

왕복동식 수소압축기의 토출구 유동에 관한 CFD 해석

이 경 환*, Mohammad Shiddiqur Rahman*, 정 한 식**†, 정 효 민**

*경상대학교 정밀기계공학과, **경상대학교 정밀기계공학과 해양산업연구소

CFD Analysis on Discharge Passage Flow of Hydrogen Reciprocating Compressor

Gyeong-Hwan Lee, Mohammad-Shiddiqur Rahman, Han-Shik Chung*, Hyo-min Jung*

*Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University, Tongyeong 650-160, Korea

**Graduate School, Department of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University, Tongyeong 650-160, Korea

ABSTRACT: The reciprocating compressor is widely used in the industry field, because it has simple principle and high efficiency. In this work, in order to improve design of discharge passage line in hydrogen compression system Numerical analysis was conducted. General information about an internal gas flow is presented by numerical analysis approach. Relating with hydrogen compressing system, which have an important role in hydrogen energy utilization, this should be a useful tool to observe the flow quickly and clearly. Flow characteristic analysis, including velocity, pressure and turbulence kinetic energy distribution of hydrogen gas going out from the cylinder to discharge-path line are presented in this paper. Discharge-passage model is designed based on real model of hydrogen compressor. Pressure boundary conditions are applied considering the real condition of operating system. The result shows velocity, pressure and turbulent kinetic energy are not distributed uniformly along the passage of the Hydrogen system. Path line or particles tracks help to demonstrate flow characteristics inside the passage. The existence of vortices and flow direction can be precisely predicted. Based on this result, the design improvement might be done.

Key words: Discharge-Passage (흡입구), Reciprocating Compressor(왕복동식 압축기), CFD(전산유체역학), Velocity(속도), Pressure(압력), Turbulent Kinetic Energy(난류운동에너지)

1. 서 론

수소는 다양한 자원으로부터 화석 연료를 포함하는 바람, 태양, 바이오매스와 같은 재생할 수 있는 근원이나 핵 또는 태양열에 의한 열화학 반응 그리고 태양 광분해 또는 생물학 방법으로 생성할 수 있다⁽¹⁾.

수소는 공급에 있어 주요한 연료가 될 것으로

† Corresponding author
Tel.: +82-55-646-4766; fax: +82-55-640-3180
E-mail address: hschung@gnu.ac.kr

여겨지고 안전, 수소 경제로의 변화, 환경 개선, 사회, 사회활동, 과학 기술, 산업, 경제 및 정치 등 국가의 발전에 크게 이바지한다. 따라서 그린 에너지에 근거한 수소 체계는 국제적인 안정성을 보장하고 지속유지 가능성을 가속시키는 가장 좋은 해결책의 하나일 수 있다. 그러므로 비 화석 연료자원으로부터의 수소의 생산과 발전 및 그린 에너지 기술의 적용은 수소 경제로의 더 나은 변화를 위해 중요하다⁽²⁾.

"수소는 차량에서 유망한 미래 연료라고 여겨진다."의 주장은 다음과 같은 논거에 기초한다. : 수송 분야에서 온실 가스를 감소시키는 수소는 수많은 에너지원으로부터 생산될 수 있고 그로 인해 공급 부족의 위험을 줄일 수 있다. 점진적인 연료 전지의 사용으로 인해 지역에서 배출되는 온실 가스는 없어질 것이다.

수소 인프라의 결핍은 수소 FCVs의 도입에 커다란 장애물로 보인다. 거대한 수소 생산 시설 기반, 네트워크 분산과 재충전 스테이션의 건설 비용에는 돈이 많이 든다. 장기적인 수소 재충전 기반 구성에서 자본집약적 투자는 현재의 FCVs 시장 불안정으로 인해 위험이 따른다. 그러므로 재정적인 위험을 감소시키는 것은 수소 스테이션 인프라를 건설하는 장기 목표의 중요한 목적이다⁽³⁾.

