

Corrugate 환-관 현열 열교환기의 구조에 따른 공기측 열전달 및 압력손실 특성

류 준 일[†], 전 창 덕^{*}, 이 진 호^{**}, 남 임 우^{***},

연세대학교 기계공학과 대학원, ^{*}충주대학교 기계공학과, ^{**}연세대학교 기계공학과, ^{***}(주)신성엔지니어링

Characteristic of air-side sensible heat transfer and pressure drop on the corrugate fin tube heat exchangers

Joonil Ryu[†], Chang-Duk Jeon^{*}, Jinho Lee^{**}, Leem-Woo Nam^{***}

Department of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

Department of Mechanical Engineering, Chungju national University, Chungju 380-702, Korea

Department of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

^{***} *Shinsung Engineering, Sunnam 463-420, Korea*

(Received October 19, 2007; revision received November 30, 2007)

ABSTRACT: An experiment was carried out to investigate the effect of a coolant circuit arrangement on the heat transfer and air pressure drop of a fin-tube sensible heat exchanger with the corrugated fin surface. The air inlet temperature was set to 23°C, the relative humidity to 50% and the air inlet flow rate to 20, 22, 25m³/min, respectively. while the coolant temperature was set to 7°C, and the coolant mass flow rate to 10, 16, 22kg/min, respectively. Experiment showed that the exchanger having a diameter of 12.7mm with parallel circuit does better performance in sensible heat transfer and air pressure drop than those three of diameter of 12.7mm with a series circuit and that with diameter of 15.88mm with a parallel circuit.

Key words: Corrugate fin(코류게이트환), Sensible heat exchanger(현열 열교환기), Pressure Drop(압력 강하), Circuit arrangement section(유로배열), Sensible heat exchanger(현열 열교환)

기호설명

C_p : 정압비열[kJ/kg · K]
 h : 비엔탈피[kJ/kg]
 T : 온도[°C]
 Q : 열전달량[kcal/h]
 D : 관외경[m]

N : 열수[-]
 m : 유량[kg/s]
 P_l : 튜브 단간격[m]
 P_t : 튜브 열간격[m]
 S : 환 간격[m]
 t : 환 두께[m]
 ΔW : 절대습도 차[kg/kg]
 Q_{ave} : 평균 열전달량[kcal/h]

[†]Corresponding author

Tel.: +82-2-2123-2816; fax: +82-2-312-2159

E-mail address: veritas0230@yonsei.ac.kr

하첨자

- a : 공기
- w : 물
- fg : 잠열
- sen : 현열
- lat : 잠열
- i : 입구
- o : 출구

1. 서론

반도체/LCD 클린룸에 적용되는 공조시스템은 메인 플레넘의 공기가 하부 플레넘의 드라이 코일을 통과하면서 냉각이 되고 상부 플레넘의 FFU가 냉각된 공기를 흡입/여과하여 메인 플레넘으로 보낸다. 기존의 이와같은 공조시스템에서 드라이코일을 지날 때 공기의 유동면적이 줄어들어 입구와 출구 사이에서 압력강하가 발생한다. 이를 보상하기 위해 상부 플레넘의 FFU에 장착된 팬의 소비동력이 증가하게 되는데 이는 반도체/LCD 클린룸의 에너지 소비가 큰 이유가 된다.

그러나 FCU를 반도체 클린룸에 사용하게 되면 공기가 드라이 코일보다 작은 유동면적을 통과하게 되어 FFU에서 팬 소비 동력이 저감되어 소비 에너지의 저감이 가능하게 된다. 그리고 지역별 냉방이 가능하게 되어 부분부하에 따른 냉방이 가능하게 된다. 이러한 FCU의 개발에 있어서 중요한 요소는 FCU내부에 장착되는 열교환기의 설계이다. 반도체 클린룸에서 발생하는 발열은 현열 발열이 대부분이므로 공기중의 수증기량의 변화가 없이 냉각이 되어야 하는 현열 냉각이 이루어져야 하기 때문이다. 여기에서 냉각수의 온도가 공기의 노점온도 보다 높을 경우 냉방능력이 떨어져 FCU의 설치대수가 많아지게 되므로 노점 온도 이하의 냉각수를 사용하여 현열 냉각이 가능한 열교환기의 제작기술이 중요하게 요구되고 있다.

