Journal of the Korean Society of Marine Environment & Safety
Research Paper
Vol. 23, No. 5, pp. 541-548, August 31, 2017, ISSN 1229-3431(Print) / ISSN 2287-3341(Online) https://doi.org/10.7837/kosomes.2017.23.5.541

오일-질소가스 혼합유체를 이용한 고온 오일플러싱 시스템 공정설계에 관한 연구

이윤호* · 최부홍**†
* 목포해양대학교 대학원 기관시스템공학과, ** 목포해양대학교 기관·해양경찰학부

A Study on Process Design of Hot Oil Flushing System Using Oil-Nitrogen Gas Mixing Fluid

Yoon-Ho Lee* · Bu-Hong Choi**†
* Department of Marine System Engineering, Graduate School of Mokpo National Maritime University, Mokpo 58628, Korea
** Division of Marine Engineering & Coast Guard, Mokpo National Maritime University, Mokpo 58628, Korea

요 약 : 본 연구에서는 해양플랜트설비 건조 현장에서 사용되고 있는 기존 고온 오일 플러싱 장비에 대한 성능개선을 위해 기존의 플러싱 장치에 사용되던 오일에 질소가스를 혼합한 고온 오일 플러싱 시스템에 대하여 국제표준화기구 코드(ISO code)를 기준으로 이론적 연구를 수행하였다. 연구를 위해 오일-질소가스 혼합유체 플러싱 시스템 공정을 설계 후 청정성능에 영향을 주는 혼합유체의 혼합비율, 온도, 레이놀즈수 및 액상분율 등에 대한 공정모사 결과도 분석하였다. 그 결과 관 직경과 가스상의 체적분률이 일정한 상태에서 혼합유체의 체적유량이 증가될수록 수평 유압배관 입출구의 액상분율 차이 $\Delta\alpha_L$ 값은 증가하게 되고 배관길이 방향의 위치에 따라 오일과 질소가스 기포 사이의 상분포가 달라짐을 확인했다. 이러한 상분포의 변화는 오일-질소가스 혼합유체 플러싱 시스템의 청정성능에도 커다란 영향을 줄 것으로 예상된다.

핵심용어 : 고온 오일 플러싱, 혼합유체, 국제표준화기구 코드, 체적분률, 액상분율

Abstract : *A theoretical study on gas-liquid two-phase flow flushing systemnitrogen gas to the oil used for existing flushing equipment was conducted on the basis of ISO code so as to improve performance of existing high-temperature oil flushing equipment used in ocean plant facility drying field. For study, we analyzed process simulation results mixed fluid mixing ratio, temperature, Reynolds number and liquid hold up affectcleaning performance after designing oil-nitrogen gas mixture flushing system process. As a result, as the volume flow rate of mixed fluid increases with the tube diameter the volume fraction of the gas phase constant, the liquid fraction difference value at the inlet and outlet of horizontal hydraulic piping increases. It was found that the phase distribution between oil and nitrogen gas bubbles varies depending on the position the pipe lengthdirection. This change in phase distribution is expected to have a significant impact on the clean performance of an oil-nitrogen gas mixture flushing system.*

Key Words : *Hot oil flushing, Mixing fluid, ISO code, Volume fraction, Liquid hold up*

1. 서 론

원유와 천연가스를 시추하는 해양플랜트 설비에는 유압구동 시추장치 및 다양한 유압 제어시스템(hydraulic power control system)이 탑재된다. 그런데 이러한 유압시스템을 장시간 운전할 경우 유압 배관계통 내부에 스케일이 형성되거나 산화 부식에 의한 녹 및 베어링 혹은 밸브와 같은 작동부위의 마모 등에 의해 금속 성분의 고형 입자(solid particles)들이 발생할 수 있다. 또한 신조 해양플랜트 설비에 유압시스템을 최초 장착하거나 혹은 개방점검 및 분해조립 수리 시에도 미세한 고체 입자나 그리스(grease) 등과 같은 기름 성분도 혼입될 수 있다. 이러한 스케일이나 고체 이물질 및 기

* First Author : yhlee@mmu.ac.kr, 061-240-7274
† Corresponding Author : bhchoi@mmu.ac.kr, 061-240-7227

름 성분들은 유압시스템의 반응속도 지연, 성능 저하, 오작동 및 치명적인 손상까지도 초래할 수 있다.

따라서 국내 대형 조선소나 중공업에서 FPSO(Floating Production Storage Off loading), FLNG(Floating LNG Facilities), MODU(Mobile Offshore Drilling Units) 등과 같은 대규모 신조 해양플랜트 설비에 이러한 유압구동 시추설비 및 제어시스템을 장착할 경우, 선주 측의 엄격한 관리감독 하에 유압계통 배관 내의 고체 이물질과 기름 성분 등을 제거하기 위해 고온 오일플러싱(Hot Oil Flushing) 작업을 실시하고 있다. 이 HOF 작업은 유압으로 구동되고 제어되는 시추설비와 같은 해양플랜트의 핵심 장치에 대해 실시되는 만큼 국제표준화기구(ISO: International Organization for Standardization)에서 제시하는 표준작업절차(ISO 23309, 2007)에 따라 엄격히 실시된다. 또한 플러싱 시 유압시스템 내부를 순환하는 플러싱유(Flushing Oil)를 주기적으로 샘플링하여 청정도 수준이 ISO 4406(1999) 혹은 NAS(National Aerospace Standard) 1638(2001)에서 제시하는 등급에 도달할 때까지 지속적으로 반복 실시되며, 그 샘플링 방법에 대한 지침도 ISO 28523(2009)에 제시되어 있다.

