

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO**

**BỘ QUỐC PHÒNG**

**HỌC VIỆN KỸ THUẬT QUÂN SỰ**

**VŨ ĐỨC MẠNH**

**NGHIÊN CỨU TĂNG CƯỜNG LÀM MÁT CHO CÁNH PHUN CAO ÁP  
CỦA ĐỘNG CƠ TUABIN KHÍ TÀU THỦY**

**LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT**

**HÀ NỘI – NĂM 2021**

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO**

**BỘ QUỐC PHÒNG**

**HỌC VIỆN KỸ THUẬT QUÂN SỰ**

**VŨ ĐỨC MẠNH**

**NGHIÊN CỨU TĂNG CƯỜNG LÀM MÁT CHO CÁNH PHUN CAO ÁP  
CỦA ĐỘNG CƠ TUABIN KHÍ TÀU THỦY**

Chuyên ngành: Cơ khí – Động lực

Mã số: 9.52.01.16

**LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT**

**NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC:**

1. PGS.TS Nguyễn Trung Kiên
2. GS.TS Đào Trọng Thắng

**HÀ NỘI – NĂM 2021**

## **LỜI CAM ĐOAN**

Tôi xin cam đoan luận án này là công trình nghiên cứu của riêng tôi, do bản thân tôi thực hiện. Các số liệu, kết quả nêu trong luận án là hoàn toàn trung thực và chưa từng được ai công bố trong bất kỳ công trình nào khác.

**Tác giả luận án**

**VŨ ĐỨC MẠNH**

## LỜI CẢM ƠN

Lời đầu tiên, tôi xin gửi lời cảm ơn chân thành tới Ban Giám đốc Học viện Kỹ thuật Quân sự, Phòng Sau Đại học, Khoa Động lực, Bộ môn Động cơ đã cho phép tôi được thực hiện luận án tại Học viện Kỹ thuật Quân sự.

Tôi xin chân thành cảm ơn PGS.TS Nguyễn Trung Kiên và GS.TS Đào Trọng Thắng đã hướng dẫn tôi hết sức chu đáo và tận tình để tôi có thể thực hiện và hoàn thành luận án một cách tốt nhất.

Tôi xin bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc đến các thầy thuộc Bộ môn Động cơ, Khoa Động lực, Học viện KTQS và các chuyên gia lĩnh vực Cơ khí - Động lực trong và ngoài Học viện đã đóng góp nhiều ý kiến quý báu cho Nghiên cứu sinh trong suốt quá trình thực hiện Luận án.

Tôi cũng xin chân thành cảm ơn cán bộ, giáo viên, nhân viên Phòng thí nghiệm Nhiệt/Bộ môn Nhiệt Thủy Khí, Phòng thí nghiệm Động lực/Khoa Động lực đã hỗ trợ về trang thiết bị, nhân lực, tạo điều kiện để tôi hoàn thành quá trình nghiên cứu thực nghiệm.

Cuối cùng tôi xin chân thành cảm ơn gia đình, các bạn đồng nghiệp, bạn bè và những người đã quan tâm, động viên, giúp đỡ tôi trong suốt thời gian nghiên cứu và thực hiện công trình khoa học này.

Nghiên cứu sinh

**Vũ Đức Mạnh**



## MỤC LỤC

	<b>Trang</b>
LỜI CAM ĐOAN .....	i
LỜI CẢM ƠN.....	ii
MỤC LỤC .....	iii
DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT.....	v
DANH MỤC CÁC BẢNG BIỂU.....	ix
DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ, ĐỒ THỊ.....	x
MỞ ĐẦU .....	1
CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU.....	7
1.1. Đặc điểm của động cơ tuabin khí tàu thủy và sự cần thiết tăng cường làm mát cánh phun tuabin cao áp.....	7
1.2. Các biện pháp tăng cường làm mát cho cánh tuabin và hiệu ứng tăng cường hệ số trao đổi nhiệt bằng màng phân phối .....	11
1.3. Các phương pháp nghiên cứu .....	20
1.4. Các công trình nghiên cứu liên quan và đặt vấn đề nghiên cứu.....	25
1.5. Kết luận Chương 1.....	34
CHƯƠNG 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT TRONG BÀI TOÁN TRAO ĐỔI NHIỆT CHO CÁNH PHUN TUABIN .....	35
2.1. Mô hình trao đổi nhiệt cho cánh phun tuabin và lựa chọn phần mềm mô phỏng.....	35
2.2. Lý thuyết dòng chảy và trao đổi nhiệt trong phần mềm ANSYS-CFX .....	37
2.3. Lý thuyết tính toán điều kiện biên cho dòng khí chảy qua mạng cánh phun tuabin cao áp .....	45
2.4. Lý thuyết đồng dạng trong bài toán trao đổi nhiệt .....	59
2.5. Kết luận Chương 2.....	62
CHƯƠNG 3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH TRAO ĐỔI NHIỆT CHO CÁNH PHUN TUABIN CAO ÁP ĐỘNG CƠ DR76 .....	63
3.1. Các mô hình trao đổi nhiệt.....	63
3.2. Xây dựng mô hình trao đổi nhiệt cho cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 bằng ANSYS .....	64
3.3. Xây dựng mô hình tính toán hệ số trao đổi nhiệt cho kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh bằng mô hình đồng dạng .....	77

3.4. Kết luận Chương 3.....	91
CHƯƠNG 4. GIẢI PHÁP TĂNG CƯỜNG LÀM MÁT CÁNH PHUN TUABIN CAO ÁP ĐỘNG CƠ DR76 .....	92
4.1. Khảo sát phân bố nhiệt độ và ứng suất nhiệt trên cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 bằng phương pháp mô phỏng .....	93
4.2. Nghiên cứu lựa chọn các thông số hình học hợp lý trên mô hình đồng dạng.....	102
4.3. Nghiên cứu lựa chọn các phương án thay đổi kết cấu màng phân phối cho cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 .....	109
4.4. Đánh giá hiệu quả tăng cường làm mát cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 của các phương án màng phân phối bằng phương pháp mô phỏng ....	113
4.5. Kết luận Chương 4.....	121
KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN.....	123
DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ CỦA TÁC GIẢ LIÊN QUAN ĐẾN LUẬN ÁN TIẾN SĨ.....	125
TÀI LIỆU THAM KHẢO .....	126
PHỤ LỤC .....	140

## DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT

### 1. Chữ viết tắt:

Viết tắt	Tiếng Anh	Tiếng Việt
CFD	Computational Fluid Dynamics	Tính toán động lực học lưu chất
CC	Combustion Chamber	Buồng đốt
COM	Compressor	Máy nén
CPCA	-	Cánh phun tuabin cao áp
CT	Compressor-Turbine	Tuabin lai máy nén
DES	Detached Eddy Simulation	Mô phỏng xoáy tách rời
DC	Digital Camera	Camera kỹ thuật số
ĐCTBK	-	Động cơ tuabin khí
DNS	Direct Numerical Simulation	Phương pháp mô phỏng trực tiếp
EXP	Experimental	Kết quả thử nghiệm
FVM	Finite Volume Method	Phương pháp thể tích hữu hạn
FEM	Finite Element Method	Phương pháp phần tử hữu hạn
FDM	Finite Differences Method	Phương pháp sai phân hữu hạn
HC	High-pressure Compressor	Máy nén cao áp
HT	High-pressure Turbine	Tuabin cao áp
IR camera	Infra-Red Camera	Camera hồng ngoại - Camera nhiệt
LC	Low-pressure Compressor	Máy nén thấp áp
LES	Large Eddy Simulation	Phương pháp mô phỏng xoáy lớn
LNS	Limited Numerical Scales	Thang mô phỏng giới hạn
LT	Low-pressure Turbine	Tuabin thấp áp
MILES	Monotonically Integrated Large Eddy Simulation	Mô phỏng xoáy lớn tích hợp đơn điệu
PDNS	Pseudo Direct Numerical Simulation	Mô phỏng số giả trực tiếp
PT	Power Turbine	Tuabin chân vệt
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes	Giải hệ phương trình Navier-Stokes trung bình theo Reynolds
SGS	Subgrid-Scale Model	Mô hình quy mô nhỏ
TLC	Thermo Liquid Crystal	Chất chỉ thị màu
TN	-	Thử nghiệm

TOIRT	The Temperature Oscillation Infra-Red Thermography	Phương pháp đo hệ số trao đổi nhiệt theo nguyên lý dao động nhiệt độ
URANS	Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes	Giải hệ phương trình Navier-Stokes trung bình theo Reynolds trong trường hợp không ổn định
VLES	Very Large Eddy Simulation	Phương pháp mô phỏng xoáy rất lớn

## 2. Ký hiệu:

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
a	m <sup>2</sup> /s	Hệ số khuếch tán nhiệt
a <sub>0</sub> , a <sub>1</sub>	-	Hằng số trong phương trình hệ số đoạn nhiệt phụ thuộc vào nhiệt độ
c <sub>0</sub> , c <sub>1</sub> , c <sub>2</sub> , c <sub>3</sub>	-	Các hệ số không thứ nguyên trong phương pháp TOIRT
C <sub>p</sub> , C <sub>v</sub>	J/kg.K	Nhiệt dung riêng đẳng áp, đẳng tích
D	m	Đường kính lỗ phun
D <sub>l</sub>	mm	Đường kính lỗ phun ở khu vực mũi cánh
E	W	Năng lượng toàn phần
Eu		Tham số Euler
f	Hz	Tần số biến thiên
F	m <sup>2</sup>	Diện tích
Fo	-	Tham số Fourier
G <sub>A</sub>	kg/s	Lưu lượng không khí
G <sub>c</sub>	kg/s	Lưu lượng không khí làm mát
g <sub>c</sub>	%	Tỷ lệ không khí làm mát
g <sub>e</sub>	g/kWh	Suất tiêu hao nhiên liệu có ích
G <sub>f</sub>	kg/s	Lưu lượng nhiên liệu
g <sub>f</sub>		Hệ số lưu lượng nhiên liệu
G <sub>g</sub>	kg/s	Lưu lượng khí cháy
Gr		Tham số Grashof
h	W/m <sup>2</sup> K	Hệ số trao đổi nhiệt
H	m	Khoảng cách giữa màng phân phối và bề mặt đích
H/D	-	Khoảng cách tương đối giữa màng phân phối và bề mặt tẩm đích so với đường kính lỗ phun
int	-	Cường độ sáng của điểm ảnh
k	-	Hệ số đoạn nhiệt của không khí

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
$k_g$	-	Hệ số đoạn nhiệt của khí cháy
$L_x$	m	Chiều dài dây cung chiều lên chiều trục $Ox$
$Nu$	-	Chỉ số Nusselt
$[n]_T$	-	Hệ số dự trữ nhiệt độ - tỷ số giữa giới hạn nhiệt độ làm việc của vật liệu với nhiệt độ cực đại trên cánh
$p$	Pa	Áp suất dòng khí
$P$	s	Độ dài chu kỳ
$Pe$	-	Tham số Peclet
$Pr$	-	Tham số Prandtl
$q$	$W/m^2$	Thông lượng nhiệt
$Q_{fmin}$	$kJ/kg$	Nhiệt trị thấp của nhiên liệu
$r$	-	Tỷ số giữa hệ số trao đổi nhiệt đối lưu cưỡng bức ở bề mặt ngoài của tấm so với hệ số trao đổi nhiệt ở bề mặt bên trong của tấm
$R$	-	Hằng số của chất khí
$r/D$	-	Vị trí tương đối so với tâm tia phun
$Re$	-	Số Reynolds
$Re_j$	-	Số Reynolds của dòng khí ra khỏi lỗ phun
$Re_{cr}$	-	Số Reynolds của dòng ngang
$R_s$	m	Bán kính cong của bề mặt cánh
$S/D$	-	Bước lỗ tương đối
$T$	K	Nhiệt độ
$t$	s	Thời gian
$T_{ave}$	K	Nhiệt độ trung bình của cánh tuabin
$T_c$	K	Nhiệt độ không khí làm mát
$t_{delay}$	s	Thời gian trễ của đèn halogen
$T_f$	K	Nhiệt độ tại đầu dòng khí
$T_g^*$	K	Nhiệt độ dòng khí nóng ở đầu vào tuabin
$T_{gap}$	K	Hệ số tỷ lệ trong hàm tuyến tính nhiệt độ phụ thuộc vào cường độ sáng của điểm ảnh
$T_r$	K	Nhiệt độ dự trữ - độ chênh giữa nhiệt độ cực đại trên cánh với giới hạn nhiệt độ làm việc của vật liệu
$[T]_{vl}$	K	Giới hạn nhiệt độ làm việc của vật liệu

<b>Ký hiệu</b>	<b>Đơn vị</b>	<b>Ý nghĩa</b>
$T_w$	K	Nhiệt độ thành vách
$u$	m/s	Vận tốc
VR		Tỷ số vận tốc trung bình giữa dòng phun và dòng ngang
$x,y,z$	m	Tọa độ theo ba trục $0x$ , $0y$ và $0z$
$z/D$	-	Vị trí tương đối so với mặt tấm đích
$\delta$	m	Độ dày của tấm kim loại
$\eta$	-	Hiệu suất
$\theta$	-	Hệ số làm mát
$\lambda$	W/mK	Hệ số dẫn nhiệt
$\mu$	kg/ms	Độ nhớt động lực học
$\nu$	$m^2/s$	Độ nhớt động học
$\xi$	-	Độ dày tương đối của tấm kim loại
$\pi$	-	Tỷ số tăng áp
$\rho$	$kg/m^3$	Khối lượng riêng
$\varphi$	rad	Độ trễ pha
$\varphi_{nullphase}$	rad	Góc pha hiệu chỉnh, đồng bộ thời gian
$\psi$	-	Hệ số trao đổi nhiệt không thứ nguyên trong phương pháp TOIRT

### 3. Chỉ số:

<b>Chỉ số</b>	<b>Ý nghĩa</b>
-ave	Giá trị trung bình
-cr	Dòng ngang (cross flow)
-sp	Giá trị trung bình theo chiều cao của cánh -Spanwise Averaged
-j	Dòng phun (jet flow)
-max	Giá trị cực đại
-min	Giá trị cực tiểu

## DANH MỤC CÁC BẢNG BIỂU

	<b>Trang</b>
Bảng 1.1. Bảng thống kê các công trình nghiên cứu màng phân phối trên mô hình tấm phẳng .....	30
Bảng 3.1. Bảng thông số hình học cơ bản của cánh Mark II .....	66
Bảng 3.2. Thông số cài đặt mô hình và điều kiện biên của dòng khí nóng chảy bên ngoài cánh ở chế độ “code 4322-run 16” .....	68
Bảng 3.3. Bảng thông số các lỗ làm mát xuyên tâm cánh Mark II và không khí làm mát ở chế độ “code 4322 run 16” .....	68
Bảng 3.4. Thông số lưới của mô hình trao đổi nhiệt CPCA động cơ DR76.....	73
Bảng 3.5. Thông số cài đặt cơ bản của mô hình trao đổi nhiệt CPCA động cơ DR76 .....	74
Bảng 3.6. Thông số hình học cơ bản của CPCA động cơ DR76 .....	75
Bảng 3.7. Thông số dòng khí tại các biên ở các chế độ tính toán.....	76
Bảng 3.8. Bảng các chế độ thực nghiệm .....	86
Bảng 3.9. Các trường hợp tính toán mô phỏng .....	89
Bảng 4.1. Nhiệt độ cánh phun với lưu lượng không khí làm mát khác nhau .....	99
Bảng 4.2. Ảnh hưởng của tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang $VR$ tới số $Nu$ trung bình trên toàn tấm kích thước 30Dx22D .....	105
Bảng 4.3. Các trường hợp thay đổi kết cấu màng phân phối .....	113
Bảng 4.4. Các thông số nhiệt độ trong các phương án.....	114
Bảng 4.5. Bảng thống kê hiệu quả làm mát của phương án màng phân phối số 3 so với nguyên bản (tính toán ở chế độ định mức).....	120

## DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ, ĐỒ THỊ

	<b>Trang</b>
Hình 1.1. Mặt cắt động cơ DR76 .....	8
Hình 1.2. Mặt cắt tầng tuabin cao áp.....	10
Hình 1.3. CPCA ĐCTBK công suất 32MW bị cháy .....	11
Hình 1.4. CPCA động cơ Honeywell LF507 bị cháy ở vị trí 6 giờ .....	11
Hình 1.5. Tuabin động cơ Honeywell LF507 bị phá hủy do cháy CPCA .....	11
Hình 1.6. Mô hình dòng chảy rối qua các gân ngang dòng .....	13
Hình 1.7. Rãnh đồng diện tạo xoáy lốc .....	13
Hình 1.8. Làm mát kiểu ma trận cột.....	14
Hình 1.9. Tăng cường trao đổi nhiệt bằng biện pháp đổi hướng dòng đột ngột.....	14
Hình 1.10. Phân bố nhiệt độ của dòng khí sát bề mặt của phương pháp làm mát kiểu màng .....	15
Hình 1.11. Cánh dùng công nghệ làm mát xuyên thấu qua màng xốp .....	15
Hình 1.12. Cánh tuabin được làm mát bằng màng phân phối.....	17
Hình 1.13. Mô hình và cấu trúc tia phun từ màng phân phối .....	18
Hình 1.14. Cấu trúc dòng ở mô hình nhiều lỗ phun .....	19
Hình 1.15. Mô hình màng phân phối và dòng ngang.....	20
Hình 1.16. Kết cấu cánh tuabin điển hình được làm mát bằng màng phân phối .....	28
Hình 1.17. Trình tự nghiên cứu của luận án.....	33
Hình 2.1. Nguyên lý tính toán trao đổi nhiệt liên hợp cho cánh tuabin .....	35
Hình 2.2. Nhiệt độ và thông lượng nhiệt ở bề mặt tiếp xúc giữa dòng khí và bề mặt thành vách .....	36
Hình 2.3. Sơ đồ thuật toán của mô hình trao đổi nhiệt liên hợp .....	36
Hình 2.4. Mô hình dòng chảy gần bề mặt thành rắn .....	42
Hình 2.5. Trình tự tính toán và các mô hình tính toán .....	46
Hình 3.1. Mặt cắt các mô hình nghiên cứu của luận án .....	64
Hình 3.2. Sơ đồ thực nghiệm của Hylton cho cánh phun Mark II .....	66
Hình 3.3. Biên dạng cánh Mark II và các biên của dòng khí .....	67
Hình 3.4. Vị trí đặt cảm biến nhiệt độ và áp suất trên cánh Mark II .....	67
Hình 3.5. Mô hình chia lưới trong ANSYS .....	67
Hình 3.6. Kiểm chứng kết quả mô phỏng với kết quả thực nghiệm trên cánh Mark II ở chế độ “code 4322 run 16” .....	69



Hình 3.7. So sánh hệ số trao đổi nhiệt tại bề mặt ngoài của cánh khi mô phỏng bằng mô hình rối SST và k- $\epsilon$ với kết quả thực nghiệm ở chế độ “code 4322 run 16” .....	70
Hình 3.8. Mô hình trao đổi nhiệt của CPCA động cơ DR76 .....	71
Hình 3.9. Mô hình lưới của mô hình trao đổi nhiệt CPCA động cơ DR76.....	72
Hình 3.10. Mô hình chia lưới CPCA động cơ DR76 .....	73
Hình 3.11. Phân bố nhiệt độ dòng khí sau buồng đốt .....	77
Hình 3.12. Áp suất tĩnh sau CPCA tại các độ cao khác nhau.....	77
Hình 3.13. Mô hình tấm phẳng được làm mát bằng màng phân phối có tương tác dòng phun với dòng ngang .....	78
Hình 3.14. So sánh $Nu_{ave}$ của mô hình tấm phẳng với mô hình tấm cong có $D/R_s$ khác nhau ( $H/D=3$ ) .....	80
Hình 3.15. So sánh Nu của mô hình tấm phẳng với mô hình tấm cong có $D/R_s=1/16$ ( $Re_j=3300, H/D=5$ ) .....	80
Hình 3.16. Sơ đồ hệ thống đo đặc hệ số trao đổi nhiệt bằng phương pháp TOIRT .....	81
Hình 3.17. Sơ đồ thực nghiệm.....	84
Hình 3.18. Số Reynolds của dòng ngang $Re_{cr}$ ở các trường hợp $Re_j$ và $VR$ khác nhau ( $H=10mm; D=5mm$ ) .....	86
Hình 3.19. Sơ đồ các bước xử lý số liệu thực nghiệm .....	87
Hình 3.20. Chia lưới khối khí chảy trong mô hình tấm phẳng .....	88
Hình 3.21. Kiểm nghiệm kết quả thực nghiệm TN 0.1, mô phỏng bằng [26] với biên độ sai số $15\%Nu_{ave}$ ( $Re_j=25000, H/D=2, VR=\infty$ ).....	89
Hình 3.22. Kiểm nghiệm kết quả thực nghiệm TN 0.2, mô phỏng bằng [72] với biên độ sai số $15\%Nu_{ave}$ ( $Re_j=13400, H/D=2$ và $VR=7$ ).....	90
Hình 3.23. So sánh kết quả mô phỏng và thực nghiệm trong mô hình 1x3 lỗ với $Re_j=13000, VR=7, H/D=2, S/D=8$ .....	90
Hình 4.1. Phân bố nhiệt độ dòng khí trong kênh lưu thông của CPCA động cơ DR76 ở các độ cao khác nhau (chế độ định mức) .....	93
Hình 4.2. Phân bố vận tốc (a), động năng rối (b) và áp suất của dòng khí trong kênh lưu thông (c) tại mặt cắt trung bình CPCA (chế độ định mức).....	94
Hình 4.3. Đồ thị biểu diễn một số thông số nhiệt độ trên cánh ở các chế độ.....	94
Hình 4.4. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài cánh phun tại chế độ 100% tay ga.....	95
Hình 4.5. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài cánh phun tại chế độ 50% tay ga.....	95
Hình 4.6. Phân bố nhiệt độ trong cánh tại các độ cao khác nhau (chế độ định mức) .	96
Hình 4.7. Hệ số trao đổi nhiệt $h$ từ dòng khí vào bề mặt trong của cánh.....	97

Hình 4.8. Phân bố cường độ dòng nhiệt đi vào bề mặt ngoài của cánh (chế độ định mức)	97
Hình 4.9. Ứng suất nhiệt trên biên dạng cánh ở chế độ định mức	98
Hình 4.10. Ứng suất nhiệt cực đại ở các chế độ	98
Hình 4.11. Đồ thị ảnh hưởng của $T_c, p_c$ tới $T_{max}$	100
Hình 4.12. Đồ thị ảnh hưởng của $T_c, p_c$ tới $T_{ave}$	100
Hình 4.13. Ảnh hưởng của nhiệt độ $T_c$ , áp suất $p_c$ tới lưu lượng không khí làm mát $g_c$	101
Hình 4.14. Ảnh hưởng của nhiệt độ và lưu lượng không khí làm mát tới hệ số làm mát $\theta$	101
Hình 4.15. Ảnh hưởng của $T_c, p_c$ tới ứng suất tiếp tuyến cực đại	101
Hình 4.16. Ảnh hưởng của $T_c, p_c$ tới ứng suất pháp tuyến cực đại	101
Hình 4.17. Ảnh hưởng của $T_c, p_c$ tới ứng suất quy dẫn cực đại	102
Hình 4.18. Kết quả phân bố $Nu$ trên các tấm nghiên cứu	103
Hình 4.19. Biến thiên $Nu_{sp}$ với số Reynolds của dòng phun $Re_j$ khác nhau	104
Hình 4.20. Biến thiên $Nu_{sp}$ với tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang $VR$ khác nhau	105
Hình 4.21. Biến thiên $Nu$ trên đường $y=0$ với bước lỗ $S/D$ khác nhau	106
Hình 4.22. Số Nusselt trung bình $Nu_{ave}$ trên tấm $22D \times 30D$ với bước lỗ $S/D$ khác nhau	106
Hình 4.23. Cấu trúc dòng khí dọc trên mặt phẳng $xOz$ với bước lỗ $S/D$ khác nhau	106
Hình 4.24. Ảnh hưởng của tỷ số $H/D$ tới $Nu$	107
Hình 4.25. Ảnh hưởng của khoảng cách tương đối $H/D$ tới $Nu_{ave}$ khi lưu lượng dòng ngang không đổi (Mô phỏng mô hình $3 \times 3$ lỗ – $Re_j = 13000, S/D = 10$ )	108
Hình 4.26. Ảnh hưởng của khoảng cách tương đối $H/D$ tới $Nu_{sp}$ khi lưu lượng dòng ngang không đổi (Mô phỏng mô hình $3 \times 3$ lỗ – $Re_j = 13000, S/D = 10$ )	109
Hình 4.27. Mô hình tấm được nghiên cứu	110
Hình 4.28. Phân bố $h_{sp}$ khi $VR=3$ với đường kính $D$ khác nhau (Mô phỏng)	111
Hình 4.29. Phân bố $h_{sp}$ khi $D=0,3mm$ với $VR$ khác nhau (Mô phỏng)	111
Hình 4.30. Phương án đục lỗ trên màng phân phối ở phía lưng cánh	113
Hình 4.31. Đồ thị so sánh nhiệt độ cực đại $T_{max}$ , nhiệt độ dự trữ $T_r$ , hệ số dự trữ nhiệt $[n]_T$ ở các phương án	114
Hình 4.32. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài của cánh ở phương án 1	115
Hình 4.33. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài của cánh ở phương án 2	115
Hình 4.34. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài của cánh ở phương án 3	115
Hình 4.35. Phân bố nhiệt độ trên mặt cắt trung bình của biên dạng cánh	116

Hình 4.36. Phân bố nhiệt độ trên biên dạng cánh tại mặt cắt trung bình .....	116
Hình 4.37. Phân bố vận tốc dòng không khí làm mát tại mặt cắt trung bình.....	117
Hình 4.38. Phân bố nhiệt độ dòng không khí làm mát tại mặt cắt trung bình .....	117
Hình 4.39. Phân bố hệ số trao đổi nhiệt giữa không khí làm mát và bề mặt bên trong cánh phun tại khu vực mũi cánh và lưng cánh .....	117
Hình 4.40. Phân bố thông lượng nhiệt giữa không khí làm mát và bề mặt thành vách bên trong cánh phun tại khu vực mũi cánh và lưng cánh.....	118
Hình 4.41. Ứng suất cực đại ở các phương án kết cấu màng phân phối.....	119
Hình 4.42. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài cánh ở Phương án 3 khi nhiệt độ không khí $T_c$ giảm 100K.....	119
Hình 4.43. Đồ thị so sánh nhiệt độ cực đại $T_{max}$ , nhiệt độ trung bình $T_{ave}$ , hệ số dự trữ nhiệt $[n]_T$ của phương án 3 và nguyên bản khi nhiệt độ dòng khí làm mát $T_c$ thay đổi.....	119

## MỞ ĐẦU

Động cơ tuabin khí (ĐCTBK) là loại động cơ có nhiều ưu điểm vượt trội, trong đó phải kể đến công suất lớn, khả năng khởi động, đặt tải nhanh trong khi khối lượng, kích thước nhỏ gọn nên ngày càng được sử dụng rộng rãi trên máy bay, tàu chiến và các nhà máy công nghiệp. Bên cạnh các ưu điểm đó, nhược điểm lớn nhất của phần lớn ĐCTBK là hiệu suất, tính kinh tế và tuổi thọ còn thua kém động cơ kiểu piston. Tuy nhiên trong quá trình phát triển các thế hệ động cơ, công suất, hiệu suất của ĐCTBK không ngừng tăng lên, đã có một số ĐCTBK có hiệu suất ở chế độ định mức đạt tới 40% [25].

Để đạt được kết quả đó, nhiệt độ trung bình của dòng khí ra khỏi buồng đốt  $T_g^*$  không ngừng được tăng lên. Theo công trình [18] với cùng điều kiện nhiệt độ không khí đầu vào, khi tăng nhiệt độ  $T_g^*$  của ĐCTBK thêm 55,5°C công suất có ích của động cơ tăng 10%, hiệu suất có ích tăng 1,0÷1,5%. Hiện nay, đã có động cơ có nhiệt độ trung bình sau buồng đốt đạt tới 2000K [43] và tương lai còn có thể đạt cao hơn thế nữa, nhiệt độ này đã lớn hơn nhiều so với ngưỡng chịu đựng của các loại vật liệu chịu nhiệt tiên tiến nhất (~1400K). Do đó, vấn đề làm mát các cánh tuabin nằm ngay sau buồng đốt trở thành chìa khóa cho sự phát triển của ĐCTBK và là vấn đề không bao giờ mất đi tính thời sự.

Hiện nay, ĐCTBK có mặt tương đối phổ biến trên các tàu Hải quân Việt Nam và tàu Cảnh sát biển,... Một trong những ưu tiên hàng đầu trong việc khai thác, sử dụng ĐCTBK là đảm bảo độ bền, độ tin cậy. ĐCTBK tàu Hải quân đang có mặt tại Việt Nam là động cơ thế hệ thứ ba, do Ucraina thiết kế và sản xuất [132]. Cánh phun tuabin cao áp (CPCA) của các động cơ này được làm mát kiểu đối lưu bằng màng phân phối, đây là phương pháp có hiệu quả cao nếu như màng phân phối được thiết kế hợp lý.

Theo công trình [116], tổng thời gian làm việc ở chế độ định mức sau mỗi lần đại tu của ĐCTBK tàu thủy giới hạn ở 100h (đối với động cơ toàn tốc DR 77) hoặc 200h (động cơ hành trình DR76), một phần nguyên nhân là tại chế độ định mức cánh tuabin làm việc trong môi trường nhiệt độ cao, nhiệt độ trung bình của dòng khí sau buồng đốt lên tới gần 1300K [113], nhiệt độ cục bộ có thể lên tới 1400K. Điều này làm giảm tính cơ động của tàu, đặc biệt khi tác chiến trong thời gian dài. Việc tăng cường làm mát sẽ làm giảm sự khắc nghiệt mà cánh phải chịu đựng, có thể nói rộng giới hạn thời gian này.

Để tăng cường làm mát cho tuabin và đặc biệt là cánh tuabin thường sử dụng ba biện pháp cơ bản, bao gồm: tăng cường chất lượng đối lưu ở mặt trong của cánh với dòng không khí làm mát, hạn chế dòng nhiệt từ dòng khí nóng đi vào bề mặt ngoài cánh, giảm nhiệt độ dòng không khí làm mát. Tùy thuộc vào kích thước cánh tuabin, nhiệt độ dòng khí nóng, loại động cơ mà sử dụng riêng lẻ hoặc kết hợp các biện pháp này. Biện pháp thứ nhất đa phần đòi hỏi công nghệ gia công phức tạp trong không gian nhỏ hẹp, biện pháp thứ hai hiệu quả làm mát cao nhất nhưng hệ số làm mát không đồng đều và có ảnh hưởng lớn tới dòng khí nóng chảy trong kênh lưu thông của tầng tuabin, làm giảm hiệu suất tầng tuabin, thường áp dụng cho cánh có kích thước lớn, biện pháp 3 đòi hỏi không gian bố trí lớn và tổn thất đường dẫn khí cao.

Phương án “màng phân phối” nằm trong biện pháp thứ nhất, hiệu quả làm mát cao, không ảnh hưởng tới dòng chảy qua mạng cánh, đồng thời việc gia công, hoán cải là không quá khó khăn. Phương án này được gọi trong tiếng Anh là “Impinging/Impingement jet” tạm dịch là tia phun trực tiếp, trong tiếng Nga là “Дефлектор”- màng hướng dòng. Về bản chất, khi nhìn vào cấu tạo cánh sử dụng phương án này sẽ thấy có 1 màng chắn được đặt bên trong cánh, không khí làm mát sẽ đi qua các lỗ phun phân bố trên màng chắn này để tới các vị trí cần tăng cường làm mát, do vậy trong khuôn khổ luận án thống nhất sử dụng thuật ngữ “màng phân phối” để gọi tên phương án này.

Phương án màng phân phối phù hợp với yêu cầu của ĐCTBK tàu thủy, đó là kết cấu đơn giản, tuổi thọ, độ bền, độ tin cậy cao và nhất là đối với các cánh có kích thước nhỏ như trên động cơ hành trình DR76. Nghiên cứu về làm mát tuabin thực chất là nghiên cứu về dòng chảy và quá trình trao đổi nhiệt trong tuabin, đây luôn là bài toán khó, chưa có mô hình hoàn thiện cho tất cả các dạng cánh và luôn mang tính thời sự.

Vấn đề làm mát là một trong những hướng nghiên cứu quan trọng không những đối với nhà sản xuất, thiết kế trên thế giới mà cả với những đơn vị khai thác, vận hành tại Việt Nam nên NCS lựa chọn đề tài “***Nghiên cứu tăng cường làm mát cho cánh phun cao áp của động cơ tuabin khí tàu thủy***”. Với đề tài này, NCS mong muốn có đóng góp nhất định trong bài toán trao đổi nhiệt và làm mát cánh tuabin của ĐCTBK tàu thủy, là đối tượng đang được sử dụng rộng rãi trong Hải quân Việt Nam.

## **i. Mục đích, đối tượng và phạm vi nghiên cứu của Luận án**

### **\* Mục đích nghiên cứu**

Nghiên cứu tăng cường làm mát cánh phun tuabin cao áp (CPCA) của ĐCTBK tàu thủy theo phương án bố trí thêm các lỗ phun trên màng phân phối để phun không khí làm mát vào khu vực có nhiệt độ cao nhất với điều kiện lưu lượng không khí làm mát không đổi. Để giải quyết bài toán này, luận án sử dụng kết hợp mô hình trao đổi nhiệt trên nguyên mẫu cánh với mô hình vật lý đồng dạng.

### **\* Đối tượng và phạm vi nghiên cứu**

Đối tượng nghiên cứu là CPCA của động cơ DR76. Động cơ DR76 là ĐCTBK thể hệ thứ 3 của hãng Zorya-Mashproekt (Ukraina) [132], thuộc họ UGT 3000 có dải công suất định mức từ 2940 kW (DR76) đến 3360 kW (DE76)[112]. Động cơ DR76 đóng vai trò là động cơ hành trình trên tàu Hải quân Việt Nam, có số lượng lớn nhất.

CPCA động cơ DR76 nằm ngay sau buồng đốt, là chi tiết chịu nhiệt độ lớn nhất, làm việc trong dòng khí nóng có nhiệt độ trung bình tới 1300K. CPCA này được làm mát kiểu đối lưu, đã có màng phân phối, tuy nhiên các lỗ màng phân phối mới chỉ tập trung làm mát ở khu vực mũi cánh (Chi tiết trên Hình 1.2). Không khí làm mát được lấy từ luồng thứ cấp của buồng đốt đi qua lỗ tiết lưu phía trên của cánh phun và đi vào bên trong màng phân phối. Các lỗ phân phối khí sẽ đưa dòng khí làm mát đi qua phần mũi cánh, chảy qua khe giữa màng phân phối với bụng (hoặc lưng) trước khi thoát ra qua các khe phía đuôi cánh.

Phạm vi nghiên cứu của luận án là các chế độ ổn định, trong đó tập trung nghiên cứu ở chế độ định mức của động cơ. Để đề xuất phương án tăng cường làm mát cho CPCA, trong luận án NCS tập trung nghiên cứu đặc trưng trao đổi nhiệt ở khu vực lưng cánh khi có tương tác giữa dòng phun ra từ màng phân phối và dòng ngang từ đầu cánh chảy tới. Quá trình này được xem xét cả trên mô hình đồng dạng và mô hình cánh thực.

### **ii. Phương pháp nghiên cứu**

Phương pháp nghiên cứu của luận án là kết hợp giữa nghiên cứu lý thuyết và nghiên cứu thực nghiệm. Nghiên cứu lý thuyết được thực hiện trên cơ sở xây dựng mô hình trao đổi nhiệt cho CPCA của động cơ DR76 bằng ANSYS-CFX để mô phỏng, tính toán phân bố nhiệt độ, hệ số trao đổi nhiệt trên đối tượng nghiên cứu nhằm xác định vị trí cần tăng cường làm mát, đồng thời tính toán cho cánh cải tiến nhằm đánh giá hiệu quả tăng cường làm mát. Các kết quả tính toán mô phỏng được kiểm chứng thông qua các số liệu thực nghiệm cho cánh Mark II, là cánh phun tiêu

chuẩn do NASA công bố, được nhiều công trình khoa học [23], [65], [98], [106] lấy làm căn cứ để tham chiếu.

Việc thực nghiệm được thực hiện bằng phương pháp dao động nhiệt độ (The Temperature Oscillation Infra-Red Thermography - TOIRT) nhằm xác định phân bố hệ số trao đổi nhiệt trên bề mặt tấm đích trong mô hình đồng dạng với kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh. Các kết quả của mô hình đồng dạng được sử dụng để đề xuất phương án cải tiến màng phân phối.

### **iii. Đóng góp mới của luận án**

Luận án đã xây dựng thành công mô hình mô phỏng trao đổi nhiệt trên nguyên mẫu CPCA của ĐCTBK tàu thủy DR76 và phương pháp thực nghiệm dao động nhiệt độ để tính toán hệ số trao đổi nhiệt trên mô hình màng phân phối nhiều lỗ có xét tới cả dòng ngang, làm cơ sở cho việc đề xuất giải pháp tăng cường làm mát CPCA trên động cơ bằng cách bố trí thêm các lỗ phun trên màng phân phối với thông số hình học được lựa chọn phù hợp.

Luận án đã đề xuất một cách tiếp cận mới cho bài toán nghiên cứu trao đổi nhiệt trên CPCA động cơ tuabin khí khi sử dụng kết hợp cả mô hình nguyên mẫu cánh và mô hình vật lý đồng dạng.

### **iv. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn**

#### **\* Ý nghĩa khoa học**

Luận án đã đề xuất và thực hiện thành công một cách tiếp cận mới cho bài toán nghiên cứu trao đổi nhiệt trên CPCA động cơ tuabin khí sử dụng kết hợp mô hình nguyên mẫu cánh và mô hình vật lý đồng dạng cho phép nhận được kết quả tin cậy, khắc phục được khó khăn khi không thể tiến hành thực nghiệm trên động cơ tuabin khí thực, nhất là trong điều kiện của các trường đại học.

Luận án đã cung cấp bức tranh tương đối toàn diện về đặc tính trao đổi nhiệt tại bề mặt trong của lưng cánh trên mô hình vật lý đồng dạng, trong đó đề cập tới hầu hết các thông số ảnh hưởng tới hệ số trao đổi nhiệt như khoảng cách tương đối giữa màng phân phối và bề mặt được làm mát  $H/D$ , bước lỗ tương đối  $S/D$ , số Reynolds của dòng phun  $Re_j$  và tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$ .

#### **\* Ý nghĩa thực tiễn**

Tăng cường làm mát cánh phun cao áp bằng cách cải tiến màng phân phối sẽ nâng cao độ tin cậy, giảm thiểu nguy cơ xảy ra sự cố quá nhiệt, giúp tăng khả năng sẵn sàng chiến đấu cho tàu chiến, phù hợp với điều kiện khai thác và điều kiện công nghệ tại Việt Nam.

Luận án có thể sử dụng làm tài liệu tham khảo phục vụ cho quá trình đào tạo đại học, sau đại học ngành Cơ khí động lực.

#### **v. Bố cục của Luận án**

Luận án được thực hiện với 139 trang thuyết minh khổ A4 và 4 phụ lục, bao gồm những nội dung chính sau.

**Chương 1: TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU.** Chương này trình bày đặc điểm của ĐCTBK tàu thủy và sự cần thiết phải tiến hành nghiên cứu tăng cường làm mát cho CPCA ĐCTBK tàu thủy. Chương 1 cũng phân tích các biện pháp tăng cường làm mát cho cánh tuabin, trong đó phương án màng phân phối có nhiều ưu điểm vượt trội, phù hợp với CPCA. Các phương pháp nghiên cứu (thử nghiệm, mô phỏng) và các công trình nghiên cứu tăng cường làm mát bằng màng phân phối trên nguyên mẫu cánh và mô hình vật lý đồng dạng. Từ các phân tích đó đặt ra vấn đề nghiên cứu cho luận án.

**Chương 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT TRONG BÀI TOÁN TRAO ĐỔI NHIỆT CHO CÁNH PHUN TUABIN.** Chương này trình bày cơ sở lý thuyết của mô hình trao đổi nhiệt liên hợp giữa dòng khí và cánh phun tuabin bằng phương pháp CFD và cơ sở lý thuyết tính toán điều kiện biên của mô hình này. Chương 2 cũng cung cấp các cơ sở khoa học cho việc xây dựng mô hình vật lý đồng dạng với các khu vực của cánh phun tuabin.

**Chương 3: XÂY DỰNG MÔ HÌNH TRAO ĐỔI NHIỆT CHO CÁNH PHUN TUABIN CAO ÁP ĐỘNG CƠ DR76.** Chương 3 tập trung xây dựng 2 mô hình trao đổi nhiệt có độ tin cậy cao: mô hình nguyên mẫu cánh và mô hình vật lý đồng dạng. Mô hình nguyên mẫu được xây dựng nhằm đưa ra phân bố nhiệt độ và ứng suất nhiệt, từ đó tìm ra khu vực cần tăng cường làm mát và kiểm tra đánh giá hiệu quả tăng cường làm mát cho các phương án cánh cải tiến. Mô hình vật lý đồng dạng thay thế cho kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh, được xây dựng bằng cả thực nghiệm và mô phỏng nhằm xác định hệ số trao đổi nhiệt giữa bề mặt trong lưng cánh với dòng không khí khi có tương tác giữa dòng phun và dòng ngang, từ đó đưa ra phương án màng phân phối mới có hệ số trao đổi nhiệt cao nhất.

**Chương 4: GIẢI PHÁP TĂNG CƯỜNG LÀM MÁT CÁNH PHUN TUABIN CAO ÁP ĐỘNG CƠ DR76.** Chương này trình bày các kết quả chính thu được từ hai mô hình đã xây dựng trong Chương 3: phân bố nhiệt độ và ứng suất nhiệt ở các chế độ nhằm tìm ra các vị trí trên cánh cần tăng cường làm mát; nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số hình học (bước lỗ tương đối  $S/D$ , khoảng cách tương



đôi  $H/D$ ) và thông số khí động (của dòng phun  $Re_j$  và dòng ngang  $VR$ ) tới hệ số trao đổi nhiệt nhằm đưa ra các khuyến cáo về màng phân phối với tiêu chí là thu được hệ số trao đổi nhiệt cao nhất; ứng dụng các khuyến cáo trên để lựa chọn kết cấu màng phân phối mới cho CPCA động cơ DR76 và đánh giá hiệu quả tăng cường làm mát của phương án mới.