현재 수소를 이용한 연료 전지는 가까운 미래의 차량연료로써 개발 되고 있다. 메탄이나 가솔린에서 reforming된 수소가 바로 압축되어 저장되는 차량은 많은 매력적인 특징을 가질 수 있다. 디자인이 간단해지고, 보다 낮은 가격에 더 많은 에너지 효율을 가질 수 있으며, 연료충전 시간도 급속하게 단축 될 것이다⁽⁴⁾.

수소를 압축하는 왕복동식 압축기의 성능에 가장 큰 영향을 주는 구성 부품은 흡입·토출 밸브로써, 밸브를 통한 가스 유동 및 밸브 플레이트의 거동은 가스의 물성, 흡입·토출 밸브 플레이트의 동역학, 그리고 압축기 피스톤의 흡입·압축·토출·팽창 행정들과 종합적으로 연계되어 있다. 따라서 종합 밸브 설계해석 기술의 확보는 압축기 시스템 전체에 대한 설계해석 기술의 확보를 의미한다⁽⁵⁾.

본 연구에서는 CFD를 이용하여 국내 운용중인 실제 왕복동식 수소압축기의 실린더로부터 최종

토출구까지의 유동 특성을 파악하고 분석하였다.

2. 왕복동식 압축기

왕복동식 압축기는 산업현장에서 사용되고 있는 가장 대중적인 기계장치의 한 종류이다. 압축기 성능을 떨어뜨리는 결함의 효과적이고 정확한 진단은 유지비를 삭감하는 것과 생산설비의 효율성을 증가하는 것에 큰 도움이 될 것이다⁽⁶⁾.

Fig. 1과 Fig. 2는 전형적인 왕복동식 압축기의 한 주기에서의 P-V선도와 국내 운용중인 토출압력이 20MPa급 왕복동식 수소 압축기의 2단축 실린더로부터 토출구까지의 통로를 나타내고 있다.

피스톤이 아래쪽으로 움직일 때, 실린더와 흡입 챔버 사이의 압력 차이에 의해 자동으로 열리는 흡입 밸브를 통해서 저압의 유체는 들어오게 된다. 피스톤이 하사점(BDC)으로 움직이는 흡입 행정 동안 유체는 흡입 압력 (P_{suc})으로 실린더의 체적을 채우게 된다. 피스톤이 하사점(BDC)에 도달한 후, 피스톤은 반대 방향에서 움직이기 시작한다. 흡입 밸브는 닫히고, 실린더 체적의 감소로 인해 압력은 상승한다. 결국, 압력은 토출 압력에 도달하게 되고, 토출 밸브는 열리게 된다. 토출 밸브의 개통 후에, 피스톤은 다시 상사점(TDC)에서 하사점(BDC)으로 가는 직선왕복운동을 하게 된다. 이것은 흡입과 토출의 피스톤 왕복운동과 정중의 실린더 내부압력이 일정하지 않다는 것을 의미한다⁽⁷⁻¹¹⁾.

