

원심분리기용 스크류의 블레이드 및 원공형상변화에 따른 응력 및 진동해석

한근조[#], 이성욱^{*}, 심재준^{*}, 한동섭^{*}, 안찬우^{**}, 서용권^{**}, 김태형^{***}

Stress and Vibration Analysis with respect to the change of the Shape of Screw Blade and the Hole for Centrifuge

Geun Jo Han[#], Seong Wook Lee^{*}, Jae Joon Shim^{*}, Dong Seop Han^{*}, Chan Woo Ahn^{**}, Yong Kweon Suh^{**} and Tae Hyung Kim^{***}

ABSTRACT

In this study, we carried out the finite element analysis for the screw of centrifuge that is the weakest part of the centrifuge for sewage management. Centrifugal force caused by rotation with velocity of 4000rpm was applied at the screw. Structural analysis was done with respect to the change of the ratio of blade pitch(R_P), shaft diameter(R_D) and extended hole(R_E). When the area of circular hole is equal to that of extended holes, maximum equivalent stresses in the screw with circular and extended circular hole were compared. And then natural frequency analysis was executed for the same model. Three mode shapes were used to explain the vibration characteristics of each screw. Convergence study was accomplished for more accurate results.

Key Words : Centrifuge (원심분리기), Screw (스크류), Sewage discharge hole (하수배출구), Centrifugal force(원심력), Natural frequency analysis (고유진동수 해석)

기호설명

- D_1 = Outer diameter of screw shaft
- D_2 = Outer diameter of screw blade
- D_H = Diameter of sewage discharge hole
- L_P = Pitch of screw blade
- L_H = Parallel part length of extended hole

1. 서론

산업기술이 발달하여 경제성장이 고도화됨에 따라 많은 화석 연료의 사용과 공장 집중, 인구 과밀화, 합성화학 기술의 발달 등으로 인한 환경 오염이 현대 기술발전의 부작용으로써 크게 부각되고 있다. 특히 산업제품의 생산시 발생하는 폐수나 인간의 생활에 의한 생활하수, 각종 축산하수 등으로

접수일: 2002년 8월 23일; 게재승인일: 2003년 7월 11일
교신저자: 동아대학교 기계공학과
E-mail: gjhan@daunet.donga.ac.kr, Tel: (051) 200-7650
* 동아대학교 대학원 기계공학과
** 동아대학교 기계공학과
*** 경남정보대학 기계자동차산업학부

인한 수질오염은 인간의 생존을 위협할 정도로 심각한 사회문제로 대두되고 있으며 여러 선진국에서는 하수처리에 많은 시간과 자본을 투자하고 있다. 이러한 하수처리를 위한 설비 중 가장 대표적인 것이 고속 회전으로 발생하는 원심력(centrifugal force)을 이용하여 폐수 속에 포함된 수분과 고형분(sludge)을 분리 배출하는 장치인 원심분리기(centrifuge)이다.

원심분리기는 원심력을 받아 하수 속에 포함되어 있는 고형분과 수분의 밀도차를 이용하여 이들을 분리하는 실린더(cylinder)와 분리된 고형분을 이송시키는 스크류(screw), 회전력을 전달하는 동력전달장치 등으로 크게 구분할 수 있다.

이와 같이 원심분리기를 분류하였을 때, 구조상 가장 취약한 부분은 스크류라고 할 수 있으며, 그 이유는 다음과 같이 판단할 수 있다.

빈 원통형상의 스크류는 그 외부의 고형분을 배출구 쪽으로 이송시키기 위한 블레이드(blade)가 축을 중심으로 불균일하게 샤프트(shaft)에 용접되어 있으며, 또한 스크류 내부로 유입되는 하수를 외부의 실린더로 배출하기 위한 하수배출구(sewage discharge hole)가 스크류 샤프트에 존재하고 있으므로 원심력 작용시 블레이드 및 배출구 주변에서 발생하는 응력집중이 강도상의 문제를 발생시킬 수 있다.