현재 국내 조선소나 중공업 현장에서 사용되고 있는 오일플러싱 장비들은 국외서 도입된 것들이 대부분이며, 최근에 들어서야 국산 제품이 드물게 개발되고 있는 실정이다. 따라서 최근 개발된 국산 오일플러싱 장비로 신조 해양플랜트의 유압시스템을 플러싱 할 경우 국산 장비에 대한 신뢰 부족으로 인해 외국 선주사들의 까다로운 검증과 입증을 요구하는 사례가 빈번히 발생하곤 한다. 또한 국내 기술자들의 플러싱 장비운용 경험 부족과 국산 장비 자체의 성능 미흡 등으로 인해 플러싱 작업지연은 물론 전체 건조공정절차까지 지연되어, 커다란 경제적 손실까지 입는 경우도 종종 발생한다. 따라서 국산 플러싱 장비들에 대한 외국 선주사들의 확고한 신뢰를 빠른 시일 내에 얻기 위해서는 플러싱 장비에 대한 원천 기술 확보와 성능 개선에 필요한 국내 연구가 시급한 실정이다.

지금까지 HOF에 대한 연구는 주로 외국에서 이뤄졌다. Odden(2001)은 유압시스템의 고온 오일플러싱에 사용되는 작동유체의 온도범위, 동점도, 최소 유속, 최저 레이놀즈수 조건 등을 제시하였다. Fitch(2004)는 유압 배관 내에 존재하는 각종 고형물질 각각에 대해 유효한 플러싱 방법에 대해 제시하고 있으며, Casey(2004)는 작동 유압유의 압력에 따른 적정 청정도 등급에 대해 기술하고 있다. 하지만 지금까지의 배관 오일플러싱에 관한 연구는 오일 단상(oil single phase)만을 작동유체로 하는 시스템을 대상으로 이뤄져왔다.

따라서 본 연구에서는 해양플랜트설비 건조 현장에서 사용되고 있는 기존 고온 오일플러싱 장비에 대한 원천 기술 확보와 기존 제품에 대한 성능개선을 위해 기존의 플러싱 장치에 사용되던 오일에 질소가스를 혼합한 혼합유체 플러싱 시스템에 대한 이론적 연구를 실시하였다.

2. 고온 오일플러싱 시스템

2.1 기존 고온 오일 단상 플러싱 시스템

Fig. 1은 기존 고온 오일플러싱 시스템의 개략을 보여준다. 그림에서와 같이 미세 고체 입자와 오염 물질이 혼입된 오일 단상(single phase)의 플러싱유는 먼저 오일탱크 ①에 모아진 후, 오일순환장치 ④에 의해 플러싱 시스템 내부를 순환하게 된다. 이 오일순환장치 ④는 오일플러싱 시스템의 청정성능에 큰 영향을 주는 요소 중의 하나인 플러싱유의 순환 유동속도를 최소 2~3 m/s 이상이 되도록 하는 동시에 압력을 최소 0.3~0.5 ㎫ 이상이 되도록 유지시키는 역할을 한다. 또한 플러싱 시스템의 청정성능은 오일의 온도와 그 온도변화에 따른 오일의 동점성계수 값에 의해서도 달라진다. 따라서 온도조절장치 ③은 순환 플러싱유의 청정에 가장 적합한 온도범위 내에 유지되도록 조절하는 역할을 하는 동시에 적정한 동점성계수 값의 범위 내에 유지되도록 자동조절하는 역할을 한다. 이렇게 청정에 필요한 최적의 압력과 온도로 조절된 플러싱유는 수평배관 ⑤을 거쳐 다시 오일탱크 ①로 되돌아가고 최종적으로 청정필터 ②에서 청정도 수준이 ISO 4406(1999) 혹은 NAS 1638(2001)에서 제시하는 등급에 도달할 때까지 순환반복 청정되는 루프시스템으로 되어 있다. 이처럼 기존 고온 오일플러싱 시스템은 작동유로서 오일만을 사용하며, 청정성능 역시 오일 단상의 유속, 온도, 압력, 동점성 계수 및 레이놀즈수 등의 영향을 크게 받는다. 이 플러싱 시스템의 청정 성능에 영향을 미치는 주요 요소와 권장 범위는 Table 1에 요약하여 나타내었다.

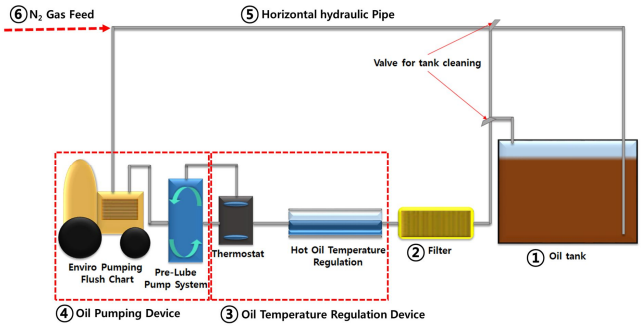

Fig. 1. Scheme of HOF (Hot Oil flushing) system.

