

연안 항해용 스틸 쌍동 차도선의 경량화 모델 및 구조안전성 평가

김재형* · 이상의** · 박주신*** · 이경우**** · 서광철****†

* 해운조선 이사, ** 창원대학교 메카융합공학과 교수, *** 삼성중공업 중앙연구소 수석연구원,
**** 목포해양대학교 조선해양공학과 교수Assessment of the Structural Safety for Light-Weight Steel Twin Car-Ferry
for Coastal Voyage

Jae-hyeong Kim* · Sang-eui Lee** · Joo-Shin Park*** · Gyeong-Woo Lee**** · Kwang-Cheol Seo****†

* Director, Hae Woon ShipYards, Mokpo 58622, Korea

** Professor, Dept. of Mechatronics Convergence, Changwon National University, Changwon 51140, Korea

*** Principal engineer, Central Research Institutes, Samsung heavy industries, Geoje 53261, Korea

**** Professor, Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Mokpo National Maritime University, Mokpo 58628, Korea

요약 : 본 논문에서는 도서 지역 화물 및 승객 운송을 맡은 연안 항해용 친환경 차도선을 개발하면서, 검토된 주요 결과들에 대해서 논의한다. 시장에서의 경제성을 확보하기 위하여, 폭 19m를 최종 개발모델 및 갑판면적에 많은 차량이 배치되도록 고려하였다. 조파저항 감소를 위해 선형 형상은 “V”에 선수벌수를 접목하였으며, 수치해석을 통해 개발 선박의 유체역학적 성능을 확인하였다. 선가를 직접 결정짓는 선각 중량을 감소하기 위하여, 최적화 전문 프로그램에 내제된 다목적 최적화 방법인 파레토 시뮬레이트 어닐링을 활용하여 약 3.9%의 중량 절감을 달성하였다. 본 연구를 통해서 도출된 주요 결과들은 추후 쌍동형 차도선 관련 연구를 수행하는 엔지니어와 관련 산업에 좋은 선례가 될 것으로 기대한다.

핵심용어 : 연안 항해용, 쌍동 차도선, 저항, 경량화, 최적화

Abstract : This paper discusses the main findings of the development of the twin-hull Car ferry for island freight and passenger transport. The final model had a 19 m wide beam to create enough space for cars on the deck area and thus, enhance the economic feasibility in the market. The vessel had a V-shape with a bulbous bow to minimize the wave-making resistance and the hydrodynamic performance of the ship was verified through computational fluid dynamics. Multi-objective optimization problems of Pareto simulated annealing were used to achieve a weight reduction of approximately 3.9% and reduce the manufacturing cost. The main results obtained in this study are expected to be useful to engineers and professionals in related industries interested in research on twin catamaran.

Key Words : Coastal voyage, Twin-hull car ferry, Resistance, Light weight, Optimization

1. 서론

개발 선박의 차량 적재에 대한 다양한 하중 조건을 고려하였으며, 이때 사용된 차량은 승용차, 화물차, 대형버스, 대형트럭을 사용하였다. 카페리 폭 19m를 최종 개발모델로 선정하고, 최적 차량 배치도를 확정하였다. 배치도를 확정하는데 있어서 목적함수는 갑판 면적에 가장 많은 차량이 적재될 수 있도록 고안되었으며, 협업 조선사의 자료를 활용하

였다. 용골 선(keel line)을 중심으로 대형버스, 트럭이 주차되고, 소형트럭을 양옆으로 배치하였으며, 승용차는 전용 갑판에 주차공간을 별도로 구획 배치하였으며, Fig. 2와 같다.

도서 지역 연륙 연도 사업에 의해 정기항로는 점점 줄어들고 있으나, 대형화물의 직접운송의 경우 섬 지역은 각 항차마다 많은 화물을 소화할 수 있는 선박의 수요가 증가하고 있다(KMI, 2017). 보편적으로 연륙 연도가 시행되어도 이동 거리에 따라 특정해역에서는 차량 육상운송보다 해상운송이 경제적 이점을 가지고 있고, 동급 화물의 이동에 대해 해당 화물 운송량이 증가하고 속도의 효율성을 갖춘 선박에

* First Author : kjsun8@naver.com, 061-277-3147

† Corresponding Author : kcseo@mmu.ac.kr, 061-240-7303

대한 시장요구는 커지고 있다. 에너지 효율 측면과 온실가스 배출량이 적용되는 환경문제를 장기적인 안목을 가지고 판단했을 때 육상운송과 해상운송을 비교해보면 환경부하 저감 선박의 개발은 향후 차도선 및 여객선 사업의 새로운 시장으로 성장하고 있다(KMI, 2017).

쌍동형 선박을 건조함에 따라 기존의 단동형 선박과 비교하면 복원력, 운항속도, 승선감, 침로 안정성, 공간 활용 등 더 좋은 운항 성능을 제공할 수 있다. 도서 지역의 화물 및 여객 운송의 특징으로 인하여 고부가가치의 고속 알루미늄 쌍동형 선박 보다는 스틸 쌍동형 차도선이 합리적인 대안으로 검토되고 있다. 최신의 연구 및 기술개발 상황을 분석해본 결과, 고속 알루미늄 쌍동형 선박에 대한 다방면에서의 연구 사례는 많지만, 스틸 쌍동형 차도선에 대한 연구 사례는 찾을 수가 없었다. 선적량의 증가와 안전성을 확보하고, 교통의 편의성을 보장하기 위해 장애인용 이동설비 및 화장실의 설치, 객실의 고급 실내장식 적용, 사용자와 사업자 측면에서 에너지 효율성 확보, 동급 최대 화물적재 및 승객탑승을 유도하는 스마트 선박을 개발하게 되면 조선소의 수익증대와 지역 경제 활성화로 이어질 수 있으며, 이에 관련한 기반 연구의 중요성이 크다.