Phân kết luận và hướng phát triển của luận án trình bày những kết quả nghiên cứu đạt được, những đóng góp mới của luận án trong lĩnh vực chuyên ngành và hướng nghiên cứu tiếp theo.

## CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

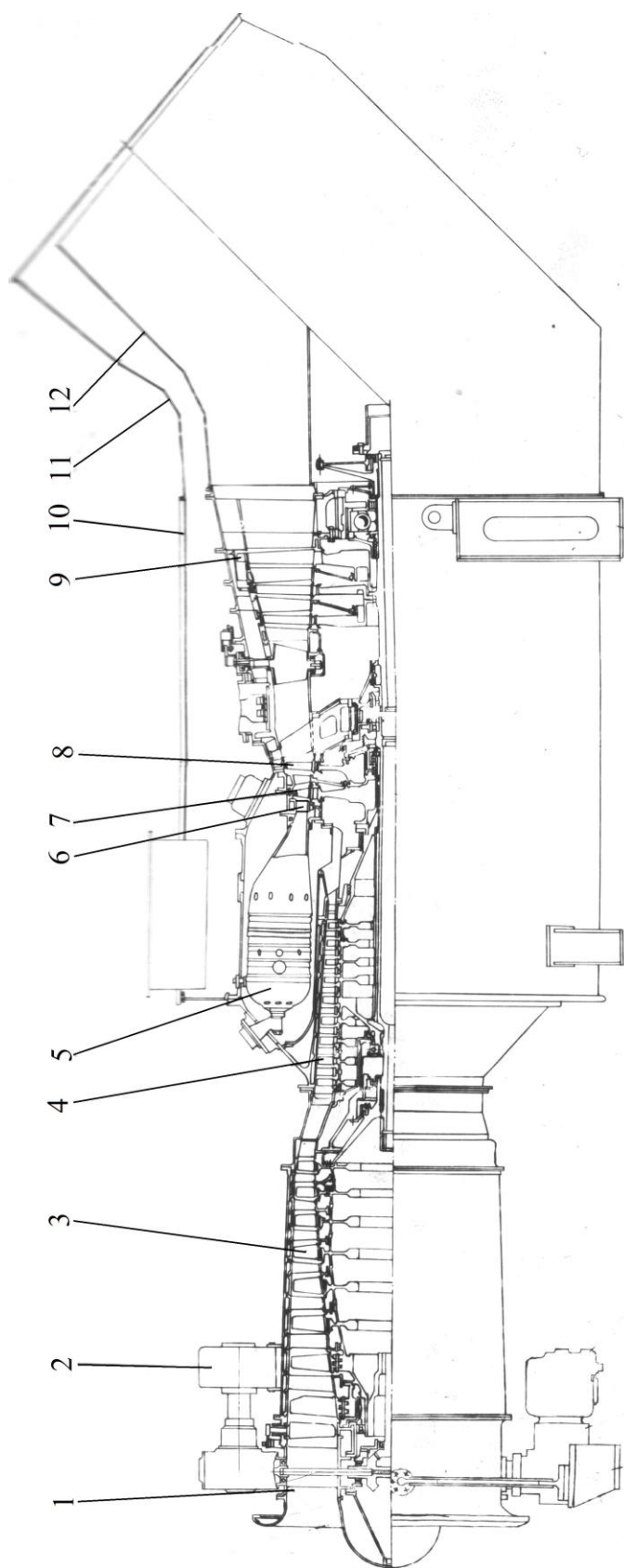
### 1.1. Đặc điểm của động cơ tuabin khí tàu thủy và sự cần thiết tăng cường làm mát cánh phun tuabin cao áp

#### 1.1.1. Một số đặc điểm của động cơ tuabin khí tàu thủy

Động cơ tuabin khí tàu thủy có thể được hoán cải từ động cơ hàng không hoặc được thiết kế chuyên biệt, nó mang đầy đủ ưu, nhược điểm đặc trưng của ĐCTBK nói chung. Số lượng, chủng loại ĐCTBK tàu thủy trên thế giới hiện nay là không nhiều, công nghệ sản xuất ĐCTBK tàu thủy vẫn là công nghệ khó, chỉ một số hãng trên thế giới sản xuất thành công và đáp ứng được các yêu cầu để lắp lên tàu, trong đó phải kể đến các động cơ của các hãng như: GE Marine (Mỹ), Kawasaki Heavy Industries (Nhật), MAN Turbo AG (Đức), Mitsubishi Heavy Industries (Nhật), MTU Friedrichshafen GmbH (Đức), Pratt & Whitney (Canada), Rolls-Royce (Anh), Saturn (Nga), Solar Turbine (Mỹ), Vericor (Mỹ - Đức), Zorya-Mashproekt (Ucraina) [131].

ĐCTBK tàu thủy làm việc trong điều kiện môi trường có nhiệt độ cao hơn so với động cơ máy bay, đặc biệt là ở các nước nhiệt đới như Việt Nam. Bên cạnh đó không khí ở môi trường biển chứa nhiều muối và tạp chất nên dễ bám vào phần lưu thông và bề mặt cánh máy nén, tuabin, cần tẩy rửa định kỳ. ĐCTBK nằm trong khoang máy kín, điều kiện tháo dỡ, thay thế các cụm chi tiết khó khăn trong không gian nhỏ hẹp, do vậy kết cấu của nó phải đơn giản và có độ tin cậy, độ bền cao. Mặc dù chi phí bảo dưỡng định kỳ ĐCTBK trên tàu ít tốn kém, tuy nhiên chi phí đại tu lại lớn hơn nhiều so với động cơ diesel cùng công suất, đặc biệt phần nóng của động cơ (buồng đốt và tuabin) đã có thể lên tới hàng triệu USD. Theo công trình [131], trong quá trình hoạt động độ tin cậy và tuổi thọ của ĐCTBK phụ thuộc chủ yếu vào cánh tuabin (hoặc máy nén) và ổ trục, do chúng làm việc trong điều kiện hết sức khắc nghiệt (nhiệt độ cao, tải cơ học lớn).

Tại Việt Nam đã có một số tàu Hải quân trang bị hệ động lực có sử dụng ĐCTBK như động cơ DR76/DS76 (UGT 3000R), DR77/DS77 (UGT 6000+), động cơ DO90 (UGT 15000) [112], [113] do nhà máy Zorya-Mashproekt (Ucraina) thiết kế và chế tạo [132]. Các động cơ này là động cơ 3 trục, máy nén thấp áp và máy nén cao áp dạng dọc trục, buồng đốt dạng vành ống, tuabin gồm tuabin cao áp 1 tầng, tuabin thấp áp 1 tầng và tuabin chân vịt 3 tầng có đảo chiều [114] (Hình 1.1).



Hình 1.1. Mặt cắt động cơ DR76 [114]

1 – Cửa hút khí; 2 – Động cơ khởi động; 3 – Máy nén thấp áp; 4 – Máy nén cao áp; 5 – Buồng đốt; 6 – Cánh phun tuabin cao áp; 7 – Cánh công tác tuabin cao áp; 8 – Tuabin thấp áp; 9 – Tuabin chân vịt; 10 – Vỏ bọc động cơ; 11 – Vỏ bọc ống xả; 12 – Ống xả

Trong số các động cơ trên, động cơ DR76 có số lượng lớn nhất, số giờ vận hành thực tế lớn nhất do nó đóng vai trò là động cơ hành trình của tàu. Động cơ DR76 thuộc họ UGT 3000, họ động cơ này có dải công suất định mức từ 2940 kW (DR76) đến 3360 kW (DE 76) [112], [114]. Hiện nay, có các ĐCTBK cùng dải công suất với động cơ DR76 là M75RU (Saturn – Nga), LM500 (GE – Mỹ) [129].

Đóng vai trò là động cơ hành trình nên chế độ hoạt động của động cơ DR76 hết sức đa dạng, tiêu biểu là chế độ không tải, chế độ 50%, 62,5%, 80%, 100% và đảo chiều [115], [116]. Ở đây chế độ được hiểu là vị trí tay ga điều khiển nhiên liệu trên bàn điều khiển.

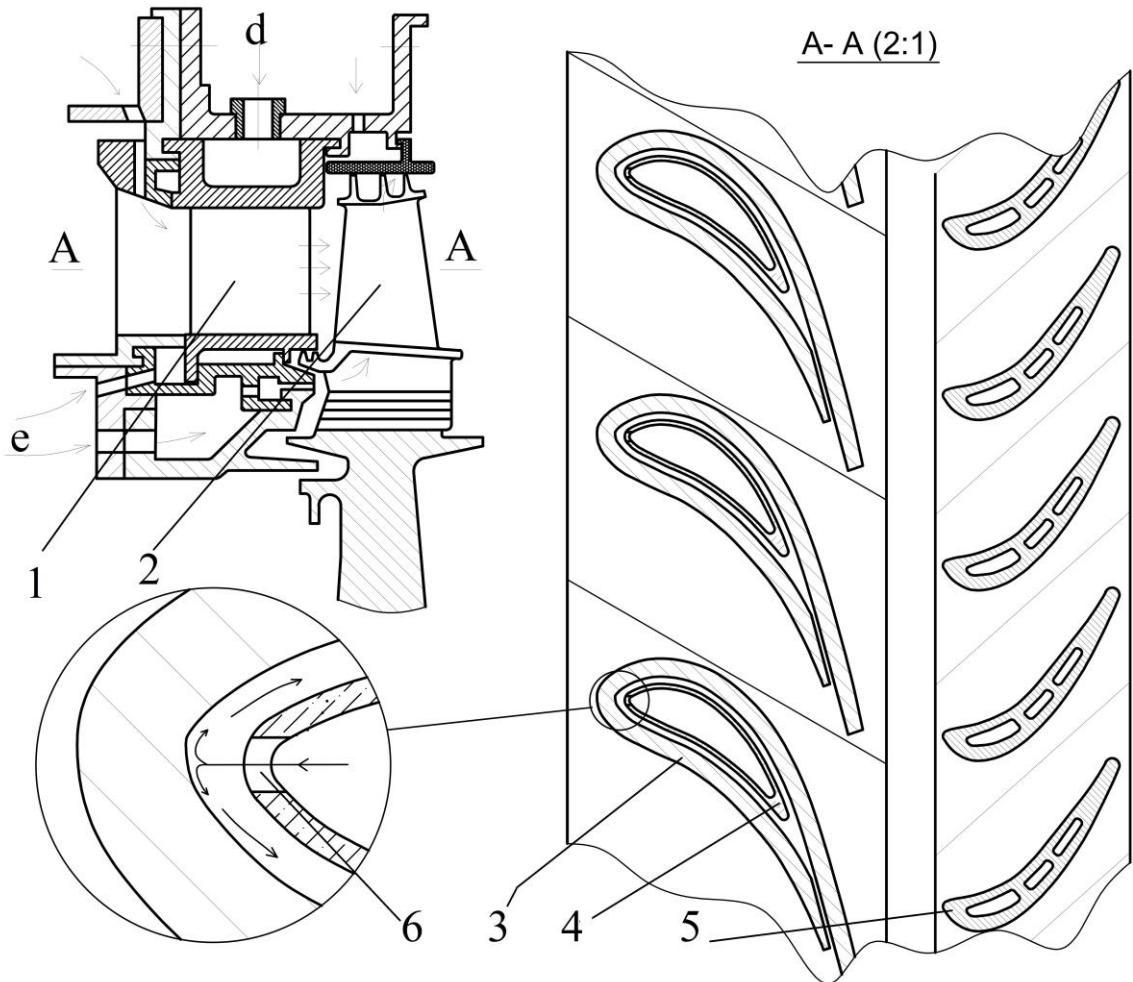
### ***1.1.2. Sự cần thiết tăng cường làm mát cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76***

Động cơ DR76 là động cơ thể hệ thứ ba với nhiệt độ trung bình sau buồng đốt lên tới gần 1300K, khi đó nhiệt độ cục bộ có thể lên tới 1400K [115], nhiệt độ này đã lớn hơn nhiệt độ làm việc của vật liệu chế tạo cánh tuabin nên cánh phun và cánh công tác tuabin cần thiết được làm mát. CPCA (Hình 1.2) là chi tiết cố định, không chịu lực ly tâm nhưng nó nằm ngay sau buồng đốt (chi tiết 6 trên Hình 1.1) trực tiếp làm việc trong môi trường dòng khí có nhiệt độ rất cao. CPCA cùng với buồng đốt là những chi tiết có nhiệt độ cao nhất trong ĐCTBK, do vậy nó cần được ưu tiên làm mát. Đồng thời, CPCA là chi tiết tĩnh, việc can thiệp vào kết cấu của nó dễ hơn các chi tiết rotor như cánh công tác, đĩa quay,... Do đó thay đổi kết cấu của CPCA để tăng cường làm mát là lựa chọn có tính khả thi.

CPCA của động cơ DR76 được làm mát kiểu đối lưu bằng phân phối (chi tiết 4 - Hình 1.2), tuy nhiên các lỗ màng phân phối mới chỉ tập trung làm mát ở khu vực mũi cánh (vị trí 6 - Hình 1.2). Không khí làm mát được lấy từ luồng thứ cấp của buồng đốt đi qua lỗ phía trên của cánh phun và đi vào bên trong màng phân phối khí. Các lỗ phân phối khí sẽ thổi dòng khí làm mát tới phần mũi cánh (vị trí 5 - Hình 1.2), chảy qua khe giữa màng phân phối với bụng (hoặc lưng) trước khi thổi qua các khe phía đuôi cánh (Hình 1.2) [114].

Theo tài liệu [132] động cơ DR76 có tên gọi ban đầu là M75 (năm 1976÷1980) với công suất thiết kế 3675 kW, nhiệt độ trung bình sau buồng đốt là 1393K, tuy nhiên khi lắp lên tàu để kéo dài tuổi thọ, nhiệt độ sau buồng đốt bị giảm tới hơn 100K, công suất giảm tới 25%. Tuy đã giảm công suất so với thiết kế ban đầu nhưng tổng số giờ hoạt động của động cơ DR76 ở chế độ định mức giữa hai lần đại tu không được phép vượt quá 200 giờ [116]. Quá trình khai thác hiện nay chủ yếu khai thác ở

chế độ tải thấp ( $20\% \div 62,5\%$  tay ga). Trong điều kiện sẵn sàng chiến đấu hiện nay với tần suất hoạt động bảo vệ chủ quyền biển đảo ngày càng tăng, đây sẽ là hạn chế không nhỏ của hệ động lực. Tăng thời gian hoạt động ở các chế độ tải cao nhưng vẫn đảm bảo tuổi thọ, độ bền của tuabin và ĐCTBK là nhu cầu cấp thiết.



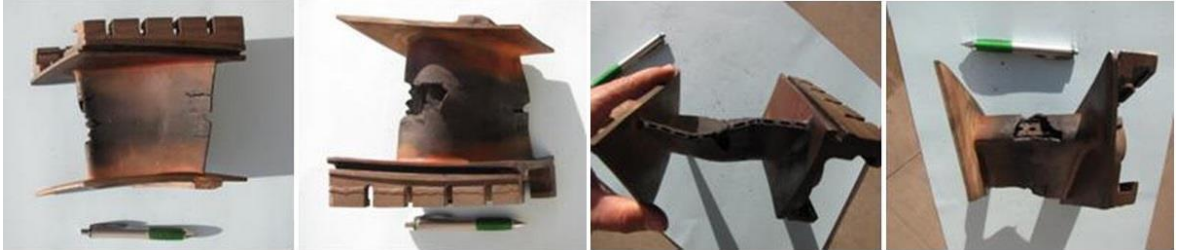
Hình 1.2. Mặt cắt tầng tuabin cao áp

1 – Cánh phun; 2 – Cánh công tác; 3 – Mặt cắt thân cánh phun; 4 – Màn phân phối; 5 – Mặt cắt cánh công tác; 6 – Lỗ phun trên màn phân phối phía mũi cánh

Bên cạnh đó, bất kỳ ĐCTBK nào (ĐCTBK dành cho máy bay, tàu thủy, nhà máy nhiệt điện) cũng không tránh khỏi nguy cơ quá nhiệt cục bộ và cháy cánh tuabin, nhất là CPCA. Theo công trình [59] quá nhiệt và cháy cánh tuabin là nguyên nhân lớn thứ ba, chiếm 6,87% tổng số các sự cố của ĐCTBK.

Cánh phun tuabin cao áp có thể bị cháy cục bộ (Hình 1.3), hoặc toàn bộ vài cánh liền kề (Hình 1.4). Khi CPCA bị cháy sẽ gây ra những hỏng hóc nghiêm trọng các tầng tuabin phía sau và các cụm khác của cả động cơ. Theo báo cáo của Ủy ban

An toàn Giao thông Australia [15], động cơ Honeywell LF507 (động cơ số 2 của máy bay RJ70) gặp sự cố ngày 19/10/2009 do quá nhiệt cục bộ và cháy nghiêm trọng CPCA (Hình 1.4), sau đó phá hủy các tầng tuabin phía sau (Hình 1.5) dẫn đến động cơ dừng hoạt động hoàn toàn.



Hình 1.3. CPCA ĐCTBK công suất 32MW bị cháy [90]



Hình 1.4. CPCA động cơ Honeywell LF507 bị cháy ở vị trí 6 giờ [15]



Hình 1.5. Tuabin động cơ Honeywell LF507 bị phá hủy do cháy CPCA [15]

Chính vì các lý do đó thấy rằng CPCA của ĐCTBK nói chung, động cơ DR76 nói riêng (chi tiết 12 - Hình 1.1) cần thiết được tăng cường làm mát. Việc tăng cường làm mát sẽ làm giảm sự khắc nghiệt về nhiệt mà cánh phun phải chịu, là điều kiện cần để có thể nâng cao số giờ hoạt động của động cơ ở các chế độ tải cao, đồng thời giảm thiểu nguy cơ cháy cánh và hỏng hóc tuabin.

## 1.2. Các biện pháp tăng cường làm mát cho cánh tuabin và hiệu ứng tăng cường hệ số trao đổi nhiệt bằng màng phân phối

### 1.2.1. Các thông số đánh giá hiệu quả làm mát cánh tuabin

Hệ số làm mát  $\theta$  là thông số cơ bản nhất được sử dụng để đánh giá hiệu quả làm mát và được tính theo phương trình (1.1):

$$\theta = \frac{T_g^* - T_{ave}}{T_g^* - T_c} \quad (1.1)$$

trong đó :  $T_g^*$  – nhiệt độ của dòng khí nóng chảy qua cánh [K];  $T_{ave}$  – nhiệt độ trung bình của cánh [K];  $T_c$  – nhiệt độ của không khí làm mát [K].

Hệ số  $\theta$  phụ thuộc vào biện pháp và lưu lượng không khí làm mát. Trong việc làm mát cánh tuabin, ngoài yêu cầu về hệ số  $\theta$  cao còn đòi hỏi sự ổn định và tin cậy trong suốt quá trình làm việc, mức độ đồng đều cao trên bề mặt cánh nhằm giảm ứng suất nhiệt và quá nhiệt cục bộ, đòi hỏi lưu lượng không khí làm mát nhỏ, đường dẫn không khí làm mát có sức cản nhỏ.

Ngoài hệ số  $\theta$ , một trong những thông số trung gian thường được sử dụng để đánh giá hiệu quả làm mát cũng như hiệu quả trao đổi nhiệt đó là hệ số trao đổi nhiệt  $h$  [W/(m<sup>2</sup>K)] giữa dòng khí và bề mặt cánh hoặc thông số không thứ nguyên Nusselt (viết tắt là  $Nu$ ), chúng liên hệ với nhau bởi phương trình:

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} \quad (1.2)$$

trong đó:  $L$  – kích thước đặc trưng của mô hình trao đổi nhiệt [m];  $\lambda$  – hệ số dẫn nhiệt của chất khí [W/(mK)]. Theo tài liệu [108],  $Nu$  phụ thuộc rất lớn vào đặc trưng rôi của dòng khí chuyển động sát bề mặt thành vách, nó được thể hiện thông qua số Reynolds:

$$Re = \frac{uL}{\nu} \quad (1.3)$$

trong đó:  $u$  – vận tốc của dòng khí [m/s];  $L$  – kích thước đặc trưng [m];  $\nu$  – độ nhớt động học của chất khí [m<sup>2</sup>/s].

### **1.2.2. Sơ lược về các biện pháp tăng cường làm mát cánh tuabin**

Như đã trình bày ở phần mở đầu, có các biện pháp để tăng cường làm mát, giảm nhiệt độ trên cánh tuabin [47], [122]:

- Tăng lượng nhiệt tỏa ra từ bề mặt bên trong của cánh đi vào dòng không khí làm mát (Tăng cường chất lượng trao đổi nhiệt đối lưu - Internal Cooling);
- Hạn chế dòng nhiệt từ dòng khí nóng đi vào bề mặt ngoài của cánh (External Cooling);
- Giảm nhiệt độ dòng không khí làm mát  $T_c$ .

Các phương án cụ thể được trình bày trong mục 1.2.2.1÷1.2.2.3 và 1.2.3.

#### **1.2.2.1. Biện pháp tăng lượng nhiệt tỏa ra từ bề mặt bên trong của cánh**

Biện pháp này thực chất là tăng cường chất lượng trao đổi nhiệt đối lưu giữa bề mặt bên trong của cánh (đường dẫn không khí bên trong cánh) với dòng không khí



làm mát bằng cách tăng hệ số trao đổi nhiệt  $h$  hoặc tăng diện tích trao đổi nhiệt. Các nghiên cứu trên thế giới đã chỉ ra các nhóm phương án chính sau để tăng chất lượng trao đổi nhiệt đối lưu [124]:

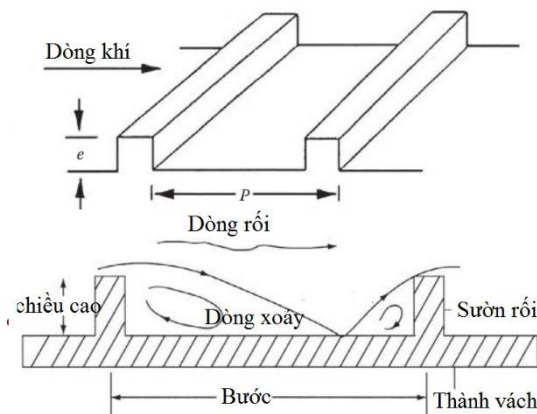
- Tăng độ rối của lớp biên bằng cách thay đổi tính chất của bề mặt kim loại, bao gồm: hệ thống gân ngang dòng, rãnh đồng diện tạo lốc xoáy, hiệu ứng vòi rồng bằng các lõm cầu;

- Tăng độ rối và diện tích trao đổi nhiệt của toàn dòng ở khe hẹp với hệ thống ma trận cột;

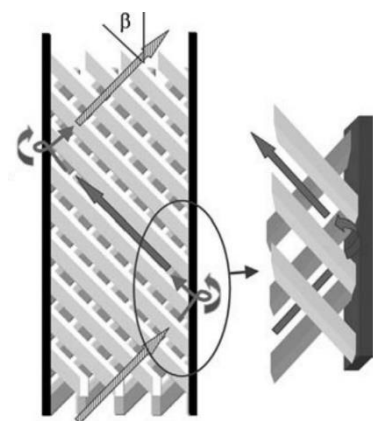
- Thay đổi đột ngột hướng dòng khí bằng cách đổi hướng dòng trong khe hẹp hoặc bằng tấm phẳng;

- Tăng động năng rối bằng cách thổi dòng không khí làm mát từ màng phân phối (được trình bày cụ thể trong mục 1.2.3).

Lớp biên có thể tồn tại ở dạng chảy tầng hoặc chảy rối, nhưng dù là chảy rối thì lớp gần thành vách nhất (lớp tuyến tính phụ) vẫn luôn tồn tại ở dạng chảy tầng. Khi lớp chảy tầng càng dày hiệu quả trao đổi nhiệt càng thấp, do vậy nhóm phương án thứ nhất - bao gồm gân ngang dòng (Hình 1.6), rãnh đồng diện (Hình 1.7), lõm cầu - có nhiệm vụ phá vỡ dạng chảy tầng của lớp biên, chuyển sang dạng chảy rối và tăng cường độ rối, giảm thiểu chiều dày lớp tuyến tính phụ.



Hình 1.6. Mô hình dòng chảy rối qua các gân ngang dòng [47]



Hình 1.7. Rãnh đồng diện tạo xoáy lốc [8]

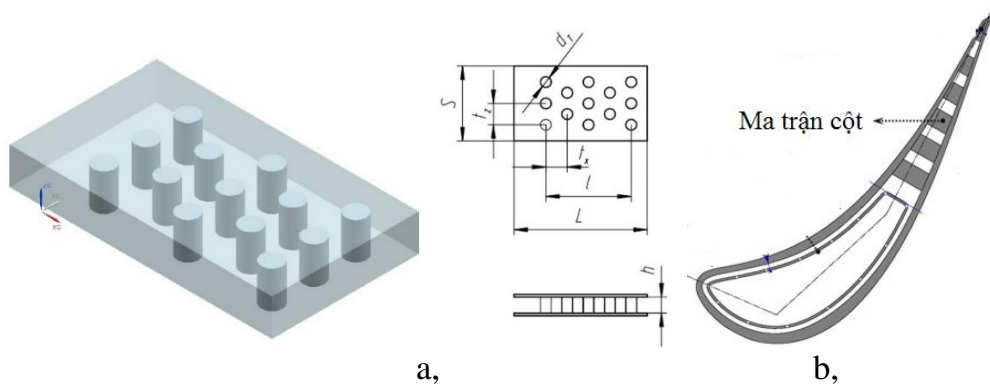
Phương án gân ngang dòng có thể tăng hệ số trao đổi nhiệt  $h$  lên 2,7 lần đối với gân thường, 13 lần đối với dạng gân cải tiến [47], [139]. Rãnh đồng diện được áp dụng cho cánh thể hệ 4 và 5, có thể tăng  $h$  lên 2÷4 lần, hệ số làm mát  $\theta$  tăng từ 1,25 tới 1,5 lần ở đỉnh cánh, tới 1,6 lần ở chân cánh, có thể giảm nhiệt độ trên bề mặt cánh tới 90÷100K, giảm lưu lượng không khí làm mát đi 1,3 lần [124]. Phương án lõm cầu



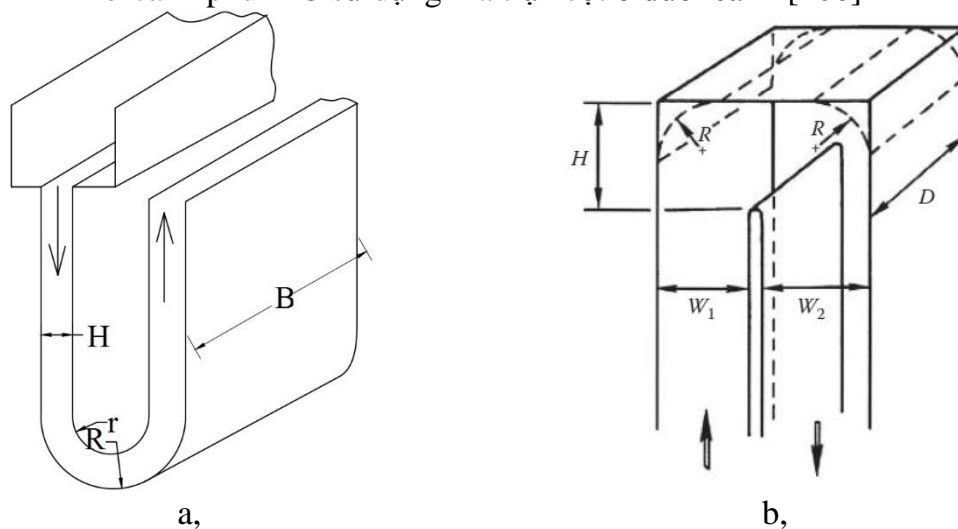
được ứng dụng để tăng cường hiệu quả trao đổi nhiệt biên dạng cánh, chân cánh kéo dài và vành đai cánh công tác tuabin cao áp và thấp áp, có thể làm tăng tuổi thọ cánh lên tới 3,4 lần [124].

Nhược điểm lớn nhất của các phương án này đòi hỏi công nghệ gia công tương đối phức tạp, cần gia công chính xác các gân, rãnh, lõm cầu kích thước nhỏ trong không gian nhỏ hẹp (mặt bên trong của cánh tuabin), đặc biệt trong những cánh tuabin cao áp của động cơ công suất nhỏ. Đồng thời sức cản trên đường lưu thông của dòng không khí làm mát cũng tăng lên đáng kể.

Kênh dẫn kiểu ma trận cột được sử dụng trong các khe hẹp (Hình 1.8,a) nhằm tạo ra lốc xoáy xung quanh các cột, ngoài ra diện tích trao đổi nhiệt cũng tăng lên khá nhiều. Phương án này thường được sử dụng cho khu vực đuôi cánh tuabin (Hình 1.8,b), nó có khả năng tăng cường trao đổi nhiệt lên tới 2÷4 lần so với bề mặt phẳng.



Hình 1.8. Làm mát kiểu ma trận cột  
a - Mô hình kênh dẫn kiểu ma trận cột [119];  
b-cánh phun E3 sử dụng ma trận cột ở đuôi cánh [106]



Hình 1.9. Tăng cường trao đổi nhiệt bằng biện pháp đổi hướng dòng đột ngột  
a – đổi hướng dòng qua khe hẹp [124], b – đổi hướng dòng qua tấm phẳng [47]

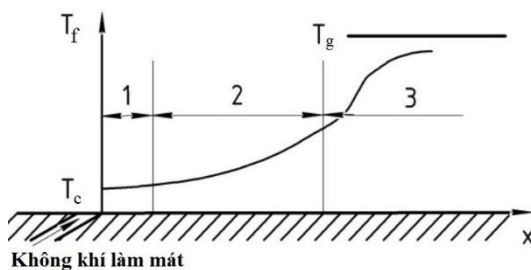
Việc đổi hướng dòng chảy qua khe hẹp thường được ứng dụng ở mũi cánh (Hình 1.9, a) còn bằng tấm phẳng được ứng dụng ở khu vực đỉnh, chân của bụng hoặc lưng cánh (Hình 1.9, b). Việc đổi hướng dòng chảy tạo ra lực quán tính ly tâm, từ đó xuất hiện dòng xoáy, tăng độ rối của lớp biên. Do đó, chiều dày lớp biên và lớp tuyến tính phụ của lớp biên giảm đi, hệ số trao đổi nhiệt  $h$  tăng lên đáng kể.

So với phương án màng phân phối khí cùng lưu lượng không khí làm mát, phương án đổi hướng dòng qua khe hẹp không hiệu quả bằng nhưng khi sử dụng tấm phẳng đem lại hệ số trao đổi nhiệt cao hơn  $1,25 \div 1,27$  lần [124]. Tuy nhiên các phương án này thường áp dụng ở khu vực mũi cánh hoặc ở khu vực đỉnh và chân cánh. Phương án sử dụng màng phân phối được trình bày cụ thể trong mục 1.2.3.

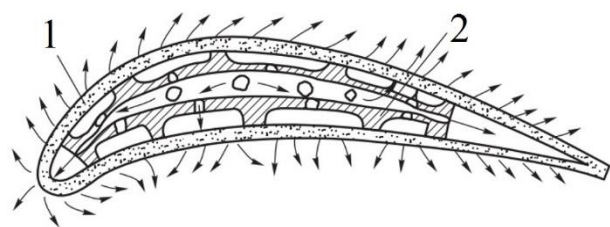
#### 1.2.2.2. Biện pháp hạn chế dòng nhiệt từ dòng khí nóng tới bề mặt ngoài của cánh

Để hạn chế dòng nhiệt từ dòng khí nóng đi vào bề mặt bên ngoài của cánh có các phương án cơ bản là phủ lớp vật liệu cách nhiệt (phủ gốm bề mặt) hoặc tạo màng không khí bên ngoài bề mặt cánh (làm mát kiểu màng – film cooling), trong tương lai là công nghệ làm mát kiểu thấm xốp (xuyên thấu- transpiration cooling). Trong nội dung này không đề cập đến công nghệ phủ gốm bề mặt.

Làm mát kiểu màng là phương án tạo ra một màng không khí mỏng chảy bọc trên bề mặt cánh nhằm giảm dòng nhiệt đi vào cánh (đoạn 1 và 2 - Hình 1.10), từ đó giảm gradient nhiệt, ứng suất nhiệt trên cánh. Do có hiện tượng hòa trộn lớp không khí với dòng chính nên nhiệt độ của lớp màng tăng dần và đến đoạn 3 gần bằng nhiệt độ dòng khí nóng, hệ số làm mát của lớp màng bảo vệ biến thiên theo vị trí và có xu hướng giảm dần, cần bố trí một số hàng lỗ thổi không khí làm mát từ bên trong cánh. Nhằm dàn đều lớp không khí trên bề mặt cánh một số kết cấu cánh mới được đề xuất như lỗ hình rẻ quạt [20], [21], [66], lỗ nekomimi, cặp lỗ [60], lỗ có khoét miệng [32], [111].



Hình 1.10. Phân bố nhiệt độ của dòng khí sát bề mặt của phương pháp làm mát kiểu màng [130]



Hình 1.11. Cánh dùng công nghệ làm mát xuyên thấu qua màng xốp [137]  
1 – màng xốp; 2 – khung cánh

Làm mát kiểu xuyên thấu là phương án làm mát hiện đại, hiệu quả cao hơn nhiều so với các phương án kiểu đối lưu và đối lưu – màng. Để đạt cùng hệ số làm mát, phương án xuyên thấu chỉ cần lưu lượng không khí bằng 50% so với dạng màng [137]. Phương án này khắc phục được nhược điểm không đồng đều về màng không khí trên bề mặt cánh của phương án làm mát kiểu màng, do đó toàn bộ cánh đều được bảo vệ.

Để tạo ra được hiệu ứng xuyên thấu cần có những phương án công nghệ như transply, lamiloy hoặc vật liệu xốp (poroform) [43]. Hiện nay, vật liệu xốp được ứng dụng nhiều hơn cả vì tạo ra độ đồng đều tốt nhất, kết cấu của cánh đơn giản hơn. Để tạo ra vật liệu có tính chất xốp có thể ép cán vật liệu ở dạng bột, xơ hoặc quấn các dây kim loại thành lưới, dạng lò xo,... [137]. Vật liệu dạng xốp này được dùng để bao bọc khung của cánh (Hình 1.11), không khí chảy giữa các khung cánh rồi thấm ra ngoài qua lớp vật liệu xốp. Đây là phương án hiện đại và vẫn đang trong quá trình nghiên cứu cả về mô hình truyền nhiệt [123] lẫn tối ưu hóa [125].

#### *1.2.2.3. Giảm nhiệt độ dòng không khí làm mát*

Giảm nhiệt độ dòng không khí làm mát có thể làm tăng đáng kể hiệu quả làm mát cánh tuabin, khi nhiệt độ dòng không khí làm mát giảm đi  $200\div 300\text{K}$ , nhiệt độ trên cánh giảm tới  $100\div 150\text{K}$  [110]. Để giảm nhiệt độ dòng không khí làm mát có các phương án cơ bản là: sử dụng bộ làm mát trung gian, phun nước vào dòng không khí làm mát hoặc sử dụng hơi nước.

Khi phun nước vào dòng không khí làm mát có nhiệt độ cao trong buồng hòa trộn, ngay lập tức dòng nước bị bay hơi và hấp thụ nhiệt lượng, từ đó hỗn hợp không khí và hơi nước có nhiệt độ giảm đi đáng kể. Theo công trình [41], phun lượng nước có khối lượng bằng 1% so với lưu lượng không khí làm mát, nhiệt độ hỗn hợp giảm tới 3,5%.

Giảm nhiệt độ không khí bằng kết mát là phương án hiệu quả, phụ thuộc vào môi chất tản nhiệt có thể là không khí môi trường, nước biển (đối với ĐCTBK tàu thủy), nước ngọt hoặc nhiên liệu mà ta có kết mát dạng không khí- không khí hoặc không khí – chất lỏng. Hệ thống kết mát không khí – không khí đã được ứng dụng trên các loại động cơ hàng không của Nga như Al-31F, PS90A, PS90A2. Theo công trình [133], [134] ống trao đổi nhiệt dạng ô van với gân khuếch tán thay cho ống tròn trơn trên kết mát dạng không khí – không khí của động cơ Al-31F làm nhiệt độ có thể giảm tới  $200\text{K}$ . Theo công trình [33] với bộ tản nhiệt nhiên liệu – không khí, khi

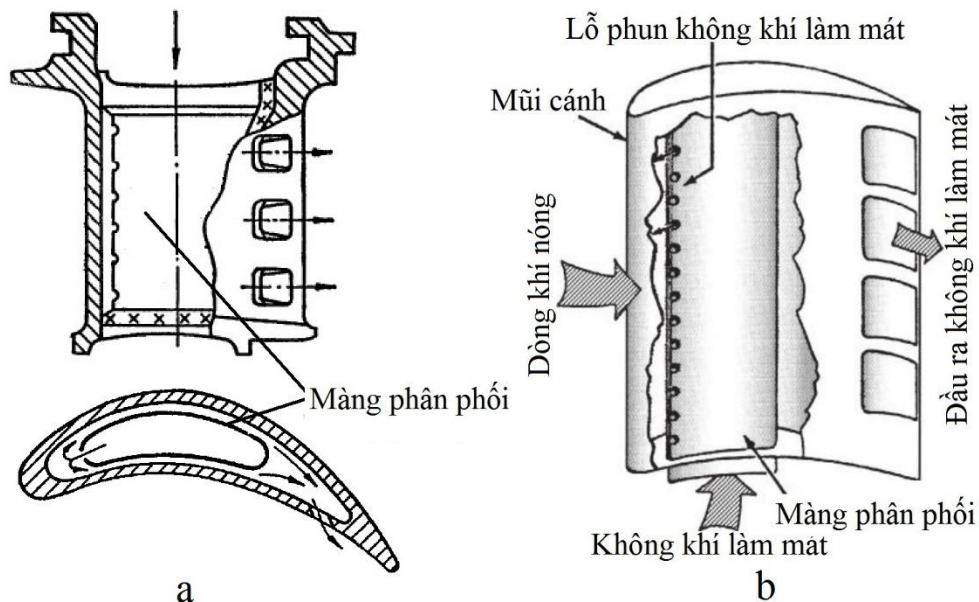
tỷ số nhiên liệu/ không khí bằng 0,025, tỷ lệ không khí làm mát 6% thì có thể giảm nhiệt độ không khí làm mát tới 260K.

Nhóm phương án này tồn tại một số nhược điểm sau:

- Phương án phun nước: đòi hỏi nguồn nước cất tinh khiết hoặc nước chuyên dụng, khi có tạp chất sẽ tạo ra các lớp cặn bám trên các bề mặt trao đổi nhiệt, hơi nước cũng làm tăng tốc độ ăn mòn hóa học cánh tuabin;
- Giảm nhiệt độ không khí bằng kết mát không gây nhiều tác động phụ tới hệ thống cánh, nhưng thiết bị trao đổi nhiệt có kích thước lớn;
- Sử dụng hơi nước mang nhược điểm của cả hai phương án trên.

### 1.2.3. Hiệu ứng tăng cường trao đổi nhiệt của màng phân phối

Trong các biện pháp tăng cường làm mát, phương án màng phân phối có hiệu quả rõ rệt trong việc tăng cường hệ số trao đổi nhiệt cục bộ không thua kém các phương án khác, đồng thời sức cản thủy lực trên đường lưu thông không khí là nhỏ nhất [85]. Nó thường được sử dụng cho cánh phun, cũng có thể gặp trên cánh công tác. Màng phân phối phun dòng không khí làm mát tới những nơi có tải nhiệt cao, trong đó mũi cánh (Hình 1.12) là một trong những nơi thường gặp nhất [47]. Hiện nay có nhiều cánh có lỗ phun từ màng phân phối hướng vào phần lưng và bụng cánh giúp cho cánh có thể hoạt động trong dòng khí có nhiệt độ tới 1400°C [104].



Hình 1.12. Cánh tuabin được làm mát bằng màng phân phối  
a – cánh phun [138]; b – cánh công tác [47]

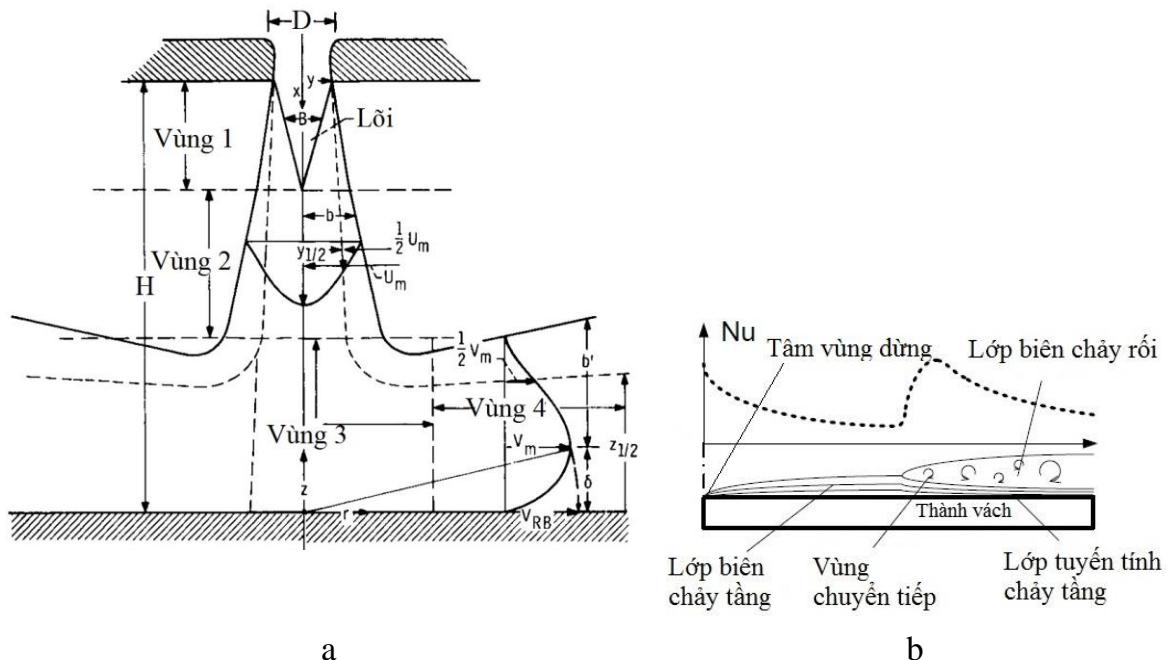
Bản chất vật lý của hiệu ứng tăng cường trao đổi nhiệt màng phân phối được nghiên cứu thông qua mô hình vật lý đồng dạng. Mô hình vật lý tạo ra các dòng khí từ màng phân phối phun vào bề mặt tấm đích (Hình 1.13a), ở đây dòng phun chia thành 4 vùng [64]:

- Vùng 1 là vùng lõi, kéo dài từ miệng lỗ phun đến đỉnh của lõi tiềm năng (lõi tiềm năng là phần trung tâm của dòng chảy trong đó vận tốc không đổi và bằng vận tốc tại miệng phun);

- Vùng 2 là vùng khuếch tán dòng chảy vượt ra khỏi đỉnh của lõi tiềm năng. Nó được đặc trưng bởi sự suy giảm vận tốc dọc tâm và tăng vận tốc theo hướng ngang. Đối với lỗ phun tròn, vận tốc dọc tâm tỷ lệ nghịch tỷ lệ khoảng cách chia đường kính lỗ phun  $D$ ;

- Vùng 3 là vùng dừng, véc tơ vận tốc lệch khỏi hướng tâm và bị ảnh hưởng mạnh bởi sự hiện diện của thành vách. Khi dòng chảy tiếp cận thành vách, thành phần vận tốc dọc tâm giảm mạnh và chuyển thành thành phần vận tốc nằm ngang;

- Vùng 4 là vùng dòng khí có vận tốc dọc tâm gần như bị triệt tiêu, còn vận tốc nằm ngang được coi như khuếch tán vào môi trường vô hạn và giảm dần khi đi xa khỏi tâm lỗ.

