

引擎連桿疲勞強度分析

范詔欽、楊青松

華擎機械工業股份有限公司/引擎設計部/引擎數值分析組

摘要

連桿為內燃機主動件系統重保零件之一，連接活塞與曲軸。汽缸內的燃爆力推動活塞通過連桿推動曲軸轉動輸出動力，故連桿的強度與耐久性一直是設計的重點之一，因其損壞將直接造成整車的功能喪失。

以往評估連桿強度通常只考慮汽缸內最大爆炸壓力以及慣性力，計算連桿所承受的應力，再以Goodman圖分析其疲勞安全係數。考量損傷累計概念，此法未計算引擎運轉過程中連桿在其他角度所承受的應力，因此結果與實際差異很大，通常的方式是取一個很大的安全係數作為設計要求，以確保連桿的疲勞壽命。

本文以多體動力學的模型計算連桿實際運轉的負荷，將此負荷映射到連桿的受力面上作為連桿的受力邊界條件，再用Abaqus計算連桿在各轉速下其運轉過程中一個循環內每個角度所受應力，並使用fe-safe計算所有的應力歷程，進而分析連桿本體疲勞安全係數分布。此法反應更接近實際狀況的受力條件，提高計算的可靠性。

關鍵字：連桿、疲勞強度、應力歷程、Abaqus、fe-safe

ABSTRACT

Con-rod is one of the most important components in crank train. It connects piston and crankshaft. The combustion force pushes piston, and the connection of piston and crankshaft by con-rod drive the crankshaft rotate to output torque. So the strength and durability of con-rod is very important. Its failure will cause the vehicle malfunction.

Methodologically, only consider the maximum combustion and inertia force to evaluate con-rod strength in Goodman diagram shall be sufficient to confirm the design feasibility. But, if we considering the accumulated damages of fatigue, this method may not have enough information about the loading of con-rod in other crank angles during a complete engine cycle, and it has a great difference in real engine loading cases. Thus, by setting a big safety factor to insure the con-rod strength isn't a good solution to modern engine design.

In this paper, we are using multi-body simulation method (MBS) in a 3D CAE package (AVL EXCITE) to calculate the loading and mapped to con-rod FEM model as boundary conditions in every single crank angle. Therefore, stress of all engine crank angle were be calculated. And with the powerful functionality of CAE software (Abaqus and fe-safe), the con-rod stress in every crank angle were be calculated. The result shows a more close to the actual loading on con-rod can be visualized, which enhanced the reliability of CAE.

Keywords: con-rod, fatigue strength, accumulated damage, multibody simulation, MBS, AVL EXCITE, Abaqus, fe-safe

一、緒論

連桿屬於內燃機主動件系統零件，連接活塞與曲軸，汽缸內的燃爆力推動活塞透過連桿的連接推動曲軸轉動進而輸出動力。其工作時承受極高的燃爆力以及旋

轉的慣性力，負荷條件非常複雜且嚴苛。

以往評估連桿強度時通常只施加汽缸內最大爆炸壓力以及慣性力在連桿上，計算連桿所承受的應力，再以Goodman圖分析其疲勞安全係數。考量損

傷累計概念，此法未計算引擎運轉過程中連桿在其他角度所承受的應力，因此結果通常與實際差異很大，一般的方式是取一個很大的安全係數作為設計要求，以確保連桿的疲勞壽命。

考量連桿的工作條件，本文以多體動力學的模型建構引擎主動件系統，模擬引擎主動件的工作狀況(圖 1~圖 3)，計算連桿實際狀況下運轉的負荷，將此負荷映射到連桿的受力面上作為連桿的受力邊界條件，再用 Abaqus 計算連桿在一個完整循環下每個角度所受應力，得到完整的應力歷程，並使用 fe-safe 計算所有的應力歷程，分析連桿本體每個節點的疲勞安全係數。此法計算出連桿在一個完整的循環中各角度下的應力，反應更接近實際狀況的受力條件，提高計算的可靠性。

