

루우버핀형 고밀도 열교환기에 대한 연구동향

Research Review for Louvered-Fin Type Compact Heat Exchanger

이 진 호
J. H. Lee
연세대학교 기계공학과



- 1952년생
- 에너지효율 열기기 및 공기조화·냉동분야 기술개발에 관심을 가지고 있다.

전 창 덕
C. D. Jeon
충주산업대 기계공학과



- 1960년생
- 고밀도 열교환기를 이용한 자동차 및 가정용 공조시스템 기술개발에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

에너지 파동 이후 에너지 자원의 절약에 대한 사회적 요구에 부응하고 또한 에너지 소비의 증가 추세에 적절히 대처하기 위하여 자동차 산업을 비롯하여 가정용, 산업용 공조분야에 이르기까지 산업 전반에 걸쳐 에너지 절약형, 즉 고효율의 열교환기 개발이 절실히 요구되고 있으며 한편 갈수록 심화되는 사용공간의 제한성 때문에 단위 부피당 전열면적이 큰 고밀도 열교환기(compact heat exchanger)가 많은 관심 속에 개발되어 사용중에 있다. 특별히 가정용 공조기의 경우에는 주거공간을 보다 효율적으로 활용하기 위하여, 자동차 산업분야의 경우에는 자동차 엔진실의 공간을 효과적으로 이용함과 동시에 저연비 자동차를 실현하기 위한 목적의 일환으로 소형, 경량이면서도 열전달 성능이 우수한 고밀도 열교환기 사용이 요구된다. 따라서 고밀도 열

교환기 설계자들의 관심은 전열면의 크기, 형상, 배열 등이 열전달 메카니즘에 미치는 영향을 정확히 분석함으로써 가장 효과적으로 열전달 성능을 향상시킬 수 있는 방법을 제시하는데 있다.

일반적으로 공기와 상변화를 수반하는 냉매를 작동유체로 사용하는 열교환기의 경우 총합열전달계수(overall heat transfer coefficient)는 냉매가 흐르는 튜브내에서의 비등 및 응축 열전달, 튜브 표면과 핀 표면사이의 접촉 열저항, 튜브와 핀 사이를 통과하는 공기의 대류열전달계수에 의해서 지배되는데 이 경우 접촉 열저항을 포함하여 튜브내측의 열전달계수는 대략 $1500\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$, 공기측의 열전달계수는 $50\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ 정도로 알려져 있으며⁽¹⁾ 자동차 방열기에서와 같이 물을 작동유체로 사용하는 경우 전체 열저항 중 기체측에서 발생하는 열저항이 80% 정도를 차지한다고 알려져 있다⁽²⁾. 따라서 기체측 열저항을 줄임으로서 열교환기의 전열성능을 크게 향상시

킬 수 있는데 기체측 열전달 성능을 향상시키는 방법은 크게 세가지로 나눌 수 있다. 첫번째 방법은 핀(fin)과 같은 확장표면을 부착하는 것이고 두번째 방법은 작동유체가 흘러가는 유동로(flow passage), 즉 수력직경을 가능한 작게 하므로써 작동유체와 전열면과의 접촉을 증가시키는 것이며 마지막 세번째 방법은 첫번째 방법을 좀 더 발전시킨 것으로 기체측에 부착된 확장표면의 형상을 변화시키므로 해서 열전달계수의 향상을 도모하는 것이다. 이중 마지막 방법은 다시 연속적인 표면(continuous surface)형상을 사용하는 방법과 불연속적인 표면(interrupted surface)형상을 사용하는 방법으로 나눌 수 있다. 연속적인 표면의 경우는 갑작스런 속도의 변화로 인해 유도되는 유체흐름(counter-rotating velocity 혹은 Goertler 와류라고도 함)을 이용하여 열전달을 향상시키는 방법이다. 불연속적인 표면을 사용하는 경우에는 새로운 경계층이 불연속적으로 이어진 각각의 핀에서 발달, 성장, 소멸함으로써 연속적인 표면의 경우보다 경계층 두께가 평균적으로 얇아 전열면에서의 열저항이 감소하기 때문에 전열성능을 향상시킬 수 있다. 즉 연속적인 표면의 유동인 경우에는 선단(leading edge)의 열전달계수가 크지만 하류로 갈수록 경계층이 두꺼워져 열전달계수가 감소하기 때문에

동일한 크기의 전열면을 사용하더라도 루우버핀과 같이 전열면을 분할하여 사용하면 열전달 계수가 높은 선단이 반복되므로 연속적인 표면의 경우보다 높은 열전달계수를 유지할 수 있으며 비록 마찰항력(friction drag)이 커지더라도 전열성능의 향상이 가져다 주는 장점이 이러한 단점을 상쇄시킬 수 있다. 이와 같은 특징을 갖는 핀들로는 오프셋 스트립핀(offset strip fin), 루우버핀(louvered fin) 등이 있다. 표 1에서 언급한 바와 같이 일반적으로 불연속 표면을 갖는 핀들이 연속적인 표면을 갖는 핀보다 성능면에서 우수하나 생산비가 높고 마모와 파손이 쉽게 일어날 수 있으며 유입 공기에 포함된 이물질로 인해 전열면이 쉽게 오염(fouling)될 수 있다는 문제점을 갖고 있다. 또한 불연속 표면의 핀에서 발생하는 압력손실은 핀 절단면(cut edge)의 상태에 따라 큰 영향을 받기 때문에 가능한 덧살(burr)이나 굽은 부분이 없도록 매끄럽게 가공하여야 한다. 이러한 이유들로 인해 설치공간에 다른 제약이 없거나 소비동력(pumping power)이 매우 중요한 경우에는 연속적인 표면으로 이루어진 파형핀등을 사용한다. 그러나 자동차의 방열기, 증발기, 히터, 가스터버핀 재생장치, 가정용 냉난방기구와 같이 단위 부피당 전열 면적비가 큰 고밀도 형상이 절대적으로 필요한 곳에