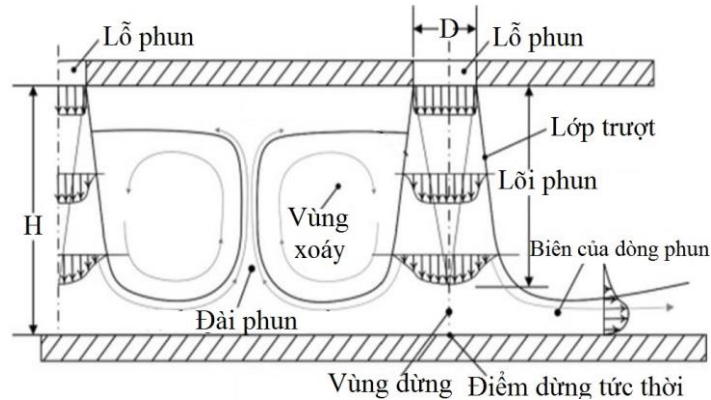


Hình 1.13. Mô hình và cấu trúc tia phun từ màng phân phối [64]

a – mô hình cấu trúc dòng khí phun ra từ lỗ đơn; b – phân bố  $Nu$  ở mô hình lỗ đơn

$D$  – đường kính lỗ phun,  $H$  – khoảng cách từ lỗ phun tới bề mặt tấm đích

Ở vùng dừng và lân cận nó có động năng rối cao, lớp biên là dòng chảy tầng, khi lan xa hơn dòng chảy sẽ chuyển sang dòng chảy rối, giữa hai đoạn này có đoạn chuyển tiếp (Hình 1.13b). Đối với mô hình nhiều lỗ phun, các vùng phát triển theo chiều ngang từ mỗi lỗ sẽ có tương tác với nhau, tùy theo khoảng cách giữa các lỗ phun mà sẽ có hoặc không có dải phun (vùng trộn giữa dòng chảy từ hai tia phun cạnh nhau) (Hình 1.14).



Hình 1.14. Cấu trúc dòng ở mô hình nhiều lỗ phun [93]

Do đặc điểm dòng chảy như trên nên hệ số trao đổi nhiệt (thể hiện qua số  $Nu$ ) đạt cực đại ở vùng dừng, sau đó giảm dần khi điểm khảo sát cách xa tâm lỗ. Theo công trình [47] hệ số trao đổi nhiệt có hai điểm cực trị: thứ nhất ở vùng dừng  $r/D \leq 0,5$  (do động năng rối cao); thứ hai ở vị trí  $r/D \approx 1,75$  (do hiệu ứng chuyển tiếp chảy tầng-chảy rối) (Hình 1.13b). Khi  $H/D$  càng nhỏ các điểm cực trị này càng dễ nhận ra [47].

Các màng phân phối có kích thước hình học khác nhau, hoạt động trong điều kiện nhiệt độ và tính chất dòng môi chất rất khác nhau nên  $Nu$  thường được sử dụng để so sánh hiệu quả giữa các màng phân phối ấy. Trong trường hợp này  $Nu$  ở phương trình (1.2) được cụ thể hóa bằng phương trình (1.4):

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (1.4)$$

Trong đó:  $h$  là hệ số trao đổi nhiệt giữa dòng môi chất và bề mặt tâm đích;  $\lambda$  – hệ số dẫn nhiệt của môi chất.

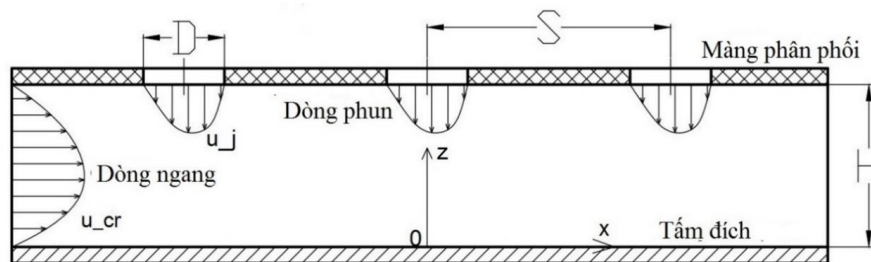
$$h = \frac{q}{T_w - T_f} = \frac{-\lambda \frac{\partial T}{\partial \vec{n}}}{T_w - T_f} \quad (1.5)$$

Trong đó:  $\frac{\partial T}{\partial \vec{n}}$  – gradient nhiệt độ vuông góc với bề mặt tâm đích;  $T_w, T_f$  – nhiệt độ tại điểm khảo sát và nhiệt độ môi chất ở đầu dòng.



Đặc tính trao đổi nhiệt của màng phân phối ( $Nu$ ) phụ thuộc vào thông số vật lý của dòng môi chất, bên cạnh đó còn phụ thuộc vào một số thông số đồng dạng không thứ nguyên như sau [104]:

- $H/D$  – tỷ lệ giữa khoảng cách giữa màng phân phối với bề mặt tấm đích/đường kính lỗ phun, được gọi tắt là khoảng cách tương đối (Hình 1.13, Hình 1.15);
- $r/D$  – vị trí tương đối so với tâm tia phun;
- $Re_j$  – hệ số Reynolds của tia phun, tức là  $Re_j = u_j D / \nu$ ;
- $S/D$  – bước lỗ tương đối ở màng phân phối nhiều lỗ;
- $VR$  – tỷ số vận tốc dòng phun  $u_j$  và dòng ngang  $u_{cr}$ :  $VR = u_j / u_{cr}$  (Hình 1.15).



Hình 1.15. Mô hình màng phân phối và dòng ngang

Các kết quả tổng hợp trong [47] và [104] cho thấy khi  $H/D$  càng nhỏ và  $Re_j$  càng lớn thì  $Nu$  càng cao. Đối với cánh tuabin, đường kính lỗ phun thường được thiết kế trong khoảng  $D = 0,2 \div 2 \text{ mm}$ , còn trong các ứng dụng công nghiệp khác nó có thể tới  $5 \div 30 \text{ mm}$  [104].

### 1.3. Các phương pháp nghiên cứu

Khi nghiên cứu về tăng cường làm mát cánh tuabin bằng màng phân phối, các tác giả có thể nghiên cứu trên nguyên mẫu cánh hoặc trên mô hình vật lý đồng dạng được đơn giản hóa. Về nguyên tắc, nghiên cứu tăng cường trao đổi nhiệt bằng màng phân phối có thể sử dụng phương pháp thực nghiệm và mô phỏng lý thuyết. Tuy nhiên, việc thực nghiệm trên nguyên mẫu cánh rất khó khăn, nhất là trong phạm vi phòng thí nghiệm của các trường đại học. Tức là trên nguyên mẫu cánh thường sử dụng phương pháp mô phỏng lý thuyết để nghiên cứu quá trình trao đổi nhiệt [68], [69], [70], [106], [136].

Mô hình vật lý đồng dạng là mô hình giả lập tương đương các đặc trưng hình học, khí động và trao đổi nhiệt trên cánh hoặc một vùng nhất định của cánh, giúp tìm hiểu bản chất vật lý, các quy luật trao đổi nhiệt. Ví dụ sự phụ thuộc của hệ số trao đổi nhiệt vào các thông số hình học và khí động học, các kết quả này sẽ được áp dụng ngược lại nguyên mẫu cánh.

### ***1.3.1. Phương pháp mô phỏng lý thuyết trên nguyên mẫu cánh***

Thời gian trước đây có thể tính toán gần đúng phân bố nhiệt trên cánh bằng cách sử dụng nhiệt độ dòng khí và hệ số trao đổi nhiệt là điều kiện đầu vào, trong đó hệ số trao đổi nhiệt là hàm bán thực nghiệm đối với từng đoạn đặc trưng của cánh, chúng chứa nhiều hệ số kinh nghiệm [64], [121]. Phương pháp này đưa mô hình về bài toán dẫn nhiệt trong cánh, có nhiều nhược điểm (mô hình trao đổi nhiệt giữa dòng khí và bề mặt cánh là mô hình tương đối sơ sài, cần nhập nhiều hệ số hiệu chỉnh, sử dụng nhiều giả thiết chưa sát với thực tế, chưa tính tới tác động ngược của nhiệt độ bề mặt lên lớp biên) [121]. Kết quả tính toán của phương pháp này có độ chính xác không cao và do vậy càng ngày càng ít được sử dụng.

Hiện nay chủ yếu sử dụng CFD để xây dựng ra mô hình trao đổi nhiệt liên hợp cho cánh tuabin (chi tiết trong mục 2.1), thông số động lực học lưu chất, hệ số trao đổi nhiệt và nhiệt độ thành vách của cánh không phải là thông số đầu vào mà là kết quả tính toán qua các vòng lặp. Chúng được giải trực tiếp từ hệ phương trình Navier-Stokes và phương trình bảo toàn năng lượng trong khối rắn (cánh) cho từng phần tử. Đây là phương pháp hiện đại, được sử dụng phổ biến hiện nay, khắc phục được phần lớn nhược điểm của phương pháp trên.

Bản chất của phương pháp CFD là giải hệ phương trình Navier-Stokes bằng phần mềm máy tính cho từng khối không khí được chia nhỏ ở dạng phần tử hữu hạn, thể tích hữu hạn hoặc sai phân hữu hạn. Các mô hình mô phỏng đã thành công trong việc đưa ra dự đoán sơ bộ về hệ số trao đổi nhiệt và trường vận tốc. Những khó khăn trong việc dự đoán chính xác vận tốc và hệ số trao đổi nhiệt chủ yếu xuất phát từ mô hình rối và sự tương tác của các dòng chảy rối với thành vách. Trong quá trình mô phỏng dòng chảy bằng CFD thường sử dụng các phương pháp RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes), DNS (Direct Numerical Simulation), LES (Large Eddy Simulation). Ngoài ra còn có một số phương pháp kết hợp như lai DNS (PDNS, MILES, LNS), liên kết xoáy (DES), mô hình Reynolds không ổn định (URANS, VLES) [109].

RANS sử dụng mô hình rối, trong đó các đại lượng vật lý của môi chất được biểu diễn dưới dạng tổng của thành phần trung bình và thành phần rối, hệ phương trình Navier-Stokes được giải theo các thông số vật lý trung bình ở từng khối hoặc từng điểm. Khác với RANS, DNS không sử dụng mô hình rối, các phương trình Navier - Stoke được giải trực tiếp bằng phương pháp số. Điều này có nghĩa là toàn bộ phạm vi quy mô không gian và thời gian của nhiễu loạn phải được tính toán. Tất



cả các thang đo không gian của nhiễu loạn phải được giải quyết trong lưới tính toán, từ các thang đo khuếch tán nhỏ nhất cho đến thang đo quy mô lớn, liên quan đến các chuyển động có động năng lớn. LES được đề xuất vào đầu năm 1963 bởi Smagorinsky, trong đó các chuyển động quy mô lớn (dòng lớn) của dòng chảy rối được giải trực tiếp như DNS và chỉ các chuyển động ở quy mô nhỏ (subgrid-scale model -SGS) được mô hình hóa như RANS. Do đó khối lượng tính toán của LES giảm đi rất nhiều so với DNS, độ chính xác cao hơn phương pháp RANS vì các dòng lớn chứa phần lớn năng lượng rối và đặc trưng cho hầu hết chuyển động và pha trộn rối. Hơn nữa, các dòng ở thang đo nhỏ có xu hướng đẳng hướng và đồng nhất hơn các dòng ở thang đo lớn, nên mô hình hóa các chuyển động của SGS sẽ dễ dàng hơn so với mô hình hóa tất cả các thang đo trong một mô hình như trong phương pháp RANS. Các bài toán về trao đổi nhiệt màng phân phối chưa thể áp dụng rộng rãi phương pháp DNS do đòi hỏi sử dụng siêu máy tính. Hiện nay, đã có những công trình như [35], [58] sử dụng LES để tính toán, mô phỏng trao đổi nhiệt của màng phân phối tuy nhiên vẫn đòi hỏi tài nguyên máy tính không hề nhỏ.

Với tài nguyên máy tính hiện có, RANS vẫn là phương pháp được sử dụng phổ biến nhất [104], trong đó có nhiều mô hình rối, nhưng không có mô hình nào tối ưu cho tất cả các trường hợp. Các mô hình được chia thành 3 nhóm chính: nhóm đại số, nhóm dịch chuyển ứng suất Reynolds, nhóm vi phân. Nhóm mô hình thứ nhất (đại số) chỉ cho kết quả đạt yêu cầu với các dòng chảy đơn giản. Nhóm mô hình thứ hai (dịch chuyển ứng suất Reynolds) ít khi được sử dụng khi giải các bài toán có biên dạng bên trong phức tạp, bởi vì nó mô tả không tốt quá trình chảy gần thành. Hiện nay, nhóm mô hình vi phân ( $k-l$ ,  $k-\omega$ ,  $k-\epsilon$ , SST, ...) tiếp tục được hoàn thiện, phát triển và được dùng phổ biến hơn cả [109].

Tài liệu [104], [105] đã tổng kết các đặc trưng của một số mô hình cơ bản khi giải bài toán mô phỏng truyền nhiệt sử dụng màng phân phối. Trong đó, ngoài DNS và LES (kết quả có độ chính xác cao nhất nhưng đòi hỏi tài nguyên máy tính lớn) thì RANS với mô hình rối SST và  $v^2f$  là cho kết quả khả quan nhất trong khi không đòi hỏi tài nguyên máy tính quá cao [104]. Một số công trình như [7], [71] đã mô phỏng lại một số thử nghiệm bằng các mô hình rối khác nhau và đưa ra kết luận tương tự.

Từ các lý do trên luận án lựa chọn sử dụng mô hình trao đổi nhiệt liên hợp giải bằng CFD với phương pháp giải RANS và mô hình rối SST.

### ***1.3.2. Phương pháp nghiên cứu bằng mô hình vật lý đồng dạng***

Mô hình vật lý đồng dạng được nghiên cứu hoặc bằng phương pháp mô phỏng lý thuyết CFD có kiểm chứng bằng thực nghiệm như [70], [72], [86] hoặc bằng thực nghiệm [6], [26], [37], cũng có nhiều công trình kết hợp mô phỏng và thực nghiệm [72], [86], [106]. Kết quả thu được trên mô hình vật lý đồng dạng là hệ số trao đổi nhiệt (thường biểu diễn thông qua số Nusselt), là một trong những thông số trung gian quan trọng, được dùng để đánh giá hiệu quả làm mát cho cánh tuabin, nhất là cánh tuabin được làm mát bằng màng phân phối (chi tiết ở mục 1.2.1).

Các vấn đề của phương pháp CFD tương tự như mục 1.3.1 đã đề cập. Việc thực nghiệm xác định hệ số trao đổi nhiệt của mô hình vật lý đồng dạng thường sử dụng ba phương pháp: phương pháp nhiệt độ ổn định theo thời gian, nhiệt độ biến thiên theo thời gian và dao động nhiệt độ. Các phương pháp thực nghiệm này được trình bày trong mục 1.3.2.1÷1.3.2.3.

#### ***1.3.2.1. Phương pháp nhiệt độ ổn định theo thời gian (phương pháp 1)***

Nguyên lý của phương pháp này dựa vào phương trình (1.5), trong đó các thông số thông lượng nhiệt  $q$ , nhiệt độ bề mặt  $T_w$  được coi là hằng số theo thời gian. Thông thường sẽ dùng một tấm gia nhiệt để sấy nóng tấm đích, sau đó thổi dòng không khí có nhiệt độ thấp hơn vào bề mặt tấm đích và đo nhiệt độ các điểm trên bề mặt. Việc đo các điểm trên bề mặt có thể dùng camera nhiệt (IR Camera) như [6], hoặc tấm chỉ thị màu (TLC) kết hợp với camera kỹ thuật số để chụp ảnh màu [26], [83], [86], trước đây có thể dùng cảm biến nhiệt độ (hiện nay ít dùng vì chỉ đo được rất ít điểm) như [22], [42]. Phương pháp này có độ chính xác cao, nguyên lý tính toán, xử lý số liệu đơn giản nhất. Nhưng khó khăn gặp phải là chiều dày của tấm đích phải rất mỏng (khi sử dụng IR camera và TLC – để có thể coi nhiệt độ hai bề mặt bằng nhau), đồng thời nguồn điện duy trì tấm gia nhiệt có cường độ dòng rất cao (lớn hơn 50A [72], có khi hơn 100A [83]).

#### ***1.3.2.2. Phương pháp nhiệt độ diễn biến theo thời gian (phương pháp 2)***

Để loại bỏ khó khăn liên quan đến việc gia nhiệt trong phương pháp 1, một số tác giả sử dụng phương pháp nhiệt độ diễn biến theo thời gian (The transient liquid crystal thermography technique). Phương pháp này được xây dựng từ phương trình cân bằng nhiệt lượng giữa nhiệt lượng cấp vào, nhiệt lượng làm tăng nhiệt độ thành vách và nhiệt lượng trao đổi với dòng không khí thổi ra từ màng phân phối (có thể có thêm nhiệt lượng trao đổi với môi trường).

Phương pháp 2 sử dụng tấm chỉ thị màu TLC và camera kỹ thuật số để hiển thị và ghi lại diễn biến nhiệt độ theo thời gian [9], [10], [75], [102], [106]. Về nguyên tắc có thể thay thế tấm TLC và camera kỹ thuật số bằng camera nhiệt, tuy nhiên thực tế trong phương pháp này, sự sai lệch nhiệt độ giữa các vị trí, giữa các thời điểm là nhỏ, thay đổi trong thời gian ngắn nên đòi hỏi cần có loại camera nhiệt có tốc độ đáp ứng cao và sai số nhỏ.

Khó khăn lớn nhất là đòi hỏi phần mềm đọc nhiệt độ từ ảnh chụp có độ chính xác cao, cần xây dựng và calip thang đo có dải hẹp và không tuyến tính (thông qua hệ số *Hue*- tỷ lệ cường độ sáng giữa các màu đỏ, xanh lá cây và xanh nước biển), độ rộng dải đo của TLC thường gặp 1°C, 5°C hoặc 10°C, cao nhất có thể đạt 20°C [101].

### 1.3.2.3. Phương pháp dao động nhiệt độ (phương pháp 3)

Wandelt và Roetzel đề xuất phương pháp dao động nhiệt độ (The Temperature Oscillation Infra-Red Thermography - TOIRT) để đo hệ số trao đổi nhiệt đối lưu dựa vào dữ liệu duy nhất là nhiệt độ thành vách đo bằng camera nhiệt (IR camera) [97]. Từ độ trễ pha giữa nhiệt độ bề mặt tấm kim loại so với xung nguồn nhiệt cưỡng bức cấp vào (thường dùng đèn halogen) có thể tính toán ra hệ số trao đổi nhiệt. Nguyên lý của phương pháp này được trình bày trong mục 3.3.2.1.

Theo công trình [37], [97] phương pháp TOIRT không phụ thuộc vào cường độ nguồn nhiệt, không đòi hỏi nguồn nhiệt phân bố đồng đều trên bề mặt tấm (như phương pháp 1), thời gian đo dài (tần số  $f=0,01\div0,2$  Hz) nên không đòi hỏi tốc độ chụp cao (như phương pháp 2). Đồng thời phương pháp này không đòi hỏi sử dụng tấm kim loại mỏng (tới vài chục  $\mu\text{m}$  như phương pháp 1) hoặc tấm kính chuyên dụng (như phương pháp 2), do đó có khả năng nghiên cứu cho các bề mặt có gân, gờ, rãnh.

Khó khăn của phương pháp này là số lượng ảnh chụp rất lớn trong một lần đo, trung bình cần đo 3÷5 chu kỳ, xử lý số liệu từ vài trăm bức ảnh [37], đòi hỏi thời gian và tài nguyên máy tính lớn. Đồng thời, độ chính xác của thuật toán xác định độ trễ pha quyết định tới độ chính xác của kết quả hệ số trao đổi nhiệt, cần có phương pháp đồng bộ thời gian của ảnh chụp và nguồn bức xạ. Bên cạnh đó cũng cần xác định thời gian trễ nhiệt của chính bản thân đèn halogen, có thể lên tới 100÷150ms [37] với đèn công suất 50÷150W hoặc tới 229 ms khi công suất đèn 500W [87], [88].

Phương pháp TOIRT được Freund [37] nghiên cứu phát triển, hoàn thiện trong luận án luận án tiến sĩ của mình. Ngoài các thử nghiệm chứng minh, tác giả đã thực hiện phân tích lý thuyết và độ nhạy của phương pháp này, luận án này cho thấy khi

nguồn bức xạ có chu kỳ dạng hình vuông thì kết quả sẽ chính xác hơn hình sin do việc đồng bộ thời gian của sóng hình vuông dễ thực hiện hơn. Freund [37] ứng dụng TOIRT để tính toán trao đổi nhiệt giữa dòng khí chảy trong ống, dòng chảy trên bề mặt phẳng có gờ rẽ dòng, tấm lợp sóng, và đã có tính toán phân bố hệ số trao đổi nhiệt khi cho dòng khí thổi từ một ống vào bề mặt kim loại. Ngoài ra, Solnar và cộng sự cũng sử dụng phương pháp này [87], [88] để nghiên cứu về đặc trưng trao đổi nhiệt khi cho dòng nước chảy từ một ống có cánh khác nhau (nhằm thay đổi độ rối ban đầu của dòng Tu) vào bề mặt kim loại.

#### **1.4. Các công trình nghiên cứu liên quan và đặt vấn đề nghiên cứu**

##### ***1.4.1. Các hướng nghiên cứu và các công trình nghiên cứu liên quan***

###### ***1.4.1.1. Các công trình nghiên cứu trên nguyên mẫu cánh***

Đối với nguyên mẫu cánh tuabin có xu hướng nghiên cứu thiết kế lại vị trí, phân bố, đường kính của lỗ phun sao cho đem lại hiệu quả làm mát cao hơn (đánh giá thông qua hệ số làm mát  $\theta$  hoặc hệ số trao đổi nhiệt  $h$ ) như các công trình [68], [69], [70], [106], [136].

Trong cụm công trình [68], [69] các tác giả sử dụng ANSYS-Fluent để mô phỏng trạng thái nhiệt của CPCA được làm mát bằng màng phân phối với lưu lượng không khí  $g_c = 2,3\%$ , màng phân phối này chỉ có các lỗ phun tới khu vực mũi cánh. Công trình [68] đi xây dựng mô hình trao đổi nhiệt và phân tích sự sai khác của kết quả với chiều dày lưới sát biên khác nhau (đánh giá qua  $y^+$ ), sau đó tìm ra các khu vực trên cánh có nhiệt độ cao. Tiếp đó công trình [69] phân tích sự sai lệch về trạng thái nhiệt của 10 cánh phun trên vành cánh với cung  $60^\circ$ . Kết quả cho thấy, sự không đồng đều của dòng khí nóng sau tuabin gây ra các vùng quá nhiệt trên cánh phun và là nguyên nhân gây hư hỏng cánh, vị trí của vùng quá nhiệt được so sánh và đối chiếu với vết nứt trên cánh thực. Từ các kết quả đó, các công trình [68], [69] có nhận xét rằng cần tăng cường làm mát cánh phun nhưng chưa đưa ra phương án cụ thể.

Công trình [70] nghiên cứu mô phỏng hiệu ứng tăng cường làm mát của lỗ phun kích thước nhỏ trên mô hình cánh phun tuabin. Mô hình nghiên cứu của tác giả có đường kính  $D=0,51mm$  (nguyên bản),  $0,25mm$ ,  $H/D=1,58$  và  $3$ , bước lỗ tương đối theo chiều ngang  $4D$  và  $8,16D$ , mật độ dòng qua lỗ phun  $\rho u_j=2,25$ ;  $4,5$  và  $6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Kết quả cho thấy khi cùng mật độ dòng đi qua các lỗ phun, sử dụng các lỗ phun đường kính nhỏ (với  $H/D=\text{const}$ ) đem lại hiệu quả trao đổi nhiệt lớn hơn (đến 63%) tuy nhiên sẽ làm tăng độ chênh áp suất lên tới 75%. Nếu cố định độ chênh áp suất (thay vì mật

độ dòng) hiệu quả trao đổi nhiệt vẫn tăng tới 34,3%. Từ đó tác giả kết luận rằng đường kính  $D$  nhỏ hơn đem lại hệ số trao đổi nhiệt cao hơn. Tuy nhiên cần chú ý rằng, ở đây  $D$  giảm đi kèm với khoảng cách  $H$  giảm để  $H/D = \text{const}$ , còn trường hợp  $H$  không đổi không được đề cập. Công trình [70] nghiên cứu trên nguyên mẫu cánh, tuy nhiên mới chỉ đưa ra kết quả hệ số trao đổi nhiệt, chưa đặt cánh vào điều kiện làm việc và đưa ra phân bố nhiệt độ.

Công trình [136] khảo sát phân bố nhiệt độ trên CPCA của động cơ PS-90A2, cánh này được làm mát bằng cả màng phân phối và kiểu màng. Tác giả sử dụng ANSYS-CFX để mô phỏng ảnh hưởng của mức độ chênh áp giữa áp suất không khí làm mát với dòng khí nóng tới nhiệt độ trên cánh nguyên bản và cánh cải tiến, ở đây không đề cập đến phương pháp để thiết kế ra cánh cải tiến.

Một trong những công trình hoàn chỉnh và công phu là [106], các tác giả đã trình bày phương pháp tối ưu hóa hệ thống làm mát của cánh phun khí sử dụng thuật toán di truyền xây dựng trên phần mềm Matlab và ANSYS CFX. Đối tượng áp dụng là cánh phun tầng thứ 2 (động cơ hàng không E3) có màng phân phối ở đầu và giữa cánh, các trụ tạo rôi ở đuôi cánh. Kết quả mô phỏng trao đổi nhiệt của màng phân phối được so sánh với số liệu thực nghiệm trên tấm phẳng bằng phương pháp 2 (mục 1.3.2.2 trang 23), còn mô hình trao đổi nhiệt trên nguyên mẫu cánh được kiểm chứng thông qua kết quả thử nghiệm trên cánh Mark-II của Hylton. Các biến số tối ưu là độ rộng của màng phân phối, khoảng cách  $H$ , đường kính lỗ phun  $D$ , số lượng lỗ phun ở khu vực mũi cánh, số lượng cột và hàng lỗ phun khu vực lưng và bụng cánh, đường kính các trụ tạo rôi ở đuôi cánh, khoảng cách giữa các trụ và chiều rộng khe thoát khí ở đuôi cánh. Kết quả, cánh sẽ được làm mát tối ưu với  $H=0,710 \div 0,997mm$ ;  $D=0,423 \div 0,517mm$ . Do đường kính lỗ phun bằng nhau ở mọi vị trí màng phân phối nên vẫn xuất hiện 3 khu vực nhiệt độ cao cục bộ trên bề mặt cánh phun.

Tại Việt Nam, các công trình nghiên cứu trao đổi nhiệt trên cánh tuabin còn chưa nhiều. Công trình [3] khảo sát ảnh hưởng của số lượng kênh dẫn không khí làm mát tới trường nhiệt độ cánh công tác động cơ tuabin khí hàng không bằng phần mềm ANSYS-Fluent. Công trình này chưa đề cập rõ phương pháp xây dựng mô hình, biện pháp kiểm nghiệm và hiệu chỉnh mô hình. Mô hình mô phỏng cánh ở công trình [3] là dạng 2D và đặt ra một số giả thiết chưa sát với điều kiện hoạt động trong thực tế như: bỏ qua ảnh hưởng của sự quay tới phân bố nhiệt, nhiệt độ dòng không khí làm mát trong kênh dẫn là hằng số.

#### 1.4.1.2. Các nghiên cứu trên mô hình vật lý

Khi nghiên cứu tăng cường làm mát cánh tuabin bằng màng phân phối, ngoài việc nghiên cứu trên nguyên mẫu cánh nhiều tác giả nghiên cứu trên mô hình vật lý đồng dạng với các khu vực cần tăng cường làm mát của cánh. Ở đây mô hình vật lý được đơn giản hóa về mặt hình học, ví dụ: mô hình dạng tấm phẳng thay thế cho quá trình trao đổi nhiệt ở mặt trong của lưng hoặc bụng cánh [22], [34], [36], [42], [47], [56], [57], [72], [73], [86] (do bán kính cong của lưng và bụng lớn hơn rất nhiều lần đường kính lỗ phun [47]), hoặc là mô hình mặt trụ cong bán kính  $R_s$  [50] hoặc hình thang thay thế cho khu vực mũi cánh. Các mô hình này có tính tổng quát cao, có thể ứng dụng vào nhiều đối tượng cánh, nhiều luận án tiến sĩ dừng lại ở việc công bố kết quả ở mô hình vật lý này [45], [83], [86].

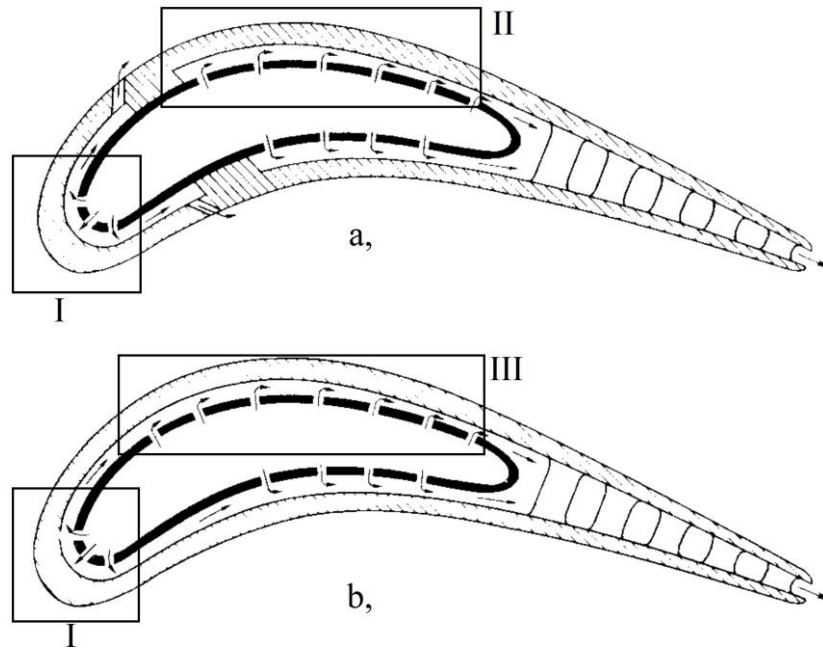
Đối với quá trình trao đổi nhiệt ở khu vực lưng hoặc bụng cánh có các hướng nghiên cứu chính như: cấu trúc dòng chảy ([16], [22], [94]), ảnh hưởng của thông số hình học màng phân phối tới  $Nu$ , tương tác giữa các dòng, kết hợp giữa phương pháp này với các phương pháp khác (gân ngang dòng [48], lõm cầu [10], kiểu màng [44],...).

Các yếu tố hình học như bước lỗ tương đối  $S/D$  và khoảng cách tương đối  $H/D$  ảnh hưởng lớn đến hệ số trao đổi nhiệt, khi  $H/D$  tăng làm giá trị  $Nu$  giảm và ngược lại [47], [89]. Trong màng phân phối nhiều lỗ có nhiều sơ đồ bố trí: thẳng hàng, so le,... Đã có nhiều công trình nghiên cứu về ảnh hưởng của sự phân bố này tới phân bố  $Nu$  [45], [85]. Công trình [56], [57] dùng phương pháp thực nghiệm số 1 để nghiên cứu phân bố  $Nu$  trên mô hình tấm có lỗ phân bố so le so với  $S/D$ ,  $H/D$  khác nhau. Thực tế lỗ phun của màng phân phối phần lớn là lỗ có mặt cắt hình tròn, tuy nhiên cũng có những công trình nghiên cứu lỗ hình elip, 8,  $\infty$ ,  $\ast$  [85]. Kết quả mô phỏng trong công trình [73] cho thấy, lỗ hình elip có tác dụng tốt trong việc hạn chế ảnh hưởng của dòng ngang, tuy nhiên để đạt hiệu quả cao thì cần kết hợp với cả hướng thổi, điều khó có thể điều chỉnh ở màng phân phối rất mỏng trên cánh tuabin.

Khi tồn tại hai lỗ phun cạnh nhau, không khí đi ra từ chúng sẽ va đập vào nhau sẽ tạo thành đài phun (Hình 1.14), dòng không khí bị hút ngược lên cao, vận tốc dòng chảy theo hướng song song bề mặt tấm đích gần như bằng 0. Khi đó quan sát phân bố  $Nu$  sẽ thấy khu vực đài phun có  $Nu$  đạt cực tiểu. Khi các lỗ phun càng gần nhau hiệu ứng này càng mạnh mẽ, đôi khi còn làm biến đổi giá trị và phân bố  $Nu$  ở khu vực gần lỗ phun. Công trình [102] sử dụng phương pháp thực nghiệm 2 để nghiên cứu tương tác này, kết quả cho thấy khu vực dừng tức thời bị dịch chuyển ra hai bên

so với đài phun, khi số lượng lỗ nhiều lên (7x7 lỗ), khu vực 4 góc ít chịu ảnh hưởng của đài phun thì giá trị  $Nu$  cao hơn các khu vực còn lại.

Trên kết cấu cánh tuabin (Hình 1.16) có 3 vùng với đặc trưng khác nhau, trong đó chỉ các lỗ phun khí ở vùng I (nằm ở khu vực đầu cánh – tấm đích dạng lõm) ít chịu ảnh hưởng bởi dòng khác nhưng vẫn có sự tương tác giữa các lỗ với nhau. Còn lại phần lớn dòng phun chịu tương tác của dòng khác và cả giữa các dòng phun với nhau.



Hình 1.16. Kết cấu cánh tuabin điển hình được làm mát bằng màng phân phối [36]

Tại vùng II (Hình 1.16 a) các dòng phun ở phía sau lưng (bụng) cánh chịu ảnh hưởng của dòng ngang chảy ra từ các lỗ phía đầu dòng. Các nghiên cứu về vấn đề này sử dụng mô hình 1 hoặc nhiều hàng lỗ dọc theo dòng chảy, càng các dòng phun ở phía cuối dòng chịu tác động của dòng ngang càng lớn. Công trình [86] kết hợp thực nghiệm và mô phỏng để nghiên cứu trên mô hình 1 hàng lỗ dọc theo hướng chảy, kết quả thu được  $Nu$  cực đại giảm dần về phía cuối dòng và  $Nu$  dao động xung quanh giá trị trung bình với biên độ nhỏ hơn. Công trình [6] nghiên cứu dòng có 2 đầu thoát để giảm thiểu tác động của dòng ngang, khi đó thu được  $Nu$  cao hơn.

Đối với vùng III (Hình 1.16 b) ngay từ những dòng phun đầu tiên đã chịu dòng ngang rất lớn chảy từ khu vực đầu cánh tới, và trong khi nghiên cứu về vấn đề này, các tác giả thường sử dụng mô hình một lỗ [22], [42], [72], [73]. Ở đây, cường độ dòng ngang được đánh giá thông qua tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR = u_j/u_{cr}$  hoặc tỷ số  $M$  ( $M = \rho_j \cdot u_j / \rho_{cr} \cdot u_{cr}$  - mass flux ratio), tuy nhiên nếu dùng hai dòng này có mật độ dòng bằng nhau ( $\rho_j/\rho_{cr} = 1$ ) thì  $VR = M$ . Công trình [22], [42] sử dụng các cảm

biến nhiệt độ lấp dọc theo chiều dòng chảy, kết hợp chụp ảnh lại dòng chảy để nghiên cứu ảnh hưởng của dòng ngang tới dòng phun ( $H/D$  nằm trong dải khá cao  $6 \div 12$ , và  $Re_j = 35000 \div 121000$ ,  $M = 4,9 \div 17,4$ ). Kết quả cho thấy dòng ngang làm lệch đáng kể dòng phun, vị trí  $Nu_{max}$  có xu hướng lệch đi khỏi vị trí tâm lỗ và giá trị  $Nu$  có xu hướng tăng lên.

Gần đây, công trình [72] đã sử dụng phương pháp thực nghiệm số 1 kết hợp với mô phỏng số để nghiên cứu ảnh hưởng của dòng ngang tới đặc tính trao đổi nhiệt của dòng phun với  $Re_j = 13400$ ,  $H/D = 2$ ,  $VR = 3, 5, 7$ . Trong bài báo này  $Re_j$ ,  $D$ ,  $H$  được giữ không đổi, khi tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  càng giảm (vận tốc dòng ngang  $u_{cr}$  tăng) thì  $Nu_{max}$  tăng và vị trí đỉnh của  $Nu$  dịch về phía cuối dòng, đồng thời  $Nu$  cục bộ cũng tăng, điều này là do  $u_{cr}$  tăng mạnh làm tăng khả năng trao đổi nhiệt trên bề mặt tấm đích. Công trình [79] của cùng nhóm tác giả đã nghiên cứu một hàng 4 lỗ dọc có đường kính  $D = 13,2\text{mm}$ ,  $Re_j = 13400$ ,  $H/D = 2$ ,  $S/D = 3$  tương tác với dòng ngang có  $VR = 3, 5, 7$ , đầu dòng phun được chắn bởi gờ chữ V góc  $30 \div 60$  độ, độ dài  $1,3D \times 2$ , độ cao  $0,6D$ , độ dày 3mm. Kết quả khi có gờ chắn với góc 60 độ sẽ làm  $Nu$  tăng lên 55,32%, 29,3% và 18,63% tương ứng với trường hợp  $VR = 3, 5$  và 7.

Công trình [36] nghiên cứu trên mô hình 10 hàng lỗ chịu ảnh hưởng của dòng ngang với  $(S_x/D, S_y/D) = (5,4), (5,8), (10,4), (10,8)$ ,  $H/D = 1 \div 3$ ,  $Re_j = 10000$ ,  $VR = 1, 2, 5$ , kết quả: khi  $H/D = 1$  thì  $Nu$  ở tâm lỗ phun sẽ tăng dọc theo chiều dòng chảy,  $VR$  giảm thì  $Nu$  tăng; khi  $H/D = 3$  thu được kết quả ngược lại. Tuy nhiên do công trình này sử dụng phương pháp thực nghiệm 1 với hữu hạn các cặp nhiệt kế nên chỉ xác định được  $Nu$  ở tâm lỗ phun, không có bức tranh toàn cảnh về diễn biến  $Nu$  trên toàn tấm.

Các dải thông số nghiên cứu như  $H/D$ ,  $S/D$ ,  $Re_j$ ,  $VR$ , số lượng, hình dạng và bố trí lỗ phun của các công trình đã liệt kê ở trên được tổng hợp ở Bảng 1.1.



Bảng 1.1. Bảng thống kê các công trình nghiên cứu màng phân phối trên mô hình tám phẳng

TT	Tác giả chính	H/D	S/D	Re <sub>j</sub>	VR	Hình dạng lỗ phun	Số lượng và phân bố lỗ	Phương pháp nghiên cứu	Ghi chú
<b>Vùng II (Hình 1.16)</b>									
1	Junsik Lee [56], [57]	1,5 ÷ 8	5, 8, 12	8000 ÷ 50000	-	tròn	Nhiều lỗ bố trí so le	Thực nghiệm phương pháp 1	
2	Yoshisaburo Yamane [102]	2 ÷ 8	4 ÷ 8	4680	-	tròn	Ma trận thẳng hàng 3x3 lỗ; 5x5 lỗ; 7x7 lỗ	Thực nghiệm phương pháp 2	
3	Ricklick [86]	1; 3; 5	5; 15	17000 ÷ 45000	-	tròn	1 hàng 5 lỗ hoặc 15 lỗ	Kết hợp thực nghiệm bằng phương pháp 1 và mô phỏng CFD	
4	Andrew Schroder [6]	3	3	4000 ÷ 15000	-	tròn	Ma trận thẳng hàng 9x5 lỗ	Thực nghiệm bằng phương pháp 1	So sánh 2 đầu ra và 1 đầu ra
<b>Vùng III (Hình 1.16)</b>									
5	Goldstein [22], [42]	6; 12	-	35000 ÷ 121000	4,9 ÷ 17,4	tròn	1 lỗ	Thực nghiệm bằng phương pháp 1 sử dụng các cặp nhiệt kế	

TT	Tác giả chính	H/D	S/D	Re <sub>j</sub>	VR	Hình dạng lỗ phun	Số lượng và phân bố lỗ	Phương pháp nghiên cứu	Ghi chú
6	Man-Woong Heo [73]	6; 8	-		7,98; (u <sub>r</sub> =11,96 m/s)	elip	1 lỗ với hình dạng từ tròn tới elip	Mô phỏng CFD	Thay đổi độ elip và góc nghiêng so với bề mặt tâm đích
7	Makatar Wae-hayee [72]	2	-	13400	3; 5; 7	tròn	1 lỗ	Thực nghiệm bằng phương pháp 1 kết hợp mô phỏng CFD	
8	Pansang [79]	2	3	13400	3; 5; 7	tròn	1 hàng 4 lỗ dọc		Có gờ chắn dòng ngang
9	Florschuetz [36]	1; 2; 3	(S <sub>x</sub> ; S <sub>y</sub> ) = (5; 4), (5; 8), (10;4), (10;8)	10000	1; 2; 5	tròn	Ma trận thẳng hàng và so le với 10 hàng dọc; từ 9-36 hàng ngang	Thực nghiệm bằng phương pháp 1 dùng các cặp nhiệt kế	

Ghi chú: S<sub>x</sub>, S<sub>y</sub> – khoảng cách tương đối giữa các lỗ phun theo chiều x (dọc dòng chảy) và chiều y (ngang dòng chảy).

