

고효율 저유체유발진동 단일채널펌프 설계를 위한 다중목적 최적화

송왕기^{*,**} · 마상범^{***} · 최영석^{*,**} · 이경용^{**} · 김윤성^{***} · 김광용^{***} · 김진혁^{*,**†}

Multi-Objective Optimization for Designing a High-Efficiency and Low-Fluid-Induced-Vibration Single-Channel Pump

Wang-Gi Song^{*,**}, Sang-Bum Ma^{***}, Young-Seok Choi^{*,**}, Kyoung-Yong Lee^{**},
Youn-Sung Kim^{***}, Kwang-Yong Kim^{***}, Jin-Hyuk Kim^{*,**†}

Key Words : Single-Channel Pump(단일채널펌프), Unsteady Analysis(비정상 해석), Radial Force(반경방향 힘), Fluid-Induced-Vibration(유체유발진동), Bezier-Curve(베지어 곡선), Optimization(최적화)

ABSTRACT

This paper presents the multi-objective optimization of a single-channel pump for wastewater treatment to simultaneously improve the hydraulic efficiency and reduce the unsteady radial force source caused by the impeller-volute interaction. The optimization was carried out by using a hybrid multi-objective evolutionary algorithm coupled with response surface approximation. For analyzing the internal flow in the single-channel pump, steady and unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes equations were solved with the shear stress transport turbulence model as a turbulence closure model. Five design variables related to the internal flow cross-sectional area of the impeller and volute were selected to optimize concurrently the two objective functions with the hydraulic efficiency and the resultant force of the unsteady radial force caused by the impeller-volute interaction. The results of the multi-objective optimization showed the representative arbitrary optimum design considerably enhanced the efficiency and reduced the resultant force of the unsteady radial force caused by the impeller-volute interaction simultaneously, compared to the reference design.

1. 서 론

최근 전 세계적으로 물 산업이 미래 성장 사업으로 부각되면서 과거와 다르게 물 산업이 더욱 각광 받고 있는 추세이다. 오폐수 처리 산업도 그 중 하나로서, 국외에서는 이미 오폐수 처리 산업의 기초시설 설비 투자가 확대되고 있고, 국내에서도 상하수 처리 산업의 민영화가 진행됨에 따라 오폐수 처리 산업이 급속도로 빠르게 성장하고 있다. 이에 따라 하수에 포함된 슬러지 등의 이물질은 이송시킬 수 있는 특수 펌프의 수요가 증가하고 있다. 그러나 기존 오폐수 처리를 위해 현재 사용 중인 볼텍스 펌프(Vortex pump)나 그라인더

펌프(Grinder pump)의 경우에는 저효율 및 잦은 유지 보수 등의 문제로 인해 오폐수 이송을 위한 펌프로는 부적합한 실정이다. 따라서 원활한 이물질 통과를 위해 유로 사이즈를 확보하고 막힘으로 인해 고장이 적은 고효율 단일유로 특수 펌프의 필요성이 대두되고 있다.

이러한 필요성을 충족시키는 단일채널형 임펠러(Single-channel impeller)는 하나의 유로 자체를 회전시킴으로 인해 이물질을 통과시키기 위한 유로 사이즈와 내구성을 확보하고, 더불어 기존 오폐수펌프 대비 넓은 유량 범위와 높은 효율을 가지는 특징이 있다. 그러나 단일채널임펠러는 비대칭 유로 형상을 가지기 때문에 임펠러 회전 시 벌류트

* 과학기술연합대학원대학교 신에너지 및 시스템기술 전공(Advanced Energy & Technology, University of Science & Technology)

** 한국생산기술연구원 열유체시스템그룹(Thermal & Fluid System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology)

*** 인하대학교 기계공학과(Department of Mechanical Engineering, Inha University)

† 교신저자, E-mail : jinhyuk@kitech.re.kr

(Volute)와의 상호작용으로 인해 발생하는 반경방향 힘에 의한 유체유발진동이 발생하게 되므로 효율과 유체유발진동을 동시에 고려한 설계가 필수적이다.

이러한 단일채널펌프의 선행연구로서, Pei 등⁽¹⁾은 비정상 수치해석을 통해 단일 블레이드 펌프 유동에 대한 비정상 유동특성을 분석하였고, 안정성 높은 단일 블레이드 펌프 설계를 위해서는 로터(Rotor)와 스테이터(Stator) 사이의 내부유동에 대한 최적설계를 강조하였다. Khalifa 등⁽²⁾은 더블 벌류트를 가진 원심펌프의 성능시험을 통해 비정상 압력 섭동값을 측정하여 임펠러와 벌류트 간의 상호작용에 따른 비정상 유체유발진동의 영향이 벌류트 텅(Volute tongue) 부위에서 가장 크게 받는 것을 확인하였다. Nishi 등⁽³⁾은 기존의 단일 블레이드 임펠러 설계방법을 보완하여 임펠러 통과고형물의 사이즈를 늘리고 펌프의 수력학적 성능을 증가시키는 연구를 수행하였다. 또한 수치해석과 성능시험을 병행하여 단일 블레이드 임펠러 출구 각도에 따른 반경방향 힘에 대하여 상세히 연구를 수행하였고, 특히 고유량에서 임펠러 출구 각도가 증가함에 따라 반경방향 힘이 증가한다고 보고하였다.

이처럼 오페수용 펌프의 수력학적 성능과 안정성에 관한 다양한 연구가 수행되고 있지만, 오페수용 펌프의 수력학적 효율과 펌프의 안정성에 영향을 미치는 비정상 유체유발진동을 동시에 고려한 연구는 수행되고 있지 않다. 저자는 선행연구를 통해 수력학적 효율을 단일 목적함수로 하여 최적설계를 수행한 바 있으며, 기준형상과 비교하여 볼 때 효율이 약 3.6% 향상된 결과를 도출하였으나, 시제품 테스트 과정에서 유체유발진동이 심하게 발생하는 것을 확인하였다. 이를 분석하기 위해 유동분석을 수행하였고, 유체유발진동이 기준형상과 비교하여 약 11.8% 증가한 것을 확인하였다.