표 1 표면형상에 따른 고밀도 열교환기의 분류 및 주요특성

분 류	특 징
연속적인 표면	<ul style="list-style-type: none"> 갑작스런 속도의 변화로 인해 유도되는 counter-rotating velocity 를 이용하여 국부적으로 마찰계수와 열전달계수를 향상시킴.
파형핀	<ul style="list-style-type: none"> 형상이 단순하며 제작비가 상대적으로 저렴함.
덤플핀	<ul style="list-style-type: none"> 유동바리가 발생함으로써 불연속적인 표면의 경우보다 전체적인 열전달계수는 감소하고 압력손실은 평판핀의 경우보다 증가함.
불연속적인 표면	<ul style="list-style-type: none"> 불연속적으로 이어진 각각의 핀에서 새로운 경계층이 성장, 발달, 소멸함으로써 경계층 두께가 상대적으로 얇아져 열전달계수가 증가함.
오프셋 스트립핀	<ul style="list-style-type: none"> 전열성능이 연속적인 표면의 경우보다 3~4배정도 큼.
루우버핀	<ul style="list-style-type: none"> 형상이 복잡하여 제작비가 상대적으로 고가임. 마모, 파손등이 쉽게 일어날 수 있으며 이물질에 의한 오염(fouling) 가능성이 큼. 핀 절단면(cut edge)의 가공이 중요함. 마찰저항이 연속적인 표면에 비해 3~4배 정도 큼.

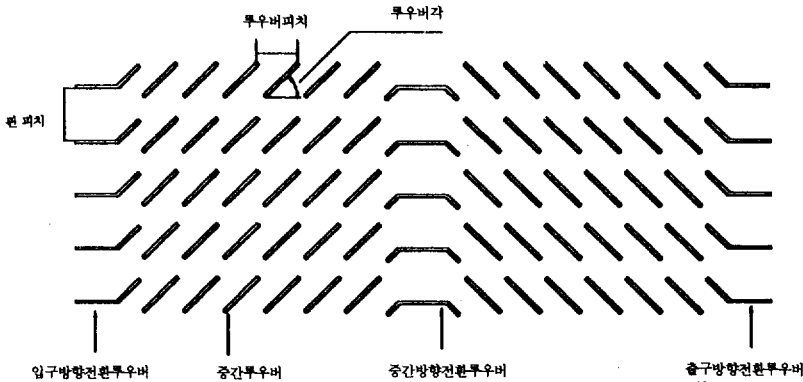


그림 1 루우버핀 열교환기의 주요 기하학적 변수

서는 압력손실이 상대적으로 크더라도 불연속 표면으로 구성되는 루우버핀을 사용하는데 이는 크게 다음과 같은 장점 및 보완성을 기인한다.

- 1) 핀 두께가 매우 얇기 때문에 경량화가 가능하며 이로 인해 발생하는 구조적 문제점은 삼각형 또는 주름진 형상(corrugated shape)으로 만들면 보완이 가능하고
- 2) 핀의 자유로운 압축(squeezing)과 신장(stretching)이 가능하므로 핀 간격의 조절이 용이하며
- 3) 무엇보다도 육셋 스트립핀에 비해 가장 큰 장점은 대량생산이 가능하기 때문이다.

산업체에서 널리 사용되고 있는 전형적인 루우버핀에 대한 기하학적 형상은 그림 1과 같다.

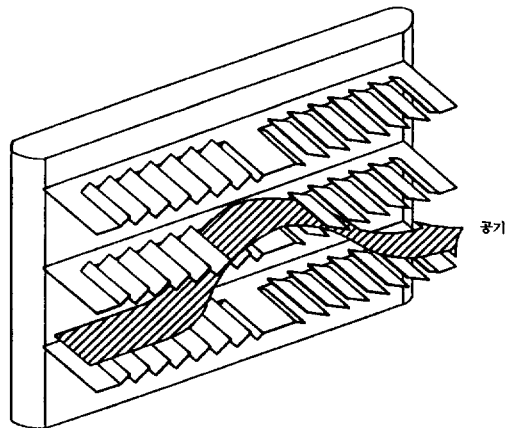


그림 2 루우버핀을 통과하는 공기의 유동패턴

2. 루우버핀형 열교환기에 대한 기존의 연구

소형 고밀도 열교환기에 루우버핀을 사용한 것은 1950년대 부터이나 유동현상과 전열특성을 이해하기 위한 본격적인 연구가 진행된 것은 최근 20년간이다. Kays와 London⁽³⁾이 1955년 처음으로 14종의 루우버핀 모델을 사용하여 전열특성과 압력강하에 관한 자료를 발표하였다. 그러나 연구에 사용된 루우버핀 형상들은 루우버피치 $L_p=4.76\sim 19.05\text{mm}$, 핀피치 $F_p=2.29\sim 4.19\text{mm}$ ($L_p/F_p=2.3\sim 8.3$), 루우버각 $\theta=6.28^\circ\sim 16.25^\circ$ 로서 현재 산업 분야에서는 사용되고 있지 않는 것들(오늘날 널리 사용되고 있는 루우