Table 1. Key parameters and recommended ranges for flushing oil (Odden, 2001)

Parameter	Range
Velocity	greater than 2~3 m/s
Pressure	greater than 0.3~0.5 ㎫
Temperature	50~80℃
Kinematic viscosity at 40 ℃	10~15 cSt
Reynolds number	greater than 4080

Table 1에 나타낸 바와 같이, 기존 오일 단상 플러싱 시스템 내부를 순환하는 플러싱유의 유속은 오일순환장치 ④와 오일탱크 ① 사의의 배관 어느 위치에서나 최소 2~3 m/s 이상이 되어야 한다. 이는 플러싱유에 혼입되어 있는 미세 고체입자가 중력에 의해 배관 하부측으로 가라앉지 않고 지속적으로 유동할 수 있는 최소 유동속도이기 때문이다. 또한 플러싱 시스템의 배관망에는 다양한 형태의 곡관부가 존재하고 밸브나 필터 등도 부착되며, 이러한 배관 곡관 부위와 배관 부속장치들에서 와류나 마찰에 의한 압력손실이 가장 크게 발생한다. 이와 같이 압력손실이 가장 크게 발생하는 배관 부위에서는 고체입자들이 축적되기 쉬우며, 이를 방지하기 위해서는 플러싱유의 최소 압력이 배관 어느 위치에서든지 0.3~0.5 ㎫ 이상 되어야만 한다. 또한 플러싱유의 온도가 높을수록 유압배관 내부 표면에 부착되어 있는 미세한 고체입자나 기름 성분이 열팽창에 의해 배관 표면으로부터 이탈되기 쉬워 청정 성능이 향상되는 결과를 가져다준다. 하지만 플러싱유의 온도가 80℃ 이상이 되면 오일 자체가 열화되는 문제점이 발생할 수 있어 플러싱유의 적정 사용온도범위는 50~80℃가 권장된다. 게다가 이 온도범위는 물의 동점도계수가 1 cSt (20℃)정도인 점도 동시에 고려하여 플러싱유의 동점도계수 값은 10~15 cSt (40℃) 범위가 권장된다. 또한 유압배관 내부표면에 부착되어 있는 크기 0.01 mm 이상의 미세 고체입자들을 제거하는데 필요한 레이놀즈수 (Reynolds Number) 값은 최소 Re=4080 이상이 권장되며, 그 정의 식은 다음과 같다.

$$Re = \frac{v\,d}{\nu} \tag{1}$$

v velocity $[m/s]$
d diameter $[m]$
ν kinematic viscosity $[m^2/s]$

일반적으로 상선과 해양플랜트설비를 건조하는 조선소나 중공업 현장에서 고온 오일 단상 플러싱 시스템으로 유압설비를 플러싱 할 경우 선주 사가 중점적으로 확인하는 요소가 바로 이 최소 레이놀즈수 값이다.

2.2 고온 오일-질소가스 혼합유체 플러싱 시스템 공정 설계

오일 단상만을 사용하는 기존의 고온 오일 플러싱 시스템의 청정성능은 앞에서 살펴본 바와 같이 플러싱유의 동점성계수 값이 10~15 cSt (40℃)인 범위 내에서 유속, 압력, 온도 및 레이놀즈수가 높을수록 대체적으로 향상된다. 따라서 본 연구에서는 그 청정성능을 개선하기 위해 기존의 플러싱 시스템에 질소가스($N_{2,g}$) 공급 배관공정을 추가한 오일-질소가스 혼합유체 플러싱 시스템에 대한 공정설계를 하였다(Fig. 1, ⑥). 이 혼합유체 플러싱 시스템에 대한 배관공정설계는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이, 수평배관은 물론 수직, 경사진 배관도 포함되어 있지만, 본 연구에서는 주 배관 기울기인 수평배관만을 검토 대상으로 삼았다. 또한 Fig. 2에 나타낸 바와 같이, 수평배관 내부를 오일-질소가스 혼합유체가 흐를 경우에는 배관 내부에 축적되었던 고체입자들과 다양한 이물질들이 질소가스 기포 표면에 부착된 상태로 배관 출구까지 원활이 이송되어 플러싱 시스템의 청정성능이 크게 개선될 것으로 기대된다. 따라서 본 연구에서는 오일-질소가스 혼합유체 플러싱 시스템 공정설계에 있어서 청정성능에 영향을 주는 요소들인 혼합유체의 혼합비율, 체적유량, 배관직경 및 플러싱유의 온도변화 등이 배관길이에 따른 압력변화, 레이놀즈수 및 액상분율 등에 미치는 영향들을 중점적으로 분석·검토하였다. 또한 배관 내부 유동해석을 위해 기존의 기체상태방정식 중 비교적 정확성이 높고 각 성분 간의 상호작용에 대한 관계가 포함되어 있는 Peng-Robinson 식 (Nasri et al., 2009)을 사용하였으며, 본 공정모사설계를 위하여 ASPEN HYSYS(Ver.7.3) 소프트웨어가 사용되었다. 또한 수평배관 길이 L=100 m 내부를 흐르는 플러싱유로서는 국내 업체에서 생산되는 SK Flushing oil 32(SK lubricants MSDS)를 선정하였다. 이 플러싱유의 성상들은 Table 2에 나타내었다.

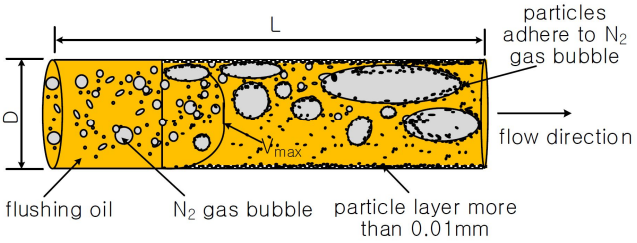

Fig. 2. Particles adhere to N_2 gas bubble within a horizontal hydraulic pipe in the process design for oil-nitrogen gas mixture flushing system.

