

대체냉매 적용에 따른 밀폐형 압축기 저널베어링의 최적설계

Optimum Design of Hermetic Compressor Journal Bearing with Alternative Refrigerant Application

이규한·김정우·이장희

대우전자 냉장고 연구소 압축기 개발 Group

인천광역시 남구 용현동 604

ABSTRACT

Present study is undertaken to optimize the lubrication reliability and frictional loss of the dynamically-loaded journal bearing in hermetic reciprocating compressor with alternative refrigerant R600a application. Thermodynamic and dynamic analysis has been conducted to investigate cylinder pressure variations by substitution alternative refrigerant R600a for R12. The modeling of the dynamics of the compressor mechanism has been performed with lumped mass method. A mathematical model is developed for analyzing the dynamics of the journal bearing system with the mobility method. It takes into account the effects of the refrigerant species, aspect ratio, clearance ratio and surface roughness. A corresponding computer program is described which enables to obtain the minimum film thickness and frictional loss. Design optimization is graphically performed by parametric studies of the aspect ratio and clearance ratio.

Key words - Alternative refrigerant, Hermetic reciprocating compressor, Journal bearing, Optimum design.

1. 서 론

1930년대부터 거의 반세기 동안 냉동공조 시스템에 사용되어져 오던 CFC계 냉매

는 이것에 포함된 염소성분이 지구오존층의 파괴를 초래한다는 연구결과가 발표됨에 따라 1987년 몬트리올 의정서를 시초로 하는 합의규약에 의거, 1996년부터 선진국을 중심으로 사용이 전면 금지되었다. 이에 현재 냉장고, 자동차용 에어컨 등에 널리

사용되는 CFC12의 대체냉매로서 HFC134a가 개발되어 상용되고 있는 실정이다. 그러나 HFC134a가 냉동기유에 대한 상용성 문제로 인하여 종래 CFC12에 사용되던 저가의 광유 대신 고가의 합성에스테르유를 사용해야 한다는 것과 합성에스테르유의 사용에 따라 수분흡습성과 오염물질에 대한 용해성이 증가하여 압축기와 냉동시스템의 신뢰성 저하가 우려되고 또한 이를 방지하기 위해 엄정한 제조공정 관리 등이 필요하다는 것 등이 단점으로 지적되고 있으며, 특히 지구온난화지수가 높기 때문에 현재, 관심이 집중되고 있는 지구온난화 방지에 적합하지 않은 물질이라는 것이 문제점으로 대두되고 있다.

한편, 1990년대 초부터 환경 친화적인 대체냉매로서 오존파괴지수가 0이고 지구온난화지수가 거의 0인 탄화수소계 냉매의 적용에 관한 연구가 독일에서 시작되었고 이후 탄화수소가 가연성이 있다는 단점에도 불구하고, 지구환경보호 측면에서 전혀 문제가 없는 냉매라는 점과 종래 CFC12에 사용되던 광유를 사용할 수 있다는 장점 등에 의해 독일을 중심으로 한 유럽지역에서 탄화수소계 냉매, 특히 HC600a(이소부탄)의 적용에 관한 연구가 활발히 진행되어 최근 HC600a용 냉동공조기기가 일부 출시되고 있다. 또한, 가연성에 대한 우려로 인하여 HC600a를 적용하는 것에 대해 부정적이던 미국, 일본 등도 근래 이것의 적용에 대한 연구와 상용화에 박차를 가하고 있는 실정으로, 향후 CFC12의 차세대 냉매로서 HC600a의 채용이 급속히 증가될 것으로 예상된다.