버핀들은 $L_p/F_p=0.7\sim 1.2$, $\theta=20^\circ\sim 40^\circ$ 범위임)이어서 직접적인 설계자료로서 활용할 수는 없으나 기초이론 및 실험방법을 잘 정립하였기 때문에 아직도 널리 인용되고 있다. 그 후 1965년 Beauvais⁽²⁾는 자동차용 방열기로 사용되는 제품을 10배 확대한 상사모델을 이용하여 연기 가시화(smoke visualization)방법을 통해 그림 2와 같이 공기가 흘러감을 밝혀 루우버가 공기 유동 방향에 미치는 영향을 정성적으로 분석하였고 이를 통해 루우버가 난류강도를 촉진시켜 전열특성을 향상시키는 표면 거칠기 역할 뿐만 아니라 공기의 유동방향을 바꾸어 줌으로서 공기와 전열면과의 접촉면적을 증가시켜 열전달을 향상시

킨다는 사실을 밝혔다. 1973년 Wong과 Smith⁽⁴⁾는 5배 확대한 상사모델을 사용하여 열전달과 압력강하량을 측정하였고 또한 1 : 1 scale 모델과의 비교를 통해 상사모델의 타당성을 밝혔다. 즉 상사 모델을 사용하여 실험을 수행하더라도 실제품을 사용해서 얻을 수 있는 결과와 거의 일치함을 밝혀 향후 루어버핀형 열교환기 성능분석에 상사모델을 사용할 수 있는 확실한 근거를 제시하였다. 1983년 Davenport⁽⁵⁾는 $F_p=2.01\sim 3.35\text{mm}$, $L_p=1.5\sim 3.0\text{mm}$ 범위의 32종의 루어버핀 모델에 대한 열전달과 유동마찰에 대한 데이터를 제시하였는데 배열 내의 유동 및 그에 따른 전열 특성은 평판핀의 경우와는 달리 루어버핀치를 특성길이로 하는 Re_{Lp} 수의 함수임을 밝혔다. Tanaka 등⁽⁶⁾은 1984년 알루미늄 분말을 사용하여 루어버핀치 대 핀피치비 $L_p/F_p=1$, $Re_{Lp}=250$ 인 경우에 대하여 수조를 이용, 유동가시화를 하였는데 모델의 상하 경계면과 중간 방향전환 루어버 부근에서 후류와 와류를 관찰하였다. 이와 유사한 방법으로 1986년 Yoshiaki 등⁽⁷⁾은 $L_p=25\text{mm}$, $F_p=20\text{mm}$, $\theta=35^\circ$ 상사모델에 수소 기포법을 이용하여 후방 루어버근의 뒤쪽에서 후류를 관찰하였다. 루어버핀 배열의 열전달 특성을 규명하기위한 색다른 시도가 1986년과 1989년에 Lee⁽⁸⁾⁽⁹⁾에 의해서 수행되었는데 그는 나프탈렌을 입힌 1방향 루어버핀을 사용하여 물질전달량을 측정하였고 물질-열전달 유사성(analogy)이론을 적용하여 평균 열전달계수를 구하였다. 1987년 Howard⁽¹⁰⁾는 10배 확대한 상사모델에 염료주입법(dye injection technique)을 이용하여 유동가시화를 실시하였으며 처음으로 유동효율(flow efficiency)을 정의하여 유동형태가 효율적인지 아니면 비효율적인지를 평가, 분석하였다. 그는 $\theta=20^\circ$ 인 모델의 경우 $L_p/F_p>0.8$ 이면 효율적, $L_p/F_p<0.7$ 이면 비효율적이라 밝혔다. 1990년 Webb⁽¹¹⁾는 10배 확대한 상사모델에 염료주입법을 이용하여 $Re_{Lp}=400\sim 4000$ 범위에서 유동가시화를 하여 무차원 기하학적 변수와 Re_{Lp} 수의 함수로서 유동효율 및 임계 Re_{Lp} 수를 예측할 수 있는 상관관계식을 유도하였다. 같은 해 Heikal 등⁽¹²⁾은 열선유속계를 사용하여 16배

