(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(11) 공개번호 10-2019-0085790
(43) 공개일자 2019년07월19일

(51) 국제특허분류(Int. Cl.)
*F04D 29/10* (2006.01) *F04D 29/04* (2006.01)
*F04D 29/42* (2006.01)
(52) CPC특허분류
*F04D 29/106* (2013.01)
*F04D 29/04* (2013.01)
(21) 출원번호 10-2018-0004064
(22) 출원일자 2018년01월11일
심사청구일자 2018년01월11일

(71) 출원인
**부경대학교 산학협력단**
부산광역시 남구 신선로 365 (용당동, 부경대학교)
(72) 발명자
**이연원**
부산광역시 남구 분포로 111, 120동 2302호(용호동, 엘지메트로시티)
**이종천**
경상남도 함안군 칠원읍 용산6길 147 (주)에이치티에프
*(뒷면에 계속)*
(74) 대리인
**김정수**

전체 청구항 수 : 총 3 항

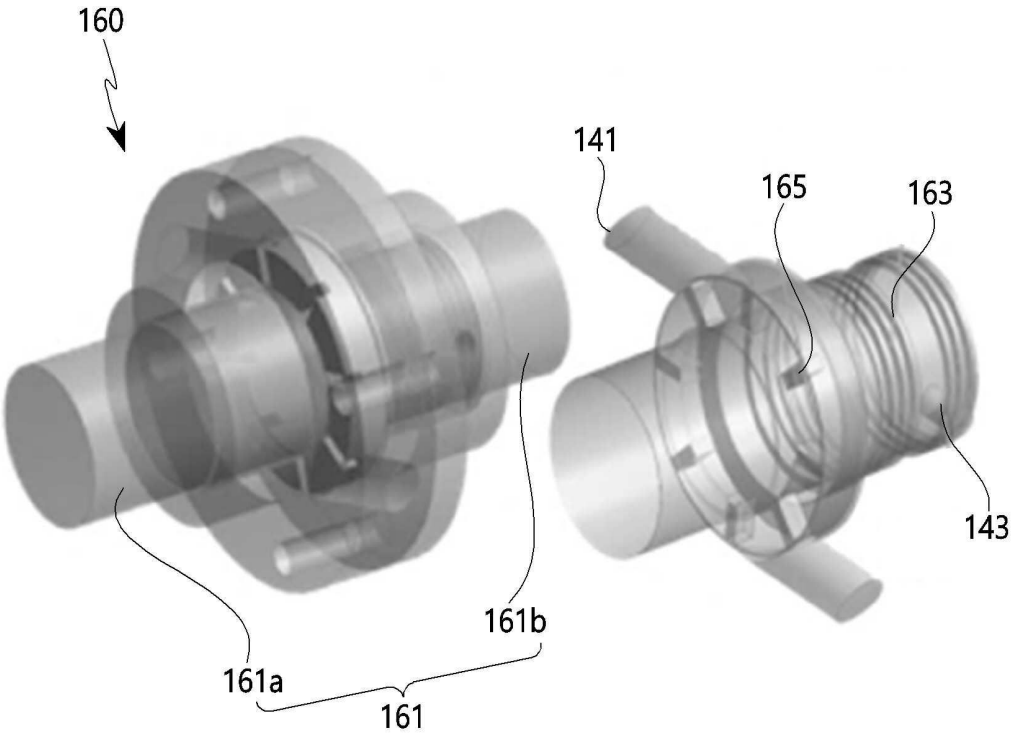
(54) 발명의 명칭 **원심원심펌프**

## (57) 요 약

본 발명은 원심원심펌프에 관한 것으로, 본 발명은 흡입구, 토출구, 임펠러의 수용공간을 갖는 케이스와; 상기 케이스의 후방에 연결되는 베어링하우징과; 상기 베어링하우징의 내부에 볼베어링으로 지지되어 모터의 구동력을 전달받는 회전축과 이 회전축의 단부에 연결되는 임펠러를 포함하는 원심펌프에 있어서, 상기 케이스 베어링하우

(뒷면에 계속)

*대 표 도* - 도1



징 사이에 체결부재를 통해 상기 케이스와 착탈식으로 결합하고 상기 회전축을 지지하는 케이스커버와; 상기 케이스커버의 내측에 위치하여 상기 회전축의 일부분을 밀봉하는 BBSM시스템을 포함하여 구성되며, 상기 BBSM시스템은 상기 회전축의 일부 외주면을 밀봉하는 부싱과, 상기 부싱의 외주면 일 부분에 구비되는 래버린스실과, 상기 부싱의 외주면에 일체로 구비되는 리턴로터를 포함하는 것을 특징으로 하는 원심원심펌프를 제공함으로써, 회전축이나 슬리브와 직접 접촉이 되지 않아 마모가 거의 없고, 밀봉 단면의 마찰열이 발생하지 않으므로 냉각시스템이 필요하지 않는다는 강점과 부품의 교체가 필요 없이 반영구적으로 사용 및 무인운전이 가능하여 유지보수 비용의 절감 과 구조상 누설을 최소화하여 수지오염을 방지할 수 있는 효과가 있다.

(52) CPC특허분류
*F04D 29/426* (2013.01)

(72) 발명자
**최윤환**
부산광역시 남구 신선로 566, 306동 203호(용호동, GS하이츠자이)
**전준호**
부산광역시 해운대구 달맞이길 35, 102동 1203호(중동, 현대아쿠아팰리스해운대)
**김현지**
부산광역시 중구 중앙대로 80(중앙동4가)

이 발명을 지원한 국가연구개발사업
과제고유번호 S2311987
부처명 중소벤처기업부
연구관리전문기관 TIPA
연구사업명 중소기업기술혁신개발사업
연구과제명 BBSM을 적용한 원가절감형 친환경 고내구성 원심펌프 해석
기 여 율 1/1
주관기관 (주)HTF
연구기간 2015.10.12 ~ 2018.01.05

# 명 세 서

## 청구범위

### 청구항 1

흡입구(111), 토출구(112), 임펠러(120)의 수용공간을 갖는 케이스(110)와; 상기 케이스(110)의 후방에 연결되는 베어링하우징(130)과; 상기 베어링하우징(130)의 내부에 볼베어링으로 지지되어 모터의 구동력을 전달받는 회전축(150)과 이 회전축(150)의 단부에 연결되는 임펠러(120)를 포함하는 원심펌프(100)에 있어서,

상기 케이스(110) 베어링하우징(130) 사이에 체결부재를 통해 상기 케이스(110)와 착탈식으로 결합하고 상기 회전축(150)을 지지하는 케이스커버(140); 및

상기 케이스커버(140)의 내측에 위치하여 상기 회전축(150)의 일부분을 밀봉하는 BBSM시스템(160)을 포함하여 구성되며,

상기 BBSM시스템(160)은,

상기 회전축(150)의 일부 외주면을 밀봉하는 부싱(161)과;

상기 부싱(161)의 외주면 일 부분에 구비되는 래버린스실(163)과;

상기 부싱(161)의 외주면에 일체로 구비되는 리턴로터(165)를 포함하는 것을 특징으로 하는 원심원심펌프(100).

### 청구항 2

청구항 1에 있어서,

상기 케이스커버(140)는

상기 BBSM시스템(160)의 입구 측으로 유입되는 유량 중 일부를 케이스(110)의 내부로 재순환 시키는 제1바이패스(141)와, 상기 리턴로터(165)를 통과한 유 량의 일부를 케이스(110)의 내부로 재순환 시키는 제2바이패스(143)로 구성되는 것을 특징으로 하는 원심원심펌프(100).

### 청구항 3

청구항 1에 있어서,

상기 부싱(161)은

상기 리턴로터(165)를 기준으로 회전축(150)을 따라 전/후방에 각각 제1부싱(161a) 및 제2부싱(161b)으로 구분되며,

상기 제1부싱(161a)은 상기 회전축(150)의 외주면과 간극을 갖도록 설치되고,

상기 제2부싱(161b)은 상기 회전축(150)의 외주면과 간극을 갖도록 설치하되 상기 래버린스실(163)이 복수의 실링(164)으로 길이 방향을 따라 간격을 두고 형성되는 것을 특징으로 하는 원심원심펌프(100).

## 발명의 설명

### 기 술 분 야

[0001] 본 발명은 원심원심펌프에 관한 것으로, 보다 구체적으로는 기존에 실링시스템 대신에 압력의 균형을 맞추어 회전축을 밀봉하는 장치인 BBSM시스템(Bleed Bushing Sealing Mechanism)를 원심원심펌프에 적용을 통해 성능 및 내구성, 신뢰성을 확보하는 원심원심펌프에 관한 것이다.

## 배 경 기 술

[0003] 일반적으로, 원심원심펌프(Centrifugal Pump)는 유체를 임펠러의 회전공간이 확보된 케이스 내부로 유입시켜 상기 임펠러의 회전에 의한 원심력으로 압력 및 속도에너지가 증가한 유체를 고압/고속으로 배출시키는 장치이다.

[0004] 이러한, 장치로 특허문헌 1은 일반적인 원심원심펌프는 원심펌프몸체를 구성하는 케이스, 베어링하우징과 케이스커버의 중간부에 끼워서 샤프트를 지지하는 그랜드패킹 및 그랜드, 베어링하우징 내부에 베어링으로 지지되어 모터의 구동력을 전달받는 샤프트, 및 샤프트 전방 단부에 일체로 조립되어 케이스내로 유입된 유체를 흡입구측 및 토출시키도록 하는 임펠러로 구성된다.

[0005] 상술한 원심원심펌프에서 모터를 통해 샤프트에 전달된 회전력은 임펠러를 회전시키게 되며, 흡입구, 토출구 및 임펠러의 수용공간이 구비된 케이스 내에서 임펠러의 회전으로 중심부가 진공상태로 되어 유체가 흡입된다. 이때, 임펠러의 회전으로 원심력을 받은 유체는 케이스와 케이스커버 사이로 빠져나와 토출구를 통해 외부로 토출되는 기술이다.

[0006] 그리고, 원심펌프에서 가장 큰 고장원인 중의 하나는 원심펌프를 통과하는 유체가 임펠러와 원심펌프가 아닌 다른 구성장치로 누설됨에 따라 유체가 외부환경으로 누설되는 것을 방지하는 구조를 갖는 원심펌프에서 필수적이며, 이를 위해, 종래에는 다양한 실링수단이 유체의 축 방향 누설을 방지하기 위해 임펠러 후방의 회전축 상에 구비되고, 그랜드 및 그랜드패킹과 같은 실링수단을 갖는다.

[0007] 상기 그랜드패킹과 같은 실링수단은 임펠러에 유입된 유체 중에 케이스의 토출구로 빠져나가지 못하는 유체 일부가 임펠러의 회전축에 미세 간극을 통해 임펠러의 후방으로 누설되는 것을 방지하는 역할을 한다.

[0008] 그러나, 상기 회전축의 원주를 그랜드로 둘러 쌓아 그 틈으로 그랜드패킹을 강제로 끼워 넣어 축 방향으로 압축해 패킹과 회전축을 밀착시키고 그랜드에 볼트 등의 체결수단을 조여 마찰밀봉을 하는 방식으로, 원심펌프 사용기간이 경과함에 따라 패킹 마모, 회전축을 감싸고 있는 슬리브 마모가 발행하고 이에 따라 유체의 누설이 발생하기 쉽다.

[0009] 또한, 원심펌프 내 유체의 압력이 고압/고속으로 작용하는 경우 이러한 실링수단 및 회전축의 손상이 유체의 압력에 의해 심해지며, 따라서 실링 상태를 지속적으로 유지하기 위해서는 압착력을 증가시키기 위해 원심펌프를 분해하여 볼트 등의 체결수단을 수시로 조이거나 주기적인 교체 및 보수작업을 진행해야 하는 불편함이 있다.

[0010] 또한, 그랜드패킹의 구조 자체에 의해 항상 일정량의 누설이 존재하므로 유지비용이 많이 들고, 그랜드패킹에 함침되는 그리스나 오일은 수질오염의 원인이 되고, 상기 유체의 누설 문제가 원심펌프 성능에 중요한 영향을 미치므로 회전축과 케이스 커버의 축 방향 미세간극으로 임펠러를 통과하는 유체의 누설에 의한 원심펌프의 고장사고 및 수명단축의 문제점이 있다.

[0011] 따라서, 원심펌프(Pump)에 상용화되고 있는 실은 크게 그랜드패킹이실(Gland Packing Seal)과 메카니컬실(Mechanical Seal)로 구분되는데 그랜드패킹실은 회전축과 스터핑박스(Stuffing box)의 틈새에 패킹을 강제 압입(壓入 - 좁은 구멍이나 홈 따위에 세게 눌러서 밀어 넣음.)하여 마찰밀봉을 하는 방식으로, 사용기간이 경과함에 따라 패킹의 마모, 회전축 또는 슬리브의 마모가 발생되어 누설이 증대되기 때문에 주기적인 조정이나 교체 등의 유지보수가 필요하다.

[0012] 이때, 그랜드패킹실에 함침 시키는 그리스나 오일은 실을 부식시키고 수질오염의 원인이 되어 엄격해지는 환경기준에 많은 문제점을 가지고 있으며, 그랜드패킹실은 구조상 작동하는데 일정량의 누설이 존재하기 때문에 수질오염이나 주변 환경오염에 심각하다.