Table 2. SK Flushing oil 32 properties (SK lubricants MSDS)

Properties	Value
Specific gravity[15℃/4℃]	0.8680
Viscosity[cSt, 40℃]	28.0
Flash point[℃]	220
Pour point[℃]	-12.5

3. 오일-질소가스 혼합유체 플러싱 시스템의 공정설계 결과 분석

Fig. 3은 수평 유압배관 (D=0.202 m, L=100 m) 내부를 기존의 고온 오일플러싱 시스템에서와 같이 플러싱 오일 단상만 흐를 경우와 플러싱 오일에 질소가스의 혼합비율을 변화시킨 오일-질소 혼합유체가 흐를 경우에 대한 압력변화를 공정모사한 결과이다. 또한 그림에서 가로축은 파이프의 길이를, 세로축은 파이프의 길이 방향에 따른 압력변화를 나타내며, 그림 중의 세 개의 그래프는 오일과 질소가스의 혼합 유체의 체적유량을 $Q_T = 1200\ell/\min$로 일정하게 유지한 상태에서 다음과 같이 정의되는 가스상의 체적유량률(gas phase flowrate fraction) β 값을 0, 0.1, 0.2로 각각 변화시킨 경우에 해당된다.

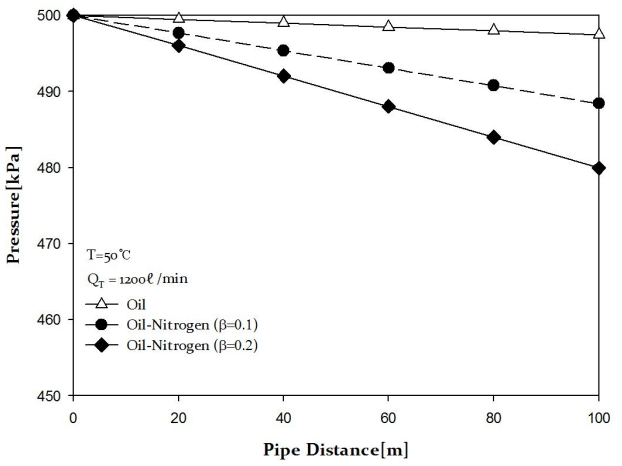

Fig. 3. Effects of the nitrogen gas flowrate fraction on the pressure drop in a horizontal hydraulic pip ($Q_T = 1200\ell/\min$, $T = 50℃$, $D = 0.202m$).

$$\beta = \frac{Q_G}{Q_L + Q_G} = \frac{Q_G}{Q_T} \tag{2}$$

Q_G gas phase volumetric flowrate, $[\ell/\min]$

Q_L liquid phase volumetric flowrate, $[\ell/\min]$

Q_T gas and liquid phase mixture volumetric flowrate, $[\ell/\min]$

그림에서와 같이 오일 단상만이 수평 유압배관을 가득 채워 흐르는 경우 즉, 질소 가스상의 체적유량율이 $\beta = 0(Q_G = 0\ \ell/\min)$인 경우에는 입구 압력 $P_{0m} = 500kPa$에서부터 점차 감소하여 배관의 출구에서는 $P_{100m} = 497kPa$가 되어 결국 배관 입출구 압력차이는 약 $\Delta P = 3kPa$ 정도가 된다. 하지만 $\beta = 0.1(Q_G = 120\ \ell/\min)$인 경우에는 수평 유압배관의 입출구 압력차이는 $\Delta P = 10kPa$, $\beta = 0.2(Q_G = 240\ \ell/\min)$인 경우에는 $\Delta P = 20kPa$로서 질소가스의 체적유량률 β 값이 증가할수록 수평 유압배관의 입출구 압력차이는 점차 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 액체상의 오일과 가스상의 질소가 혼합되어 흐르는 이상류(two-phase flow) 흐름 일 경우에는 기-액 경계면에서의 거칠기와 난류 에너지가 오일 단상이 흐를 때보다 증대되어 이로 인해 마찰압력손실이 커지기 때문이다.

Fig. 4는 수평 유압배관 내의 압력변화에 미치는 관 직경의 영향에 대한 공정모사 결과를 보여준다. 그림은 수평 유압배관 내의 가스 체적유량율을 $\beta = 0.1(Q_G = 120\ \ell/\min, Q_T = 1200\ \ell/\min)$로 일정하게 유지한 상태에서 관 내경을 각각 D=0.154 m, 0.202 m, 0.254 m로 변화시킨 경우에 대한 배관 길이방향의 압력변화를 나타낸 것이다. 그림으로부터 알 수 있듯이, 관 내경이 D=0.254 m에서부터 D=0.154 m로 작아질수록 수평 유압배관의 입출구 압력차이 ΔP 값은 점차 커지는 경향을 보인다.