확대한 1개의 상사모델에 대해 유속과 난류강도를 측정하였는데 루어버핀의 끝단에서 발생하는 와류로 인해 Re_{Lp} 수가 600 이상이 되면 난류강도가 크게 증가함을 밝혔다. 루어버핀에 대한 본격적인 수치해석 연구로는 1987년 Baldwin 등⁽¹³⁾에 의한 연구를 들 수 있는데 그들은 좌표변환없이 직교좌표계의 격자를 그대로 사용할 수 있도록 핀의 형상을 계단모양으로 근사화시켜 2차원 층류유동 조건하에서 주 유동방향의 유효 점성계수(effective viscosity)가 층류 점성계수보다 100배 크다는 가정을 사용하여 유동장을 해석하였다. 1988년 Achaichia 등⁽¹⁴⁾은 수치해석을 통해서 낮은 Re_{Lp} 수에서는($Re_{Lp}<100$) 대부분의 유량이 핀과 핀사이클 통해 흘러가기 때문에 덕트내 층류유동과 유사하고 높은 Re_{Lp} 수에서는($Re_{Lp}>200$) 대부분의 유량이 루어버와 루어버 사이를 통과하기 때문에 평판에 대한 층류 경계층 유동과 유사하다고 밝혔다. 1989년 Hiramatsu 등⁽¹⁵⁾은 와도 수송방정식을 사용한 유한차분법으로 $Re_{Lp}=100\sim 1000$ 범위내에서 유동 및 열전달 특성을 연구하였다. 그는 핀의 형상을 사교격자(oblique grid)로 처리하여 가능한 실제형상과 핀의 좌표격자가 일치하도록 하였는데 핀피치가 크고 Re_{Lp} 수가 낮을수록 유체가 루어버 사이를 통과하기가 어려워 결과적으로 루어버핀의 열전달율이 저하됨을 밝혔다. 최근들어 Cowell 등⁽¹⁶⁾은 고 Re 수 $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하여 루어버핀치대 핀피치 L_p/F_p 가 0.59인 루어버핀 모델에 대해 Re_{Lp} 수 10~2400 범위에서 마찰저항과 평균유동각을 제시하였다. 국소 열전달계수 측정에 대한 대표적인 연구로는 1989년 Aoki 등⁽¹⁷⁾의 연구를 들 수 있는데 니켈막을 전착처리하여 온도측정과 가열을 동시에 할 수 있는 스테인레스강으로 된 측정장치와 프레스 처리된 알루미늄 측정장치를 사용하여 루어버핀 내부의 국소 열전달계수를 측정하였으며 연구결과, 국소 Nusselt 수는 평판에 대한 층류 열전달의 경우처럼 $Re_{Lp}^{0.5}$ 에 비례한다고 밝혔다.

한편 국내의 연구로는 1977년 이진호 등⁽¹⁸⁾이 자동차 방열기의 방열량 측정실험을 통해 평판핀과 루어버핀에 대한 열전달을 즉, 루어버효율에

대한 연구를 수행하였으며 1990년 이기백 등⁽¹⁹⁾은 이상화된 1방향 루우버핀 배열을 모델로 하여 LDV 및 레이저 홀로그래픽 간섭계를 사용하여 유동장 및 온도장을 측정하였고 수력직경을 특성길이로한 Re수를 기준으로 하여 층류, 천이, 난류 유동영역을 분류하였다. 1993년 강창수 등⁽²⁰⁾은 13배 확대한 상사모델을 사용하여 열류주입법에 의한 유동가시화를 실시하였고 또한 유동형태를 2차원 정상 층류유동으로 가정하여 유동 및 전열특성을 SIMPLE 알고리즘을 이용한 유한 차분법으로 해석하였다. 1994년 이진호 등⁽²¹⁾은 자동차용 방열기를 15배 상사시킨 7종의 모델에 연기가시화 방법을 이용하여 유동구조 및 압력강하량을 측정하였고 항력계수를 사용하여 임계 Re_{L_p} 수의 존재를 밝힌 바 있다. 1995년 이재현 등⁽²²⁾은 1방향 3차원 루우버핀 모델에 대한 수치해석을 통해 핀형상에 따른 열전달 및 유동저항에 대한 연구를 수행하였으며, 이진호 등⁽²³⁾은 27종의 루우버핀 모델 ($L_p=12\sim 18\text{mm}$, $F_p=20\sim 40\text{mm}$, $\theta=20^\circ\sim 40^\circ$)에 대해 열전달 특성실험을 수행하여 루우버핀의 기하학적 형상에 따른 국소평균 열전달계수를 구하였으며 또한 열후류의 영향을 규명하였다. 같은 해 전창덕⁽²⁴⁾은 2차원 저 Re수 $k-\epsilon$ 난류모델을 적용하여 유동 및 열전달 특성을 분석하였다. 또한 열선유속계를 사용하여 Re_{L_p} 수 및 기하학적 형상에 따른 난류강도의 변화를 측정하였으며 새로운 유동효율을 정의하여 유동효율과 열전달 성능과의 상관관계를 보다 명확하게 규명하였다.

이상과 같이 루우버핀형 열교환기에 대한 연구는 국내외적으로 지난 20년간 지속적으로 진행되어 왔으나 발표된 대부분의 자료들은 표2와 같이 연구범위가 서로 다르거나, 협소하여 비교, 분석이 어려우며 산업체에서 직접적으로 활용할 수 있는 중요한 데이터들은 회사 기밀사항으로 분류하여 단지 가장 기초적인 자료만을 제시하였기 때문에 전열 및 유동 현상의 정확한 이해가 사실상 어려운 실정에 있다. 그러므로 연구 결과의 비교, 분석을 용이하게 하고 전열 및 유동현상을 정확히 이해하기 위한 체계적이고 일관성 있는 연구가 요구되는데 이를 위해서는 동일모델

을 이용하여 유동 및 열전달 현상에 대한 연구를 함께 수행하는 것이 필요하다. 또한 연구 결과를 적극적으로 활용하기 위해서는 현재 산업분야에서 생산되고 있는 제품의 형상을 기본 모델로 하여 연구를 수행하는 것이 필요하다. 아울러 공개된 연구 자료의 빈곤으로 인해 기술 개발에 어려움을 겪고 있는 국내 생산업체의 기술력을 제고시키기 위한 일환으로서도 루우버주위의 유동 및 전열특성에 대한 상세한 연구 자료가 절실히 요구된다.