[0013] 또한, 메카니컬실은 상기 그랜드패킹실의 단점을 보완하여 개발된 실로써 압력을 받는 액체가 원심펌프에서 외부로 누설되는 것을 방지하거나 진공조건일 때 공기가 원심펌프로 유입되는 것을 방지하는 체크밸브(Check valve)와 슬라이드베어링(Slide bearing)의 기능을 하지만, 제품단가가 그랜드패킹실의 약 10배 이상의 고가이기 때문에 제한적으로 사용해야 하며, 트러블(반복되는 기동과 정지에 의한 충격, 압력변동에 의한 충격, 외부의 이물질 침투 등)로 인한 파손 발생시 밀봉장치(Sealing devices)로서 기능을 완전히 상실하고 나아가 원심펌프의 기능을 불가능하게 하는 문제점이 있으며, 정수장이나 가압장 등의 무인운전이 어렵고 항상 감시자나 감시기능이 필요한 실정이다.

## 선행기술문헌

### 특허문헌

[0015] (특허문헌 0001) KR 20-1999-0022727 U

## 발명의 내용

### 해결하려는 과제

[0016] 상기한 문제점을 해결하기 위하여 본 발명은 원심원심펌프의 회전축에 리턴로터를 부착해 리턴로터가 회전하며 회전축과 케이스 사이로 압력을 가해 누설을 막는 새로운 방식의 실링시스템으로 실링제를 교체할 필요 없이 반영구적으로 사용할 수 있고, 장착 및 유지비용의 절감은 물론, 성능 우수성을 보장하는 BBSM시스템(Bleed Bushing Sealing Mechanism)을 원심원심펌프에 적용하여 회전축이나 슬리브와 직접 접촉이 되지 않아 마모가 거의 없고, 밀봉 단면의 마찰열이 발생하지 않으므로 냉각시스템이 필요하지 않는다는 강점과 부품의 교체가 필요 없이 반영구적으로 사용 및 무인운전이 가능하여 유지보수 비용의 절감 과 구조상 누설(Leakage)을 최소화하여 수지오염을 방지할 수 있는 원심원심펌프를 제공하는데 목적이 있다.

### 과제의 해결 수단

[0018] 상기한 목적을 달성하기 위하여, 본 발명은 흡입구, 토출구, 임펠러의 수용공간을 갖는 케이스와; 상기 케이스의 후방에 연결되는 베어링하우징과; 상기 베어링하우징의 내부에 볼베어링으로 지지되어 모터의 구동력을 전달받는 회전축과 이 회전축의 단부에 연결되는 임펠러를 포함하는 원심펌프에 있어서, 상기 케이스 베어링하우징 사이에 체결부재를 통해 상기 케이스와 착탈식으로 결합하고 상기 회전축을 지지하는 케이스커버와; 상기 케이스커버의 내측에 위치하여 상기 회전축의 일부분을 밀봉하는 BBSM시스템을 포함하여 구성되며, 상기 BBSM시스템은 상기 회전축의 일부 외주면을 밀봉하는 부싱과, 상기 부싱의 외주면 일 부분에 구비되는 래버린스실과, 상기 부싱의 외주면에 일체로 구비되는 리턴로터를 포함하는 것을 특징으로 하는 원심원심펌프를 제공한다.

[0019] 여기서, 상기 케이스커버는 상기 BBSM시스템의 입구 측으로 유입되는 유량 중 일부를 케이스의 내부로 재순환시키는 제1바이패스와, 상기 리턴로터를 통과한 유 량의 일부를 케이스의 내부로 재순환 시키는 제2바이패스로 구성되는 것을 특징으로 한다.

[0020] 그리고, 상기 부싱은 상기 리턴로터를 기준으로 회전축을 따라 전/후방에 각각 제1부싱 및 제2부싱으로 구분되며, 상기 제1부싱은 상기 회전축의 외주면과 간극을 갖도록 설치되고, 상기 제2부싱은 상기 회전축의 외주면과 간극을 갖도록 설치하되 상기 래버린스실이 복수의 실링으로 길이 방향을 따라 간격을 두고 형성되는 것을 특징으로 한다.

### 발명의 효과

[0022] 상기와 같이 구성된 본 발명을 제공함으로써, 회전축이나 슬리브와 직접 접촉이 되지 않아 마모가 거의 없고, 밀봉 단면의 마찰열이 발생하지 않으므로 냉각시스템이 필요하지 않는다는 강점과 부품의 교체가 필요 없이 반영구적으로 사용 및 무인운전이 가능하여 유지보수 비용의 절감 과 구조상 누설을 최소화하여 수지오염을 방지할 수 있는 효과가 있다.

## 도면의 간단한 설명

[0024] 도 1은 본 발명에 따른 원심원심펌프를 나타내는 구성도.

도 2는 본 발명에 따른 원심원심펌프에 적용되는 BBSM시스템을 나타내는 구성도.

도 3은 본 발명에 따른 원심원심펌프에 적용되는 축의 수치 모델을 도식한 도면.

도 4는 본 발명에 따른 원심원심펌프에서 BBSM시스템을 통한 질량 유량 변화를 나타내는 그래프.

도 5는 본 발명에 따른 원심원심펌프에서 BBSM시스템을 통해 다양한 두께와 길이에 대한 압력 분포도.

도 6은 본 발명에 따른 원심원심펌프에서 BBSM시스템에 대해 최적의 두께를 갖는 모형도.

도 7의 (a), (b), (c)는 본 발명에 따른 원심원심펌프에서 BBSM시스템의 모델 예시도.

도 8은 본 발명에 따른 원심원심펌프에 적용되는 BBSM시스템을 계산을 통해 메쉬 모델 예시도.

도 9는 본 발명에 따른 원심원심펌프에 적용되는 임펠러의 모형도.

도 10은 본 발명에 따른 원심원심펌프에 적용되는 임펠러 및 케이스의 수치 격차를 나타내는 상세도.

도 11은 본 발명에 따른 원심원심펌프에 적용되는 임펠러에서의 속도 벡터를 나타내는 실험도.

도 12는 본 발명에 따른 원심원심펌프에 적용되는 BBSM시스템의 기하학적 위치 설계 예시도.

도 13의 (a), (b), (c)는 본 발명에 따른 원심원심펌프에 적용되는 BBSM시스템의 입구 압력 71,610 Pa로 한 압력 데이터 그래프.

도 14의 (a), (b), (c)는 본 발명에 따른 원심원심펌프에 적용되는 BBSM시스템의 입구 압력 18,889 Pa로 한 압력 데이터 그래프.

도 15의 (a), (b), (c)는 본 발명에 따른 원심원심펌프에 적용되는 BBSM시스템의 입구 압력 71,610 Pa에 의한 압력등고선 그래프.

도 16의 (a), (b), (c)는 본 발명에 따른 원심원심펌프에 적용되는 BBSM시스템의 입구 압력 18,889 Pa에 의한 압력등고선 그래프.

## *발명을 실시하기 위한 구체적인 내용*

[0025] 이하, 본 발명에 대하여 동일한 기술분야에 속하는 통상의 지식을 가진 자가 용이하게 실시할 수 있도록 첨부도면을 참조하여 바람직한 실시 예를 상세하게 설명하기로 한다.

[0026] 본 발명의 원심원심펌프(100)는 흡입구(111), 토출구(112), 임펠러(120)의 수용공간을 갖는 케이스(110)와; 상기 케이스(110)의 후방에 연결되는 베어링하우징(130)과; 상기 베어링하우징(130)의 내부에 볼베어링으로 지지되어 모터의 구동력을 전달받는 회전축(150)과 이 회전축(150)의 단부에 연결되는 임펠러(120)를 포함한다.

[0027] 여기서, 상기 케이스(110) 베어링하우징(130) 사이에 체결부재를 통해 상기 케이스(110)와 착탈식으로 결합하고 상기 회전축(150)을 지지하는 케이스커버(140)가 설치되고, 상기 케이스커버(140)의 내측에 위치하여 상기 회전축(150)의 일부분을 밀봉하는 BBSM시스템(160)을 포함한다.

[0028] 이때, 상기 BBSM시스템(160)은 상기 회전축(150)의 일부 외주면을 밀봉하는 부싱(161)과; 상기 부싱(161)의 외주면 일 부분에 구비되는 래버린스실(163)과; 상기 부싱(161)의 외주면에 일체로 구비되는 리턴로터(165)로 구성된다.

[0029] 한편, 상기 케이스커버(140)는 상기 BBSM시스템(160)의 입구 측으로 유입되는 유량 중 일부를 케이스(110)의 내부로 재순환 시키는 제1바이패스(141)와, 상기 리턴로터(165)를 통과한 유 량의 일부를 케이스(110)의 내부로 재순환 시키는 제2바이패스(143)로 구성되는 것이 바람직하다.

[0030] 그리고, 상기 부싱(161)은 상기 리턴로터(165)를 기준으로 회전축(150)을 따라 전/후방에 각각 제1부싱(161a) 및 제2부싱(161b)으로 구분되며, 상기 제1부싱(161a)은 상기 회전축(150)의 외주면과 간극을 갖도록 설치되고, 상기 제2부싱(161b)은 상기 회전축(150)의 외주면과 간극을 갖도록 설치하되 상기 래버린스실(163)이 복수의 실링(164)으로 길이 방향을 따라 간격을 두고 형성되는 것을 특징으로 한다.

[0031] 본 발명의 원심원심펌프(100)에 적용되는 BBSM시스템(Bleed Bushing Sealing Mechanism)은 원심원심펌프(100)의 회전축(150)에 리턴로터(165)를 부착하고, 리턴로터(165)가 회전하며 회전축(150)과 케이스(110) 사이로 압력을 가해 누설되는 유량을 막는 새로운 방식의 실링시스템이다.

[0032] 도 1 및 도 2에 의하면, BBSM시스템(160)의 형상과 유동장은 벌류트 원심원심펌프(100)의 양쪽 흡입단으로부터 33.5 ㎜ 떨어진 곳에 지름 70 ㎜의 원주 형태로 위치해있으며, 원심원심펌프(100)에서 누설되는 물을 차단하기

위한 실링 역할을 한다.

[0033] 상기 리턴로터(165)는 회전축(Shaft)에 붙어 가공되기 때문에 원심펌프(100)의 회전 속도와 동일하게 1,750 RPM으로 회전 하고, BBSM시스템(160)의 부싱(161) 및 케이스(110)가 회전축(150)에 직접적으로 접촉되지 않기 때문에 밀봉 단면의 마찰열이 발생하지 않는다.

[0034] 따라서, 냉각시스템이 필요하지 않는 강점을 가지고 있으며, 구조상으로 윤활제를 필요 없이 수질오염을 미연에 방지할 수 있는 친환경 실이 될 수 있다.

[0035] 다시말해, BBSM시스템(160)의 형상은 크게 부싱(Bushing), 리턴로터(Return Rotor), 래버린스실(Labyrinth Seal) 등 세 부분으로 나뉜다.

[0036] 즉, 유체 입구부의 부싱(161), 중간부의 리턴로터(Blade 8개로 구성), 하단부에 6개의 이(Teeth)로 구성된 래버린스실(163)이 BBSM시스템(160)의 전체 시스템을 구성한다.

[0037] 또한, 상기 리턴로터(165), 래버린스실(163)에 바이패스(Bypass)가 각각 존재하며 리턴로터(165)에 위치한 바이패스를 제1바이패스(141)로, 래버린스실(163)의 바이패스를 제2바이패스(143)로 정한다.

[0038] 여기서, 상기 BBSM시스템(160)의 입구로 유입된 유량 중 일부가 제1바이패스(141)을 통해 원심펌프(100) 내로 재순환되고, 상기 리턴로터(165)를 통과한 유량 중 일부가 제2바이패스(143)와 출구를 통해 외부로 빠져나가도록 설계되어있다.

[0039] 즉, BBSM시스템(160)의 끝단에 위치한 래버린스실(163)의 경사각은 래버린스실(163) 형상 조건에 따라 달라질 수 있으며 이에 따라 최대 누설량 저감을 일으킬 수 있다.

[0040] 상기한 본 발명의 수치는 해석하기 위한 지배방정식으로 기초되는 방적식은,

[0042] 연속방정식

[0043] $$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=0 \qquad (3.1.1)$$

[0045] 운동량방정식

[0046] $$\frac{\partial(\rho uu)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho uv)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho uw)}{\partial z}=-\frac{\partial p}{\partial x}+u\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right)+S_u$$

[0047] $$\frac{\partial(\rho vu)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho vv)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho vw)}{\partial z}=-\frac{\partial p}{\partial y}+u\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right)+S_u$$

[0048] $$\frac{\partial(\rho wu)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho wv)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho ww)}{\partial z}=-\frac{\partial p}{\partial z}+u\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)+S_w \qquad (3.1.2)$$

[0049] 연속방정식 및 운동방정식을 기초로 하며, 여기서 $\rho$는 밀도, $u$, $v$, $u$는 x, y, z방향의 속도 성분이다.

[0050] 그리고, 난류모델 지배방정식은 표준 모델 $k-\varepsilon$의 지배방정식 또는 SST (Shear Stress Transportation) 모델 $k-w$의 지배방정식로 구분된다.