본 연구에서는 단일채널펌프의 임펠러와 벌류트의 내부유동 단면적 분포를 동시에 고려하여 수력학적 효율과 유체유발진동을 동시에 최적화 하고자 삼차원 정상 및 비정상상태 Reynolds-averaged Navier-Stokes(RANS) 해석과 반응면 기법 및 진화 알고리즘을 결합한 다중목적 수치최적설계를 수행하였다. 비정상 유체유발진동의 주된 원인이 되는 임펠러와 벌류트 간의 상호작용을 고려하기 위하여 임펠러와 벌류트 내부 유동 단면적과 관련된 총 5개의 설계변수를 선정하였고, 수치최적설계로부터 도출된 최적형상을 토대로 기준형상과 비교 분석을 통해 단일채널펌프의 수력학적 효율과 펌프의 안정성에 영향을 미치는 반경방향 힘의 합력과의 상관관계를 알아보고자 하였다.

2. 기준형상 선정 및 제한

본 연구에서는 4kW급 오페수용 단일채널펌프를 대상으로 삼차원 정상 및 비정상 수치해석을 수행하였다. 연구수행을

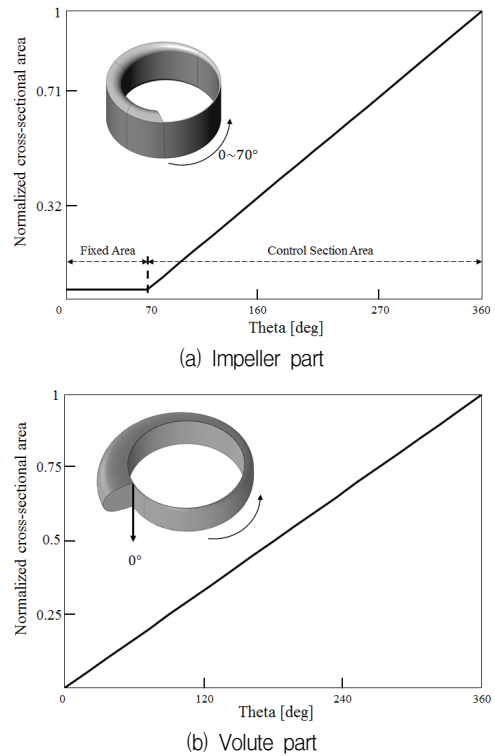


Fig. 1 Cross-sectional area distribution of the reference design

위한 기준형상은 임펠러와 벌류트의 단면적 분포 설계 시 Stepanoff 이론을 기반으로 모두 입구에서 출구까지 일정하게 증가하도록 설계되었다.^(4,5) Fig. 1은 선행연구^(4,5)를 통해 설계된 임펠러와 벌류트의 단면적 분포를 나타내고 있으며, 각 단면적 분포는 각각의 최대 단면적으로 무차원화 되었다. Fig. 1(a)에서 보는 바와 같이 임펠러의 0~70° 구간에서는 최소 두께를 고려하여 임펠러 단면적을 설계하였으며, 360° 구간에서는 최대 단면적을 가지도록 설계하였다. 벌류트의 경우에는 Fig. 1(b)에 나타낸 바와 같이 0° 구간에서 최소 단면 분포를 갖고, 360° 구간에서 최대 단면적을 가지도록 설계하였다. 본 연구대상인 단일채널펌프의 주요제원은 Table 1에 기술하였다.

3. 수치해석방법

본 연구에서는 ANSYS 사의 상용 소프트웨어인 ANSYS CFX-16.1을 사용하여 단일채널펌프의 비압축성 내부 유동장에 대한 정상 및 비정상해석을 수행하였다. 본 단일채널펌프의 형상 설계, 격자 생성, 경계조건, 유동해석 및 결과분석은 각각 Solidworks 2016, CFturbo 10.2, CFX-ICEM, CFX-Pre, CFX-Solver 및 CFX-Post를 사용하였다. 수치해석 시 사용된 지배방정식은 유한체적법으로 이산화되었으며, 단일채널펌프의 내부유동 특성은 삼차원 비압축성 정상 및 비정상 RANS 방정식에 의해 수행되었다. 대부분의 유체기

Table 1 Design specifications of a single-channel pump

Flow coefficient (ϕ)	0.019
Head coefficient (ψ)	0.074
Rotational speed (rpm)	1,760
Impeller inlet-outlet diameter ratio	1.9

계는 해석 시 계산시간의 단축 및 수렴성 향상을 위하여 인접하는 두 블레이드 사이의 유동장이 회전방향에 대해 주기적으로 형성되어 있다고 가정하여 하나의 유도에 대하여 주기조건을 적용하여 해석을 수행하지만, 본 해석대상인 단일채널펌프는 단일채널임펠러의 사용으로 인하여 회전 시 유동장이 주기적으로 형성되어지지 않기 때문에 Fig. 2에서 볼 수 있는 바와 같이 임펠러와 벌류트를 포함한 유동장 전 영역에 대하여 해석을 수행하였다.

작동유체는 표준상태의 물을 사용하였고, 임펠러 입구와 벌류트 출구에는 각각 대기압과 질량유량 조건을 부여하였다. SST(shear stress transport) 모델과 함께 벽 근처 영역에서 저레이놀즈 모델을 적용하기 위해 Fig. 2에 나타난 바와 같이 프리즘 격자계를 구성하여 첫 번째 격자점의 y^+ 최대값을 2 미만으로 유지되도록 하였고, 그 외의 영역에는 비정렬 격자계를 구성하였다.

Fig. 2에서 보는 바와 같이 정상상태의 수치해석 시 단일채널임펠러로 인해 임펠러와 벌류트의 경계면에는 원주방향으로 평균한 값을 사용하는 Stage interface 방식을 적용하였으며, 비정상상태의 수치해석 시에는 Transient-Rotor-Stator 방식을 적용하여 모든 유동영역에 대해 매 시간 간격으로 격자를 회전시켜 해석을 진행하였다. 비정상 수치해석을 수행 시 정상 수치해석 결과를 초기 값으로 부여하여 수렴성을 향상시키고 해석시간을 단축하였다. 비정상 수치해석 시 총 시간(Total time)과 타임 스텝(Time step)은 각각 0.3409s 및 0.000947s로 설정하여 임펠러가 1회전 하는 동안 10도 간격으로 반경방향 힘을 측정하였으며, 시간전진에 필요한 수렴성 향상을 위한 반복횟수는 10회로 설정하였다.