### 1.4.2. Đặt vấn đề nghiên cứu

Cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 được làm mát kiểu đối lưu, đã có màng phân phối, tuy nhiên mới chỉ có các lỗ phun vào khu vực mũi cánh (Hình 1.1). Với dạng kết cấu này, khu vực nhiệt độ cực đại có thể xuất hiện ở lưng cánh [53], [90], [91], [136] hoặc bụng cánh [68], [69], cần có biện pháp để giảm nhiệt độ cho vùng này. Màng phân phối có kết cấu đơn giản, được chế tạo tách rời so với thân cánh, việc bố trí thêm các lỗ ở trên màng phân phối phía lưng cánh (hoặc bụng cánh) là phương án có tính khả thi.

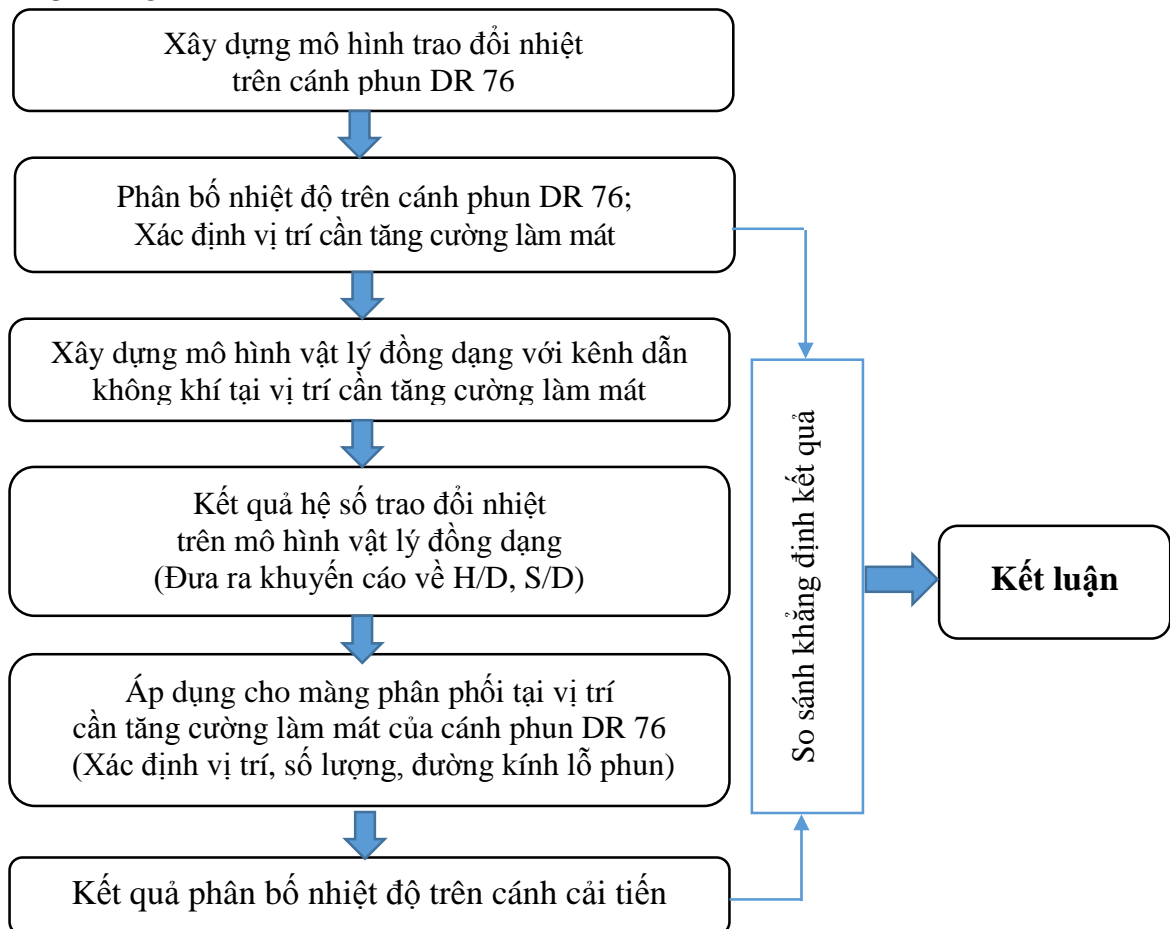
Lưng hoặc bụng cánh sẽ được tăng cường làm mát nhờ nâng cao hiệu ứng trao đổi nhiệt đối lưu khi cho dòng không khí phun ra từ màng phân phối va đập vào bề mặt bên trong của lưng cánh. Dòng khí này luôn luôn chịu tác động của các dòng khí bên cạnh, cũng như dòng khí từ đầu cánh chảy tới (dòng ngang), tương tác giữa chúng làm thay đổi đặc tính trao đổi nhiệt, không còn giống như các lỗ đơn thuần túy. Ở đây đặt ra vấn đề cần lựa chọn kích thước lỗ phun  $D$ , bước lỗ tương đối  $S/D$ , khoảng cách tương đối  $H/D$  sao cho hạn chế ảnh hưởng của dòng ngang, nâng cao hiệu quả trao đổi nhiệt.

Hiện nay, trên màng phân phối của một số cánh phun đã có lỗ phun ở phía lưng và bụng như cánh động cơ E3 [106], cánh J-75 [55], ... Tuy nhiên, các hãng thiết kế ít khi công bố phương pháp và quy trình nghiên cứu cải tiến cánh. Các công trình của các nhà nghiên cứu như [68], [69], [70] có kết quả chưa toàn diện và tính tổng quát không cao, đồng thời chưa đưa ra kết quả cuối cùng là phân bố nhiệt độ của cánh cải tiến. Công trình [106] tối ưu hóa cánh trên nền tảng đã có sẵn các lỗ ở lưng và bụng cánh, phương pháp nghiên cứu của công trình này rất hiện đại nhưng số lượng trường hợp tính toán lớn, thời gian để kết thúc vòng lặp rất dài (tới 464 trường hợp trong thời gian 50 ngày) và đòi hỏi tài nguyên máy tính đủ mạnh.

Việc nghiên cứu tăng cường làm mát cho CPCA động cơ DR76 có thể thực hiện bằng cách sử dụng các khuyến cáo từ mô hình vật lý như đường kính lỗ phun  $D$ , khoảng cách tương đối  $H/D$ , bước lỗ tương đối  $S/D$ . Tuy nhiên, hầu hết các công trình nghiên cứu trên mô hình vật lý đều chưa nghiên cứu tới dòng ngang hoặc chỉ là dòng ngang do chính các lỗ đầu dòng gây ra ở cuối dòng [6], [56], [57], [86]. Một số công trình xét tới ảnh hưởng của dòng ngang (ảnh hưởng của tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$ ) tới  $Nu$  như [22], [36], [42], [72] và các phương pháp hạn chế ảnh hưởng này như [73], [79]. Phần lớn các công trình này sử dụng mô hình 1 lỗ, chưa có hiệu ứng tương tác giữa các dòng phun cạnh nhau, đồng thời chưa khảo sát với  $H/D$ ,  $S/D$ ,  $Re_j$  khác nhau. Chi tiết các công trình này được trình bày trong mục 1.4.1 và Bảng 1.1.

Vấn đề đặc trưng trao đổi nhiệt ở mô hình màng phân phối nhiều lỗ chịu tác động của dòng ngang lớn còn chưa được nghiên cứu triệt để, đồng bộ với các yếu tố ảnh hưởng khác như  $H/D$ ,  $S/D$ ,  $Re_j$ . Do vậy để có cơ sở lựa chọn màng phân phối, luận án cần nghiên cứu đặc trưng trao đổi nhiệt khi có tương tác giữa dòng phun và dòng ngang trên mô hình tấm phẳng nhiều lỗ phun (chi tiết về các mô hình nghiên cứu được trình bày trong mục 3.1).

Luận án sẽ được nghiên cứu với nội dung và các bước cơ bản như Hình 1.17. Cụ thể, tập trung nghiên cứu tăng cường làm mát cho CPCA động cơ DR76 bằng cách bố trí thêm các lỗ phun không khí trên màng phân phối tại khu vực có nhiệt độ cao nhất (bằng phương pháp mô phỏng). Trong quá trình này, luận án tiến hành nghiên cứu ảnh hưởng của yếu tố hình học ( $D$ ,  $S/D$ ,  $H/D$ ) và khí động của dòng phun  $Re_j$  và dòng ngang  $VR$  tới hệ số trao đổi nhiệt  $h$  (kết hợp cả thực nghiệm bằng phương pháp TOIRT và mô phỏng), đây là cơ sở để lựa chọn kết cấu màng phân phối (số lượng, kích thước, vị trí của lỗ phun) cho CPCA động cơ DR76. Kết quả phân bố nhiệt độ trên cánh mới sẽ được so sánh với cánh nguyên bản để khẳng định hiệu quả tăng cường làm mát.



Hình 1.17. Trình tự nghiên cứu của luận án

### 1.5. Kết luận Chương 1

ĐCTBK tàu thủy là loại động cơ nhiệt có nhiều ưu điểm vượt trội, tuy nhiên tuổi thọ, thời gian làm việc ở chế độ tải cao của động cơ còn ngắn (200 giờ ở chế độ định mức đối với động cơ DR76) do các chi tiết tuabin làm việc trong điều kiện khắc nghiệt. CPCA động cơ DR76 nằm ngay sau buồng đốt, chịu nhiệt độ cao nhất trong ĐCTBK, nguy cơ cháy cánh luôn tiềm ẩn, do đó tăng cường làm mát luôn mang tính thời sự và cấp thiết.

Từ kết quả nghiên cứu ưu và nhược điểm của một số biện pháp tăng cường làm mát, ta thấy phương pháp màng phân phối là phương pháp có hiệu quả cao, sức cản thủy lực nhỏ, tin cậy, đòi hỏi công nghệ chế tạo không quá cao, phù hợp cho việc ứng dụng vào CPCA của động cơ tuabin khí tàu thủy. CPCA của động cơ DR76 được làm mát kiểu đối lưu, đã có màng phân phối, tuy nhiên mới chỉ có các lỗ phun ở khu vực mũi cánh, việc tăng cường làm mát có thể thực hiện bằng cách bố trí thêm các lỗ phun trên màng phân phối ở khu vực có nhiệt độ cao.

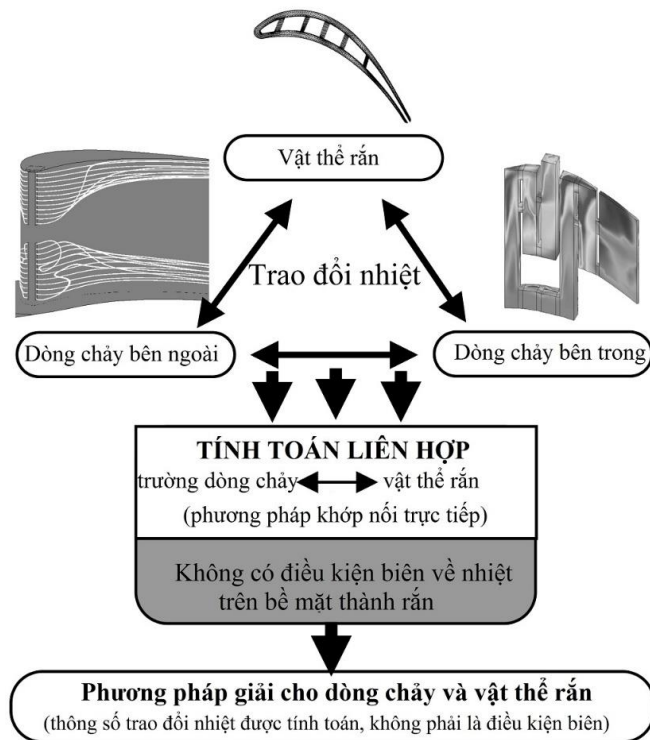
Qua khảo sát các nghiên cứu trong và ngoài nước đã công bố cho thấy, các công trình nghiên cứu trên nguyên mẫu cánh chưa được toàn diện và có tính tổng quát không cao. Các công trình nghiên cứu trên mô hình vật lý chưa giải quyết triệt để vấn đề ảnh hưởng của tương tác giữa dòng phun và dòng ngang tới hệ số trao đổi nhiệt ở bên trong lưng cánh, đồng thời chưa nghiên cứu đồng bộ với các thông số ảnh hưởng khác như thông số hình học  $H/D$ ,  $S/D$ , khí động  $Re_j$  và  $VR$ .

Vấn đề nêu trên là trọng tâm nghiên cứu của luận án nhằm tìm ra phương án kết cấu màng phân phối có hệ số trao đổi nhiệt cao nhất, từ đó áp dụng để tăng cường làm mát cho CPCA động cơ DR76. Luận án sử dụng phương pháp kết hợp thực nghiệm và mô phỏng CFD để nghiên cứu, cụ thể, quá trình thực nghiệm xác định hệ số trao đổi nhiệt sẽ thực hiện bằng phương pháp TOIRT, quá trình mô phỏng sẽ sử dụng phần mềm ANSYS-CFX với mô hình RANS, mô hình rối SST.

## CHƯƠNG 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT TRONG BÀI TOÁN TRAO ĐỔI NHIỆT CHO CÁNH PHUN TUABIN

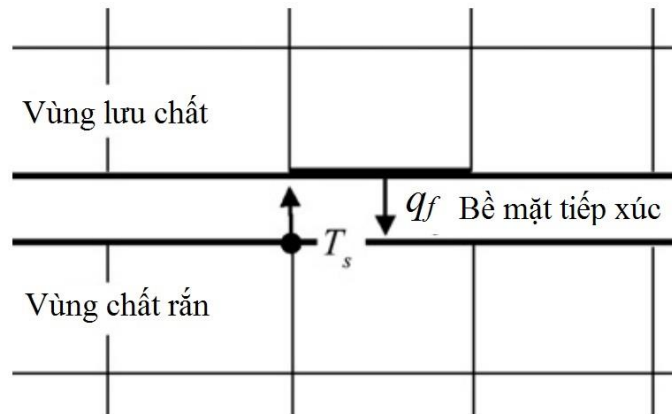
### 2.1. Mô hình trao đổi nhiệt cho cánh phun tuabin và lựa chọn phần mềm mô phỏng

Để xác định được phân bố nhiệt độ trên cánh phun tuabin có làm mát cần tính toán động lực học dòng chảy (dòng khí nóng bên ngoài và dòng không khí làm mát bên trong), quá trình trao đổi nhiệt giữa dòng chảy (bên ngoài, bên trong) với thành vách cánh, quá trình dẫn nhiệt bên trong phần kim loại của cánh (Hình 2.1). Mô hình tính toán này được gọi là mô hình trao đổi nhiệt liên hợp [23], trong đó trường dòng chảy/nhiệt độ của các dòng khí (khí nóng, khí làm mát) và trường nhiệt độ của cánh tuabin được tính toán đồng thời [99].

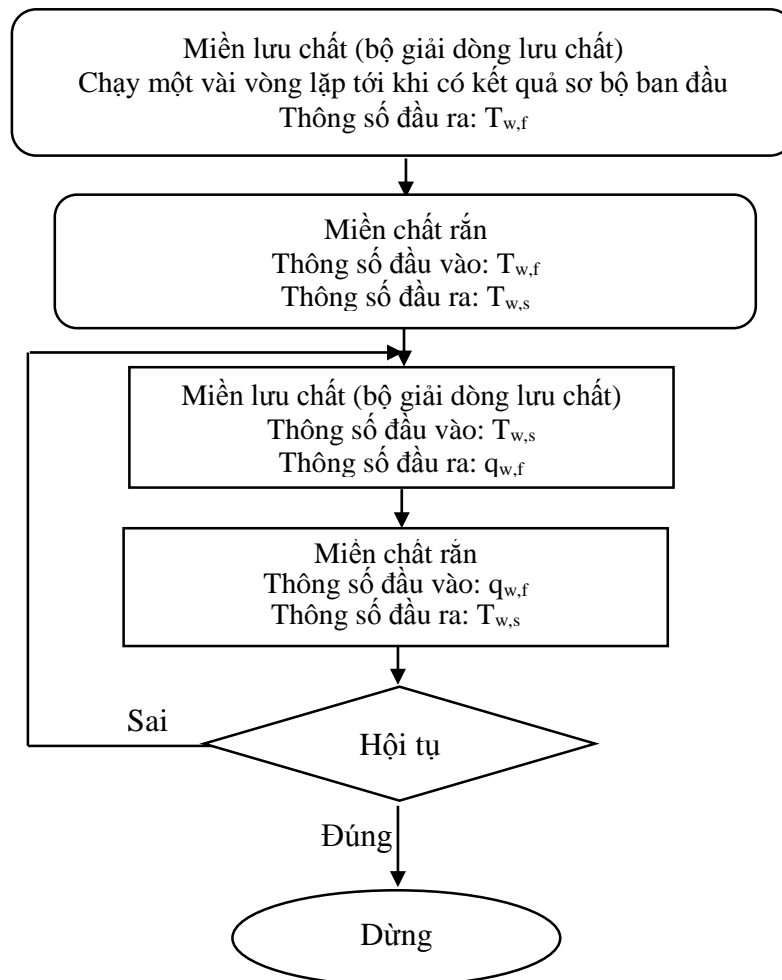


Hình 2.1. Nguyên lý tính toán trao đổi nhiệt liên hợp cho cánh tuabin [23]

Nhiệt độ và thông lượng nhiệt (Hình 2.2) được trao đổi ở mặt biên giữa chất khí/rắn không phải là điều kiện biên mà chúng được tính toán trong các vòng lặp (Hình 2.3) [74], [99]. Điều kiện biên trong bài toán này bao gồm: thông số dòng khí (áp suất, nhiệt độ, lưu lượng) tại đầu vào và đầu ra của kênh dẫn, thông số vật lý của dòng khí và kim loại của cánh phun tuabin. Trong khuôn khổ luận án, “mô hình trao đổi nhiệt liên hợp cho cánh phun tuabin” được gọi tắt là “mô hình trao đổi nhiệt cho cánh phun tuabin”.



Hình 2.2. Nhiệt độ và thông lượng nhiệt ở bề mặt tiếp xúc giữa dòng khí và bề mặt thành vách [99]



Hình 2.3. Sơ đồ thuật toán của mô hình trao đổi nhiệt liên hợp [99]

$T_{w,f}$  – nhiệt độ trên phần tử miền lưu chất sát thành rắn;  $T_{w,s}$  – nhiệt độ trên phần tử miền chất rắn sát bề mặt lưu chất;  $q_{w,f}$  – thông lượng nhiệt trao đổi giữa miền lưu chất và miền chất rắn

Bài toán trao đổi nhiệt liên hợp hiện nay thường được giải bằng CFD, trong đó sử dụng các nhóm phương pháp sau để rời rạc hóa các phương trình Navier-Stokes: thể tích hữu hạn (FVM), phần tử hữu hạn (FEM), sai phân hữu hạn (FDM). Các phương pháp này khác nhau ở cách thức rời rạc hóa các phương trình gốc. Các phần mềm CFD phổ biến có thể kể đến như ANSYS (CFX, Fluent), LMS Virtual.Lab, STAR-CD, PHOENICS [95]. Mỗi phần mềm này đều có thế mạnh riêng, tuy nhiên ANSYS CFX được sử dụng phổ biến trong các bài toán liên quan đến cánh máy nén, tuabin, độ tin cậy của phần mềm ANSYS CFX đã được nhiều công trình chứng minh.

Phần mềm ANSYS CFX hỗ trợ các cấu trúc lưới tùy ý, bao gồm các phần tử hình lục giác, tứ diện, nôm và kim tự tháp. ANSYS CFX chứa thuật toán để có thể kết hợp cả FVM và FEM trong một mô hình, trong đó FVM cung cấp phương án giải cho các phương trình bảo toàn trong khối lưu chất, còn FEM cung cấp phương án giải cho các dòng trên các bề mặt vách và phần tử trong khối rắn. ANSYS CFX cung cấp một giải pháp duy nhất với độ chính xác cao cho tất cả các dòng lưu chất có tốc độ khác nhau (dòng tốc độ thấp và tốc độ cao) và thuộc tính vật lý của lưu chất, cũng như khối rắn khác nhau.

Đồng thời, phần mềm ANSYS-CFX cho phép trích xuất dữ liệu phân bố nhiệt độ trên cánh sang phần mềm ANSYS Static Structural, từ đó tính toán được ứng suất nhiệt của cánh. Từ các lý do trên, luận án lựa chọn sử dụng phần mềm ANSYS-CFX để làm công cụ xây dựng mô hình trao đổi nhiệt cho cánh phun tuabin.

## 2.2. Lý thuyết dòng chảy và trao đổi nhiệt trong phần mềm ANSYS-CFX

### 2.2.1. Các phương trình cơ bản

Trong bài toán trao đổi nhiệt liên hợp, thuật toán của ANSYS-CFX được xây dựng dựa trên các phương trình cơ bản của hệ phương trình Navier-Stokes (phương trình bảo toàn khối lượng (2.1), động lượng (2.2) và năng lượng (2.3)) và phương trình bảo toàn năng lượng trong khối rắn (2.4) [67], [95].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{u}) + \vec{\nabla}(\rho \vec{u} \vec{u} + p \vec{\delta} - \vec{\tau}) = \rho \vec{f} \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \vec{\nabla} \left[ \rho \vec{u} \left( E + \frac{p}{\rho} \right) - \vec{\tau} \cdot \vec{u} + \vec{q} \right] = \rho \vec{f} \cdot \vec{u} \quad (2.3)$$



ở đây  $\rho$  – khối lượng riêng,  $\vec{u}$  – véc tơ vận tốc dòng,  $p$  – áp suất của dòng khí,  $\vec{\tau}$  – ứng suất nhớt,  $\vec{f}$  – gia tốc dòng khí do lực tác dụng vào khối khí (lực trọng trường, lực điện từ),  $E$  – năng lượng toàn phần,  $\vec{q}$  – véc tơ dòng nhiệt.

Trong các khối rắn việc bảo toàn năng lượng bao gồm các yếu tố dao động phân tử, dẫn nhiệt và nguồn nhiệt thể tích [12]:

$$\frac{\partial(\rho E_s)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_s E_s) = \nabla \cdot (\lambda_s \nabla T) + S_E \quad (2.4)$$

ở đây  $u_s$ ,  $E_s$ ,  $\rho$ ,  $\lambda_s$  tương ứng là vận tốc, entanpy, khối lượng riêng và hệ số dẫn nhiệt của khối rắn,  $S_E$  – nguồn nhiệt thể tích.

Đối với trường hợp bài toán ổn định theo thời gian ta bỏ các thành phần thời gian trong các phương trình (2.1)÷(2.4). Ngoài ra, hệ phương trình Navier-Stokes không phải là hệ phương trình kín, chúng gồm 2 phương trình vô hướng và 1 phương trình véc tơ cho 6 biến ( $p$ ,  $\rho$ ,  $u_i$ ,  $E$ ). Do vậy cần thêm các phương trình quan hệ giữa các biến  $p$ ,  $\rho$ , nhiệt độ  $T$ , năng lượng  $E$ , ứng suất nhớt  $\tau_{ij}$ , véc tơ dòng nhiệt  $q_i$ . Khi coi dòng khí là dòng lý tưởng ta có một số mối quan hệ sau [67]:

$$p = \rho RT; C_v T = \frac{p}{(k-1)\rho}; C_p T = \frac{kp}{(k-1)\rho} \quad (2.5)$$

Trong đó:  $C_v$ ,  $C_p$  – nhiệt dung riêng đẳng tích và đẳng áp của dòng khí;  $k$  – hệ số đoạn nhiệt của dòng khí.

Việc trao đổi nhiệt trên bề mặt thành vách thỏa mãn các điều kiện [19]:

$$\text{Tại sát bề mặt thành vách } y=0: u=0, T_{w,f}=T_{w,s}, \lambda_s \left( \frac{\partial T_s}{\partial y} \right)_{y=0} = \lambda \left( \frac{\partial T_f}{\partial y} \right)_{y=0};$$

Tiến ra khu vực giữa dòng  $y \rightarrow \infty: u \rightarrow u_\infty, T \rightarrow T_\infty$ .

### 2.2.2. Mô hình chảy rối trong RANS

Khi trung bình hóa giá trị  $f$  ta coi nó bằng tổng của thành phần trung bình và thành phần xung:  $f = \bar{f} + f'$ ;  $\overline{f'} = 0$  [108]. Mô hình rối là một quy trình tính toán nhằm mục đích đóng kín hệ phương trình Navier-Stokes, trong đó những thay đổi lớn hay nhỏ đều có thể xác định được. Mục tiêu chính của tính toán kỹ thuật là xem xét các tác động của sự rối lên giá trị trung bình của dòng chảy.

CFX chứa hầu hết các loại mô hình rối, trong đó đa số là các mô hình RANS [11], [12]: None (Laminar), k- $\epsilon$ , Shear Stress Transport (SST), BSL Reynolds Stress, SSG Reynolds Stress, k-Epsilon EARSM, Zero Equation, RNG k-Epsilon, k- $\omega$ , Eddy

Viscosity Transport Equation, BSL, BSL EARSM, LRR Reynolds Stress, QI Reynolds Stress, Omega Reynolds Stress. Mô hình toán của một số mô hình rối cơ bản được trình bày dưới đây.

### 2.2.2.1. Mô hình k-ε

Mô hình k-ε do Jones-Launder đề xuất, tập trung vào cơ chế ảnh hưởng đến động năng rối. Động năng tức thời của dòng  $k(t)$  là tổng của động năng trung bình  $K$  với động năng rối  $k$  [95].

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{2}(U^2 + V^2 + W^2) \\ k &= \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \\ k(t) &= K + k \end{aligned} \quad (2.6)$$

Tốc độ biến dạng  $s_{ij}$  và ứng suất rối  $\tau_{ij}$  được viết dưới dạng ma trận

$$s_{ij} = \begin{bmatrix} s_{xx} & s_{xy} & s_{xz} \\ s_{yx} & s_{yy} & s_{yz} \\ s_{zx} & s_{zy} & s_{zx} \end{bmatrix}; \tau_{ij} = \begin{bmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zx} \end{bmatrix}$$

Tương tự như động năng ta cũng có  $s_{ij}(t) = S_{ij} + s'_{ij}$ .

Động năng trung bình và động năng rối được biểu diễn dưới dạng [95]

$$\frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \text{div}(\rho K U) = \text{div}(-PU + 2\mu U S_{ij} - \rho U \overline{u'_i u'_j}) - 2\mu S_{ij} + \rho \cdot \overline{u'_i u'_j} \cdot S_{ij} \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k U) = \text{div}\left(-p\overline{u'} + 2\mu\overline{u' s'_{ij}} - \rho \frac{1}{2} \overline{u'_i \cdot u'_i u'_j}\right) - 2\mu\overline{s'_{ij}} \cdot \overline{s'_{ij}} + \rho \cdot \overline{u'_i u'_j} \cdot S_{ij} \quad (2.8)$$

Thành phần  $2\mu\overline{u' s'_{ij}}$  trong phương trình (2.8) thường được đặc trưng bởi độ phân tán rối  $\varepsilon$

$$\varepsilon = 2\nu\overline{s'_{ij} \cdot s'_{ij}} \quad (2.9)$$

Mô hình k-ε tiêu chuẩn (Launder và Spanlding, 1974) là mô hình hai phương trình, một cho  $k$  và một cho  $\varepsilon$ . Sử dụng  $k$  và  $\varepsilon$  để đặc trưng cho tỷ lệ vận tốc  $U$  và chiều dài đặc trưng  $l$  của chuyển động rối [95].

$$\nu = k^{1/2}; l = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}; \mu_t = C_\mu \rho \nu l = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Trong đó  $C_\mu$  - hằng số không thứ nguyên,  $\rho$  -khối lượng riêng của môi chất.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k U) = \text{div} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad} k \right] + 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon U) = \text{div} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad} \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.11)$$

Trong các phương trình này được cho trước các hằng số  $\sigma_k=1$ ,  $\sigma_\varepsilon=1,3$ ;  $C_{1\varepsilon}=1,44$ ;  $C_{2\varepsilon}=1,92$ ;  $C_\mu=0,09$  [95]. Đối với trường hợp dòng chảy với số Reynolds

$$\text{thấp thì } C_\mu = 0,09 e^{-\frac{2,5}{1+\frac{R_T}{50}}}; \quad C_{2\varepsilon} = 2(1-0,3e^{-R_T^2}); \quad R_T = \frac{\rho e^2}{\varepsilon \mu} \quad [95].$$

#### 2.2.2.2. Mô hình k- $\omega$

Trong mô hình k- $\varepsilon$ , độ nhớt động học rối  $\nu_t$  là sản phẩm của tỷ lệ vận tốc  $U = k^{1/2}$  và chiều dài đặc trưng  $l = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}$ . Tốc độ khuếch tán của động năng rối  $\varepsilon$  không phải là thông số duy nhất để đo chiều dài đặc trưng. Có nhiều mô hình hai phương trình được đưa ra, tuy nhiên nổi bật là mô hình k- $\omega$  do Wilcox đề xuất (1988, 1993, 1994), sử dụng tần số rối  $\omega = \varepsilon/k$  (thứ nguyên là  $s^{-1}$ ) như là biến thứ hai. Khi đó chiều dài đặc trưng  $l = \sqrt{k}/\omega$ . Độ nhớt rối được thể hiện qua phương trình:

$$\mu_t = \rho k / \omega \quad (2.12)$$

Ứng suất Reynolds được tính như bình thường trong các mô hình hai phương trình với biểu thức Boussinesq [95]

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.13)$$

Phương trình biến đổi cho k và  $\omega$  cho dòng chảy rối với số Re cao được viết dưới dạng

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k U) = \text{div} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad}(k) \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \text{div}(\rho \omega U) = \\ & = \text{div} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \text{grad}(\omega) \right] + \gamma_1 \left( 2\rho S_{ij} S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta_1 \rho \omega^2 \end{aligned} \quad (2.15)$$

$$\text{ở đây } P_k = \left( 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right)$$

Trong mô hình này có các hằng số sau:  $\sigma_k=2,0$ ;  $\sigma_\omega=2,0$ ;  $\gamma_1=0,553$ ;  $\beta_1=0,075$ ;  $\beta^*=0,09$  [95].

Mô hình k-  $\omega$  được quan tâm vì không đòi hỏi thêm hàm gần vách với số Reynolds thấp. Giá trị của động năng rối k trên vách được đặt bằng 0. Tần số rối  $\omega$  có xu hướng tiến tới vô cùng ở trên vách hoặc theo Wilcox (1988) xác định bằng đường hyperbol  $\omega_p = 6\nu / \beta_1 y_p^2$ . Thực tế cho thấy kết quả không phụ thuộc quá nhiều vào độ chính xác của giá trị này.

Tại đầu vào, các giá trị của k và  $\omega$  cần được xác định, tại đầu ra các điều kiện gradient bằng 0 thường được sử dụng. Điều kiện biên của  $\omega$  trong dòng chính (động năng rối  $k \rightarrow 0$ , tần số rối  $\omega \rightarrow 0$ ) là vấn đề khó giải quyết. Phương trình (2.12) cho thấy độ nhớt rối tiến tới vô cùng hoặc không xác định khi  $\omega \rightarrow 0$ , do đó phải xác định được giá trị  $\omega$  dù nó nhỏ.

### 2.2.2.3. Mô hình SST

Menter (1992) khẳng định kết quả của mô hình k- $\epsilon$  ít nhạy cảm hơn với các giá trị giả định trong dòng chính, nhưng khi gần vách kết quả lại không đạt yêu cầu với các lớp biên và gradient áp suất. Do đó ông đã đề xuất mô hình lai sử dụng mô hình k-  $\epsilon$  trong dòng chính, còn chuyển thành mô hình k-  $\omega$  ở gần vách. Ứng suất Reynolds của phương trình k được tính bình thường như trong mô hình k-  $\omega$  của Wilcox, nhưng  $\epsilon$  được biến thành  $\omega$  bởi phương trình  $\epsilon=k.\omega$ . Tức là:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \text{div}(\rho\omega U) = \text{div} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}} \right) \text{grad}(\omega) \right] + \\ + \gamma_2 \left( 2\rho S_{ij} S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta_2 \rho \omega^2 + 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (2.16)$$

So sánh với phương trình (2.15) ta thấy phát sinh thêm thành phần cuối cùng của vế phải, đây là khuếch tán chéo, phát sinh trong chuyển đổi trong phương trình  $\epsilon = k\omega$ . Ở đây sử dụng các hằng số:  $\sigma_k=1,0$ ;  $\sigma_{\omega,1}=2,0$ ;  $\sigma_{\omega,2}=1,17$ ;  $\gamma_2=0,44$ ;  $\beta_2=0,083$ ;  $\beta^*=0,09$  [95].

### 2.2.3. Mô hình lớp biên gần thành rắn

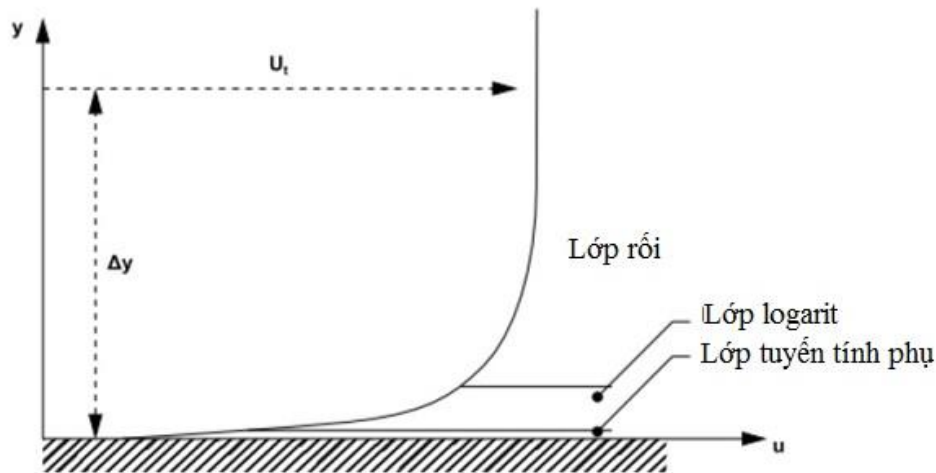
Các nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm cho thấy rằng gần thành rắn tồn tại một dòng chảy có chiều dày rất mỏng với các tính chất đặc biệt, được gọi là lớp biên. Lớp biên này có thể chảy ở dạng chảy tầng và chảy rối. Đối với lớp biên chảy rối được chia thành hai vùng [1] (Hình 2.4):

- Vùng kề thành rắn: Chiếm khoảng 10÷20% tổng độ dày gần thành rắn, ứng suất tiếp bao gồm ứng suất nhớt gần như là hằng số và ứng suất rối. Lớp này gồm hai vùng:

+ Lớp tuyến tính phụ: Lớp ngay sát thành rắn, có trạng thái chuyển động rất gần với chảy tầng, ứng suất nhớt đóng vai trò chính.

+ Lớp theo quy luật logarit: Lớp chuyển tiếp sang vùng lõi rối, ở đây tồn tại cả hiệu ứng nhớt và rối và chúng có giá trị tương đương nhau.

- Vùng lõi rối (theo quy luật vết): tồn tại cả hai hiệu ứng là nhớt và rối nhưng ứng suất rối chi phối, hay nói cách khác là xáo trộn rối đóng vai trò chủ đạo, còn lực nhớt có thể bỏ qua.



Hình 2.4. Mô hình dòng chảy gần bề mặt thành rắn [11]

Mô hình vật lý dòng chảy gần bề mặt thành rắn được biểu diễn trên Hình 2.4. Mô hình toán học của CFX là sự phát triển của phương pháp do Launder và Spalding đề xuất. Vận tốc dòng ở gần vách được xác định theo quy luật logarit, tức là vận tốc không thứ nguyên  $u^+$  và hệ số không thứ nguyên  $y^+$  có mối quan hệ sau [12]:

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C \quad (2.17)$$

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu}; u_\tau = \left( \frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (2.18)$$

ở đây  $u^+$  - vận tốc gần vách,  $u_\tau$  - vận tốc nhót,  $U_t$  - vận tốc tiếp tuyến với vách ở khoảng cách  $\Delta y$  so với vách,  $y^+$  - hệ số không thứ nguyên tính từ vách,  $\kappa$  - hằng số Karman,  $C$ - hằng số của lớp logarit.

Theo tài liệu [11], đối với bài toán mô phỏng lực tương tác hoặc trao đổi nhiệt giữa môi chất và thành vách nên sử dụng mô hình rối SST, ô đầu tiên của lưới nên có  $y^+ \leq 1$  với hơn 10 nút trong lớp gần thành vách, tỷ lệ tăng chiều dày không quá 1,2. Các khuyến cáo này nhằm mục đích phân giải đầy đủ các gradient trong lớp tuyến tính phụ, nhưng nó sẽ làm tăng đáng kể kích thước lưới.

Hàm “Scalable Wall”

Phương trình (2.17) sẽ gặp vấn đề khi tiến sát tới vách, khi mà  $u_\tau$  tiến về 0. Trong vùng logarit có thể sử dụng biến  $u^*$  thay cho  $u_\tau$  [12]

$$u^* = C_\mu^{1/4} \kappa^{1/2} \quad (2.19)$$

Khi đó

$$u_\tau = \frac{U_t}{\frac{1}{\kappa} \ln(y^*) + C} \quad (2.20)$$

Ứng suất tiếp tuyến được xác định theo phương trình

$$\tau_w = \rho u^* u_\tau \quad (2.21)$$

ở đây

$$y^* = \frac{\rho u^* \Delta y}{\mu} \quad (2.22)$$

Một trong những nhược điểm chính của cách tiếp cận này là kết quả tính toán phụ thuộc vào vị trí gần vách nhất, tức là nhạy cảm với việc chia lưới gần vách. CFX đã đưa ra phương án phát triển để khắc phục hạn chế này, đó là sử dụng biến số  $y^* = \max(y, 11.06)$ , ở đây 11,06 là giá trị của  $y^*$  tại điểm giao cắt giữa vùng logarit và vùng tuyến tính. Giá trị biên của tốc độ phân tán trong vùng logarit được xác định theo phương trình

$$\varepsilon = \frac{\rho u^*}{y} \frac{C_\mu^{3/4}}{\mu \kappa} \kappa^{3/2} \quad (2.23)$$

*Hiệu chỉnh “Automatic Near-Wall” trên nền tảng mô hình  $\omega$*

Mặc dù mô hình vách ở trên có phép tinh chỉnh lưới tốt, nhưng chúng dựa trên các giả định vật lý có vấn đề, đặc biệt là trong các dòng chảy với số  $Re < 10^5$ , vì phần lớp con (lớp tuyến tính) bị bỏ qua trong phương trình cân bằng khối lượng và động lượng. Do đó sai số trong độ dày dịch chuyển có thể lên tới 25%. Khắc phục điều đó, công thức của Wilcox sẽ tự động tính được cho cả trường hợp gần vách khi  $Re$  thấp, đồng thời tính được cho cả lớp logarit và lớp tuyến tính gần vách. Phương trình động lượng của dòng được xác định như sau [12]:

$$F_U = -\rho u_\tau u^* \quad (2.24)$$

$$u^* = \sqrt[4]{\left(\sqrt{\frac{\mu}{\rho}} \left| \frac{\Delta U}{\Delta y} \right| \right)^4 + (\sqrt{a_1 k})^4} \quad (2.25)$$

$$u_\tau = \sqrt[4]{(u_\tau^{vis})^4 + (u_\tau^{log})^4} \quad (2.26)$$

$$u_\tau^{vis} = \sqrt{\frac{\mu}{\rho}} \left| \frac{\Delta U}{\Delta y} \right| ; u_\tau^{log} = \frac{U}{\frac{1}{\kappa} \log(y^+) + C} \quad (2.27)$$

Giá trị  $\omega$  trong các vùng logarit, tuyến tính và chuyển tiếp được xác định tương ứng với phương trình (2.28)÷(2.30):

$$\omega_l = \frac{u^*}{a_1 \kappa y} = \frac{1}{a_1 \kappa v} \frac{u^*}{y^+} \quad (2.28)$$

$$\omega_s = \frac{6v}{\beta (\Delta y)^2} \quad (2.29)$$

$$\omega_\omega = \omega_s \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_l}{\omega_s}\right)^2} \quad (2.30)$$

Trong mô hình vách, điểm đầu tiên được coi nằm ở rìa ngoài lớp tuyến tính, ở chế độ  $Re$  thấp điểm đầu tiên được chuyển xuống vị trí thấp hơn khi được tinh chỉnh. Trong mô hình vật lý, điểm đầu tiên nằm trên vách ( $y=0$ ), tuy nhiên khi tính toán nó có khoảng cách với vách, điều này gây ra sai số [12].

#### **2.2.4. Mô hình trao đổi nhiệt qua vách**

Thông lượng nhiệt được tính theo phương trình

$$q = h(T_w - T_f) \quad (2.31)$$

Trong trường hợp dòng chảy tầng hệ số trao đổi nhiệt  $h$  được tính từ thông lượng nhiệt  $q$  (phương trình (2.31)). Trường hợp chảy rối, để tìm được  $q$  ta sử dụng biến nhiệt độ không thứ nguyên  $T^+$  [12]:

$$q = \frac{\rho C_p u^* (T_w - T_f)}{T^+} \quad (2.32)$$

ở đây  $T_w$  – nhiệt độ của vách,  $T_f$  – nhiệt độ dòng khí gần vách.

