NGHIÊN CỨU TRƯỜNG ỨNG SUẤT BÁNH CÔNG TÁC TÀNG ĐẦU TIÊN MÁY NÉN ĐỘNG CƠ TUA BIN KHÍ TV3-117 BẰNG MÔ PHỎNG SỐ

Lê Tiến Dương^{1,*}, Vũ Đức Mạnh¹, Nguyễn Quốc Quân¹, Lương Đình Thi¹ ¹Viên Cơ khí đông lực, Trường Đai học Kỹ thuật Lê Quý Đôn

Tóm tắt

Bài báo trình bày kết quả tính toán trường ứng suất bánh công tác tầng máy nén bằng phương pháp tương tác chất lưu-kết cấu một chiều (FSI), từ đó xác định vùng tập trung ứng suất và hệ số an toàn bền của bánh công tác. Kết quả tính toán bằng phần mềm Ansys xác định được tại khu vực lưng gần chân cánh, khu vực khóa cánh và đĩa là nơi tập trung ứng suất. Tại các khu vực tập trung ứng suất như phần khóa ở đĩa và phần lưng cánh có hệ số an toàn bền nhỏ nhất nhưng đều đạt trên 2,27. Kết quả tính toán là cơ sở tiếp tục nghiên cứu về trường ứng suất bánh công tác bằng phương pháp FSI hai chiều và đưa ra khuyến cáo để tối ưu trường ứng suất tập trung trên đĩa máy nén.

Từ khóa: Máy nén; cánh công tác; bánh công tác; vận tốc; áp suất; ứng suất.

1. Mở đầu

Động cơ TV3-117 là động cơ tua bin khí (ĐCTBK) được sử dụng rộng rãi trên các biến thể của dòng trực thăng Mi do Nga sản xuất. ĐCTBK làm việc trong điều kiện khắc nghiệt với tốc độ quay lớn, nhiệt độ cao, tải trọng lớn. Máy nén là một trong các thành phần đặc biệt quan trọng của ĐCTBK.



Hình 1. Máy nén dọc trục động cơ TV3-117 1 - đĩa bánh công tác tầng đầu; 2 - cánh công tác tầng đầu.

Với các động cơ hiện đại ngày nay như động cơ TV3-117, trong quá trình khai thác, máy nén có thể đạt tới vận tốc quay tới 20000 vòng/phút [1], do vậy các bánh công tác máy nén phải chịu lực ly tâm rất lớn. Ngoài ra, các cánh công tác của máy nén cũng phải

^{*} Email: letienduongdc23@lqdtu.edu.vn

DOI: 10.56651/lqdtu.jst.v19.n01.636

chịu tác động bởi dòng khí lưu thông, chúng gây nên các mô men uốn và mô men vặn tác động lên thân cánh công tác, từ đó tác động lên đĩa máy nén, tạo nên trường ứng suất phức tạp của bánh công tác máy nén.

Nghiên cứu của Melvin Preetham Samson [2] đã sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn để tính toán ứng suất trên cánh máy nén khi quay với các tốc độ khác nhau, tuy nhiên tác giả chỉ tính trường ứng suất của riêng cánh mà chưa tính tới phần đĩa bánh công tác. Trong [3], Rakesh đã nghiên cứu trường ứng suất với mô hình bánh công tác tua bin, ở đây tác giả đã coi cánh tua bin được gắn liền với đĩa tua bin (blisk), như vậy ứng suất ở các khu vực liên kết giữa cánh và đĩa đã bị bỏ qua.