4. 최적설계기법

단일채널펌프의 수력학적 효율을 증가 시키고 동시에 반경방향 힘의 합력을 줄이기 위하여 목적함수로는 수력학적 효율 (η_{total})과 임펠러가 1회전 시 벌류트와의 상호작용에 의해 발생하는 비정상 반경방향 힘의 합력(F_{radial})을 선정하였다. 여기서 전압 효율은 아래 식(1)로 정의 하였다.

$$\eta_{total} = \frac{\rho g H Q}{\tau \omega} \quad (1)$$

여기서 ρ , g , H , Q , τ 및 ω 는 각각 밀도, 중력가속도, 전압

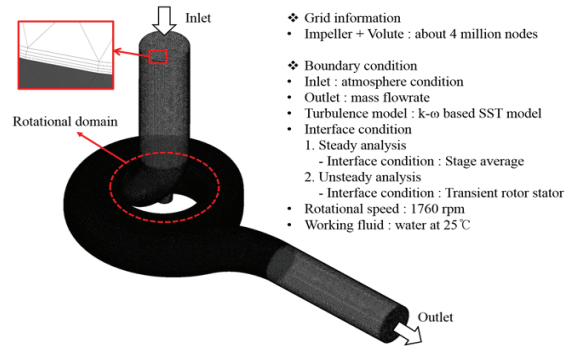
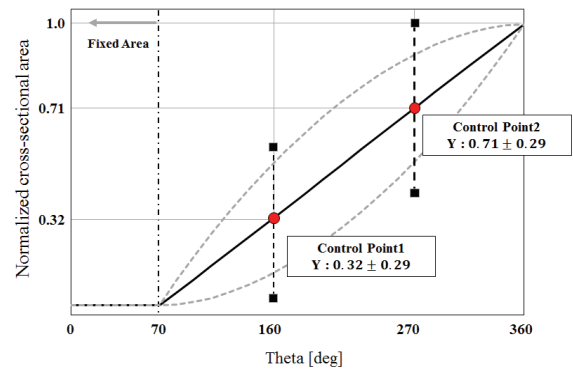
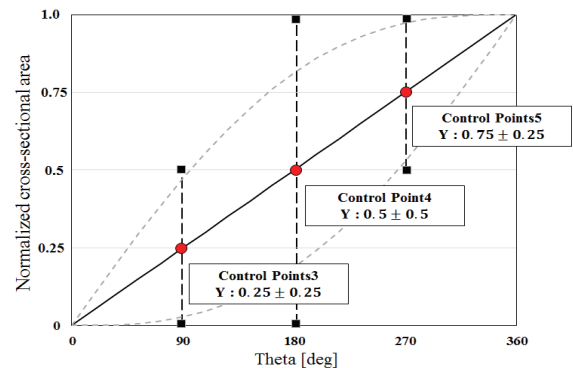


Fig. 2 Computational grids and boundary condition



(a) Impeller part



(b) Volute part

Fig. 3 Definition of the design variables

정, 유량, 토크 및 각속도를 나타낸다.

임펠러와 벌류트의 상호작용으로 인해 발생하는 유체유발 진동과 관계된 반경방향 힘의 합력은 임펠러가 1회전 할 때, 임펠러와 벌류트 사이에 발생하는 힘을 10도 간격으로 측정하여 총 36개의 힘이 이루는 분포도의 면적(Sweep Area, A_s)을 식 (2)을 이용하여 계산하였으며, 분포도의 면적 중심을 식 (3) 및 (4)를 이용하여 C_x 와 C_y 로 나타내었다. 마지막으로 피타고라스 식 (5)를 사용하여 반경방향 힘의 합력을 정의하였으며, 이 값을 목적함수로 사용하였다.

$$A_s = \frac{1}{2} \sum_{i=0}^{n-1} (x_i y_{i+1} - x_{i+1} y_i) \quad (2)$$

$$C_x = \frac{1}{6A_s} \sum_{i=0}^{n-1} (x_i + x_{i+1})(x_i y_{i+1} - x_{i+1} y_i) \quad (3)$$

$$C_y = \frac{1}{6A_s} \sum_{i=0}^{n-1} (y_i + y_{i+1})(x_i y_{i+1} - x_{i+1} y_i) \quad (4)$$

$$F_{radial} = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} \quad (5)$$

단일채널펌프의 최적설계를 위한 임펠러와 벌류트의 내부 유동 단면적 분포의 제어는 베지어 곡선(Bezier curve)을 사용하여 부드럽게 제어하였다. Fig. 3(a)에서 보는 바와 같이 임펠러의 내부 유로 단면적 제어를 위해 3차 베지어 곡선을 사용하여 70~360° 구간에서 두 개의 제어점(Control Point (CP)1 및 CP2)의 y축 방향을 설계변수로 선정하였다. 벌류트는 Fig. 3(b)에서 볼 수 있는 바와 같이 내부 유동 단면적 제어를 위해 4차 베지어 곡선을 사용하여 0~360° 구간에서 세 개의 제어점(CP3, CP4 및 CP5)의 y축 방향을 설계변수로 선정하였다. 따라서 총 5개의 설계변수의 제어를 동시에 진행하여 단일채널펌프의 임펠러와 벌류트의 내부 유동 단면적 분포를 동시에 제어 하였다.

본 연구에서는 실험계획법 중 하나인 라틴 하이퍼큐브 샘플링(Latin Hypercube Sampling, LHS) 기법을 사용하였다. 라틴 하이퍼큐브 샘플링을 사용하여 전반적으로 일관성 있는 분포의 표본을 추출하여 모든 설계 영역을 고려하고자 하였다. 5개의 설계변수를 적용하여 설계영역을 구성하였고, 라틴 하이퍼큐브 샘플링을 사용하여 총 54개의 실험점들을 산출하였다. 산출된 실험점들의 수치해석 결과를 토대로 반응면 기법을 사용하여 최적점을 산출할 반응면을 구성하고자 하였다. 본 연구에서 사용된 2차 다항식으로 구성된 반응면은 다음과 같이 식(6)으로 표현된다.

$$f(x) = C_0 + \sum_{j=0}^N C_{jx_j} + \sum_{j=1}^N C_{jj}x_j^2 + \sum_{i \neq j}^N C_{ij}x_i x_j \quad (6)$$

여기서 C , N 및 x 는 각각 다항식의 계수, 설계변수의 개수 및 설계변수를 나타낸다.