스크류는 실린더의 고속회전을 통하여 하수에서 분리된 고형분을 실린더 외부로 이송시키기 위해 필요한 동력을 얻기 위하여 실린더의 회전속도보다 상대적으로 5~20rpm 가량 낮은 속도로 회전을 하게 된다. 그러나 이러한 차속이 존재하더라도 입자가 작고 밀도가 낮은 고형분을 분리하기 위해 실린더는 3000~4000rpm 이상의 고속회전을 하여 원심력을 발생시키므로 스크류와 실린더 회전속도차는 거의 1% 내외에 불과하게 된다. 그러므로 스크류는 실린더와 거의 유사한 속도로 고속회전한다고 볼 수 있다. 따라서 이러한 스크류의 고속회전은 하수배출구와 블레이드로 인하여 질량 분포가 불균일한 스크류를 강도와 진동측면에서 더욱 위험하게 만들게 된다.⁶

따라서 본 연구는 고속회전(4000rpm)하는 원심분리기에 스크류에서 블레이드 피치(pitch)와 스크류 샤프트의 직경이 하수배출구의 형상변화와 응력면에서 어떠한 관계를 가지는지를 유한요소해석을 통하여 분석한다. 그리고 하수배출구의 면적이 처리용량에 큰 영향을 주는 인자중의 하나이므로 동일한 하수배출면적을 가지는 원공과 장공에 대하여

강도해석 및 고유진동수해석을 수행하여 각각의 특징에 대하여 분석한다.

2. 연구방법

2.1 스크류의 유한요소모델

2.1.1 기본모델

원심분리기에 적용되는 스크류는 요구되는 처리용량에 따라 다양한 크기로 설계가능하다. 현재 시판되고 있는 100m³/hr 정도의 처리용량을 갖는 원심분리기의 경우 실린더의 직경은 700mm 내외이며, 스크류 샤프트는 그 절반가량의 직경을 가지는 것이 일반적이다.

따라서 본 연구에서 사용한 스크류의 기본모델은 두께 12mm, 외경(D₁) 300mm인 스크류 샤프트의 바깥면에 두께 8mm, 외경(D₂) 500mm인 블레이드가 200mm의 피치(L_p)를 가진 나선형으로 6번 꼬여 있는 형상이다. 그리고 샤프트의 중심부에 직경(D_H) 600mm인 하수배출구가 60° 간격으로 6개 배치되어 있다.

2.1.2 블레이드 피치비(R_p)에 따른 모델

블레이드 피치비(R_p)는 블레이드 피치(L_p)에 대한 원공형 하수배출구 직경(D_H)를 무차원화하여 나타낸 것으로 식(1)과 같다.

$$R_p = \frac{D_H}{L_p} \quad (1)$$

해석모델은 기본모델에서 블레이드 피치와 하수배출구의 직경만이 변형되는 것으로서, 블레이드 피치는 120~200mm까지 20mm 간격으로 증가하였으며 이때 블레이드 피치비(R_p)는 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7의 6종류의 모델이 사용되었다.

2.1.3 샤프트 직경비(R_D)에 따른 모델

샤프트 직경비(R_D)는 스크류 샤프트 직경(D₁)에 대한 원공형 하수배출구 직경(D_H)를 무차원화하여 나타낸 것으로 식(2)와 같다.

$$R_D = \frac{D_H}{D_1} \quad (2)$$

본 모델은 기본모델에서 스크류 샤프트의 직경과 하수배출구의 직경이 변화하는 것으로서, 샤프트의 직경은 220~300mm까지 20mm 간격으로 증가되었으며 이때 샤프트 직경비(R_D)는 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3, 0.35, 0.4의 7종류의 모델이 사용되었다.

2.1.4 장공비(R_E)에 따른 모델

장공비(R_E)는 블레이드 피치(L_P)에 대하여 장공형 하수배출구의 평행부 길이 (L_H)를 무차원화하여 나타낸 것으로 식(3)과 같다.

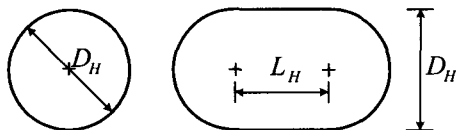
$$R_E = \frac{L_H}{L_P} \quad (3)$$

이에 따른 모델은 200mm의 블레이드 피치를 가지는 기본모델에 대하여 직경 60mm를 가지는 장공형 하수배출구의 평행부 길이가 변화하는 것으로서, 장공비(R_E)는 0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6의 7종류의 모델이 사용되었다.