이와 관련된 기존의 선행연구는 아래와 같이 요약하였다.

Park and Ko(2005)는 강선 요트의 구조 안전성 평가를 위하여, 영국 선급(LR)에서 제시하는 구조설계 기준의 검토와 함께 전선 구조 강도 평가를 통하여 선급 규칙의 개선점에 대해서 지적하였다. 이번 연구와 같이 유한요소해석 프로그램을 사용하여 주요 제원을 결정하는 접근방법과는 달리, 선급 기준에 의한 설계에 초점이 있는 연구 결과이다.

Park et al.(2009)는 38피트급 카타마란 고속 요트의 구조설계 검증 및 유한요소해석을 통하여 주요 구조부재에 대한 구조 건전성을 검증하였다. 한국선급(KR)의 고속경구조선 규칙을 이용하였고, 일부 구조계산에서는 과도한 두께를 계산하게 되어, 구조 강도해석을 통한 최적화를 수행하였다. 연구대상 모델이 다르지만, 본 연구의 목적과 가장 유사한 방식이다.

Kwon and Lee(2010)는 쌍동선 연결부의 횡 강도와 관련하여 국내기준 및 국제표준, 선급 기준의 관련 내용을 조사하고 각 하중에 대한 계산식 및 관련 계수들에 영향을 미치는 외력 등을 비교 분석하였다. 분석결과를 표준 모델에 반영하고, 구조해석을 수행하여 구조 안전성 평가 기준을 제시하였다. 국내/외 기준별로 하중에 대한 요구치가 상이하여, 추가적인 연구를 통하여 이를 표준화할 것을 권고하였다.

Lee et al.(2017)는 쌍동형 카페리 선의 구조설계 기준을 검토하고, 주요 설계하중 계산 절차를 소개하였다. 한국선급에서 제시하지 않는 설계영역(좌굴)에 대해서 새로운 기준을 제시하였으며, 타 선급의 기준과의 비교를 통하여 적용성을

검증하였다. 선체구조의 용접 각장 결정 기준안은 DNV선급의 기준을 이용하여 개발 선에 적용하였다. 연구 활동을 통하여, 구조설계 평가 프로세스를 재정립하였고 관련 프로그램을 개발하였다. 현재의 선급 기준들의 문제점을 발굴하고, 보완하여 규칙의 개선 방향 및 개선해야 할 항목들을 중점적으로 언급하여, 추후 관련 기술의 변경에 지침을 제시하였다.

Xu et al.(2019)는 연안 여객 및 화물 운송을 맡은 쌍동선의 개발에 적용된 수직 굽힘 모멘트 하중에 대한 mock-up 강도 실험 및 수치해석 연구를 소개하였다. 중앙횡단면의 1/100 축소 모델을 구성하고, 실험을 통한 하중-변위 그래프를 추출하여, 같은 비선형구조붕괴 해석 결과와 비교하였다. 전반적인 거동 추이는 잘 일치하지만, 실험 시편에서 발생하는 국부 좌굴 영향으로 인하여, 실험 결과가 수치해석 보다 보수적인 결과를 나타냈다. 실험 축적 팩터 및 실험구성 시 문제점들에 관해서 확인할 수 있는 좋은 일례이다.

본 연구에서는 선형에 따른 유체역학적 특징들에 대해서 전산 유체해석 시뮬레이션을 통하여 비교, 분석하였으며, KR(고속경구조선 규칙) 기준(2017a, 2017b)을 바탕으로, 고속 쌍동형 카페리 구조설계를 수행하였다. 규칙에서 허용하는 요구치를 만족한 조건에서 다목적함수 최적화 기법(Pareto Simulated Annealing)을 사용하여 선체의 종강도 부재인 거더에 대해서 추가적인 구조 중량 절감을 달성하였다. 연구를 통하여 도출된 주요 결과는 향후 쌍동형 카페리의 선형설계 및 검증, 그리고 구조 강도 평가에 관련한 기초적인 자료로 유용하게 활용될 것으로 판단된다.

2. 쌍동형 차도선의 조선공학 설계

2.1 선형의 특징

쌍동형 선형은 두 개의 선체를 가진 선박을 말하며, 몸체를 서로 연결하는 갑판을 두고 이 위에 갑판 구조물을 설치한 선형을 말한다. Fig. 1에서는 본 논문의 주요 개발 대상인 쌍동형 카페리의 일반배치도를 나타내고 있다.

Table 1은 단동형 선박 비교 시, 쌍동형 선박의 장점들을 비교하였으며, 선형의 변화를 시도하여 조선공학적인 운동 성능 및 선속 등의 개선을 고려하였다. 선형의 장점으로는 건조비가 크게 비싸지 않으면서도 같은 배수 톤의 단동선보다 넓은 갑판을 제공한다. 또한 단동선 대비 침수면적이 커서 저속 운행 시에는 저항이 증가하지만, 고속에서는 선체가 날씬하여 속도 증가에 따른 저항 증가율이 작기 때문에 동급의 단동선에 비해 조파저항이 작은 장점이 있다. 선형의 특성상, 횡 동요를 감쇠 시켜서 승선감을 향상하고 넓은 갑판 면적을 활용하여 여객 및 재화적재, 운송이 가능하다. 선박에 대한 주요 제원은 Table 2에서 나타내고 있으며, 연안 여객, 화물 운송에 대한 특징이 반영되어 있다.

