Waterjet 추진선의 초기 성능추정

최군일

Preliminary power predication of waterjet driven craft

Gun-Il Choi

현대중공업(주) 선박해양연구소

Abstract :A Waterjet has been widely used for the propulsion of various speed range of marine vehicles due to its many advantages compared with the conventional screw propellers. In this paper, a power prediction based on momentum flux method is presented for the preliminary estimation of required power and selection of propulsion system for the waterjet driven craft. A theoretical basis of the mechanism of the waterjet is given and some of the empirical formulas are given as well. Finally the influence of intake type and nozzle exit velocity on the efficiency will be discussed:

Key words: waterjet, power prediction, efficiency, momentum flux, intake

1. 서언

고속선의 추진장치로서 기존의 프로펠러를 대신하여 워터제트의 채용이 증대되고 있으며 향후 더욱 다양한 종류의 선박에 적용될 전망이며 소형선박에 있어서는 더욱 이러한 전망이 가시화되고 있는 실정이다. 그러나 아직 워터제트 추진선박에 대한 초기성능 예측 연구는 미진한 실정이며 현재 대부분 경우 대형선박을 제외하고는 기존의 경험이나 혹은 자료에 의존하고 있다. 따라서 본 고에서는 워터제트 추진 선박의 초기 성능추정 방법에 대하여 논하고자 한다. 근자에 워터제트 시스템의 각 부분에 대한 정보의 취득이 단편적으로는 점점 용이해지고 있으나 워테제트 추진선박의 경우에는 프로펠러 추진 선박과 달리 발전역사가 짧아 여러 가지 점에서 경험과 설계자료가 부족하다. 워터제트 추진선박에 대한 성능추정은 1987 ITTC에서 이의 모형시험 및 결과해석에 대한 논의가 있은 후 국제적으로 관심이 되어 왔다. 이후 Terwisg(1991)는 제트와 선박간의 간섭효과가 20%이상이 될 수 있음을 보여주었고 Allision(1993)은 워테제트 추진 선박의 전체적인 성능에 대하여 조사하였다. Terwisga(1997)은 모형시험과 각종 경험적 계수에 근거한 초기성능 추정 방법에 대하여 발표하였으며 여기에서도 제트와 선박간의 간섭효과의 중요성을 강조하였다. Koushan(1998)은 1996 ITTC Waterjets group의 Momentum flux method[5]와 각종 경험적인 계수에 근거한 초기성능 추정방법을 제시하였다. 여기에서 추구하는 것은 선박의 초기설계시 필요한 워터제트 시스템, 선박의 성능에 대한 정보를 얻고자 하는데 있다.

2. 효율

선박의 성능추정에 있어서 전체적인 효율(η)은 각 부분을 이루고 있는 부분의 효율과 선체와 추진장치 사이의 간섭효과를 포함한 형태로 하기와 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta = \eta_P \cdot \eta_{Jet} \cdot \eta_{inst} \quad (1)$$

where η_P pump efficiency

η_{Jet} jet efficiency

η_{inst} installation efficiency

3. 이론모형

선박에 워터제트가 부착됨으로써 워터제트의 추력을 정의하는데 많은 혼란을 일으켜왔으나 워터제트설계나 해석에서는 실제적으로 추력과

change of momentum flux를 두 가지를 사용하고 잇다. 필자의 전의 이론모형[6]과 현재의 이론모형 사이의 다른 점은 과거의 추력 대신에 △M을 도입한 점이다. 따라서 각종계수나 정의들은 1996 ITTC Waterjets group의 change of momentum flux[5] 개념을 이용한다. 자항점에서의 크기는 선형의 알몸저항과 거의 같다고 할 수 있으나 두 시험사이에는 여러 가지 면에서 선박주위의 유동현상이 선형과 선속에 따라 매우 다르게 나타나기 때문에 알몸저항과 △M사이에 일반적인 관련을 지울 수는 없다. 이론모형에서 필요한 정의나 각 계수들은 다음과 같이 나타내며 언급이 없는 부분은 1996 ITTC waterjets group의 형식을 따름을 밝혀둔다.