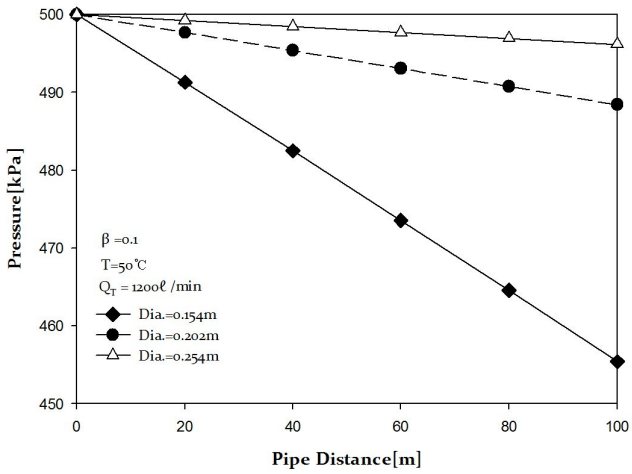

Fig. 4. Pressure drop according to the change of a horizontal hydraulic pipe diameter($\beta = 0.1$, $Q_T = 1200\ \ell/\min$, $T = 50℃$).

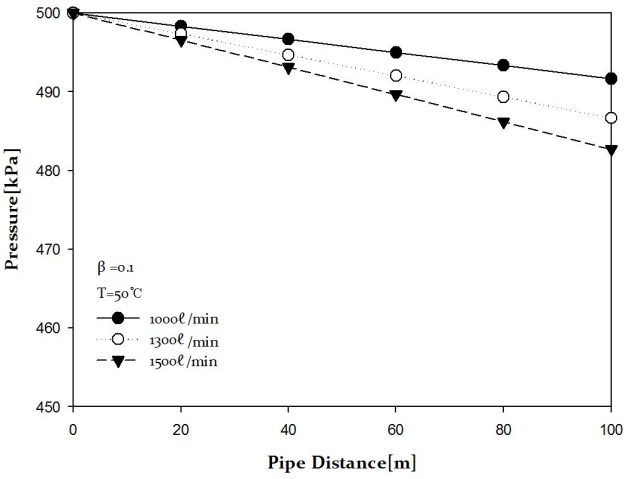

Fig. 5. Pressure drop according to the change of the oil-nitrogen gas mixture volumetric flowrate Q_T in a horizontal hydraulic pipe ($\beta = 0.1$, $T = 50℃$, $D = 0.202m$).

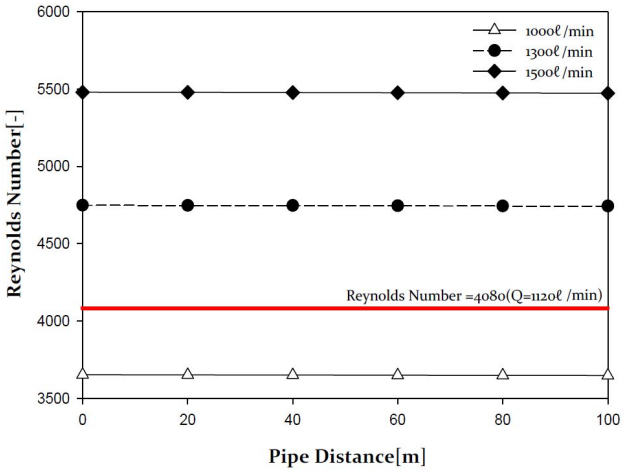

Fig. 6. Effects of the oil-nitrogen gas mixture volumetric flowrate Q_T on the change of the Reynolds number in a horizontal hydraulic pipe ($\beta = 0.1$, $T = 50℃$, $D = 0.202m$).

특히 관 내경 크기가 가장 작은 D=0.154m인 경우에는 혼합유체의 수평 유압배관 입구의 초기 압력이 $P_{0m} = 500\,kPa$에서부터 배관을 따라 점차 감소하여 결국 출구에서는 $P_{100m} = 455\,kPa$인 상태로 되어 가장 큰 폭으로 압력손실이 발생하는 것을 알 수 있다. 이는 동일한 유량조건에서 관 내경이 감소할수록 기-액 혼합유체의 유속이 증가하게 됨에 따라 난류 에너지와 전단응력이 증가하여 결국 압력손실을 크게 일으키기 때문이다.

Fig. 5는 오일-질소가스 혼합유체의 체적유량 변화가 압력손실에 미치는 영향을 보여준다. 그림에서 알 수 있듯이, 질소 가스상의 체적유량율을 $\beta = 0.1$로 일정하게 유지한 상태에서 혼합유체의 체적유량 Q_T 값을 점차 증가시키면 수평 유압배관의 입출구 압력차이 ΔP 값도 역시 커져가는 것을 알 수 있다. 이는 관 직경의 크기를 일정하게 유지한 조건에서 혼합유체의 체량유량 Q_T 값을 증가시켜 가면 유속도 역시 증대되어 결국 마찰압력손실이 커지기 때문이다.

Fig. 6은 오일-질소가스 혼합유체의 체적유량 변화가 수평 유압배관 길이 방향의 레이놀즈수에 미치는 효과에 대해 공정모사한 결과를 보여준다. 그림으로부터 알 수 있듯이, 질소 가스상의 체적유량율이 $\beta = 0.1$로 일정한 조건에서 혼합유체의 체적유량 Q_T 값을 1000 ℓ/min, 1300 ℓ/min, 1500 ℓ/min로 증가시켜 가면 레이놀즈수도 함께 증가한다.