[0051] 첫 번째로, 표준 모델 $k-\varepsilon$의 지배방정식은 BBSM시스템(160)에 대한 유동해석에서는 회전체의 난류현상과 전단력에 의한 영향을 고려하기 위하여, 레이놀즈 응력이 지배적인 내부의 갇힌 유동해석에 적합하여 일반 유체유동에 흔하게 적용되는 $k-\varepsilon$난류모델을 사용하였다. $k-\varepsilon$모델은 가장 일반적인 난류모델 중에 하나로서 난류 에너지의 대류와 확산의 효과를 나타내기 위해 2개의 전송 방정식을 추가로 포함하고 있는 two-equation model이다. 본 연구에서 사용된 표준 $k-\varepsilon$모델은 난류운동에너지 $k$에서 특성속도를, 난류운동에너지 소산율 $\varepsilon$에서 특성길이를 구하여 난류점성계수 $\mu_t$를 계산하는 모델이며, 유체가 비압축성인 경우에 $k$와 $\varepsilon$은 다음의 수송방정식에 의해

서 결정된다.

[0053] $k$방정식

[0054] $$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i}-\frac{\partial}{\partial x_i}\left[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k})\frac{\partial k}{\partial x_i}\right]=G_k-\rho\varepsilon \quad (3.1.3)$$

[0056] $\varepsilon$방정식

[0057] $$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i}-\frac{\partial}{\partial x_i}\left[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right]=\frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon_1}G_k-\rho C_{\varepsilon_2}\varepsilon) \quad (3.1.4)$$

[0058] 여기서 $u_i$($i$=1, 2, 3)는 $i$방향의 속도 구성성분이고 $p$는 압력, $\rho$는 유체의 밀도, $G_k$는 생성항으로서 다음과 같이 정의할 수 있다.

[0060] $$G_k=\mu_t(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i})\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.1.5)$$

[0062] 난류점성계수 $\mu_t$는 물성치가 아니라 난류운동의 양상이나 이력에 따라 변하는 값이다. 이 난류점성계수는 실험이나 고찰로부터 난류운동의 특성길이와 특성속도에 의해 결정되는 값으로 알려져 있으며, 이를 표현하면 다음과 같다.

[0064] $$\mu_t=\rho\frac{C_\mu k^2}{\varepsilon} \quad (3.1.6)$$

[0065] 계산에 사용된 모델 상수는 다음과 같이 정의하였다.

[0067] $$C_\mu=0.09,\ \sigma_k=1.0,\ \sigma_\varepsilon=1.3,\ C_{\varepsilon_1}=1.44,\ C_{\varepsilon_2}=1.92$$

[0069] 두 번째로, SST(Shear Stress Transportation) 모델 $k-\omega$의 지배방정식은 BBSM시스템(160) 입구 경계조건에 적용될 원심펌프(100) 해석에서 난류 모델은 벽면에서의 해석에 장점을 가지고 있는 SST $k-\omega$난류 모델을 사용하였다. SST(Shear Stress Transportation) 난류 모델은 $k-\omega$모델과 $k-\varepsilon$모델의 장점을 결합한 모델로서, 벽 근처에서는 $k-\omega$모델이 사용되고 $k-\varepsilon$보다 정체구역의 난류 증진을 고려할 수 있도록 고안되어 있어 원심펌프(100)와 같은 회전체에서 국소적인 난류 작용을 파악하는데 이점이 있다. $k-\omega$모델은 $k$에서 난류운동에너지를 $u$에서 특성소산을 구하여 계산되는 two-equation 방정식으로서 $k-\varepsilon$모델에 비해 낮은 레이놀즈수 영역에서 벽면 근처에서의 유동을 잘 처리하는 모델이다. SST 모델에서 $k$와 $u$항을 다음과 같이 정의한다.

[0071] $k$방정식

[0072] $$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+U_i\frac{\partial k}{\partial x_i}=P_k-\beta^*k\omega+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[(\nu+\sigma_k\nu_T)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right] \quad (3.1.7)$$

[0074] $u$ 방정식

[0075] $$\frac{\partial w}{\partial t}+U_j\frac{\partial w}{\partial x_j}$$
$$=\alpha S^2-\beta\omega^2+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\nu+\sigma_w\nu_T)\frac{\partial w}{\partial x_j}\right]+2(1-F_1)\sigma_{w_2}\frac{1}{w}\frac{\partial k}{\partial x_i}\frac{\partial w}{\partial x_i} \quad (3.1.8)$$

[0077] 난류점성계수 $\nu_T$는 다음과 같다.

[0079] $$\nu_T=\frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1\omega, SF_2)} \quad (3.1.9)$$

[0081] (3.2.1) ~(3.2.3) 식에 나오는 보조 방정식 $P_k$, $F_1$, $F_2$, 는 다음과 같이 정의한다.

[0082] $$P_k=\min\left(\tau_{ij}\frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^*k\omega\right) \quad (3.1.10)$$

[0084] $$F_1=\tanh\left\{\left\{\min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^*\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega}\right), \frac{4\sigma_{w_2}k}{CD_{k\omega}y^2}\right]\right\}^4\right\} \quad (3.1.11)$$

[0086] $$F_2=\tanh\left[\left[\max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^*\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega}\right)\right]^2\right] \quad (3.1.12)$$

[0088] (1.5)식의 보조방정식 $CD_{k\omega}$는 다음과 같이 나타낸다.

[0090] $$CD_{k\omega}=\max\left(2\rho\sigma_{w_2}\frac{1}{w}\frac{\partial k}{\partial x_i}\frac{\partial w}{\partial x_i}, 10^{-10}\right) \quad (3.1.13)$$

[0092] (3.1.7), (3.1.8)식의 계수 $\alpha$, $\beta$, $\sigma_k$, $\sigma_w$는 다음의 상관관계식에 의해 새로운 계수 $\alpha_3$, $\beta_3$, $\sigma_{k_3}$, $\sigma_{w_3}$로 교체된다.

[0094] $$\Phi_3=F_1\Phi_1+(1-F_1)\Phi_2 \quad (3.1.14)$$

[0096] 초기 계수 값은 다음과 같다.

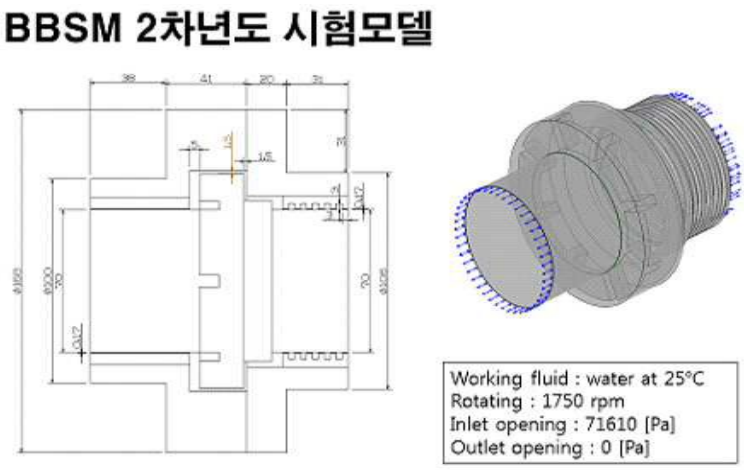
[0097] $\alpha_1 = \frac{5}{9}$, $\alpha_2 = 0.44$, $\beta_1 = \frac{3}{40}$, $\beta_2 = 0.0828$, $\sigma_{k_1} = 0.85$, $\sigma_{k_2} = 1$, $\sigma_{w_1} = 0.5$, $\sigma_{w_2} = 0.856$

[0098] 계수 $\beta^*$은 다음과 같이 결정되며, $\beta^* = \frac{9}{100}$ (3.1.9)의 $\zeta$는 변형률을 나타낸다.

[0099] 따라서, BBSM시스템(160) 형상의 설계 단계에서 압력 상승에 영향을 줄 것으로 예상되는 부분 중 하나인 간극은 부싱(161)과 회전축(150)의 사이에 간극을 설정하여야 하며, 간극의 최적 간격을 얻기 위해 사전 해석을 수행해야 한다.

[0100] 이에 대하여, 간극 두께 범위는 0.1 mm ~ 0.5 mm까지 설정하고, 부싱(161)의 회전축(150) 방향 길이는 각각 117 mm, 225 mm로 형상화하여 최적 간극을 설정하기 위해 다음과 같은 유동해석을 진행하였다.

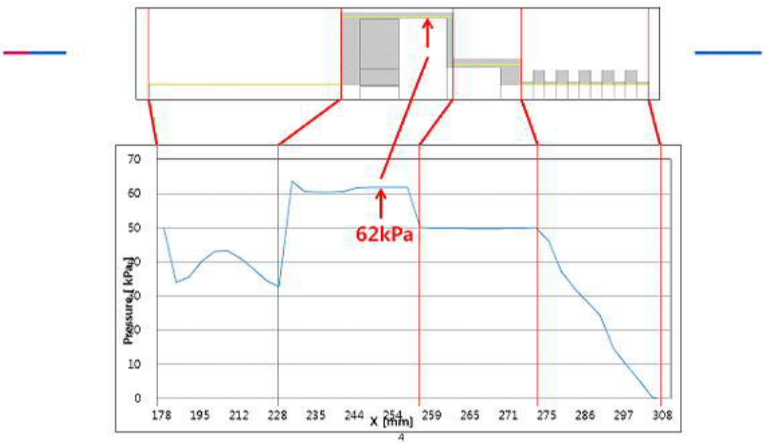
[0101] [그림 1]과 같은 조건으로 CFD해석을 진행하면 [그림 2] 와 같은 압력 분포를 얻을 수 있다.




[0102]

[0103] [그림 1] 원심펌프용 축밀봉장치 CFD해성을 위한 개념도 및 3차원 모델

[0104] [그림 2]의 로터의 회전에 의해 높아진 압력(62kPa)에 의해 누수를 막는 시스템이다.

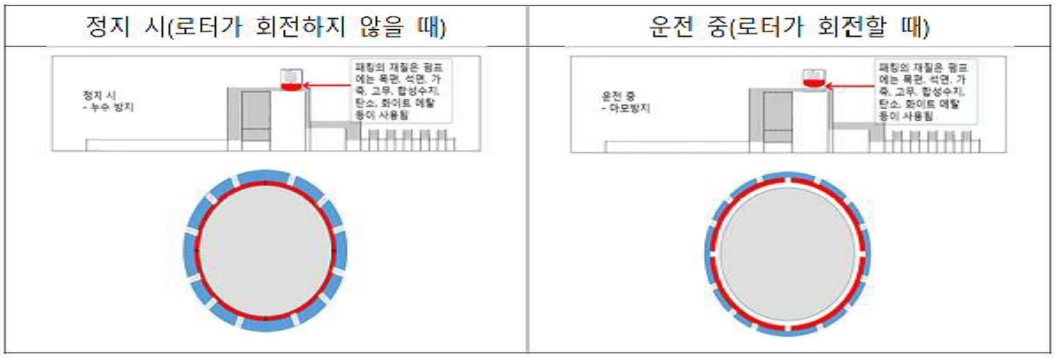



[0105]

[0106] [그림 2]원심펌프용 축밀봉장치의 CFD해석결과, 압력분포

[0107] 이러한, 로터의 회전에 의한 누수를 방지하는 시스템은 펌프가 작동하지 않아 로터가 회전하지 않을 경우 그 효과를 상실하게 되는데 이를 방지하기 위한 장치를 필요로 하게 된다.

[0108] [그림 3]은 펌프 정지 시 접촉에 의해 누수를 막고, 펌프 작동 시 [그림 2]에서와 같이 높아진 압력으로 밀려나서 비접촉 상태가 되어 회전 마찰에 의한 손상을 막아 수명을 연장한 장치이다.

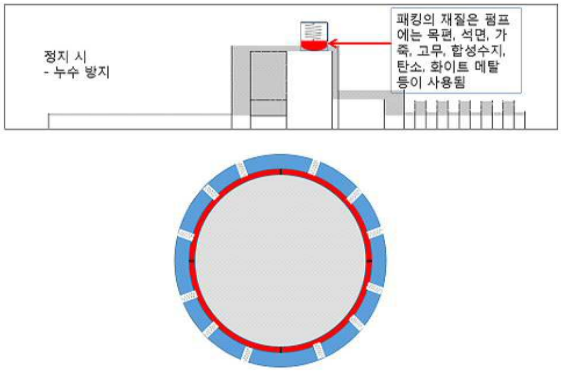



[0109]

[0110] [그림 3]펌프 정지 시 누수를 막는 장치

[0111] [그림 4], [그림 5], [그림 6]은 [그림 3]의 개념을 적용한 여러 형태의 장치이다.

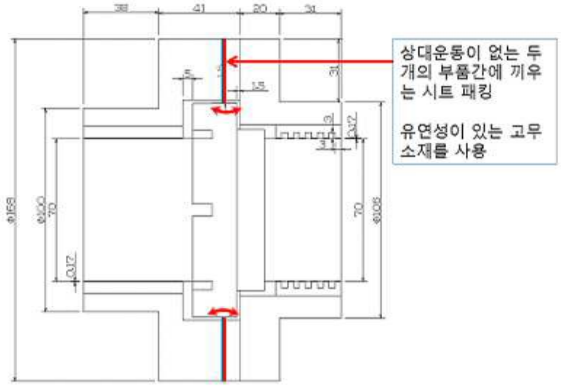
[0112] [그림 4]는 스프링과 접촉 소재(목편 선면 가죽 고무 합성수지 탄소 화이트 메탈 등)가 나눠져 있는 형태이다. 스프링의 경우 탄력성이 있는 오링 등으로 대체 가능하다.