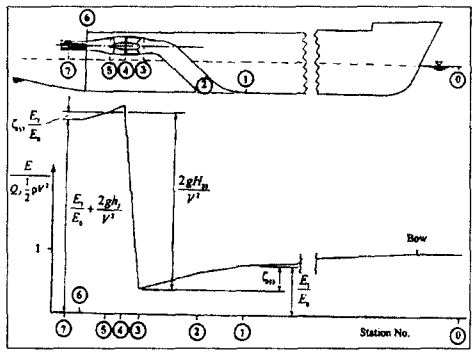

Fig 1. Definition of station numbers and normalized energy flux

3.1 Change of momentum flux

Change of momentum flux △M는 Fig. 1에서 지점 1과 지점 7사이의 모멘텀(momentum)차이로 아래와 같이 정의한다.

$$\triangle M = M_7 - M_1 = \rho Q_J V_7 - \rho Q_J V_1 \qquad (2)$$

여기에서 Q는 flow rate V는 velocity M은 Momentum을 나타낸다.

다음과 같이 편의상 지점 J에서 Moment flux 계수(C_{MJ}), velocity ratio(VR_J)을 도입하면 식(2)은 식(3)과 같이 나타낼 수 있다

$$\triangle M = \rho Q_J V (C_{M7} V_{R7} - C_{M1} V_{R1}) \qquad (3)$$

where $C_{MJ} = \dfrac{M_J}{\rho Q_J V_J}$

$$V_{RJ} = \frac{V_J}{V}$$

3.2 제트시스템 유효마력

제트 시스템에서의 유효마력(P_{JSE})은 지점 1과 지점 7사이의 에너지 증가로부터 계산할 수 있으며 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$P_{JSE} = E_7 - E_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho \int_{Q_7} V_{E7}^2 \cdot dQ_7 - \frac{1}{2} \cdot \rho \int_{Q_1} V_{E1}^2 \cdot dQ_1 \qquad (4)$$

3.3 유효펌프 마력(effective pump power)

펌프에서의 유효마력은 노즐 입출구에서의 손실 ζ와 펌프위치에 따른 양정 손실 h_J를 고려하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} P_{PE} &= P_{JSE} + \rho \cdot g \cdot Q_J \cdot h_J + \zeta_{13} \cdot E_0 + \zeta_{57} \cdot E_7 \\ &= E_7 - E_1 + \rho \cdot g \cdot Q_J \cdot h_J + \zeta_{13} \cdot E_0 + \zeta_{57} \cdot E_7 \\ &= \rho \cdot g \cdot Q_J \cdot H_{35} \end{aligned} \qquad (5)$$

여기에서 유체에서 점성효과에 의한 에너지 손실을 고려 에너지 Flux 계수(C_{EJ}^2) 하기와 같이 나타낼 때

$$C_{EJ}^2 = \frac{E_J}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q_J \cdot V_J^2}$$

H_{35}는 식 (5)로부터

$$H_{35} = h_J + \frac{V^2 \cdot VR_7^2}{2 \cdot g} \cdot \left[C_{E7}^2 \cdot (1 + \zeta_{57}) - \frac{VR_1^2 \cdot C_{E1}^2 - \zeta_{13}}{VR_7^2} \right]$$

3.4 제트 효율(effective jet system efficiency)

제트의 효율은 입력과 출력의 비로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_{Jet} = \frac{\triangle M \cdot V}{P_{PE}} = \frac{\triangle M \cdot V}{\rho \cdot g \cdot Q_J \cdot H_{35}} = \frac{\frac{2}{V_{R7}} \left[C_{M7} - \frac{C_{M1} \cdot V_{R1}}{V_{R7}} \right]}{\left[C_{E7}^2 \cdot (1 + \zeta_{57}) - \frac{V_{R1}^2 \cdot C_{E1}^2 - \zeta_{13}}{V_{R7}^2} + \frac{2 \cdot g \cdot h_J}{V^2 \cdot V_{R7}^2} \right]} \qquad (6)$$

상기 식으로부터 살펴보면 입력인 P_{PE}를 줄이거나 출력인 $\triangle M \cdot V$를 증가시키므로 써 효율의 증가를 꾀할 수 있다. 하지만 이들의 중요인자가 되는 V_{R7}과 V_{RI}이 서로 상호작용을 하기 때문에 효율을 명확하게 표현하기는 쉽지가 않다. 효율관계를 좀더 명확하게 하기 위하여 식(5)을 다음과 같이 변환하여 살펴보기로 하자(자세한 식 변환은 appendix A 참조)

$$P_{PE} = \triangle M \cdot V + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q_J \cdot (V_7 - V)^2 - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q_J \cdot (V_1 - V)^2 + \rho \cdot g \cdot Q_J \cdot h_J + \zeta_{13} \cdot E_0 + \zeta_{57} \cdot E_7 \quad (7)$$