2.1.5 동일 배출면적 모델

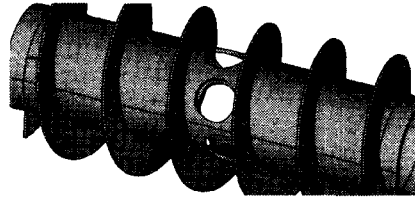
하수배출구 직경(D_H)이 60, 90, 120mm일 때 총 하수배출면적은 16964.60, 38170.35, 67858.4mm²과 같다. 이때 장공형 하수배출구의 직경을 $D_H-30, -25, -20, -15, -10, -5$ mm로 하면 Table 1과 같이 원공형 하수배출구와 동일한 배출면적을 가질 수 있는 장공 평행부의 길이를 얻을 수 있다. 이를 기본 모델에 적용하여 동일 배출면적을 갖는 모델에 대한 특징을 분석하였다.

Fig. 1의 (a)는 원공형 하수배출구를, (b)는 장공형 하수배출구의 형상을 나타내고 있다. 그리고 Fig. 2의 (a), (b)는 각각 원공형과 장공형 하수배출구가 존재하는 스크류의 기하학적 형상을 나타내고 있다.

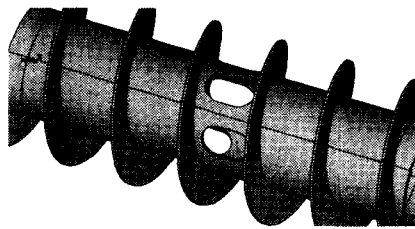


(a) circular hole (b) extended circular hole

Fig. 1 Geometry of circular hole and extended hole



(a) geometrical model of screw with circular holes



(b) geometrical model of screw with extended holes

Fig. 2 Geometrical model of screws with different shape of holes

Table 1 Dimensions of extended hole with same area

(a) Diameter of sewage discharge hole : 60mm

Diameter (mm)	Parallel Part Length (mm)	Area (mm ²)
30	70.69	16965.35
35	53.29	16963.53
40	39.27	16964.62
45	27.49	16964.89
50	17.28	16964.97
55	8.21	16964.28

(b) Diameter of sewage discharge hole : 90mm

Diameter (mm)	Parallel Part Length (mm)	Area (mm ²)
60	58.9	38168.60
65	46.82	38169.64
70	35.9	38168.71
75	25.92	38171.19
80	16.92	38170.49
85	8.08	38167.81

(c) Diameter of sewage discharge hole : 120mm

Diameter (mm)	Parallel Part Length (mm)	Area (mm ²)
90	54.98	67859.55
95	44.44	67860.11
100	34.56	67859.89
105	25.24	67855.29
110	16.42	67857.11
115	8.02	67855.14

2.2 유한요소해석의 하중 및 경계조건

2.2.1 하중조건

원심분리기가 가동하는 상태에서는 여러 가지 하중이 복합적으로 스크류에 작용되게 된다. 이러한 하중상태에서 지배적인 것으로는 스크류 자체의 원심력과 스크류로 유입된 하수가 스크류 샤프트에 작용하게 되는 압력을 들 수 있다.

원심분리기의 처리용량이 결정되면 하수에서 수분과 고형분을 분리하기 위해 필요한 원심력을 발생시킬 수 있는 실린더의 회전속도가 결정되게 된다. 그리고 분리된 고형분을 실린더 외부로 이송시키기 위한 차속이 결정되게 되는 것이다. 이때 고형분의 입자가 작고 밀도가 낮은 경우 및 높은 처리용량이 요구될수록 실린더의 회전속도는 더 고속화된다. 그러나 발생하는 고형분을 제거하기 위한 동력을 발생시키는 차속은 일반적으로 5~20rpm 가량이므로 원심분리기가 고효율, 고용량화가 될수록 스크류 자체의 회전속도도 실린더의 회전속도와 거의 유사한 속도로 고속화되어 스크류 자체에 발생하는 원심력이 커지게 된다.

하지만 스크류 샤프트 내부로 유입된 하수가 스크류에 작용하는 압력은 하수의 배출방식에 따라 다르게 작용되므로 고려하기가 쉽지 않다. 하수 배출방식은 크게 두 가지를 들 수 있는데, 우선 중력낙하식의 경우 스크류 샤프트 내에 존재하는 챔버에 유입된 하수가 중력에 의하여 스크류 외부로 배출되어 원심력을 받아 수분과 고형분의 분리가 이루어진다. 그리고 강제 배출식의 경우는 하수가 펌프를 통해 스크류 샤프트의 챔버로 유입되어 스크류 외부로 배출되게 되는 것이다. 따라서 유입되는 하수로 인하여 스크류가 받게되는 압력은 실린더와 스크류의 회전속도외에도 배출방법 및 하수 유입속도등 여러 가지 많은 인자가 먼저 선정되어야 정확

한 계산이 가능하다.