각 목적함수들의 반응면 회귀식은 Appendix에 나타내었고, 각 목적함수들을 최대화 시킬 수 있는 다중목적 진화알고리즘을 사용하여 다수의 최적점들을 얻고자 하였다. 여기서 다수의 최적점들은 비지배해들의 집합체인 파레토 최적해라 불리 우며, 이러한 파레토 최적해를 통해 목적함수들의 상관관계를 명확하게 파악할 수 있다. 또한 설계자는 이 파레토 최적해를 통해 사용하고자 하는 목적의 의도에 따라 원하는 최적점을 선택할 수 있는 장점을 가지고 있다. 다중목적 진화알고리즘은 이와 같은 파레토 최적해를 얻기 위해 real coded NSGA-II (non-dominated sorting genetic algorithm) 코드가 사용되었다.⁽⁶⁾

Table 2 Results of regression analysis

Objective functions	R^2	R_{adj}^2
η_{peak}	0.956	0.922
Ds	0.851	0.736

Table 3 Results of the objective function values for the AOD in the Pareto-optimal solutions

Designs	Predicted values		(U)RANS	
	η_{peak}/η_{ref}	$F_{rad}/F_{rad(ref)}$	η_{peak}/η_{ref}	$F_{rad}/F_{rad(ref)}$
Reference	-	-	1	1
AOD	1.034	0.552	1.039	0.605

5. 결과 및 검토

본 연구대상인 단일채널펌프의 최적설계를 수행하기 전 단계로서 격자의존성을 제거하기 위한 격자의존성 시험 및 성능시험결과와의 비교를 통한 수치해석 결과의 검증은 선행 연구⁽⁸⁾에 의해 충분히 타당성이 입증된 바 있다. 따라서 본 연구에서는 다중목적 수치최적설계로부터 도출된 최적형상에 대하여 기준형상과 비교 분석을 통해 임펠러와 벌류트의 내부유로 단면적 변화에 따른 효율과 반경방향 힘의 합력간의 상관관계를 알아보하고자 하였다.

Table 2는 반응면 기법으로부터 구성된 각 목적함수들의 반응면에 대한 회귀분석(analysis of regression)의 결과를 보여주고 있다. 본 연구에서는 목적함수 중 하나인 수력학적 효율의 R^2 와 R_{adj}^2 값이 각각 0.956과 0.922이므로 효율에 대한 예측값은 신뢰할 만하다고 할 수 있다.⁽⁹⁾ 그러나 반경방향 힘의 합력의 R^2 와 R_{adj}^2 값이 각각 0.851과 0.736의 값을 가지는 것을 볼 수 있다. 이는 단일채널임펠러의 비정상해석 시 비대칭 유로회전으로 인한 반경방향 힘의 합력의 섭동값이 다소 크기 때문에 예측값에 대한 신뢰도가 다소 떨어진다 고 할 수 있다.

Fig. 4는 각 실험점에서 (U)RANS 해석결과와 대리모델을 통해 예측된 반경방향힘의 합력을 비교하였다. 회귀식을 사용한 반응표면기법을 사용한 경우에는 해석결과와 반응면에서 예측된 값 사이의 차이가 작을수록 대리모델이 잘 구성되었다고 판단할 수 있다. 본 연구에서 구성된 반경방향힘의 합력에 대한 반응면은 R^2 와 R_{adj}^2 값이 효율과 비교하여 상대적으로 낮게 예측되었지만 Fig. 4에 나타난 바와 같이 해석결과와 비교하여 경향성이 일치하였고, 절대값의 최대 오차가 10 미만으로 비교적 좋은 일치성을 갖는 반응면을 구성하였다.

Fig. 5는 기준형상과 함께 다중목적 수치최적설계로부터 도출된 파레토 최적해 및 파레토 최적해 내 중간 부분에 위

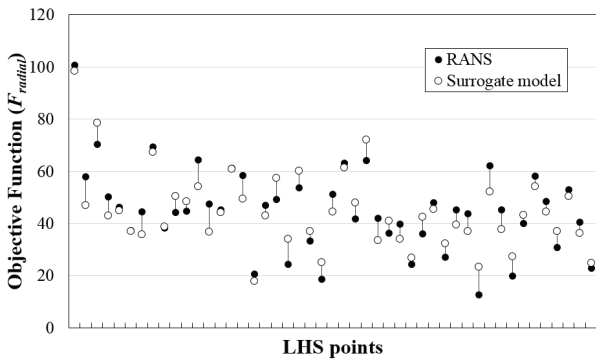


Fig. 4 Comparison between objective function (F_{radial}) values calculated by (U)RANS and predicted by surrogate model at each LHS point

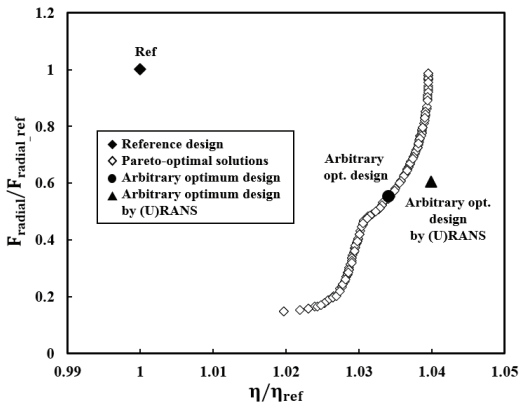
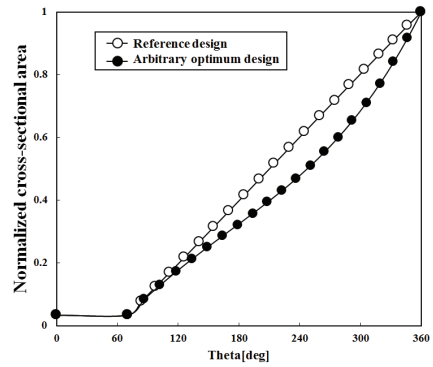


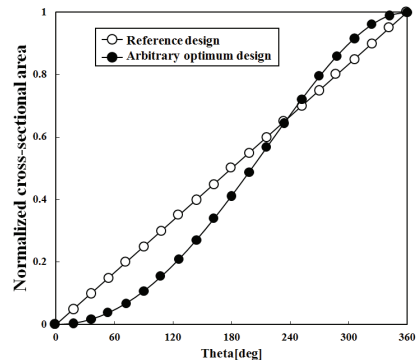
Fig. 5 Results of the multi-objective optimization

치한 임의의 최적점에 따른 수치해석결과를 보여주고 있다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 파레토 최적해 내 모든 최적점들은 기준형상에 비해 효율과 비정상 반경방향 힘의 합력이 모두 크게 향상된 것을 볼 수 있다. 더불어 두 목적함수는 명백한 상관관계를 가지고 있는 것을 확인할 수 있다. 즉, 효율이 증가하면 비정상 반경방향 힘의 합력은 증가하고, 이와 반대로 효율이 감소하면 비정상 반경방향 힘의 합력 또한 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 앞서 설명한 바와 같이 설계자는 이 파레토 최적해를 통해 사용하고자 하는 목적의 의도에 따라 원하는 최적점을 선택할 수 있다.