[0113]

[0114] [그림 4] 펌프 정지 시 누수를 막는 장치(1번)

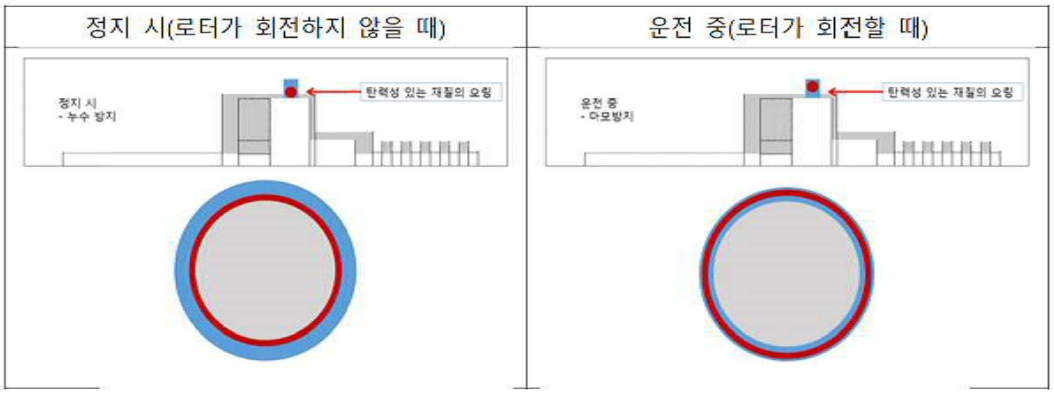
[0115] [그림 5]의 경우 유연성 있는 소재의 시트패킹을 로터영역으로 뽑아 설치하여 비 작동시 누수를 막고, 작동 시에는 접힘에 의해 회전 마찰에 의한 손상을 막는 형태이다.




[0116]

[0117] [그림 5] 펌프 정지 시 누수를 막는 장치(2번)

[0118] [그림 6]의 경우 고무 및 탄력성 있는 재질의 소재를 사용한 오링 타입으로 오링이 정지 시에는 접촉에 의한 누수방지 역할을 하고 운전 중에는 원심력 및 높아진 압력에 늘어나게 되어 의해 마모가 방지되는 형태이다.




[0119]

[0120] [그림 6] 펌프 정지 시 누수를 막는 장치(3번)

[0121] 따라서, 상기한 조건을 통해 ICEM CFD V16.2로 헥사(Hexahedra) 및 프리즘(Prism) 격자 약 48만 개를 생성하여 CFX V16.2 로 CFD 해석을 수행하였다.

[0122] 도 3을 통해 입구 경계조건(Inlet)으로 압력 0.65 MPa, 출구 조건(Outlet)에 대기압(0.1 MPa)을 적용하여 되며, [표 1]은 출구에서 면 평균 유량(Area average of mass flow rate)을 측정하여 나타낸 것이고, 간극 두께 0.1 mm ~ 0.5 mm로 증가 할수록 출구 유량이 높은 것을 확인 할 수 있다.

| Thickness [mm] | 0.1 | 0.2 | 0.35 | 0.5 |
|---|---|---|---|---|
| Mass flow rate [kg/s] | 0.12 | 0.37 | 0.94 | 1.63 |

[0123]

[0124] [표 1] 두께에 따른 질량 유량 변화

[0126] 즉, 도 4는 작성된 [표 5]에 해당하는 간극 두께에 따른 유량을 그래프로 도식화한 것이다. [표 2]는 길이에 따른 출구유량을 나타내었다. 부싱(161)의 길이 173 mm와 225 mm를 비교하였을 때, 225 mm에서 출구의 유량이 적게 측정된다. 이를 통해 길이가 출구의 유량에 영향을 미치는 것을 확인 할 수 있다. [표 1]과 [표 2]를 통해 출구 유량은 간극의 두께에 비례하고 길이에 반비례하게 된다.

| Thickness [mm] | 0.2 | | 0.35 | |
|---|---|---|---|---|
| Length [mm] | 173 | 225 | 173 | 225 |
| Mass flow rate[kg/s] | 0.37 | 0.32 | 0.94 | 0.81 |

[0127]

[0128] [표 2] 길이에 따른 질량 유량 변화

[0130] 한편, 도 5에 의하면, 간극 두께에 따른 유동 해석 결과에 대한 압력 분포도를 나타내었다. 입구의 압력이 출구 쪽으로 낮아지며 고른 분포를 나타내고 있다. 간극 해석의 목적은 실의 틈새 간극을 최소화하여 누설된 작동유의 흐름에 저항을 가해 누설을 줄이는 데에 있다. 간극의 좁은 두께와 회전축(150) 방향으로의 길이에 의해 케이스(110)와 회전축(150) 사이에 마찰력이 발생하고 이에 유체가 저항을 받게 되어 출구로 누설되는 양이 적어지는 것으로 판단된다. 따라서 간극의 두께를 최대로 줄이고 회전축(150) 방향 길이를 길게 설계하면 출구 유량을 최대한 줄일 수 있다.

[0131] 최근에는 요철 및 여러 가지 형상의 변화를 통해 저항을 늘려 전체 누설을 줄이는 데에 적용하여 BBSM시스템(160) 형상의 간극은 API 610(ISO 13709)에서 제시하는 최소 설계점인 0.175mm(총 0.35mm)을 적용하여 도 6과

같이 설계하였다.

[0132] 따라서, 최적의 형상으로 해석 모델은 세가지로 구분하며 바이패스 및 리턴로터(165)의 유무에 대한 결과를 비교하기 위해 형상화하였다. 도 7 의 (a)는 BBSM시스템(160)의 초안 형상으로써 부싱(161), 리턴로터(165), 래버린스실(163), 그리고 리턴로터(165)와 래버린스실(163)에 부착된 제1바이패스(141), 제2바이패스(143)가 존재하여 유동해석을 통해 입구로 들어오는 양과 제1바이패스(141), 제2바이패스(143) 및 출구로 빠져나가는 유량의 값을 정량적으로 확인할 수 있다.

[0133] 도 7 의 (b)는 (a)의 형상에서 리턴로터(165)와 제1바이패스(141), 제2바이패스(143)를 제거하고 래버린스실(163)만 있는 형상으로, BBSM시스템(160)의 입/출구 유량을 확인할 수 있다.

[0134] 즉, 상기 리턴로터(165)를 제거함으로써, 래버린스실(163)의 역할에 대한 확인이 가능하며, 리턴로터(165)가 있는 (c)의 비교를 통해 리턴로터(165)에서 발생하는 압력 상승이 BBSM시스템(160)에 미치는 영향을 확인할 수 있다.

[0135] 도 7 의 (c)는 유동장을 나타낸 것으로, 형상은 부싱(161), 리턴로터(165), 래버린스실(163)로 구성되어 있으며, 이는 제1바이패스(141), 제2바이패스(143)를 제거한 형상과도 같다. (a)와 (b)의 해석 결과 비교를 통해 리턴로터(165)의 역할을 확인 할 수 있다.

[0136] 한편, 격자생성에 경우, ICEM CFD V16.2를 사용하여 BBSM시스템(160)의 격자계를 구성하였으며, 모델에 생성된 격자계는 도 8 과 같이 나타내었다.

[0137] 이는 입구와 부싱(161) 사이의 간격이 매우 얇기 때문에 부싱(161) 부의 격자 구조는 블록 정렬 격자계인 헥사로 형성하였다. 이는 격자 생성이 용이하며 지배방정식의 이산화 과정이 단순하며, 해를 구하기 쉬운 직교 격자의 장점과 복잡한 곡선경계를 해결하기 위한 곡선 격자계의 기능을 접목한 격자계이다.

[0138] 따라서, 상기 리턴로터(165) 및 래버린스실(163)의 형상은 복잡하기 때문에 작은 격자를 많이 생성할 수 있도록 비정렬격자계를 사용하였다. 이는 복잡한 형상에 대한 가장 일반적인 형태의 격자 배열인 테트라 및 프리즘이다.

[0139] [표 3]에서는 BBSM시스템(160)의 유동해석에 사용된 격자수를 나타내는 것으로 격자에 사용된 총 노드수는 3,321,200개이다. 부싱(161) 부의 격자는 노드수 약 20 만개, 요소 18 만개로 구성하였고 리턴로터(165) 및 래버린스실(163)의 격자는 노드수 약 310 만개, 요소 약 130 만개로 구성하였다. 케이스(110)에 따라 격자수는 다르지만 비슷한 노드 및 요소로 생성하였다. 또한, 노드수를 증가 시켜 약 450만개, 약 500만개의 격자 민감도를 수행하여 격자에 대한 신뢰성을 높였다.

[0140]

| Item | | Description |
|---|---|---|
| Busing | Nodes | 221,200 |
| | Elements | 187,704 |
| Rotor and Labyrinth seal | Nodes | 3,100,000 |
| | Elements | 13,763,840 |

[0141] [표 3] 부싱, 리턴로터, 래버린스실 영역의 메쉬 정보를 CFD 분석

[0143] 한편, 본 발명에 적용되는 BBSM시스템(160)의 경계조건을 구하기 위한 원심원심펌프(100)의 유동해석은 원심펌프(100)에서 임펠러(Impeller)는 원심펌프(100)성능에 많은 영향을 미치므로 임펠러(120) 설계 및 해석에는 유체 역학적 지식이 필요하다. 원심펌프(100)의 케이스(110)는 임펠러(120)로부터 받은 원심력을 유효하게 압력에너지로 바꾸는 역할을 하며 운전 중에 케이스(110) 안에 흐름의 난류에 의하여 레이디얼 추력(축에 직각으로 작용하는 힘)이 작용한다. 원심펌프(100)를 사용하는 순환 시스템을 설계함에 있어 원심펌프(100)의 흡입구(111) 측 파이프(Pump Suction Pipe)와 흡입수조의 크기 및 형상이 적절하게 설계되지 못한다면, 물이 파이프 입구 쪽으로 부드럽게 흡입되지 못하고 흡입수조 내부에 보텍스(vertex) 및 스월(swirl)이 발생하게 된다.

[0144] 그리고, 도 9는 흡입구(111) 측 벌류터 원심펌프(100)의 형상과 유동장이며, 해석 대상인 원심펌프(100)는 흡입구(111) 측 원심원심펌프(100)는 6개의 임펠러(120)로 구성된다. 원심펌프(100)의 격자 생성은 ANSYS ICEM CFD V16.2를 사용하였다.

[0145] 한편, 도 10과 같이, 원심펌프(100)의 격자를 생성하였고, 격자는 육면체 격자와 사면체격자(Tetrahedra)의 혼합격자로 생성하고 벽면에는 프리즘 레이어(Prism layer)를 구성하여 속도 구배 계산이 수월하도록 하였다. 격자의 총 수는 2,328,649 개로 구성하였으며, 노드수를 2 배로 증가시킨 약 4,700,000 개의 격자 민감도를 수행하여 격자에 대한 신뢰성을 높였다.

[0146] 그리고, 수치해석에 경우, 상기 BBSM시스템(160)의 경계조건을 구하기 위해 해석한 원심펌프(100)의 모델은 흡입구(111) 측 벌류트 원심원심펌프(100)이며 원심펌프(100)의 형상과 유동의 흐름이 대칭이기 때문에 글로벌 좌표계 xy 평면을 기준으로 반을 자른 모델(half model)을 형상화하였고, 대칭 경계조건(symmetry)을 적용하여 유동해석된다.

[0147] 이는 3차원에서의 대칭 경계조건은 형상과 유동장이 반드시 대칭일 때 사용되며, 유동이 대칭면을 평행하게 흐르고 수직 성분구배가 0인 경우에만 정의할 수 있다.

[0148] 즉, 입구 경계조건으로 대기압(1 atm)을 적용하고, 출구 경계조건으로 회전수 1,750 rpm의 성능 곡선 영역 중 질량유량 5가지 조건(150 m3/hr, 300 m3/hr, 450 m3/hr, 600 m3/hr, 750 m3/hr)을 적용하여 원심펌프(100)에 대한 유동해석을 진행하였다.

[0149] 한편, 작동유체는 상온의 물(25° C)을 사용한다. 도메인은 리턴로터(임펠러와 케이스로 구분하고 도메인을 연결하는 인터페이스(Interface) 기법으로 프로즌 로터(Frozen-rotor)를 적용된다.

[0150] 따라서, 수렴판정은 잔류항의 총합이 10-5 이하가 되는 시점으로 유동해석의 난류모델은 $k-\omega$모델 기반의 SST 모델을 적용하였다. SST 모델은 $k-\omega$모델과 $k-\epsilon$모델의 장점만을 살린 모델로, 벽면 근처에서는 $k-\omega$모델 방식으로 계산을 진행하고, 자유흐름 영역에서는 $k-\epsilon$모델 방식으로 계산을 수행한다. 또한 SST 모델의 경우 천이 영역에서의 유동 특성도 고려할 수 있기 때문에 최근 많이 사용되는 모델이다.