위 식에서 살펴보면 $\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q_J \cdot (V_7 - V)^2$ 부분이 $\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q_J \cdot (V_1 - V)^2$ 보다 영향이 크므로 노즐 출구에서의 속도가 빨라지면 입력이 증가하여 효율이 감소하게 됨을 알 수 있다. 더불어 노즐 출구에서의 속도는 출구의 면적과도 관계가 있으므로 선택에 신중을 기해야 한다. intake 종류에 따른 분류는 다음과 같다.

Case 1 for the flush intake

V_7-V는 감소시키고 V_1-V를 증가시킴으로서 제트 효율을 증가시킬 수 있다.

Case 2 for the pitot intake

intake 부분이 선박의 경계층 외부에 설치되는 경우에는 V_1=V로 상쇄되므로 V_7-V를 감소시킬 것으로 제트 효율을 증가시킬 수 있는 결론이 나온다. 이는 최적의 제트효율이 intake의 종류에 따라 달라질 수 있음을 보여주는 것이라 하겠다.

3.5 전달마력(delivered power)

펌프에서의 전달마력은 펌프의 임펠러 회전시 축마력으로 다음과 같이 나타낸다.

$$P_D = \frac{P_{PE}}{\eta_P \cdot \eta_{inst}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_J \cdot H_{35}}{\eta_P \cdot \eta_{inst}} \quad (8)$$

waterjet의 단독성능특성 η_P는 watejet pump loop test로부터 얻어야하나 이는 주로 Maker의 자료를 참고하는 것이 제일 간단하다.

4. 성능추정(performance prediction)

선박의 성능은 주어진 설계조건에 맞게 예측되어야 하나 초기단계에서는 대부분의 경우가 선박의 크기, 선속 및 추진장치의 마력 정보가 알고있는 정도라 할 수 있다. 따라서 선박의 모멘텀 변화량, 추진장치의 종류 및 용량 등은 사전에 예측하거나 또는 유사한 모선으로부터 유추할 수밖에 없다. 선박의 모멘텀 변화는 저항시험결과나 또는 계산을 통하여 예측하고 추진장치에 있어서는 펌프선정에 필요한 펌프계수와 임펠러의 직경은 알고 있어야 한다. 본 고에서는 우선 이러한 요구에 맞는 성능추정방법에 대하여 알아보기로 하자. 먼저 워터제트 추진 선박의 효율을 살펴보자. 효율의 해석에 있어서 논란의 소지가 있기는 하지만 식(1)과 같이 효율을 정의하고 설계점에서 모멘텀 변화량을 알고 있다면 효율은 간단히 계산 할 수 있다. 프로펠러를 장착한 선박의 hull efficiency와 동등한 개념인 interaction efficiency를 도입하면 전체효율은 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$\eta_O = \eta \cdot \eta_r \quad (9)$$

이식에서 효율을 계산하고자 하면 먼저 제트효율을 알아야한다. 제트효율은 V_{R7}과 덕트에서의 에너지 손실에 크게 좌우된다. 일반적으로 intake loss는 설계점에서 0.15~0.30, outlet loss는 0.02 정도로 추정하고 수치미분을 하여 제트효율이 최적이 되는 V_{R7}을 구하면 된다. 하지만 설계점에서 구해진 V_{R7}은 일반적으로 임펠러의 직경이 비교적 커지는 결과를 가져야 선택 안는다. 이는 직경증가에 따른 펌프의 중량증가와 intake에서의 유체량증가로 인한 저항증가를 피하기 위함이다. 일반적으로 최적 V_{R7}에서 15~20%정도의 상향조정한다. 워터제트 펌프에서는 임펠러가 고속으로 회전하기 때문에 캐비테이션이 발생하게 되는데 과도한 캐비테이션은 급격한 추력감소와 날개의 부식의 원인이 된다. 이를 방지하기 위하여는 자세하고 정밀한 유동계산이 필요하다. 이외에 간단하게 펌프의 캐비테이션 특성을 판단하는데 에는 suction specific speed n_{SS} 가 사용된다. 따라서 임펠러의 가능 회전수는 이것을 이용하여

$$n = n_{SS} \cdot \frac{(g \cdot \triangle h)^{0.75}}{\sqrt{Q_J}} \quad (10)$$

다음과 같은 관련 식으로 예측한다.