Đối với lựa chọn “Scalable Wall Functions” và “Automatic Wall Treatment” thì  $T^+$  được xác định tương ứng theo các phương trình sau [12]

$$T^+ = 2,12 \ln(y^*) + \beta \quad (2.33)$$

$$T^+ = \text{Pr} y^* e^{(-\Gamma)} + [2,12 \ln(y^*) + \beta] e^{\left(\frac{-1}{\Gamma}\right)} \quad (2.34)$$

Trong đó  $y^* = \frac{u^* \Delta n}{4\nu}$ ;  $\beta = \left(3,85 \text{Pr}^{\frac{1}{3}} - 1,3\right)^2 + 2,12 \ln(\text{Pr})$ ,  $\Gamma = \frac{0,01(\text{Pr} y^*)^4}{1 + 5 \text{Pr}^3 y^*}$

## 2.3. Lý thuyết tính toán điều kiện biên cho dòng khí chảy qua mạng cánh phun tuabin cao áp

### 2.3.1. Mục đích và phương pháp tính toán điều kiện biên

Trong mô hình mô phỏng cho nguyên mẫu cánh phun xây dựng trong ANSYS-CFX cần thông số điều kiện biên là áp suất, nhiệt độ dòng khí trước và sau cánh phun. Các thông số này chưa được cung cấp trong các tài liệu của động cơ (thuyết minh kỹ thuật [114], hướng dẫn khai thác vận hành [116], lý lịch động cơ [115]) và các tài liệu do nhà sản xuất công bố. Do vậy cần thiết xây dựng 3 mô hình tính toán nhiệt khí động bằng cách kết hợp phần mềm chuyên dụng Gate Cycle và phần mềm Matcad (Hình 2.5):

Mô hình 1- Mô hình chu trình nhiệt sơ bộ;

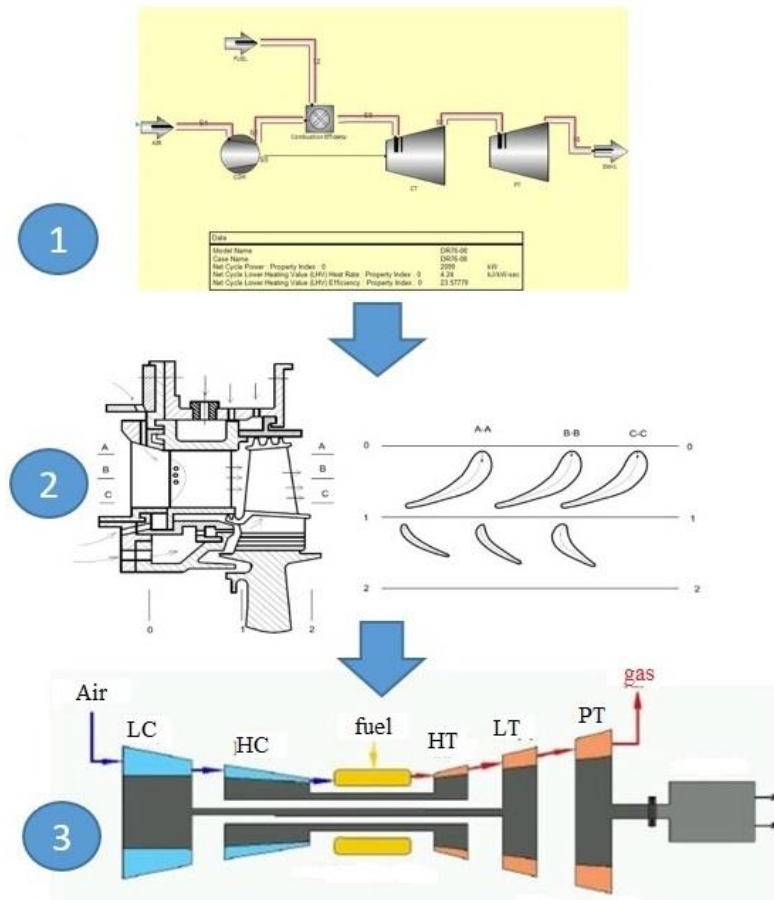
Mô hình 2- Mô hình tính toán thông số nhiệt động tầng tuabin cao áp;

Mô hình 3- Mô hình tính toán chu trình nhiệt đầy đủ.

Đầu tiên, mô hình 1 được sử dụng để tính toán chu trình nhiệt (Xem mục 2.3.3.1 và bài báo 1, 2), do trong lý lịch và thuyết minh kỹ thuật chỉ đưa ra tỷ số tăng áp chung của toàn bộ máy nén [114], [115]. Kết quả của mô hình này được làm thông số đầu vào cho mô hình 2 (mục 2.3.4), trong mô hình 2 từ thông số hình học của tầng tuabin cao áp, kết hợp với các phương trình nhiệt động học để tính toán tỷ số giảm áp, công của tầng tuabin cao áp. Kết quả về công của tuabin cao áp được dùng để tính



toán ra công của máy nén cao áp và tính toán chi tiết chu trình nhiệt đầy đủ của toàn bộ động cơ trong mô hình 3 (mục 2.3.3.2).



Hình 2.5. Trình tự tính toán và các mô hình tính toán

COM- máy nén tương đương (gồm máy nén thấp áp và cao áp); CT –tuabin tương đương (gồm tuabin thấp áp và cao áp); PT –tuabin chân vịt; LC – máy nén thấp áp;

HC – máy nén cao áp; HT – tuabin cao áp; LT – tuabin thấp áp

Kết quả tính toán từ mô hình 1 và mô hình 3 bao gồm: nhiệt độ sau tuabin thấp áp (trước tuabin chân vịt), suất tiêu hao nhiên liệu, công suất của động cơ,...được so sánh với thông số cung cấp trong tài liệu [115] và thuyết minh kỹ thuật của động cơ [114], thông số vận hành của động cơ trên tàu HQ375 (Xem phụ lục 1). Khi có sự sai lệch lớn cần hiệu chỉnh lại các hệ số lựa chọn (hiệu suất các máy nén, tuabin, buồng đốt, tổn thất ma sát,...), làm liên tục nhiều vòng như vậy sẽ thu được kết quả tính toán nhiệt khí động có đủ độ tin cậy, kết quả được chấp nhận khi sai lệch dưới 5%.

### 2.3.2. Tính toán nhiệt khí động với điều kiện nhiệt dung riêng biến thiên theo nhiệt độ dòng khí

Trong đa số các bài toán tính toán chu trình nhiệt và nhiệt khí động của ĐCTBK các tác giả thường coi nhiệt dung riêng của môi chất công tác là hằng số (đối với không khí coi  $C_p=1005$  J/kg.K, đối với khí trong tuabin  $C_p=1165$  J/kg.K [127], [128]). Tuy nhiên các công trình nghiên cứu đã chỉ ra rằng, nhiệt dung riêng của khí biến thiên theo nhiệt độ và áp suất [127], [141], trong đó ảnh hưởng của nhiệt độ là rõ rệt hơn.

Trong quá trình nén không khí trong máy nén và giãn nở trong tuabin, nhiệt dung riêng đẳng áp được xác định theo phương trình  $C_p = \frac{k}{k-1} \cdot R$ . Trong đó theo [127], [141]: đối với không khí thì hệ số đoạn nhiệt  $k$  phụ thuộc vào nhiệt độ  $T$  (K) theo phương trình

$$k = a_0 + a_1 \cdot \frac{T^*}{1000} \quad (2.35)$$

với  $a_0=1,4294$ ;  $a_1=-0,091$  còn hằng số không khí  $R=297,3$  J/kg.K

Khi đó nhiệt dung riêng đẳng áp của không khí được xác định bằng phương trình phụ thuộc vào nhiệt độ  $T^*$  [K]

$$C_p(T) = R \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(a_0 - 1) + a_1 \cdot \frac{T^*}{1000}} \right] \quad (2.36)$$

Đối với khí cháy thì hệ số đoạn nhiệt phụ thuộc vào nhiệt độ  $T^*$  [K] theo phương trình:

$$k_g = b_0 + b_1 \cdot \frac{T^*}{1000} + b_2 \cdot \left( \frac{T^*}{1000} \right)^2 \quad (2.37)$$

với  $b_0=1,429$ ;  $b_1=-0,144$ ;  $b_2=0,034$ , còn hằng số của khí cháy  $R=289$  J/kg.K.

Khi đó nhiệt dung riêng đẳng áp của khí cháy được xác định bằng phương trình phụ thuộc vào nhiệt độ  $T^*$

$$C_{pg}(T) = R_g \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(b_0 - 1) + b_1 \cdot \frac{T^*}{1000} + b_2 \cdot \left( \frac{T^*}{1000} \right)^2} \right] \quad (2.38)$$

### 2.3.3. Lý thuyết tính toán chu trình nhiệt ĐCTBK tàu thủy khi xét tới sự biến thiên của nhiệt dung riêng

Các thông số cho trước:

Tỷ số tăng áp chung của máy nén ( $\pi_{COM}^*$ ) bằng tích tỷ số tăng áp của máy nén thấp áp ( $\pi_{LC}^*$ ) và máy nén cao áp ( $\pi_{HC}^*$ ):  $\pi_{COM}^* = \pi_{LC}^* \cdot \pi_{HC}^*$  từ tài liệu [115];

Nhiệt độ sau tuabin thấp áp (trước tuabin chân vịt)  $T_{LT}^*$  từ tài liệu [115];

Lưu lượng nhiên liệu  $G_f$  cấp cho buồng đốt từ tài liệu [115].

#### 2.3.3.1. Tính toán sơ bộ chu trình nhiệt ĐCTBK

Thông số đầu vào máy nén

Áp suất và nhiệt độ toàn phần tại đầu vào máy nén:

$$p_{in}^* = p_0 \cdot \left( 1 + \frac{k_0 - 1}{2} \cdot M_{ship}^2 \right)^{\frac{k_0}{k_0 - 1}} \cdot \sigma_{in}; \quad T_{in}^* = T_0 \cdot \left( 1 + \frac{k_0 - 1}{2} \cdot M_{ship}^2 \right)$$

Trong đó:  $p_0$ ,  $T_0$ ,  $k_0$  là áp suất, nhiệt độ và hệ số đoạn nhiệt không khí của môi trường;  $M_{ship}$  - số Mach của tàu;  $\sigma_{in}$  - hệ số bảo toàn áp suất trong đường dẫn khí nạp vào động cơ. Vì  $M_{ship}$  rất nhỏ nên có thể viết lại phương trình như sau:

$$p_{in}^* = p_0 \cdot \sigma_{in}; \quad T_{in}^* = T_0 \quad (2.39)$$

Tính toán thông số sau máy nén

Nhiệt độ toàn phần đẳng entropy sau máy nén  $T_{COMs}^*$  được giải từ phương trình [127]:

$$\pi_{COM}^* = \frac{T_{COMs}^*}{T_{in}^*} \cdot \left\{ \frac{T_{COMs}^*}{T_{in}^*} \cdot \left[ \frac{(a_0 - 1) + a_1 \cdot \frac{T_{in}^*}{1000}}{(a_0 - 1) + a_1 \cdot \frac{T_{COMs}^*}{1000}} \right]^{\frac{1}{(a_0 - 1)}} \right\} \quad (2.40)$$

Công nén đẳng entropy của máy nén:

$$\begin{aligned} H_{COMs}^* &= \int_{in}^{COMs} di_s^* = i_{COMs}^* - i_{in}^* = T_{COMs}^* \cdot C_p(T_{COMs}^*) - T_{in}^* \cdot C_p(T_{in}^*) = \\ &= R \cdot \left\{ T_{COMs}^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(a_0 - 1) + a_1 \cdot \frac{T_{COMs}^*}{1000}} \right] - T_{in}^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(a_0 - 1) + a_1 \cdot \frac{T_{in}^*}{1000}} \right] \right\} \quad (2.41) \end{aligned}$$

Công nén không khí trong máy nén

$$L_{COM} = \frac{H_{COMs}^*}{\eta_{COM}^*} \quad (2.42)$$

Ở đây  $\eta_{COM}^*$  - hiệu suất của máy nén;

Nhiệt độ toàn phần sau máy nén ( $T_{COM}^*$ ) được giải từ phương trình:

$$\begin{aligned} L_{COM} &= T_{COM}^* \cdot C_p(T_{COM}^*) - T_{in}^* \cdot C_p(T_{in}^*) = \\ &= R \cdot \left\{ T_{COM}^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(a_0 - 1) + a_1 \cdot \frac{T_{COM}^*}{1000}} \right] - T_{in}^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(a_0 - 1) + a_1 \cdot \frac{T_{in}^*}{1000}} \right] \right\} \end{aligned} \quad (2.43)$$

Áp suất toàn phần sau máy nén ( $p_{COM}^*$ ):

$$p_{COM}^* = \pi_{COM}^* \cdot p_{in}^* \quad (2.44)$$

Tính toán nhiệt độ trước tuabin (nhiệt độ sau buồng đốt)

Công của hai tuabin được xác định theo phương trình

$$L_{CT} = \frac{L_{COM}}{\eta_{mTC} \cdot v_{CT}} \quad (2.45)$$

ở đây  $\eta_{mTC}$  - hiệu suất cơ khí của bộ tuabin - máy nén;  $v_{CT} = \frac{G_g}{G_A} = (1 + \bar{m}_f) \cdot (1 - g_c)$  -

hệ số của lưu lượng khí cháy qua tuabin so với lưu lượng không khí qua máy nén, phụ

thuộc vào hệ số lưu lượng nhiên liệu cấp vào buồng đốt  $g_f = \frac{G_f}{G_A(1 - g_c)}$  và tỷ lệ không

khí đi làm mát tuabin thấp áp  $g_c = G_c / G_A$ .

Nhiệt độ toàn phần của dòng khí trước tuabin (nhiệt độ sau buồng đốt)  $T_g^*$  được xác định bằng cách giải phương trình:

$$L_{CT} = R_g \cdot T_g^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(b_0 - 1) + b_1 \cdot \frac{T_g^*}{1000} + b_2 \cdot \left( \frac{T_g^*}{1000} \right)^2} \right] - C_{pg}(T_{LT}^*) \cdot T_{LT}^* \quad (2.46)$$

Áp suất toàn phần của dòng khí sau buồng đốt  $p_g^*$  được xác định từ phương trình  $p_g^* = p_{COM}^* \cdot \sigma_{CC}$ ;  $\sigma_{CC} = 0,965 \div 0,975$  - hệ số bảo toàn áp suất trong buồng đốt.

*Tính toán hệ số lưu lượng nhiên liệu của buồng đốt*

Hệ số lưu lượng nhiên liệu  $g_f$  xác định từ phương trình cân bằng nhiệt lượng

$$g_f = \frac{[C_{pg}(T_g^*) \cdot T_g^* - C_{pg}(T_{in}^*) \cdot T_{in}^*] - [C_p(T_{COM}^*) \cdot T_{COM}^* - C_p(T_{in}^*) \cdot T_{in}^*]}{Q_{fmin} \cdot \eta_{CC} - [C_{pg}(T_g^*) \cdot T_g^* - C_{pg}(T_{in}^*) \cdot T_{in}^*]} \quad (2.47)$$

Ở đây  $\eta_{CC}$  - hiệu suất của buồng đốt;  $Q_{fmin}$  - nhiệt trị thấp của nhiên liệu, đối với nhiên liệu diesel, ĐCTBK tàu thủy và hàng không thì  $Q_{fmin}$  có giá trị tương ứng 42900, 41870, 42950÷43160 kJ/kg [127].

*Tính toán lưu lượng của dòng khí*

Lưu lượng của dòng không khí được xác định bằng phương trình

$$G_A = \frac{G_f}{g_f \cdot (1 - g_c)} \quad (2.48)$$

Lưu lượng của dòng khí chảy qua tuabin chân vịt

$$G_g = G_A [(1 + g_f) \cdot (1 - g_c) + g_c] \quad (2.49)$$

### 2.3.3.2. Xác định thông số chu trình nhiệt ĐCTBK

Kết quả nhiệt độ, áp suất toàn phần của dòng khí sau buồng đốt tại mục 2.3.3.1 là thông số đầu vào để tính toán tầng tuabin cao áp tại mục 2.3.4. Kết quả công quay của tuabin cao áp  $L_{HT}$  được dùng để tính toán thông số dòng khí giữa các máy nén và tuabin.

*Tính toán máy nén thấp áp*

Công của máy nén  $L_{COM}$  bằng tổng công của máy nén thấp áp  $L_{LC}$  và công của máy nén cao áp  $L_{HC}$ :

$$L_{COM} = L_{HC} + L_{LC} \quad (2.50)$$

Công của máy nén cao áp được xác định theo phương trình cân bằng năng lượng trong bộ máy nén - tuabin cao áp:

$$L_{HC} = L_{HT} \cdot \eta_{mHTC} \cdot v_{HTC} \quad (2.51)$$

ở đây  $\eta_{mHTC}$  - hiệu suất cơ khí của bộ tuabin - máy nén cao áp

$$v_{HTC} = \frac{G_g}{G_A} = (1 + g_f) \cdot (1 - g_c) - \text{hệ số của lưu lượng khí cháy qua tuabin cao}$$

áp so với lưu lượng không khí qua máy nén, phụ thuộc vào hệ số lưu lượng nhiên liệu

$$\text{cấp vào buồng đốt } g_f = \frac{G_f}{G_A(1 - g_c)} \text{ và tỷ lệ không khí đi làm mát } g_c = \frac{G_c}{G_A}; G_g, G_A, G_c$$

– tương ứng là lưu lượng chảy qua tuabin, máy nén và lưu lượng không khí làm mát.

Công đẳng entropy của máy nén thấp áp:

$$H_{LC}^* = L_{LC} \cdot \eta_{LC}^* \quad (2.52)$$

ở đây  $\eta_{LC}^*$  - hiệu suất của máy nén thấp áp;

Nhiệt độ toàn phần sau máy nén thấp áp  $T_{LC}^*$  được xác định theo phương trình:

$$\begin{aligned} L_{LC} &= T_{LC}^* \cdot C_p(T_{LC}^*) - T_{in}^* \cdot C_p(T_{in}^*) = \\ &= R \cdot \left\{ T_{LC}^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(a_0 - 1) + a_1 \cdot \frac{T_{LC}^*}{1000}} \right] - T_{in}^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(a_0 - 1) + a_1 \cdot \frac{T_{in}^*}{1000}} \right] \right\} \end{aligned} \quad (2.53)$$

Nhiệt độ toàn phần đẳng entropy sau máy nén thấp áp  $T_{LCs}^*$  được xác định theo phương trình:

$$\begin{aligned} H_{LCs}^* &= T_{LCs}^* \cdot C_p(T_{LCs}^*) - T_{in}^* \cdot C_p(T_{in}^*) = \\ &= R \cdot \left\{ T_{LCs}^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(a_0 - 1) + a_1 \cdot \frac{T_{LCs}^*}{1000}} \right] - T_{in}^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(a_0 - 1) + a_1 \cdot \frac{T_{in}^*}{1000}} \right] \right\} \end{aligned} \quad (2.54)$$

Tỷ số tăng áp trong máy nén thấp áp  $\pi_{LC}^*$  được giải từ phương trình

$$\pi_{LC}^* = \frac{T_{LCs}^*}{T_{in}^*} \cdot \left\{ \frac{T_{LCs}^*}{T_{in}^*} \cdot \left[ \frac{(a_0 - 1) + a_1 \cdot \frac{T_{in}^*}{1000}}{(a_0 - 1) + a_1 \cdot \frac{T_{LCs}^*}{1000}} \right] \right\}^{\frac{1}{(a_0 - 1)}} \quad (2.55)$$

Áp suất toàn phần sau máy nén thấp áp  $p_{LC}^*$  được xác định theo phương trình

$$p_{LC}^* = \pi_{LC}^* \cdot p_{in}^* \quad (2.56)$$

Tính toán máy nén cao áp

Tỷ số tăng áp của máy nén cao áp  $\pi_{HC}^*$ :

$$\pi_{HC}^* = \frac{\pi_{COM}^*}{\pi_{LC}^*} \quad (2.57)$$

Các thông số dòng khí sau máy nén cao áp đã được tính trong phần 2.3.3.1.

Tính toán thông số của tuabin cao áp

Công giãn nở đẳng entropy của tuabin cao áp

$$H_{HTs}^* = \frac{L_{HT}}{\eta_{HT,cool}^*} \quad (2.58)$$

Đối với tuabin cao áp một tầng  $\eta_{HT,cool}^* = \eta_{HT}^* \cdot \bar{\eta}_{cool}$ ;  $\eta_{HT}^* = 0,86 \div 0,92$  - hiệu suất của tầng tuabin không làm mát;  $\bar{\eta}_{cool}$  - hệ số ảnh hưởng của việc làm mát cánh phun và cánh công tác tới hiệu suất tầng tuabin ( $\bar{\eta}_{cool} = 0,98 \div 0,93$  khi  $g_c = 0,03 \div 0,06$ ).

Nhiệt độ đẳng entropy cuối quá trình giãn nở  $T_{HTs}^*$  trong tuabin cao áp được xác định theo phương trình:

$$H_{HTs}^* = C_{pg}(T_g^*) \cdot T_g^* - R_g \cdot T_{HTs}^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(b_0 - 1) + b_1 \cdot \frac{T_{HTs}^*}{1000} + b_2 \cdot \left( \frac{T_{HTs}^*}{1000} \right)^2} \right] \quad (2.59)$$

Tỷ số giảm áp trong tuabin cao áp

$$\pi_{HT}^* = \frac{T_g^*}{T_{HTs}^*} \cdot \left\{ \left( \frac{T_g^*}{T_{HTs}^*} \right)^2 \cdot \frac{b_2 \cdot \left( \frac{T_{HTs}^*}{1000} \right)^2 + b_1 \cdot \frac{T_{HTs}^*}{1000} + b_0 - 1}{b_2 \cdot \left( \frac{T_g^*}{1000} \right)^2 + b_1 \cdot \frac{T_g^*}{1000} + b_0 - 1} \right\}^{\frac{1}{2(b_0-1)}} \times$$

$$\times \exp \left\{ \frac{(-b_1)}{(b_0 - 1)\sqrt{(-\Delta)}} \cdot \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot b_2 \cdot \left( \frac{T_g^* - T_{HTs}^*}{1000} \right) \cdot \sqrt{(-\Delta)}}{-\Delta + \left( 2 \cdot b_2 \cdot \frac{T_g^*}{1000} + b_1 \right) \cdot \left( 2 \cdot b_2 \cdot \frac{T_{HTs}^*}{1000} + b_1 \right)} \right\} \quad (2.60)$$

trong đó  $\Delta = b_1^2 - 4 \cdot b_2 \cdot (b_0 - 1)$

Nhiệt độ toàn phần của dòng khí sau tuabin cao áp  $T_{HT}^*$  được xác định bằng cách giải phương trình:

$$L_{HT} = C_{pg}(T_g^*) \cdot T_g^* - R_g \cdot T_{HT}^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(b_0 - 1) + b_1 \cdot \frac{T_{HT}^*}{1000} + b_2 \cdot \left( \frac{T_{HT}^*}{1000} \right)^2} \right] \quad (2.61)$$

Áp suất toàn phần sau tuabin cao áp  $p_{HT}^*$ :

$$p_{HT}^* = \frac{p_g^*}{\pi_{HT}^*} \quad (2.62)$$

*Tính toán tuabin thấp áp*

Công của tuabin thấp áp được xác định từ phương trình cân bằng năng lượng giữa tuabin và máy nén thấp áp

$$L_{LT} = \frac{L_{LC}}{\eta_{mLTC} \cdot \nu_{LTC}} \quad (2.63)$$

ở đây  $\eta_{mHTC}$  - hiệu suất cơ khí của bộ tuabin - máy nén thấp áp;

$$\nu_{LTC} = \frac{G_g}{G_A} = (1 + g_f) \cdot (1 - g_c) + g_c - \text{hệ số của lưu lượng khí cháy qua tuabin thấp}$$

áp so với lưu lượng không khí qua máy nén thấp áp, phụ thuộc vào hệ số lưu lượng nhiên

liệu cấp vào buồng đốt  $g_f = \frac{G_f}{G_A(1 - g_c)}$  và tỷ lệ không khí đi làm mát tuabin thấp áp  $g_c = \frac{G_c}{G_A}$

Công giãn nở đẳng entropy trong tuabin thấp áp

$$H_{LTs}^* = \frac{L_{LT}}{\eta_{LT.cool}^*} \quad (2.64)$$

Đối với tuabin thấp áp một tầng  $\eta_{LTcool}^* = \eta_{LT}^* \cdot \bar{\eta}_{cool}$ ;  $\eta_{LT}^* = 0,91 \div 0,93$  - hiệu suất của tầng tuabin không làm mát.

Nhiệt độ toàn phần đẳng entropy của dòng khí sau tuabin thấp áp được xác định bằng cách giải phương trình:

$$H_{LTs}^* = C_{pg}(T_{HT}^*) \cdot T_{HT}^* - R_g \cdot T_{LTs}^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(b_0 - 1) + b_1 \cdot \frac{T_{LTs}^*}{1000} + b_2 \cdot \left( \frac{T_{LTs}^*}{1000} \right)^2} \right] \quad (2.65)$$

Hệ số giảm áp trong tuabin thấp áp được xác định bằng phương trình:



$$\pi_{LT}^* = \frac{T_{HT}^*}{T_{LTs}^*} \cdot \left\{ \left( \frac{T_{HT}^*}{T_{LTs}^*} \right)^2 \cdot \left[ \frac{b_2 \cdot \left( \frac{T_{LTs}^*}{1000} \right)^2 + b_1 \cdot \frac{T_{LTs}^*}{1000} + b_0 - 1}{b_2 \cdot \left( \frac{T_{HT}^*}{1000} \right)^2 + b_1 \cdot \frac{T_{HT}^*}{1000} + b_0 - 1} \right]^{\frac{1}{2(b_0-1)}} \right\} \times$$

$$\times \exp \left\{ \frac{(-b_1)}{(b_0-1)\sqrt{(-\Delta)}} \cdot \left[ \frac{2 \cdot b_2 \cdot \left( \frac{T_{HT}^* - T_{LTs}^*}{1000} \right) \cdot \sqrt{(-\Delta)}}{-\Delta + \left( 2 \cdot b_2 \cdot \frac{T_{HT}^*}{1000} + b_1 \right) \cdot \left( 2 \cdot b_2 \cdot \frac{T_{LTs}^*}{1000} + b_1 \right)} \right] \right\} \quad (2.66)$$

Nhiệt độ toàn phần của dòng khí sau tuabin thấp áp  $T_{LT}^*$  từ tài liệu [115].

Áp suất toàn phần sau tuabin thấp áp

$$p_{LT}^* = \frac{p_{HT}^*}{\pi_{LT}^*} \quad (2.67)$$

*Tính toán tuabin động lực (tuabin chân vệt)*

Áp suất và nhiệt độ toàn phần tại đầu vào tuabin chân vệt được xác định từ phương trình:

$$p_{PT,0}^* = p_{LT}^* \cdot \sigma_{PT}; T_{PT,0}^* = T_{LT}^* \quad (2.68)$$

ở đây  $\sigma_{PT}$  - tỷ số bảo toàn áp suất trong đoạn ống dẫn từ tuabin thấp áp tới tuabin chân vệt ( $\sigma_{PT}=0,990 \div 0,995$ ), trong trường hợp có bộ phận đảo chiều thì hệ số này thấp hơn.

Hệ số giảm áp trong tuabin chân vệt:

$$\pi_{PT} = \frac{p_{PT,0}^*}{p_{PT}} \quad (2.69)$$

Trong đó áp suất sau tuabin chân vệt bằng tổng áp suất môi trường và tổn thất áp suất trên đường thải:

$$p_{PT} = p_0 + \Delta p_{exh} \quad (2.70)$$

Nhiệt độ khí thải đẳng entropy sau tuabin chân vệt ( $T_{PTs}^*$ ) được xác định bằng cách giải phương trình:

$$\pi_{PT} = \frac{T_{PT0}^*}{T_{PTs}^*} \cdot \left\{ \left( \frac{T_{PT0}^*}{T_{PTs}^*} \right)^2 \cdot \frac{b_2 \cdot \left( \frac{T_{PTs}^*}{1000} \right)^2 + b_1 \cdot \frac{T_{PTs}^*}{1000} + b_0 - 1}{b_2 \cdot \left( \frac{T_{PT0}^*}{1000} \right)^2 + b_1 \cdot \frac{T_{PT0}^*}{1000} + b_0 - 1} \right\}^{\frac{1}{2(b_0-1)}} \times$$

$$\times \exp \left\{ \frac{(-b_1)}{(b_0-1)\sqrt{(-\Delta)}} \cdot \left[ \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot b_2 \cdot \left( \frac{T_{PT0}^* - T_{PTs}^*}{1000} \right) \cdot \sqrt{(-\Delta)}}{-\Delta + \left( 2 \cdot b_2 \cdot \frac{T_{PT0}^*}{1000} + b_1 \right) \cdot \left( 2 \cdot b_2 \cdot \frac{T_{PTs}^*}{1000} + b_1 \right)} \right] \right\} \quad (2.71)$$

Công đẳng entropy của tuabin chân vệt được xác định bởi phương trình

$$H_{PTs} = C_{pg} (T_{PT0}^*) \cdot T_{PT0}^* - C_{pg} (T_{PTs}^*) \cdot T_{PTs}^* \quad (2.72)$$

Công của tuabin chân vệt

$$L_{PT} = H_{PTs} \cdot \eta_{PT} \quad (2.73)$$

Trong đó  $\eta_{PT}$  - hiệu suất của tuabin chân vệt, nằm trong dải 0,80÷0,86.

Nhiệt độ toàn phần của dòng khí sau tuabin chân vệt ( $T_{PT}^*$ ) được xác định thông qua giải phương trình:

$$L_{PT} = C_{pg} (T_{PT0}^*) \cdot T_{PT0}^* - R_g \cdot T_{PT}^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{(b_0-1) + b_1 \cdot \frac{T_{PT}^*}{1000} + b_2 \cdot \left( \frac{T_{PT}^*}{1000} \right)^2} \right] \quad (2.74)$$

*Các thông số đánh giá hiệu quả của ĐCTBK*

Công suất của ĐCTBK:

$$N_e = L_{PT} \cdot G_g \cdot \eta_m \quad (2.75)$$

trong đó  $\eta_m$  - hiệu suất cơ khí của tuabin chân vệt và bộ giảm tốc

Suất tiêu hao nhiên liệu:

$$g_e = \frac{G_f \cdot 3600}{N_e} \text{ (g/kW.h)} \quad (2.76)$$

Hiệu suất của ĐCTBK:

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_f \cdot Q_{f \min}} = \frac{3600}{b_e \cdot Q_{f \min}} \quad (2.77)$$

### 2.3.4. Lý thuyết tính toán nhiệt khí động tầng tuabin cao áp

#### 2.3.4.1. Tính toán nhiệt khí động tầng tuabin cao áp tại mặt cắt trung bình

Bước 1: Xác định góc của dòng khí theo góc hình học của biên dạng cánh và tài liệu khuyến cáo [135] về góc tấn ( $i$ ), góc tách ( $\delta$ ).

Bước 2: Tính toán tiết diện lưu thông ( $F$ ) tại các mặt cắt của tầng tuabin cao áp (Hình 1.2) từ thông số hình học của tầng tuabin cao áp (Bảng PL1- 1 – Phụ lục 1).

Bước 3: Tính toán thông số dòng khí tại đầu vào và đầu ra thiết bị phun

Vận tốc dòng được tính theo phương trình lưu lượng

$$q_\lambda = \frac{G \cdot \sqrt{T^*}}{S_g(T^*) \cdot p^* \cdot F \cdot K_g} \quad (2.78)$$

Trong đó  $K_g$  là hằng số được lựa chọn theo tài liệu [135].

Xác định các thông số về vận tốc, áp suất, nhiệt độ tĩnh theo các hàm khí động có xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ tới hệ số đoạn nhiệt  $k$

Xác định hệ số vận tốc  $\lambda$  thông qua hàm lưu lượng quy đổi

$$q(\lambda, T^*) = \lambda \cdot \left( \frac{k_g(T^*) + 1}{k_g(T^*)} \right)^{\frac{1}{k_g(T^*) - 1}} \cdot \left( 1 - \frac{k_g(T^*) - 1}{k_g(T^*) + 1} \cdot \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k_g(T^*) - 1}} \quad (2.79)$$

Trong đó hệ số đoạn nhiệt  $k_g$  được xác định theo phương trình (2.37).

Hàm áp suất toàn phần

$$p(\lambda, T^*) = \frac{p}{p^*} = \left( 1 - \frac{k_g(T^*) - 1}{k_g(T^*) + 1} \lambda^2 \right)^{\frac{k_g(T^*)}{k_g(T^*) - 1}} \quad (2.80)$$

Hàm nhiệt độ toàn phần

$$T(\lambda, T^*) = \frac{T}{T^*} = 1 - \frac{k_g(T^*) - 1}{k_g(T^*) + 1} \lambda^2 \quad (2.81)$$

Vận tốc âm thanh tới hạn

$$a_{th}(T^*) = \sqrt{\frac{2k_g(T^*)}{k_g(T^*) - 1} \cdot R_g \cdot T^*} \quad (2.82)$$

Hệ số trong phương trình (2.78)

$$S_g(T^*) = \sqrt{\left( \frac{2}{k_g(T^*) + 1} \right)^{\frac{k_g(T^*) + 1}{k_g(T^*) - 1}} \cdot \frac{k_g(T^*)}{R_g}} \quad (2.83)$$

Bước 4: Tính toán vận tốc đầu ra bánh công tác và công quay của bánh công tác

Vận tốc đầu ra của dòng khí tại bánh công tác được tính toán theo phương trình lưu lượng (2.78) và hàm lưu lượng quy đổi (2.79), trong đó bước đầu tiên ta giả thiết các thành phần nhiệt độ  $T_2^*$ , áp suất  $p_2^*$  trong các hàm (2.79), (2.80), (2.83) có giá trị bằng  $T_0^*$ ,  $p_0^*$ .

Công quay của bánh công tác được xác định theo phương trình

$$L_u = u_1 \cdot w_{1u} + u_2 \cdot w_{2u} \quad (2.84)$$

Trong đó  $u_1, u_2$ ,  $w_{1u}$ ,  $w_{2u}$  tương ứng là vận tốc dài, vận tốc tương đối theo chiều quay tại đầu vào, đầu ra bánh công tác. Các giá trị vận tốc tương đối theo chiều quay  $w_u$  hoàn toàn có thể xác định khi biết vận tốc tuyệt đối  $c$  và góc dòng khí.

Bước 5: Tính toán hệ số giảm áp, nhiệt độ, áp suất sau bánh công tác

Từ kết quả công quay của bánh công tác ta xác định công đẳng entropy ( $H_{st}$ ) và công có ích trên trục ( $L_{st}$ ) bằng cách nhân với các hệ số có ích tương ứng. Xác định nhiệt độ toàn phần đẳng entropy  $T_{2s}^*$  sau tầng tuabin bằng cách giải phương trình [127]

$$H_{st} = c_{pg} (T_0^*) \cdot T_0^* - R_g \cdot T_{2s}^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{b_0 - 1 + b_1 \cdot \frac{T_{2s}^*}{1000} + b_2 \cdot \left( \frac{T_{2s}^*}{1000} \right)^2} \right] \quad (2.85)$$

Xác định nhiệt độ toàn phần sau bánh công tác  $T_2^*$  từ phương trình [127]

$$L_{st} = c_{pg} (T_0^*) \cdot T_0^* - R_g \cdot T_2^* \cdot \left[ 1 + \frac{1}{b_0 - 1 + b_1 \cdot \frac{T_2^*}{1000} + b_2 \cdot \left( \frac{T_2^*}{1000} \right)^2} \right] \quad (2.86)$$

Hệ số giảm áp của tầng  $\pi_{st}^*$  được tính theo phương trình [127]

$$\pi_{st}^* = \frac{T_0^*}{T_{2s}^*} \cdot \left\{ \left( \frac{T_0^*}{T_{2s}^*} \right)^2 \cdot \frac{b_2 \cdot \left( \frac{T_{2s}^*}{1000} \right)^2 + b_1 \cdot \frac{T_{2s}^*}{1000} + b_0 - 1}{b_2 \cdot \left( \frac{T_0^*}{1000} \right)^2 + b_1 \cdot \frac{T_0^*}{1000} + b_0 - 1} \right\}^{\frac{1}{2(b_0-1)}} \times \exp \left\{ \frac{(-b_1)}{(b_0-1)\sqrt{(-\Delta)}} \cdot \left[ \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot b_2 \cdot \left( \frac{T_0^* - T_{2s}^*}{1000} \right) \cdot \sqrt{(-\Delta)}}{-\Delta + \left( 2 \cdot b_2 \cdot \frac{T_0^*}{1000} + b_1 \right) \cdot \left( 2 \cdot b_2 \cdot \frac{T_{2s}^*}{1000} + b_1 \right)} \right] \right\} \quad (2.87)$$

Trong đó:  $\Delta = b_1^2 - 4 \cdot b_2 \cdot (b_0 - 1)$

Từ kết quả nhiệt độ  $T_2^*$ , áp suất  $p_2^*$  trong bước 5 ta đi tính lại bước 4, việc tính toán bước 4 và bước 5 được lặp lại tới khi kết quả về vận tốc, áp suất, nhiệt độ tại đầu ra bánh công tác lần tính sau sai lệch không quá 1% so với kết quả lần tính trước đó.

#### 2.3.4.2. Tính toán nhiệt khí động tầng tuabin cao áp tại các độ cao khác nhau

Bước 1: Xác định quy luật vận cánh theo độ cao

Cánh tuabin cũng như cánh máy nén theo độ cao cần tuân theo quy luật vận cánh  $c_{u-ave} \cdot r^m = const$ , trong đó  $c_{u-ave}$  - thành phần vận tốc trung bình ( $c_{u-ave} = (c_{1u} + c_{2u})/2$ ) theo chiều quay tại độ cao có bán kính so với tâm là  $r$ ,  $m$  là hệ số đặc trưng cho quy luật vận. Về nguyên tắc  $m = -1, 0 \div 1, 0$ . Thông thường trong tầng tuabin hiện đại có các quy luật vận cánh sau:  $m=1$  - định luật bảo toàn tuần hoàn;  $m = \cos^2 \alpha_1$  - định luật góc đầu ra từ thiết bị phun là hằng số ( $\alpha_1 = const$ ) [135]. Trong những tầng đầu tiên quy luật  $m = \cos^2 \alpha_1$  thường được ứng dụng hơn bởi vì nó đảm bảo tính công nghệ, cánh phun không bị vắn, dễ dàng bố trí hệ thống làm mát cánh phun. Bên cạnh đó góc  $\alpha_2$  cũng thường được tính toán sao cho là hằng số để đảm bảo tính công nghệ của cánh phun tầng tiếp theo.

Bước 2: Xác định vận tốc dọc trục tại đầu vào và đầu ra bánh công tác theo độ cao

Vận tốc dọc trục đầu vào, đầu ra được xác định tương ứng theo các phương trình [135]

$$c_{1a-i} = c_{1a-ave} \cdot \sqrt{1 + \frac{m-1}{m} \cdot \frac{(1-\rho_{st-ave})^2}{(c_{1a-ave})^2} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_i}{r_{ave}}\right)^{-2m}\right] + \frac{m-1}{m+1} \cdot \frac{\overline{L_{u-ave}}}{(c_{1a-ave})^2} \cdot (1-\rho_{st-ave}) \cdot \left[1 - \left(\frac{r_i}{r_{ave}}\right)^{-(m+1)}\right]} \quad (2.88)$$

$$c_{2a-i} = c_{2a-ave} \cdot \sqrt{1 + \frac{m-1}{m} \cdot \frac{(1-\rho_{st-ave})^2}{(c_{1a-ave})^2} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_i}{r_{ave}}\right)^{-2m}\right] - \frac{m-1}{m+1} \cdot \frac{\overline{L_{u-ave}}}{(c_{1a-ave})^2} \cdot (1-\rho_{st-ave}) \cdot \left[1 - \left(\frac{r_i}{r_{ave}}\right)^{-(m+1)}\right]} \quad (2.89)$$

Trong đó:  $c_{1a-ave}$ ,  $c_{2a-ave}$  - vận tốc dọc trục trung bình tại đầu vào và đầu ra bánh công tác đã tính trong phần 2.3.4.1;  $r_i$  - bán kính tại mặt cắt  $i$  đang tính toán;  $r_{ave}$  - bán

kính mặt cắt trung bình;  $\rho_{st-ave}$  – bậc phản lực tại mặt cắt trung bình ;  $\overline{c_{1a-ave}} = \frac{c_{1a-ave}}{u_{ave}}$  ;

$$\overline{L_u} = \frac{L_u}{(u_{ave})^2} \text{ trong đó } u_{ave} - \text{ vận tốc dài trung bình [m/s].}$$

Bước 3: Xác định vận tốc tuyệt đối  $c$ , tương đối  $w$  trên các độ cao khác nhau khi đã biết vận tốc dọc trục và các góc của dòng khí.

Bước 4: Xác định thông số áp suất, nhiệt độ của dòng khí trên các độ cao khác nhau theo hàm khí động.

Bước 5: Tính toán góc tuyệt đối ở đầu ra bánh công tác theo phương trình

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{c_{2a}}{c_2}\right).$$

Bước 6: Kiểm nghiệm lại các hệ số đã lựa chọn bằng cách so sánh vận tốc quay tính toán theo tam giác vận tốc với vận tốc quay thực tế từ [115]. Nếu sai số lớn hơn 5% trong bất kỳ độ cao nào thì cần lựa chọn lại các hệ số.

#### 2.4. Lý thuyết dòng dạng trong bài toán trao đổi nhiệt

Trao đổi nhiệt giữa dòng khí và bề mặt thành vách rắn bao giờ cũng là bài toán tổng hợp của cả ba hình thức: dẫn nhiệt, trao đổi nhiệt đối lưu cưỡng bức và đối lưu tự nhiên và bức xạ. Trong trao đổi nhiệt của cánh tuabin, lượng nhiệt truyền theo hình thức truyền nhiệt đối lưu cưỡng bức chiếm tỷ lệ cao nhất, lượng nhiệt truyền theo các hình thức còn lại rất nhỏ và có thể bỏ qua. Các biện pháp tăng cường trao đổi nhiệt ở đây cũng chính là nhằm vào việc tăng cường trao đổi nhiệt đối lưu, cụ thể là trao đổi nhiệt đối lưu cưỡng bức.

Trao đổi nhiệt đối lưu là quá trình vật lý phức tạp, có thể biểu diễn và tính toán lý thuyết thông qua hệ phương trình Navier-Stokes, và cũng có thể nghiên cứu bằng thực nghiệm trên mô hình dòng dạng hoặc nguyên mẫu. Quá trình trao đổi nhiệt trong động cơ tuabin, đặc biệt là phần tuabin thường được đưa về nghiên cứu trên mô hình dòng dạng, lý do là trong điều kiện phòng thí nghiệm thì thiết lập nguyên mẫu về nhiệt độ, lưu lượng và áp suất của dòng khí bằng với thông số thực của động cơ tuabin rất khó khăn, bên cạnh đó cũng do hạn chế về khả năng đáp ứng của các cảm biến và thiết bị thử nghiệm.