二、多體動力學模型

為求得連桿在曲軸串中所受到的真實負載，本文使用 AVL EXCITE 建立曲軸串的多體動力學模型。

在 AVL EXCITE 中是以 1D 模型描述主動件系統(圖 2)，根據實際的引擎主動件系統架構，選擇曲軸、連桿、活塞、活塞銷以及機體等單元(Element)。各單元以連接副連接，以傳遞兩零件間的應力與變形等結果。本模型中曲軸主軸頸與機體間、第 1 缸至第 3 缸的曲軸拐軸與連桿大端間以 REVO 中心對中心的旋轉連接單元連接。第 1 缸至第 3 缸的連桿單元使用簡易模型描述，其中同時包含活塞銷與活塞數據，小端與機體間用 GLID 直線導引單元連接。曲軸第 3 主軸頸兩端第 4 與第 5 web 處為止推軸承安裝位置，以 AXBE 止推軸承單元連接。根據曲軸模態與強度分析結果顯示，Web 6~Web 7 承受最大負荷(圖 4)，因此選擇第 4 缸將連桿、活塞及活塞銷以實際 3D 網格取代。連桿大端與拐軸、小端與活塞銷、活塞銷與活塞間改以 EHD2 軸承單元接以計算軸承 3D 表面上的壓力分佈，活塞與機體間以 EPIL 單元連接。連桿總成、活塞銷與活塞依 AVL EXCITE 的需求以 Abaqus 進行縮減(Condensation)，將縮減後的模型(.exb)代

入 AVL EXCITE 完成模型設置。

多體動力學模型計算連桿在真實引擎機構下的動態負荷，比以往靜態的載荷設定接近真實狀況。在某一轉速角度下的連桿總成大端與小端上的總負載如圖 8、圖 9 所示。

三、有限元素模型

我們使用 Hypermesh 建立網格模型並在 Abaqus/CAE 中完成連桿總成邊界條件與 step 設定(圖 7)。其中 step 分為兩部分，step 1 是連桿螺栓鎖緊力；step 2 是大小端軸承的干涉力，計算結果以 restart 方式寫出 odb 結果檔。為了接受 AVL EXCITE 的結果映射，在小端與大端的內表面須各別建立 surface set 以便在 AVL EXCITE 中選取為映射表面。模型相關數據請參考表 1~表 3。

在 AVL EXCITE 中以 DLOAD 的形式映射大端與小端的壓力分佈，如圖 8、圖 9 所示。此負荷數據以 inp 檔的格式匯出，包含各角度下軸承表面的負載。

四、應力計算結果與疲勞分析

多體動力學之結果包含所有工作轉速，但因有限元應力計算耗時，所以通常根據拐軸的負荷結果取較大負荷之轉速進行計算，最大爆發壓力角度下的計算結果如圖 10 所示。

根據應力計算結果，取 5500 rpm 使用 fe-safe 進行疲勞分析。在 fe-safe 中讀入 odb 檔，選取要分析的對象 con-rod 與 cap 並設定材料性質。因連桿工作中不單純只有受到拉伸與壓縮力，同時包含扭轉與彎曲等其他方向應力，故疲勞分析演算法選擇 Biaxial fatigue 中含 Brown-Miller 修正公式 [3] 之 (shear+direct)Stress-FRF-Goodman:-Infinite。考量一個完整循環的應力歷程，故須在 Loading Settings 中設定計算區間，亦即 Abaqus 中計算的 step，使計算的應力歷程包含所有的計算角度。

疲勞分析結果如圖 12 所示，與圖 10 應力結果比較，可以發現應力的高點不一定為疲勞安全係數的低點，顯示零件的工

作狀態產生的疲勞累積會影響強度的評估。

根據設計準則，本案例連桿之疲勞安全係數符合設計需求。

五、結論

從計算結果來看，連桿工作時的疲勞累積會影響疲勞安全分析結果，而使用多體動力學方法正好可以計算連桿在工作時真實的動態載荷，這在設計複雜工作零件時是不可忽略的重點。

六、參考文獻

- [1]AVL EXCITE – Power Unit User’s Guide.
- [2]Abaqus User’s Manual.
- [3]John Draper, Modern Metal Fatigue Analysis, p.133, p.154-157.
- [4]Fe-safe User Guide.