새로운 대체냉매를 냉동공조시스템에 적용하기 위해서는 시스템 전체에 대한 성능

및 신뢰성 검토와 재설계가 필요하고, 특히 냉동공조시스템의 심장이라 할 수 있는 압축기의 최적설계가 필수적이다. 따라서 본 연구는 가정용 냉장고에 널리 사용되는 밀폐형 왕복동 압축기를 대상으로 하여, CFC12의 차세대 대체냉매로 부각되고 있는 HC600a를 적용 할 경우에 발생하는 압축기 저널베어링의 윤활 성능변화를 저널베어링의 설계인자에 따라 검토하고 이를 최적화 함으로서 대체냉매용 압축기 개발 시 필요한 기초설계 자료를 제시하고자 하였다. 이를 위해서 실린더를 검사체적으로 간주하고, 흡입계(Suction system)와 송출계(Discharge system)는 헬름홀츠 공명기(Helmholz resonator) 해석방법을 적용하여 열역학적 해석을 수행하였고, 열역학적 해석에서 산출되는 실린더 압력 데이터를 이용하여 집중 질량법에 의한 베어링 반력을 산출하였다. 동하중을 받는 저널 베어링의 해석은 계산의 효율성을 고려하여 모빌리티 법(Mobility Method)을 적용하였고 최적설계영역은 설계인자에 따른 최소유막 두께 및 평균 동력손실 컨투어(contour)를 도식적 방법(Graphical Method)으로 검토 함으로서 도출하였다.

2. 압축기 해석

2-1. 밀폐형 왕복동 압축기의 구조

Fig. 1은 이 연구에서 대상으로 한 볼-조인트 커넥팅 로드식 밀폐형 왕복동 압축기(Ball-joint connecting rod type hermetic reciprocating compressor)의 개략적인 구조를 나타낸 것이다. 압축기 모터의 회전운

동이 크랭크 기구를 매개로 하여 피스톤을 왕복운동 시킴에 따라 냉동시스템의 증발기를 통과한 저온, 저압의 냉매가스가 증발기와 연결된 흡입 관을 통해 압축기 케이스 내부로 1차 유입되고, 이 냉매가스는 흡입 머플러(Suction muffler), 흡입 압력실(Suction plenum), 흡입밸브를 통과하여 실린더 내로 유입되어 고온, 고압 상태로 압축된 후 송출밸브, 송출 압력실(Discharge plenum), 송출 머플러(Discharge muffler)를 거쳐 송출파이프를 통해 응축기로 송출된다.

2-2. 실린더 압력 변화

압축기 실린더내 압력변화를 해석하기 위해 실린더 체적을 검사체적으로 간주하여 질량보존의 법칙과 열역학 제1법칙을 적용하였다. 이 때 냉매가스는 이상기체로 가정하였고 정압비열과 정적비열은 온도의 함수로 나타내었다. 밸브의 운동과 냉매의 통과유량은 1자유도의 스프링-질량-감쇠계 및 등엔트로피 유동으로 각각 모델링하였고 흡입관, 압축기 케이스 내부공간, 흡입 머플러, 흡입압력실로 이루어진 흡입계와 송출압력실, 송출머플러, 송출관으로 이루어진 송출계에서 발생하는 냉매가스의 압력변화는 헬름홀츠 공명기 해석방법을 이용하였다.

2-3. 커넥팅로드 베어링 반력

실린더내 압력변화에 의해 피스톤에 가해지는 힘 F_p 는 식(1)로 기술되며 커넥팅로드에 작용하는 힘은 점 질량법(lumped mass method)를 이용한 기구해석을 통해 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$F_p = \frac{\pi D_c^2}{4} (P_c - P_s) \quad (1)$$

$$F_{cn} = \left\{ F_p + F_f + \left(m_p + \frac{L_c}{R_2} m_{cn} \right) a_p \right\} / \cos \phi \quad (2)$$

3. 저널베어링의 해석: 모빌리티 법

3-1. 모빌리티 법

모빌리티 법은 동하중이 작용하는 일반적인 저널베어링 문제를 등치의 정하중 압착문제와 회전에 의한 상대 각속도문제로 변환하여 계산한다. 따라서 저널과 베어링은 회전없이 정하중만이 작용하는 “순수압착유막” 상태라는 가정하에 임의의 저널 중심의 속도 등을 미리 계산하여 효율적인 형태의 모빌리티(무차원 속도-하중 비) 지도로 저장해 두었다가 이를 이용하여 일반적인 동하중 베어링 문제의 저널중심궤적을 구하는 것이다.