연안 항해용 스틸 쌍동 차도선의 경량화 모델 및 구조안전성 평가

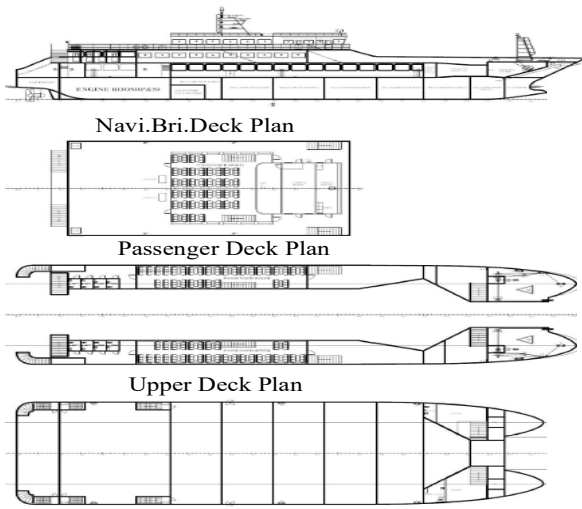


Fig. 1. General arrangement.

Table 1. Advantages of a twin-hull vessel in comparison with a monohull vessel

Contents	Detailed Advantage
Stability	Excellent roll performance
Speed	High speed
Course keeping	Little superior
Sea keeping	Efficiency landing
Space use	Good

Table 2. Principle particular of the twin-hull car ferry

Item List	Value
LOA (m)	57.00
LBP (m)	50.00
Breath (m)	18.82
Depth (m)	3.80
Draft (m)	2.55
C_b	0.52
Wetted Surface area (m ²)	1021.15
Max Speed (knots)	16.00
Normal Speed (knots)	14.00
Main engine	Mermaid Azipod
Classification of societies	KOMSA*
Gross tannage (ton)	500

** KOMSA: Korea Maritime Transportation Safety Authority

2.2 화물 유형에 대한 분석

개발 선박의 차량 적재에 대한 다양한 하중 조건을 고려하였으며, 이때 사용된 차량은 승용차, 화물차, 대형버스, 대

형트럭을 사용하였다. 카페리 폭 19m를 최종 개발모델로 선정하고, 최적 차량 배치도를 확정하였다. 배치도를 확정하는데 있어서 목적함수는 갑판 면적에 가장 많은 차량이 적재될 수 있도록 고안되었으며, 협업 조선사의 자료를 활용하였다. 용골 선(keel line)을 중심으로 대형버스, 트럭이 주차되고, 소형트럭을 양옆으로 배치하였으며, 승용차는 전용 갑판에 주차공간을 별도로 구획 배치하였으며, Fig. 2와 같다.

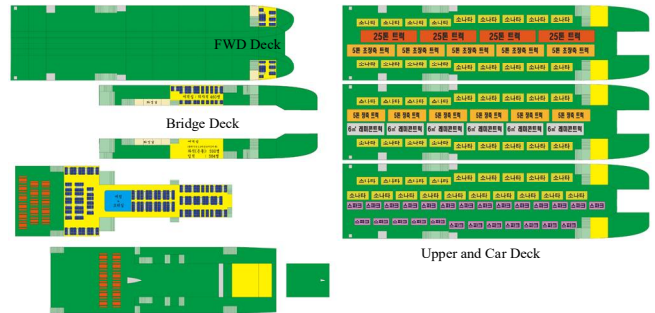


Fig. 2. Car arrangement plan for the twin-hull car ferry.

2.3 최적 선수부 형상 분석

쌍동형 차도선의 선수부 설계는 일반 단동형 선박에 비교하여 필수적으로 고려해야 하는 항목이 있다. 특히, 선수부의 형상은 길어지는 램프 게이트의 무게를 고려하여 부력이 충분히 고려될 수 있도록 설계되어야 하고 선형설계의 주요 설계 인자인 선수에서의 벌브(bulb) 구성 여부에 대한 문제를 고려한 설계가 되어야 한다.

서남해안에서 주로 운용되고 있는 차도선 접안 전용 항구의 접안각도는 11도이며, 해역별 평균 흘수는 2.5m이다. 이 조건을 고려하여 선수부의 형상 및 램프 길이를 결정하였다. 선박의 추진시스템은 Mermaid Azipod로서 유압모터를 통해 360도 회전할 수 있으므로 별도의 러더를 설치할 필요가 없으며, 기동성과 방향전환에 유리하다. 이러한 엔진 형태는 저소음 및 저진동을 가능하게 하여, 최근 여객선에서 주로 채택되고 있다. 선수부 접안 및 조파저항 특성을 고려하였을 경우 선수부 형상은 경사가 있는 벌브를 도입하여 기존의 국내 연안차도선과는 차이점을 두었다.

2.4 저항성능 수치해석

V 타입 쌍동선형의 파형 특성 및 저항성능 확인을 위해서 상용코드인 STAR-CCM+ 10.03을 사용하여 수치해석을 수행하였다. 수치해석은 1:35 축척의 모형선을 대상으로 진행하였으며, 유동장의 크기 및 경계조건은 ITTC(2011)의 권장 기준을 바탕으로 Fig. 3과 같이 설정하였다.

본 연구에서는 3차원 정상상태, 비압축성 및 점성 유동으로 가정하여 계산을 수행하였다. 이에 대응하는 유체의 지배

방정식은 연속방정식과 RANS(Reynolds-averaged Navier-Stokes) 방정식으로 식(1)~(3)과 같이 나타낸다.

$$\frac{\partial V(t)}{\partial t} + \oint_{S(t)} dS \cdot (u-v) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V(t)} u dV = \oint_{S(t)} dS \cdot \bar{T} + \int_{V(t)} K dV \quad (2)$$

$$\bar{T} = -(u-v)u - P\bar{I} + \frac{1}{Re} [\nabla u + (\nabla u^T)] - \overline{u'u'} \quad (3)$$

여기서, $S(t)$ 와 $V(t)$ 는 각각 표면적 벡터와 검사체적이 고, t 는 시간, u 는 속도 벡터, dS 는 요소 표면적 벡터, dV 는 요소 벡터, v 는 검사체적의 운동에 따른 표면적 벡터의 이동 속도 벡터, \bar{T} 는 응력 텐서, K 는 체적력 벡터를 나타낸다. 또한, \bar{I} 는 항등텐서, Re 는 레이놀즈 수, ∇ 은 구배 연산자, $(\cdot)^T$ 는 전치 연산자, $-\overline{u'u'}$ 는 레이놀즈 응력이다. 또한 P 는 정수압이 포함되지 않은 무차원 압력이다.