환-관 열교환기의 표면에서 발생하는 응축현상에 대한 연구로는 박상균등⁽¹⁾이 평판과 환-튜브

사이에서 공급공기의 유속, 온도, 상대습도, 냉각면의 온도에 따른 습증기의 발생의 기초적인 메카니즘을 파악하고자 하였다. 그 결과 공급 공기의 유속이 느릴수록 습증기 발생량이 작고 공급공기의 온도가 높을수록 습증기 발생량이 작아지며 냉각면의 온도가 높을수록 습증기 발생량이 작아짐을 보고하였다. 장근선등⁽²⁾은 동일한 관경을 가지는 2열, 3열 열교환기를 이용 냉각실험을 실시하여 열교환기의 열 수가 열전달계수에 미치는 영향이 미미함을 보여주었다. 이상재등⁽³⁾은 열 수가 다른 2RT급 열교환기의 냉방 성능 실험을 실시하여 그 가운데서 3열의 열 수를 가지는 열교환기가 전열량, 압력강하, 잠열 효과 측면에서 가장 효과적임을 보였다. 민창근등⁽⁴⁾은 환 핏치와 열수가 다른 9종류의 열교환기에 대하여 습표면 열전달 실험을 수행하고 그에 따른 습표면 열전달 계수 및 압력손실 계수를 도출하여 그 결과값을 기존의 상관식과 비교 하였다. 조진표등⁽⁵⁾은 환 형상과 환 핏치가 다른 3개의 열교환기와 동일한 환 핏치에 냉매회로수가 다른 2개의 열교환기를 이용하여 풍속변화에 따른 습표면 전열 성능을 조사하였다. 전술한 연구는 잠열 열교환기와 관련된 연구로서 아직 현열 열교환기에서의 열교환 특성에 관한 연구는 현재까지 보고된 바가 없는 것 같다.

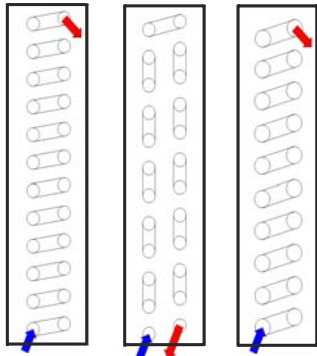
본 연구에서는 고성능 공기 엔탈피 칼로리미터를 이용하여 3종의 corrugate환-관 열교환기에서 열교환기의 관경, 회로구성, 공기의 풍량, 냉각수의 온도 및 유량에 따른 공기측의 압력 강하량과 전열량 그리고 환 표면에서의 습증기 발생에 따른 결로량을 조사하여 현열 냉각성능을 높일 수 있는 방법을 알아보하고자 하였다.

2. 실험장치 및 실험 방법

2.1 시험 열교환기

Table 1 Geometric dimensions if the fin tube heat exchangers

notation	type	D[mm]	S[mm]	P_i [mm]	P_t [mm]	t[mm]	N	step
sample1	corrugate	12.7	2.54	29.6	32.4	0.14	2	12
samole2	corrugate	12.7	2.54	29.6	32.4	0.14	2	12
sample3	corrugate	15.88	2.54	35	38.3	0.14	2	10



(case1) (case2) (case3)
Fig.1 The schematic of test heat exchangers

본 연구에서 사용된 환-관 열교환기는 corrugate 환을 가지는 열교환기로서 환 피치는 3개 열교환기 모두 동일하고 전면 크기 역시 3개 열교환기 모두 높이는 380mm, 너비는 480mm로서 동일하고 관 열수 역시 2열로서 모두 동일하다. 그러나 열교환기의 관경이 12.7mm, 15.88mm로서 관경에 따라 열교환기의 단수가 다르며 관경에 따라서 관의 열 간격과 단 간격이 서로 다르다.

열교환기의 환은 동재질에 알루미늄 방청가공이 되었고 환매수는 3개 열교환기 모두 181매로서 동일하다. Fig.1에 본 연구에 사용된 열교환기의 개략도가 case 별로 나타나 있다. 본 연구에 사

용된 열교환기는 case 별로 구조가 다른데 case1은 병렬회로의 열교환기로 관경이 15.88mm이다. Case2역시 병렬회로이나 관경이 12.7mm이고 case3는 직렬회로에 관경이 12.7mm인 열교환기이다. 본 연구에 사용된 열교환기의 자세한 제원은 Table 1에 나타나 있다.