Fig. 2는 동하중을 받는 저널베어링의 해석을 위한 좌표계를 나타낸다. 계산좌표계 $x-y$ 는 베어링 중심에 고정되어 있고 지도좌표계 $\xi-\eta$ 는 동하중의 작용 방향에 따라 회전한다고 가정하면 편심량 관계식은 모빌리티의 함수로서 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} e_x \\ e_y \end{bmatrix} = \frac{|\vec{F}| \left(\frac{C}{R}\right)^2}{LD \left(\frac{\mu}{C}\right)} \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \end{bmatrix} + \bar{\omega} \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_x \\ e_y \end{bmatrix} \quad (3)$$

여기서 모빌리티 성분값은 “순수압착유막” 상태라는 가정하에 미리 구해진 모빌리티 지도식으로부터 입력되는 값이다.

3-2. 저널베어링의 설계 및 성능 파라미터

본 연구에서는 압축기 저널베어링의 설계 파라미터로서 형상비(Asspect ratio, $\frac{L}{D}$)와 틈새비(Clearance ratio, $\frac{C}{R}$)를 적용하고, 압축기의 신뢰성과 관련되는 무차원 최소유막두께(\bar{h}_{\min})와 기계효율 측면의 마찰동력손실(P_{loss})을 저널 베어링의 성능지시인자로 기술하며 다음과 같이 정의한다.

$$\bar{h}_{\min} = 1 - \varepsilon \quad (4)$$

$$P_{\text{loss}} = \frac{2\pi\mu R^3}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} \frac{L}{C} \Delta\omega^2 - (e_x F_y - e_y F_x) \bar{\omega} + (\dot{e}_x F_x + \dot{e}_y F_y) \quad (5)$$

3-3. 저널베어링의 허용 표면거칠기

저널베어링의 허용 표면거칠기(allowable surface roughness, $R_{q,a}$)는 저널 베어링이 유체유회상태로 하중을 지지할 수 있는 최대 허용 거칠기값을 의미하며, 식(6)과 같이 표현되는 저널베어링의 film parameter Λ 가 $5 \leq \Lambda < 100$ 의 범위에 있을 때 동압유체유회가 성립한다는 사실로부터 저널과 베어링의 표면거칠기가 동일하다는 가정하에 식(7)과 같이 정의한다.

$$\Lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{q,B}^2 + R_{q,J}^2}} \quad (6)$$

$$R_{q,a} = \frac{h_{\min}}{5\sqrt{2}} \quad (7)$$

따라서 허용 표면거칠기 $R_{q,a}$ 는 저널과 베어링 표면에 최소한 수행되어야 할 기계가공의 정밀도를 나타낸다고 할 수 있다.

4. 최적설계: 커넥팅로드

저널베어링

4-1. 입력 자료 및 계산방법

압축기의 운전 흡입압력과 송출압력은 KS B 6226 ‘냉동용 압축기의 정격온도조건’에 상응하는 포화압력을 따랐고 동일한 사양의 압축기를 대상으로, 4계 Runge-Kutta법을 이용한 반복 계산을 통해 실린더내 압력 변화값을 산출하였다. 이상과 같은 과정으로 얻은 실린더내 압력 변화를 입력자료로 하여 커넥팅 로드 베어링에 작용하는 동하중과 최소유막 두께, 마찰동력손실 등을 계산하였다.