또한 스크류 샤프트의 배출구를 통해 실린더로 유입된 하수는 고속회전하는 실린더에 의해 원심력을 가지게 되나 대부분이 실린더 내벽에 작용하게 되므로 스크류 블레이드에 미치는 영향이 적다.

따라서 본 연구에서는 스크류에 작용되는 두 가지 주된 하중조건중에서 보다 지배적으로 작용하게 되는 스크류 자체의 원심력을 하중조건으로 하였다. 이때 스크류의 회전속도는 처리용량 100m³/hr의 고속원심분리기를 기준으로 4000rpm(419rad/sec)으로 하여 유한요소해석을 수행함으로써 고속회전으로 인하여 스크류 샤프트에 존재하는 각종 형상의 배출구에서 발생하는 응력집중현상 및 진동특성을 분석하였다.

2.2.2 경계조건

원심분리기에서 스크류 샤프트 내부의 양단은 베어링 및 여러 가지 지지부에 체결되어 있으므로 스크류 샤프트 양단의 60mm까지를 반경방향(Ur)으로 고정하였다.

그러나 축방향(Ux)의 경우 한쪽 단은 직접 회전축에 체결되어 있으나 다른쪽 단은 스프라인으로 연결되어 있으므로 원심분리기 작동시 축방향 이동이 일부 가능하게 되어있다. 따라서 본 연구에서는 한쪽 단만을 축방향(Ux)으로 구속하였다.

Fig. 3은 스크류의 기본적인 치수와 작용된 하중 및 경계조건을 단순화하여 나타내고 있다.

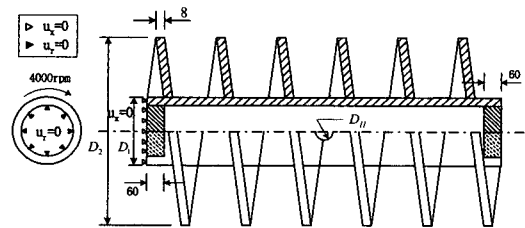


Fig. 3 Dimensions of screw shaft and boundary conditions

그리고 유한요소해석은 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS 6.1을 사용하여 해석을 수행하였으며, 10절점 3자유도(ux, uy, uz)를 가지는 사면체 요소가 해석에 사용되었다.¹ Table 2에는 스크류의 응력해석 및 진동해석에 사용된 재료인 SUS304의 기계적인 물성치를 나타내었다.

Table 2 Mechanical properties of SUS304

Elastic Modulus (MPa)	Yield Stress (MPa)	Density (kg/mm ³)	Poisson's Ratio
2.0× 10 ⁵	517	7.9× 10 ⁻⁶	0.3

2.3 수렴해석

본 연구에서 사용된 스크류는 샤프트부분에 하수배출을 위한 원공형과 장공형의 배출구가 존재하므로 응력집중의 원인이 되며, 이러한 응력집중부에서는 응력이 매우 급격하게 변하게 되므로 메시를 하였을 때 응력집중부에 존재하는 요소의 형태와 크기, 분포에 따라 큰 영향을 받게 된다.

따라서 본 연구에서는 2.1.1에서 설명한 기본모델에 대하여 요소수를 10,690개에서 59,622개까지 증가시키면서 원공 주변의 최대 상당응력값에 대한 수렴해석을 수행하여 유한요소해석에서 발생할 수 있는 오차를 최소화하였다.

2.4 고유진동수 해석

본 연구에서는 솔리드(solid)요소와 셸(shell)요소로 이루어진 모델에 모드해석법으로 많이 적용되고 있는 Block lanczos method를 사용하여 고유진동수 해석을 수행하였다.

유한요소해석에서 비감쇠 자유진동에 관한 지배방정식은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [M]\{u\} = \{0\} \quad (4)$$

선형계에 대해서 자유진동은

$$\{u\} = \{u_0\} \cos \omega t \quad (5)$$

형태의 조화거동을 보이고, 식(5)를 식(4)에 대입하면 다음과 같은 식(6)을 얻을 수 있다.

$$([K] - \omega^2[M])\{u_0\} = \{0\} \quad (6)$$

식(6)에서 $\{u_0\} \neq 0$ 이므로 $|([K] - \omega^2[M])| = 0$ 식에서 고유치 ω^2 을 얻을 수 있고, 고유벡터 $\{u_0\}$ 를 이용하여 모드형상을 나타낼 수 있다.