그러나 수평 유압배관의 입구와 출구에서의 레이놀즈수 값은 모두 큰 차이를 보이지 않는다. 이는 수평 유압배관 상에 국부손실을 일으키는 다양한 조작밸브와 곡관부 및 분기 혹은 합류 배관이 전혀 존재하지 않는다는 조건에서 공정모사 하였기 때문이다. 이와 같이 국부손실이 전혀 없다는 조건에서 배관 출구측의 레이놀즈수가 $Re \geq 4080$인 조건을 만족시키기 위해서는, 질소 가스상의 체적유량률이 $\beta = 0.1$인 경우, 혼합유체의 최소유량은 $Q_T = 1120\,\ell/\min$ 임을 알 수 있다.

Fig. 7~9는 수평 유압배관 입구의 플러싱유의 온도를 600초 단위로 변화시켰을 경우, 오일-질소가스 혼합유체의 동점도 변화, 유속 및 레이놀즈수에 미치는 영향을 시계열로 각각 보여준다. 또한 플러싱유의 공급온도는 Table 3에 나타낸 바와 같이, 50℃, 60℃, 70℃, 80℃, 30℃, 40℃ 순으로 변화시켰다. 먼저, Fig. 7을 살펴보면, 플러싱유의 공급온도가 높아질수록 동점도계수 값은 감소됨을 알 수 있다. 하지만 오일 단상의 경우보다 혼합유체의 동점성계수 값이 보다 작은 값을 나타낸다. 또한 80℃의 플러싱유가 공급되는 경우에는 혼합유체의 동점도계수 값이 10 cSt 이하가 된다. 이는 플러싱유가 상대적으로 묽어진 상태임을 의미하고 이에 따라 혼합유체의 유속이 증가되어 플러싱 시스템의 청정성능은 향상되지만 플러싱유 자체가 열화될 우려가 있다. 이와 반대로 공급온도가 30℃로 낮은 경우에는 동점도계수 값이 38 cSt 정도로 커져서 플러싱유 순환 펌프의 소요동력이 상대적으로 증대될 수 있다. 따라서 플러싱유의 공급온도는 대체적으로 50~70℃의 범위가 가장 적절함을 알 수 있다.

Fig. 8은 동일한 체적유량($Q_T = 1200\,\ell/\min$) 조건에서 플러싱유의 공급 온도변화가 유체의 유속에 미치는 영향을 보여준다. 그림에서 파선으로 표시된 오일 단상의 경우에는 공급 온도변화에 따라 유속이 크게 영향을 받지 않지만, 실선으로 표시된 오일- 질소가스 혼합유체의 경우에는 플러싱유의 온도변화에 유속이 비교적 민감하게 반응함을 알 수 있다.

Table 3. Supplying oil temperature in the inlet of a horizontal hydraulic pipe

Time step [sec]	Supply flushing oil temperature [℃]
0 ~ 600	50
600 ~ 1,200	60
1,200 ~ 1,800	70
1,800 ~ 2,400	80
2,400 ~ 3,000	30
3,000 ~ 3,600	40

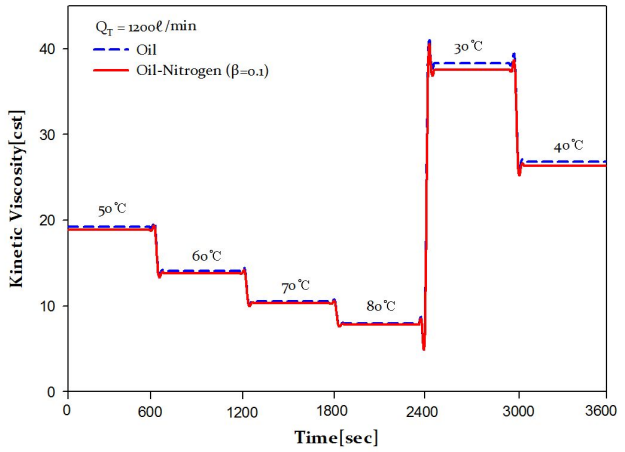

Fig. 7. Effects of the flushing oil temperature change on the kinetic viscosity of oil-nitrogen gas mixture ($\beta = 0.1$, $Q_T = 1200\ \ell/\mathrm{min}$, $D = 0.202m$).

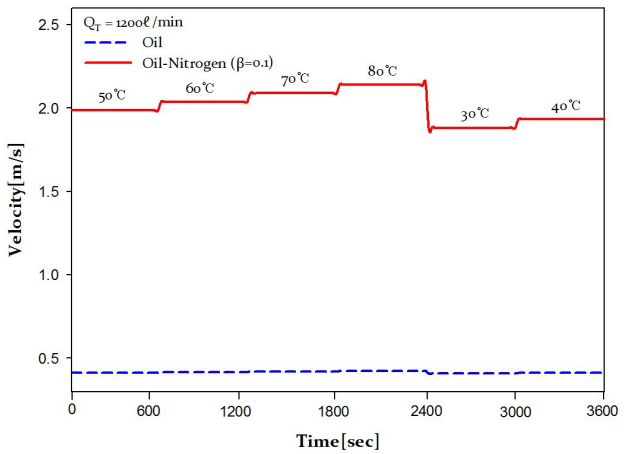

Fig. 8. Effects of the flushing oil temperature change on the fluid velocity of oil-nitrogen gas mixture ($\beta = 0.1$, $Q_T = 1200\ \ell/\mathrm{min}$, $D = 0.202m$).