3. 기존 연구의 한계성

루우버핀형 열교환기는 진술한 바와 같이 파형핀, 덤플핀과 같은 연속적인 표면을 사용하는 열교환기 보다는 압력손실이 3~4배 정도 크고 읍셋 스트립핀 열교환기보다는 구조적으로 약한 문제점을 갖고 있지만 전열성능이 뛰어난 것은 물론 대량생산이 가능하고 또한 전열면의 조밀화를 통해 열교환기의 크기를 줄일 수 있다는 장점으로 인해 Kays와 London이 루우버핀 모델에 대한 전열성능 및 마찰저항에 대한 실험결과를 발표한 이후 열전달계수를 더욱 향상시켜 더욱 더 고밀도, 고효율의 열교환기를 개발하기 위한 연구가 여러 사람들에 의해 꾸준히 수행되고 있다.

루우버핀형 열교환기를 설계하는데 있어서 중요한 설계 변수는 1차적으로 무게, 부피, 비용이지만 현재까지 진행되어온 연구결과에서 확인된 바와 같이 성능과 밀접하게 관련된 변수는 루우버피치, 핀피치, 루우버각, 작동유체의 속도이다. 그러므로 궁극적으로 열교환기를 설계하기 위해서는 루우버피치, 핀피치, 루우버각, 유동속도의 변화가 전열성능, 압력손실에 어떠한 영향을 주는지 분석할 수 있어야 한다. 직접적으로 이러한 분석을 위해서는 총체적인 실험치(global experiment data), 즉 실험모델 전후방에서의 압력차와 온도차에 관한 데이터만으로도 간단하게 분석할 수 있으므로 열교환기를 개발하였던 초기의 연구동향은 대부분 전체적인 성능과 관련된 실험값, 예를 들면 핀 전체에 대한 Colburn j 인자 대 Re 수 또는 핀 전체에 대한 마찰인자 f 대

표 2 연구모델의 기하학적 치수

연구자	핀피치 (mm)	루우버피치 (mm)	루우버각 (°)	핀피치에 대한 루우버피치 비	레이놀즈수 범위 Re_{Dh}	레이놀즈수 범위 Re_{Lp}
Davenport ⁽⁵⁾	2.01~3.35	1.5~3.0	8.43~35.92	0.94~2.25		300~4,000
Kays & London ⁽³⁾		4.76	6.28	2.22	500~10,000	
	2.29	6.35	8.34	2.08		
	2.92	9.35	8.43	2.80		
	4.19	9.53	12.41	3.03		
		12.70	16.35	4.68		
			3.25			
			5.57			
Lee ⁽⁸⁾	30.50	21.5	20.0	0.70	350~5,000	
	27.47		25.0	0.78		
			30.0			
			35.0			
Lee ⁽⁹⁾	28.4	14.94	25.0	0.53	900~4,000	
Webb ⁽¹¹⁾	11~30	15.0	20.0	0.49~1.32		400~4,000
			30.0			
강창수 등 ⁽²⁰⁾	-	-	22.0	0.67		100
			24.0	0.81		300
			28.0	1.00		500
이진호 등 ⁽²¹⁾	15.79	13.5	27.0	0.50~1.23		50~2000
	21.53	16.5	30.0			
	27.27	19.5	37.0			
전창덕 ⁽²⁴⁾	15	12	20	0.3~0.9		100~1200
	20					
	25					
	26.7					
	30					
40						

Re 수에 관한 것들이었다. 그러나 총체적인 실험값만을 구하는 초기의 실험방법으로는 루우버의 형상 및 배열이 전열성능에 미치는 영향을 상세하게 이해할 수 없으므로 모든 설계 변수마다 모델을 제작하여야 하기 때문에 비용이 과다하게 소요됨은 물론 루우버핀 형상 및 배열에 대한 요소설계(element design)가 불가능하여 연구, 개발에 한계성이 있었다. 그러므로 Beauvais가 유동가시화 실험을 통해 루우버핀이 난류강도를 측

진시키는 표면 거칠기의 역할 뿐만 아니라 유동 방향을 변화시킨다는 발표를 한 이후 연구의 관심이 점차 유동장 및 온도장에 미치는 루우버핀의 역할을 이해하기 위한 방향으로 옮겨지면서 실험 방향도 총체적인 실험값만을 구하는 경향에서 탈피하여 루우버의 형상, 배열 등이 유동 및 열전달 메카니즘에 미치는 영향을 이해하기 위한 방향으로 전환되었다. 열교환기의 최적 설계를 위해서는 각 루우버가 전열 성능에 미치는 역할

을 정확히 이해하여야 하며 이를 위해서는 루우버의 다양한 기하학적 범위에서 루우버 주위의 온도분포, 속도분포, 압력손실, 열후류영향(thermal wake effect), 유동박리, 재순환유동의 발생 위치 등에 대한 상세한 자료가 요구된다. 따라서 표 3~표 6에 나타낸 바와 같이 루우버핀의 특성을 이해하기 위해 유동가시화를 통한 유동구조의 정성적 분석, 속도측정을 통한 유동구조의 정량적 분석, 평균 또는 국소 열전달계수 측정을 통한 전열성능 분석 그리고 수치해석적 연구 등이 활발히 수행되어 왔다. 그러나 기존의 연구들은 루우버 주위의 유동 및 열전달 특성을 명확히 규명하기에는 표 3~표 6에 언급한 바와 같이 연구의 한계성을 가지고 있다.