3. 해석결과 및 고찰

3.1 수렴해석

유한요소해석을 통하여 발생될 수 있는 오차를 최소화하기 위하여 2.3에서 설명된 방법으로 수렴해석을 실시한 결과 모델이 50,000개 이상의 요소로 메시되었을 때 최대 상당응력이 수렴됨을 알 수 있었다. 각 요소수에 대한 최대 상당응력값은 Table 3에 있으며 그 분포는 Fig. 4에 나타내었다.

Table 3 Change of maximum equivalent stress by increasing number of elements (unit:MPa)

Number of Element	10,690	20,569	30,243	40,878	50,245	59,622
Max. Equiv. Stress	112.00	123.49	126.66	128.14	130.90	130.99

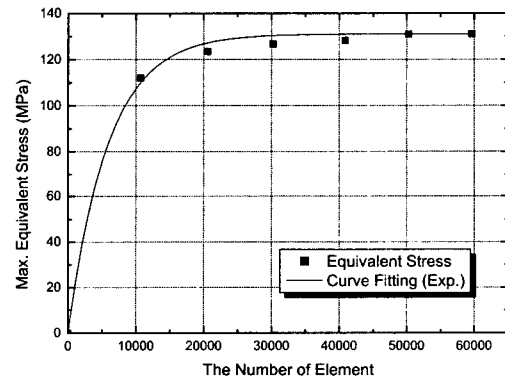


Fig. 4 Convergence study of maximum equivalent stress by increasing number of elements

3.2 블레이드 피치비(R_p)에 따른 응력해석

2.1.2에 설정한 모델과 무차원 변수를 이용하여 블레이드 피치비(R_p)에 따른 스크류의 강도해석을 수행한 결과 Fig. 5와 같이 L_p가 160mm일 때까지는 R_p가 증가함에 따라 원공에서의 최대 상당응력이 거의 비례적으로 증가하였다. 그러나 L_p= 180mm, R_p=0.7인 경우 최대 상당응력은 R_p=0.6일때보다 82% 가량 증가하였다. 특히 L_p=200mm인 경우에는 최대 상당응력이 R_p=0.6일 때 43% 증가하였으며, R_p=0.7일 때에는 R_p=0.6 대비 322%라는 높은 증가율을 보였다.

따라서 원심력 작용시 하수배출구에서의 최대

상당응력은 블레이드의 피치비(R_p)보다 하수배출구 상호간의 거리에 더 큰 영향을 받음을 확인할 수 있다. 이러한 결과는 식(7)과 같이 스크류 샤프트 원주길이에 대한 배출구 사이의 간격비율(R_G)을 통해 더 쉽게 정리할 수 있다. 이 식에서 R_G 는 각 배출구 사이의 간격을 스크류 샤프트 전체의 원주길이에 대한 비율로써 표현한 것으로 여기서 6은 배출구의 개수를 나타낸다.

$$R_G (\%) = \frac{(\pi D_1 - 6 \times D_H) / 6}{\pi D_1} \times 100 \quad (7)$$

식(7)을 이용하여 Fig. 5에서 최대 상당응력이 급격하게 상승하는 모델인 $R_p=0.5, 0.6, 0.7$ 에 대하여 계산된 R_G 를 Table 4에 나타내었다. 이 결과에서 확인할 수 있는 바와 같이 R_G 가 4%이하로 떨어지면 하수배출구에서 발생하는 최대 상당응력이 급격하게 상승됨을 알 수 있다. 그러므로 스크류 하수배출구의 설계시에 배출구 상호간의 적절한 간격을 정의하는 것이 배출구에서의 응력집중을 회피할 수 있을 것이다.

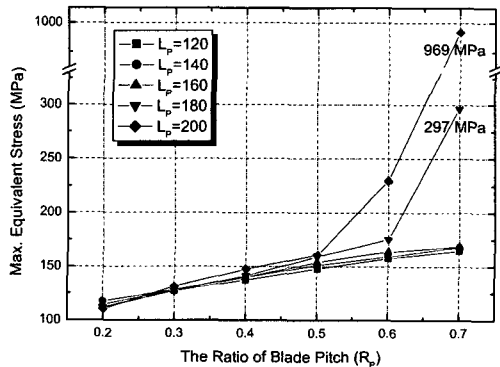


Fig. 5 Maximum equivalent stress with respect to the change of the ratio of blade pitch (R_p)

Table 4 The ratio of gap between each sewage discharge hole versus the circumferential length of screw shaft (unit: %)

Division	0.5	0.6	0.7
160mm	8.18	6.48	4.78
180mm	7.11	5.21	3.30
200mm	6.05	3.93	1.81

3.3 샤프트 직경비(R_D)에 따른 응력해석

2.1.3의 모델과 무차원 변수를 이용하여 샤프트 직경비(R_D)에 따른 스크류의 강도해석을 수행한 결과를 Fig. 6에 나타내었다.