Table 3은 파레토 최적해 내 두 목적함수가 모두 향상된 임의의 최적점(Arbitrary optimum design, AOD)의 각 목적함수에 대한 최적설계의 예측값 및 해석결과를 비교하고 있다. 여기서 목적함수 값들은 기준형상의 값에 대해 각각 무차원화 되었다. 전압효율과 비정상 반경방향 힘의 합력은 다중목적 최적화를 통해 각각 1.034 및 0.552를 예측한데 반해, 수치해석을 통해 얻어진 두 목적함수는 각각 1.039 및 0.605의 값을 예측함으로써 본 연구에서 사용된 최적화 설계기법이 타당함을 알 수 있다. 한편, 비정상 반경방향 힘의



(a) Impeller part



(b) Volute part

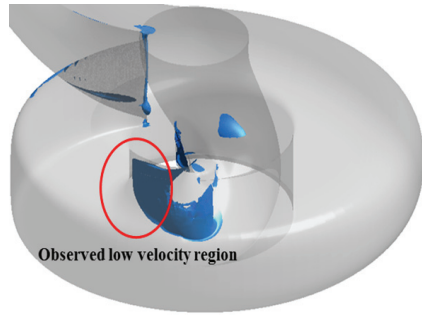
Fig. 6 Cross-sectional area distribution of the impeller and volute

합력이 다중목적 최적화를 통한 예측값과 비교하여 볼 때 계산값이 다소 차이가 나는 것을 볼 수 있는데, 이는 앞서 설명한 바와 같이 회귀분석 결과를 통해 예측값에 대한 신뢰도가 다소 떨어질 수 있다는 것을 기 확인한 바 있다.

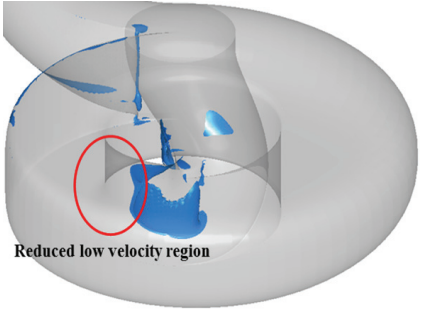
Fig. 6는 기준형상과 앞서 설명한 최적형상에 대한 임펠러와 벌류트의 내부유로 단면적 분포를 보여주고 있다. 최적형상 임펠러 내 내부유로 단면적 분포의 경우, 240° 구간까지 단면적 분포의 기울기가 다소 감소하는 경향을 보이다가 이후로는 급격히 증가하는 것을 볼 수 있다. 그러나 벌류트의 경우에는 100° 구간까지는 서서히 증가하다가 240° 구간까지는 급격히 증가하며, 그 이후로는 기준형상보다 면적이 커짐과 동시에 서서히 감소하는 경향을 확인할 수 있다.

앞서 살펴본 바와 같이 다중목적 수치최적화로부터 도출된 결과들을 바탕으로 단일채널펌프의 수력학적 효율과 펌프의 안정성에 영향을 미치는 반경방향 힘의 합력과의 상관관계를 더욱 상세히 알아보하고자 기준형상과 최적형상에 대하여 내부유동장 분석을 수행하였다.

Fig. 7은 기준형상과 최적형상의 임펠러 내 등속도면 분포를 보여주고 있다. 여기서 등속도면의 유속은 1.5 m/s로 저속영역을 나타내므로 이를 통해 유동 박리 영역임을 알 수 있다. Fig. 7(a)의 기준형상을 살펴보면 임펠러 내부 유로에서 저속 영역에 따른 유동 침체구간이 발달한 것을 확인할



(a) Reference design



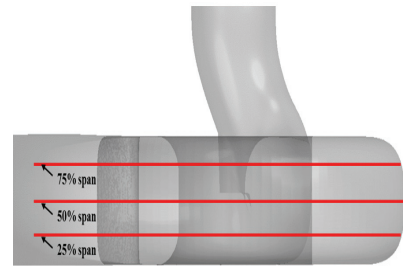
(b) Arbitrary optimum design

Fig. 7 Iso-surfaces having a low velocity of 1.5 m/s

수 있는데 반해, 최적모델에서는 확연히 줄어든 것을 볼 수 있다. 이는 최적모델 내 최적화된 임펠러 내부 유로에서 유동이 원활히 이동됨에 따라 나타나는 결과로 여겨지며, 그로 인하여 최적모델의 효율이 기준형상 대비 약 4%의 증가에 기여한 것으로 볼 수 있다.

Fig. 8은 기준형상 및 최적형상에서의 25%, 50% 및 75% 스펠에서의 압력 분포를 보여주고 있고, Fig. 8(a)에 각 스펠의 상세 위치를 도시하였다. Fig. 8(b)~(d)에서 보는 바와 같이 최적형상의 경우, 별류트 내부유로를 따라 모든 스펠에서 기준형상 대비 압력 상승이 원활히 이루어지는 것을 볼 수 있다. 특히, 이러한 압력 상승은 별류트 출구부에서 확실히 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이는 최적형상의 임펠러와 별류트 내부 유로 분포가 최적의 분포를 이룬 것으로 볼 수 있다.