4. 맺음말

1988년 11월 Grenoble에서 열린 “Recent Advance in Heat Exchangers” 관련 회의에 참석한 HTFS(Heat Transfer and Fluid Flow Service) 분야 종사자를 대상으로 한 투표에서 269

명 중 60명(22%)이 고밀도 열교환기를, 55명(20%)이 전산유체역학(CFD)을 2000년대에 중요한 연구분야로서 선정한 바 있다. 위의 통계적 수치가 의미하는 것과 같이 루우버핀형 열교환기를 포함, 고밀도 열교환기에 대한 관심은 계속적으로 고조될 전망이다. 관심을 끈다는 것은 아직까지 연구가 미흡한 상태로 남아 있다는 것을 반증하는 것이기도 하다. 특히 경제적, 시간적 측면에서 고밀도 열교환기에 대한 전산유체역학적 연구는 많은 연구자들의 흥미를 끌고 있다. 루우버핀형 열교환기에 대한 수치해석은 90년대 초반까지만 해도 층류 모델을 이용한 방법만이 사용되었다. 층류 모델을 사용한 물리적인 근거는 일반적으로 루우버핀형 열교환기의 사용조건이 저속영역인 까닭에 있다. 특히 엔진 공회전시 또는 저속운전 조건에서 좋은 열전달성능을 발휘해야 하는 자동차 방열기의 경우는 층류 모델 적용의 전형적인 사례였다. 그러나 유동가시화 실험에서 나타나는 유선의 확산과 같은 현상에 착안하여 저속영역일지라도 루우버핀 내의 유동구조가 난류유동구조에 더 가까울 수도 있다는 의

표 3 유동가시화에 대한 기존의 연구와 한계성

연구자	방법	주요 연구결과	한계성
Howard ⁽¹⁰⁾	수조(염료)를 이용한 유동가시화	유선의 흐름을 관찰하여 어떠한 기하학적 형상의 루우버핀이 유동에 효율적인지를 밝힘.	물을 작동유체로 사용함.
Hiramatsu 등 ⁽¹⁵⁾	수조(염료)를 이용한 유동가시화	Re _{LD} 가 1000근처에 도달하면 층류유동이 천이 영역으로 변화됨을 관찰.	물을 작동유체로 사용함.
Webb ⁽¹¹⁾	수조(염료)를 이용한 유동가시화	유동효율을 정의하였으며 임계레이놀즈수에 대한 상관관계식을 제시. 유동박리와 와류에 대해 언급.	물을 작동유체로 사용함.
Tanaka 등 ⁽⁶⁾	수조와 알루미늄 분말을 이용한 유동가시화	중앙 방향전환 핀부근에서 후류와 와류를 관찰	물을 작동유체로 사용함.
강창수 등 ⁽²⁰⁾	수조(염료)를 이용한 유동가시화	Re _{LD} 수 500에서 난류유동을 관찰.	물을 작동유체로 사용함.
이진호 등 ⁽²¹⁾	연기(파라핀 오일)를 이용한 유동가시화	수정된 유동효율을 정의하여 유동효율을 예측할 수 있는 상관식을 유도.	Re _{LD} 수가 500근처에 도달하면 유선의 관찰이 어려움.

표 4 전열성능에 대한 기존의 연구와 한계성

연구자	방법	주요 연구결과	한계성
Davenport ⁽⁵⁾	1 : 1 모델을 이용하였으며 튜브를 직접 사용하여 열부하 조건을 부여함.	루우버핀 배열내의 전열특성은 루우버피치를 특성길이로 하는 Re수의 함수임을 밝힘.	기하학적 변수와 유동조건의 변화가 루우버핀 각각의 열전달 메카니즘에 미치는 영향에 대한 상세한 규명없이 전체적인 열전달 특성과 관련된 상관식만을 제시
Aoki 등 ⁽¹⁷⁾	니켈막을 전착도장한 온도측정 및 가열을 동시에 할 수 있는 측정장치를 사용하였음.	루우버핀 각각에 대한 열전달계수를 측정하였음.	루우버핀 각각의 열전달 계수를 측정할 때 열후류 영향이 없다고 보고 측정하고자 하는 1개의 핀만을 가열하였음.
이진호 등 ⁽²³⁾	15배 상사모델에 박판 히터를 부착하여 일정 벽온도조건에서 실험하였음.	열후류가 존재하는 경우 루우버핀 각각에 대한 국소열전달계수를 측정하였음.	튜브형상 및 배열에 따른 영향을 고려하지 않음.