Trong các nghiên cứu của Witek và đồng nghiệp [4, 5], ta thấy trong quá trình hoạt động của động cơ có thể xảy ra các hư hỏng, khuyết tật do sự tác động của các vật thể lạ lên cánh máy nén tầng đầu tiên. Các hư hỏng này có thể là vết lõm ở mép đầu vào, vết rách ở đầu ra hay các dấu vết hư hỏng hình dạng phức tạp ở trên thân cánh. Các hư hỏng này ảnh hưởng trực tiếp tới sự phân bố ứng suất trên thân cánh, ảnh hưởng tới tần số dao động riêng của cánh công tác, từ đó ảnh hưởng tới độ bền của cánh. Trong các nghiên cứu này, các tác giả chỉ thực hiện thực nghiệm về rung động và mô phỏng riêng cánh công tác



Hình 2. Một số hư hỏng cánh máy nén tầng đầu tiên ĐCTBK [4, 6].

Trong các nghiên cứu của Mokaberi [6], Kwon [7], Park [8] và các đồng nghiệp, ta thấy các nghiên cứu đứt gãy cánh công tác máy nén ở các vị trí khác nhau, điển hình là khu vực đứt gãy cánh ở khoảng 1/4 tới 1/3 độ dài thân cánh tính từ chân. Ngoài ra, các nghiên cứu cấu trúc tế vi cho ta thấy trong quá trình hoạt động của cánh máy nén, xuất hiện các hư hỏng ở các khu vực trên bề mặt. Điều này rõ ràng sẽ ảnh hưởng tới độ bền của cánh nếu các khu vực hư hỏng cấu trúc tế vi này là các khu vực tập trung ứng suất như các tác giả đã chỉ ra trong nghiên cứu của mình khi có các đứt gãy cánh công tác, cánh dẫn hướng ở các tầng phía sau của máy nén.

Bài báo hướng tới mô phỏng nghiên cứu trường ứng suất của bánh công tác máy nén dưới tác dung của lực khí thể của dòng khí chảy trong phần lưu thông của máy nén và lực ly tâm do tốc đô quay của bánh công tác, khi tính tới khu vực liên kết giữa cánh và đĩa. Việc tính toán mô phỏng này giúp xác định các khu vực tập trung ứng suất trên thân cánh công tác và trên đĩa, qua đó phân tích kết quả và xác đinh được hệ số an toàn bền của bánh công tác máy nén trong điều kiên tính toán tĩnh. Ngoài ra, trong nghiên cứu này sử dung phương pháp tính toán tương tác chất lưu-kết cấu môt chiều FSI (Fluid-Structure Interaction) [9] để xác định trường ứng suất, hệ số an toàn bền bánh công tác máy nén đông cơ TV3-117. Đây là phương pháp rất hữu ích trong việc tính toán trường ứng suất của bánh công tác máy nén, khi nó cho phép cùng lúc tính toán tác động kép của lực khí thể và lực ly tâm tác dụng lên cánh công tác. Thông thường trong các nghiên cứu khác, theo mô hình kinh điển thì việc tính toán trường ứng suất bánh công tác máy nén chỉ do tác dụng của lực ly tâm; hoặc do tác dụng của lực ly tâm và lực khí thể phân bố đều trên bề mặt cánh công tác (tính lực khí thể theo lý thuyết và lấy làm điều kiên biên). Trong khi đó, áp suất của dòng khí chảy qua bánh công tác tác dụng lên cánh thay đổi theo chiều cao cánh và theo biên dạng cánh, như vậy áp lực của khí thể lên cánh ở các vị trí khác nhau là không như nhau. Việc ứng dung FSI giúp xác đinh trường áp suất tác dung lên cánh tai mọi vị trí trên cánh (tổng hợp lại là lực khí thể), khi đó cùng với lực ly tâm quay của bánh công tác tao nên trường ứng suất thực của bánh công tác. Điều này giúp người nghiên cứu có cái nhìn khách quan, tổng thể hơn về trường ứng suất của bánh công tác, đặc biệt tại các vị trí có tập trung ứng suất. Ngoài ra, FSI hai chiều còn xác định được chuyển vị của cánh công tác, chuyển vị này tác dụng ngược lại tới các thông số của dòng lưu thông qua máy nén (bao gồm áp suất khí thể) và lại một lần nữa phân bố áp suất mới ảnh hưởng tới trường ứng suất của bánh công tác. Tuy nhiên, trong bài báo này, các tác giả chỉ dừng lại ở việc sử dung FSI một chiều nghiên cứu trường ứng suất bánh công tác, các nghiên cứu tiếp theo về bánh công tác máy nén sẽ được sử dụng FSI hai chiều.