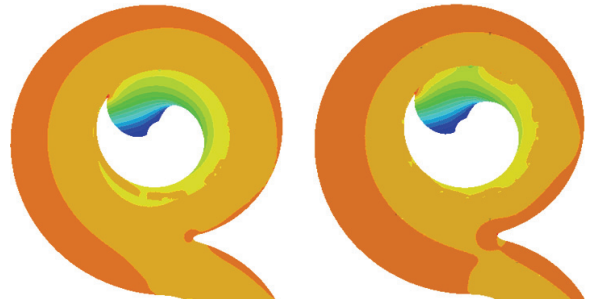
Fig. 9은 기준형상과 최적형상의 임펠러와 별류트의 경계면 구간에서 임펠러가 1회전 할 때 10 deg 간격으로 측정된 반경방향 힘의 분포를 나타내고 있고, Fig. 10는 10 deg 간격으로 측정된 힘의 합력을 각도에 따라 나열한 분포를 보여주고 있다. 모든 힘의 값은 기준형상의 최대 힘의 값으로 무차원화 되었다. Fig. 9에서 보듯이 기준형상 대비 최적형상에서 반경방향 힘의 분포가 확연히 감소한 것을 확인할 수 있다. 특히, 이는 1사분면과 4사분면(0~180deg)에서 기준형상의 반경방향 힘이 크게 발생한 것에 비해 최적형상은 모든 영역에서 고르게 분포되어 있는 것을 알 수 있다. 이러한 경향성은 Fig. 10의 각도에 따른 힘의 합력 그래프에서도 확인



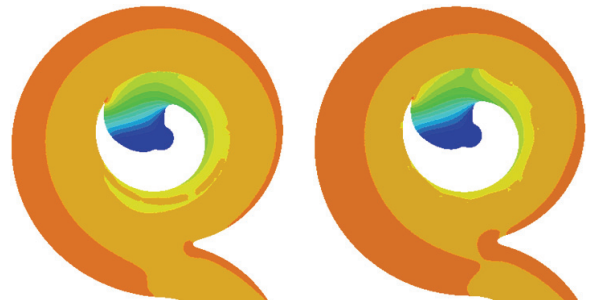
(a) Locations of observation spans



Reference design Arbitrary optimum design
(b) Contour at 25% span



Reference design Arbitrary optimum design
(c) Contour at 50% span



Reference design Arbitrary optimum design
(d) Contour at 75% span

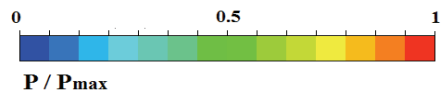


Fig. 8 Pressure contours at 25%, 50% and 75% span

할 수 있다. 즉, 0~180deg 구간에서 기준과 최적형상 간의 힘의 합력 차이가 가장 크게 나타나는 것을 볼 수 있다. 이를 통해 최적형상의 경계면에서 측정된 힘의 합력이 회전 중심 축으로 이동하였기 때문에 기준형상 대비 최적형상의 힘의 합력이 약 60% 감소한 것으로 사료된다.

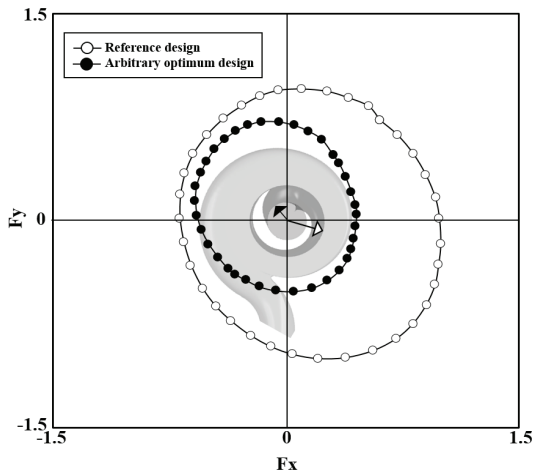


Fig. 9 Unsteady radial force sources during one revolution of the impeller

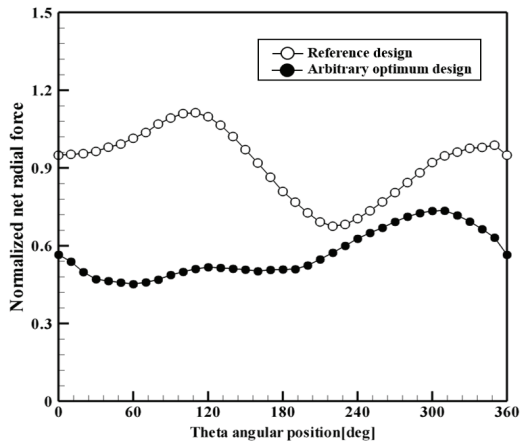
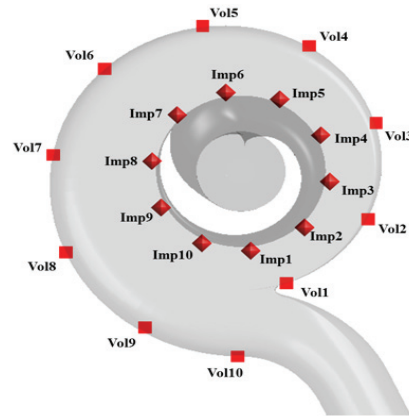
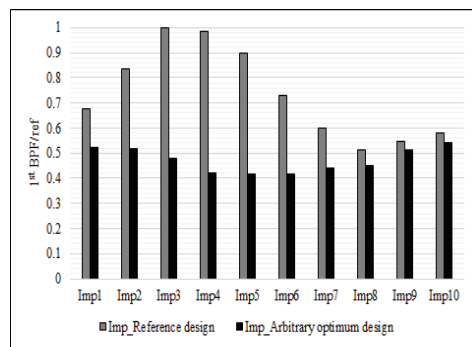


Fig. 10 Unsteady net radial force fluctuation during one revolution of the impeller

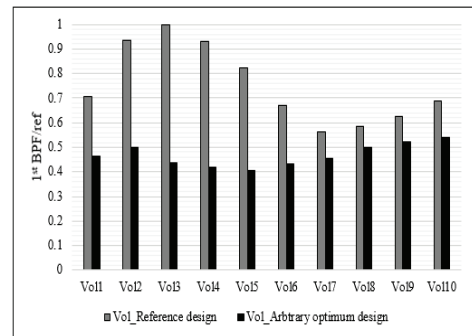
Fig. 11은 기준형상과 최적형상의 Fig. 11(a)에 도시된 임펠러-벌류트 경계면 및 벌류트 벽면구간에서 각 측정점에서의 비정상 압력 섭동값으로부터 고속푸리에변환(Fast Fourier transform, FFT) 분석을 통해 유체유발진동의 주된 원인이 되는 1st BPF(Blade Passing Frequency)의 값들을 보여주고 있다. 총 20개의 점에서 임펠러가 2 deg 간격으로 10회전 했을 때의 비정상 압력 섭동값을 이용하여 FFT 분석을 수행하였으며, 기준형상의 최대 1st BPF 값을 기준으로 무차원화 하였다. Fig. 11(b) 및 (c)에서 볼 수 있듯이 Fig. 9의 4사분면에 위치한 Imp2~5와 Vol2~5 점에서 기준형상의 1st BPF 값이 최적모델에 비하여 확연히 큰 값을 가지는 것을 확인할 수 있는데 반해, 최적모델의 1st BPF 값은 고르게 분포되어 있는 것을 알 수 있다. 이러한 결과는 Fig. 9과 10의 기준형상의 반경방향 힘이 크게 발생하는 4사분면과 일치하는 경향을 보여주고 있다. 이를 통하여 최적형상의