CFD 시뮬레이션 계산을 위해 지배방정식은 유한체적법에 기초하여 이산화된다(Rosenfeld and Kwak, 1991). 여기서 지배방정식인 RANS 방정식의 적분형태는 식(4)와 같다.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_V \rho x \Phi dV + \int_A \rho \Phi (\nu - \nu_g) \cdot da \\ = \int_A \Gamma \nabla \Phi \cdot da + \int_V S_\Phi dV \end{aligned} \quad (4)$$

여기서, 각 항은 순서대로 비정상항(Unsteady term), 대류항(Convection term), 확산항(Diffusion term) 그리고 생성항(Source term)으로 구성되어있으며, 식(5), (6), (7) 그리고 (8)과 같이 이산화하여 순서대로 나타내었다.

$$\frac{d}{dt} (\rho x \Phi)_0 = \frac{(\rho x \Phi V)_0^{n+1} - (\rho x \Phi V)_0^n}{\Delta t} \quad (5)$$

$$[\Phi \rho (\nu \cdot a - G)]_f = (\dot{m} \Phi)_f = \dot{m}_f \Phi_f \quad (6)$$

$$D_f = \Sigma_f (\Gamma \nabla \Phi \cdot a)_f \quad (7)$$

$$\int_V S_\Phi dV = (S_\Phi V)_0 \quad (8)$$

여기서, Φ_f 는 스칼라값, \dot{m}_f 는 접합면에서의 질량유량, G 는 강제 운동, 변형과 같은 격자의 움직임으로부터 계산된 격자 흐름을 나타낸다, 또한 Γ 는 확산계수, $\nabla \Phi$ 은 구배, a 는 면적벡터를 나타낸다. 그리고 S_Φ 는 생성된 변수 Φ 의 증

가율, V 는 검사체적을 나타낸다.

선체표면 및 유동장 내부 공간의 격자 생성은 자유 수면의 영향을 정밀하게 고려하기 위해 흘수를 기준으로 조밀한 격자(요소 크기 45 mm)를 구성하였다. 격자는 비정렬 Hexa-mesh를 사용하였으며, 벽면의 경계층의 정밀한 해석을 위한 격자 생성기법인 Prism layer mesh기법을 선체표면에 적용하였다. 수치해석에는 약 250만개의 격자를 사용하였으며, 그 외에 사용된 기법을 Table 3에 정리하였다.

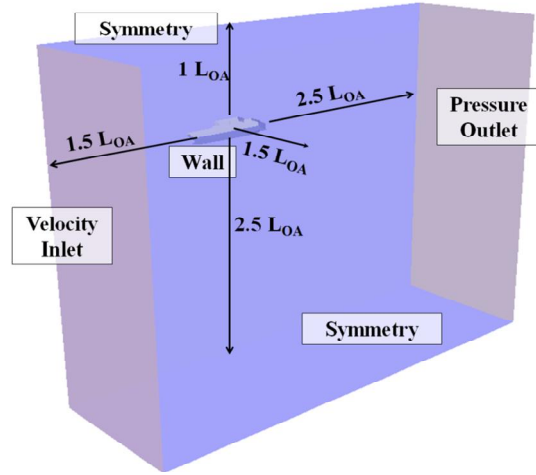


Fig. 3. Boundary condition.

Table 3. Detailed information to apply the numerical analysis

Contents	Detailed Value
Turbulent model	Realizable $k-\epsilon$
Free surface	VOF (Volume of fluid)
Simulation time	50.0 second
Time step	0.0025 second
Number of iteration per time step	5.0

2.5 수치해석 기법 및 결과

수치해석은 만재상태에서의 파형 및 저항의 특성을 파악하기 위해 수치해석을 수행하였으며, 이를 위해 중량분포를 통해 도출된 선미트림 1.35 deg를 적용하여 Trim 및 Heave를 고정하여 계산을 수행하였다.

또한 선박의 속도는 운항속도인 8노트에서 16노트 범위로 산정하였다. 저항 성능 추정방법은 Froude의 방법에 기초를 둔 IITC 1957 모형선-실선 저항성능 추정 방법을 사용하였고 쌍동형 선형의 저항 성능 해석 및 개선점을 발굴하기 위해 설정한 속도조건 내에서 파형을 분석하였다.

“V” 타입 선수 선형은 선속이 증가하더라도, 터널 안으로 유입되는 최대과고가 선저 갑판(Deck) 부분까지 단지 않아

효율적으로 선수 파고를 제어하는 결과를 Fig. 4와 같이 CFD 해석을 통하여 확인하였다. 그림에서 나타내는 Fn(Froude number)은 관성력과 중력의 비로서 선박에 의해 생성되는 파랑 특성을 보여주는 무차원수이다.

V 타입 선형에서의 마찰저항계수(C_F), 잉여저항계수(C_R), 전 저항(R_T) 및 유효동력(EHP)을 Table 4 및 Fig. 5~6에 나타내었다.

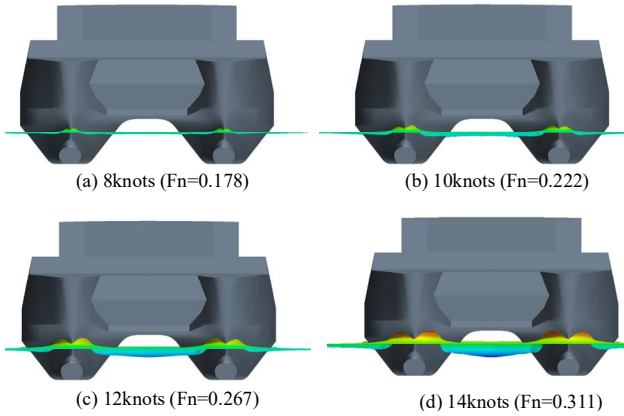


Fig. 4. Bow wave pattern varying ship speed in the V shaped twin-hull car ferry.

