

유한요소법에 의한 터보차저 하우징의 열응력 해석 Thermal stress analysis of the turbocharger housing using finite element method

최복록 · 방인완

B. L. Choi and I. W. Bang

(접수일 : 2011년 04월 06일, 수정일 : 2011년 08월 23일, 채택확정 : 2011년 09월 09일)

Key Words : Turbocharger(터보차저), Turbine Housing(터빈 하우징), Thermal Shock Cycle(열충격 사이클), FEM(유한요소법), Steady State(정상상태), Plastic Strain(소성변형률)

Abstract : A turbocharger is subjected to rapid temperature changes during thermal cyclic loads. In order to predict the thermo-mechanical failures, it's very important to estimate temperature distributions under the thermal shock test. This paper suggest the finite element techniques with the temperature histories, a constitutive material model and the mechanical constraints to calculate the thermal stresses and plastic strain distributions for the turbine housing. The first step was to develop a simple coupon approach to represent the failure mechanism of the classical design shapes and secondly applied the actual turbocharger to predict and validate the weak locations under the physical engine test.

1. 서 론

자동차의 엔진은 연료가 폭발할 때 나오는 힘으로 크랭크축을 돌려서 회전력을 얻으며, 연소에 필요한 공기는 대부분의 경우 자연흡기(natural aspiration) 방식을 통해서 공급되고 있다. 즉, 피스톤이 상사점에서 하사점으로 내려갈 때 연소실에는 순간적으로 진공 상태가 되고 흡기밸브를 열어주면 대기압에 의해 공기가 빨려 들어가게 되는 형식이다. 그러나 공기를 흡입하는 과정 동안에 공기필터, 흡기매니폴드, 흡기밸브 등을 거치면서 많은 흡입저항을 받고 있으므로 실제 실린더 안에 흡입되는 공기의 양은 실린더의 크기보다 적게 된다. 이와 같은 문제점들을 해결하기 위해서 디젤 엔진뿐만 아니라 최근에 와서는 가솔린 엔진에도 터보차저를 많이 적용하고 있는 추세이며, 이것은 엔진 폭발 후 배출되는 배기가스의 압력 에너지를 이용하여 공기를 연소실 안으로 다량 압축, 공급함으로써 엔진의 출력을 높이기 위한 장치이다. Fig. 1에서 보는 바와

같이 터보차저는 터빈 하우징 내를 배기가스가 통과하면서 터빈 휠을 회전시키고 하나의 축으로 연결된 컴프레서 휠이 동시에 회전하여 에어클리너를 통해 흡입된 공기를 압축하여 엔진 연소실로 내보내는 구조로 되어 있다.

한편, 최근에는 엔진의 성능과 응답성 향상을 위해서 터보차저의 구조가 점점 복잡해지고 있으며, 보다 높은 내구신뢰성을 요구한다. 그리고 가솔린 엔진에 적용하고 있는 터보차저의 경우에는 디젤 엔진에 비해 배기가스의 온도가 훨씬 높으므로 매우 열악한 환경에 놓여 있으며, 따라서 열피로 파손 문제가 배기매니폴드와 더불어 매우 빈번히 발생하고 있는 부품 중의 하나이다.^{1,2)}

구조 역학적인 관점에서 터보차저의 파손 메커니즘을 살펴보면 정상 또는 비정상 상태의 온도 구배와 터보차저의 형상, 그리고 기하학적 구속에 의해 구조적으로 취약한 부위에서 큰 소성변형과 열응력이 수반되며, 장시간의 엔진 작동에 의해 누적된 손상이 재료의 피로 한계치를 초과하면 열피로 균열과 파손을 초래할 것이다.^{3,5)}

본 연구에서는 많은 완성차 업체에서 최근에 엔진의 성능향상을 목적으로 적극 적용 중인 가솔린 엔진의 터보차저를 대상으로 유한요소법에 의한 열

최복록(교신저자) : 강릉원주대학교 기계자동차공학부
E-mail : blchoi@gwnu.ac.kr, Tel : 033-760-8765
방인완 : 현대자동차 파워트레인해석팀

응력 해석방법을 정립하였다. 해석모델은 두 가지로 수행하였으며, 하나는 터보차저에서 쉽게 균열이 발생할 수 있는 격벽부 구조에 대한 쿠폰 해석이고, 다른 하나는 실제 터빈 하우징을 대상으로 열충격 내구시험에 대응하는 온도분포 해석결과를 이용한 열응력 해석방법이다. 즉 엔진 가속화 내구시험 방법 중의 하나인 모터링 열사이클 내구시험 모드를 상사화해서 정상상태에서의 온도분포 해석을 수행하였으며, 이후 상온으로의 냉각과정으로 이루어지는 열사이클 하중에 대해서 유한요소법에 의한 열응력 해석을 수행하였다. 한편, 이 같은 해석결과들을 실제 내구시험에서 발생한 터보차저의 파손 현상과 비교함으로써 해석과정의 신뢰성을 확보하였다.