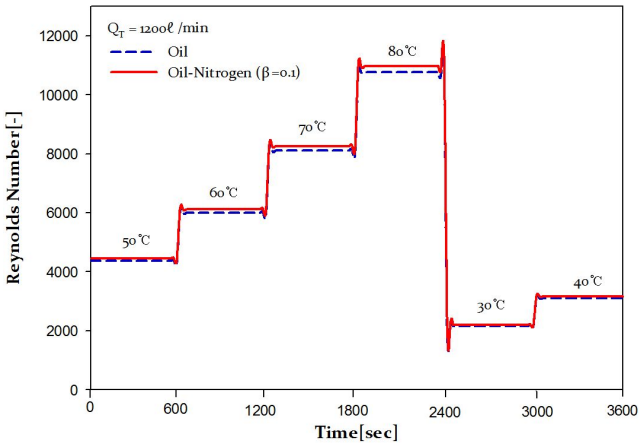

Fig. 9. Effects of the flushing oil temperature change on the Reynolds number of oil-nitrogen gas mixture.($\beta = 0.1$, $Q_T = 1200\ \ell/\mathrm{min}$, $D = 0.202m$).

또한 오일 단상의 경우에는, 주어진 공급온도 범위 내에서 유속이 거의 0.35 m/s이지만, 혼합유체($\beta = 0.1$)의 경우에는 유속이 1.8~2.2 m/s로 되어 오일 단상의 경우보다 유속이 큰 폭으로 증대된다는 것을 알 수 있다.

이는 기존의 플러싱 시스템에 질소가스 공급 공정을 추가할 경우, 기존보다 유체의 난류 에너지가 크게 증대되어 레이놀즈수의 개선효과 역시 매우 클 것으로 예상된다.

Fig. 9는 플러싱유의 공급 온도변화가 유체의 레이놀즈수에 미치는 효과를 보여준다. 그림으로부터 알 수 있듯이, 동일한 체적유량($Q_T = 1200\ \ell/\mathrm{min}$) 조건에서 플러싱유의 공급온도가 높아질수록 레이놀즈수도 높아진다. 또한 오일 단상의 경우보다 혼합유체($\beta = 0.1$)의 레이놀즈수가 동일한 온도에서 보다 높은 값을 보인다. 이는 혼합유체의 경우에 혼합유체에 포함된 오일의 질량이 오일 단상의 경우보다 상대적으로 적어 온도변화에 따라 플러싱유의 밀도, 점도 등과 같은 레이놀즈수에 관련된 물성 값들이 민감하게 영향을 받기 때문으로 여겨진다.

이처럼 Fig. 7~9를 통해 살펴본 바와 같이, 플러싱유의 공급 온도변화는 결국 혼합유체의 레이놀즈수에 큰 영향을 줄 뿐만 아니라 유압배관 자체를 수축과 팽창을 반복하게 하는 열적 맥동현상을 일으켜 배관 내부에 축적된 미세입자들이 보다 쉽게 내부표면으로부터 이탈될 수 있는 구동력으로 작용될 것으로 예상된다. 또한 동일한 공급온도에서도 혼합유체의 레이놀즈수가 오일 단상의 경우보다 높고, 이로 인해 혼합유체의 경우가 보다 강한 난류 에너지가 형성되어 고체입자들이 유동 중에 중력에 의해 배관 하부로 가라앉지 않고 출구까지 이송될 가능성이 커지게 된다. 따라서 본 연구에서와 같이, 기존 플러싱 시스템에 질소가스 공급 공정을

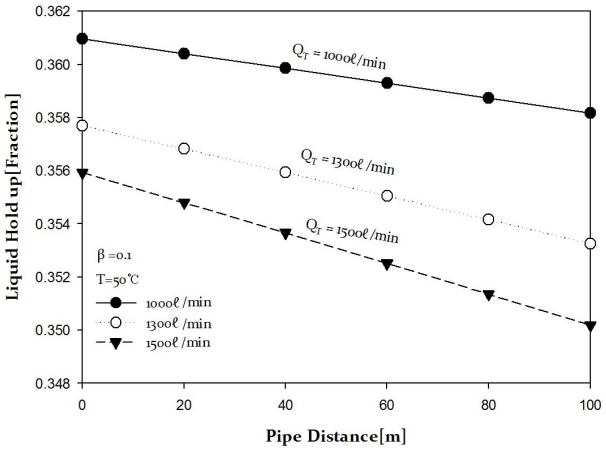

Fig. 10. Effects of the oil-nitrogen gas mixture volumetric flowrate on the Liquid holdup in a horizontal hydraulic pipe ($\beta = 0.1$, $T = 50℃$, $D = 0.202m$).

추가 설계하면 청정성능이 보다 향상될 것으로 예상된다.

Fig. 10은 오일-질소가스 혼합유체의 체적유량 변화가 수평 유압배관을 따라 액체상의 오일이 차지하는 단면적의 점유율에 미치는 효과를 보여준다. 그림의 가로축은 수평 유압배관의 길이이며, 세로축은 유로 전체단면적과 액체상의 오일이 차지하는 단면적과의 비로 정의 되는 액상분율(liquid hold up, α_L)로서, 그 정의식은 다음과 같다.