Table 4. Coefficients value for V-shaped twin-hull car ferry according to ship speed

Ship speed (knots)	8	10	12	14	16
$R_{TM(CFD)}$ (N)	1.26	2.02	3.01	4.14	5.39
$C_{TM(CFD)}$ ($\times 10^{-3}$)	6.26	6.44	6.65	6.71	6.69
$C_{FM(ITTC1957)}$ ($\times 10^{-3}$)	4.84	4.62	4.44	4.29	4.18
$C_{RM(CFD)}$ ($\times 10^{-3}$)	1.42	1.82	2.21	2.42	2.51
$C_{FS(ITTC1957)}$ ($\times 10^{-3}$)	1.88	1.83	1.78	1.74	1.71
C_A ($\times 10^{-3}$)	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60
C_{TS} ($\times 10^{-3}$)	3.90	4.25	4.59	4.76	4.82
R_{TS} (kN)	33.67	57.34	89.30	125.89	166.62
EHP (kW)	138.55	294.97	551.23	906.58	1371.33

Where, $R_{TM(CFD)}$: Total resistance of model, $C_{TM(CFD)}$: Total resistance coefficient of model, $C_{FM(ITTC1957)}$, $C_{FS(ITTC1957)}$: The ship and the model ITTC 1957 friction coefficients otal resistance coefficient of model, C_A : model-ship correlation allowance, C_{TS} : Total resistance coefficient of ship, R_{TS} : Total resistance of ship, EHP: Effective horse power

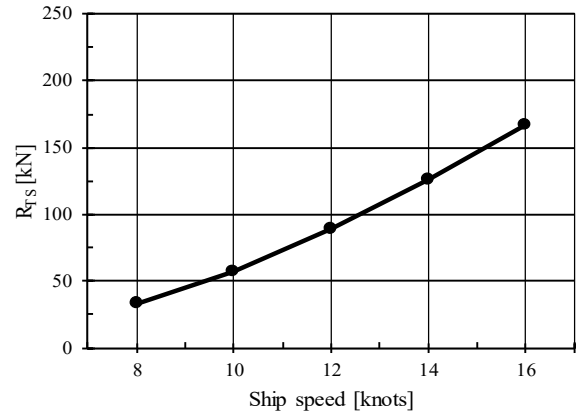


Fig. 5. R_{TS} variation for different speed.

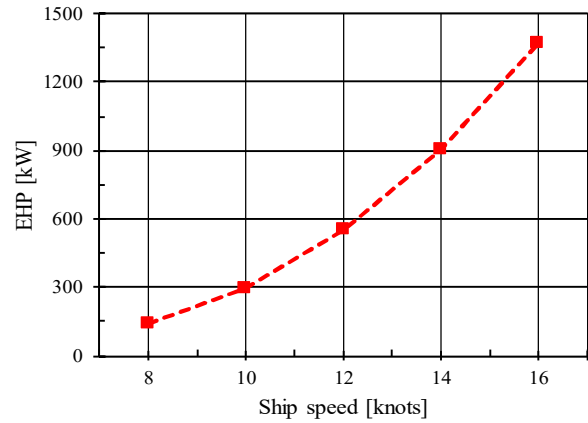


Fig. 6. EHP variation for different speed.

3. 구조 안전성 검토

3.1 유한요소모델 및 방법

전선구조해석은 패널(panel)기법 기반의 유체해석 모델을 구성한 후, 선박의 파랑 중 특성을 추정하고 이때 도출된 유체하중을 구조해석모델에 입력하여 수행하는 것이 일반적인 방법이다. 그러나, 본 연구에서는 하나의 해석모델로 유체-구조 연성 해석을 할 수 있는 MAESTRO(Maestro, 2014) 프로그램을 사용하였다. 환경 하중에 따른 구조 안전성을 평가하기 위하여, 전선 모델을 이용하였고, 구조 최적화를 수행 시에는 3개의 화물창 모델을 적용하였다.

가장 운항비율이 높은 하중 조건을 대상으로 유체 정하중 및 동하중을 계산하였으며, 유체 정하중은 부력과 중량이 평형을 이루어 불평형력이 발생하지 않도록 하였다. 설계 파는 선박구조가 장기해석 값에 증가하는 응답을 줄 수 있는 규칙 파로서 입사파와 파장은 전달함수가 최대가 될 때의 값을 사용하고, 진폭은 장기해석 값을 전달함수의 최대치로 나누어서 구하였다.

본 연구에서 설계과 산정 시 고려한 해역데이터는 North Atlantic이며, 국제항해조건까지를 만족할 수 있도록 하였다. 종방향 휨 모멘트 계산 시 사용된 파고는 3.8m에 입사각은 180도이며, 횡 방향 휨 모멘트 시 파고는 2.9m에 90도 입사각을 설 계과 조건으로 산정하였다. 선체의 길이와 가장 유사한 파 길이를 갖도록 고려하였으며, 이때의 파의 주기는 6 초이다. 유한요소모델은 151,609개의 절점과 36,823개의 요소로 구성되어 있으며, Fig. 7과 같다.