2. Xây dựng mô hình mô phỏng

2.1. Xây dựng mô hình hình học bánh công tác máy nén

Hình 3 thể hiện mô hình của bánh công tác tầng máy nén động cơ TV3-117, bao gồm 37 cánh công tác lắp trên đĩa. Để thuận tiện cho tính toán, mô phỏng thì bánh công tác được cắt ra theo cung với một cánh công tác gắn trên phần đĩa tương ứng [9], với giả thiết rằng dòng khí lưu thông qua bánh công tác chảy đều qua các cánh và vai trò của các cánh trong bánh công tác là như nhau, đồng đều về khối lượng và các thông số hình học khác. Việc này vẫn đảm bảo việc tính toán mô phỏng các thông số của dòng khí chảy trong phần lưu thông của bánh công tác, các lực khí thể tác dụng lên cánh (áp suất của dòng khí lên các bề mặt cánh). Khi này 2 bề mặt phần cung của đĩa bị cắt sẽ được coi như là 2 mặt biên chuyển tiếp, được gắn với hệ trục tọa độ trụ, với trục quay của tọa độ trụ trùng với trục của động cơ và 2 bề mặt có sự chuyển vị như nhau [9]. Như vậy, việc tính toán trường ứng suất trên cung 1/37 bánh công tác tương đương việc tính toán trường ứng suất trên bánh công tác đầy đủ (với các giả thiết như ở trên).



Hình 3. Mô hình bánh công tác tầng máy nén động cơ TV3-117 a) Mặt trước; b) Mặt sau; c) 1/37 bánh công tác.

2.2. Xây dựng mô hình mô phỏng

Hình 4 thể hiện phương pháp tính toán mô phỏng FSI một chiều trong môi trường Ansys Workbench, tính toán khí động học được thực hiện trong phần mềm CFX. Phân bố áp suất của dòng khí trên biên dạng cánh là kết quả của tính toán khí động là điều kiện biên về lực khí thể của tính toán trường ứng suất bánh công tác máy nén trong phần mềm Static Structural.



Hình 4. Mô hình tính toán FSI trong Ansys Workbench.

Trong tính toán mô phỏng khí động học, mô hình được chia lưới cấu trúc dạng O-H-O với lưới lục diện (Hình 5) vì có ưu điểm so với các dạng lưới còn lại là giảm được số lượng phần tử, số lượng đường và mặt khi chia lưới, các phần tử đi theo một dòng nhất định, chất lượng hình học lưới tốt hơn, nhờ đó có thể giảm được thời gian tính toán và giảm sai số trong quá trình tính toán [9]. Phần lưới sát biên dạng cánh được chia nhỏ hơn cùng với các lớp biên để đảm bảo độ chính xác của mô phỏng.



Hình 5. Mô hình chia lưới cánh công tác máy nén TV3-117 a) Lưới tổng thể; b) Lưới tại mặt cắt và tại vùng biên dạng cánh.

Các điều kiện biên được thiết lập tương ứng với các vị trí thể hiện ở hình 6. Thiết lập điều kiện biên mô phỏng ở chế độ cất cánh, đây là chế độ hoạt động cường độ cao nhất của động cơ, khí được lựa chọn cho tính toán là không khí ở 20°C, với áp suất toàn phần, nhiệt độ toàn phần tại đầu vào, vận tốc quay của máy nén tương ứng với 19762,16 vòng/phút, lưu lượng không khí Gk = 8,85 kg/s tại đầu ra của tầng máy nén. Mô hình rối SST *k-* ε (shear stress transports). Điều kiện giải được đặt với bước thời gian tự động; điều kiện hội tụ 1.e-4 hoặc trung bình bình phương RMS = 1% (root mean square) hoặc sai số lưu lượng không khí 1%, tùy thuộc vào điều kiện nào tới trước.