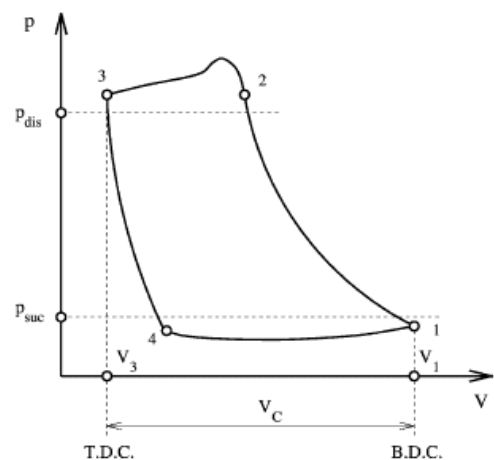


Fig. 1 Indicator diagram of a reciprocating compressor

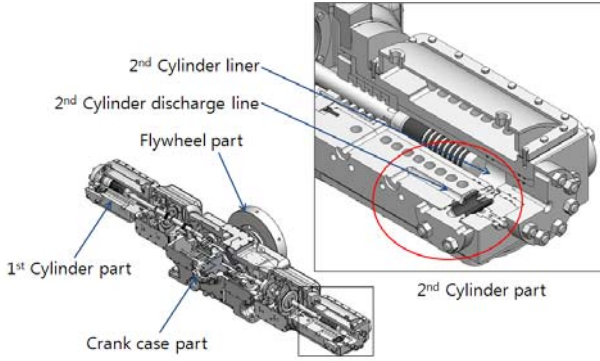


Fig. 2 The 2nd Discharge passage in the reciprocating hydrogen compressor

3. 흡입통로 유동해석

3.1 지배방정식

연속의 식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

X방향 운동량 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho UV)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho UW)}{\partial z} \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial z} \right) \\ & = - \frac{\partial P}{\partial x} + S^U \end{aligned} \quad (2)$$

Y방향 운동량 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho UV)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho VW)}{\partial z} \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial z} \right) \\ & = - \frac{\partial P}{\partial y} + S^V \end{aligned} \quad (3)$$

Z방향 운동량 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho W)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho UW)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VW)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W^2)}{\partial z} \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial W}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial W}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial W}{\partial z} \right) \\ & = - \frac{\partial P}{\partial z} + S^W \end{aligned} \quad (4)$$

난류운동에너지 k방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho Uk)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho Vk)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho Wk)}{\partial z} \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right\} - \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right\} \\ & - \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right\} \\ & = G_k - \rho \epsilon \end{aligned} \quad (5)$$

난류소산 ϵ 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U \epsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V \epsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W \epsilon)}{\partial z} \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right\} - \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right\} \\ & - \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right\} \\ & = C_1 \frac{\epsilon}{k} G_k - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \\ & G_k = \mu_t \cdot \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right. \\ & \quad \left. + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (6)$$

3.2 모델링 및 수치해석 구속조건

고압의 왕복동식 수소 압축기의 토출행정시의 유동특성을 파악하기 위해 상용 열, 유체 유동 전문 해석 프로그램인 STAR-CCM+를 사용하여 해석을 진행하였다.

격자는 해석시간을 줄일 수 있는 정확하고 효과적인 다면체격자(Polyhedral Mesh)로 피스톤이 상사점(TDC)에 도달하여 토출밸브가 열렸을 때의 실린더의 체적을 고려하여 유체영역만을 생성시켰다. 그리고 벽면에 대해서는 고체표면과의 마찰에 의한 점성을 고려하여 Two-Layer All y+ Wall Treatment를 사용하여 경계층을 생성시켰다. 작동유체는 수소(H₂)이고 비압축성 정상상태의 난류유동으로 가정을 하여 해석을 수행하였다. 토출통로 내부의 압력을 계산하기 위해서 지배방정식으로 연속 방정식과 운동량 방정식이 사용되었으며, 난류모델은 이미 공학적으로 타당성을 검증 받은 표준 k-Epsilon모델(k-Epsilon/High Reynolds Number)을 사용하였다. 열전달 문제는

고려하지 않았기 때문에 에너지 방정식은 계산하지 않았다. 모든 종속변수들의 수렴판정은 잔차값이 10^{-4} 이하에 도달하면 수렴한 걸로 판단하도록 설정하였다.