4-2. 냉매종류에 따른 영향

Fig. 3과 4는 냉매종류에 따른 실린더내 압력 변화와 커넥팅 로드 베어링에 작용하는 힘의 변화를 각각 나타낸다. 대체냉매 HC600a의 특성 상 CFC12에 비해 동일한 응축온도(54.4℃) 및 증발온도(-23.3℃)에서 압력이 낮으므로 송출 행정시의 실린더 압력이 작게 되며 결국, 식(1)과 (2)의 관계에 의해 커넥팅 로드에 작용하는 힘의 크기가 감소하게 된다.

또한 Fig. 5와 6, 7에서 각각 표시한 것처럼 동일한 치수의 저널베어링에 HC600a를 적용한 경우, 저널중심의 궤적이 베어링 중심에 더욱 가까워지고 최소유막두께는 증가하며 마찰동력손실은 감소함을 알 수

있다. 특히 최소유막두께가 CFC12를 적용한 경우에 비해 크다는 것은 HC600a를 적용한 경우, 기계가공 공정의 관리조건에서 허용거칠기를 크게 하여도 좋다는 사실을 의미한다.

4-3. 저널베어링 설계 파라미터에 의한 영향

Fig. 8에서 11은 저널베어링의 설계 파라미터에 따른 영향을 나타낸다.

형상비(aspect ratio)의 증가에 따라 최소유막두께는 증가하여 저널중심이 베어링중심으로 접근하게 되며, 1사이클에 대한 평균동력손실은 감소하다가 증가하는 경향을 보인다. 작은 형상비 영역에서 평균동력손실이 큰 것은 최소유막두께가 작아 저널의 중심케적이 베어링중심에서 멀어지고 결국, 저널 중심의 편심량 속도가 증가하여 병진 운동에 의한 동력손실이 커지게 되기 때문이다.

틈새비(clearance ratio)가 증가할수록 최소유막두께는 작아져서 저널과 베어링의 접촉이 발생하게 되며 평균동력손실은 감소하다가 증가하는 경향을 보인다. 틈새비가 큰 영역에서는 형상비 영향의 경우와 마찬가지로 저널중심의 편심량속도 증가에 의한 동력손실의 증가가 나타난다.

4-4. 최적 설계영역의 도출

저널베어링의 신뢰성과 관련되는 최소유막두께는 형상비가 크고 틈새비가 작을수록 증가하며, 기계효율의 지시인자인 마찰동력손실은 어떤 형상비, 틈새비에서 최소가 된다는 사실로부터 최적설계의 개념이 성립된다. 즉, 최소한의 동력손실을 발생시키면서도 필요로 하는 윤활의 신뢰성을 확보하는 것이 저널베어링의 최적화 개념이다. 따라서 본 연구에서는 설계 파라미터 형상비와 틈새비의 변동영역에 Fig. 12, 13과 같은 최소유막두께 및 평균동력손실 컨투어를 구성하고 무차원 최소유막두께가 0.2 이상 되는 영역에서 무차원 유막두께에 대비한 평균동력손실이 작은 영역을 추출

함으로써 최적설계영역을 도출하였다.

Fig. 14와 15는 HC600a와 CFC12를 각각 적용한 경우에 도출된 최적 설계영역을 나타내며, HC600a를 적용한 경우, 동등 수준의 윤활 신뢰성을 보증하면서도 마찰동력손실과 저널베어링의 크기는 작게 할 수 있다는 것이 확인된다.

5. 결 론

본 연구에서는 동일한 사양의 밀폐형 왕복동 압축기를 대상으로 CFC12의 차세대 대체냉매로 부각되고 있는 HC600a를 적용할 경우 발생하는 압축기 저널베어링의 윤활 성능변화를 저널 베어링의 설계 파라미터에 따라 검토하였으며 도식적 방법을 통해 최적 설계영역을 도출하였다.

또한 이를 통해 HC600a를 적용할 경우, CFC12 대비 동등 수준의 윤활 신뢰성을 보증하면서도 마찰동력손실과 저널베어링의 크기는 작게 할 수 있다는 것을 제시하였다.