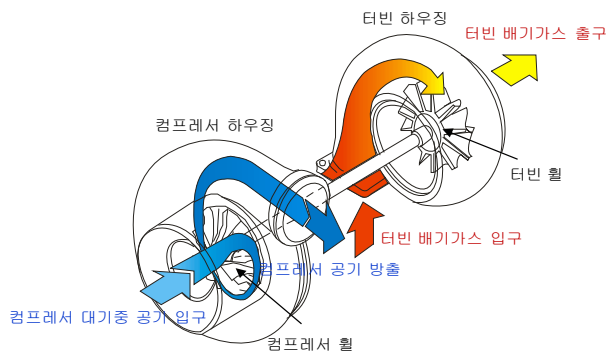


Fig. 1 Schematic diagram of the turbocharger

2. 수치해석 모델

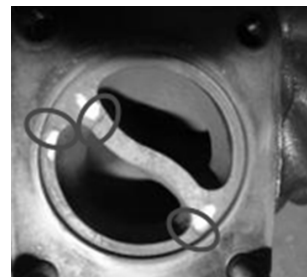
2.1 터보차저의 파손 현상

일반적으로 터보차저에서 열적인 문제에 의해 파손이 많이 발생하는 부위는 고온의 배기가스가 통과하는 터빈 하우징부이며, 대기중의 공기를 흡입하여 연소실로 보내는 역할을 하는 컴프레서 하우징의 경우에는 온도가 비교적 높지 않으므로 열피로 파손이 거의 일어나지 않는다. 그리고 터빈 하우징에 있어서도 파손문제가 많이 생기는 부위는 구조적인 복잡성 뿐만 아니라 상대적으로 온도구배가 심하게 발생하는 부위이며 대개 다음과 같다.

먼저, 배기매니폴드와의 체결을 위해서 배기매니폴드의 출구측 플랜지 구조와 유사한 형상을 가지고 있는 터보차저의 입구측 플랜지이다. 이곳은 배기가스의 간섭을 피하기 위해서 중앙에 분리형 격벽이 존재하며 이로 인해서 격벽부의 코너부와 중앙 부위에서 많은 파손 현상을 수반하게 된다. 다음

으로 터빈 하우징에서 종종 열피로 문제를 일으키는 부위는 급기 압력과 배기 압력의 과다로 인해서 터보차저의 파손을 방지하기 위해 고속에서 배기가스를 바이패스 시키는 역할을 하는 웨이스트게이트 밸브를 장착하기 위한 밸브 좌면부이다. 이곳도 입구측 플랜지 구조와 마찬가지로 좁은 공간에 복잡한 형상을 가지고 있으며, 중앙에 격벽을 가지고 있는 것이 특징이다. 그리고 마지막으로 하우징 내부의 스크롤 형상을 분리하기 위한 격벽부에서의 균열을 들 수 있다. 스크롤 부위는 텅(tongue)부를 기준으로 스크롤 내부에서 동일한 압력 분포를 가지기 위해서 시계 방향으로 회전함에 따라 격벽부의 단면적이 점차 감소하는 구조로 되어 있으며, 많은 경우 크랙들이 스크롤의 반경 방향으로 나타나는 것이 특징이다.

Fig. 2는 앞에서 언급한 두 위치에 대해서 엔진의 열충격 내구시험을 통해서 발생한 터보차저 하우징의 균열발생 위치를 나타낸 것이다. 두 곳 모두 격벽의 코너부 주위에서 파손이 일어나고 있으며, 이것은 온도뿐만 아니라 구조적으로도 구속이 많이 일어나는 부위임을 예상할 수 있다.