where

$$\triangle h = \frac{P_0 - P_V}{\rho \cdot g} + \frac{V^2(V_{R1}^2 \cdot C_{E1}^2 - \zeta_{13})}{2 \cdot g} - h_P$$

임펠러 회전수와 펌프수두가 결정되면 임펠러 직경은 다음과 같은 경험식에 의해 계산 할 수 있다.

$$D = \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{35}}}{\pi \cdot n \cdot \phi^{0.5}} \qquad (11)$$

4.1 Intake 면적 및 속도

Flush intake를 갖는 경우 stream tube의 결정은 intake에서의 속도분포를 고려하여 결정하여야 하나 이곳에서는 간략하게 폭을 b 높이를 h라 할 때 하기와 같이 단순한 직사각형으로 가정한다.

$$A_1 = b_1 \cdot h_1 \qquad (12)$$

이때의 속도분포는 하기의 경계층 방정식으로부터 계산한다.

$$\frac{u_1}{V} = \left[\frac{Z}{\delta}\right]^{\frac{1}{m}} \qquad (13)$$

Table 1. An example of power estimation

	1	2	3	4	5
n_{ss}	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45
Specific speed	0.2857	0.2069	0.2857	0.2069	0.1517
Intake loss	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
Outlet loss	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
Height of exit(m)	1.	1.	1.	1.	1.
Pump height(m)	1.	1.	1.	1.	1.
V_{R7}	1.6	1.9	1.6	1.9	1.9
V(knots)	40.	40.	40.	40.	40.
V_{R1}	1.0	1.0	1.0	1.0	0.83
Jet eff.	0.5979	0.580	0.5979	0.580	0.6243
pump eff.	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9
Insta. eff.	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98
Power in kW	3902.	4022.	4000.	4000.	3737
H_{35}(m)	44.	67.7	44.0	67.7	74.3
Flow rate(m3/sec)	7.778	5.213	7.945	5.184	4.41
NPSH(m)	24.02	24.02	24.02	24.02	17.43
RPM impeller	582.1	711.0	576.0	713.0	607.5
Impeller dia(m)	1.546	1.321	1.563	1.317	1.43
Momentum(kN)	100.	100.	102.0	99.5	100
efficiency	0.527	0.512	0.527	0.512	0.551

4.2 설계점에서의 효율 추정

Pitot intake에 및 flush intake대하여 설계점에서의 최대효율을 갖도록 계산한 결과는 Table 1과 같다. case1과 case2는 △M이 주어진 경우이고 case3과 case4는 마력이 주어진 상태이다. 계산결과를 살펴보면 case1과 case3이 같고 case2와 case4가 같은 상태인데 이는 수치해석의 정확성을 보여주는 예라 하겠다. flush intake에 대한 것은 case5인데 pitot intake와 다른 결과를 보여주고 있다.

5. 결론

워터제트를 장착한 선박의 성능추정에 필요한 각종계수 및 경험식에 대하여 논의하였고 이들을 이용하여 설계점에서의 성능추정을 수행하였다. 기존의 추력개념에서 순수추력 및 전체추력에 대한 혼란을 방지하고자 change of momentum flux를 도입하였다. 제트효율은 노즐출구에서의 속도에 지배받고 있음을 수식적으로 밝혔고 pitot intake와 flush intake 에서의 효율 차이도 규명하였다. 향후 각종 계수에 대한 타당성 검증 및 보완을 통하여 성능추정을 좀더 실제에 가깝게 할 수 있을 것으로 예측된다.

참고문헌

[1]van Terwisga., "The effect of waterjet hull interaction on thrust and propulsive efficiency", FAST'91, 1991.

[2]Allision, J,. "Marine weterjet propulsion", SNAME transactions, vol. 101, 1993.

[3]van Terwisga, T., "A parametric propulsion prediction method for waterjet driven craft", FAST'97, 1997, pp661-667.