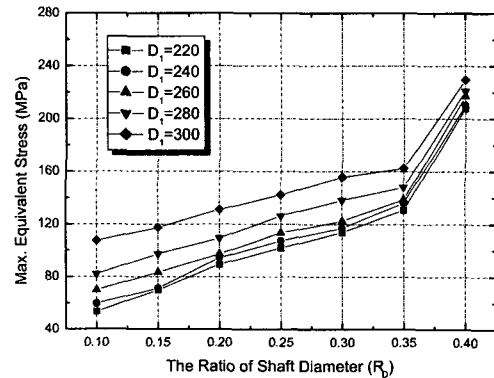


Fig. 6 Maximum equivalent stress with respect to the change of the ratio of shaft diameter (R_D)

각기 다른 샤프트 직경(D_i)일지라도 $R_D=0.35$ 일 때까지는 최대 상당응력이 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 그러나 $R_D=0.4$ 가 되면 최대 상당응력이 각각 59, 55, 56, 62, 41%로 급격하게 상승함을 확인할 수 있다.

또한 이것을 3.2절에서 설명한 스크류 샤프트 원주길이에 대한 배출구 사이의 간격비율(R_G)로써 설명하면 $R_D=0.35$ 의 경우 R_G 가 5.53%이나 $R_D=0.4$ 일 경우에는 R_G 가 3.93%로 낮아지게 되어 하수배출구 상호간의 간격이 서로의 응력분포에 영향을 미치게 되는 것으로 판단할 수 있다.

따라서 하수배출구에서의 응력집중현상을 방지하기 위해서는 $R_D=0.35$ 이하, $R_G=4\%$ 이상의 값을 가져야 할 것으로 판단된다.

3.4 장공비(R_E)에 따른 응력해석

하수배출구의 형상이 원공이 아닌 장공일 때, 2.1.4에서 정의한 장공비(R_E)에 따른 최대 상당응력의 변화를 Fig. 7에 나타내었다.

스크류로 유입되는 하수를 스크류 외부로 배출하는 방법에는 일반적으로 중력배출식과 강제배출식 두 가지가 있는데, 중력배출식의 경우 배출구의 절반 가량이 하수 배출에 사용된다고 판단하고 있으며 강제배출식의 경우에는 전체 배출구를 통하

여 유입된 하수를 스크류 외부로 배출하게 된다.⁶ 따라서 두 가지 배출방식 모두 배출구의 면적이 클수록 그 효율이 뛰어나게 되므로 실제 현장에서는 원공형에 비해 배출면적을 크게할 수 있는 장공형을 많이 사용하고 있다.

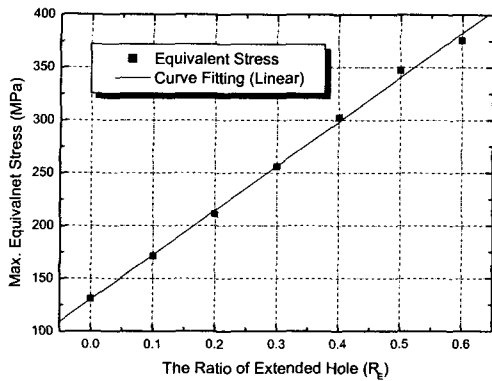


Fig. 7 Maximum equivalent stress with respect to the change of the ratio of extended hole (R_E)

Fig. 7에서와 같이 동일한 직경을 가지는 장공의 평행부 길이(L_H)를 선정한 장공비(R_E)에 따라 강도 해석을 수행한 결과 R_E 가 증가할수록 최대 상당응력이 선형적으로 증가하는 것을 확인할 수 있었다.