Khi nghiên cứu các quá trình vật lý, lý thuyết dòng dạng cho phép biểu diễn các tham số có thứ nguyên thành các tham số không thứ nguyên. Số lượng tham số

không thứ nguyên thường nhỏ hơn số lượng các tham số có thứ nguyên, để đơn giản hóa điều kiện thử nghiệm và việc tìm ra quy luật vật lý ở đây sẽ đơn giản hơn. Mọi quá trình vật lý đều có thể mô hình hóa bằng lý thuyết đồng dạng khi đảm bảo các điều kiện đồng dạng sau [108]:

(1) Đồng dạng về chất lượng, có nghĩa là hai quá trình có cùng bản chất vật lý và được biểu diễn bởi cùng các phương trình vi phân;

(2) Đặc trưng của các quá trình đồng dạng cần phải giống nhau, ngoại trừ sự sai khác về các hằng số;

(3) Các tham số đồng dạng phải có giá trị bằng nhau.

Từ hai điều kiện đầu có thể nói rằng các quá trình đồng dạng được biểu diễn bởi cùng các phương trình vi phân không thứ nguyên và điều kiện biên không thứ nguyên. Các hàm toán học không thứ nguyên của các quá trình đồng dạng phải giống nhau. Ví dụ cụ thể hơn là hàm  $Nu$  trong phương trình (2.90) phải giống nhau ở các mô hình đồng dạng, đồng thời thành phần trong hàm  $Nu$  phải giống nhau và các tham số đồng dạng ( $Re$ ,  $Pr$ ,  $Gr$ , ...) của các quá trình đồng dạng có giá trị bằng nhau.

Trong quá trình trao đổi nhiệt, hai mô hình được coi là đồng dạng khi lưu chất chảy trong hệ đồng dạng về mặt hình học và đảm bảo tại mọi vị trí và thời gian các thông số đặc trưng có ảnh hưởng tới quá trình cũng đồng dạng với nhau như trường nhiệt độ, vận tốc, áp suất, mật độ, thông số vật lý, ... Theo [108] đối với quá trình trao đổi nhiệt đối lưu ngoài các tham số đồng dạng về mặt hình học còn bao gồm:

- Tham số đồng dạng về khí động:  $Re$ ,  $Eu$ ;
- Tham số đồng dạng về nhiệt:  $Nu$ ,  $Pe$ ,  $Fo$ ,  $Gr$ ;

Trong đó  $Re$  đặc trưng cho tỷ lệ giữa lực quán tính và lực nhớt trong dòng chảy, đây là tham số để đánh giá trạng thái dòng ở dạng chảy tầng hay chảy rối. Tham

số Euler –  $Eu = \frac{P}{\rho u_0^2} = \frac{1}{kM^2}$  – (trong đó  $u_0$  – vận tốc của dòng,  $\rho$  – khối lượng riêng

của dòng) đặc trưng cho tỷ lệ giữa áp suất tĩnh với ứng lực do vận tốc dòng khí gây ra, nó có mối liên hệ với số Mach ( $M$ ), nếu là quá trình chảy trong kênh dẫn

$Eu = \frac{\Delta p}{\rho u_0^2}$  (trong đó  $\Delta p$  – độ chênh áp trong kênh dẫn). Theo tài liệu [108],  $Eu$  và  $M$

ảnh hưởng rất nhỏ tới quá trình trao đổi nhiệt trong dòng chảy dưới âm ( $M \leq 0,7$ ).

Chỉ số  $Nu$  đặc trưng cho trao đổi nhiệt ở bề mặt thành rắn với chất lỏng hoặc chất khí, nó thường được dùng làm thông số đặc trưng cho quá trình trao đổi nhiệt

đổi lưu. Tham số Peclet  $Pe = \frac{u_0 l_0}{a}$  (trong đó  $l_0$  – chiều dài đặc trưng của mô hình,  $a$  – hệ số khuếch tán nhiệt) tỷ lệ giữa nhiệt lượng truyền đổi lưu với dẫn nhiệt. Tham số  $Pe$  là tích của  $Re$  và tham số Prandtl  $Pr$ :  $Pe = Re \cdot Pr$ . Trong đó  $Pr = \nu / a = \mu C_p / \lambda$  (trong đó  $\nu$ ,  $\mu$  – độ nhớt động học và động lực học,  $C_p$  – nhiệt dung riêng đẳng áp,  $\lambda$  – hệ số dẫn nhiệt) là thông số vật lý của dòng môi chất, đối với chất khí có thành phần không đổi thì có thể coi  $Pr$  là hằng số.

Tham số Fourier  $Fo = a\tau / l_0^2$  – đặc trưng cho thời gian chảy của quá trình  $\tau$  với thời gian tái cấu trúc trường nhiệt độ của môi chất  $l_0^2 / a$ , nó tỷ lệ thuận với bình phương kích thước đặc trưng và tỷ lệ nghịch với độ dẫn nhiệt độ của môi chất. Thông số này được dùng trong quá trình nghiên cứu quá trình trao đổi nhiệt không ổn định phụ thuộc thời gian. Số Grashof  $Gr = \frac{g\beta\Delta T l_0^3}{\nu^2}$  (trong đó  $g$  – gia tốc trọng trường,  $\beta$  – hệ số giãn nở thể tích,  $\Delta T = T_w - T_f$  – độ chênh nhiệt độ giữa thành vách và dòng lưu chất) đặc trưng cho trọng lực xuất hiện trong dòng do khác biệt về mật độ khối.

Theo tài liệu [108] đặc trưng trao đổi nhiệt giữa dòng khí với bề mặt thành vách được biểu diễn dưới dạng phương trình tổng quát:

$$Nu = f(Re_f, Pr_f, M, Gr_f, Fo_f, T_w/T_f, L_1, \dots, L_n, X, Y, Z) \quad (2.90)$$

Trong đó  $f$  – chỉ số của dòng chảy;  $w$  – chỉ số trên thành vách;  $L_1, \dots, L_n$  – đặc trưng cho các thông số hình học không thứ nguyên của hệ,  $X, Y, Z$  tọa độ tương đối không thứ nguyên của điểm tính toán. Nếu xét quá trình trao đổi nhiệt ổn định theo thời gian giữa dòng khí dưới âm với bề mặt thành vách thì phương trình (2.90) có thể loại bỏ được các thành phần  $Fo$ ,  $Pr$ ,  $M$ ,  $Gr$ . Đối với quá trình trao đổi nhiệt tại màng phân phối có tương tác giữa dòng phun và dòng ngang thì số Nusselt là hàm số có dạng:

$$Nu = f(Re_j, VR, T_w/T_f, H/D, S/D, D/R_s, X, Y, Z) \quad (2.91)$$

ở đây  $R_s$  – bán kính cong của kênh dẫn, tỷ số  $D/R_s$  đặc trưng cho độ cong tương đối của kênh dẫn có trao đổi nhiệt dạng màng phân phối [27].

Theo công trình [103], khi hai mô hình đảm bảo hai điều kiện: thứ nhất là có một thông số cùng được viết bởi một phương trình  $\Pi_0 = f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_n)$ ; thứ hai là đảm bảo  $\Pi_i^m = \Pi_i^p$ ,  $i = 1 \dots n$ , khi đó có thể kết luận hai mô hình có  $\Pi_0^m = \Pi_0^p$ , ở đây  $m$  là chỉ số của mô hình đồng dạng;  $p$  – nguyên mẫu. Đối chiếu với mô hình trao đổi nhiệt của luận án, cần xây dựng mô hình đồng dạng đảm bảo các tham số  $\Pi_1 = Re_j$ ,



$\Pi_2=VR$ ,  $\Pi_3=T_w/T_f$ ,  $\Pi_4=H/D$ ,  $\Pi_5=S/D$ ,  $\Pi_6=D/R_s$  của mô hình đồng dạng bằng với nguyên mẫu sẽ thu được kết quả  $\Pi_0^m = Nu^m = \Pi_0^p = Nu^p$ .

## 2.5. Kết luận Chương 2

Quá trình trao đổi nhiệt của CPCA là quá trình phức tạp, bao gồm quá trình nhiệt động của dòng khí nóng và dòng khí làm mát, quá trình trao đổi nhiệt giữa dòng khí nóng với bề mặt bên ngoài cánh, giữa dòng khí làm mát với bề mặt bên trong cánh, quá trình dẫn nhiệt tại phần kim loại của cánh. Các quá trình này được giải quyết đồng thời bằng mô hình trao đổi nhiệt liên hợp.

Mô hình trao đổi nhiệt liên hợp được xây dựng trên nền tảng hệ phương trình Navier-Stokes cho khối khí, phương trình cân bằng năng lượng cho khối rắn, mô hình trao đổi nhiệt tại lớp biên giữa khối khí và khối rắn. Hiện nay phương pháp RANS với mô hình rối SST thường được sử dụng với sai số ở mức chấp nhận được. Tuy có nhiều phần mềm nhưng phần mềm ANSYS-CFX thông dụng và có nhiều ưu điểm nên được luận án lựa chọn để giải bài toán trao đổi nhiệt này.

Điều kiện biên trong mô hình trao đổi nhiệt liên hợp là thông số dòng khí (áp suất, nhiệt độ) ở đầu vào và đầu ra của mô hình, các thông số này được tính toán từ chu trình nhiệt của động cơ và mô hình nhiệt động của tầng tuabin cao áp.

Lý thuyết đồng dạng trong bài toán trao đổi nhiệt cung cấp cơ sở khoa học cho việc xây dựng mô hình trao đổi nhiệt dạng tấm phẳng đồng dạng với mô hình trao đổi nhiệt của kênh dẫn không khí phía trong lưng (hoặc bụng) cánh, cụ thể là thông số hình học, khí động và thông số trao đổi nhiệt (số Nusselt).

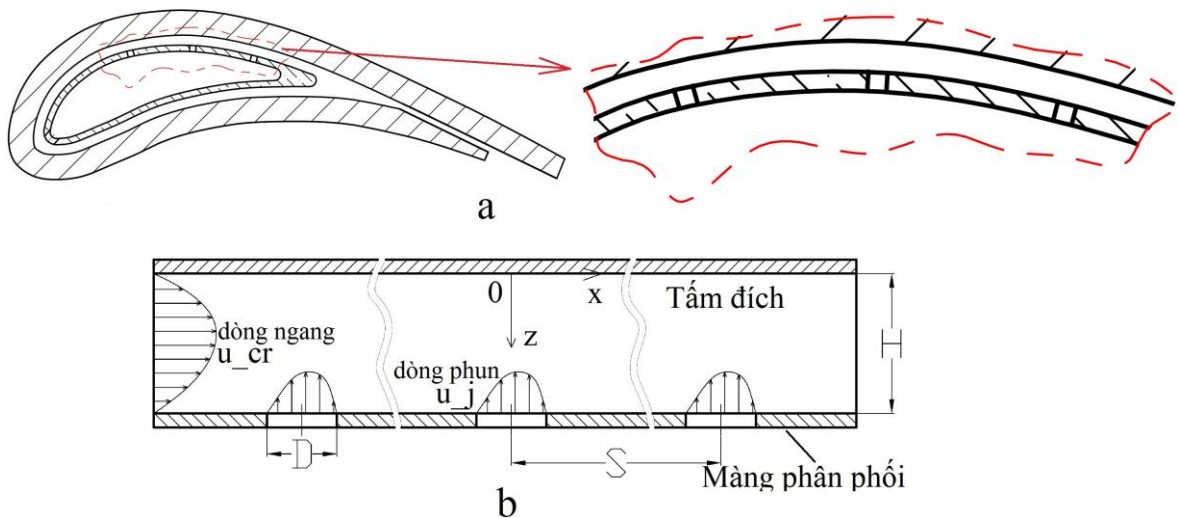
## CHƯƠNG 3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH TRAO ĐỔI NHIỆT CHO CÁNH PHUN TUABIN CAO ÁP ĐỘNG CƠ DR76

### 3.1. Các mô hình trao đổi nhiệt

Như đã trình bày ở mục 1.4.1, các công trình nghiên cứu tăng cường làm mát cánh tuabin bằng màng phân phối có thể sử dụng mô hình nguyên mẫu cánh hoặc mô hình vật lý đồng dạng. Sử dụng mô hình nguyên mẫu cánh [68], [69], [70], [106], [136] nhằm đưa ra kết quả cuối cùng là phân bố nhiệt độ trước và sau khi cải tiến, mức độ cải thiện của hệ số làm mát  $\theta$ . Tuy nhiên, khi sử dụng mô hình nguyên mẫu cánh gặp một số khó khăn như: khó thay đổi các thông số ảnh hưởng theo ý muốn, khối lượng tính toán rất lớn, đặc biệt khó thực hiện nghiên cứu bằng thực nghiệm. Đồng thời, các công trình nghiên cứu trên nguyên mẫu cánh có tính tổng quát không cao, để áp dụng vào đối tượng cánh khác thường cần nghiên cứu lại từ đầu.

Bên cạnh đó cũng có nhiều nghiên cứu sử dụng mô hình vật lý đồng dạng, mô hình này được giả lập tương đương với khu vực cần tăng cường làm mát trên cánh (chi tiết ở mục 1.4.1.2). Kết quả thu được từ mô hình vật lý đồng dạng là hệ số trao đổi nhiệt, đây là thông số trung gian quan trọng, có ảnh hưởng trực tiếp tới nhiệt độ trên cánh tuabin. Kết quả này được sử dụng để đưa ra khuyến cáo, áp dụng ngược lại cho nguyên mẫu cánh. Các mô hình vật lý đồng dạng có tính tổng quát cao vì các thông số đều biểu diễn ở dạng không thứ nguyên, có thể ứng dụng vào nhiều đối tượng cánh, có thể thực nghiệm trong phòng thí nghiệm của các trường đại học. Nhưng nếu chỉ dừng ở mô hình vật lý đồng dạng thì sẽ không đưa ra được kết quả cuối cùng là mức độ cải thiện của hệ số làm mát  $\theta$ , phân bố nhiệt độ trên cánh.

Mỗi loại mô hình đều có ưu và nhược điểm riêng, để có kết quả toàn diện hơn luận án xây dựng cả hai mô hình trao đổi nhiệt, đó là: mô hình trao đổi nhiệt cho nguyên mẫu CPCA động cơ DR76 (gọi tắt là mô hình nguyên mẫu A - Hình 3.1a) và mô hình trao đổi nhiệt dạng tấm phẳng đồng dạng với kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh (mô hình đồng dạng B - Hình 3.1b). Kết quả thu được từ mô hình nguyên mẫu A là phân bố nhiệt độ và ứng suất nhiệt trên cánh (trạng thái nhiệt của cánh phun) nhằm xác định các khu vực trên cánh cần tăng cường làm mát, công cụ để xây dựng mô hình mô phỏng là phần mềm ANSYS-CFX (tính phân bố nhiệt độ) và ANSYS-Static Structural (tính ứng suất nhiệt). Ngoài ra mô hình nguyên mẫu A còn được sử dụng để tính toán trạng thái nhiệt của cánh cải tiến, so sánh kết quả với cánh nguyên bản để đưa ra các kết luận về hiệu quả tăng cường làm mát.



Hình 3.1. Mặt cắt các mô hình nghiên cứu của luận án

- a – Mô hình trao đổi nhiệt trên nguyên mẫu cánh phun (Mô hình nguyên mẫu A);  
 b- Mô hình trao đổi nhiệt dạng tấm phẳng đồng dạng với mô hình trao đổi nhiệt của kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh (Mô hình đồng dạng B)

Kết quả tính toán cho thấy, khu vực lưng CPCA động cơ DR76 có nhiệt độ cao nhất (xem mục 4.1.1.2) cần tăng cường làm mát cho khu vực này bằng cách bố trí thêm các lỗ phun khí trên màng phân phối. Do đó, trong luận án xây dựng mô hình vật lý đồng dạng với kênh dẫn không khí phía lưng cánh (mô hình đồng dạng B - Hình 3.1b). Các mô hình vật lý đồng dạng được đơn giản hóa về mặt hình học, trong trường hợp này, kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh được thay thế bằng mô hình dạng tấm phẳng (mô hình đồng dạng B) vì bán kính cong của CPCA động cơ DR76 là  $R_s$  lớn hơn  $107 \div 1075$  lần so với đường kính lỗ phun  $D$ . Tính đúng đắn của việc đồng dạng này được khẳng định trong các công trình [22], [34], [36], [47], [86].

Mô hình đồng dạng B được dùng để tính toán hệ số trao đổi nhiệt giữa bề mặt trong của lưng cánh với dòng không khí phun ra từ màng phân phối. Các kết quả này nhằm xác định kích thước và bố trí các lỗ phun phù hợp trên màng phân phối ở lưng cánh. Cụ thể là xác định đường kính  $D$ , bước lỗ tương đối  $S/D$ , khoảng cách tương đối  $H/D$ , số lượng lỗ phun sao cho hệ số trao đổi nhiệt là cao nhất nhưng không làm tăng lưu lượng không khí làm mát, sau đó các kết quả này sẽ được áp dụng để thiết kế lại màng phân phối của CPCA động cơ DR76.

### 3.2. Xây dựng mô hình trao đổi nhiệt cho cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 bằng ANSYS

Mô hình trao đổi nhiệt cho cánh phun trong CFX được xây dựng với các bước chính: Xây dựng mô hình cánh và dòng khí bao quanh cánh; Chia lưới trong ANSYS

ICEM CFD; Tính toán, lựa chọn số liệu của các biên và lựa chọn mô hình trong ANSYS Setup; Giải trong ANSYS Solution; Quản lý và xử lý kết quả trong ANSYS Result.

Trong ANSYS-CFX, độ chính xác của kết quả phụ thuộc chủ yếu vào phương pháp xây dựng mô hình: tính đúng đắn của mô hình vật lý đã xây dựng (mô hình cánh và dòng khí bao quanh), phương pháp chia lưới (đảm bảo các tiêu chuẩn theo khuyến cáo và phù hợp với bài toán), lựa chọn các mô hình (mô hình giải, mô hình trao đổi nhiệt, mô hình rối, mô hình lớp biên). Bên cạnh đó, các hằng số của chất khí có vai trò nhất định trong việc hiệu chỉnh kết quả, nâng cao độ chính xác. Như vậy lựa chọn mô hình mô phỏng và các hằng số chất khí để phù hợp với bài toán đang nghiên cứu là việc không dễ, cần có bước hiệu chỉnh và kiểm chứng kết quả tính toán.

Để hiệu chỉnh và kiểm chứng kết quả của mô hình mô phỏng, các công trình nghiên cứu đã so sánh kết quả mô phỏng với kết quả thực nghiệm [28], [46], [100]; so sánh với màu sơn đặc chủng [61], [81] hoặc vết cháy cánh [69], [136] sau khi động cơ hoạt động. Việc thực nghiệm trên cánh tuabin là hết sức khó khăn, thường vượt quá khả năng của các phòng thí nghiệm tại các trường đại học nên không phải công trình nào cũng có khả năng tự thực nghiệm trên đúng đối tượng nghiên cứu. Do vậy nhiều công trình nghiên cứu như [23], [65], [98], [106] đã sử dụng kết quả thử nghiệm trên cánh Mark II để kiểm chứng mô hình mô phỏng.

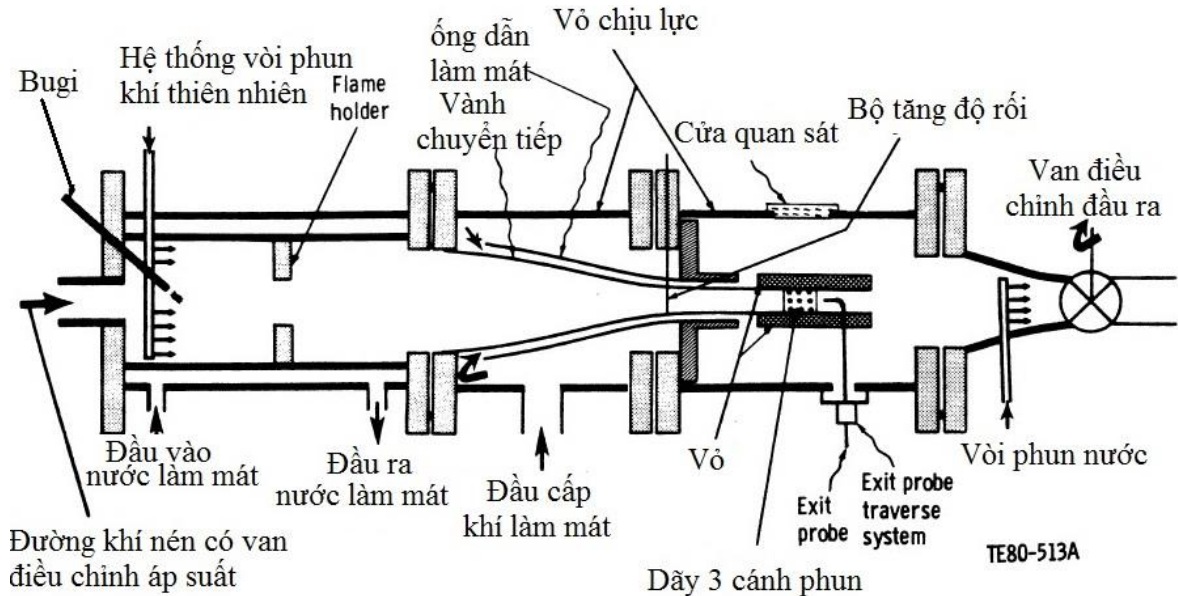
Cánh Mark II là cánh phun tiêu chuẩn, làm mát kiểu đối lưu đã được thử nghiệm và công bố kết quả bởi NASA [52]. Cánh này có đặc điểm khí động và làm mát tương đồng với CPCA động cơ DR76 nên luận án sẽ tính toán mô phỏng cho cánh Mark II tương tự như các công trình [23], [65], [98], [106] đã liệt kê ở trên. Khi kết quả mô phỏng bám sát kết quả thực nghiệm thì có thể coi phần mềm và mô hình mô phỏng đã xây dựng có đủ độ tin cậy, đủ khả năng để tiến hành mô phỏng cho CPCA động cơ DR76.

### ***3.2.1. Xây dựng mô hình trao đổi nhiệt cho cánh phun Mark II bằng phần mềm ANSYS-CFX***

#### ***3.2.1.1. Xây dựng mô hình trao đổi nhiệt cho cánh Mark II bằng ANSYS-CFX***

Việc xây dựng mô hình mô phỏng được bắt đầu bằng cách xây dựng trên cánh Mark II, sau đó so sánh kết quả mô phỏng với kết quả thực nghiệm của Hylton và cộng sự [52] ở chế độ “code 4322 run 16”. Trong quá trình thực nghiệm, Hylton đã dẫn dòng khí nóng từ buồng đốt vào 3 cánh phun Mark II (Hình 3.2). Cánh Mark II

là CPCA làm bằng thép không gỉ mã ASTM 310, các thông số cơ bản của cánh được thể hiện trên Bảng 3.1, biên dạng cánh được biểu diễn trên Hình 3.3 [52], cánh được làm mát bằng cách cho không khí đi qua 10 lỗ xuyên tâm (Hình 3.3).



Hình 3.2. Sơ đồ thực nghiệm của Hylton cho cánh phun Mark II [52]

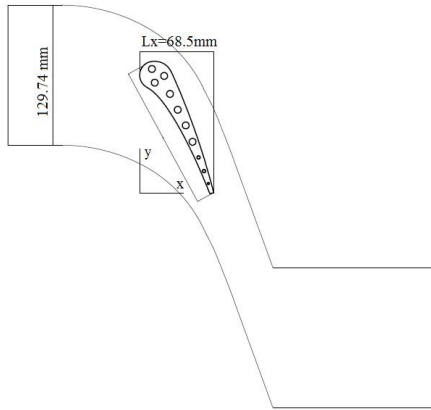
Bảng 3.1. Bảng thông số hình học cơ bản của cánh Mark II [52]

TT	Tên thông số	Giá trị
1	Góc đặt (Setting angle), [độ]	63,69
2	Góc thoát của dòng khí (Air exit angle), [độ]	70,96
3	Họng cánh (Throat), [mm]	39,83
4	Chiều cao cánh, [mm]	76,20
5	Bước cánh, [mm]	129,74
6	Bán kính cong của lưng cánh, [mm]	159,35
7	Bán kính cong của bụng cánh, [mm]	129,49
8	Dây cung biên dạng, [mm]	136,22
9	Dây cung biên dạng chiều lên dọc trục, [mm]	68,5

Kết quả nhiệt độ và áp suất thu được từ hệ thống cảm biến gắn trên bề mặt cánh ở độ cao trung bình (Hình 3.4). Kết quả hệ số trao đổi nhiệt tại bề mặt ngoài của cánh được tính từ dữ liệu nhiệt độ bề mặt cánh và nhiệt độ đầu vào của dòng khí nóng.

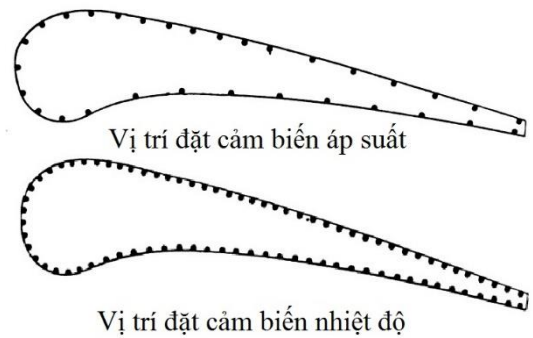
Như đã nói ở trên, chia lưới là công đoạn quan trọng trong việc xây dựng mô hình trong ANSYS-CFX, trong đó bao gồm thiết lập tính chất vật lý và phương pháp chia lưới, chia lưới tổng thể, chia lưới cục bộ, kiểm tra chất lượng lưới. Luận án sử dụng công cụ ICEM CFD tích hợp trong ANSYS để thực hiện việc chia lưới. Do lớp biên có sự biến thiên rất lớn về vận tốc và nhiệt độ, cho nên lưới tại khu vực gần vách

cần chia mịn hơn (thường sử dụng Inflation) và được đánh giá thông qua thông số không thứ nguyên  $y^+$  [11], [13]. Lớp đầu tiên có độ dày  $10^{-3}$  mm (để đảm bảo hệ số  $y^+ \sim 1$ ), tỷ số tăng độ dày 1,2. Ngoài ra, độ hội tụ của lưới cũng đã được kiểm tra để kết quả không sai lệch nhiều khi tăng số lượng lưới.

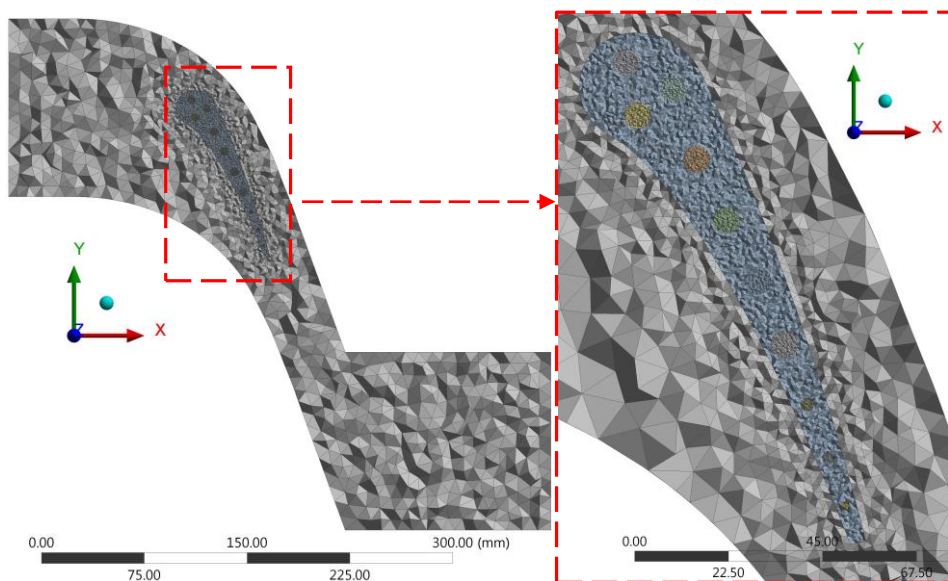


Hình 3.3. Biên dạng cánh Mark II và các biên của dòng khí [52]

Trong phần lớn công trình, việc chia lưới bề mặt ngoài cánh tuabin và máy nén thường ở dạng cấu trúc. Tuy nhiên trong trường hợp cánh tuabin có làm mát, bao gồm cả kênh dẫn dòng khí bên trong cánh có hình dáng phức tạp nên không phải lúc nào cũng thu được dạng lưới này. Trong mô hình đang xây dựng, tác giả sử dụng kiểu lai Hybrid giữa cấu trúc và phi cấu trúc. Qua khảo sát thấy rằng có nhiều công trình xây dựng mô hình trao đổi nhiệt cho cánh tuabin sử dụng cách chia lưới Hybrid như [40], [54], [61], [63], [81], [84]. Kết quả lưới của mô hình cánh Mark-II (Hình 3.5) có hơn 1 triệu nút và hơn 4 triệu phần tử.



Hình 3.4. Vị trí đặt cảm biến nhiệt độ và áp suất trên cánh Mark II [52]



Hình 3.5. Mô hình chia lưới trong ANSYS

Từ các phân tích trong Chương 1 và Chương 2, phương pháp RANS với mô hình rối SST được lựa chọn, tuy nhiên luận án tính toán và so sánh cả hai mô hình rối SST và  $k-\varepsilon$  với thực nghiệm để khẳng định lại lựa chọn mô hình rối SST là đúng đắn. Mô hình gồm đầu vào dòng khí nóng, các đầu vào của dòng không khí làm mát, đầu ra với các thông số được liệt kê trong Bảng 3.2, Bảng 3.3. Hai mặt hai bên được thiết lập ở dạng “giao diện chu kỳ”, mô hình trở thành nhiều cánh được xếp liên kề với bước cánh  $t=129,74$  mm.

Bảng 3.2. Thông số cài đặt mô hình và điều kiện biên của dòng khí nóng chảy bên ngoài cánh ở chế độ “code 4322-run 16” [52]

Tên thông số	Ký hiệu [đơn vị]	Giá trị
Vật liệu cánh		ASTM 310
Mô hình trao đổi nhiệt		Total Energy
Dải giá trị $y^+$		$\leq 1$
Mô hình rối		SST
Điều kiện hội tụ		$10^{-6}$
Áp suất dòng khí ở đầu vào	$p_g$ [kPa]	263,94
Nhiệt độ dòng khí ở đầu vào	$T_g$ [K]	777
Áp suất dòng khí ở đầu ra	$p_l$ [kPa]	158,05
Độ rối dòng ban đầu	$T_u$ [%]	8,3%

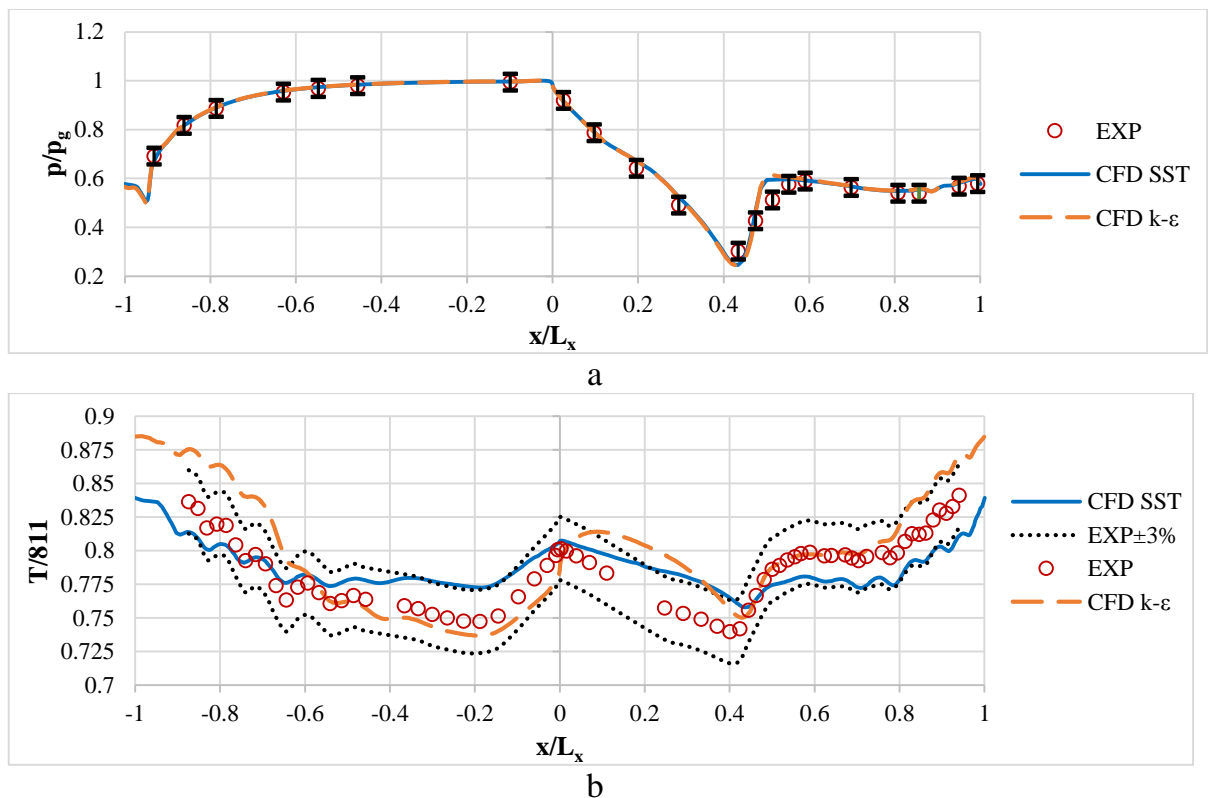
Bảng 3.3. Bảng thông số các lỗ làm mát xuyên tâm cánh Mark II và không khí làm mát ở chế độ “code 4322 run 16” [52]

Lỗ số	Đường kính lỗ, [mm]	Nhiệt độ $T_c$ , [K]	Lưu lượng $G_c$ , [g/s]
1	6,30	390,65	4,72
2	6,30	376,82	4,86
3	6,30	389,03	4,80
4	6,30	404,06	5,22
5	6,30	358,74	4,71
6	6,30	351,02	4,52
7	6,30	368,07	4,31
8	3,10	416,48	1,62
9	3,10	446,90	1,01
10	1,98	480,14	0,633



### 3.2.1.2. So sánh kết quả mô phỏng với kết quả thực nghiệm ở chế độ “code 4322-run 16”

Kết quả mô phỏng áp suất, nhiệt độ ở mặt cắt trung bình trên bề mặt ngoài của cánh được biểu diễn trên Hình 3.6. Kết quả trên Hình 3.6a cho thấy áp suất của cả hai mô hình rối SST và k- $\epsilon$  cho kết quả gần như trùng nhau và sai số so với kết quả thực nghiệm (đường EXP) không quá 5%. Tại các vị trí chuyển trạng thái lớp biên trên lưng cánh (đoạn  $x/L_x=0,4339\div 0,5144$ ) kết quả của mô hình SST chính xác hơn so với mô hình k- $\epsilon$ .



Hình 3.6. Kiểm chứng kết quả mô phỏng với kết quả thực nghiệm trên cánh Mark II ở chế độ “code 4322 run 16”

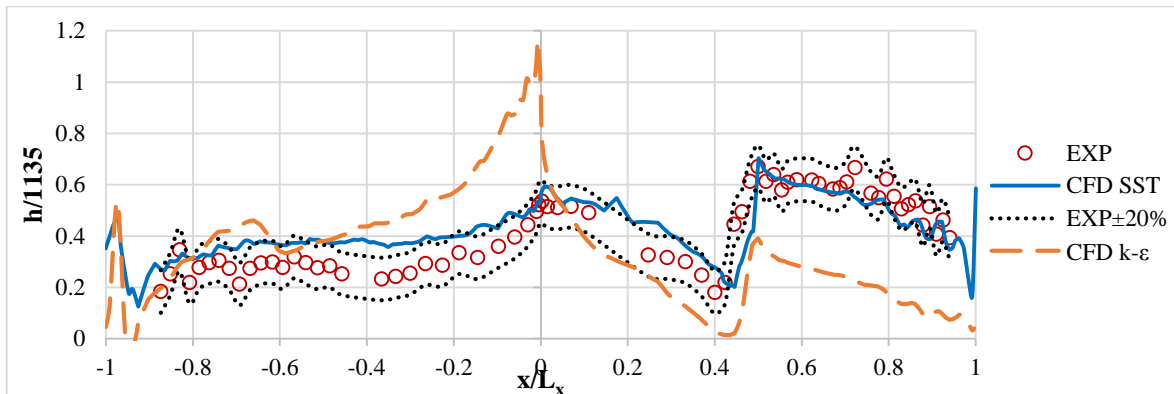
a – áp suất bề mặt ngoài cánh với biên độ 5%; b – Nhiệt độ bề mặt ngoài của cánh;  
 $(L_x$  – chiều dài dây cung biên dạng theo chiều dọc trục  $Ox$  (Hình 3.3);  
 $x/L_x < 0$  tương ứng với mặt bụng;  $x/L_x > 0$  tương ứng với mặt lưng)

Về nhiệt độ bề mặt trên Hình 3.6b cho thấy đường kết quả mô phỏng bằng mô hình rối SST (đường CFD-SST) với thực nghiệm (đường EXP) tuy không có đoạn nào trùng nhau nhưng sai số luôn nhỏ hơn 3%, đồng thời đường mô phỏng phản ánh chính xác quy luật của đường thực nghiệm. Kết quả mô phỏng bằng mô hình rối k- $\epsilon$  (đường CFD k- $\epsilon$ ) cho kết quả rất chính xác ở đoạn  $x/L_x = -0,6 \div 0$  và  $x/L_x = 0,45 \div 0,7$ , tuy nhiên đỉnh nhiệt độ lại không nằm ở mũi cánh mà lệch về phía đầu lưng cánh, giá trị



cực đại ở khu vực này cũng vượt quá đường sai số  $\pm 3\%$ . Đồng thời kết quả nhiệt độ ở đuôi cánh cũng sai lệch lớn so với kết quả thực nghiệm. Đánh giá chung, mô hình rối SST cho kết quả nhiệt độ chính xác hơn.

Đối với hệ số trao đổi nhiệt tại bề mặt bên ngoài cánh (Hình 3.7), mô hình rối k- $\epsilon$  đưa ra kết quả có sai số tương đối lớn, có vị trí gấp 2 lần giá trị thực nghiệm. Điều này đã được công trình [104], [105] khuyến cáo. Đối với kết quả mô phỏng bằng mô hình rối SST (đường CFD SST) sai số so với kết quả thực nghiệm đa phần không quá  $20\%h_{ave}$ , có những vùng sai số nhỏ hơn 10% như  $x/L_x=0\div 0,1$  và  $0,3\div 1$ . Chỉ có vùng  $x/L_x=-0,45\div -0,3$  sai số vượt quá ngưỡng 20%. Theo công trình [52], kết quả đo đạc và tính toán của Hylton về hệ số trao đổi nhiệt có sai số lên tới 18,8%.



Hình 3.7. So sánh hệ số trao đổi nhiệt tại bề mặt ngoài của cánh khi mô phỏng bằng mô hình rối SST và k- $\epsilon$  với kết quả thực nghiệm ở chế độ “code 4322 run 16”

Từ việc so sánh kết quả của mô hình mô phỏng với kết quả thực nghiệm trên cánh Mark II, có thể đưa ra một số kết luận sau:

- Việc sử dụng mô hình rối SST cho mô hình mô phỏng cánh phun tuabin của luận án là lựa chọn phù hợp hơn so với mô hình rối k- $\epsilon$  vì nó cho kết quả chính xác hơn, đặc biệt khi xét về kết quả hệ số trao đổi nhiệt, điều này đúng với khuyến cáo trong các công trình [104], [105];

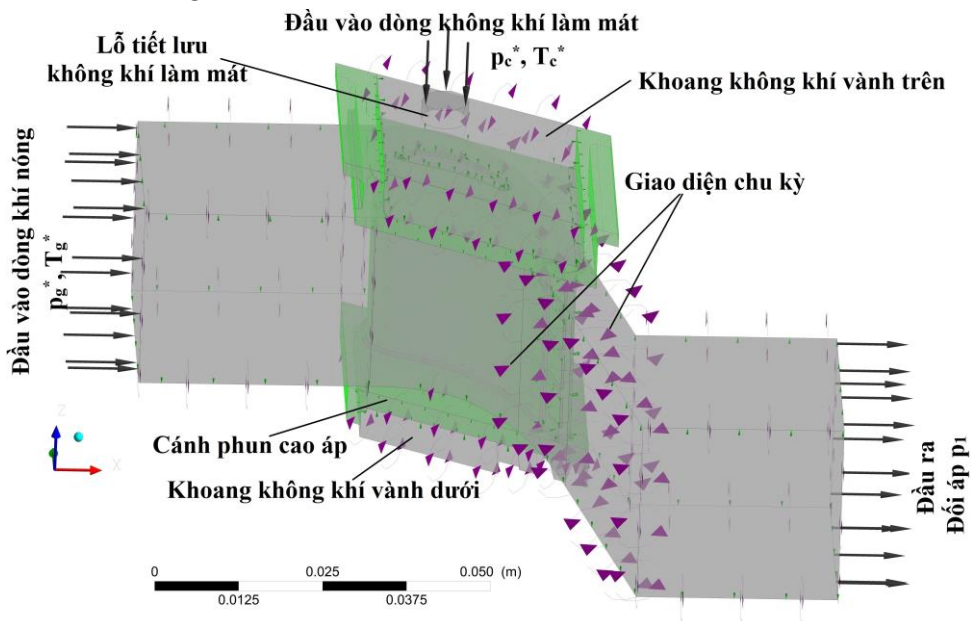
- Mô hình mô phỏng cánh phun tuabin xây dựng bằng phần mềm ANSYS-CFX với phương pháp RANS và mô hình rối SST cho sai số về áp suất và nhiệt độ tương ứng nhỏ hơn 5% và 3%; sai số về hệ số trao đổi nhiệt nhỏ hơn 20%, nhiều vùng nhỏ hơn 10%. Sai số của hệ số trao đổi nhiệt còn lớn là nhược điểm chung của phương pháp RANS đang sử dụng, để có sai số nhỏ hơn cần sử dụng phương pháp DNS hoặc LES (nhưng đòi hỏi tài nguyên máy tính rất lớn) [104], [105]. Tuy nhiên, các giá trị sai số này tương tự sai số được công bố trong các công trình [24], [29], [31], [78], [82] và chấp nhận được đối với các bài toán trao đổi nhiệt [104], [105].

Như vậy, có thể kết luận rằng mô hình mô phỏng cánh phun tuabin xây dựng bằng phần mềm ANSYS-CFX, phương pháp RANS với mô hình rối SST đảm bảo độ tin cậy, sai số ở ngưỡng chấp nhận được (sai số về áp suất, nhiệt độ, hệ số trao đổi nhiệt tương ứng nhỏ hơn 5%, 3% và 20%) và có thể áp dụng để khảo sát trạng thái nhiệt cánh phun tuabin.