참고문헌

1. 김정우, 김현진, 박희용, 1993, "왕복동 압축기의 성능해석 시뮬레이션", 대한기계학회 논문집, 제17권, 제2호, pp.475~483.
2. Stewart, R. T., Jacobson, R. T. and Penoncello, S. G., 1986, ASHRAE Thermo -dynamic properties of refrigerants", ASHRAE, Inc., Atlanta.
3. 김정우, 김현진, 박희용, 1992, "실제기체 상태방정식을 이용한 왕복동 압축기의 성능해석", 공기조화·냉동공학회 논문집, 제4권, 제4호, pp.306~315.
4. 김정우, 김현진, 박희용, 1992, "밀폐형 왕복동 압축기의 리드밸브 동특성에 관한 연구", 공기조화·냉동공학회 논문집,

- 제4권, 제3호, pp.163~174.
5. Booker, J, F., 1965, "Dynamically-Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution", ASME Journal of Basic Engineering, Sept., pp.537~546.
 6. Booker, J, F., 1971, "Dynamically-Loaded Journal Bearings: Numerical Application of the Mobility Method", ASME Journal of Lubrication Technology, Vol.93, pp.168~176.
 7. Goenka, P, K., 1984, "Analytic Curve Fits for Solution Parameters of Dynamically -Loaded Journal Bearings", ASME Journal of Tribology, Vol.106, pp.421~428.
 8. Goenka, P, K., 1984, "Dynamically-Loaded Journal Bearings: Finite Element Method Analysis", ASME Journal of Tribology, Vol.106, pp.429~439.
 9. Hamrock, B, J., 1994, "Fundamentals of Fluid Film Lubrication", pp.32~41, International Editions, MacGraw-Hill.

- a_p : 피스톤 가속도
- ψ : 커넥팅로드 회전각
- C : 베어링 틈새
- D : 저널 직경
- e : 편심율
- \dot{e} : 편심율 속도
- \vec{F} : 하중벡터
- h_{\min} : 최소유막두께
- L : 베어링 길이
- M : 저널의 모빌리티
- R : 저널 반경
- R_q : rms surface roughness
- μ : 윤활유 점도
- ε : 무차원 편심율
- $\bar{\omega}$: 평균 각속도
- $\Delta\omega$: 상대 각속도

기 호

- F_p : 실린더 압력이 피스톤에 가하는 힘
- D_c : 실린더 내경
- P_c : 실린더 내 압력
- P_s : 흡입압력
- F_{cn} : 커넥팅로드 베어링에 가해지는 힘
- F_f : 피스톤-실린더 베어링의 마찰력
- m_p : 피스톤 질량
- L_c : 커넥팅 로드 길이
- R_2 : 크랭크핀의 편심량
- m_{cn} : 커넥팅 로드 질량