표 5 속도측정에 대한 기존의 연구와 한계성

연구자	방법	주요 연구결과	한계성
이기백 등 ⁽¹⁹⁾	LDV와 레이저 홀로그래픽 간섭계를 사용하여 속도장과 온도장을 측정하였음.	수력직경을 특성길이로 한 Re수를 기준으로 층류, 천이, 난류 유동영역을 분류하였음.	사용된 루우버핀의 형상이 부적합함.
Heikal 등 ⁽¹²⁾	정온도형 열선유속계와 x형 프로브를 사용하여 속도장을 측정	Re _{Lp} 수의 변화에 따른 평균 유동값의 변화를 난류강도가 증가하는 패턴을 분석하였고 Re _{Lp} 수가 1000이하에서는 층류 유동이 지배적이라고 밝힘.	루우버피치대 핀피치의 비와 루우버각의 변화에 따른 속도분포의 변화와 난류강도의 분포를 다루지 않았음.
전창덕 ⁽²⁴⁾	정온도형 열선유속계와 1형 프로브를 사용하여 속도장을 측정	Re _{Lp} 수 및 루우버형상 변화에 따른 국소난류강도 및 속도 분포 측정.	1차원 프로브사용 및 튜브형상, 배열이 유동장에 미치는 영향을 고려하지 않음.

견이 소수의 연구자들에 의해 제기되었다. 그 후 1994년 Cowell 등⁽¹⁶⁾은 Heikel 등⁽¹²⁾이 발표한 Re_{Lp}가 1000이하에서는 층류유동이 지배적이며 Re_{Lp}수가 점차 증가할수록 루우버의 후면에서 발생하는 난류후류로 인해 국소 난류강도가 증가하

기 시작하여 전체 유동의 난류강도 수준을 증가시킨다는 결과를 토대로 표준 k-ε 난류모델을 처음으로 사용하여 Re_{Lp}=10~2400 범위에서 Re_{Lp}에 따른 유동각 및 마찰계수의 변화등을 통해 유동구조를 분석한 바 있다. 또한 전창덕⁽²⁴⁾

표 6 수치해석에 대한 기존의 연구와 한계성

연구자	방법	주요 연구결과	한계성
Hiramatsu 등 ⁽¹⁵⁾	와도 수송방정식을 이용한 2차원 층류 모델 해석	사교격자를 적용하여 안정성 있는 해를 구하였으며 핀피치가 크고 Re수가 낮은 경우 루우버핀의 열전달이 저하됨을 밝힘.	유동현상을 층류로 가정하여 해석
Baldwin 등 ⁽¹³⁾	유한차분법을 이용하여 2차원 층류모델 해석	루우버핀 배열의 앞쪽에서 공기의 유동방향이 급격히 변하고 배열의 뒤쪽에서는 변화율이 완만해짐을 밝힘	유동현상을 층류로 가정하여 해석
Achaichia 등 ⁽¹⁴⁾	완전발달된 유동으로 가정하여 1개의 셀(cell)을 유한차분법으로 해석	Re수 및 기하학적 변수의 함수로서 평균 유동각을 산출할 수 있는 상관식을 유도.	유동현상을 층류로 가정하여 해석
강창수 등 ⁽²⁰⁾	SIMPLE 알고리즘을 이용하여 2차원 층류 모델 해석	속도장과 온도장 분포를 구함	유동현상을 층류로 가정하여 해석
Cowell 등 ⁽¹⁶⁾	2차원 고 Re수 $k-\epsilon$ 난류모델을 사용	평균유동각 및 표면저항을 구함	표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였음. 그러나 표준 $k-\epsilon$ 모델은 다음과 같은 경우에는 잘 맞지 않는다고 알려져 있음 ⁽²⁵⁾ - 저 Re수와 천이 Re수 영역 - 비정상 유동 또는 박리가 일어나는 유동 - 열전달 또는 물질전달이 일어나는 표면이 있는 경우
전창덕 ⁽²⁴⁾	2차원 저 Re수 $k-\epsilon$ 난류모델을 사용	유동효율, 속도장 및 온도 분포를 구함	직각좌표를 사용하여 핀의 실제형상과 좌표격자를 일치시키지 못했음.

이 저 Re수 $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하여 $Re_{Lp} = 100 \sim 1200$ 범위에서 유동효율, 국소 열전달계수 등을 실험결과와 비교하였다. 그의 실험범위 안에서는 층류모델을 사용한 결과가 실험결과에 더 근접하였으나 Re_{Lp} 수가 증가할수록 난류모델을 사용한 결과가 빠른 속도로 실험결과에 접근하는 경향을 밝힌 바 있다. 이와 같은 결과를 두고 볼 때 적용하는 유동조건에 따라 달라지겠지만 아직

까지 루우버핀형 열교환기의 유동구조 분석에 층류모델이 적합한 지 난류모델이 더 적합한 지 명확히 알려져 있지 않다. 이는 1차적으로 연구대상인 루우버핀형 열교환기의 사용조건에 따라 연구범위가 결정되며 연구범위에 따라서 상이한 해석결과를 얻을 수 있기 때문이다. 그러나 무엇보다도 루우버핀형 열교환기에 대한 수치해석 결과의 신뢰성을 높이기 위해서는 튜브 형상과 배열

의 영향이 고려된 즉 3차원 경계면 밀착 좌표계를 도입하여 해석을 수행하여야 한다. 또한 수치 해석과 병행하여 다양한 유동 및 기하학적 조건에서 속도장, 난류강도, 온도장에 대한 충분한 실험을 수행하여 상호보완적으로 고밀도 열교환기의 개발 및 평가에 활용할 수 있는 상관관계식을 도출시켜야 한다. 따라서 유동저항이 많이 걸리는 루우버의 피치를 국부적으로 다른 루우버들의 피치와 다르게 하는 부등피치 루우버핀, 루우버 갯수의 최적화, 난류촉진자의 형상 및 위치 등과 같은 새로운 개념이 반영된 고효율, 고밀도 열교환기의 개발은 위에 언급한 기초연구 결과가 확보되는 대로 비약적으로 이루어질 것이다.

