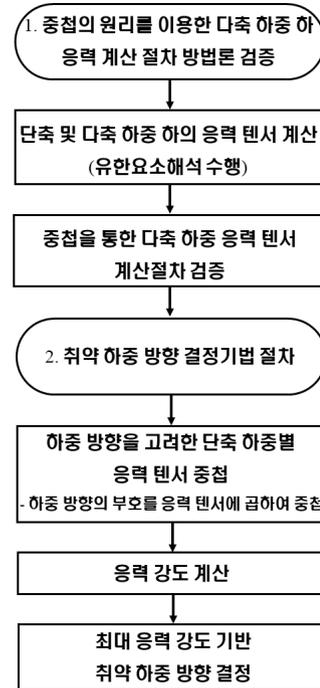


Fig. 1 Flow chart showing general procedure of determination the most conservative 3-D nozzle load selection.

Table 1 Material properties for nozzle

Material	Elastic Modulus [GPa]	Density [kg/m ³]	Poisson's Ratio
ASME SA240 Type 304L	200	8,030	0.3

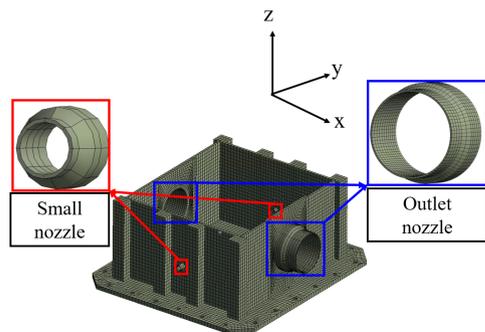


Fig. 2 Typical FE mesh of Reactor Structure Assembly (RSA) nozzles.

료는 ASME BPVC Sec. II Part D⁽⁷⁾에 제시된 ASME SA240 Type 304L를 사용하였으며, Table 1에 정리하였다.

본 연구에서 외력에 의한 응력 계산은 네 개 (Outlet nozzle 01, Outlet nozzle 02, Small nozzle 01, Small nozzle 02) 의 노즐이 고려되었으며, 작용하는 축에 대해 Fig. 3과 같이 나타내었다.

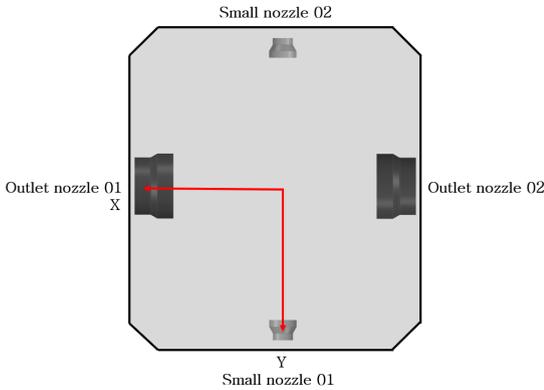


Fig. 3 Nozzle positions along the axis of action.

2.3 유한요소해석을 이용한 제안기법 검증절차

제안기법 검증을 위해 RSA의 구조해석을 통해 노즐로드에 대한 응력을 계산하였다. 이 중 RSA의 노즐로드에 의한 응력 계산은 총 네 개의 노즐에 작용하는 노즐로드에 대해서 유한요소해석을 수행하였다. 노즐로드에 작용하는 하중은 Fig. 4에 나타내었으며, 하중 작용면을 Named selections로 설정한 뒤 ANSYS의 “Force” 기능을 이용해 가하였다.

응력 계산절차 검증을 위해 Table 2의 Outlet 01 nozzle 개별하중의 임의의 지점에 대한 유한요소해

Table 2 Nozzle loads for RSA

Nozzle	Level	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)	M_x (Nm)	M_y (Nm)	M_z (Nm)
Outlet 01	A	7,003	7,911	39,100	26,796	15,422	2,947
	B/C	13,792	15,679	74,955	52,827	29,627	5,856
	D	32,120	33,032	86,708	59,866	33,578	18,745
Outlet 02	A	6,963	7,907	39,075	26,775	15,429	2,952
	B/C	13,752	15,675	74,930	52,805	29,635	5,862
	D	32,001	32,823	86,678	59,852	33,607	18,690
Small 01	A	107	36	34	7	22	18
	B/C	218	74	34	7	22	36
	D	328	234	233	41	100	55
Small 02	A	107	36	34	7	22	18
	B/C	216	74	34	7	22	36
	D	328	234	233	41	100	55