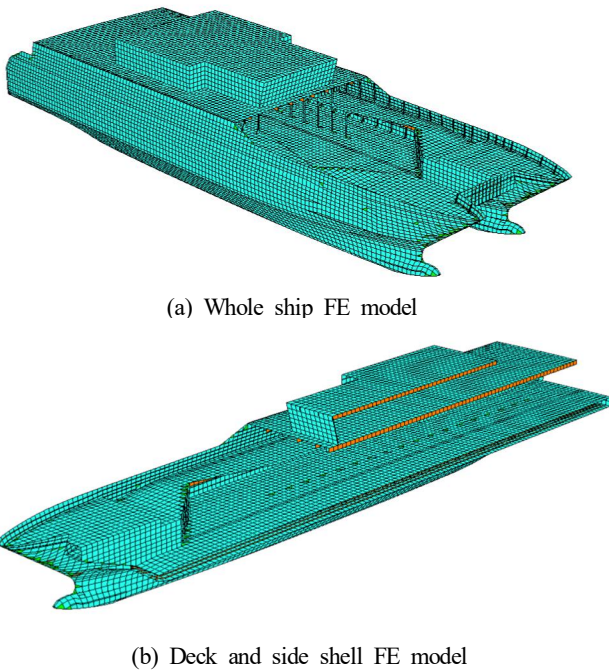


Fig. 7. Analysis model and finite element analysis model

3.2 중량 및 부력분포

구조 최적화를 포함한 구조 안전성을 분석하기 위해 사용된 재료의 물성값은 다음과 같다. 탄성계수(E) = 210 GPa, 포아송비(ν) = 0.3, 항복 응력(σ_y) = 235 MPa를 적용하였다. 만재 하중 상태에서의 총 중량은 695.7톤을 적용하였으며 각 조건에서의 선체 길이 방향의 중량분포 및 부력분포 경향을 Fig. 8에 나타내고 있다.

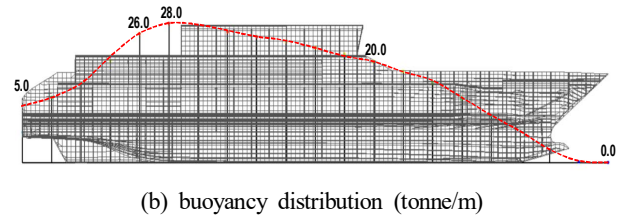
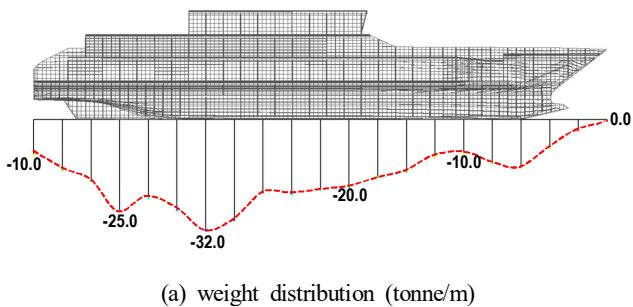


Fig. 8. Distribution of weigh, buoyancy to the longitudinal length of twin-hull car-ferry.

3.3 경계조건 및 하중 조건

구조해석에 적용된 경계조건은 선수와 선미의 section plate 3개소(A, B, C)에 강체 거동이 발생하지 않고 파랑 하중에 의해 유발되는 휨 모멘트가 양단 단순 지지 거동과 유사하게 될 수 있도록 Fig. 9와 같이 적용하였다(LR, 2004). 하중은 정수 중에서 만재 하중과 수직 휨 모멘트는 호강과 새강 조건으로 분류하였으며, 횡 모멘트도 Table 5와 같이 적용하였다.

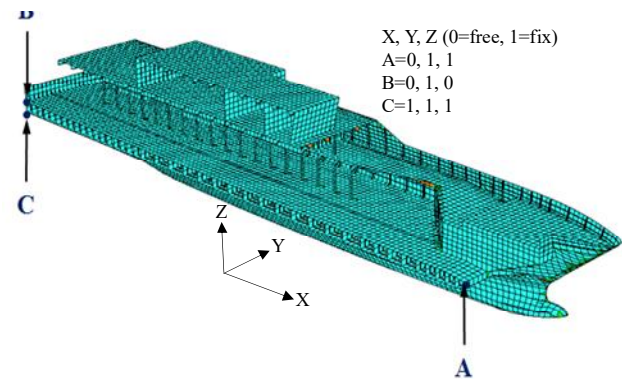


Fig. 9. Boundary condition of the whole ship FE-model.

Table 5. Design wave condition

Items	Wave condition			
	wave length (m)	wave height (m)	heading angle (deg)	
Still water	-	-	-	
Vertical Bending Moment	Sagging	56.187	3.881	180
	Hogging	56.187	3.881	180
Transverse Bending Moment	Sagging	39.019	2.953	90
	Hogging	39.019	2.953	90

3.4 구조 최적화

선체구조 최적화에 적용된 기법은 MAESTRO 프로그램에서 제공하고 있는 Pareto simulated annealing(Kim, 2015)이며,

선체 종방향 거더만을 대상으로 수행하였다. 변수의 허용 범위는 거더 웹의 높이가 300 mm에서 750 mm, 웹 두께는 8 mm에서 12 mm 범위 안에서, 플랜지의 폭은 100 mm에서 200 mm 이내, 플랜지 두께는 8 mm에서 14 mm로 한정하였다. 변수의 제한을 설정한 이유는 선체의 주요 제원이 정해져 있고, 의장품과의 간섭으로 인하여 최대와 최소의 한계가 명확하게 존재하고, 최적화 시 불필요한 반복계산을 방지하기 위함이다.

초기모델의 중앙횡단면에 배치된 중거더에 대해서 다목적 최적화 알고리즘을 적용하여 부재크기 최적화의 결과를 Fig. 10에 나타내고 있다. 전반적으로 부재의 웹높이와 두께를 줄였다. 선체 중거더의 최적화를 통하여, 선각 중량을 3.9%로 경량화하여, 최종 669톤으로 결정하였으며, 주요 부재 치수 변화는 Table 6과 같다. 최적화 결과는 여전히 허용 기준을 만족하는 범위에 있다.