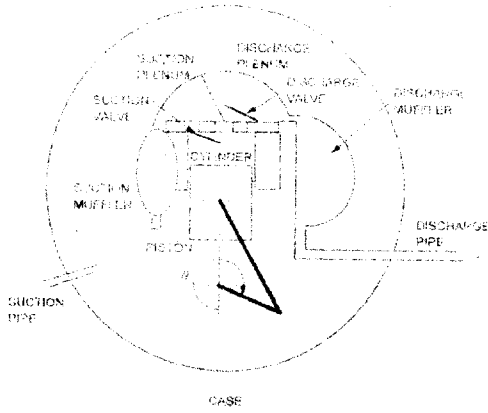


Fig. 1. A schematic view of the hermetic reciprocating compressor

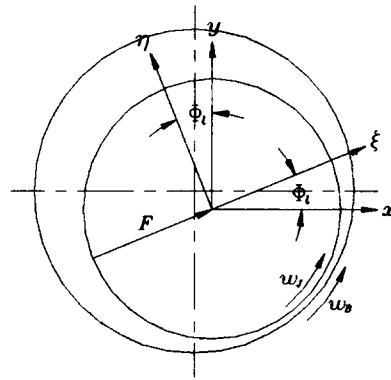


Fig. 2. The coordinate geometry of journal bearing for mobility analysis

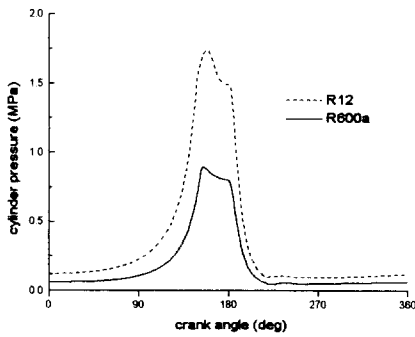


Fig. 3. The cylinder pressure with refrigerant

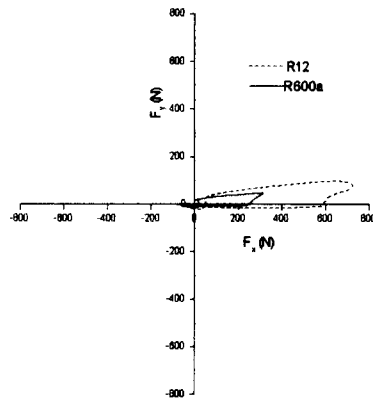


Fig. 4. Bearing force loci

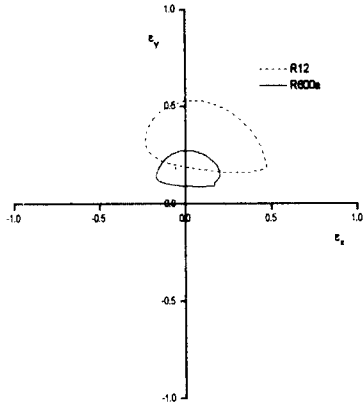


Fig. 5. Journal center loci

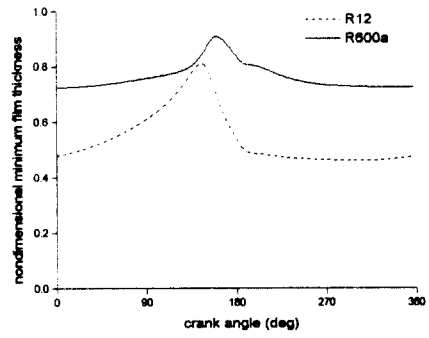


Fig. 6. Dimensionless minimum film thickness

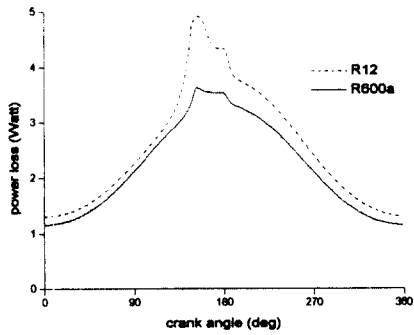


Fig. 7. Power loss

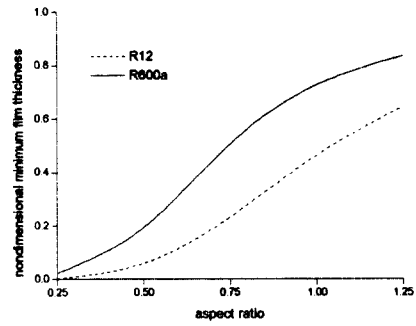


Fig. 8. The effect of aspect ratio on the dimensionless minimum film thickness