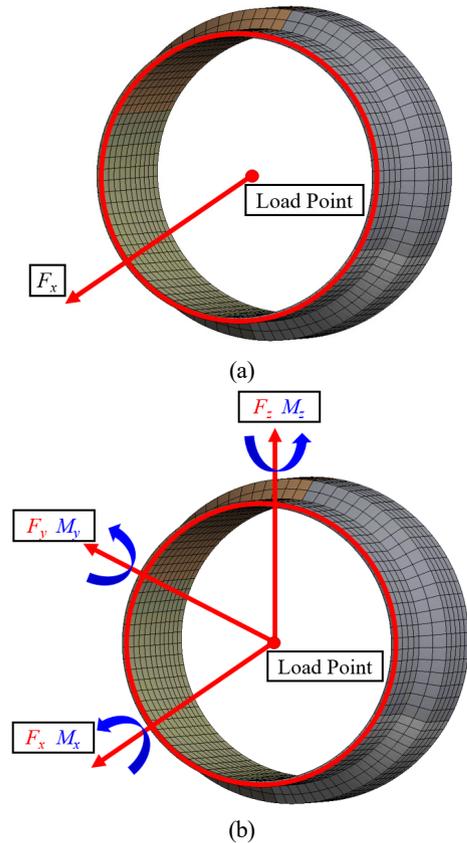


Fig. 4 Schematic of application of the load to the nozzle: (a) single load and (b) multiple loads.

석 결과값의 조합과 특정 레벨 전체 하중의 임의의 지점에 대한 유한요소해석 결과값에 대하여 응력 강도 비교를 수행하였으며, 자세한 분석은 3.2절에 명시하였다.

취약 하중 방향 결정을 위해, Table 2에 명시된 것 같이 특정 노즐의 한 케이스당 64개의 하중조합이 있으며, 가장 큰 응력 강도를 가지는 조합을 Imposed load 취약 하중 방향 조합으로 결정하였다. 이때 노즐에 가해지는 하중이 다른 노즐에 영향을 미치지 않는다고 가정하였다. Imposed load 취약 하중 방향 조합은 모든 노즐 및 모든 사고 레벨에 대하여 결정되었으며, 자세한 분석은 3.2절에 명시하였다.

3. 유한요소해석을 이용한 제안기법 검증

3.1 유한요소해석 결과

유한요소해석은 총 네 개의 노즐에 작용하는 노즐

로드에 대해서 수행되었다. Fig. 5는 Outlet nozzle 01의 Service Level A에 대한 단일 하중 하 응력 강도 결과를 나타낸다. Fig. 6은 Outlet nozzle 01의 Service Level A에 대한 복합 하중 하 응력 강도 결과를 나타낸다. 유한요소해석 결과 6축 하중 모두 동일면에서 최대 응력 강도가 발생하여 특정 면의 절점에 대한 다축 하중 하 응력계산 절차 검증을 수행 후, 노즐 절점 전체에 대해서 응력 강도를 계산하였으며 다음 절에서 분석할 예정이다.

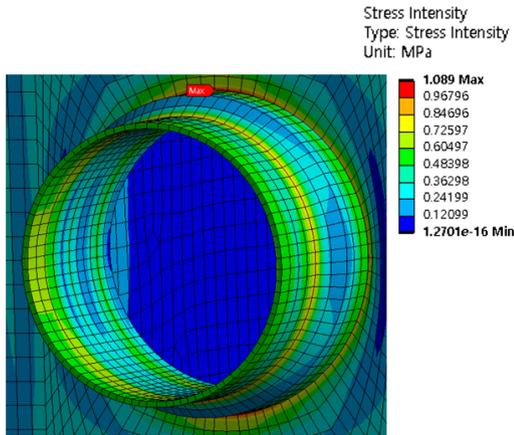


Fig. 5 Stress intensity results for RSA outlet 01 nozzle under single load.

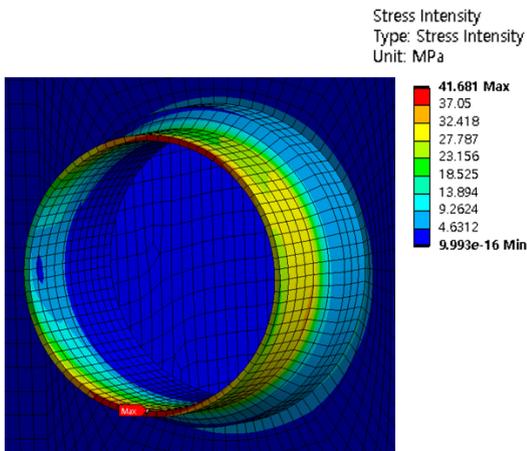


Fig. 6 Stress intensity results for RSA outlet 01 nozzle under multiple loads.