2.2 실험 장치

본 연구에서 사용된 실험장치는 공기 엔탈피식 칼로리미터로서 공기-엔탈피법에 근거한 열량 측정방법을 적용하여 산업용 및 가정용 냉동 공조기의 성능을 측정하는 장치이다. 이 장치는 KS C9306 및 JIS 9612규격을 기준으로 하여 실외기 1대와 다수의 실내기로 구성되는 multi-system 공기조화기의 성능을 측정할 수 있다. 그리고 1개의 실은 열교환기 단품시험이 가능하다.

본 연구는 열교환기 단품 시험이 가능한 1개의 실에서 실시되었으며 본 실험에서 사용된 FCU 성능 측정 장치는 환-코일 유닛의 성능 측정실험을 목적으로 하는 장치로서 ISO 2417, KS B 6377, ANSI/ASHRAE 33 등의 규격에 따라 환-코일 유닛의 입구 온·습도를 제어하고 냉각수 상태 및 유량의 변화에 따른 환 코일 유닛의 특성을 분석할 수 있으며 제반 데이터도 측정할 수

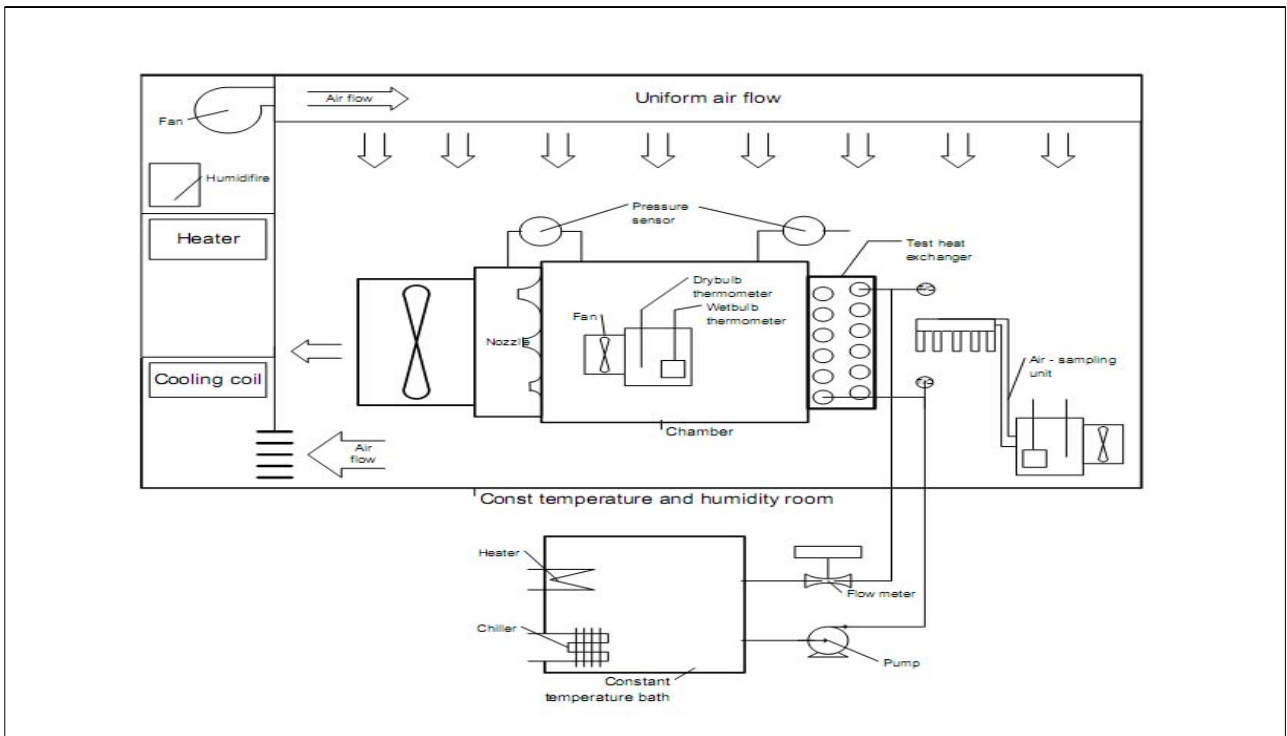


Fig.2 Schematic diagram of experimental apparatus

있다.