(a) Location of observation points at the impeller and volute



(b) 1st BPF values near the impeller exit



(c) 1st BPF values along with the volute wall

Fig. 11 Comparison of the 1st BPF values of observation points at the impeller and volute

임펠러와 벌류트 내부유동 단면의 분포가 최적의 분포를 가짐으로써 임펠러-벌류트 상호작용으로 인한 유체유발진동이 줄어드는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 12은 기준형상과 최적형상에서의 Fig. 11에서 언급한 임펠러 및 벌류트에서 가장 큰 1st BPF 값을 갖는 Imp3과 Vol13점에서의 FFT 결과에 대한 진폭의 세기에 대한 스펙트럼 결과를 비교하고 있다. Fig. 12(a)와 (b)에서 확인할 수 있듯이 1st BPF 값을 가지는 29Hz에서 모두 가장 큰 진폭을 가짐으로써 이는 임펠러-벌류트 상호작용으로 인한 유체유발 진동에 주요한 영향을 주는 것을 알 수 있다. 한편, 최적

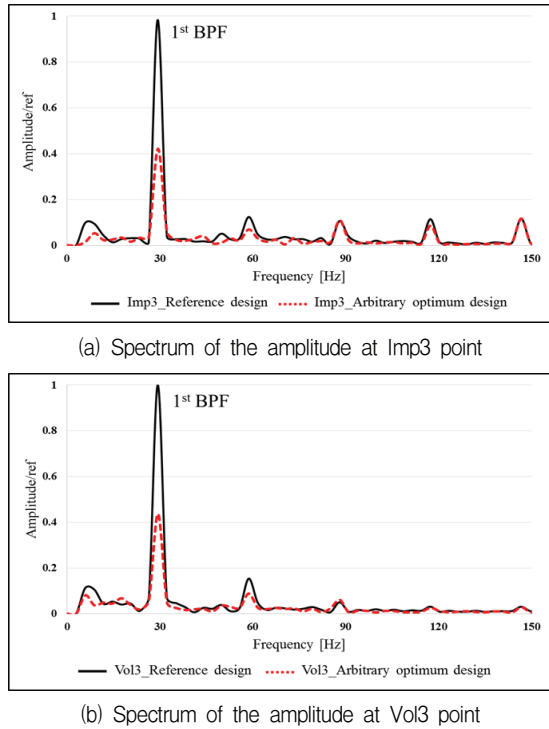


Fig. 12 Spectra of the amplitude at Imp3 and Vol3 points

형상에서는 이러한 진폭의 세기가 크게 감소됨으로써 임펠러-벌류트 상호작용으로 인한 유체유발진동의 감소 결과가 타당성을 뒷받침하여 주고 있다.

Fig. 13는 기준형상과 최적형상에서의 임펠러-벌류트 경계면 구간에서 임펠러가 60도 간격으로 1회전 할 때의 비정상 압력 분포를 보여주고 있다. 여기서 모든 값들은 기준형상의 최대 압력값으로 무차원화 되었다. Fig. 13(a)와 (b)에서 살펴보면 기준형상에서는 Fig. 9의 4사분면 위치에서 임펠러와 벌류트의 상호작용으로 인해 높은 압력 분포가 발생하는 것을 볼 수 있다. 이는 임펠러가 회전하는 동안 반복됨으로써 유체유발진동의 발생에 지대한 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 그러나 최적형상의 경우 임펠러가 회전하는 동안 비교적 균일한 압력 분포를 형성함으로써 이를 통해 임펠러와 벌류트의 상호작용으로 인한 유체유발진동이 감소된 것을 확인할 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 오페수용 단일채널펌프의 임펠러와 벌류트의 내부유동 단면적 분포를 동시에 고려하여 수력학적 효율과 유체유발진동을 동시에 최적화 하고자 다중목적 수치최적설계를 수행하였다. 비정상 유체유발진동의 주된 원인이 되는 임펠러와 벌류트 간의 상호작용을 고려하기 위하여 임펠러와 벌류트의 내부 유동 단면적을 동시에 조절할 수 있는 총 5개의 제어점을 설계변수로 선정하였고, 목적함수로는 수