Hình 6. Các điều kiện biên của bài toán mô phỏng khí động 1 - Đầu vào máy nén; 2 - Đầu ra máy nén; 3 - Vành ngoài phần lưu thông (mặt đỉnh cánh); 4 - Vành trong phần lưu thông (mặt gốc cánh); 5 - Hai mặt biên chuyển tiếp (đối xứng).

Để đảm bảo kết quả tính toán đạt chất lượng, các tác giả đã tiến hành nghiên cứu ảnh hưởng của số lượng lưới tới kết quả tính toán. Kết quả thể hiện như ở hình 7.



Hình 7. Ảnh hưởng của số lượng lưới tới áp suất toàn phần tại đầu ra cánh công tác.

Như vậy, ta thấy khi số lượng lưới đạt tới trên 100000 tới gần 230000 thì áp suất toàn phần sau cánh công tác máy nén thay đổi rất ít, để thuận tiện cho tính toán, nhóm tác giả lựa chọn số lượng lưới cho tính toán là 137662, tương ứng với số nút chia 125754.



Hình 8. Mô hình chia lưới và điều kiện biên trong Static Structural.

Trong tính toán trường ứng suất, mô hình này lựa chọn dạng lưới tứ diện (tetrahedral) (Hình 8a), số phần tử là 182918 và số nút chia là 298223. Điều kiện biên: Phân bố áp suất trên cánh máy nén (C là kết quả của tính toán CFX); vận tốc quay n = 19762, 16 vòng/phút; cố định đĩa, gắn với hệ trục tọa độ trụ tuần hoàn (B) (Hình 8b), như đã nói ở trên, việc này đảm bảo việc tính toán trường ứng suất trên cung 1/37 tương đương việc tính toán trên toàn bộ bánh công tác. Vật liệu chế tạo bánh công tác là các hợp kim titan: vật liệu cánh là VT-5, vật liệu đĩa là VT-8. Các tính chất của vật liệu này được đưa ra trong bảng 1.

STT	Vật liệu	VT-5	VT-8
1	Khối lượng riêng (kg/m ³)	4425	4520
2	Ứng suất bền (MPa)	735	930
3	Giới hạn nhiệt (°C)	450	480

Bảng 1. Tính chất của hợp kim VT-5 và VT-8 [10-12]

3. Kết quả tính toán mô phỏng

Trên hình 9 thể hiện phân bố vận tốc dòng chảy bao quanh cánh máy nén ở giữa cánh, nhận thấy dòng khí chảy bao đều phần biên dạng cánh, không có hiện tượng vỡ dòng, điều này đảm bảo hiệu suất của máy nén.



Hình 9. Phân bố vận tốc dòng chảy quanh cánh máy nén.

Phân bố áp suất trên bề mặt cánh và trong phần lưu thông thể hiện trên hình 10.



Hình 10. Phân bố áp suất trên bề mặt cánh và áp suất dòng khí tại mặt cắt trung bình của cánh.



Hình 11. Phân bố áp suất theo biên dạng ở giữa cánh.

Theo hình 11, ta thấy áp suất của dòng khí tạo ra đối với cánh máy nén thay đổi theo biên dạng của cánh. Tại vị trí mặt phía trước cánh máy nén, nơi tiếp xúc với dòng khí đầu tiên, sẽ có áp suất lớn nhất và sẽ giảm dần theo biên dạng về phía cuối cánh, áp suất dòng khí ở mặt bụng cánh cao hơn phía mặt lưng cánh, phân bố này hoàn toàn phù hợp với các nghiên cứu được đưa ra trong [10-12].