Fig. 11, 12 및 13은 개발 선의 전선해석 모델을 이용하여, 주요 하중 조건 5가지에 대한 과량 하중을 입력한 결과 중, 최대 응력이 발생한 종방향 휨 모멘트 조건(호깅과 새깅) 시의 응력 분포 및 최대 응력 수치를 나타내고 있다. 한국선급 규칙(KR, 2017b) 허용 기준 대비 모두 만족하였으며, 선체 상부 외판 부 끝단과 중앙 기둥 부에서 최대값이 나타난다. 구조 최적화를 수행한 거더부재는 여전히 허용 응력 대비 낮은 응력 수치를 나타내고 있다. 해석모델의 건전성을 검증하기 위하여, 중앙부 3개 화물창 영역을 대상으로 한 해석에서는 선실의 너클부에서 모두 최대값이 나타나고, 응력 수준은 전선해석에서의 결과와 유사함을 Fig. 13에서 검증하였다. 일반적으로 전선해석 및 화물창 해석에서 평가하고자 하는 구조부재는 필수 중강도 부재이며, 해석 결과를 분석해봤을 때 최대 응력이 발생하는 부재 기준 최소 154%의 구조 강도 여유가 있음을 확인하였다.

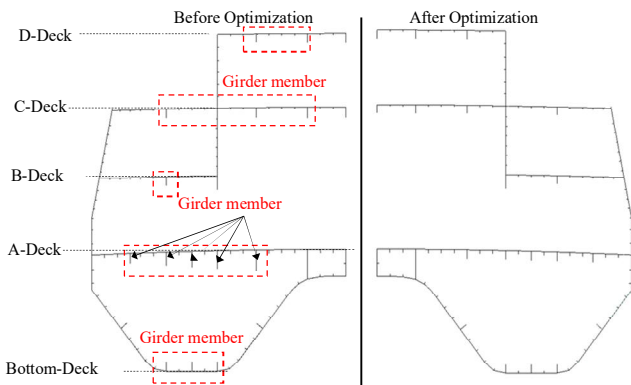


Fig. 10. A comparison of between initial midship and optimized results (Left: initial design, Right: optimized design).

Table 6. A comparison of the initial and optimum design

Initial design (mm)	After optimization (mm)
Bottom Deck : 344.0×8.0×150.0×12.0	Bottom Deck, A-Deck : 300.0×8.0×100.0×8.0
Bottom Deck : 465.0×8.0×150.0×12.0	
A-Deck : 624.0×8.0×150.0×12.0	
A-Deck : 733.0×8.0×150.0×12.0	
A-Deck : 547.0×8.0×150.0×12.0	
Bottom Deck : 300.0×8.0×300.0×12.0	B-Deck : 300.0×8.0×106.0×8.0 B-Deck : 300.0×8.0×16.0×8.0
Bottom Deck : 350.0×8.0×300.0×12.0	
Bottom Deck : 350.0×10.0×300.0×12.0	
A-Deck : 312.0×8.0×150.0×10.0	
B-Deck : 331.0×8.0×150.0×10.0	
B-Deck : 347.0×8.0×150.0×10.0	C-Deck, D-Deck 300.0×8.0×100.0×8.0
C-Deck : 350.0×8.0×150.0×10.0	
C-Deck : 324.0×8.0×150.0×10.0	
C-Deck : 381.0×8.0×150.0×10.0	
C-Deck : 397.0×8.0×150.0×10.0	
D-Deck : 400.0×8.0×150.0×10.0	
D-Deck : 324.0×8.0×150.0×10.0	

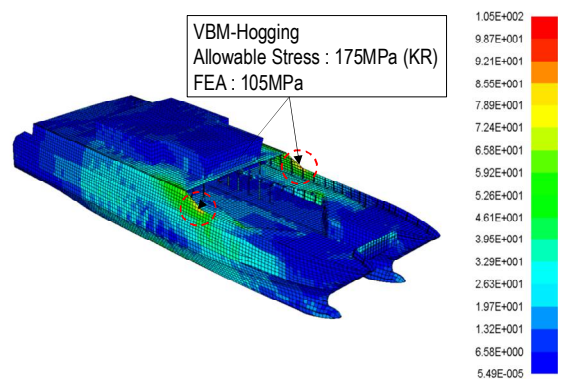


Fig. 11. The maximum Von-Mises stress contour (VBM-hogging).

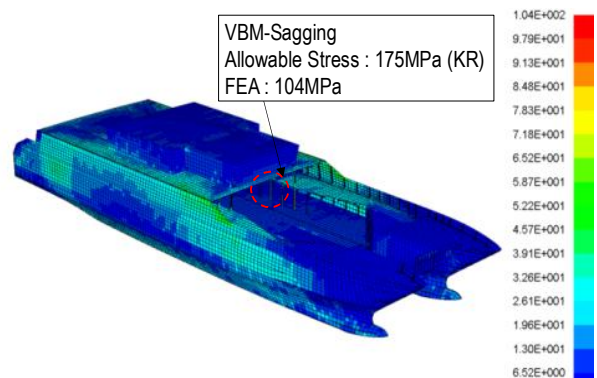


Fig. 12. The maximum Von-Mises stress contour (VBM-sagging).

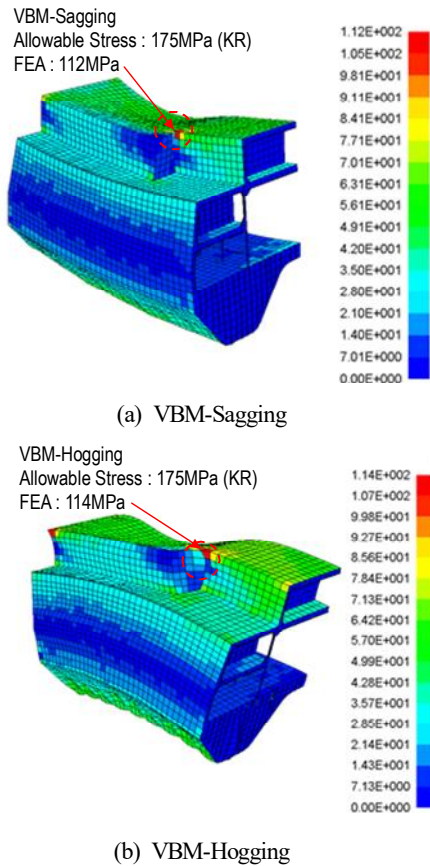


Fig. 13. The maximum Von-Mises stress contour for mid-ship area (VBM-sagging and hogging).