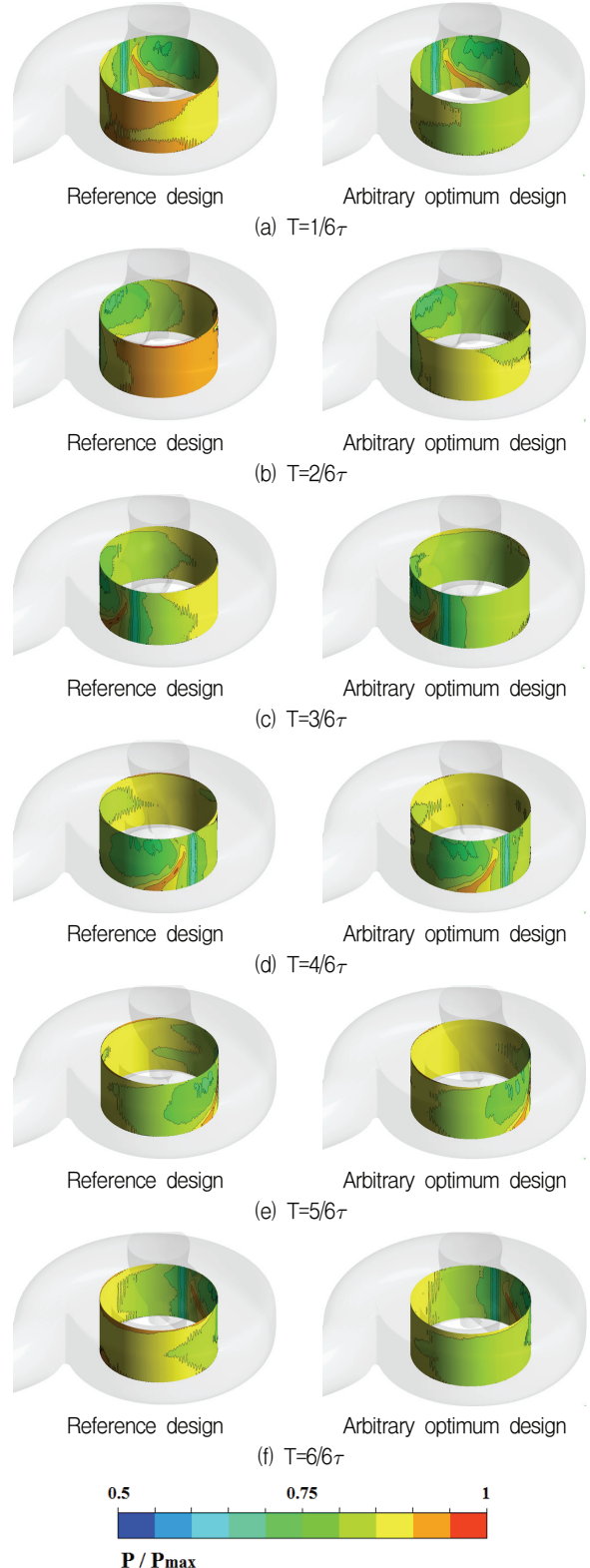


Fig. 13 Unsteady pressure contours during one revolution of the impeller

력학적 효율과 임펠러가 1회전 시 벌류트와의 상호작용에 의해 발생하는 비정상 반경방향 힘의 합력을 선정하였다. 수치 최적설계로부터 도출된 파레토 최적해를 통해 두 목적함수

간의 상관관계를 확인할 수 있었고, 이러한 결과들을 바탕으로 단일채널펌프의 수력학적 효율과 펌프의 안정성에 영향을 미치는 반경방향 힘의 합력과의 상관관계를 더욱 상세히 알아보고자 기준형상과 파레토 최적해 내 임의로 선정한 최적형상에 대하여 내부유동장 분석을 수행하였다. 그 결과, 최적형상에서는 임펠러 내 저속구간이 감소된 것을 확인할 수 있었고, 최적화된 임펠러와 벌류트 내부 유로에서 압력 상승이 원활하게 이루어짐으로써 효율 상승에 기여한 것을 볼 수 있었다. 비정상 해석과 고속 푸리에 변환 분석을 통해 최적형상에서는 유체유발진동의 주된 원인이 되는 임펠러와 벌류트 경계면 구간에서의 반경방향 힘이 고르게 분포되어 결국 힘의 합력이 임펠러 원점 인근으로 이동하여 펌프의 안정성에 영향을 미치는 유체유발진동이 현저히 감소된 것을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구에서는 과학기술정보통신부의 재원으로 한국생산기술연구원의 기업주변형생산기술실용화사업(No. JB180001)의 일환으로 수행되었음을 밝히며, 이에 감사드립니다.

References

(1) Pei, J., YUAN, S. Q. and YUAN, J. P., 2013, "Numerical Analysis of Periodic Flow Unsteadiness in a Single-blade Centrifugal Pump," SCIENCE CHINA Technological Sciences, Vol. 56, No. 1, pp. 212~221.

(2) Khalifa, A. E., Al-Qutub, A. M. and Ben-Mansour, R., 2011, "Study of Pressure Fluctuations and Induced Vibration at Blade-Passing Frequencies of a Double Volute Pump," Arabian Journal for Science and Engineering, Vol. 36, No. 7, pp. 1333~1345.

(3) Nishi, Y., Fujiwara, R. and Fukutomi, J., 2009, "Design Method for Single-Blade Centrifugal Pump Impeller," Journal of Fluid Sciece and Technology, Vol. 4, No. 3, pp. 786~800.

(4) 송왕기, 조보민, 최영석, 이경용, 김진혁, 2016, "단일채널 펌프의 임펠러-벌류트 상호작용에 따른 성능 특성 연구," 2016 한국유체기계학회 동계 학술대회 논문집, pp. 377~

378.

(5) Kim, J. H., Choi, Y. S., Lee, K. Y. and Song, W. G., 2017, "Design Method of Single Channel Pump for High Efficiency and Low Fluid Induced Vibration," International PCT Application No. PCT/KR2017/006721.

(6) Deb, K., 2001, Multi-Objective Optimization Using Evolutionary Algorithms, 1st ed., John Wiley & Sons Inc., Chichester, England.

(7) MATLAB® 7.0, 2004, The Language of Technical Computing, Release 14, The Mathworks Inc., Natick, MA, USA.

(8) Kim, J. H., Cho, B. M., Kim, Y. S., Choi, Y. S., Kim, K. Y., Cho, Y. and Kim, J. H., 2016, "Optimization of a single-channel pump impeller for wastewater treatment," International Journal of Fluid Machinery and Systems, Vol. 9, No. 4, pp. 370~381.

(9) Guinta, A. A., 1997, "Aircraft Multidisciplinary Design Optimization Using Design of Experimental Theory and Response Surface Modeling Methods," Ph. D. Dissertant, Department of Aerospace Engineering, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA.

APPENDIX

식(6)의 대한 회귀식을 표현하면 아래와 같다.

$$f(\eta) = -82.149 - 1.867(x_1) + 1.5224(x_2) + 0.0576(x_3) - 0.3243(x_4) - 0.7468(x_5) + 0.8916(x_1x_2) + 0.1586(x_1x_3) - 0.16239(x_1x_4) + 0.388(x_1x_5) - 0.2024(x_2x_3) + 0.2871(x_2x_4) + 1.1558(x_2x_5) - 0.0931(x_3x_4) + 0.4736(x_3x_5) - 0.2760(x_4x_5) + 3.0929(x_1^2) - 0.6311(x_2^2) + 0.2229(x_3^2) + 0.7187(x_4^2) - 0.0704(x_5^2)$$

$$f(F_{radial}) = 42.224 - 53.2522(x_1) - 2.0726(x_2) + 29.6261(x_3) - 54.7493(x_4) + 15.0822(x_5) + 26.4085(x_1x_2) + 31.2763(x_1x_3) + 17.9981(x_1x_4) - 10.4323(x_1x_5) - 34.0087(x_2x_3) + 1.9190(x_2x_4) - 7.0717(x_2x_5) + 1.6067(x_3x_4) - 54.4487(x_3x_5) + 35.6938(x_4x_5) + 26.8051(x_1^2) + 15.6821(x_2^2) + 26.4876(x_3^2) + 33.4353(x_4^2) - 10.3992(x_5^2)$$