[0151] 마지막으로, 본 발명의 원심펌프(100) 유동 해석결과는 도 11에 도시된 바, 원심펌프(100)의 유동 해석에 대한 벡터 결과이고, [표 4]는 원심펌프(100) 유동 해석 결과 중 유량 조건 (150m3/hr, 300m3/hr, 450m3/hr, 600m3/hr, 750m3/hr)에 따른 원심펌프(100)의 토크, 파워, 양정을 나타낸 것이다. 결과 중 BBSM시스템(160)의 입구 경계조건에 적용될 해석 결과는 원심펌프(100) 유량 150 m3/hr과 560 m3/hr에 해당하는 자료이며, CFD-Post에서 BBSM시스템(160)의 위치에 해당하는 압력을 추출하여 BBSM시스템(160)의 입구 경계조건에 적용하였다.

| Mass flow rate [$m^3/hr$] | Torque [N·m] | Power [W] | Head [m] |
|---|---|---|---|
| 150 | 171.44 | 31418 | 39.3 |
| 300 | 302.62 | 55458 | 38.8 |
| 450 | 403.45 | 73936 | 38.9 |
| 560 | 460.57 | 84404 | 36.9 |
| 600 | 480.17 | 87996 | 36.3 |
| 750 | 529.92 | 97113 | 32.8 |

[0152]

[0153] [표 4] 펌프의 질량 유량 변화에 따른 펌프 성능

[0155] 또한, 상기 BBSM시스템(160)의 경계 조건으로 BBSM시스템(160)의 성능평가를 위한 유동해석은 ANSYS CFX V16.2

를 사용하여 영역 내의 모든 검사체적에 대해 유체유동의 지배방정식을 적분하고, 비선형의 해를 구하기 위한 반복법 변수들의 RMS 값(Residual)을 10-5 이하로 수렴하도록 계산하였다. 이 때, 계산 영역 내 에너지 및 질량의 임밸런스 값(Imbalance)을 0.1% 미만으로 수행하였다. 앞서 설명한 바와 같이 유동해석의 난류 모델은 k-ε 모델을 사용하였는데, 이는 k-ε 모델의 장점을 이용하여 회전하는 원심펌프(100)의 역류되는 작동유를 줄이고 실을 통해 누설되는 양을 제한하기 위해 사용되었다.

[0156] 따라서, 경계조건 설정으로는 형상을 소개한 도 7에 도시된바 BBSM시스템(160)의 유동해석을 위한 경계조건도 함께 도식화되었고, 이에 대한 도메인은 리턴로터(165)와 스테이터로 구분하고 두 영역 사이의 인터페이스는 Frozen-Rotor기법을 적용하였다.

[0157] 이는 3차원 유동장에서 리턴로터(165)만 회전 운동을 하기 때문에 케이스(110)의 벽은 회전하지 않도록 고정영역(Counter wall)을 적용하는 경계조건이다.

[0158] 즉, 회전/고정 영역을 동시에 포함하는 유동해석 기법 중 유동 정보를 두 영역에 전달하기 위한 경계조건으로 GGI(General Grid Interface) Connection 기법을 적용할 수 있어 상기 BBSM시스템(160)의 한 쪽은 25 ° C의 물과 접촉하면서 압력을 받는 입구로 설정하고, 반대에는 대기압 상태(1 atm)의 25° C 공기와 접촉하면서 밀봉작용을 하도록 출구 영역으로 설정하고, 상기 BBSM시스템(160)의 리턴로터(165) 영역은 1,750 RPM으로 회전하도록 설정하며, 이는 원심펌프(100)경계조건과 동일한 회전 속도이다.

[0159] 도 12에 의하면, 상기 BBSM시스템(160)의 위치는 원심원심펌프(100)의 양흡입부에서 33.5 mm 정도 떨어진 곳에 위치하였으며 입구가 닿는 면적의 지름은 70mm이며, 상기 BBSM시스템(160)의 입구 압력을 추출하기 위해 원심펌프(100)의 유동 해석 후 CFD-Post V16.2을 사용하여 BBSM시스템(160)의 입구가 닿는 위치에서 면의 질량을 평균하여 압력을 도출된다.

[0160] 즉, 본 발명의 원심펌프(100) 유동 해석 결과의 정격조건 중 560 m3/hr와 150 m3/hr에 해당하는 압력을 BBSM시스템(160)의 입구 경계조건으로 [표 5]와 같이 적용되며, 모든 케이스(110)의 출구와 (a)의 제1바이패스(141), 제2바이패스(143)의 경계조건은 대기압(1 atm)으로 설정하였다.

[0161]

| Pump | Mass flow rate of Pump [$m^3$/hr] | Inlet of BBSM [Pa] |
|---|---|---|
| A | 560 | 71,610 |
| B | 150 | 18,880 |

[0162] [표 5] BBSM시스템에 대한 분석 조건

[0164] 결과적으로, 유동 해석 결과는 우선, 출구유량을 보면, 유동 해석 후 BBSM시스템(160)의 입구, 제1바이패스(141), 제2바이패스(143) 및 출구에서의 유량을 정리하였다.

[0165] [표 6]은 원심펌프(100) A(71,610 Pa) 조건에서 (a), (b), (c)의 유량을 나타낸 것이다.

[0166] 이때, + 기호는 BBSM시스템(160)으로 들어온 수치를 의미하고 - 기호는 BBSM시스템(160)에서 외부로 빠져나간 수치를 의미한다.

[0167] (a)는 입구로 0.2066 kg/s의 유량이 들어오며 제1바이패스(141)로 50 % 이상인 0.1794 kg/s가 빠져나가며, 제2바이패스(143)로 0.0134 kg/s, 출구로 0.0138 kg/s이 누설된다. 이 때, 질량보존 법칙에 의해 BBSM시스템(160)으로 들어온 유량과 나간 유량의 합은 같다.

[0168] (b)의 경우 입구로 0.0973 kg/s의 유량이 들어오는데 이는 (a)의 입구 유량보다 작은 값이다. 출구 이외의 바이패스는 제거하였으므로 출구로 0.0973 kg/s의 유량이 빠져나간다.

[0169] (c)는 입구로 0.0898 kg/s의 유량이 들어오는데 이는 (a), (c)의 입구 유량보다 작은 값이다. 출구유량은 입구유량과 같은 값인 0.0898 kg/s이 빠져나간다.

(단위 : kg/s)

| Case | Inlet | Bypass | | Outlet |
|---|---|---|---|---|
| | | 1 | 2 | |
| 1 | 0.2065 | -0.1794 | -0.0134 | -0.0138 |
| 2 | 0.0973 | - | - | -0.0973 |
| 3 | 0.0898 | - | - | -0.0898 |

[0170]

[0171] [표 6] 71,610 Pa에서의 BBSM 입구 압력의 질량 유속 수치 결과

[0173] [표 7]은 원심펌프(100) B(18,889 Pa)조건에서 (a), (b), (c)의 유량을 나타낸 것이다.

[0174] 이때, + 기호는 BBSM시스템(160)으로 들어온 수치를 의미하고 - 기호는 BBSM시스템(160)에서 외부로 빠져나간 수치를 의미한다. 원심펌프(100) B의 조건은 A 보다 압력이 낮으므로 전체적으로 A 조건보다 적은 유량 값을 가진다.

[0175] (a)는 입구로 0.1387 kg/s의 유량이 들어오며 제1바이패스(141)로 50% 이상인 0.119 kg/s가 빠져나가고, 제2바이패스(143)로 0.0096 kg/s, 출구로 0.0092 kg/s이 빠져나간다. BBSM시스템(160)으로 들어온 유량과 나간 유량의 합은 같다.

[0176] (c)는 입구로 0.0472 kg/s의 유량이 들어오며 바이패스 출구로 0.0472 kg/s의 유량이 빠져나간다.

[0177] (a), (b), (c)의 출구에서의 유량을 비교하였을 때 가장 작은 유량은 (a)의 B(18,889 Pa)인 것을 확인 할 수 있다. 누설량 감소 측면에서 효율이 높은 결과라고 생각되나, 다른 케이스(110)에 비해 입구 유량이 크다는 점으로 미루어보아 원심펌프(100)의 전체 체적 성능에 대한 고려가 필요하다고 사료된다. BBSM시스템(160)의 입구로 유입된 양의 물이 원심펌프(100)로부터 빠져나가고 있고 그 양이 원심펌프(100)의 유량에 영향을 미치기 때문이다.

[0178] (c)와 (c)을 비교하여 리턴로터(165)가 있는 (c)의 입·출구의 유량이 적은 것으로 확인된다. 누설량의 측면에서 (c)와 비교하여 리턴로터(165)가 있는 (c)의 효과가 더 좋은 것으로 생각된다.

[0179] 따라서, 누설량 감소 측면에서 출구의 유량이 가장 작은 (a)의 성능이 높으며, 입구로 유입되는 유량이 적은 측면에서 (c)의 성능이 높다.

[0180] 또한 경계조건에 사용된 입구 압력이 높으면 출구와의 압력 차이가 높게 발생하여 입·출구 유량이 큰 것으로 확인된다. 모든 케이스(110)에서 A의 조건(71,610 Pa)의 출구 유량이 B의 조건(18,889 Pa)의 출구 유량보다 많은 유량이 흐른다. 이를 토대로 원심펌프(100) 흡입부(BBSM시스템(160)의 위치)에 걸리는 압력이 가장 높은 상태를 항상 고려해야 할 것이다.

(단위 : kg/s)

| Case | Inlet | Bypass | | Outlet |
|---|---|---|---|---|
| | | 1 | 2 | |
| 1 | 0.1387 | -0.1194 | -0.0096 | -0.0092 |
| 2 | 0.0472 | - | - | -0.0472 |
| 3 | 0.035 | - | - | -0.035 |

[0181]

[0182] [표 7] 18,889 Pa에서의 BBSM 입구 압력의 질량 유속 수치 결과

[0184] 도 13에 의하면, 압력분포 비교는 상기 원심펌프(100) A(71,610 Pa) 조건을 적용한 (a), (b), (c)의 해석 결과에서 BBSM시스템(160)의 길이 방향(x)에 따른 압력(y)을 측정하여 그래프화한 것이다.

[0185] (a) 그래프의 제1바이패스(141) 위치에 해당하는 60~80 ㎜ 에서 게이지 압이 음압으로 떨어지는 경향을 보아 흡입(suction)작용이 일어난 것으로 예상된다.

[0186] 즉, 제1바이패스(141)을 지나며 낮아진 유체의 압력은 리턴로터(165)에 의해 증가하다가 출구를 향해 안정적으로 감소되며, 제1바이패스(141)의 위치를 원심펌프(100)내로 유량이 재순환되도록 설계할 시에는 흡입이 BBSM시스템(160) 내부에 작용하여 음압으로 인한 영향이 크게 발생하지 않도록 원심펌프(100) 내 제1바이패스(141)의 최적 위치를 선정해야 할 것이다.

[0187] (b) 그래프에서 BBSM시스템(160) 회전축(150) 방향 길이 중 130 ~140 ㎜의 위치에서 압력 곡선의 기울기가 높아지는데, 이는 래버린스의 요철(teeth)에 의해 받는 저항으로 압력상승이 일어나기 때문으로 확인된다. 표 6. 표 7.을 통해 출구에서 누설되는 유량은 (c)보다 (c)에서더 적은 것으로 분석되는데, 이는 (c)의 그래프에서 볼 수 있듯이 입구의 높은 압력이 점차 감소하다가 리턴로터(165)의 회전에 의한 속도 에너지가 압력 에너지로 변환되어 압력이 증가한 것으로 판단된다.

[0188] 한편, 도 14에 의하면, 상기 원심펌프(100) B(18,889 Pa) 조건을 적용하여 BBSM시스템(160)의 길이 방향(x)에 따른 압력(y)을 측정하여 그래프화한 것이며 원심펌프(100) A의 조건 결과와 유사한 경향을 보이는 것을 확인할 수 있다.

[0189] (c) 그래프를 통해 리턴로터(165)에서 발생된 압력이 입구에서 발생된 압력보다 높은 것을 확인 할 수 있으며, 이로써 리턴로터(165)의 압력이 입구로 들어오는 유량에 영향을 주는 것으로 확인할 수 있다. 리턴로터(165)의 압력발생은 BBSM시스템(160) 입구에 유량이 새어 들어오는 것을 막는 역할을 하는 것으로 판단된다.

[0190] 도14와 도 16은 모든 케이스(110)에 대한 압력 분포도를 나타낸다.

[0191] 여기서, 상기 원심펌프(100) A의 조건 중 (a)은 0 Pa의 압력을 분포하고 있는데 이는 제1바이패스(141)을 통해 물이 원심펌프(100)로 흡입되기 때문이다. (c)에서는 그래프에서 확인한 바와 같이 리턴로터(165)에 회전에 의한 압력이 발생한다.

[0192] 원심펌프(100) B의 조건 (c)에서는 리턴로터(165)에 발생하는 압력이 입구의 압력보다 높게 나타난다. 원심펌프(100) A와 B의 (c)의 압력 분포를 통해 리턴로터(165)에서 압력이 높게 상승하는 것을 확인할 수 있다.

[0193] 결론은 상기 BBSM시스템(160)에 대한 실링 메커니즘을 해석으로, 상기 리턴로터(165) 유무와 관련된 (c)와, (c)의 해석 결과를 통해 리턴로터(165)에 의해 발생하는 압력상승이 BBSM시스템(160) 입구에 들어오는 유량을 밀어 내는 역할을 한다.

[0194] (a)에서 바이패스를 통해 원심펌프(100)로 재순환되는 조건에서 출구 유량이 가장 적은 것을 확인 할 수 있다. 이러한 바이패스의 역할은 출구의 누설량 감소 측면에서 성능의 효율이 상대적으로 높게 나타나는 것으로 평가되나, 바이패스에 흡입압력을 형성하여 BBSM시스템(160) 입구로 들어오는 유량을 증가시킨다.

[0195] 따라서, 전체적인 원심펌프(100)의 체적 성능에는 부정적인 역할을 할 것으로 사료되며, 이를 해결하기 위해 원심펌프(100) 내 바이패스의 최적위치에 대한 고찰이 필요하며, 현재의 리턴로터(165) 형상은 효율성이 검증되지 않은 초안 단계의 형상이므로, 날개를 설계하여 압력강하에 효과를 극대화 시킬 수 있다.