Hình 12. Biến dạng bánh công tác máy nén.

Ta nhận thấy biến dạng chủ yếu xuất hiện ở cánh công tác, biến dạng này có dạng tuyến tính, tăng dần từ chân cánh lên tới đỉnh cánh (Hình 12). Do đây là bài toán tĩnh nên biến dạng cánh chủ yếu là do lực ly tâm tác động lên cánh, biến dạng này rất quan trọng 12

cho việc tính toán, thiết kế vỏ máy nén để kiểm soát rò lọt khí qua phần khe hở giữa vỏ và đầu mút cánh trong quá trình hoạt động của động cơ, khe hở này ảnh hưởng rất lớn tới hiệu suất của máy nén và ảnh hưởng tới hiệu suất của cả động cơ [11, 12].



Hình 13. Ứng suất tại một phần của bánh công tác và ứng suất tập trung tại đĩa máy nén.



Hình 14. Ứng suất trên cánh máy nén tại bụng cánh (a) và lưng cánh (b).

Theo hình 13 và 14 ta thấy, khi máy nén hoạt động tại chế độ tính toán ứng suất lớn nhất tập trung tại phần liên kết giữa đĩa cố định cánh máy nén, phần lưng phía gần chân cánh và phần đuôi én của cánh, tại đĩa ứng suất tập trung lớn nhất đạt được 408,42 MPa và phần lưng phía gần chân cánh đạt được là 295,76 MPa. Ứng suất tập trung tại khu vực rãnh khóa của bánh công tác, cả từ phía đĩa và phần đuôi én, ở đây ứng suất tập trung tại

các khu vực có sự chuyển tiếp với các bán kính cong. Từ kết quả này có thể tiến hành các biện pháp tối ưu ứng suất tập trung ở các khu vực bằng cách tăng bán kính góc lượn của các miền chuyển tiếp để giảm ứng suất tập trung và tăng hệ số an toàn bền. Trên cánh máy nén, ứng suất tập trung ở phần giữa của lưng, nơi gần với gốc cánh, chiếm tới khoảng 1/4 chiều cao của cánh và giảm dần từ giữa ra hai bên và từ dưới lên phía trên.

Kết quả hệ số an toàn bền bánh công tác thể hiện trên hình 15 và 16 cho thấy tại các nơi ứng suất tập trung thì hệ số an toàn bền là nhỏ nhất, điển hình là tại phần khóa ở đĩa và phần lưng cánh, hệ số an toàn bền đạt mức từ 2,27 ở đĩa và đạt từ 2,3 ở cánh công tác. Đây cũng là khu vực cần tập trung nghiên cứu để cải thiện độ bền của bánh công tác.



Hình 15. Hệ số an toàn bền bánh công tác.



Hình 16. Hệ số an toàn bền đĩa bánh công tác.

4. Kết luận

Nghiên cứu đã thực hiện tính toán mô phỏng tương tác một chiều FSI, xác định trường vận tốc, trường áp suất dòng khí chảy bao quanh cánh máy nén và trường ứng suất bánh công tác máy nén ĐCTBK TV3-117. Đây là phương pháp mô phỏng tính toán phù hợp để thực hiện tính toán cho các thành phần stato và rô-to của ĐCTBK.

Kết quả mô phỏng khí động học là đầu vào của tính toán trường ứng suất bánh công tác, qua tính toán độ bền bánh công tác thì hệ số an toàn bền bánh công tác đạt 2,27 trở lên, hệ số này đảm bảo độ bền theo các giáo trình [10, 11] là trên 1,5.

Kết quả mô phỏng đã xác định được vị trí ứng suất tập trung tại đĩa máy nén, giúp ích cho việc cải tiến và tối ưu kết cấu đĩa, từ đó tối ưu hóa hệ số an toàn bền đĩa bánh công tác và bánh công tác máy nén. Cần tăng bán kính góc lượn tại vị trí khóa trên đĩa.