3.5 동일 배출면적을 가지는 원공과 장공의 응력 비교

2.1.5에서 정의한 바와 같이 원공형 하수배출구의 직경(D_H)이 60, 90, 120mm인 모델과 유사한 배출면적을 가지는 장공형 모델에 대하여 얻어진 최대 상당응력분포를 Fig. 8에 나타내었다. 그리고 비교 대상인 $D_H=60, 90, 120$ mm의 원공형 하수배출구에서 발생된 최대 상당응력을 범례에 표시하였다.

위의 결과를 살펴보면 D_H 가 60, 90mm인 모델의 경우 장공형 하수배출구의 최대 상당응력이 오히려 동일 면적의 원공형보다 더 크게 발생함을 알 수 있다. $D_H=30$ mm인 모델의 경우 원공형보다 각각 110, 63% 가량 더 크게 발생하였다. 이는 원공형보다 직경은 -30mm 더 작지만 평행부의 길이(L_H)가 각각 71, 59mm 더 크기 때문인 것으로 판단된다. 또한 $D_H=5$ mm인 모델의 경우에도 L_H 가 각각 8.21, 8.08mm로 작지만 최대 상당응력은 7, 6% 가량 더 크게 발생하였다.

그러나 $D_H=120$ mm인 모델의 경우는 앞의 두 경

우와 다른 경향을 가진다. $D_H=30$ mm인 장공형 모델은 원공형 모델보다 최대 상당응력이 8% 정도 크게 발생하지만 $D_H=25, -20, -15, -10, -5$ mm인 모델들은 오히려 원공형보다 1, 10, 18, 21, 11% 가량 최대 상당응력이 감소되는 경향을 보인다.

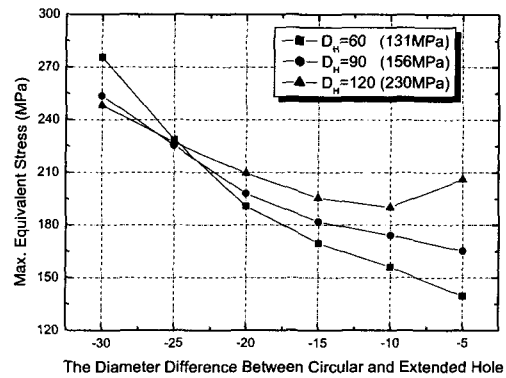


Fig. 8 Maximum equivalent stress with respect to the change of the diameter difference between circular and extended hole

특히 $D_H=10$ 인 직경 110mm인 모델에서 최대 상당응력값이 가장 낮으며 다시 장공의 직경이 115mm가 되면 다시 이 값이 상승하게 되는데 이는 3.2와 3.3절에서 설명한 배출구 사이의 간격비율(R_G)으로써 설명할 수 있다. 우선 $D_H=60, 90$ mm의 모델의 경우에는 3.3절에 의해서 원공간의 간섭이 거의 발생하지 않는 모델임이 확인되었다. 하지만 $D_H=120$ mm의 모델의 경우 샤프트 직경비(R_D)가 0.4이며, $R_G=3.93\%$ 로 원공간의 간섭이 발생하며 이로 인하여 최대 상당응력이 더 상승하게 되는 것을 확인하였다. 그러나 이 원공형 모델을 동일한 면적을 갖는 장공형 모델로 구성을 함으로써 장공의 평행부 길이 L_H 는 증가되었으나 반면에 직경이 감소됨으로써 R_G 를 증가시켜 하수배출구 사이의 간섭으로 인한 응력상승효과를 제거할 수 있게 된 것으로 판단된다. 이때 장공의 직경이 110mm일 경우 $R_G=5\%$ 이며, 115mm인 경우 4.46%이므로 장공형에서 간섭을 발생시키지 않는 최소의 R_G 는 5% 정도임을 확인할 수 있다.

3.6 동일 배출면적을 가지는 원공과 장공의 진동특성 비교

Table 2의 (c)와 같은 치수를 갖는 하수배출구가 존재하는 스크류에 대하여 고유진동수해석 결과를

Table 5에 나타내었다.

2.2.1의 하중조건에서 설명한 것과 같이 스크류에 작용하는 하중조건은 매우 복잡적이거나 크게 자체 원심력에 의한 것과 유입된 하수의 압력으로 인한 두 가지로 나눌 수 있다. 하지만 스크류로 유입되는 하수로 인한 압력은 스크류의 처리용량, 유입 속도 등 각종 인자들이 상세히 결정되어야 계산가능하므로 본 고유진동수 해석에서도 앞선 응력해석과 마찬가지로 스크류 자체의 원심력만을 고려하였다.