[4]Koushan, K., "A preliminary design and off-design prediction method for waterjet propulsion systems", International conference on waterjet propulsion- latest developments 22&23 Oct. 1998, Amsterdam

[5]21st ITTC., "Waterjets group final report and recommendations to the 21st ITTC",

Proceeding of the 21st international towing tank conference, 1996.

[6]Choi, G. I. and Min, K. S., "A study on the waterjet propulsion in model scale", Third international symposium on performance enhancement for marine applications may 5-8 ,1997, Newport, Rhode island, U. S. A.

Appendix A

$$P_{PE}$$

$$= E_7 - E_1 + \rho \cdot g \cdot Q_J \cdot h_J + \zeta_{13} \cdot E_0 + \zeta_{57} \cdot E_7$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \rho \int_{Q_7} V_{E7}^2 \cdot dQ_7 - \frac{1}{2} \cdot \rho \int_{Q_1} V_{E1}^2 \cdot dQ_1 + \rho \cdot g \cdot Q_J \cdot h_J + \zeta_{13} \cdot E_0 + \zeta_{57} \cdot E_7$$

$$= \rho \cdot Q_J \cdot V \cdot (V_7 - V_1) + \frac{1}{2} \cdot \rho \int_Q (V_{E7} - V_{E1})^2 \cdot dQ - \frac{1}{2} \cdot \rho \int_Q (V_{E1} - V)^2 \cdot dQ + \rho \cdot g \cdot Q_J \cdot h_J + \zeta_{13} \cdot E_0 + \zeta_{57} \cdot E_7$$

$$= \Delta M \cdot V + \frac{1}{2} \cdot \rho \int_Q (V_{E7} - V)^2 \cdot dQ - \frac{1}{2} \cdot \rho \int_Q (V_{E1} - V)^2 \cdot dQ + \rho \cdot g \cdot Q_J \cdot h_J + \zeta_{13} \cdot E_0 + \zeta_{57} \cdot E_7$$

$$= \Delta M \cdot V + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q_J \cdot (V_7 - V)^2 - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q_J \cdot (V_1 - V)^2 + \rho \cdot g \cdot Q_J \cdot h_J + \zeta_{13} \cdot E_0 + \zeta_{57} \cdot E_7$$

Efficiency and ship effective power

Duct에 가해지는 소위 Energy rate는 Newton's 2nd Law에 의하면 Duct에 유입류와 방출류 차이와 이곳에서 발생하는 loss와의 합이 되며 이것을 방정식으로 나타내면 다음과 같다.

$$P_{PE} = \int_7 \left(\frac{p - p_0}{\rho} + u^2\right) dm - \int_1 \left(\frac{p - p_0}{\rho} + u^2\right) dm + loss$$

이곳에서 loss는 펌프손실은 물론 두 지점사이에서 발생할 수 있는 모든 손실을 포함하고 7은 outlet 지점 1은 inlet지점을 나타낸다.

상기방정식을 energy velocity equation으로 변환하면 다음과 같이 된다.

$$P_{PE} = \rho Q \frac{V^2}{2} \left[\left(\frac{V_{E7}}{V}\right)^2 - \left(\frac{V_{E1}}{V}\right)^2\right] + k\left(\frac{V_D}{V}\right)^2$$

여기에서

$$V_E^2 = \frac{2}{Q} \int \left(\frac{p - p_0}{\rho} + \frac{u^2}{2}\right) dQ$$

위 식은 또 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_{PE} = \frac{P_E}{\eta_i \cdot \eta_{hy} \cdot (1-t)}$$

where

$$P_E = R_T \cdot V$$

t : thrust deduction factor

$$\eta_{hy} = \frac{\rho Q\left(\frac{V_{E7}^2}{2} - \frac{V_{E1}^2}{2}\right)}{\rho Q\left(\frac{V_{E7}^2}{2} - \frac{V_{E1}^2}{2}\right) + k\left(\frac{V_D}{V}\right)^2}$$

$$\eta_i = \frac{T \cdot V}{\rho \cdot Q \cdot \left(\frac{V_{E7}^2}{2} - \frac{V_{E1}^2}{2}\right)}$$

따라서

$$P_{DM} = \frac{P_{PE}}{\eta_p \cdot \eta_{inst}} = \frac{P_E}{\eta_p \eta_{inst} \cdot \eta_{hy} \eta_i (1-t)}$$

E-mail : gichoi@hhi.co.kr
Tel : 052-230-5548
분야 : 유체