3.2 수계산을 이용한 제안기법 검증

앞서 설명한 바와 같이, 3차원 노즐 로드 보수적 하중 조건 결정을 위한 하중 부호를 결정하는 방법

은 복잡하며 많은 데이터와 계산이 필요하다. 따라서 Fig. 1의 알고리즘을 상용 소프트웨어 Matlab[®]을 사용하여 방법론을 구현하였다.

3.1절에서 수행된 단축 하중 및 다축 하중 하 유한요소 해석 결과를 바탕으로 중첩의 원리를 이용한 다축 하중 하 응력 계산 절차를 검증하였다. Fig. 7은 검증을 위해 유한요소해석에서 응력 텐서를 추출한 Outlet nozzle 01의 임의의 지점이다. 응력 텐서는 단축 하중에서 추출되어 선형적으로 계산하여 중첩되었다. 이를 다축 하중 하 유한요소해석에서 추출된 응력 텐서와 비교하였으며, Fig. 8과 같이 점선은 단축 하중 하 중첩된 응력 텐서의 강도를 나타내며, 실선은 다축 하중 하 계산된 응력 텐서의 강도 결과를 보인다. 제안방법의 결과와 유한요소해석 결과의 오차는 최대 0.01% 이내로, 제안방법이 타당한 것을 확인하였다.

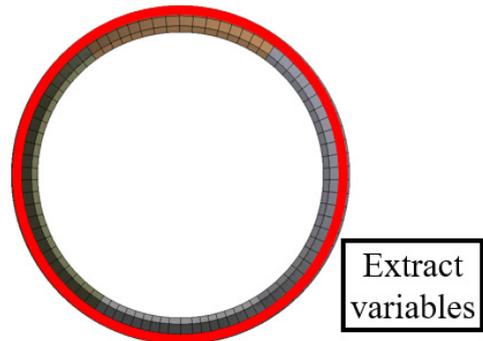


Fig. 7 Schematic of the path to extract variables for RSA outlet 01 nozzle.

그리고 각 Service Level 별 중첩의 원리를 이용한 취약하중 방향을 결정하였다. 각 노즐은 6 자유도에 대한 64개 하중조합이 있으며, 개별하중 부호 조합을 따라 단축 하중 하 전체 절점에 대해서 추출된 응력 텐서를 선형적 중첩하여 계산하였다. 이를 통해 개별 노즐에 대해 수계산을 통한 최대 응력 강도 기반 하중 부호 결정을 진행하였다. Service Level B/C, D의 경우 응력 텐서별 각 Service Level의 하중 비를 선형적으로 곱하여 수행되었다.

이를 바탕으로 전체 절점에 대해서 선형 중첩으로 계산된 응력 텐서를 이용해 모든 케이스에 대하여 Tresca 응력 이론식을 이용해 응력 강도를 계산하였고, Fig. 9에 나타내었다.

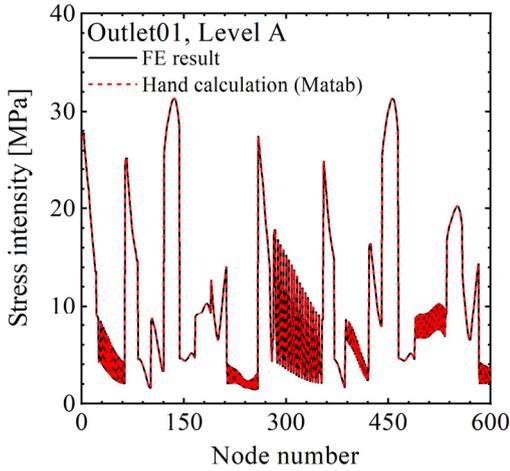


Fig. 8 Comparison of single (uni-axial) nozzle load stress superposition with multiple (multi-axial) nozzle load results for RSA outlet 01 nozzle.

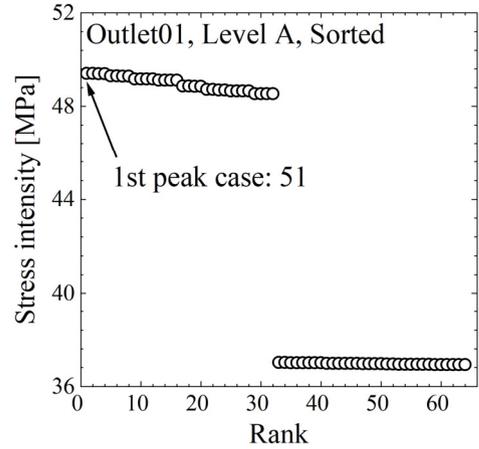


Fig. 10 Rank sorted by the stress intensity magnitude of RSA outlet 01 nozzle.