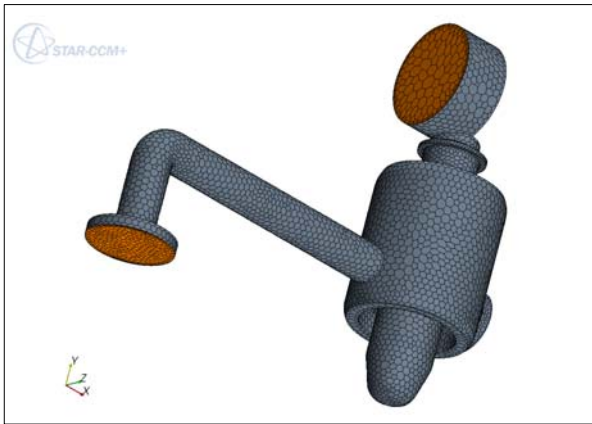


Fig. 3 Grid of the 3D CAD model

3.3 해석결과

Fig.4 ~ Fig.6은 수치해석의 결과로 속도, 압력 분포, 난류에너지의 분포를 나타낸 것이다. Fig.4는 2단축 실린더내부의 토출행정시 속도분포를 나타내고 있다. 밸브의 공급부분에서 마하의 높은 속도분포를 보이고 있다. 그리고 복잡한 통로의 형상으로 인해 밸브의 하부와 ‘L자’곡관을 지난 통로의 안쪽부분에서는 유동의 재순환영역과 정체구간이 관찰되었다.

Fig.5는 2단축 흡입행정시의 압력을 나타낸 것이다. 입구부분에서 높은 압력 분포를 보이고 있으며 출구 쪽으로 갈수록 점차 낮은 압력분포가 관찰되었다. Fig.6은 난류운동에너지의 분포를 나타내고 있는데 이 난류운동에너지로 압력손실을 규명할 수 있다. 밸브의 공급부분에서 높은 난류운동에너지 영역이 분포함을 볼 수 있다. 밸브내부와 토출밸브에서 수평관사이의 통로 그리고 ‘L자’곡관의 토출구 안쪽에서 난류운동에너지가 상대적으로 상승한 것을 볼 수 있다.

Fig. 7은 좌표상의 Y축 방향으로 X축에 대한 길이가 0.155m인 line-probe 3개를 생성시킨 것이다. 이를 통해 Fig. 8과 Fig. 9의 그래프와 같은 일정한 단면적을 가진 수평 토출관내의 속도 및 압력특성을 파악할 수 있다.