(a) inlet flange



(b) valve seat area of the waste gate

Fig. 2 Crack areas of the thermal fatigue due to the thermal shock load

2.2 쿠폰 해석

터보차저 하우징의 격벽부를 포함하고 있는 형상에 대해서 비균일 온도분포와 구속에 따른 균열발

생 메카니즘을 파악하기 위해서, 먼저 간단한 쿠폰 모델을 대상으로 구조해석용 상용프로그램인 ABAQUS⁽⁶⁾를 이용해서 열응력과 열변형 해석을 수행하였다.

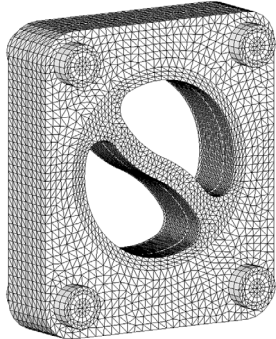
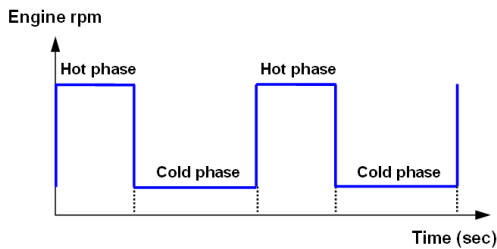
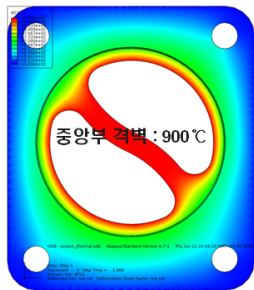


Fig. 3 Coupon model with the split wall



(a) thermal cyclic history



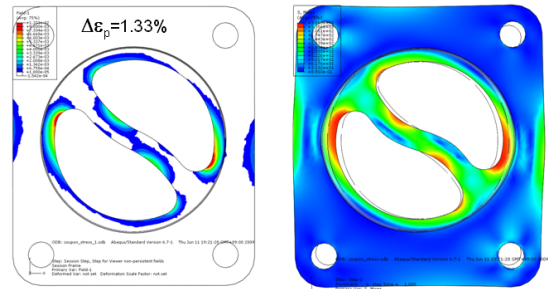
(b) temperature distributions

Fig. 4 Temperature distributions of the coupon model

Fig. 3은 터보차저 하우징의 입구측 플랜지와 배기매니폴드의 출구측 플랜지가 결합된 구조를 나타내는 유한요소 모델이다. 이것은 또한 웨이트게이트 밸브 좌면부 형상과도 매우 유사한 구조를 가진다. 해석모델에서 온도조건은 내부의 배기가스와 접촉하는 부위를 900℃로 가정하였으며, 외벽의 온도는 500℃로 설정해서 내부와 외벽 사이의 온도 기울기는 선형적으로 변한다고 가정하였다. 그리고 경계조건은 열변형에 영향을 주지 않도록 적절한 위치에서 강제 변형만 구속하였으며, 따라서 내부에서

의 응력은 온도분포와 볼트의 체결력, 그리고 상호 접촉조건에 의해서만 발생하도록 하였다.

그리고 열사이클 하중은 상온에서 시작해서 최대 온도분포를 가지는 고온상태로 가열되었다가 다시 상온으로 냉각되는 과정으로 이루어진다. Fig. 4의 (a)는 시간에 따른 열사이클 하중 변화를 나타낸 것이며, Fig. 4 (b)는 고온(hot phase)에서 쿠폰 모델의 온도분포를 나타낸 것이다.



(a) plastic strain ranges (b) residual stress

Fig. 5 Distributions of plastic strain and residual stress due to the thermal cycle load.

이상과 같은 유한요소 모델과 온도분포 및 구속 조건 하에서 열응력 해석을 수행하였으며, Fig. 5에서 (a)는 첫번째 열사이클 하중을 받는 동안에 발생한 소성변형률의 진폭크기를 나타낸 것이고, Fig. 5(b)는 냉각시 발생한 잔류응력의 크기이다. 그림에서 보는 바와 같이 격벽부의 코너들에서 두가지 모두 상대적으로 크게 발생하고 있으며, 또한 격벽부의 중앙에서도 일부 나타나고 있다. 이것은 플랜지형상의 구조적인 비대칭성에 의해 고온에서 내부 격벽부의 열팽창 거동이 상대적으로 온도가 낮은 플랜지의 길이방향 구속에 의해 구속됨으로써 대각선 방향의 타원형 변형을 하고 있음을 의미한다. 한편, Fig. 5의 응력집중 현상은 Fig. 2의 (a)에서 보여준 터보차저 입구측 플랜지의 파손 현상과는 매우 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

따라서 이 같은 쿠폰 모델을 설계초기 적용함으로써 다양한 설계구조 변화에 따른 상대적인 구조 최적화에 매우 효율적으로 활용할 수 있을 것이다.