2.3 실험조건 및 방법

본 연구는 공기에 대한 냉방시험을 실시하였다. 실험의 조건으로 열교환기에 유입되는 공기의 건구온도는 23도, 상대습도 50%를 유지하였다. 풍량은 20~25CMM의 범위에서 3가지 case를 실험하였으며 냉각수는 7℃를 유지하면서 유입 냉각수 유량은 10~22kg/min의 범위에서 3가지 case를 실험하였다.

실험 방법은 먼저 물을 작동 유체로 하는 항온수조의 온도를 PID 제어기를 이용하여 설정온도로 제어한다. 온도가 일정하게 제어된 물은 시험 열교환기의 입구와 열교환기 출구부에서 RTD센서를 이용 각각 온도를 측정한다.

공기측의 입구 풍량은 ASHRAE Standard41.2에 명시된 노즐 차압을 차압계를 이용하여 측정하였다. 그리고 열교환기 입구와 출구의 공기의 상태량을 측정하기위해 ASHRAE Standard 41.1에 명시된 방법대로 샘플링하여 측정하였다.

전체 3개의 열교환기에 대해서 앞에서 언급한 실험 조건을 이용하여 실험을 실시하였는데 각각의 실험에서 안정화 상태를 파악한 후 공기와 냉각수의 입·출구 온도의 변화가 ±0.1℃이내에서 유지될 때 공기의 풍량, 입·출구온도, 건·습구온도, 차압과 냉각수의 입·출구온도, 유량을 측정하였다.

3 자료처리

일반적으로 열교환기의 열전달량은 공기측과 물측의 열전달량의 평균값을 사용한다. 본 실험에서는 공기측의 열전달량을 현열과 잠열을 구분하여 구하였으며 아래와 같은 식으로 계산하였다.

$$Q_w = m C_{p,w} (T_o + T_i) \quad (1)$$

$$Q_a = Q_{sen} + Q_{lat} \quad (2)$$

$$Q_{sen} = m_a C_{P,a} (T_o - T_i) \quad (3)$$

$$Q_{lat} = m (W_o - W_i) h_{fg} \quad (4)$$

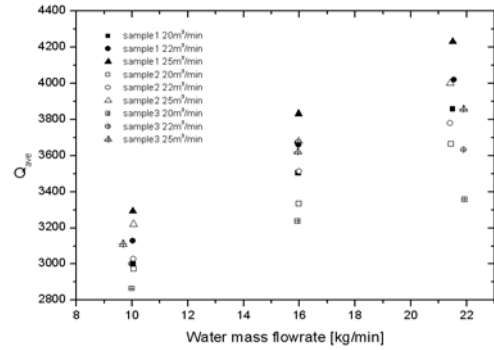


Fig.3 Heat transfer rate against mass flow rate

$$Q_{ave} = \frac{Q_a + Q_w}{2} \quad (5)$$

본 연구에서는 열교환기 입구와 출구사이에서 발생하는 공기의 상태량의 차이를 알기 위해 현열비를 이용한다. 현열비를 이용하면 공기측의 열전달량 중에서 현열이 차지하는 비율을 알 수 있어서 열전달량의 차이와는 무관하게 열교환기가 처리할 수 있는 현열량을 알 수 있다. 현열비 SHF는

$$SHF = \frac{Q_{sen}}{Q_{lat} + Q_{sen}} \quad (6)$$

으로 계산된다.