七、表格

	Type	Elements	Nodes
Con-rod	C3D10	131849	209807
Cap	C3D10	62822	99705
Bolt*2	C3D10	37040	58776
Bush (Small End)	C3D10	15511	26617
Bush (Big End)	C3D10	33423	56682

表 1. 網格相關數據

	Type	Slave	Master
1	Surf. to Surf.	S_BOLT_CAP	S_CAP_BOLT
2	Surf. to Surf.	S_SE2SUSH	S_BUSH2SE
3	Surf. to Surf.	S_LOWSHELL2CAP	S_CAP2LOWSHELL
4	Surf. to Surf.	S_ROD2CAP	S_CAP2ROD
5	Surf. to Surf.	S_UPSHELL2ROD	S_ROD2UPSHELL
6	Surf. to Surf.	S_UP2LOWSHELL	S_LOW2UPSHELL
7	Tie	S_BOLT_ROD	S_ROD_BOLT

表 2. 接觸定義

	Values
Bolt load	40 kN
Small End interference	0.03 mm
Big End interference	0.03175 mm

表 3. 連桿組裝邊界條件

八、圖片

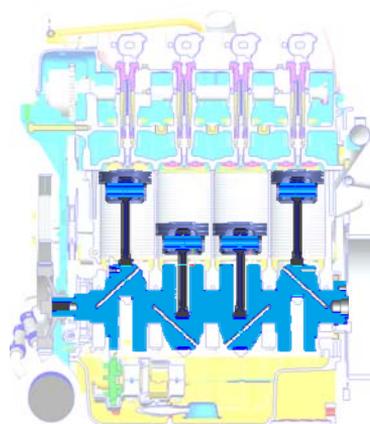


圖 1. 引擎主動件系統