Mô phỏng này có thể sử dụng để tính toán mô phỏng ảnh hưởng của biến dạng, khuyết tật tới trường ứng suất bánh công tác. Ngoài ra, mô phỏng này là cơ sở để tính toán tương tác FSI hai chiều và tối ưu trường vận tốc, trường áp suất và trường ứng suất bánh công tác máy nén.

Tài liệu tham khảo

- [1] А. Д. Богданов, Н. П. Калинин, А. И. Кривко, Турбовальный двигатель ТВ3-117ВМ. Конструкция и техническая эксплуатация, Москва, изд. "Воздушный транспорт", 2000г., 392 стр.
- [2] M. P. Samson, "Stress Analysis of High Pressure Compressor Rotor Blade of Gas Turbine Engine", *International Journal for Scientific Research and Development*, ISSN 2321-0613, Vol. 4, Iss. 12, pp. 532-534, 2017.
- [3] K. Rakesh, S. Kanchiraya, "Modeling and stress analysis of gas turbine rotor", *International Research Journal of Engineering and Technology*, ISSN 2395-0056, Vol. 04, Iss. 01, pp. 1063-1067, 2017.
- [4] L. Witek, A. Bednarz, and F. Stachowicz, "Experimental Fatigue Analysis of Compressor Blades with Preliminary Defects", *Solid State Phenomena*, Vol. 250, pp. 263-269, 2016. DOI: 10.4028/www.scientific.net/ssp.250.263
- [5] L. Witek, "Fatigue Analysis of the Compressor Blades with V-Notches", *ICAF 2011* Structural Integrity: Influence of Efficiency and Green Imperatives, pp. 721-734, 2011. DOI: 10.1007/978-94-007-1664-3_57
- [6] A. Mokaberi, R. Derakhshandeh-Haghighi, and Y. Abbaszadeh, "Fatigue fracture analysis of gas turbine compressor blades", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 58, pp. 1-7, 2015. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2015.08.026

- [7] H. J. Kwon, D. Lee, and Y. K. Lee, "Failure analysis of blades and vanes of a compressor for a gas turbine engine", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 124, 2021. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2021.105386
- [8] M. Park, Y. H. Hwang, Y. S. Choi, and T. G. Kim, "Analysis of a J69-T-25 engine turbine blade fracture", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 9(5), pp. 593-601, 2002. DOI: 10.1016/s1350-6307(02)00003-1
- [9] Ansys. Ansys Workbench User's Guide. Ansys Inc., 2023.
- [10] С. А. Выюноы, Ю. И. Гусев, А. В. Карпов и др., Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов по специальности "Авиационные двигатели и энергетические установки", 1989.
- [11] Л. П. Лозицкий, А. Н. Ветров, С. М. Дорошко, Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей, Воздушной Транспорт, Москва, 1992.
- [12] Г. С. Скубачевский, Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей, Издательство "Машиностроение", Москва, 1974.

THE STRESS FIELD OF THE FIRST STAGE COMPRESSOR IMPELLER OF THE TV3-117 GAS TURBINE ENGINE USING NUMERICAL SIMULATION

Abstract: This article presents the results of stress field calculations for the first stage compressor impeller using the one-way fluid-structure interaction (FSI) method, which helps determine stress concentration zones and safety factors. Numerical analysis conducted with Ansys software reveals that stress concentration occurs near the blade root on the suction side and within the blade lock-disc zone. In these stress concentration zones, such as the blade lock-disc zone and blade suction side, the minimum safety factor is found to be above 2.27. These findings serve as a foundation for future research on impeller stress fields using two-way FSI methods and for providing recommendations to optimize the stress concentration field in the compressor disc.

Keywords: Compressor; rotor blade; impeller; velocity; pressure; stress.

Nhận bài: 11/05/2023; Hoàn thiện sau phản biện: 19/02/2024; Chấp nhận đăng: 05/04/2024