참 고 문 헌

1. Fukui, s., Sakamoto, M., 1968, "Some Experiment Results on Heat Transfer Characteristic of Air Cooled Heat Exchangers for Air Conditioning Devices", Bulletin of JSME, Vol. 11, No. 44, pp. 303~311.
2. Beauvais, F. N., 1965, "An Aerodynamic Look at Automotive Radiator", SAE Paper No. 650470.
3. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchanger*, 3rd ed., McGraw-Hill.
4. Wong, L. T. and Smith, M. c., 1973, "Air Flow Phenomena in the Louvered-Fin Heat Exchanger", SAE Paper No. 730237.
5. Davenport, C. J., 1983, "Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin", Heat Transfer -Seattle 1983 AIChE Symp. Ser., No. 225, Vol. 79, pp. 19~27.
6. Tanaka, T., Itoh, M., Kudoh, M. and Tomita, A., 1984, "Improvement of Compact heat Exchangers with Inclined Louvered Fins", Bulletin of JSME, Vol. 27, No. 224, pp. 219~226.
7. Yoshiaki, A., Yoshinori, W. and Akira Y., 1986, "Study on Improvement of Performance of Heat Exchangers for Air Conditioners," Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, pp. 252~256.
8. Lee, Y. N., 1986, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of an Array of Aligned at Angles to the Flow in a Rectangular Duct", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 29, No. 10, pp. 1553~1563.
9. Lee, Y. N., 1989, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of an Assembly of Partially Segmented Plates", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 111, pp. 44~50.
10. Howard, P., 1987, "An Analytical Model for Heat Transfer and Friction Characteristics of a Multi-Louvered Fin Heat Exchanger", Master Paper, The Pennsylvania State University.
11. Webb, R. L., 1990, "The Flow Structure in the Louvered Fin Heat Exchanger Geometry", SAE Paper No. 900732.
12. Heikal, M. R., Antoniou, a. A. and Cowell, t. A., 1990, "Measurement of Local Velocity and Turbulent Levels in Arrays of Louvered Plate Fins" Proc. 10th Int. Heat Transfer Conference, Jerusalem, Vol. 4.
13. Baldwin, s. J., White, P., Al-Daini, A. J. and Davenport, C. J., 1987, "Investigation of the Gas Side Flow Field in Multilouvered Ducts with Flow Reversal" Proc 5th Int. Conf., Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flow, Vol 5, Part 1, Montreal, Canada.
14. Achaichia, A. and Cowell, T. A., 1988, "A Finite Difference Analysis of Fully Developed Periodic Laminar Flow in Inclined Louver Arrays", 2nd UK National

- Heat Transfer Conference, Glasgow.
15. Hiramatsu, M., Ishimaru, T. and Matsuzaki, K., 1989, "Research on Fins for Air Conditioning Heat Exchanger(1st Report, Numerical Analysis of heat Transfer on Louvered Fins)", Trans. J. S. M. E., 55~519, pp. 3349~3456.
 16. Achaichia, A., Heikal, M. R., Sulaiman, Y. and Cowell, T. A., 1994, "Numerical Investigation of Flow and Friction in Louvered Fin Arrays", Proc. 10th Int. Heat Transfer Conference, Brighton, UK, Vol. 4.
 17. Aoki, H., Shinagawa, T. and Suga, K., 1989, "An Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. I, pp. 293~300.
 18. 이진호, 최인규, 1977, "자동차용 라디에이터의 방열량에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, 제1권, 제2호, pp. 95~103.
 19. 이기백, 권순석, 김경근, 1990, "열 유체기기의 성능향상과 설계기초 연구", KOSEF 87-0213-06, 한국과학재단.
 20. 강창수, 최태민, 1993, "루버 핀을 지나는 공기의 유동특성에 대한 기초적 연구", 대한기계학회 논문집, 제17권, 제15호, pp 1276~1293.
 21. 이진호, 전창덕, 이교승, 1994, "루우버핀형 열교환기의 유동구조 및 압력강하 특성에 관한 연구", 공기조화·냉동공학 논문집, 제6권, 제2호, pp. 140~154.
 22. 이재현, 배진효, 오명도, 이승갑, 1995, "루버 핀-관 열교환기에서 핀 형상에 따른 열전달 및 유동저항" 공기조화·냉동공학회 하계 학술발표 논문집 pp. 46~52.
 23. 이진호, 전창덕, 홍주태, 1996, "루우버핀형 열교환기의 열전달 특성에 관한 실험적 연구", 공기조화·냉동공학회 논문집 제8권 제1호 pp. 120~139.
 24. 전창덕, 1995, "루우버핀형 고밀도 열교환기의 유동 및 열전달 특성에 관한 연구", 연세대학교 대학원 박사학위 논문.
 25. Patel, V. C., Rodi, W. and Scheuerer, G., 1984, "Turbulent Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows : A Review", AIAA JOURNAL, Vol. 23, No. 9, pp. 1308~1319.