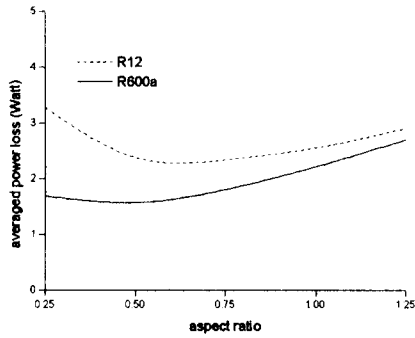


Fig. 9. The effect of aspect ratio on the power loss

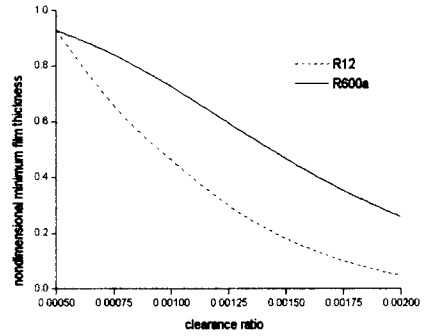


Fig. 10. The effect of clearance ratio on the dimensionless minimum film thickness

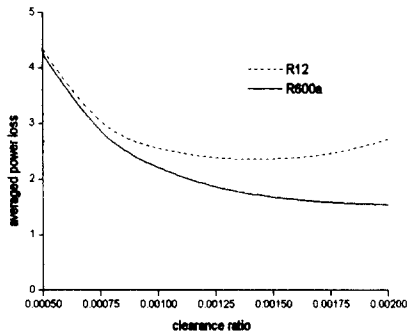


Fig. 11. The effect of clearance ratio on the averaged power loss

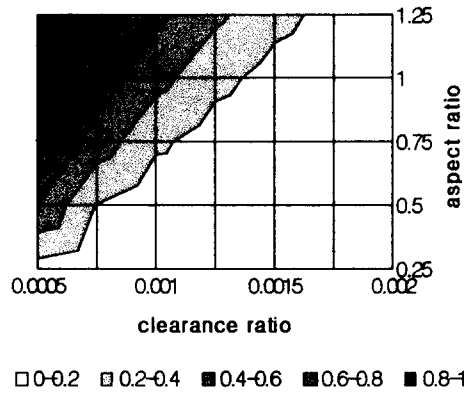


Fig. 12. The dimensionless minimum film thickness contour

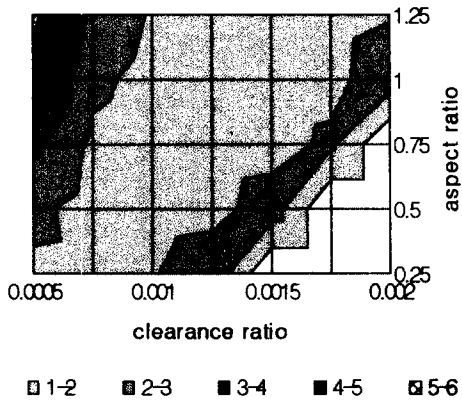


Fig. 13. The averaged power loss contour

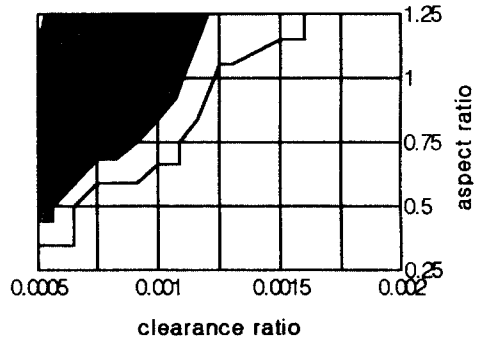


Fig. 14 The optimum design domain in case of R600a refrigerant

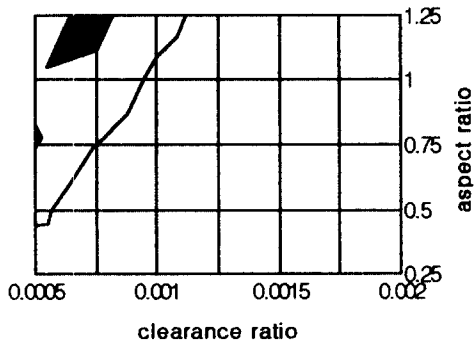


Fig. 15. The optimum design domain in case of R12 refrigerant