$$\alpha_L = \frac{A_L}{A} \tag{3}$$

A_L liquid flow cross-sectional area $[m^2]$

A pipe cross-sectional area $[m^2]$

또한 그림에 나타낸 바와 같이, 관 직경($D = 0.202m$)과 가스상의 체적분률($\beta = 0.1$)이 일정한 상태에서 혼합유체의 체적유량 Q_T을 증가시키면, 배관 입구의 액상분율 $\alpha_{L,0m}$ 값은 오히려 감소하는 것을 보인다. 또한 $Q_T = 1000\,\ell/\min$인 경우에는 배관 입구의 액상분율이 $\alpha_{L,0m} = 0.361$에서 점차 감소하여 배관 출구에서는 $\alpha_{L,100m} = 0.359$로서, 배관 입출구의 액상분율 차이는 $\Delta\alpha_L = 0.002$가 된다. 하지만 혼합유체의 체적유량이 $Q_T = 1300\,\ell/\min$인 경우에는 $\Delta\alpha_L = 0.004$이고, $Q_T = 1500\,\ell/\min$인 경우에는 $\Delta\alpha_L = 0.006$가 된다. 이는 기존의 고온 오일플러싱 시스템에 질소가스를 주입하여 사용할 경우, 동일한 가스상의 체적분률($\beta = 0.1$)을 유지하면서 혼합유체의 체적유량을 증가시킬지라도 배관의 위치에 따라 질소가스와 오일 사이의 상분포(phase distribution) 혹은 유동패턴(flow pattern)이 달라진다는 것을 의미한다. 특히 액체상인 오일의 유량이 적거나 혹은 유속이 느린 경우에는 기체상의 질소가 배관을 따라 흐르는 동안 기포간의 충돌과 합체에 의해 비교적 큰 기포로 성장하게 되어 배관 입구와 출구 사이의 액상분율 차이 혹은 유동패턴 변화가 더욱 현저해 질 수 있다. 이와 같은 경우에는 플러싱유에 포함된 질소가스의 기포 형상이 어떠한 형상이냐에 따라 그 기포에 부착될 수 있는 최대 미세입자 수가 결정될 수 있으며, 플러싱 시스템의 청정성능에도 많은 영향을 줄 것으로 예상된다. 따라서 금후의 연구에서는 혼합유체의 유량조건에 따른 플러싱 시스템의 성능에 미치는 효과에 대한 검토가 요구된다.

4. 결 론

본 연구에서는 기존 고온 오일 단상 플러싱 시스템에 질소가스 공급 배관공정을 추가한 오일-질소가스 혼합유체 플러싱 시스템 공정을 설계하였다. 또한 이 오일-질소가스 혼합유체 플러싱 시스템 공정의 청정성능에 영향을 주는 혼합유체의 혼합비율, 온도, 레이놀즈수 및 액상분율 등에 대한 공정모사 결과를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 오일-질소가스 혼합 유체의 체적유량이 $Q_T = 1200\,\ell/\min$로 일정한 조건에서 혼합비율 β 값이 증가할수록 수평 유압배관 내의 압력손실도 증가하였다. 이는 질소가스의 혼합비율이 증가할수록 기-액 경계면에서의 거칠기와 난류 에너지가 증대되기 때문이다.

2. 동일한 체적유량($Q_T = 1200\,\ell/\min$) 조건에서 오일 단상의 경우보다 혼합유체($\beta = 0.1$)의 레이놀즈수가 동일한 온도에서 보다 높은 값을 보인다. 이는 혼합유체에 포함된 오일의 질량이 오일 단상의 경우보다 상대적으로 적어 온도변화에 따라 플러싱유의 밀도, 점도 등과 같은 레이놀즈수에 관련된 물성 값들이 민감하게 영향을 받기 때문으로 여겨진다.

3. 관 직경과 가스상의 체적분률이 일정한 상태에서 혼합유체의 체적유량이 증가될수록 수평 유압배관 입출구의 액상분율 차이 $\Delta\alpha_L$ 값은 증가한다. 이는 배관길이 방향의 위치에 따라 오일과 질소가스 기포 사이의 상분포가 달라짐을 의미하며, 이 상분포의 변화는 오일-질소가스 혼합유체 플러싱 시스템의 청정성능에도 커다란 영향을 줄 것으로 예상된다.

References

[1] Casey, B.(2004), The Negative Effects of Suction Line Filtration, Machinery Lubrication magazine, May 2004, www.machinerylubrication.com/Read/611/suction-line-filtration.

[2] Fitch, J.(2004), When to Perform a Flush, Machinery Lubrication magazine, May 2004, www.machinerylubrication.com/Read/609/oil-flush.

[3] Http://www.fekete.com(Accessed May 23, 2017).

[4] HYSYS(2004.2), Aspen HYSYS Operation Guide (1,2).

[5] ISO 23309(2007), methods of cleaning lines by flushing.

[6] ISO 4406(1999), Hydraulic fluid power-Fluids-Method for coding the level of contamination by solid particles.

[7] ISO 28523(2009), Ships and marine technology – Lubricating and hydraulic oil systems- Guidance for sampling to determine cleanliness and particle contamination.

[8] NAS 1638(2001), Cleanliness requirements of parts used in Hydraulic systems, Aerospace Industries of America, Washington D.C., USA.

[9] Nasri, Z. and H. Binous(2009), Applications of the Peng-Robinson Equation of State Using Matlab, Chemical Engineering Education, Vol. 43, No. 2, pp. 1-10.

[10] Odden, T.(2001), Cleaning and Flushing Basics for Hydraulic Systems and Similar Machines, Machinery Lubrication magazine, July 2001, http://www.machinerylubrication.com/Read/207/flushing-hydraulic-systems.

[11] SK lubricants MSDS (Material Safety Data Sheets), https://www.skzic.com/kor/service/Pds/msds_down.asp?intno=911(Accessed Apr 7, 2017).

Received : 2017. 07. 07.
Revised : 2017. 08. 11.
Accepted : 2017. 08. 28.