[0196] 상기와 같이 구성된 본 발명을 제공함으로써, 회전축(150)이나 슬리브와 직접 접촉이 되지 않아 마모가 거의 없고, 밀봉 단면의 마찰열이 발생하지 않으므로 냉각시스템이 필요하지 않는다는 강점과 부품의 교체가 필요 없이 반영구적으로 사용 및 무인운전이 가능하여 유지보수 비용의 절감 과 구조상 누설을 최소화하여 수지오염을 방지할 수 있는 효과가 있다.

[0198] 이상에 설명한 본 명세서 및 청구범위에 사용되는 용어 및 단어는 통상적이거나 사전적인 의미로 한정해서 해석되어서는 아니 되며, 본 발명자는 그 자신의 발명을 가장 최선의 방법으로 설명하기 위해 용어의 개념을 적절하게 정의할 수 있다는 원칙에 입각하여 본 발명의 기술적 사상에 부합하는 의미와 개념으로 해석되어야만 한다.

[0199] 따라서, 본 명세서에 기재된 도면 및 실시 예에 도시된 구성은 본 발명의 가장 바람직한 하나의 실시 예에 불과할 뿐이고, 본 발명의 기술적 사상을 모두 대변하는 것이 아니므로, 본 출원시점에 있어서 이들을 대체할 수 있

는 다양한 균등물과 변형 예들이 있을 수 있음을 이해하여야 한다.

## 부호의 설명

[0202] 100: 원심원심펌프

110: 케이스

111: 흡입구

112: 토출구

120; 임펠러

130: 베어링하우징

140: 케이스커버

141: 제1바이패스

143: 제2바이패스

150: 회전축

160: BBSM시스템

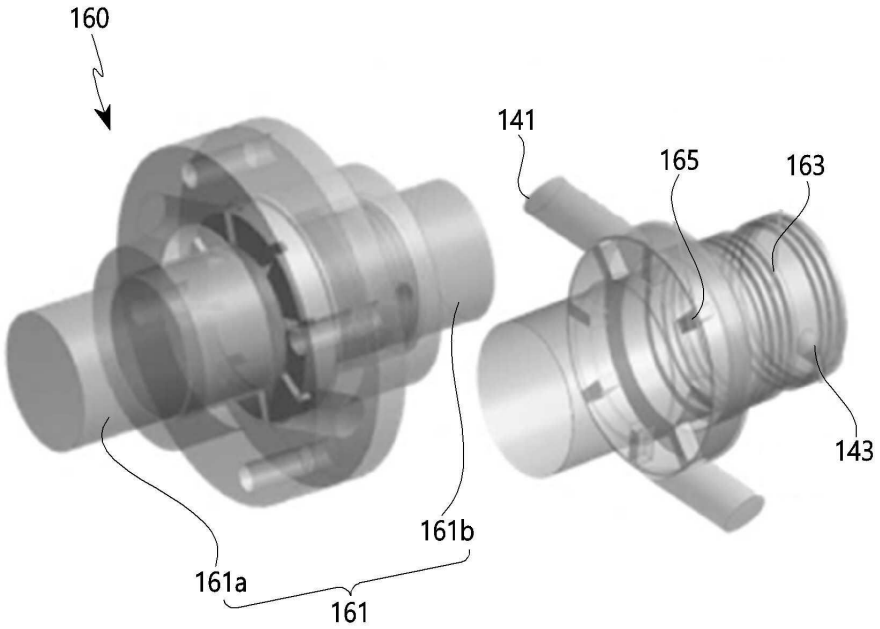
161: 부싱

163: 래버린스실

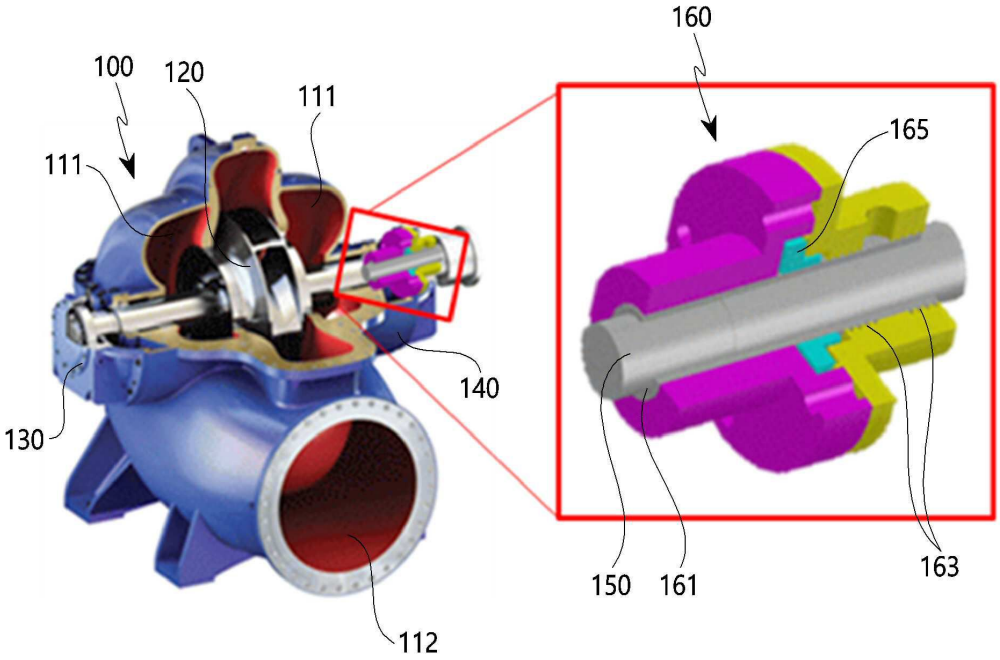
165: 리턴로터

## 도면

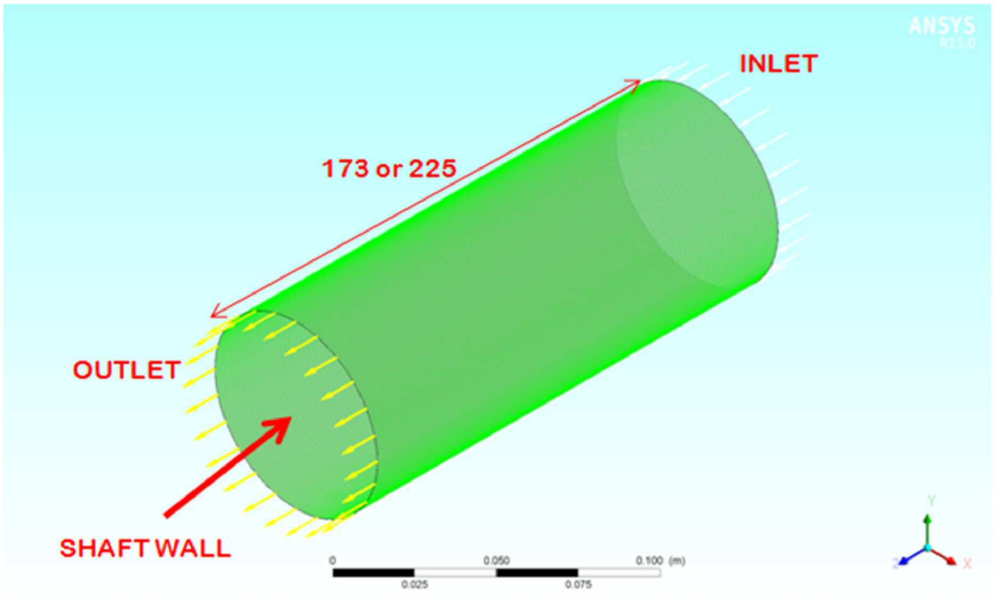
### 도면1



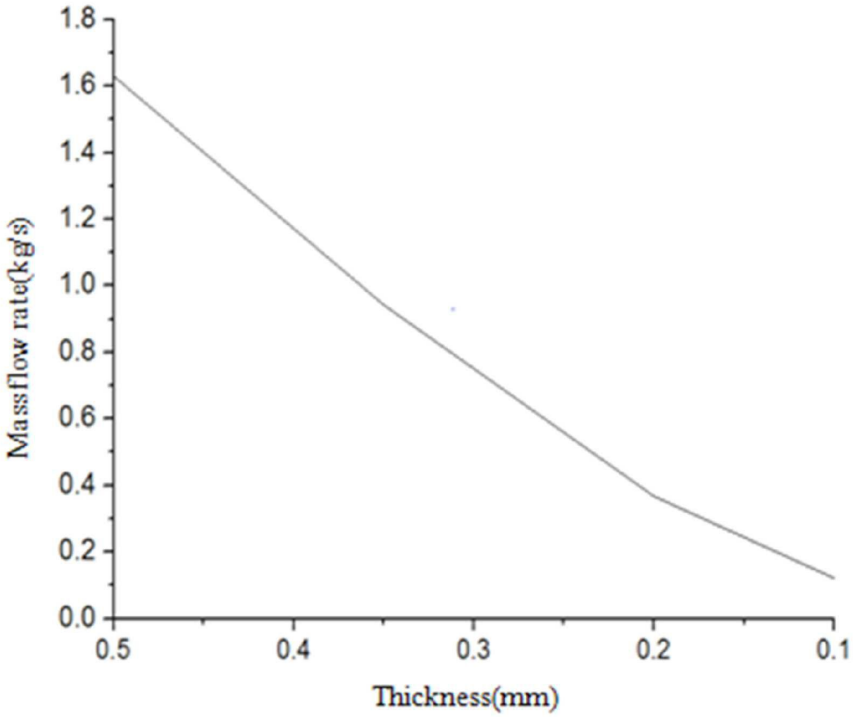
도면2


160
100
120
111
111
165
140
130
150
161
163
112

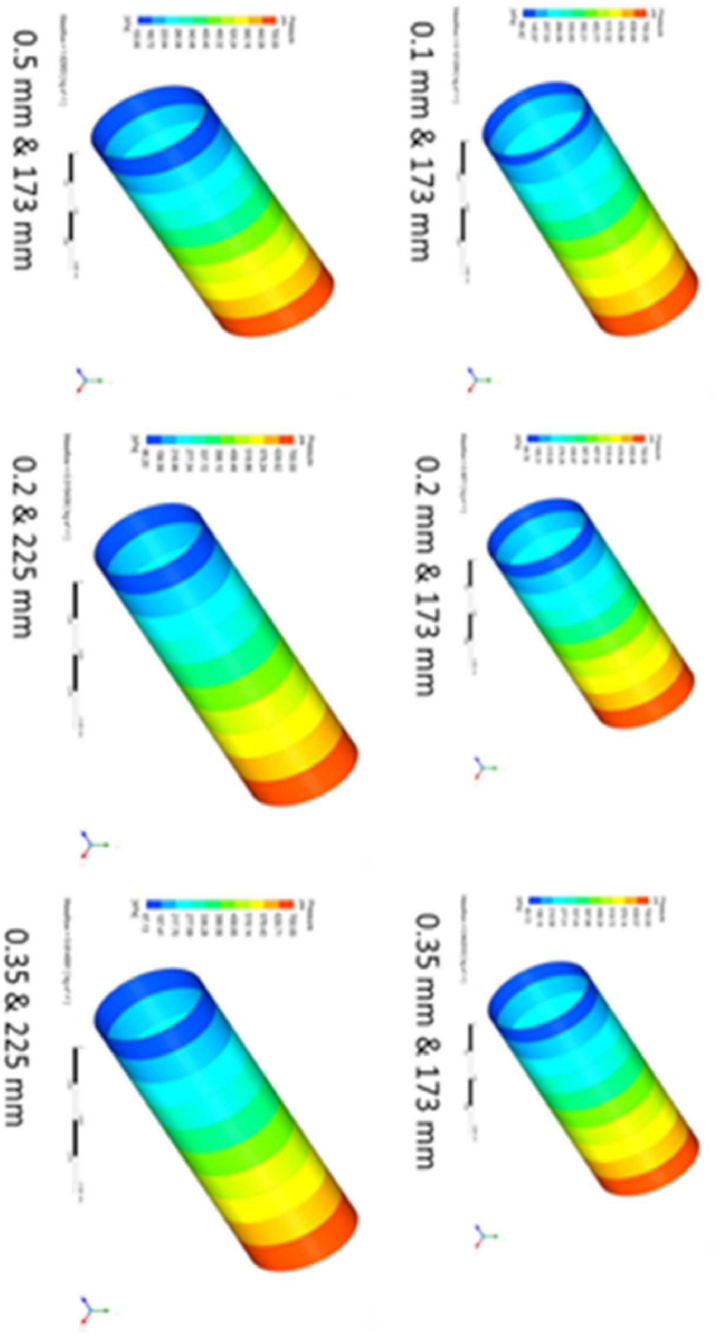
도면3


ANSYS
INLET
173 or 225
OUTLET
SHAFT WALL
0
0.050
0.100 (m)
0.025
0.075

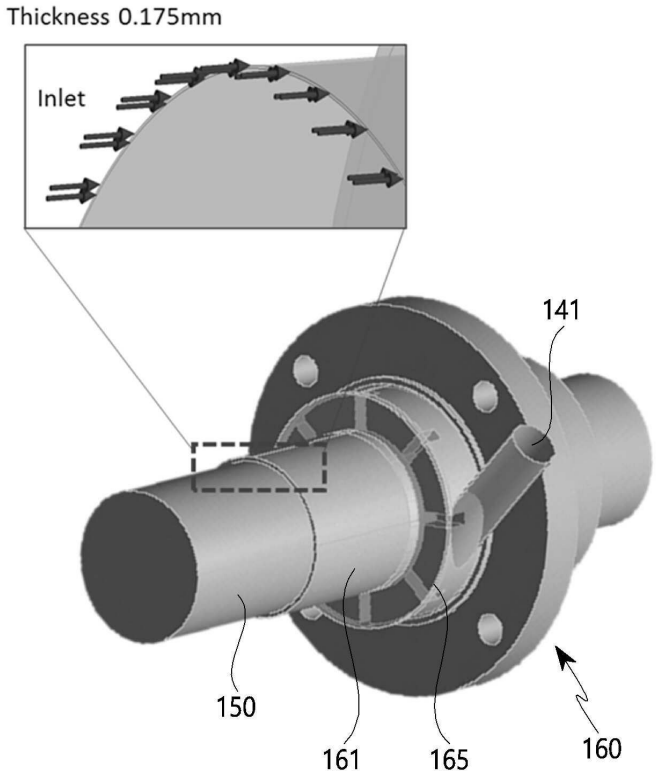
도면4


1.8
1.6
1.4
1.2
1.0
0.8
0.6
0.4
0.2
0.0
Massflow rate(kg's)
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
Thickness(mm)