4. 실험 결과 및 고찰

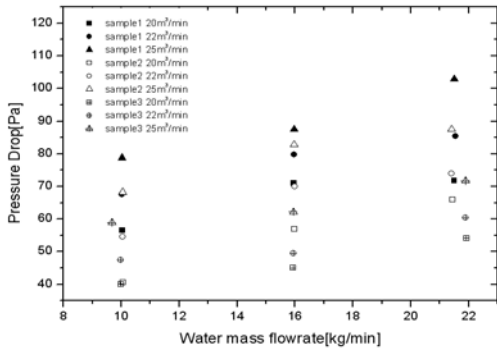
4.1 열전달량

Fig.3에는 3개의 서로 다른 구조를 가지는 열교환기에 대해 공기의 풍량과 냉각수 유량에 따른 열전달량을 보여주고 있다. 열교환기에서 냉각수 유량이 증가함과 입구공기의 풍량이 증가함에 따라 열전달량은 증가하게 되는데 case1이 가장 큰 열전달량을 보이고 case2와 case3의 순서로 열전달량이 증가하고 있다. case1과 case2의 경우 열교환기의 관경이 case3보다 작아 관의 단수가 많기 때문에 이에 따른 열전달면적이 크다. 그리고 case1의 열전달량이 case2보다 큰 이유는 두 개의 열교환기가 동일한 환 피치와 동일한 관경 그리고 동일한 관 단수를 가짐에도 두 열교환기의 냉각수 회로의 배열이 서로 다르며 그로 인해

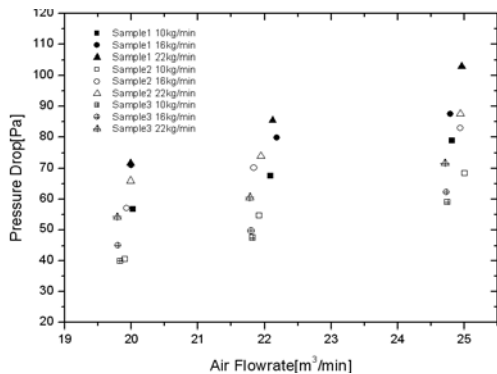
서 냉각수의 열별 열전달량의 차이의 영향을 받기 때문이다. 1열의 열전달량이 전체 열전달량의 대부분을 차지하기 때문에 1열에서의 온도 상승이 빨라진다. case2의 경우 냉각수가 1열과 2열을 번갈아 이동하기 때문에 2열을 지난뒤 1열을 지나는 case1보다 잠열 열전달량이 적어져 전체 열전달량이 작다.

4.2 압력강하량

Fig.4는 3개의 열교환기에 대한 압력 강하량을 보여주고 있는데 (a)는 냉각수 유량에 따른 압력 강하량을 (b)는 입구공기의 풍량에 따른 3개의 열교환기에서의 압력 강하량을 각각 보여주고 있다. 먼저 (a)의 경우 냉각수 유량이 증가할수록 압력 강하량이 증가하는데 이는 유량증가에 따른 열유속의 증가로 흰 표면에서의 경로량이 증가하기 때문이다. 흰 표면에 부착된 결로는 공기의



(a) Pressure drop against water mass flowrate



(b) Pressure drop and air flowrate

Fig.4 Pressure drop in the heat exchangers.

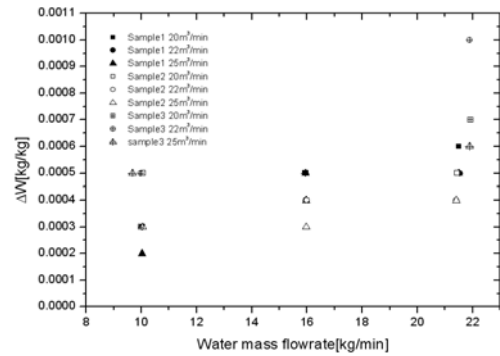


Fig.5 Absolute humidity ratio difference in the heat exchangers

유동을 방해하는 저항체의 역할을 하기 때문에 입구와 출구에서의 압력 강하량이 커지게 된다. 그리고 3개의 열교환기 각각의 경우를 비교해 보면 case1이 가장 크고 case3가 가장 작은 압력 강하량을 가지게 되는데 이는 전술한 내용처럼 case2의 온도 상승속도가 case1보다 빠르기 때문이다. (b)의 경우 입구공기의 풍량이 증가함에 따라 압력 강하량이 증가하나 이는 풍량증가에 따른 유동저항의 증가로 보인다. 그리고 3개의 열교환기가 보이는 압력 강하량은 case1과 case2의 경우 그 차이가 근소했고 case3와 case1의 차이가 있음을 볼 수 있는데 이는 열교환기의 구조적 이 차이 때문으로 보인다.