### 3.2.2. Xây dựng mô hình trao đổi nhiệt cho cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 bằng ANSYS

#### 3.2.2.1. Xây dựng mô hình trao đổi nhiệt cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 bằng ANSYS-CFX và ANSYS-Static Structural

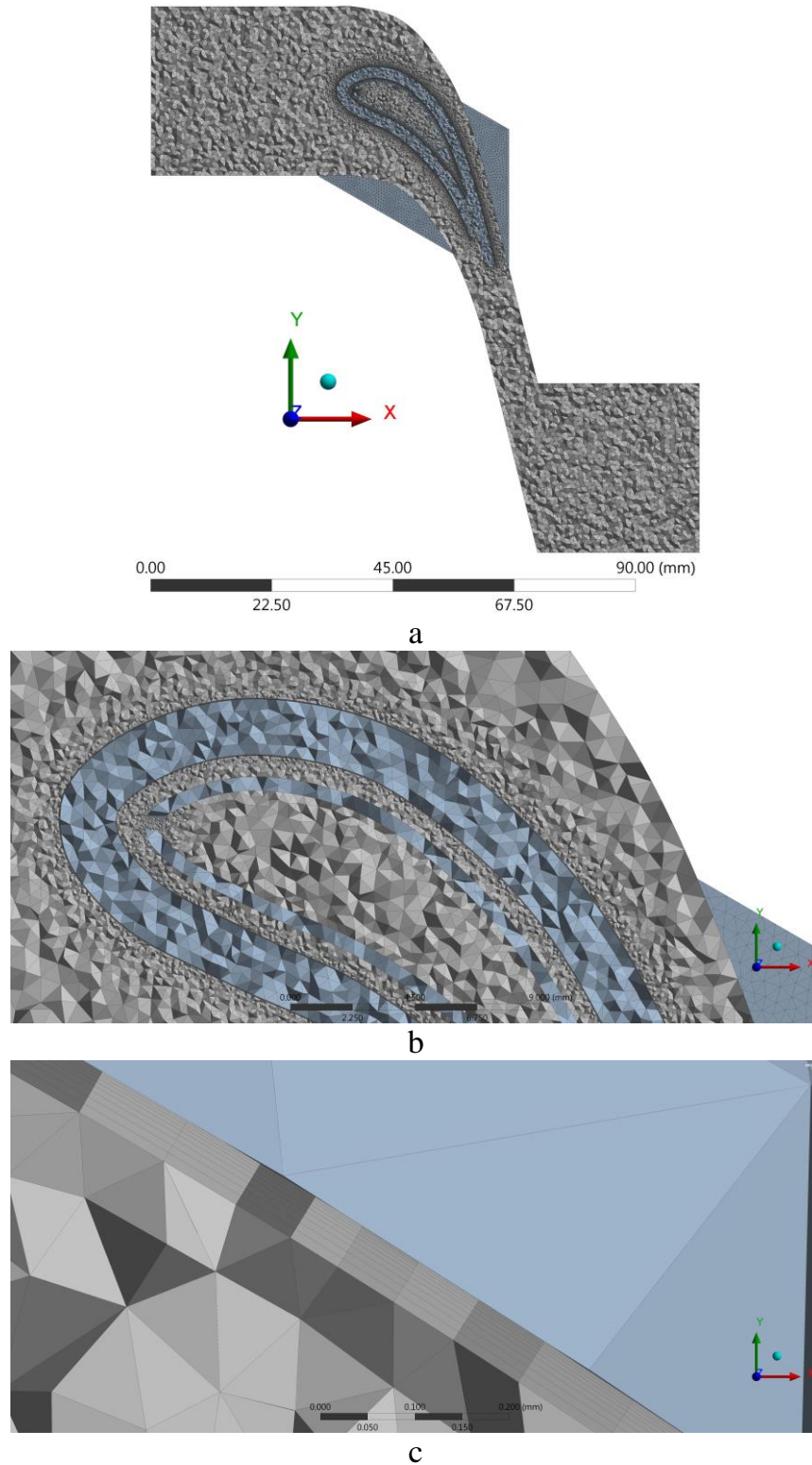
Mô hình trao đổi nhiệt nguyên mẫu A được xây dựng bằng ANSYS-CFX (Hình 3.8), kết quả chính thu được là thông số trạng thái của dòng khí chảy qua cánh, hệ số trao đổi nhiệt giữa dòng khí và các bề mặt cánh, phân bố nhiệt độ trên cánh. Sau đó, trích xuất dữ liệu nhiệt độ cánh từ ANSYS-CFX sang gói ANSYS-Static Structural sẽ tính toán được ứng suất nhiệt trên cánh.



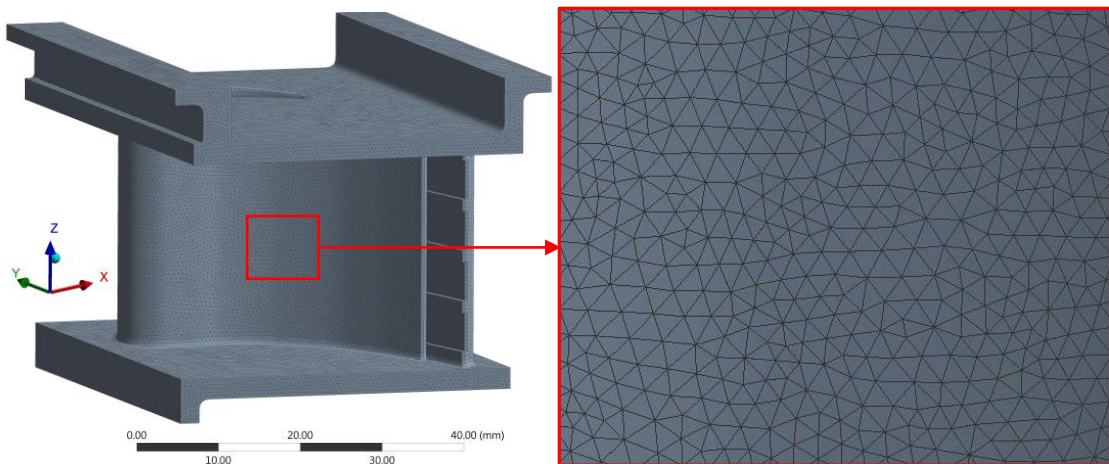
Hình 3.8. Mô hình trao đổi nhiệt của CPCA động cơ DR76

Như đã lập luận ở mục 3.2.1, phương pháp xây dựng mô hình trao đổi nhiệt cho cánh Mark II hoàn toàn đảm bảo độ tin cậy để xây dựng mô hình trao đổi nhiệt cho CPCA động cơ DR76. Kết quả lưới của mô hình nguyên mẫu A (dòng khí và CPCA) có khoảng 22,3 triệu phần tử, 8,7 triệu nút, lưới tại mặt cắt trung bình được biểu diễn trên Hình 3.9, lưới của cánh CPCA được biểu diễn trên Hình 3.10. Lưới tại khu vực tiếp giáp giữa dòng khí và bề mặt thành vách (Hình 3.9c) cánh được chia bằng tính

năng Inflation với độ dày lớp đầu tiên là  $10^{-3}$  mm, số lượng 10 lớp, lớp lưới sau có độ dày bằng 1,2 lần so với lớp lưới trước. Thông số lưới được liệt kê trong Bảng 3.4.



Hình 3.9. Mô hình lưới của mô hình trao đổi nhiệt CPCA động cơ DR76  
a – Lưới tại mặt cắt trung bình; b – Lưới tại khu vực gần cánh; c – Lưới sát biên



Hình 3.10. Mô hình chia lưới CPCA động cơ DR76

Bảng 3.4. Thông số lưới của mô hình trao đổi nhiệt CPCA động cơ DR76

TT	Thông số lưới	Giá trị	Ghi chú
1	Tổng số phần tử (số nút)	~22,3 triệu (8,7 triệu)	
2	Tỷ lệ số phần tử của dòng khí/cánh	96%/ 4%	
3	Tỷ lệ phần tử dạng Tetrahedrons/Prisms/Pyramids	37%/62%/1%	
5	Chiều dày lưới đầu tiên sát vách	$10^{-3}$ mm	
6	Tỷ số tăng chiều dày lưới sát vách	1,2	
7	Khoảng cách tới thành vách không thứ nguyên, $y^+$	$\leq 1$	Chi tiết tại Phụ lục 2
8	Mesh Orthogonality	<1% Acceptable, ~100% Good	
9	Aspect Ratio	100% Good	
10	Mesh Expansion Factor (Exp. Factor)	<1% Questionable, 2% Acceptable, ~97% Good	

Chất lượng chia lưới đóng vai trò quan trọng trong mô phỏng CFD, có ảnh hưởng tới kết quả, thời gian hội tụ và cả mức độ đòi hỏi tài nguyên máy tính. Trong ANSYS-CFX, chất lượng chia lưới thường được đánh giá thông qua 3 chỉ tiêu là Mesh Orthogonality, Aspect Ratio, Mesh Expansion Factor (Exp. Factor). Trong đó: Mesh Orthogonality đo qua véc tơ pháp tuyến bề mặt và véc tơ từ nút này tới nút kia; Aspect Ratio là tỷ lệ lớn nhất chia nhỏ nhất xung quanh mỗi nút; Exp. Factor đo lường độ kém của 1 nút so với trọng tâm của phần tử (khối thể tích), Exp. Factor xấp xỉ tỷ lệ giữa thể tích phần tử lớn nhất và nhỏ nhất xung quanh một nút. Các chỉ tiêu đánh

giá chất lượng lưới của mô hình đều đạt ở mức cao (Bảng 3.4). Với mô hình dòng khí có hình dạng phức tạp (bên trong cánh), tồn tại một số lượng nhỏ các khối không đạt các yêu cầu như trên (Exp. Factor <1% Questionable) cũng là điều có thể chấp nhận.

Mô hình dòng chảy qua cánh có 2 đầu vào là đầu vào dòng khí nóng từ buồng đốt và đầu vào của không khí làm mát, với thông số được coi bằng thông số sau máy nén cao áp, một đầu ra (Hình 3.8). Mặt ở hai bên được thiết lập “giao diện chu kỳ”, tức là kênh lưu thông phía lưng của cánh này sẽ nối thông với kênh phía bụng của cánh liền kề, như vậy sẽ cho phép tính toán toàn bộ các kênh lưu thông của CPCA.

Các lựa chọn trong phần cài đặt mô hình trao đổi nhiệt CPCA động cơ DR76 được biểu diễn trên Bảng 3.5, các cài đặt này tương tự như Bảng 3.2. Độ rối dòng ban đầu ( $Tu$ ) của dòng chảy trong các mặt cắt động cơ DR76 là thông số không tìm được ở các tài liệu tham khảo có liên quan, cũng như không có đủ điều kiện để đo đạc. Theo tài liệu tập huấn của hãng ANSYS [14], cũng như một số kết quả của NASA [92] độ rối dòng ban đầu cho dòng chảy trong ĐCTBK nằm trong khoảng  $Tu=3\div 8\%$ , cao nhất có thể là 10%, do vậy  $Tu$  được lựa chọn ở mức trung bình ( $Tu=5\%$ ), tương tự như các công trình [96], [106], [136].

Bảng 3.5. Thông số cài đặt cơ bản của mô hình trao đổi nhiệt CPCA động cơ DR76

Tên thông số	Giá trị
Mô hình trao đổi nhiệt	Total Energy
Mô hình rối	SST
Độ rối dòng ban đầu $Tu$ [%]	5%
Wall Function	Automatic Near-Wall
TimeScale Control	Physical TimeScale= $10^{-6}$ s
Điều kiện hội tụ	$10^{-6}$

### 3.2.2.2. Điều kiện biên của mô hình cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76

#### a) Đặc điểm hình học và làm mát cho cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76

Tầng tuabin cao áp ĐCTBK tàu thủy DR76 nằm ngay sau buồng đốt dạng vành ống ngược chiều có 9 ống chịu nhiệt. Nhiệt độ trung bình của dòng khí cháy đi ra khỏi buồng đốt có thể đạt tới gần 1300K [112], nhiệt độ cục bộ của dòng khí có thể lên tới 1400K và chi tiết chịu nhiệt độ lớn nhất là cánh phun. CPCA này là cánh ngắn, chiều cao cánh 28mm, do vậy để đảm bảo tính công nghệ và dễ dàng bố trí hệ thống làm mát thì CPCA không làm vụn, tức là cánh được thiết kế theo quy luật góc  $\alpha=const$ . Một số thông số hình học cơ bản của cánh phun được trình bày trong Bảng 3.6, các thông số khác được trình bày trong Phụ lục 1.



CPCA được làm mát kiểu đối lưu bằng dòng không khí từ luồng thứ cấp của buồng đốt. Không khí làm mát đi qua lỗ tiết lưu d tới khoang không khí phía trên của cánh phun (Hình 1.2) và đi vào bên trong màng phân phối khí. Các lỗ phun trên màng phân phối (Hình 1.2) sẽ đưa dòng khí làm mát đi tới phần đầu cánh, từ đó chảy qua khe giữa màng phân phối với bụng (và lưng) trước khi thổi qua các khe phía đuôi cánh. Ngoài ra CPCA động cơ DR76 còn có hai khoang không khí ở hai đầu để làm mát cho vành ngoài và vành trong (Hình 3.8).

Bảng 3.6. Thông số hình học cơ bản của CPCA động cơ DR76

Thông số, [đơn vị]	Giá trị	Nguồn số liệu
Chiều cao cánh, [mm]	28	Đo
Dây cung biên dạng, [mm]	42	Đo
Số lượng cánh	45	Đo
Vật liệu cánh	ЖС-6К	[132]
Chiều dày thành cánh, [mm]	2	Đo, [114]
Khoảng cách bên giữa cánh và màng phân phối, [mm]	0,8	Đo, [114]
Chiều dày màng phân phối, [mm]	0,5	[114]
Số lượng; kích thước mặt cắt khe thoát khí ở đuôi cánh, [mm x mm]	4 khe; 0,5x5	Đo
Góc đặt của cánh, [độ]	39,5	Đo
Góc hình học đầu vào, [độ]	90	Đo, [114]
Góc hình học đầu ra, [độ]	14	Đo, [114]

*b) Điều kiện biên của dòng khí chảy qua cánh phun*

Trong mô hình trao đổi nhiệt của CPCA động cơ DR76 có 2 dòng đầu vào gồm dòng khí nóng và không khí làm mát, 1 đầu ra của hỗn hợp khí (Hình 3.8). Tại đầu vào dòng khí nóng là thông số dòng khí sau buồng đốt (áp suất và nhiệt độ toàn phần), đầu vào dòng không khí làm mát là thông số dòng không khí sau máy nén (áp suất và nhiệt độ toàn phần), thông số đầu ra là thông số khu vực giữa CPCA và cánh công tác của tuabin cao áp (áp suất – thay thế cho sức cản của hiện tượng tiết lưu gây ra bởi các phần tuabin phía sau). Thông số của dòng khí tại các biên này (Bảng 3.7) được lấy từ tài liệu [115] và tính toán từ lý thuyết trong mục 2.3.

Trong thực tế, dòng khí chảy từ buồng đốt tới CPCA có áp suất toàn phần, nhiệt độ toàn phần không đồng đều theo cả chiều hướng kính và chiều chu vi. Để có được thông số thực tế này hoặc phải có kết quả đo trên động cơ đang hoạt động hoặc tính toán mô phỏng cả buồng đốt, cả hai việc này đều làm khối lượng công việc tăng lên gấp nhiều lần. Áp suất tại đầu vào của CPCA  $p_g^*$  sai lệch không nhiều [17] do dòng

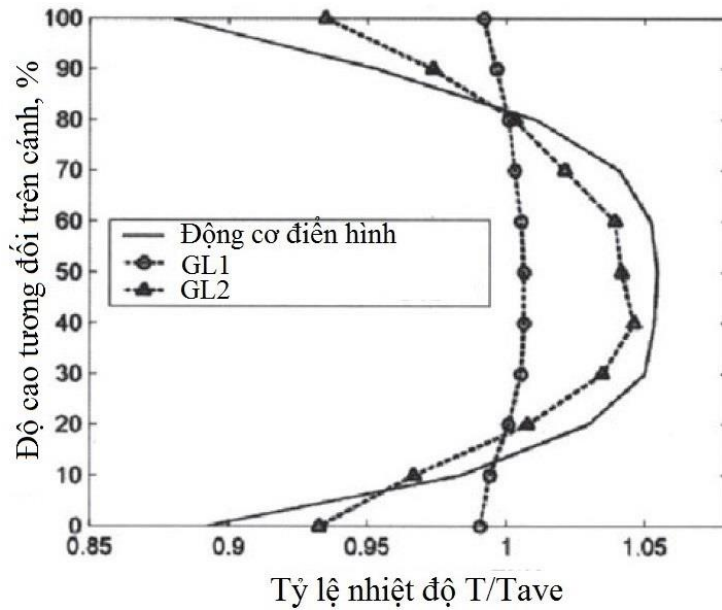
khí không chịu ảnh hưởng của lực quán tính ly tâm như tại khu vực cánh công tác. Do vậy, luận án giả thiết áp suất toàn phần phân bố đều tại đầu vào CPCA, nhiều công trình cũng sử dụng giả thiết này trong quá trình mô phỏng [61], [81], [106].

Bảng 3.7. Thông số dòng khí tại các biên ở các chế độ tính toán

Chế độ, [% tay ga]	100	80	62,5	50	Đảo chiều
Áp suất toàn phần tại đầu vào của dòng khí nóng, $p_g^*$ [kPa]	1203	1039	914	818,2	943,3
Nhiệt độ toàn phần trung bình tại đầu vào của dòng khí nóng, $T_g^*$ [K]	1246	1163	1100	1055	1156
Đôi áp tĩnh trung bình tại đầu ra, $p_l$ [kPa]	859,8	722,2	637,2	569,9	647
Áp suất toàn phần tại đầu vào của không khí làm mát, $p_c^*$ [kPa]	1233	1080	950	850	980
Nhiệt độ toàn phần tại đầu vào của không khí làm mát, $T_c^*$ [K]	637	610	587,5	568,3	596,7

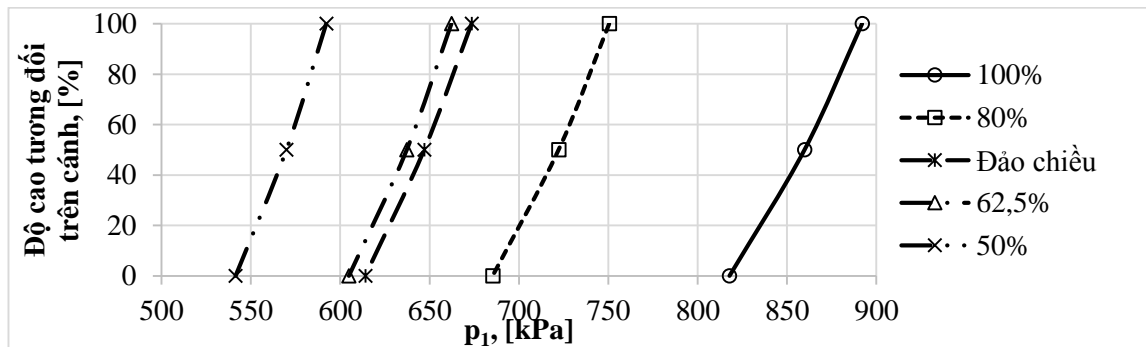
Nhiệt độ tại đầu vào CPCA  $T_g^*$  biến thiên theo cả chiều hướng kính và chiều chu vi, trong đó biến thiên theo chiều hướng kính là rõ rệt nhất [47]. Tại khu vực tiếp giáp vỏ trong và vỏ ngoài có một lượng nhiệt lớn truyền ra vỏ, đồng thời dòng khí làm mát kiểu màng chảy bọc trên vỏ ống chịu nhiệt của buồng đốt làm nhiệt độ giảm đáng kể so với khu vực độ cao trung bình. Dạng đặc trưng của sự phân bố nhiệt độ dòng khí  $T_g^*$  được trình bày trong các công trình [8], [126], trong mô hình mô phỏng này tác giả sử dụng dạng phân bố điển hình trên Hình 3.11 (đường ‘Động cơ điển hình’) để thiết lập điều kiện đầu vào cho dòng khí nóng. Các công trình [61], [81], [106] sử dụng giả thiết tương tự để làm điều kiện đầu vào cho mô hình mô phỏng.

Phía sau CPCA là mạng cánh công tác quay và thực tế có tác động ngược tới dòng khí chảy từ CPCA. Để nghiên cứu tương tác này cần xây dựng cả CPCA và cánh công tác, tuy nhiên trong các bài toán trao đổi nhiệt, mô hình như vậy sẽ làm khối lượng tính toán tăng lên gấp nhiều lần vượt quá khả năng của máy tính, hoặc cần giảm khối lượng tính toán tại các bề mặt trao đổi nhiệt sẽ ảnh hưởng lớn tới độ chính xác của kết quả trao đổi nhiệt. Chính vì vậy, nhiều công trình tính toán trạng thái nhiệt cánh phun như [61], [68], [69], [81], [106], [130], [136] bỏ qua tương tác ngược của cánh công tác, khi đó đầu ra được thay thế bằng đôi áp  $p_l$ , đôi áp này bằng áp suất ở khe hở giữa cánh phun và cánh công tác. Theo tính toán từ mục 2.3.4.2, đôi áp  $p_l$  tại đầu ra CPCA có sự thay đổi theo độ cao, trong đó  $p_l$  tăng dần từ chân tới đỉnh cánh (Hình 3.12), tuy nhiên  $p_l$  sai lệch so với giá trị trung bình dưới 5%.



Hình 3.11. Phân bố nhiệt độ dòng khí sau buồng đốt [8]

(GL1 – Đo trên mô hình giả lập khi không kích hoạt hệ thống phun khí sát vách;  
GL2 – đo trên mô hình giả lập có phun không khí làm mát sát thành vách)



Hình 3.12. Áp suất tĩnh sau CPCA tại các độ cao khác nhau

### 3.3. Xây dựng mô hình tính toán hệ số trao đổi nhiệt cho kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh bằng mô hình đồng dạng

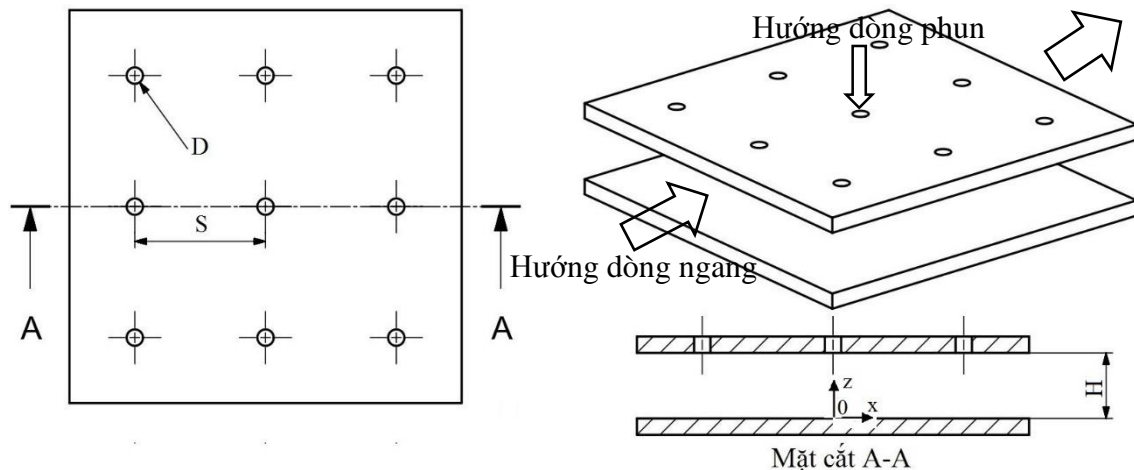
#### 3.3.1. Xây dựng mô hình đồng dạng và đảm bảo các điều kiện đồng dạng

Mục đích của mục này là xây dựng mô hình tính toán hệ số trao đổi nhiệt cho mô hình dạng tấm phẳng đồng dạng với kênh dẫn khí phía trong lưng cánh (mô hình đồng dạng B - Hình 3.1, Hình 3.13), nơi được tăng cường làm mát bằng cách bổ sung các lỗ phun không khí từ màng phân phối. Kết quả của mô hình nhằm đưa ra dải khuyến cáo về thông số hình học (khoảng cách  $H/D$ , bước lỗ  $S/D$ , đường kính  $D$ ) của màng phân phối phía lưng cánh phun.

Mô hình đồng dạng B là kênh dẫn không khí bao bởi màng phân phối và tấm đích (bề mặt trong của lưng cánh) đều ở dạng tấm phẳng. Tại đây có hai dòng không



khí: dòng phun chảy qua các lỗ phun (vuông góc với mặt Oxy) và dòng ngang cấp từ một đầu chảy xuôi theo chiều Ox (Hình 3.13). Quá trình trao đổi nhiệt trong trường hợp này chủ yếu là trao đổi nhiệt khuếch tán đối lưu cưỡng bức giữa dòng không khí với bề mặt bên trong của lưng cánh, hiện tượng dẫn nhiệt, đối lưu tự nhiên và bức xạ nhiệt trong dòng không khí quá nhỏ so với đối lưu cưỡng bức và được bỏ qua.



Hình 3.13. Mô hình tấm phẳng được làm mát bằng màng phân phối có tương tác dòng phun với dòng ngang

Đối chiếu với các điều kiện đồng dạng đã trình bày ở mục 2.4, so với nguyên mẫu kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh, mô hình B đảm bảo được điều kiện thứ nhất và thứ hai. Tức là đảm bảo đồng dạng về chất lượng và đặc trưng của quá trình: số lượng và hướng dòng đầu vào và đầu ra giống nhau, hệ số trao đổi nhiệt cùng được viết bởi phương trình (2.91). Về điều kiện thứ ba, khi đối chiếu với 6 tham số đồng dạng đã được đề cập trong phương trình (2.91) thì mô hình đồng dạng đã đảm bảo được 4 tham số và chưa đảm bảo hoàn toàn đối với 2 tham số.

Mô hình đã đảm bảo được 4 tham số đồng dạng về khí động  $\Pi_1 = Re_j$ ,  $\Pi_2 = VR$  và hình học  $\Pi_4 = H/D$ ,  $\Pi_5 = S/D$ . CPCA nguyên bản chưa có các lỗ phun trên màng phân phối phía lưng cánh, không thể xác định ngay từ đầu kích thước và thông số dòng khí chảy qua các lỗ này. Do vậy, dải thông số khí động ( $Re_j$ ,  $VR$ ) và hình học ( $H/D$ ,  $S/D$ ) của mô hình đồng dạng được khảo sát trong dải thường gặp của CPCA, đủ để bao phủ phạm vi các thông số của màng phân phối sau cải tiến. Ở đây, các thông số đặc trưng cho vận tốc dòng khí  $Re_j$  và  $VR$  được tính từ giá trị vận tốc trung bình tại lỗ phun và đầu vào của kênh dẫn dòng ngang. Số Reynolds của dòng phun  $Re_j$  được khảo sát trong dải 10000÷25000, tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$

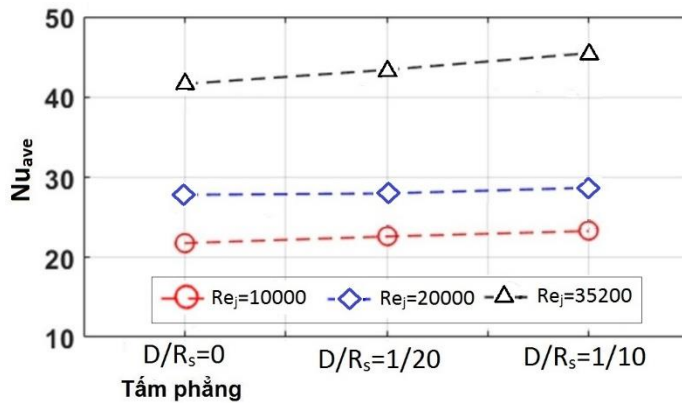
trong dải  $3 \div \infty$ . Theo khuyến cáo đối với cánh tuabin  $H/D=1 \div 3$ ,  $S/D=3 \div 12$  [47], [85] nên luận án khảo sát với  $H/D=1; 1,5; 2; 3$  và  $S/D=3; 5; 8; 10$ .

Mô hình chưa đảm bảo được tham số đồng dạng  $\Pi_3=T_w/T_f$ , tuy nhiên vấn đề này được giải thích như sau: Dòng khí nóng lưu thông qua mạng cánh chỉ có tác động gián tiếp tới hệ số trao đổi nhiệt đối lưu cưỡng bức trong kênh dẫn phía trong lưng cánh thông qua tỷ số nhiệt độ  $T_w/T_f$  vì tại lưng cánh dòng khí nóng và dòng không khí làm mát không trao đổi chất với nhau. Nhiệt độ trên thành vách cánh  $T_w$  là thông số biến thiên liên tục, bên cạnh đó nhiệt độ dòng không khí làm mát tại các vị trí khác nhau  $T_f$  cũng không phải là hằng số, do vậy tỷ số  $T_w/T_f$  là thông số biến thiên phức tạp và khó kiểm soát. Việc đảm bảo tỷ số  $T_w/T_f$  trên mô hình thực nghiệm giống với nguyên mẫu cánh có tính khả thi thấp. Theo kết quả mô phỏng của công trình [30]  $T_w/T_f$  tăng sẽ làm hệ số trao đổi nhiệt  $h$  có xu hướng giảm, tuy nhiên theo kết quả thử nghiệm của công trình [52]  $h$  giảm không rõ ràng khi  $T_w/T_f$  tăng trong dải  $0,71 \div 0,83$ . Như vậy việc không đảm bảo tỷ số  $T_w/T_f$  không gây ra sai số lớn và có thể chấp nhận kết quả thu được, đa phần các công trình bỏ qua điều kiện này hoặc không đề cập đến.

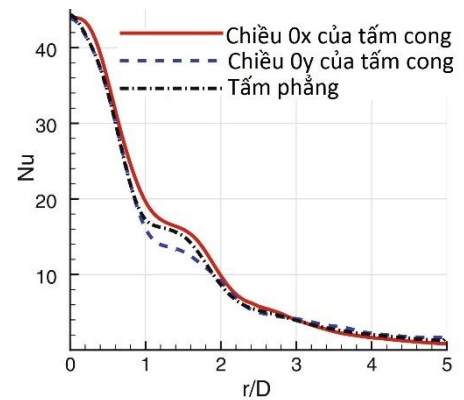
Mô hình cũng chưa đảm bảo được tham số đồng dạng  $\Pi_6=D/R_s$ . Kênh dẫn không khí phía lưng cánh thực tế là kênh dẫn cong với bán kính cong trung bình  $R_s=215\text{mm}$ , đường kính lỗ phun  $D \ll R_s$  ( $D=0,2 \div 2\text{ mm}$  [104]) nên độ cong tương đối rất nhỏ ( $D/R_s=1/1075 \div 1/107$ ), có thể đơn giản hóa thành mô hình tấm phẳng. Đối với quá trình đối lưu cưỡng bức thuần túy, kênh dẫn bán kính cong  $R_s$  chiều cao  $H$  có hệ số trao đổi nhiệt cao hơn so với kênh phẳng bằng tỷ số hiệu chỉnh  $\varepsilon_R = 1 + 1,77 \frac{H}{R_s}$  [2].

CPCA động cơ DR76 có  $H=0,8\text{mm}$ ,  $R_s=215\text{mm}$  nên  $\varepsilon_R \approx 1,007$ , tức là sai số giữa kênh dẫn phẳng và kênh dẫn cong chỉ là 0,7%.

Đối với trường hợp trao đổi nhiệt do dòng khí phun ra từ màng phân phối, công trình [27], [51] đưa ra kết quả về sự sai lệch của  $Nu$  giữa mô hình tấm phẳng và mô hình tấm cong trên Hình 3.14, Hình 3.15. Ở đây thấy rằng khi  $D/R_s \leq 1/20$  sự sai lệch  $Nu_{ave}$  so với mô hình tấm phẳng là rất nhỏ, phân bố  $Nu$  khi  $D/R_s=1/16$  cũng tương đồng và không có sự khác biệt đáng kể so với mô hình phẳng. Do vậy trong trường hợp CPCA động cơ DR76 có độ cong tương đối  $\frac{D}{R_s} = \frac{1}{1075} \div \frac{1}{107}$  có thể đơn giản hóa kênh dẫn không khí phía lưng cánh thành kênh dẫn phẳng.



Hình 3.14. So sánh  $Nu_{ave}$  của mô hình tấm phẳng với mô hình tấm cong có  $D/R_s$  khác nhau ( $H/D=3$ ) [51]



Hình 3.15. So sánh Nu của mô hình tấm phẳng với mô hình tấm cong có  $D/R_s=1/16$  ( $Re_j=3300$ ,  $H/D=5$ ) [27]

Trong thực tế, khi dòng khí đi qua khu vực mũi cánh sẽ hấp thụ một phần nhiệt lượng, làm nhiệt độ của nó tăng lên, sau đó mới chảy qua khu vực bụng và lưng cánh, tuy nhiên xác định lượng tăng nhiệt độ này rất khó khăn và không có quy luật rõ ràng. Trong hầu hết các công trình nghiên cứu về tương tác giữa hai dòng này mà tác giả luận án được tiếp cận [22], [36], [42], [72], [79] đều coi nhiệt độ đầu vào của dòng phun và dòng ngang là bằng nhau. Ngoài ra, độ nhám và chiều dày lỗ phun cũng ảnh hưởng đến hệ số trao đổi nhiệt [77], [80], tuy nhiên trong khuôn khổ luận án chưa xem xét đến các ảnh hưởng này.

Như vậy, mô hình vật lý đồng dạng với kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh ở dạng tấm phẳng được luận án xây dựng đã đảm bảo được 4 tham số gồm khí động  $\Pi_1=Re_j$ ,  $\Pi_2=VR$  và hình học  $\Pi_4=H/D$ ,  $\Pi_5=S/D$  do chúng được khảo sát trong dải rộng  $Re_j = 10000 \div 25000$ ,  $VR = 3 \div \infty$ ,  $H/D=1 \div 3$ ,  $S/D=3 \div 10$ . Mô hình đã gần đảm bảo được tham số  $\Pi_6=D/R_s$ , sai số giữa  $Nu$  của mô hình tấm phẳng và tấm cong ( $\frac{D}{R_s} = \frac{1}{1075} \div \frac{1}{107}$ ) nhỏ hơn 1%. Mặc dù không đảm bảo được tham số là  $\Pi_3=T_w/T_f$  nhưng kết quả các công trình đã công bố đều cho thấy chúng ít ảnh hưởng đến giá trị  $Nu$  thu được. Do đó, mô hình vật lý đồng dạng B đã xây dựng hoàn toàn đủ tính đúng đắn để khảo sát đặc trưng trao đổi nhiệt tại khu vực lưng cánh phun khi có tương tác giữa dòng phun và dòng ngang.

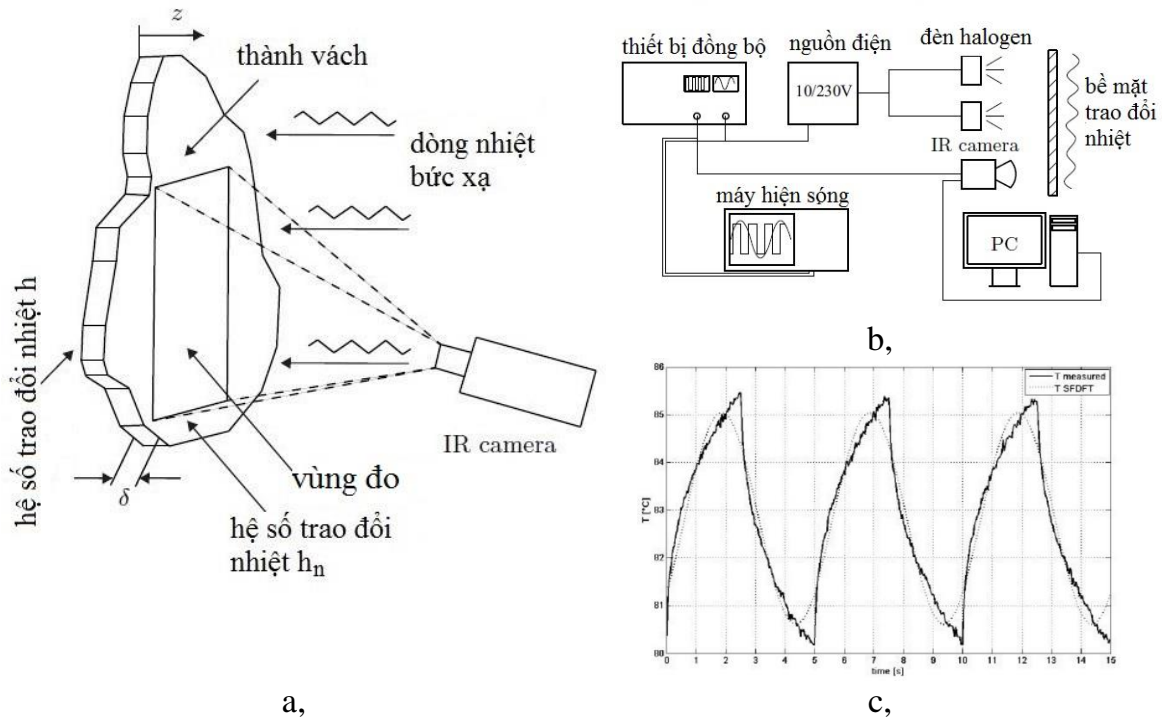
Tính toán hệ số trao đổi nhiệt của mô hình đồng dạng B được thực hiện bằng thực nghiệm và mô phỏng, trong đó việc thực nghiệm được thực hiện theo phương pháp dao động nhiệt TOIRT. Việc mô phỏng được thực hiện bằng ANSYS-CFX,

được thực hiện ở các chế độ mà việc thực nghiệm không thể tiến hành hoặc các thông số mà thực nghiệm không đưa ra được.

### 3.3.2. Xây dựng hệ thống thực nghiệm xác định hệ số trao đổi nhiệt cho mô hình dạng tấm phẳng bằng phương pháp dao động nhiệt độ

#### 3.3.2.1. Nguyên lý xác định hệ số trao đổi nhiệt của phương pháp TOIRT

Phương pháp dao động nhiệt độ TOIRT được lựa chọn để xác định hệ số trao đổi nhiệt trên bề mặt tấm kim loại phẳng làm mát bằng màng phân phối (mô hình đồng dạng B - Hình 3.1). Sơ đồ nguyên lý đo hệ số trao đổi nhiệt bằng phương pháp TOIRT được thể hiện trên Hình 3.16a. Việc đồng bộ thời gian giữa camera nhiệt và nguồn nhiệt được thực hiện nhờ máy hiện sóng và thiết bị đồng bộ (Hình 3.16 b). Dữ liệu nhiệt độ trước và sau biến đổi Fourier tại mỗi điểm có dạng như Hình 3.16c.



Hình 3.16. Sơ đồ hệ thống đo đặc hệ số trao đổi nhiệt bằng phương pháp TOIRT

a – Mô hình nguyên lý của Wandelt và Roetzal [87];

b – Sơ đồ hệ thống ghi nhận tín hiệu [87];

c – Diễn biến dao động nhiệt độ đặc trưng tại một điểm theo thời gian [37]

Khi cấp thông lượng nhiệt  $q$  từ nguồn nhiệt (thường là đèn halogen như Hình 3.16b hoặc laser) biến thiên theo vận tốc góc  $\omega$  thì dữ liệu nhiệt độ tức thời tại mỗi điểm cũng biến thiên có tính tuần hoàn theo thời gian (Hình 3.16c). Đối với thành

vách mỏng và đồng nhất có hệ số khuếch tán nhiệt  $a$  [m<sup>2</sup>/s], bỏ qua dòng nhiệt khuếch tán theo chiều  $x$  và  $y$ , ta có phương trình dẫn nhiệt một chiều theo thời gian [87], [97]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (3.1)$$

ở đây:  $t$  – thời gian;  $z$  – tọa độ theo chiều dày của tấm (Hình 3.16 a).

Điều kiện biên trong trường hợp này là phương trình cân bằng nhiệt tại hai bề mặt của tấm (với  $z=0$  và  $z=\delta$ ) [87], [97]:

$$\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0} = hT|_{z=0} \quad (3.2)$$

$$\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=\delta} = q_0 \sin \omega t - h_n T|_{z=\delta} \quad (3.3)$$

ở đây  $h$ ,  $h_n$  – tương ứng là hệ số trao đổi nhiệt cần tìm (tại mặt được tăng cường trao đổi nhiệt) và tại mặt ngoài (mặt IR chụp ảnh) (Hình 3.16);  $\omega$  – vận tốc góc của nguồn nhiệt,  $q_0$  – biên độ dao động của nguồn nhiệt.

Từ các phương trình (3.1)–(3.3) có thể thấy nhiệt độ bề mặt tấm kim loại phụ thuộc vào các yếu tố chính: hệ số trao đổi nhiệt ở cả hai phía của tấm  $h$  và  $h_n$ , thông số hình học (độ dày  $\delta$ ), thông số vật lý (hệ số dẫn nhiệt  $\lambda$ , nhiệt dung riêng  $C$ , hệ số khuếch tán nhiệt  $a$ ) của tấm kim loại và thông lượng nhiệt cường bức  $q$  truyền tới tấm kim loại (Hình 3.16). Khi các thông số hình học, vật lý của tấm kim loại không đổi, sự biến thiên nhiệt độ theo thời gian, thông lượng nhiệt  $q$  và hệ số trao đổi nhiệt có mối quan hệ trực tiếp với nhau, đây là nguyên lý tính toán của phương pháp này.