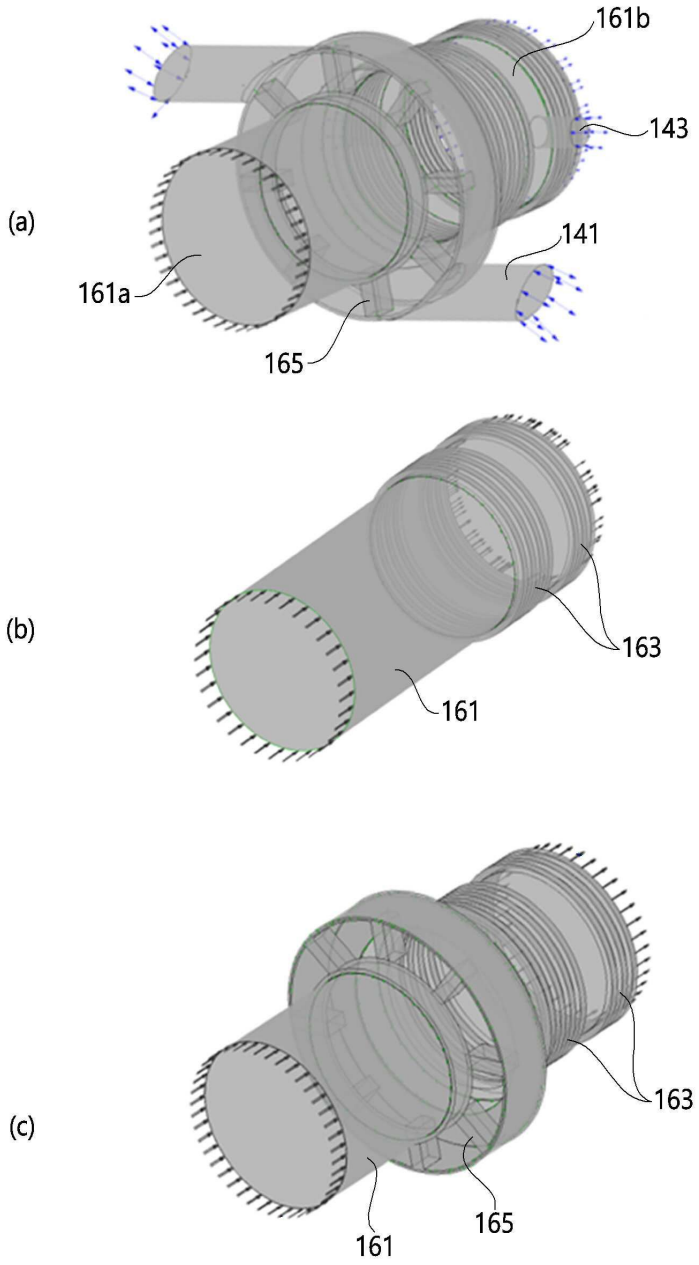
도면5


0.1 mm & 173 mm
0.5 mm & 173 mm
0.2 mm & 173 mm
0.2 & 225 mm
0.35 mm & 173 mm
0.35 & 225 mm

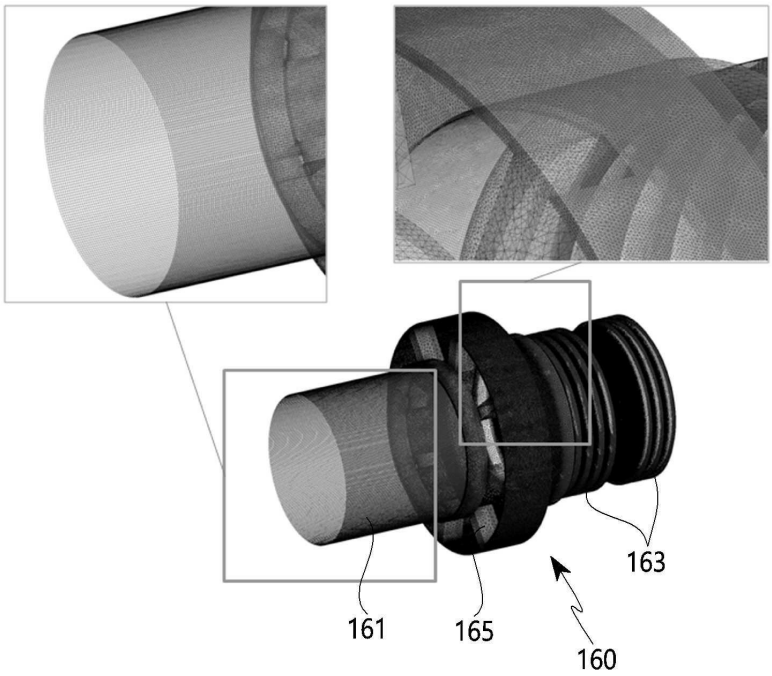
도면6



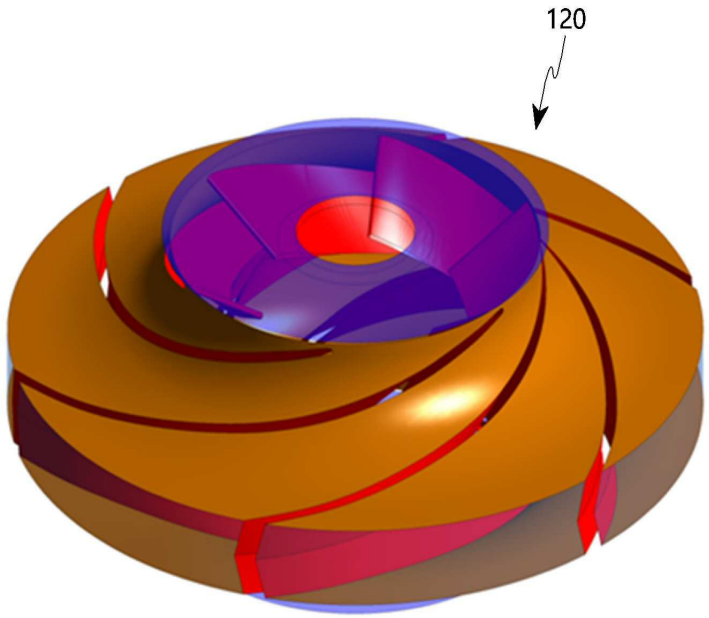
도면7



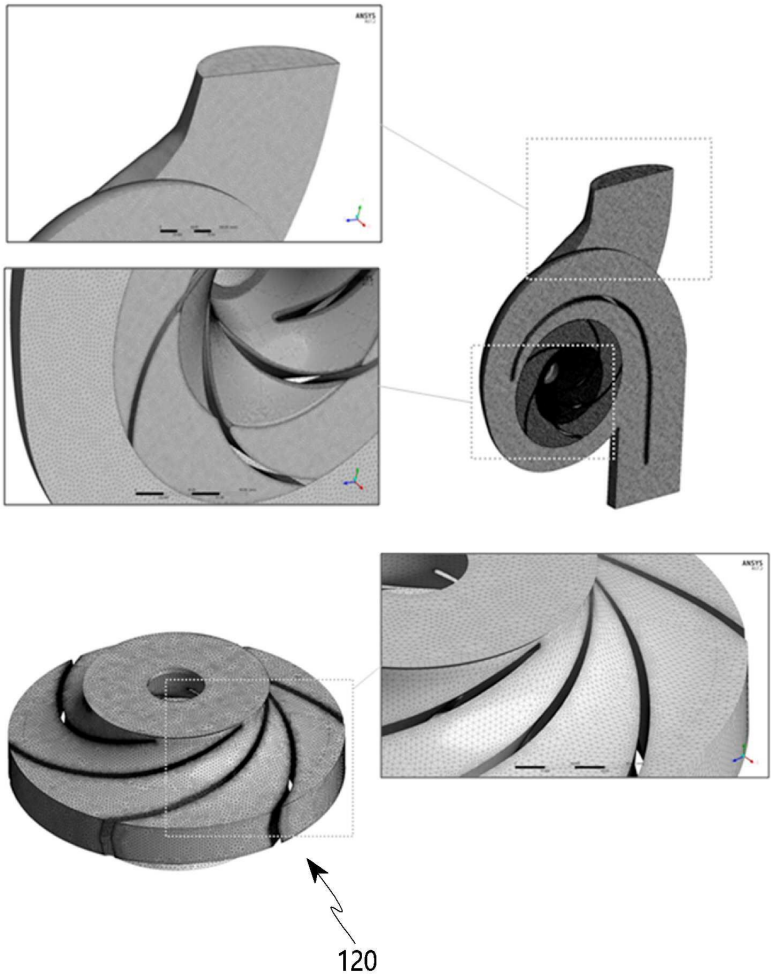
도면8



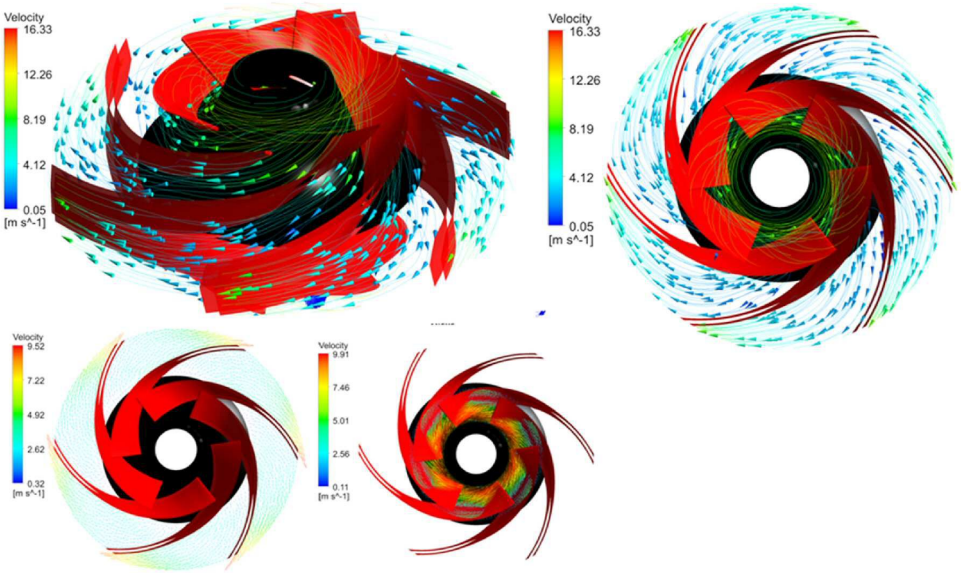

도면9



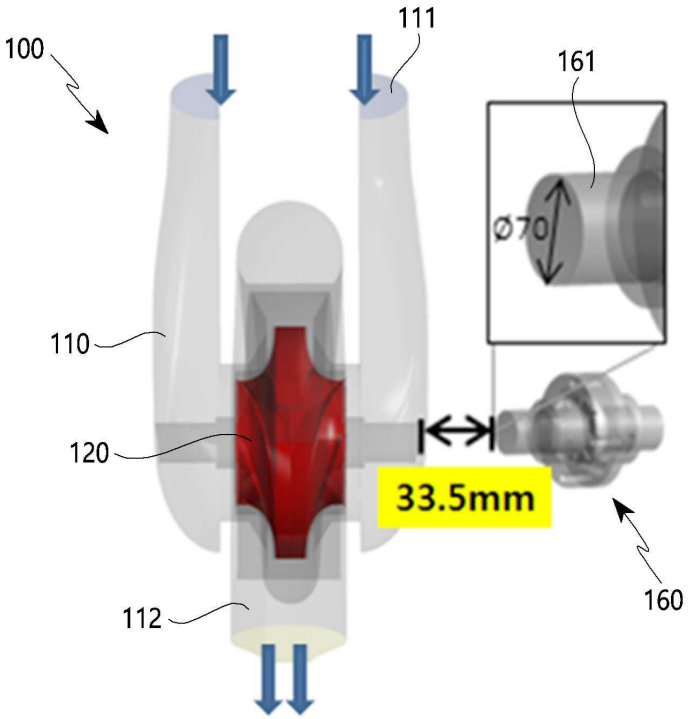
도면10


120

도면11

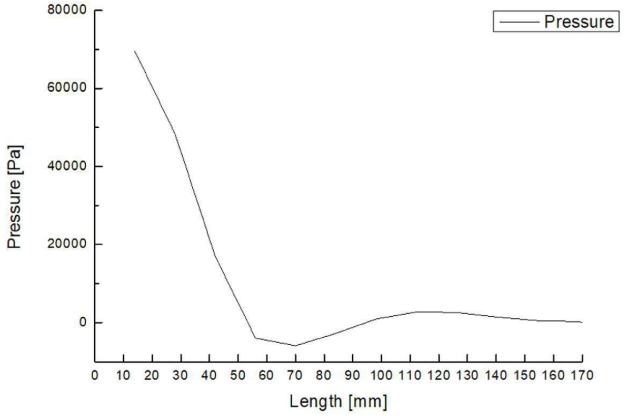

Velocity
16.33
12.26
8.19
4.12
0.05
[m s^-1]
Velocity
16.33
12.26
8.19
4.12
0.05
[m s^-1]
Velocity
9.52
7.22
4.92
2.62
0.32
[m s^-1]
Velocity
9.91
7.46
5.01
2.56
0.11
[m s^-1]