2.3 터빈하우징 해석

배기매니폴드와 터보차저가 볼트 체결에 의해 결합되어 있는 분리형 터보차저에 대해서, 터보차저와 배기매니폴드 등을 모두 포함하는 시스템 모델로 해석을 하고자 할 경우 모델링 시간뿐만 아니라 개

발과정에서의 모델 확보 등 여러 문제점들이 존재하므로 실제 설계초기 단계에 적극 활용하기에는 많은 어려움이 뒤따른다. 그러나 분리형 터보차저의 경우 만일 엔진 배기계의 열적거동을 고려하지 않은 터보차저만으로 구성된 모델이 실제 파손 현상과 유사한 결과를 나타낸다면 터빈 하우징만 고려한 단품상태에서의 해석방법이 설계 초기단계에 매우 유용하게 활용될 수 있을 것이다.

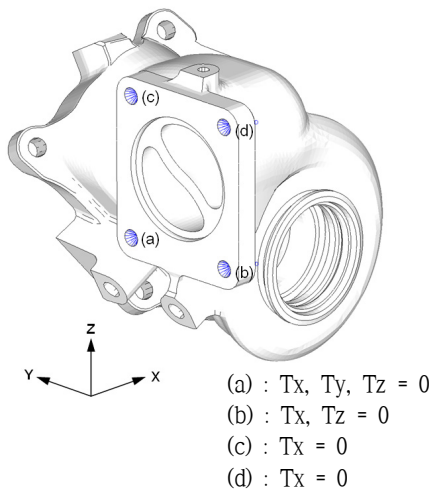


Fig. 6 Finite element model for the turbine housing with B.C's

Fig. 6은 Altair사의 HyperMesh⁽⁷⁾를 이용해서 구성한 터빈 하우징만으로 구성된 유한요소 해석모델을 나타낸 것이며, 3차원의 사면체 요소로 구성하였으며 요소수는 약 16만개이다. 구속 조건은 배기매니폴드와 접하는 입구측 플랜지의 볼트 체결부에서만 적용하였으며, 구속 조건을 편리하게 정의하기 위해서 온도변화에 따라 볼트구멍에서의 변형이 상호 구속되지 않도록 커플링 요소(RBE3)를 사용하였다.

따라서 플랜지에 수직인 방향의 변위를 구속하기 위해서는 모든 볼트의 중심 절점을 포함하는 커플링 요소에서 x 방향의 병진 자유도(Tx)를 구속하였다. 그리고 강체변형을 방지하기 위해서 볼트 체결부의 하나인 (a)에서는 두 방향의 자유도(Ty, Tz)를 추가로 구속하였으며, 체결점 (b)에서는 z 방향의 자유도(Tz)만 추가로 구속하였다. 이와 같이 구속조건을 설정함으로써 외부 구속에 의한 영향이 터보차저의 열응력 발생에 전혀 영향을 미치지 않도록 하였으며, 이것은 모든 응력 및 변형이 단지 터보차

저 자체의기하학적인 형상과 온도 기울기에 의해서만 나타나도록 하기 위함이다.

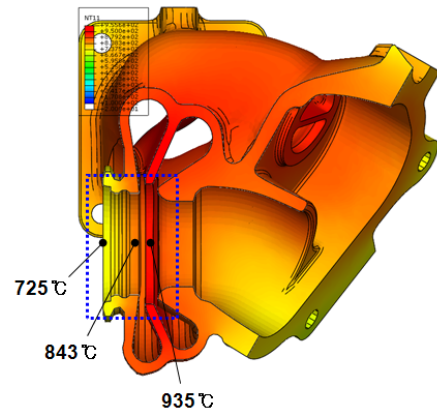


Fig. 7 Temperature distributions of the turbine housing

Fig. 7은 터보차저의 고온 조건에서의 온도분포를 얻기 위해서 정상상태(steady state)로 가정해서 유동해석(STAR-CD)을 통해 구한 해석결과이다. 여기에서 고려한 고온 조건은 실제 열충격 내구시험시의 고온상태를 상사해서 구한 것이다.