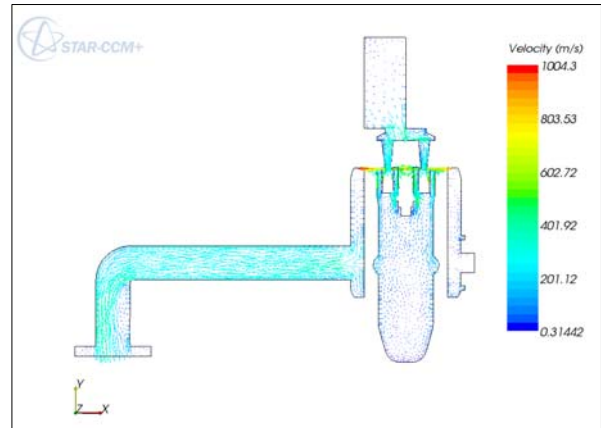


Fig. 4 Velocity magnitude at middle plane section

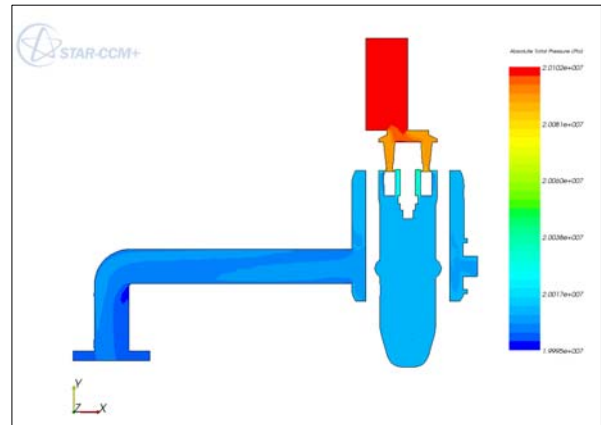


Fig. 5 Absolute pressure at middle plane section

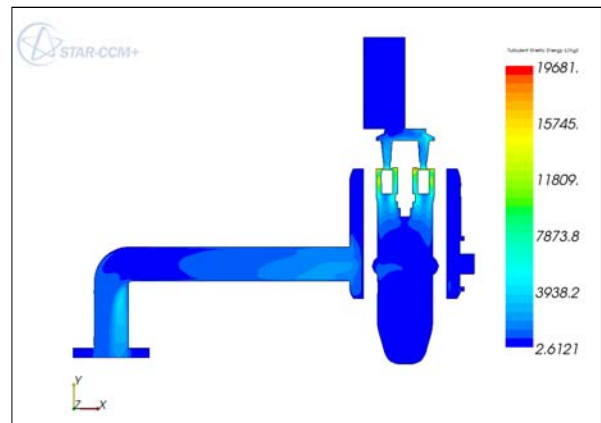


Fig. 6 Turbulence kinetic energy at middle plane section

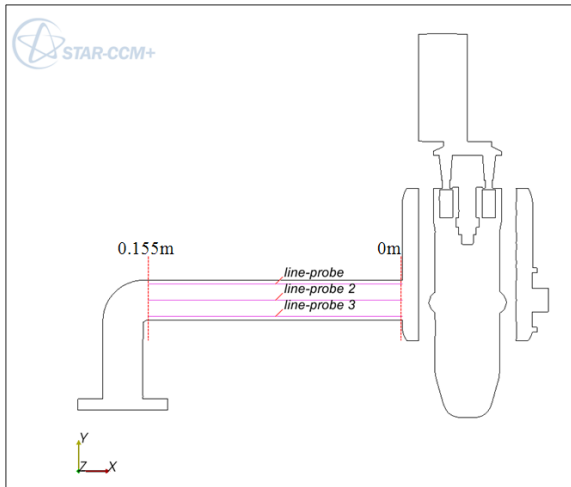


Fig. 7 Line-probes of different Y axial values at the horizontal inlet channel

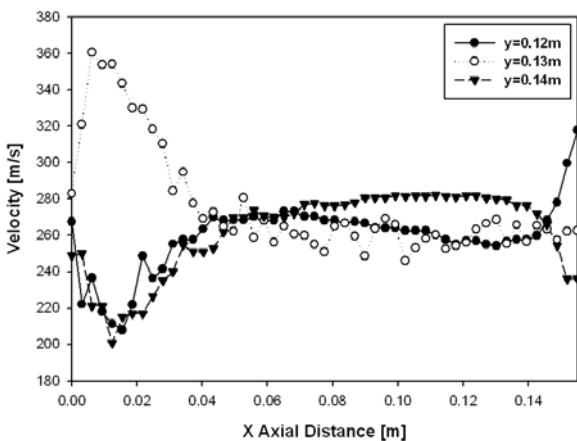


Fig. 8 velocity of different Y axial values at the horizontal inlet channel

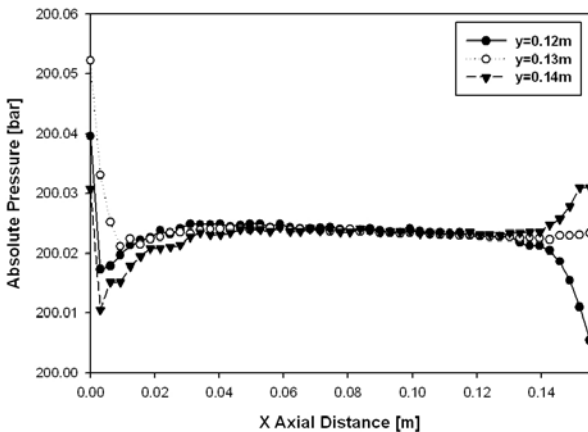


Fig. 9 Absolute pressure of different Y axial values at the horizontal inlet channel

4. 결론

2단 왕복동식 수소압축 시스템(실린더, 토출밸브, 'L'자'관로)에 대한 CFD를 수행한 결과 토출시의 유동을 파악할 수 있었으며 높은 속도의 분포지점과 높은 난류운동에너지의 분포구간이 거의 일치함을 볼 수 있었다. 이는 압력손실이 발생하는 구간으로 해석될 수 있고, 아래의 밸브를 지난 'L'자'관로의 토출구의 형상에 따른 속도와 압력의 정보와 시뮬레이션의 결과를 바탕으로 토출통로내의 압력손실을 최소화하는 모델을 디자인할 수 있을 것이다.