4.5 절대습도량

Fig.5는 3개의 열교환기에 대한 냉각수 유량에

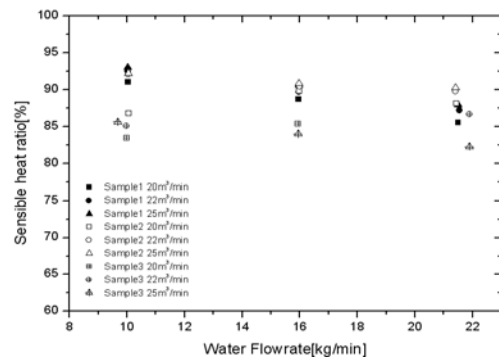


Fig.6 Sensible heat ratio in the heat exchangers for water mass flowrate

따른 절대습도량의 차이를 보여주고 있다. 전체적으로 봤을 때 냉각수의 유량이 증가할수록 입·출구의 습도량의 차이가 커지는데 이는 냉각수 유량이 증가함에 따라 열유속이 증가하여 결로량이 증가하기 때문이다. 절대습도량의 차이에서는 case3가 다른 열교환기보다 큰 결로량을 보이는데 이는 관의 단 간격과 열 간격 그리고 환경의 차이에서 기인하는 열전달면적의 차이로 보인다.

4.4 현열비

현열비는 공기의 전체 열전달량 가운데 현열 열전달량이 차지하는 비중을 나타내는 것으로서 이를 통하여 실험 열교환기의 냉각수 유량에 따른 현열 처리량을 보여준다. Fig.6에 냉각수 유량에 따른 현열비를 나타내고 있다.

3개의 열교환기에서 유량에 따른 현열비의 증감은 그리 크지 않다 그러나 전체의 경우를 보면 유량의 증가에 따른 현열비의 감소가 보이는데 이는 유량증가에 의한 결로량의 증가로 잠열 열전달량이 증가하기 때문으로 보인다.

그리고 열교환기의 구조에 따라 case3의 현열비가 가장 작는데 이는 결로량이 다른 열교환기들보다 많기 때문이다. 그리고 case2의 경우 case1보다 작은 현열비를 가지는데 이는 case1보다 작은 결로량 때문으로 보인다.

5. 결론

본 연구에서는 환경이 다르고 냉각수 유로가 다른 3개의 현열용 열교환기를 이용하여 냉각수 유량과 입구공기의 풍량에 따른 열전달량과 압력강하, 절대습도차, 현열비를 조사하였다. 그 결과 열교환기의 환경이 작고 단수가 많을수록 열전달량이 크다. 이는 단수가 많아짐에 따라 열전달면적이 증가하기 때문이다.

환경이 크고 단 간격과 열 간격이 클수록 압력강하량이 작는데 이는 공기의 유동면적이 커지기 때문이다. 단 간격과 열 간격이 작을수록 입·출구사이의 절대습도량의 차이도 커지는데 이는 열전달 면적의 증가로 인한 열전달량의 증가 때문에 냉각수의 온도가 빨리 상승하기 때문이다.

유로의 특성상 직렬의 열교환기보다 병렬의 열교환기가 빠른 온도 상승을 보이는데 이는 냉각수가 전체 열전달량의 대부분을 차지하는 1열과 2열을 번갈아 지나가기 때문이다.

결로 발생량이 작을수록 현열비 또한 감소하는데 이는 결로 발생으로 인한 잠열 열전달량이 증가하기 때문이다.

참고문헌

1. S.K.Park et. al, An experimental study on understanding of poduction mechanism of a mist from fin-tube heat exchanger, Journal of the KOSME, vol. 25. No. 3, 2001 pp 165-174
2. Keun-sun Chang, Thanh-long Phan, Heat transfer and friction characteristics of slit fin and tube heat exchangers in wet conditions, Journal of the SAREK, vol. 19 No. 1, 2007 pp1-9
3. S.J. Lee et. al, A study on the air-side flow and heat transfer characteristics for improvement finned-tube heat exchanger, proceeding of the SAREK 01 winter annual conference. pp199-205
4. C.K Min, J.P Oh, W.K Oh N.H Kim, Heat transfer and Pressure drop characteristics of heat exchangers having plain fins under dry and wet conditions, Journal of the SAREK, vol.16, No.3, 2004 pp218-229
5. J.P.Cho et. al, Wet surface performance test of waffle type heat exchanger, proceeding of the KSME 00 fall annual conference, pp54