Table 5의 해석결과를 살펴보면 1차 고유진동수가 각각 470.37, 493.28, 490.64, 487.59, 484.10, 480.12, 475.50Hz로 나타났다. 하지만 스크류의 회전 주파수는 회전수인 4000rpm 즉, 66.67Hz이므로 스크류 자체는 모두 가진 주파수보다 7배이상의 높은 값을 가지는 것으로 나타났다.

하지만 원심분리기의 작동상태에서는 스크류 자체의 원심력 외에도 실린더 및 하수의 원심력, 또한 기어나 벨트 등 동력 전달 장치의 진동 등 여러 가지 하중이 복합적으로 작용되므로 실제 운전시에는 이와는 다소 차이가 있을 것으로 판단된다.

Table 5 Natural frequency of each screw (D:hole diameter / P:length of parallel part)

Shape of Hole	1	2	3
D120	470.37	482.54	541.71
D90+P54.98	493.28	504.08	550.08
D95+P44.44	490.64	501.71	549.37
D100+P34.56	487.59	498.97	548.36
D105+P25.24	484.10	495.79	547.16
D110+P16.42	480.12	492.08	545.83
D115+P8.02	475.50	487.68	543.91

4. 결론

본 연구에서는 원심분리기용 스크류에 존재하는 하수배출구가 원심력을 받게 될 때 배출구 주변에서 발생하는 응력에 대하여 분석하고 하수배출구 형상을 변화시키며 응력해석을 실시하였으며, 동일한 면적을 가지는 원공형과 장공형의 하수배출구에 관하여 응력과 진동해석을 수행하여 다음의 결론을 도출하였다.

1) 원공형 하수배출구가 스크류에 존재하는 경우 블레이드 피치비(R_p)의 영향은 샤프트 직경비(R_D)나 배출구 사이의 간격비율(R_G)보다 배출구 주

변의 응력집중에 미치는 영향이 작았다.

- 2) 원공형 하수배출구가 스크류에 존재하는 경우 R_D 가 0.35 이상이 되면 최대 상당응력이 급격하게 상승하였다.
- 3) 장공형 하수배출구의 경우 R_D 가 0.35이하일 경우 장공비(R_E)에 비례하여 최대 상당응력이 증가하였다.
- 4) 응력 간섭을 제거할 수 있는 최소의 R_G 는 원공형일 때 4%이상, 장공형일 때 5%이상이다.
- 5) 원공형 하수배출구의 R_D 가 0.4이상일 경우 동일한 면적을 지나는 R_G 5% 이상의 장공형 하수배출구를 사용하는 것이 최대 상당응력을 감소시킬 수 있다.
- 6) 동일 배출면적을 가지는 원공형과 장공형 스크류 모두 고유진동수해석결과 가진주파수의 7배이상의 결과가 나타나 스크류 자체의 강성은 충분하다는 결과를 얻었으나 이는 원심분리기에 스크류 자체만을 고려하였으므로 실제와는 다소 다른 결과가 판단된다. 따라서 진동해석시에는 전체 시스템을 고려한 해석이 요구된다.

참고문헌

1. Chapra, S. C. and Canale, R. P., Numerical Methods for Engineers, McGraw Hill, pp. 438-472, 1998.
2. Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N., Theory of Elasticity, McGraw-Hill, pp. 80-83, 1982.
3. Yukawa, S., Timo, D. P. and Rubio, A., "Fracture Design Practices for Rotating Equipment," Fracture, Vol. 5, Academic Press, 1969.
4. Ugral, A. C. and Fenster, S. K., Advanced Strength and Applied Elasticity, Elsevier, 2nd ed., 1981.
5. Roark, J. R. and Young, W. C., Formulas for Stress and Strain, McGraw-Hill, 1975.
6. Seo, Y. G., "Development of Design Technique for Centrifuge," Industrial-Academic Joint Work Final Report, Dong-A Univ., 2002.
7. Kim, J. R., Park, J. K. and Yoon, K. C., "An Optimum Design of a Rotor-Bearing Spindle System for a Ultra Centrifuge," J. of the KSPE, Vol. 15, No. 6, pp. 145-152, 1998.
8. Park, J. K., Ha, S. K. and Kim, Y. H., "Optimal Design of Ultracentrifuge Composite Rotor by Structural Analysis," J. of the KSPE, Vol. 15, No. 1, pp. 130-136, 1998.