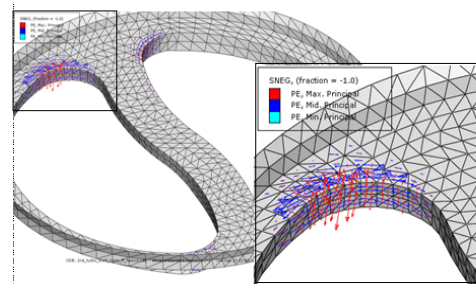


Fig. 8 Directions of plastic strain components at critical locations

Fig. 8은 고온조건에서 나타나는 주 소성변형률(principal plastic strain)의 방향을 나타낸 것이다. 변형상태를 고려하면 가열과정 동안에 포트 내부는 인장변형을 하며, 이 같은 변형은 외부의 저온부에 의해 구속되므로 균열 발생이 예상되는 격벽부 코너들과 같이 구조적으로 취약한 부위에서는 압축의 소성변형이 발생한다.^{8,9)} 또한 압축 소성변형률의 주 방향은 그림에서 보는 바와 같이 격벽부 코너의 곡률부를 따라서 나타나고 있으며, 이것은 균열 발생과 수직방향을 이룰 것이다.

Fig. 9는 단품 터보차저 모델을 대상으로 Fig. 6에서 언급한 경계조건 하에서 열사이클 하중에 따

큰 소성변형률의 분포와 주요 파손위치에서 계산한 소성변형률 진폭의 크기를 나타낸 것이다. 이같은 물리량들은 터빈 하우징의 열피로 내구수명을 결정하는 매우 중요한 값이 되므로 파손 현상과 직접 연관이 되며, 일반적으로 소성변형률의 진폭 크기가 재료의 내구저항보다 큰 값을 나타낼 경우 파괴가 일어날 수 있다는 것을 의미한다.^{10,11)}

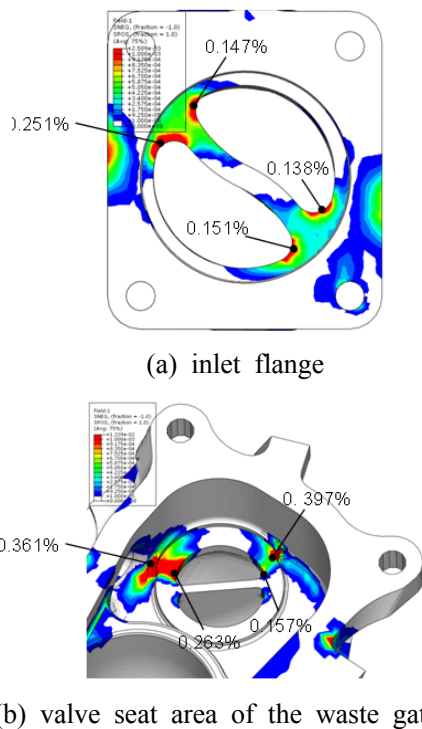


Fig. 9 Distributions of the plastic strain ranges due to the thermal shock load

다음으로 Fig. 2에서 나타낸 열충격 내구시험에서 발생한 파손 위치들과 해석을 통해서 예측한 많은 소성변형이 발생하는 취약부들을 비교해 보면 다음과 같다. Fig. 9의 (a)는 배기매니폴드의 출구측 플랜지와 볼트로 체결되어 있는 터빈 하우징의 입구측 플랜지에서의 해석결과이다. 소성변형률의 진폭이 크게 발생하는 부위가 실제 시험 현상에서도 균열이 발생하고 있으므로 해석결과가 시험결과와 매우 잘 일치한다고 할 수 있으며, 격벽부 코너들에서의 최대 소성변형률의 진폭 크기는 약 0.138 ~ 0.251%의 값들을 나타내고 있다. 그리고 Fig. 9의 (b)는 웨이스트게이트 밸브 좌면부에서의 해석결과이다. 마찬가지로 이것은 플랜지에서의 격벽부 구조와 유사한 형태를 가지고 있으나 격벽부가 직선형상을 가지고 있다. 웨이스트게이트 밸브 좌면부에서

도 격벽부의 코너들에서 최대 소성변형이 발생하고 있으며 그 크기는 약 0.157~0.361%이고, 실제 파손 현상과 비교해 보면 해석결과와 동일한 위치에서 역시 파손이 일어나고 있음을 알 수 있다.