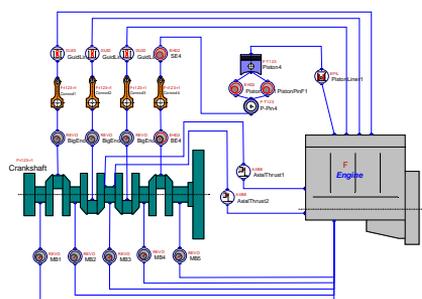


圖 2. AVL EXCITE 模型

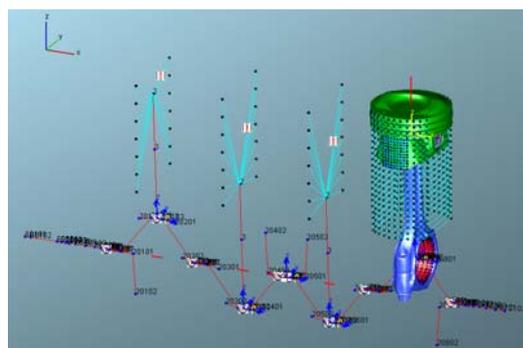


圖 3. 主動件系統縮減模型

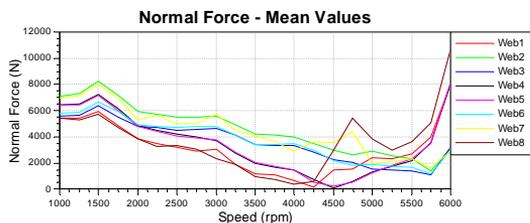


圖 4. 曲軸受力分布

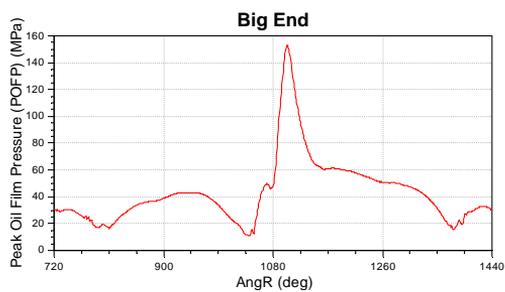


圖 5. 連桿大端總壓

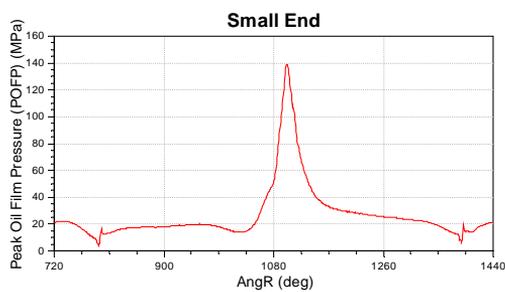


圖 6. 連桿小端總壓

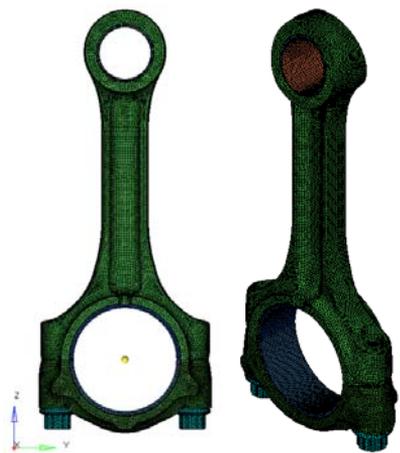


圖 7. 連桿總成網格

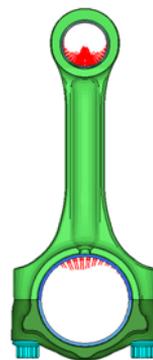


圖 8. 網格上的壓力分佈

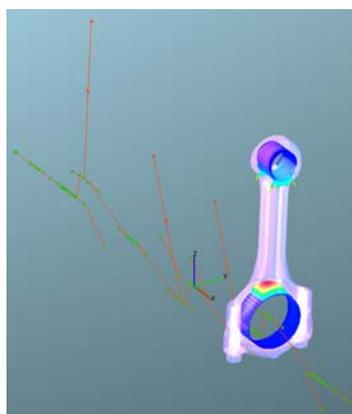


圖 9. 網格上的壓力分佈 3D 示意

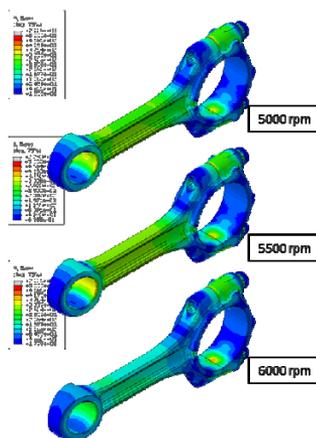


圖 10. 最大爆發壓力角度下之應力分布 (不同轉速)

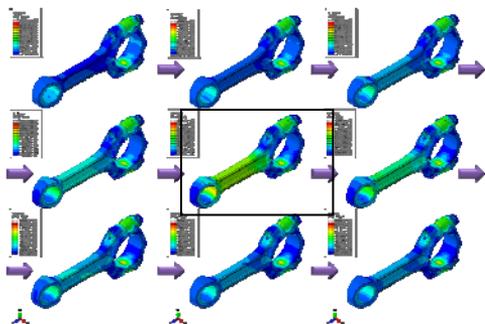


圖 11. 5000 rpm 下之應力分布(不同角度)

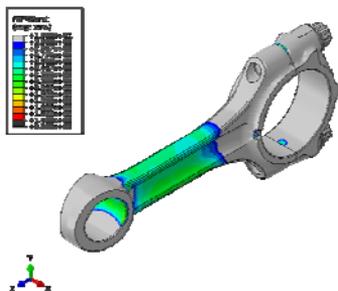


圖 12. 5500 rpm 下疲勞安全係數結果