도면12

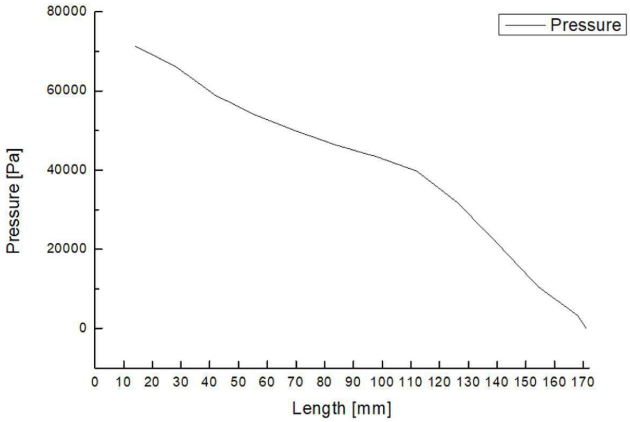


도면13

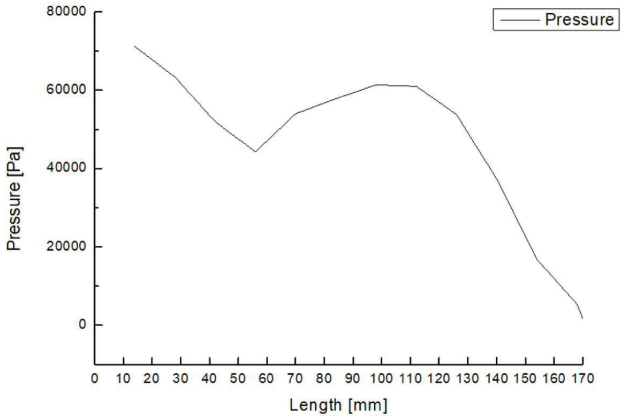
(a)


Pressure
80000
60000
40000
20000
0
Pressure [Pa]
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170
Length [mm]

(b)

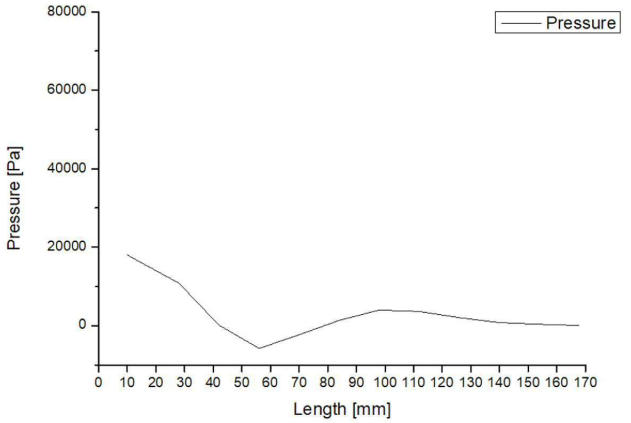

Pressure
80000
60000
40000
20000
0
Pressure [Pa]
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170
Length [mm]

(c)

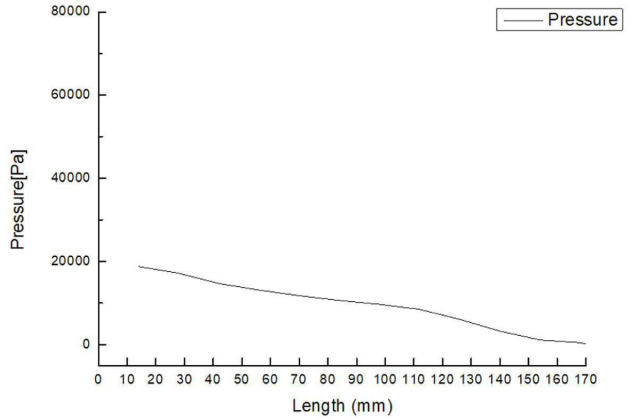

Pressure
80000
60000
40000
20000
0
Pressure [Pa]
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170
Length [mm]

도면14

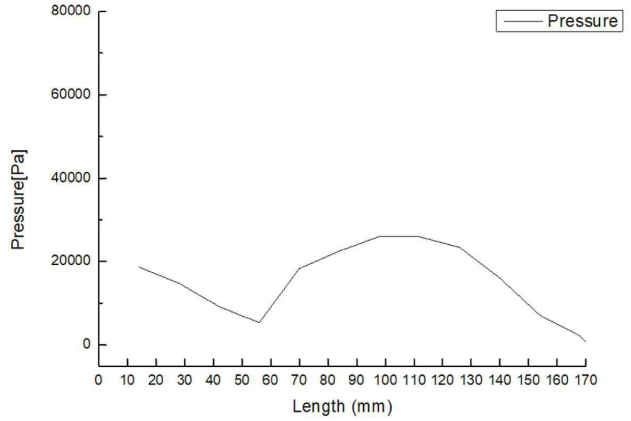
(a)


Pressure
Pressure [Pa]
80000
60000
40000
20000
0
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170
Length [mm]

(b)

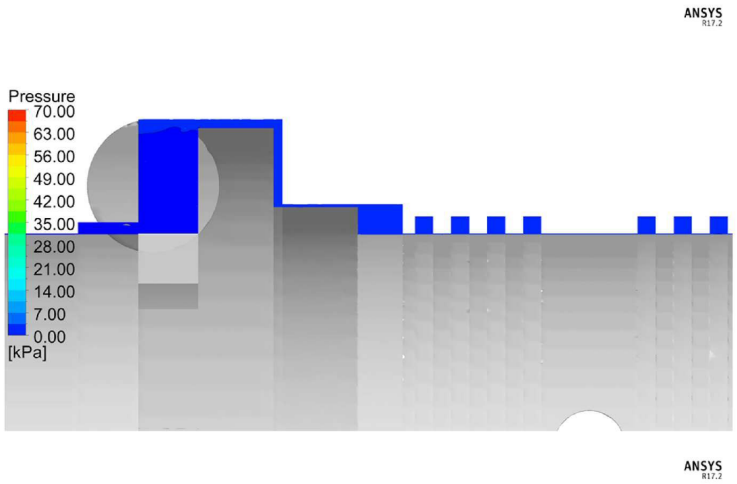

Pressure
Pressure[Pa]
80000
60000
40000
20000
0
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170
Length (mm)

(c)

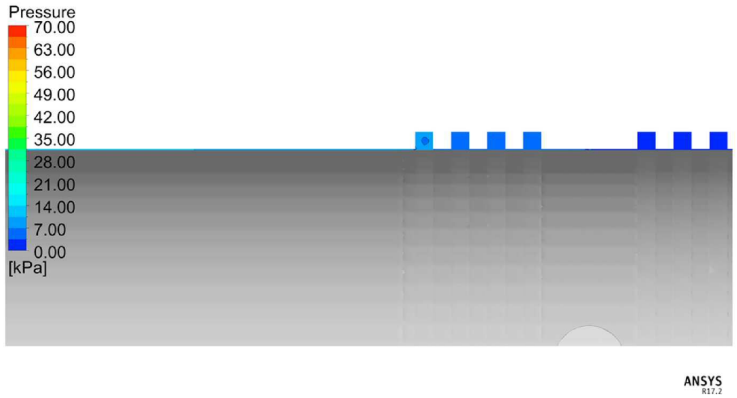

Pressure
Pressure[Pa]
80000
60000
40000
20000
0
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170
Length (mm)

도면15

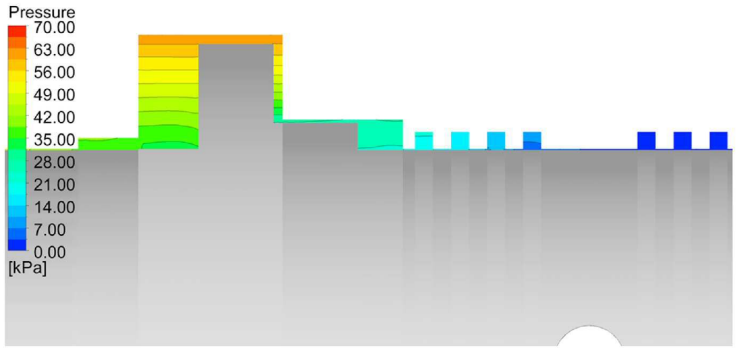
(a)


ANSYS
R17.2
Pressure
70.00
63.00
56.00
49.00
42.00
35.00
28.00
21.00
14.00
7.00
0.00
[kPa]

(b)

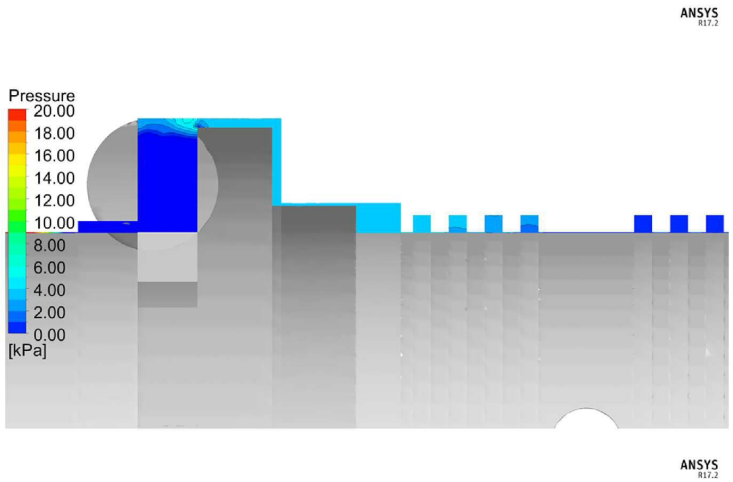

ANSYS
R17.2
Pressure
70.00
63.00
56.00
49.00
42.00
35.00
28.00
21.00
14.00
7.00
0.00
[kPa]

(c)

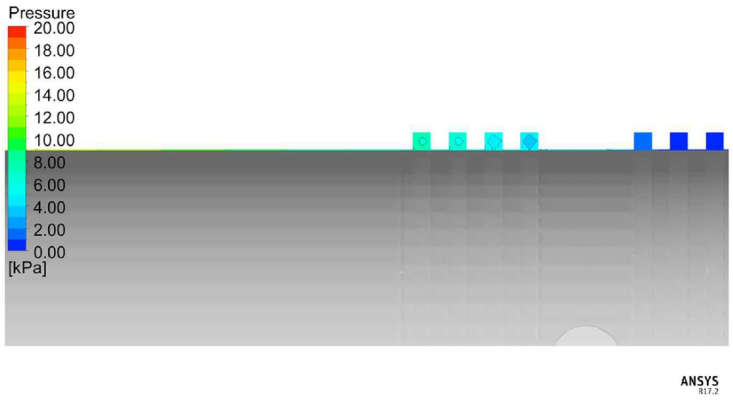

ANSYS
R17.2
Pressure
70.00
63.00
56.00
49.00
42.00
35.00
28.00
21.00
14.00
7.00
0.00
[kPa]

도면16

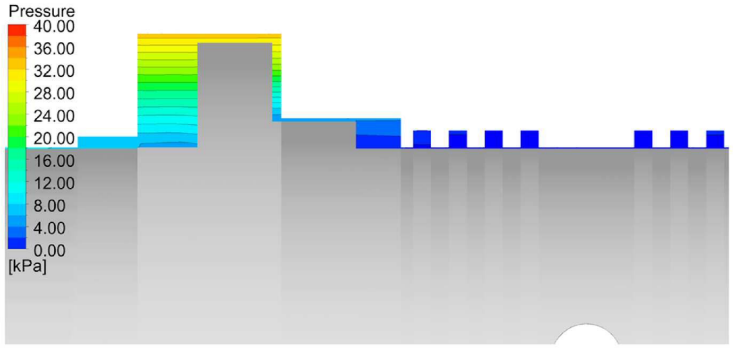
(a)


ANSYS
R17.2
Pressure
20.00
18.00
16.00
14.00
12.00
10.00
8.00
6.00
4.00
2.00
0.00
[kPa]

(b)


ANSYS
R17.2
Pressure
20.00
18.00
16.00
14.00
12.00
10.00
8.00
6.00
4.00
2.00
0.00
[kPa]

(c)


ANSYS
R17.2
Pressure
40.00
36.00
32.00
28.00
24.00
20.00
16.00
12.00
8.00
4.00
0.00
[kPa]