3. 결 론

본 연구에서는 엔진부품 중 고온의 배기가스에 항상 노출되어 있는 터보차저의 열피로 현상에 대한 해석적인 평가기술을 확립하기 위해서 승용 가솔린엔진을 대상으로 해석적인 방법을 정립하였으며, 요약하면 다음과 같다.

1) 엔진 가속화 내구시험 방법 중의 하나인 모터링 열사이클 내구시험 모드를 상사화해서 정상상태에서의 온도분포 해석을 수행하였으며, 이후 상온으로의 냉각과정으로 이루어지는 열사이클 하중에 대해서 열응력 해석을 수행하였다.

2) 터보차저 하우징의 주요 취약 부위인 입구측 플랜지와 웨이스트게이트 밸브 좌면부 등을 대상으로 쿠펜 모델을 구성한 다음 온도분포에 따른 열응력 해석을 수행한 결과, 실제 엔진 내구시험을 통해서 파손이 발생한 부위와 동일한 위치에서 응력 또는 변형률이 크게 집중되었다. 따라서 이 같은 쿠펜 모델을 설계초기 적용함으로써 다양한 설계구조 변화에 따른 상대적인 구조최적화에 매우 효율적으로 활용할 수 있을 것이다.

3) 분리형 터보차저를 대상으로 해석모델의 단순화 가능성을 검토하기 위해서 터보차저 하우징만 고려해서 유한요소 해석을 수행하였으며, 그 결과 실제 파손현상과 매우 잘 일치하였다. 따라서 개발 초기 설계 최적화를 위해서는 터보차저만 대상으로 구조해석을 수행할지라도 충분히 정확한 결과를 얻을 수 있을 것이다.

참고 문헌

1. N. J. Choi and C. S. Lee, 1995, "A Study on the Dynamic Characteristics of a Turbocharged Diesel Engine", Trans. of KSAE, Vol. 3, No. 1, pp. 143-154.
2. Donald H. Anderson, Darren R. Bisaro, Deborah M. Hann and Michael Olree, 1998, "A thermoviscoplastic FE Model for the Strain

- Prediction in High Temperature, Thermal Cycling Applications for Silicon Molybdenum Nodular Cast Iron”, SAE Technical Paper Series No. 980697.
3. Vladimir Ogarevic, Bruce Whittle, Xiaobin Lin and Robin Anderson, 2001, "Thermal Fatigue of Automotive Components", SAE Technical Paper Series No. 2001-01-0829.
 4. Cesar Augusto de Jesus Falcao, Waldek Wladimir Bose Filho, Dorceu Spinelli, 2001, "Thermomechanical Fatigue : Testing Methods and Application", SAE Technical Paper Series No. 2001-01-4068.
 5. E. Charkaluk, A. Bingonnet, A. Constantinescu, and K. Dang Van, 2002, "Fatigue Design of Structures under Thermomechanical Loadings", Fatigue Fracture Engineering Material Structure 25, pp. 1199-1206.
 6. ABAQUS, Inc., 2004, ABAQUS Analysis User's Manual. Ver. 6.5
 7. Altair Engineering, Inc., 2006, Altair Hyperworks 8.0
 8. Heuer T., Engels B. and Wollshcheid P, 2005, "Thermomechanical Analysis of a Turbo charger Based on Conjugate Heat Transfer", Proc. of the ASME Turbo Expo., Vol. 2005, No. 1, pp. 829-836.
 9. S. Amiable, S. Chapuliot, A. Constantinescu, and A. Fissolo, 2006, "A Computational Lifetime Prediction of a Thermal Shock Experiment. Part 1 : Thermomechanical Modelling and Lifetime Prediction", Fatigue Fracture Engineering Material Structure 29, 209-217.
 10. Hong-Tae Kang, Yung-Li Lee, Jim Chen, David Fan, 2007, "A Thermo-Mechanical Fatigue Damage Model for Variable Temperature and Loading Amplitude Conditions", International Journal of Fatigue, Vol. 29, pp. 1797-1802.
 11. A. Weronki, T. Hejwowski, 1991, "Thermal Fatigue of Metals", Dekker, Inc. pp. pp. 161-172.