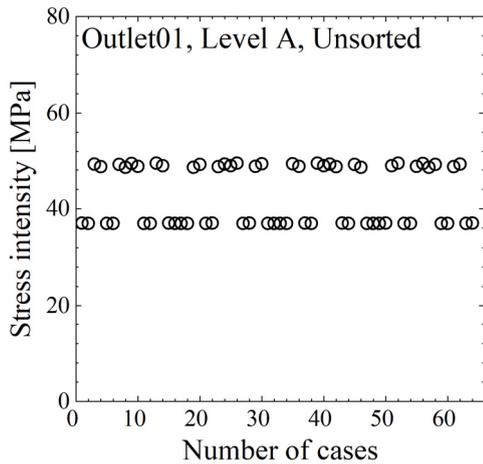


Fig. 9 Stress intensity for all cases considering load directions (signs) of RSA outlet 01 nozzle.

Table 3 Determined the most conservative nozzle load combination of RSA

Nozzle	Level	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
Outlet 01	A	+	+	-	-	+	+
	B/C	+	+	-	-	+	+
	D	+	+	-	-	+	+
Outlet 02	A	+	-	+	+	+	+
	B/C	+	+	+	-	+	-
	D	+	+	+	-	+	-
Small 01	A	+	-	+	-	-	-
	B/C	-	-	+	+	+	+
	D	-	+	-	+	+	+
Small 02	A	-	-	-	-	+	-
	B/C	-	+	+	-	+	-
	D	-	-	-	-	+	-

3.3 제안기법 검증 결과

3.2절에서 계산된 Outlet 01 nozzle의 하중 부호의 조합에 따른 모든 케이스에 대해 응력 강도 크기에 따라 Fig. 10과 같이 정렬하였다. Outlet 01 nozzle은 Service Level A 하중 하 51번 케이스에서 가장 큰 응력 강도를 확인하였다. 다른 노즐과 서비스 레벨에 대해 동일한 절차를 이용해 개별하중에 대한 부호를 결정했으며 전체 결정된 결과는 Table 3에 정리하였다.

4. 결론

본 연구에서는 3차원 노즐로드 보수적 하중 조건 결정을 위한 효율적인 하중 부호 결정 방법론을 제안했고, 유한요소해석을 통해 검증하여 모든 노즐 및 모든 사고 레벨에 대하여 최대 응력 강도 기반 취약하중 방향을 결정하였다. 제안된 방법론은 유한요소 탄성 해석을 통한 방향별 단축 하중에 따른 응력을 수치해석을 통해 계산하고, 중첩의 원리를 통해 다축 하중 하 하중별 방향에 따른 응력분포를 수계산으로 간단히 하는 방법론으로, 본 방법론을 이용하여 노즐별 6개의 수치해석을 통해 최대 응력 강도

기반 취약하중 방향을 결정하였다. 제안된 방식은 노즐로드에 대한 취약하중 방향을 보다 정확하고 효율적으로 결정할 수 있으므로, 구조물의 안전성 평가에 중요한 영향을 미칠것으로 판단된다.

참고문헌

- (1) KEPIC MNG, 2004, "Core Support Structure," Korea Electric Association, Seoul.
- (2) Kweon, H. D., Lee, Y. J., Kim, D. H., and Lee, D. H., 2019, "Evaluation of Fracture Toughness considering Constraint Effect of Reactor Pressure Vessel Nozzle," *Trans. of the KPVP*, Vol. 15, No. 1, pp.71-76. doi:<https://doi.org/10.20466/KPVP.2019.15.1.071>
- (3) Botsis, C., Anagnostides, G., and Kokavasis, N., 2004, "A Proposed Method for Anticipated-Allowable Piping, Mechanical and Seismic Nozzle Load Design," *Proc. of ASME 2004 PVP Conference*, San Diego, California, July 25-29, PVP2004-2945
- (4) Yoon, H. S., Kim, J. M., Maeng, C. S., Kim, H. M., and Lee, D. H., 2015, "Two and Three-Dimensional Analysis Comparison of Nozzles due to Internal Pressure, Thermal Load and External Load," *J. Comput. Struct. Eng. Inst. Korea*, Vol. 28, No. 3, pp.283-291. doi:<https://doi.org/10.7734/coseik.2015.28.3.283>
- (5) Park, C., Lee, B. C., Ryu, J. S., and Kim, Y. K., 2015, "Overall design features and key technology development for KJRR," *Proc. of KNS 2015 Nucl. Soc. Fall Meeting*, Gyeongju, Korea, October 29-30, pp. 305-353.
- (6) ANSYS Version 2020, 2020, TSNE.
- (7) ASME BPVC Sec.II, 2004, "Materials," American Society of Mechanical Engineers, NY.
- (8) MATLAB Version 2022, 2022, MathWorks.