4. 결론 및 향후 연구과제

연안 여객 및 화물 운송용으로 사용되는 쌍동형 카페리 선의 장점을 부각한 신규 모델을 개발하기 위하여, 조선공학계 기반기술 특성에 대해서 전산 유체해석, 구조 강도해석을 통한 개발품의 신뢰성 확보에 주안점을 두었다. 유체동역학 특성은 선수부에 “V” 형상 벌브를 채택하여 고속에서도 선수 파고의 침입을 방지하였고, 차량 배치 및 구획배치를 최적화하여 재화 성능도 개선하였다. 최종적으로 구조 안전성 검토를 수행하고, 주요 종거더에 대한 최적화를 통하여 중량 절감을 3.9% 달성하였다. 본 연구를 통해서 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) 선박의 운항경제성 향상을 위해 폭 19m의 최적 배치는 갑판 면적에 가장 많은 차량이 적재될 수 있도록 고안되었다.
- (2) 연안 여객 및 화물 운송용 차도선의 쌍동형 선체에 “V” 자형 선형 및 선수 벌브 적용이 있는 선형에 대한 저항 및 파형 패턴을 분석하였다.

- (3) 전선해석에서는 총 5가지의 하중을 적용하였으며, 국제해역항해를 가정하여 North Atlantic 환경조건을 설계과 조건으로 고려하였다. 모든 굽힘하중에 대해서 현재의 구조 강도는 최대 응력이 발생하는 구조부재 기준 최소 154%의 구조 여유치를 갖고 있다.
- (4) 선체 종거더의 최적화를 통하여, 선각 중량을 3.9% 경량화 하였다.

본 연구를 기반으로 하여, 향후 연구과제로는 IMO 또는 주요 선급에서 요구하고 있는 최종강도 기반의 구조설계가 필요하며, 이를 통한 주요 중강도 부재의 상세 구조 최적화가 필요하다.

개발 선박의 차량 적재에 대한 다양한 하중 조건을 고려하였으며, 이때 사용된 차량은 승용차, 화물차, 대형버스, 대형트럭을 사용하였다. 카페리 폭 19m를 최종 개발모델로 선정하고, 최적 차량 배치도를 확정하였다. 배치도를 확정하는데 있어서 목적함수는 갑판 면적에 가장 많은 차량이 적재될 수 있도록 고안되었으며, 협업 조선사의 자료를 활용하였다. 용골 선(keel line)을 중심으로 대형버스, 트럭이 주차되고, 소형트럭을 양옆으로 배치하였으며, 승용차는 전용 갑판에 주차공간을 별도로 구획 배치하였으며, Fig. 2와 같다.

References

- [1] ITTC(2011), 26th ITTC Specialist Committee on CFD in Marine Hydrodynamics. Practical Guidelines for Ship CFD Simulations. Technical report 7.5-03-02-03. Revision 01. International Towing Tank Conference.
- [2] Kim, M. J.(2015), Multiobjective optimization problems to redistricting plans, The Geographical Journal of Korea, Vol. 49, No. 2, pp. 173-185.
- [3] KMI(2017), Korea Maritime Institute, Improvement measures of operation system for coastal passenger transportation business, KMI inhouse research report 2017-31, Cha.3 and 4, pp. 43-76.
- [4] KR(2017a), Rules for the Classification of High Speed and Light Craft, Vol. 3, pp. 9-47.
- [5] KR(2017b), Guidance Relating to the Rules for the Classification of Steel Ships Pt 7: Ships of special service, Annex. 7-3, pp. 124-134.
- [6] Kwon, S. Y and J. H. Lee(2010), Development of standard for transverse strength of cross deck in catamaran, Journal of Korea Ship Safety Technology Authority, No. 29, pp. 26-41.
- [7] Lee, J. H., J. M. Oh, and K. C. Seo(2017), Development of structural design program to apply the twin-hull car-ferry,

Journal of the Korean Society of Marine Environment & Safety, Vol. 23, No. 6, pp. 731-738.

- [8] MAESTRO manual(2014), MAESTRO-Wave, hydrodynamic loads and extreme loads, Vol. 13, pp. 461-530.
- [9] Park, J. S. and J. Y. Ko(2005), Estimation about Local Strength using FE-Analysis for Steel Yacht, Journal of the Korean Society of Marine Environment & Safety, Vol. 11, No. 2, pp. 77-82.
- [10] Park, J. S., J. Y. Ko, K. W. Lee, and W. J. Oh(2009), Structural analysis of an 38 feet diffusion style for high-speed catamaran yacht, Journal of Navigation and Port Research, Vol. 33, pp. 167-174.
- [11] RL(2004), Ship Right-Lloyd's Register, Structural design assessment, primary structures of tankers, Chapter 2 : Primary Structure of Tankers.
- [12] Rosenfeld, M. and D. Kwak(1991), Time- dependent solutions of viscous incompressible flows in moving coordinates, International Journal for Numerical Methods in Fluids, 13(10), pp. 1311-1328.
- [13] Xu, S., B. Liu, Y. Garbatov, W. Wu, and C. G. Soares(2019), Experimental and numerical analysis of ultimate strength of inland catamaran subjected to vertical bending moment, Ocean Engineering, Vol. 188, pp. 731-738.

Received : 2020. 03. 05.

Revised : 2020. 05. 07. (1st)

: 2020. 05. 26. (2nd)

Accepted : 2020. 06. 26.