1. Line-Probe(y=0.14m)에서의 속도는 $x=0.015\text{m}$ 지점까지 감소하다 $x=0.14\text{m}$ 까지는 약 280m/s 로 증가하는 경향을 보이고 이후 감소한다. Line-Probe 2(y=0.13m)에서의 속도는 처음에는 360m/s 로 치솟았다가 이후 점점 감소하면서 약 260m/s 의 속도를 유지하고, Line-Probe 3(y=0.12m)에서의 속도는 Line-Probe(y=0.14m)와 비슷한 경향을 보이는데 $x=0.14\text{m}$ 지점을 지난 이후 급격하게 상승하게 된다.
2. Line-Probe(y=0.14m), Line-Probe 2(y=0.13m), Line-Probe 3(y=0.12m)에서의 각각의 압력은 $x=0.04\text{m}$ 지점에서 $x=0.14\text{m}$ 지점까지 약 200.024bar 로 일정한 압력분포를 보인다.

후 기

본 연구는 지식경제부 산업기술재단 중점기술개발사업(과제번호 10024337)과 경상대학교 2단계 BK21 지원에 의하여 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Technical report, United States Department of Energy, 2002. "National hydrogen energy roadmap - production, delivery, storage, conversion, application, public education and outreach", United States of America.
2. A. Midilli and I. Dincer, 2007, "Key strategies of hydrogen energy systems for sustainability", International Journal of

- Hydrogen Energy 32(5), pp. 511-524.
3. P. Forsberg and M. Karlstrom, 2007, On optimal investment strategies for a hydrogen refueling station. International Journal of Hydrogen Energy, **32**, pp. 647-660. United States of America.
 4. Joan. M. Ogden, 1999, "Developing an infrastructure for hydrogen vehicles: a Southern California case study", International Journal of Hydrogen Energy 24(8), pp. 709-730, USA.
 5. 이안성, 홍용주, 정영식, 변용수, 2002. 5, "고압 왕복동 압축기의 밸브 거동해석", 한국마린엔지니어링학회, 한국마린엔지니어링학회 학술대회 논문집 한국박용기관학회 2002년 춘계학술대회논문집, pp. 107-111.
 6. M. Elhaj, F. Gu, A. D. Ball, A. Albarbar, M. Al-Qattan, A. Naid, 2008, "Numerical simulation and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition monitoring", Mechanical System and Signal Processing 22, pp. 374-389.
 7. Joao. B. Rovaris, Cesar. J. Deschamps, 2006, "Large Eddy Simulation Applied to Reciprocating Compressors", The Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Vol. XXVIII, No. 2, April-June.
 8. Matos. F. F, S. Prata. A. T, Deschamps. C. J, 1999, "Numerical Analysis of the Dynamic Behaviour of Plate Valves in Reciprocating Compressors", Proc. International Conference on Compressor and Their Systems, London, pp. 453-462, UK.
 9. Matos. F. F. S, Deschamps. C. J, Prata. A. T, 2002, "Numerical Simulation of Turbulent Flow in Reciprocating Compressors", Proc. of the 2002 Spring School on Transition and Turbulence, Florianopolis, pp. 10, Brazil.
 10. Matos. F. F. S, 2002, "Numerical Analysis of the Dynamic Behavior of Compressor Reed Type Valve", Ph.D.Thesis, Departamento de Engenharia Mecanica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianopolis SC, pp. 10, Brazil.
 11. Matos. F. F, S. Prata. A. T, Deschamps. C. J, 2002, "Numerical Simulation of the Dynamics of Reed Type Valve", Proc. Compressor Engineering Conference at Purdue, Indiana, pp. 8, USA.