Vì dữ liệu nhiệt độ tại từng tọa độ  $(x,y)$  có tính chu kỳ (Hình 3.16c) nên nhiệt độ  $T(t)$  tại thời điểm  $t$  có thể biểu diễn dưới dạng chuỗi Fourier [37]:

$$T(t) = T_0 + \sum_{i=1}^n [a_f \cos(i\omega t) + b_f \sin(i\omega t)] \quad (3.4)$$

ở đây:  $T_0$  – hằng số;  $a_f$  và  $b_f$  là hệ số của chuỗi Fourier

$$a_f = \frac{2}{n} \sum_1^n T_i \cos(\omega t_i); \quad b_f = \frac{2}{n} \sum_1^n T_i \sin(\omega t_i) \quad (3.5)$$

ở đây:  $T_i$  – nhiệt độ tại điểm  $(x,y)$  đang tính toán tương ứng với ảnh chụp thứ  $i$ ;  $t_i$  – thời gian tương ứng với ảnh thứ  $i$ ;  $n$  – tổng số ảnh. Theo công trình [97] nhiệt độ tại mỗi điểm trên tấm có thể viết dưới dạng hàm lượng giác với tốc độ góc  $\omega$  và góc trễ pha  $\varphi$ :

$$T(z,t) = T_0(z) + A(z) \sin(\omega t - \varphi(z)) \quad (3.6)$$

trong đó:  $A$  – biên độ dao động. Độ trễ pha  $\varphi$  đặc trưng cho quán tính nhiệt, là thời gian cần thiết để thay đổi nhiệt độ của bản thân khối kim loại và dòng khí chảy sát bề mặt, nó có mối quan hệ trực tiếp với hệ số trao đổi nhiệt  $h$  ở mọi điểm đo. Theo công trình [37] biên độ  $A$  và góc pha  $\varphi$  trong phương trình (3.6) được tính từ hệ số  $a_f$  và  $b_f$ :

$$A = \sqrt{a_f^2 + b_f^2}; \quad \varphi = \arctan\left(\frac{a_f}{b_f}\right) \quad (3.7)$$

Kết hợp các phương trình (3.1)÷(3.3) và (3.6), qua các bước biến đổi trung gian trong [97] thu được hàm số biểu diễn mối quan hệ giữa độ trễ pha  $\varphi(z)$  ở bề mặt bức xạ ( $z=\delta$ ) với hệ số trao đổi nhiệt  $h$  theo phương trình (3.8):

$$\tan \varphi|_{z=\delta} = \frac{c_1 + 2\xi\psi c_2 + 2\xi^2\psi^2 c_3}{2\xi\psi(1+r)c_0 + 2\xi^2(1+2r)c_1 + 4\xi^3\psi^3 c_2 + c_3} \quad (3.8)$$

ở đây  $r$ ,  $\psi$ ,  $\xi$  và  $c_0$ ,  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  được xác định theo phương trình (3.9), (3.10) [87],[97]

$$r = \frac{h_n}{h}, \quad \psi = \frac{ha}{\delta\lambda\omega}, \quad \xi = \delta\sqrt{\frac{\omega}{2a}} \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} c_0 &= \cosh^2(\xi) \cdot \cos^2(\xi) + \sinh^2(\xi) \cdot \sin^2(\xi) \\ c_1 &= \cosh(\xi) \cdot \sinh(\xi) + \cos(\xi) \cdot \sin(\xi) \\ c_2 &= \cosh^2(\xi) \cdot \sin^2(\xi) + \sinh^2(\xi) \cdot \cos^2(\xi) \\ c_3 &= \cosh(\xi) \cdot \sinh(\xi) - \cos(\xi) \cdot \sin(\xi) \end{aligned} \quad (3.10)$$

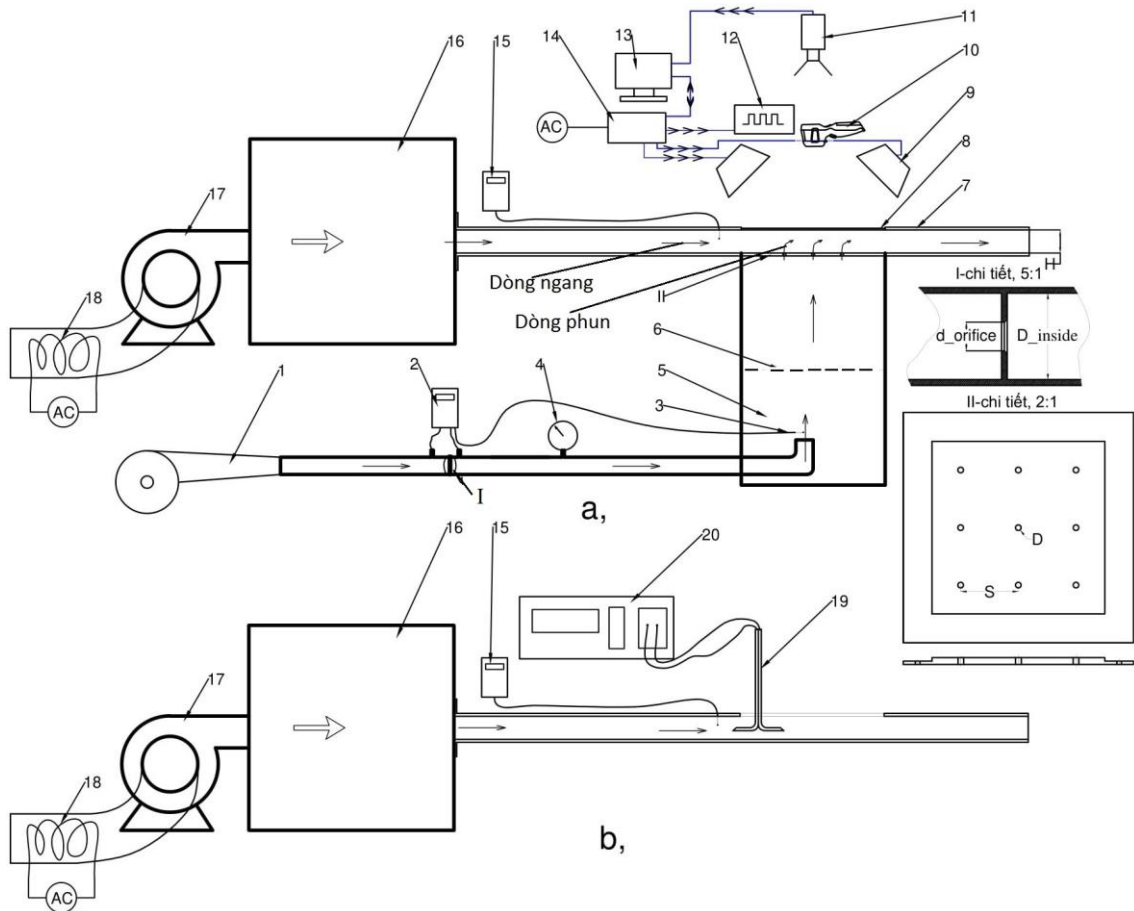
ở đây hàm  $\sinh(x)$  và  $\cosh(x)$  là các hàm hyperbolic:  $\sinh(x)=(e^x-e^{-x})/2$ ;  $\cosh(x)=(e^x+e^{-x})/2$ .

### 3.3.2.2. Xây dựng hệ thống thực nghiệm

Sơ đồ thực nghiệm được biểu diễn trên Hình 3.17a trong đó gồm 2 phần chính: kênh của dòng phun và kênh của dòng ngang. Để tạo dòng khí cho dòng phun, hệ thống sử dụng máy thổi khí công suất định mức 0,8 kW đi kèm bộ điều chỉnh công suất. Lưu lượng không khí được đo theo nguyên lý chênh áp qua tấm tiết lưu I (TCVN 8113-1:2009, ISO 5167-1:2003 [4]). Mức chênh áp được đo bằng thiết bị 2 - Kimo MP 210G gắn bộ áp kế vi sai MPR 10000 - có dải đo đến 10000Pa, độ phân giải 1Pa, độ chính xác  $\pm 0,2\%$  hoặc  $\pm 10$  Pa [62]. Ống đo có đường kính trong  $D_{inside}=30$  mm, tùy thuộc vào lưu lượng khí chảy qua mà lỗ tiết lưu có đường kính  $d_{orifice}=7mm, 10mm$  hoặc  $15mm$ , được thiết kế theo tiêu chuẩn TCVN 8113-2:2009, ISO 5167-2:2003 [5].

Để ổn định dòng cho dòng phun sử dụng khoang ổn định 5 kích thước 250x250x400 mm có màng san dòng 6 ở giữa. Các lỗ phun đường kính 5 mm được

khoan trên tấm mica II có độ dày 6 mm, tỷ số giữa độ dày và đường kính lỗ nằm trong dải thường gặp của màng phân phối thực trên cánh tuabin.



Hình 3.17. Sơ đồ thực nghiệm

a – sơ đồ lắp đặt; b – Sơ đồ kiểm tra phân bố vận tốc dòng ngang

I - ống đo lưu lượng theo nguyên lý lỗ tiết lưu; II – màng phân phối

1 – máy thổi khí; 2 – áp kế vi sai Kimo MP 210G; 3– nhiệt kế điện tử; 4 – áp kế; 5 – hộp ổn định dòng phun; 6 – màng san dòng; 7 - ống dẫn khí; 8 – tấm kim loại; 9 – đèn halogen; 10 – camera nhiệt Flir i7; 11 – camera kỹ thuật số; 12 – đèn hiển thị trạng thái mạch; 13 – máy tính; 14 – mạch điều khiển xung cho đèn halogen; 15 – testo 425; 16 – hộp cấp khí cho dòng ngang; 17 – quạt thổi với bộ điều chỉnh điện áp; 18 – bộ sấy; 19 - ống pitot; 20 - thiết bị E Instruments E8500 plus

Kênh của dòng ngang bao gồm quạt 17 công suất 240 W đi kèm bộ điều chỉnh công suất, khoang ổn định áp suất 16 kích thước 350x350x350 mm, ống dẫn dòng ngang bằng mica có mặt cắt hình chữ nhật, kích thước trong là  $H \times 250$  mm ( $H$  khoảng cách từ màng phân phối tới bề mặt tấm đích), chiều dài tính tới tấm kim loại là 500mm, sau đó đường dẫn không khí ra môi trường có chiều dài 250 mm. Trước quá trình đo, vận tốc dòng ngang được khảo sát tại 10 điểm theo trục y bằng thiết bị E-

Instruments E8500 plus (Hình 3.17 b), kết quả cho thấy tại khu vực từ tâm đến vị trí cách thành 10mm vận tốc lệch nhau không đáng kể và có thể coi chúng bằng nhau.

Trong quá trình thực nghiệm, thiết bị Testo 425 được sử dụng để đo vận tốc và nhiệt độ của dòng chảy ở đường tâm của kênh dẫn (Hình 3.17). Thiết bị Testo 425 có dải đo vận tốc từ 0 đến 20 m/s, độ nhạy 0,01 m/s, sai số  $\pm 0,03$  m/s (hoặc  $\pm 5\%$ ), dải đo nhiệt độ từ  $-20 \div 70^\circ\text{C}$ , độ nhạy  $0,1^\circ\text{C}$ , sai số  $\pm 0,5^\circ\text{C}$  khi nhiệt độ trong dải  $0 \div 60^\circ\text{C}$  [142]. Để cân bằng nhiệt độ giữa dòng phun và dòng ngang thì cửa hút của quạt 17 có lắp đặt bộ sấy 18 cùng bộ điều khiển đi kèm, sai lệch nhiệt độ giữa hai dòng được duy trì nhỏ hơn  $0,2^\circ\text{C}$  (theo dõi bằng cảm biến nhiệt số 3 và testo 425 số 15). Tấm kim loại được dùng làm tấm đích có kích thước  $250 \times 250 \times 1$  mm.

Để cung cấp xung nhiệt cho tấm kim loại, sử dụng 2 bóng đèn halogen 500W được điều khiển bởi mạch điện tử, chu kỳ có thể thay đổi trong dải  $5 \div 60$ s. Trong thử nghiệm này, tác giả lựa chọn chu kỳ  $p=30$ s, vì theo công trình [37]  $\zeta$  cần nhỏ hơn 0,5, ở đây  $\zeta=0,09$ , đồng thời hệ số trao đổi nhiệt không thứ nguyên  $\psi$  cần nằm trong dải  $0,1 \div 10$ .

Nhiệt độ trên bề mặt tấm kim loại được đo bằng camera nhiệt loại Flir i7, có dải đo  $-20 \div 250^\circ\text{C}$ , độ nhạy nhiệt  $< 0,1^\circ\text{C}$ , độ chính xác  $\pm 2\%$ , ống kính có tiêu cự  $f=6,76$  mm, trường nhìn  $29^\circ$ , hình ảnh có độ phân giải  $240 \times 240$  pixels, tần số đo 9Hz [38], [39]. Để ghi và đồng bộ dữ liệu từ camera nhiệt và xung dòng điện cấp cho đèn halogen, tác giả dùng camera kỹ thuật số để quay lại đồng thời đèn hiển thị trạng thái mạch 12 và camera nhiệt 10. Camera kỹ thuật số này có khẩu độ  $f/2,0$ , tiêu cự 28 mm, độ phân giải 13 MP, tốc độ chụp 30Hz.

### 3.3.2.3. Các chế độ thực nghiệm

Thực nghiệm này cùng với mô hình mô phỏng được dùng để nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số như tỷ lệ  $H/D$ ,  $S/D$ ,  $VR$ ,  $Re_j$ ,  $D$  tới hệ số trao đổi nhiệt nhằm có cơ sở để lựa chọn kết cấu màng phân phối mới. Chính vì vậy các chế độ thực nghiệm được lựa chọn như trong Bảng 3.8. Mô hình một cột dọc  $1 \times 3$  lỗ dành cho các trường hợp các cột lỗ phun cách xa nhau, coi như không có ảnh hưởng giữa các cột dọc, còn mô hình  $3 \times 3$  lỗ nhằm mô tả các trường hợp hàng và cột cách đều với cùng khoảng cách.

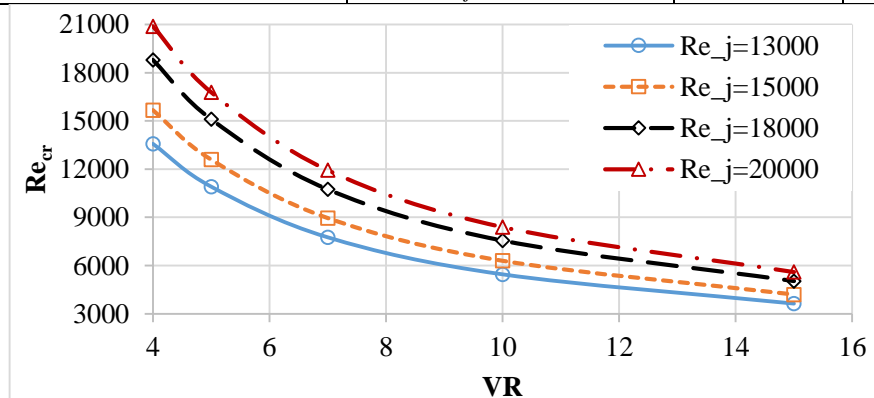
Trong các chế độ thực nghiệm trong Bảng 3.8 có  $Re_j \geq 10000$ , bên cạnh đó từ thông số vận tốc dòng ngang và kích thước của hộp dẫn tính toán được số Reynolds của dòng ngang  $Re_{cr} = 2u_{cr}H/\nu$  ( $u_{cr}$  – vận tốc dòng ngang, [m/s];  $H$  – chiều cao khe giữa màng phân phối và tấm đích, [m];  $\nu$  – độ nhớt động học của chất khí [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]) (xem Hình 3.18). Ở đây ta thấy rằng khi  $VR < 15$  thì dòng chảy ngang luôn có  $Re_{cr} > 4000$ . Như vậy có thể nói dòng phun và dòng ngang ở hầu hết chế độ thực



nghiệm trên chảy ở chế độ chảy rối, chỉ có chế độ TN3.4a và TN3.4b thì dòng ngang chảy ở chế độ chuyển tiếp ( $Re_{cr}=3600$ ).

Bảng 3.8. Bảng các chế độ thực nghiệm

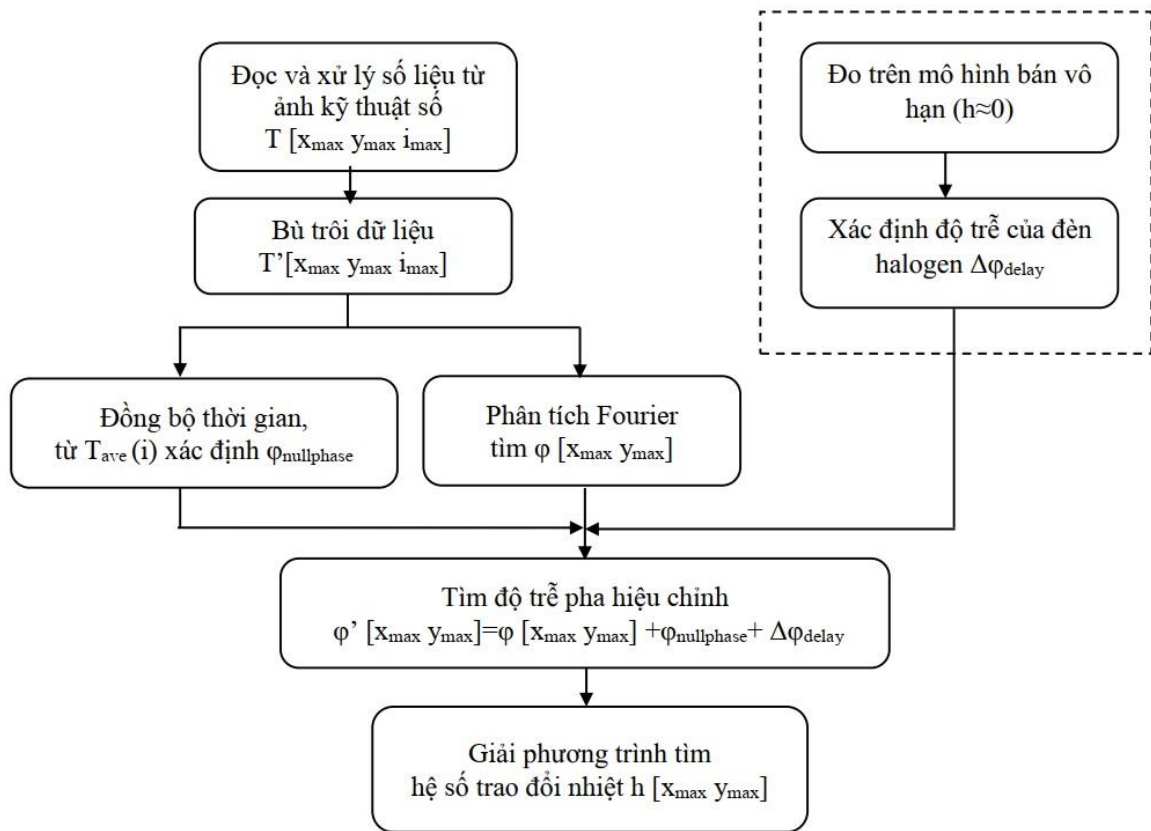
Nhóm thực nghiệm	Thông số biến thiên	Mã thực nghiệm	
		Mô hình 1x3 lỗ	Mô hình 3x3 lỗ
Thử nghiệm kiểm chứng	1 lỗ; $H/D=2$ ; $Re_j=25000$ , $VR=\infty$	TN 0.1	
	1 lỗ; $H/D=2$ ; $Re_j=13400$ ; $VR=7$	TN 0.2	
Ảnh hưởng của khoảng cách tương đối $H/D$ ( $S/D=10$ ; $Re_j=13000$ )	$H/D=2$ ; $VR=4$	TN 1.1a	TN 1.1b
	$H/D=3$ ; $VR=6$	TN 1.2a	TN 1.2b
	$H/D=4$ ; $VR=8$	TN 1.3a	TN 1.3b
	$H/D=3$ ; $VR=7$	TN 1.4a	TN 1.4b
	$H/D=4$ ; $VR=7$	TN 1.5a	TN 1.5b
	$H/D=2$ ; $VR=7$	TN 1.6a	TN 1.6b
Ảnh hưởng của bước lỗ tương đối $S/D$ ( $H/D=2$ ; $Re_j=13000$ ; $VR=7$ )	$S/D=10$	TN 2.1a	TN 2.1b
	$S/D=8$	TN 2.2a	TN 2.2b
	$S/D=5$	TN 2.3a	TN 2.3b
	$S/D=3$	TN 2.4a	TN 2.4b
Ảnh hưởng của tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang $VR$ ( $H/D=2$ ; $S/D=10$ , $Re_j=13000$ )	$VR=5$	TN 3.1a	TN 3.1b
	$VR=7$	TN 3.2a	TN 3.2b
	$VR=10$	TN 3.3a	TN 3.3b
	$VR=15$	TN 3.4a	TN 3.4b
	$VR=\infty$	TN 3.5a	TN 3.5b
Ảnh hưởng của số Reynolds của dòng phun $Re_j$ ( $VR=7$ ; $H/D=2$ ; $S/D=10$ )	$Re_j=13000$	TN 4.1a	TN 4.1b
	$Re_j=15000$	TN 4.2a	TN 4.2b
	$Re_j=18000$	TN 4.3a	TN 4.3b



Hình 3.18. Số Reynolds của dòng ngang  $Re_{cr}$  ở các trường hợp  $Re_j$  và  $VR$  khác nhau ( $H=10mm$ ;  $D=5mm$ )

### 3.3.2.4. Xử lý số liệu thực nghiệm

Số liệu thu được từ thực nghiệm là tập hợp các bức ảnh kỹ thuật số theo thời gian ghi lại diễn biến nhiệt độ tấm kim loại hiển thị trên màn hình camera nhiệt. Từ các dữ liệu này cần xây dựng được đồ thị của nhiệt độ tại từng điểm trên bề mặt ngoài, kết hợp với việc đồng bộ dữ liệu với dao động của nguồn nhiệt (đèn halogen) để xác định độ trễ pha  $\varphi$  của nhiệt độ tại các điểm trên bề mặt ngoài tấm kim loại. Khi đã biết độ trễ pha  $\varphi$ , việc xác định hệ số trao đổi nhiệt  $h$  được thực hiện bằng cách giải phương trình (3.8).



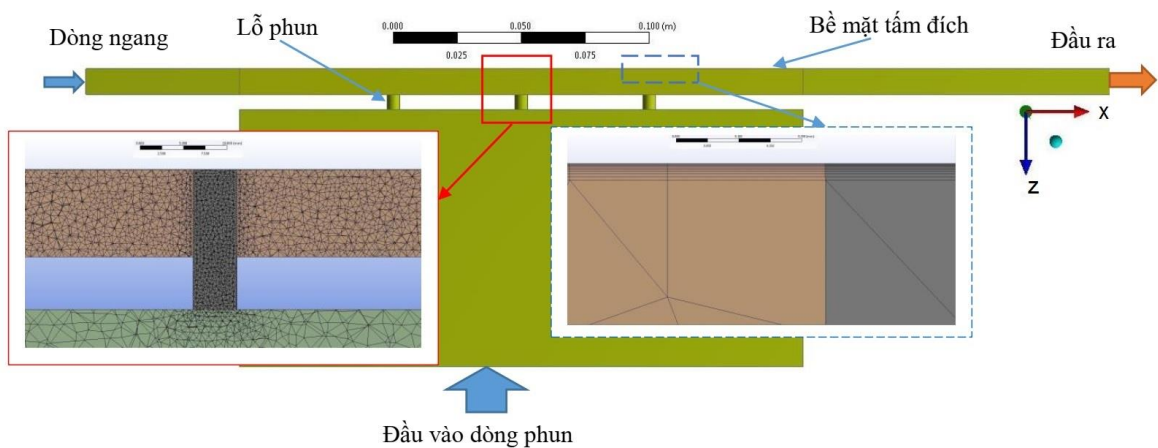
Hình 3.19. Sơ đồ các bước xử lý số liệu thực nghiệm

$x_{max} * y_{max}$  – kích thước khung ảnh;  $i_{max}$  – tổng số ảnh;  $T[x_{max} y_{max} i_{max}]$ ,  $T'[x_{max} y_{max} i_{max}]$  – dữ liệu nhiệt độ ở dạng ma trận kích thước  $x_{max} * y_{max} * i_{max}$  trước và sau bù trôi dữ liệu;  $\varphi[x_{max} y_{max}]$ ,  $\varphi'[x_{max} y_{max}]$  – dữ liệu độ trễ pha ở dạng ma trận kích thước  $x_{max} * y_{max}$  trước và sau khi thêm các thành phần hiệu chỉnh;  $T_{ave}(i)$  – nhiệt độ trung bình của toàn tấm ở thời điểm chụp ảnh thứ  $i$ ;  $\varphi_{nullphase}$  – độ lệch pha giữa thời điểm  $t=0$  của đèn halogen và của camera nhiệt;  $\Delta\varphi_{delay}$  – độ trễ nhiệt của đèn halogen

Các bước xử lý số liệu thực nghiệm được thực hiện theo sơ đồ trên Hình 3.19, chi tiết về từng bước tính toán được thể hiện trong Phụ lục 3 và thuật toán được viết bằng phần mềm Matlab R14a (xem Phụ lục 4).

### 3.3.3. Xây dựng mô hình mô phỏng xác định hệ số trao đổi nhiệt cho mô hình dạng tấm phẳng bằng phần mềm ANSYS-CFX

Do hạn chế về thiết bị nên việc thực nghiệm không thể khảo sát toàn bộ dải vận tốc dòng phun, dòng ngang, dải thay đổi các thông số hình học. Dòng phun bị giới hạn  $Re_j \leq 18000$ , còn tỷ số dòng phun/dòng ngang  $VR \geq 5$ , tỷ số  $H/D = 2, 3, 4$  (xem Bảng 3.8). Ngoài ra, mô hình thực nghiệm xây dựng trong mục 3.3.2 chỉ thu được hệ số trao đổi nhiệt, còn các kết quả về dòng chảy như phân bố trường vận tốc cần có mô hình lý thuyết xây dựng trong ANSYS-CFX. Kết quả của mô hình lý thuyết sau khi kiểm nghiệm bằng kết quả thực nghiệm sẽ được sử dụng để bổ sung các kết quả còn thiếu ở quá trình thực nghiệm và trong các trường hợp việc thực nghiệm không thể thực hiện.



Hình 3.20. Chia lưới khối khí chảy trong mô hình tấm phẳng

Mô hình lý thuyết trao đổi nhiệt trên tấm phẳng được làm mát bằng màng phân phối (mô hình B) được xây dựng bằng phần mềm ANSYS-CFX. Việc chia lưới ở dạng lai Hybrid, lưới sát biên đảm bảo  $y^+ \leq 1$ . Số lượng phần tử trong mô hình này (Hình 3.20) nằm trong dải là 4 ÷ 11 triệu, tùy thuộc vào mô hình 3, 4, 9, 25 lỗ phun.

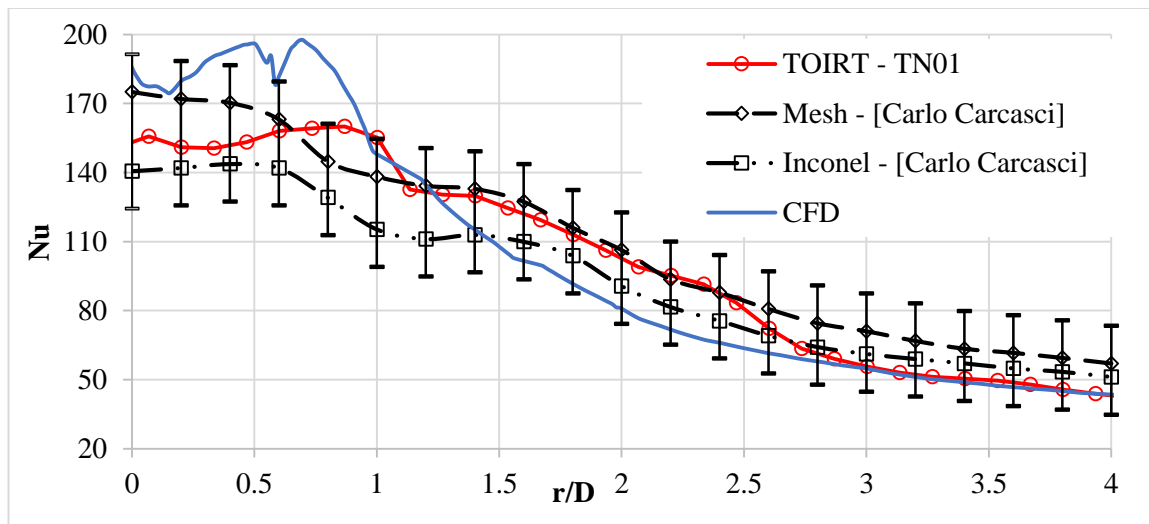
Theo công trình [104], [105] ngoài mô hình DNS, LES thì mô hình rối SST (Shear Stress Transport) cho kết quả tốt hơn cả và không đòi hỏi tài nguyên máy tính quá lớn. Mô hình này dùng hai đầu vào, trong đó một đầu vào cho dòng phun và một đầu vào cho dòng ngang, các trường hợp tính toán được thể hiện trên Bảng 3.9. Để có quá trình truyền nhiệt xảy ra, thông lượng nhiệt bề mặt được cài đặt ở giá trị không đổi ( $q = 230000 [W/m^2]$ ).

Bảng 3.9. Các trường hợp tính toán mô phỏng

Thông số	Trường hợp tính toán
Số lượng lỗ phun	3, 4, 9, 25
Đường kính lỗ phun $D$ , [mm]	0,3; 0,5; 0,75
Tỷ số $H/D$	1; 1,5; 2; 3; 4; 5
Tỷ số $S/D$	3, 5, 8, 10
Số Reynolds của dòng phun, $Re_j$	13000, 15000, 18000, 20000, 25000
$VR$	3; 5; 7; 10; 15; $\infty$

### 3.3.4. Kiểm nghiệm kết quả mô phỏng và thử nghiệm cho mô hình tấm phẳng

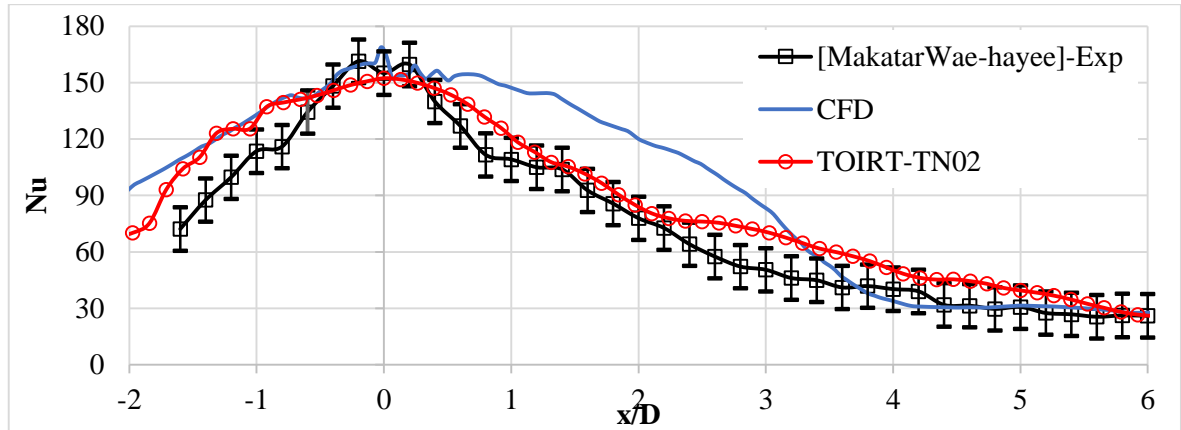
Với cùng trường hợp số Reynolds của dòng phun  $Re_j=25000$  và không có dòng ngang (Hình 3.21), kết quả thử nghiệm và mô phỏng được kiểm nghiệm với dữ liệu trong công trình [26]. Ở đây Carlo Carcasi đưa ra hai đường kết quả khi sử dụng phương pháp 2 - nhiệt độ diễn biến theo thời gian (đường ‘Mesh’) và sử dụng phương pháp 1 - nhiệt độ ổn định theo thời gian (đường ‘Inconel’). Đường thực nghiệm (đường ‘TOIRT-TN01’) luôn nằm trong đường biên độ sai số  $15\%Nu_{ave}$ , đa phần sai lệch với [26] dưới 10%. Kết quả mô phỏng bằng ANSYS-CFX (đường ‘CFD’) cũng nằm trong biên độ sai số  $15\%Nu_{ave}$ , chỉ có vùng nhỏ  $0,6 < r/D < 0,9$  sai số vượt ngưỡng này, sai số ở đây tới 30%.



Hình 3.21. Kiểm nghiệm kết quả thực nghiệm TN 0.1, mô phỏng bằng [26] với biên độ sai số  $15\%Nu_{ave}$  ( $Re_j=25000$ ,  $H/D=2$ ,  $VR=\infty$ )

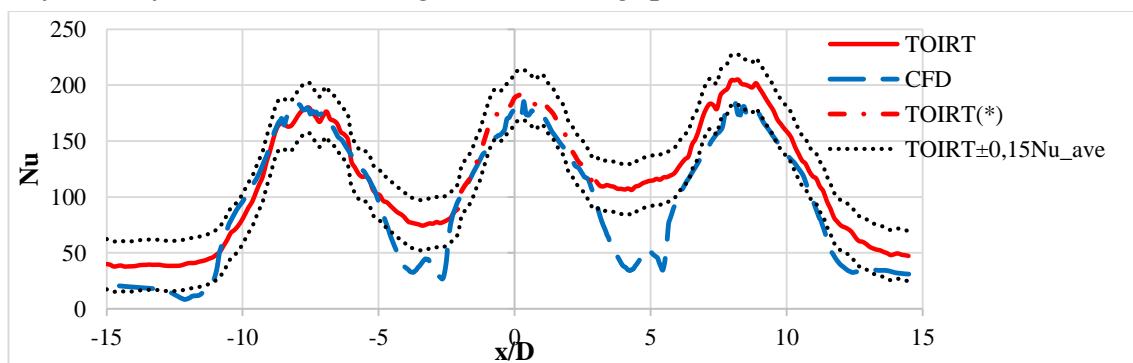
Với trường hợp có dòng ngang ( $Re_j=13400$ ,  $H/D=2$ ,  $VR=7$ ) đường kết quả thực nghiệm bằng phương pháp TOIRT (đường TOIRT-TN02) bám sát đường kết quả của công trình [72] với biên độ sai số  $15\%Nu_{ave}$  (Hình 3.22). Tại vùng  $x/D=2,5 \div 3,5$  và  $x/D < -1$  sai lệch vượt ngưỡng này, nhưng cũng không quá  $20\%Nu_{ave}$ . Kết quả tính toán Nu từ CFD có giá trị cao hơn so với đường thực nghiệm của NCS

và của Makatar Wae-hayee [72], đa phần sai lệch với [72] nằm trong ngưỡng  $20\%Nu_{ave}$ , chỉ có đoạn  $x/D=1\div3$  sai số đạt tới 30%, đoạn  $x/D=-0,5\div0,5$  và  $x/D>3,5$  sai số không đáng kể.



Hình 3.22. Kiểm nghiệm kết quả thực nghiệm TN 0.2, mô phỏng bằng [72] với biên độ sai số  $15\%Nu_{ave}$  ( $Re_j=13400$ ,  $H/D=2$  và  $VR=7$ )

Ở mô hình nhiều lỗ hơn, ta có kết quả so sánh giữa mô phỏng và thực nghiệm trên Hình 3.23. Ở đây ta thấy quy luật phân bố  $Nu$  của thực nghiệm và mô phỏng là tương đồng, sai lệch  $Nu$  giữa mô phỏng và thực nghiệm thường không vượt quá  $15\%Nu_{ave}$  (Hình 3.23). Đặc biệt kết quả ở lỗ thứ nhất có sai số nhỏ hơn 5%. Tại khoảng giữa của lỗ thứ hai và lỗ thứ ba ( $x/D=3,5\div5,5$ ) sai số tăng lên vượt mức  $15\%Nu_{ave}$ , có thể lên tới 30%. Ở khu vực lỗ giữa do ảnh hưởng nhiều của dầu thập trên màn hình camera nhiệt nên kết quả trên đường TOIRT(\*) là kết quả đã qua phép xử lý nội suy từ các điểm không bị nhiễu xung quanh.



Hình 3.23. So sánh kết quả mô phỏng và thực nghiệm trong mô hình 1x3 lỗ với  $Re_j=13000$ ,  $VR=7$ ,  $H/D=2$ ,  $S/D=8$

Từ các kết quả so sánh trên có thể thấy việc mô phỏng trong CFD và thử nghiệm bằng phương pháp TOIRT cho ra các kết quả tương đồng và không sai lệch nhiều so với các kết quả đã công bố [26], [72]. Các sai số này tuy còn lớn ( $<15\%$ ) nhưng nằm trong dải sai số thường gặp ở các bài toán xác định hệ số trao đổi nhiệt

của màng phân phối và phù hợp với kết quả nghiên cứu tương tự đã công bố [31], [72], [73], [86]. Như vậy, có thể sử dụng đồng thời hoặc một trong hai phương pháp này (mô phỏng CFD hoặc thử nghiệm bằng TOIRT) để nghiên cứu hệ số trao đổi nhiệt trên bề mặt tấm phẳng được làm mát bằng màng phân phối có xét tới tương tác giữa dòng phun và dòng ngang.

### 3.4. Kết luận Chương 3

Chương 3 đã xây dựng được mô hình mô phỏng trao đổi nhiệt cho CPCA động cơ DR76 bằng phần mềm ANSYS-CFX với phương pháp RANS, mô hình rối SST. Mô hình trao đổi nhiệt của CPCA được sử dụng để xác định vị trí cần tăng cường làm mát, đồng thời kiểm tra hiệu quả tăng cường làm mát của các phương án cánh đã cải tiến. Mô hình trao đổi nhiệt này được kiểm chứng bằng cách so sánh kết quả mô phỏng với kết quả thực nghiệm trên cánh Mark II [52]. Sai số về áp suất và nhiệt độ tại bề mặt ngoài của cánh tương ứng nhỏ hơn 5% và 3%; sai số hệ số trao đổi nhiệt nhỏ hơn 20%, tương tự như sai số của các công trình [24], [31], [82] đã công bố. Điều đó cho phép khẳng định mô hình trao đổi nhiệt của cánh phun đã xây dựng hoàn toàn đủ độ tin cậy và có thể sử dụng để khảo sát trạng thái nhiệt cho CPCA động cơ DR76.

Trong Chương 3, tác giả luận án đã xây dựng thành công hệ thống thử nghiệm bằng phương pháp TOIRT và mô hình mô phỏng bằng ANSYS-CFX để xác định hệ số trao đổi nhiệt cho mô hình dạng tấm phẳng đồng dạng với kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh. Hệ số trao đổi nhiệt thu được từ thực nghiệm TOIRT, mô phỏng CFD được so sánh với nhau và được kiểm nghiệm bằng dữ liệu đã công bố [26], [72]. Kết quả hệ số trao đổi nhiệt phù hợp về hình dáng biến thiên, trong đó sai lệch giữa kết quả thực nghiệm TOIRT với [26], [72] tương ứng nhỏ hơn 10% và 15%, kết quả mô phỏng CFD sai lệch so với [26], [72] nhỏ hơn 15% và 20%. Sai lệch giữa kết quả mô phỏng CFD so với kết quả thực nghiệm TOIRT ở mô hình nhiều lỗ có xét tới dòng ngang nhỏ hơn 15%, nhiều vùng nhỏ hơn 10%. Các sai số này nằm trong dải sai số thường gặp ở các bài toán xác định hệ số trao đổi nhiệt của màng phân phối và phù hợp với kết quả nghiên cứu tương tự đã công bố [31], [72], [73], [86].

Kết quả thực nghiệm và mô phỏng cho mô hình vật lý đồng dạng tiến hành trong Chương 3 cho phép đánh giá ảnh hưởng của các thông số hình học ( $S/D$ ,  $H/D$ ) và khí động ( $Re_j$ ,  $VR$ ) tới hệ số trao đổi nhiệt tại bề mặt bên trong lưng cánh khi có tương tác giữa dòng phun từ màng phân phối và dòng ngang từ khu vực đầu cánh chảy tới làm cơ sở để lựa chọn kết cấu màng phân phối trong Chương 4.

## CHƯƠNG 4. GIẢI PHÁP TĂNG CƯỜNG LÀM MÁT CÁNH PHUN TUABIN CAO ÁP ĐỘNG CƠ DR76

Chương 4 trình bày giải pháp tăng cường làm mát cho CPCA động cơ DR76 bằng phương pháp bổ sung dòng phun từ màng phân phối. Cánh phun này được làm mát dạng đối lưu bằng màng phân phối, tuy nhiên mới chỉ có các lỗ phun khí tới khu vực mũi cánh, kết cấu của cánh và các thông số hình học, thông số dòng khí được trình bày trên Hình 1.1, Hình 1.2, Bảng 3.6, Bảng 3.7, Bảng PL1.1 (Phụ lục 1). Các kết quả được tính toán từ các mô hình mô phỏng và thực nghiệm đã xây dựng trong Chương 3 (mô hình nguyên mẫu A và mô hình đồng dạng B).

Nội dung và trình tự nghiên cứu bao gồm:

Trước tiên sẽ khảo sát phân bố nhiệt độ trên bề mặt cánh nguyên bản (mục 4.1.1), tìm ra khu vực chịu nhiệt độ cao nhất ở các chế độ thường xuyên vận hành, xác định sự cần thiết của việc tăng cường làm mát và vị trí cần tăng cường làm mát. Kết quả sơ bộ cho thấy lưng cánh là khu vực cần tăng cường làm mát.

Sau đó sử dụng mô hình thực nghiệm và mô phỏng đã xây dựng trong mục 3.3 để khảo sát ảnh hưởng của các thông số hình học ( $S/D$ ,  $H/D$ ) và dòng khí ( $Re_j$ ,  $VR$ ) tới  $Nu$  (mục 4.3). Kết quả đưa ra các khuyến cáo về dải  $S/D$ ,  $H/D$  với tiêu chí thu được  $Nu$  cao nhất khi lưu lượng các dòng chảy không đổi. Nghiên cứu được thực hiện trên mô hình đồng dạng, kết quả thu được ở dạng không thứ nguyên, bao gồm cả kết quả về ảnh hưởng thông số dòng khí ( $Re_j$ ,  $VR$ ) tới  $Nu$  nhằm đảm bảo tính tổng quát của nội dung nghiên cứu. Các kết quả này có thể được ứng dụng vào cả khu vực bụng cánh hoặc đối tượng cánh phun khác có kết cấu tương tự.

Các thông số hình học từ các dải khuyến cáo bước lỗ tương đối  $S/D$ , khoảng cách tương đối  $H/D$  ở mục 4.3 sẽ được cụ thể hóa, áp dụng cho đối tượng CPCA động cơ DR76. Ở đây, cần xác định cụ thể đường kính  $D$ , số lượng lỗ cần thiết với yêu cầu không được thay đổi lưu lượng không khí làm mát. Các phương án kết cấu màng phân phối mới được đề xuất trong mục 4.3.

Các kết quả tăng cường làm mát cho CPCA động cơ DR76 được trình bày trong mục 4.4. Hiệu quả làm mát của các phương án này được đánh giá thông qua hệ số làm mát  $\theta$ , mức độ giảm nhiệt độ cực đại và nhiệt độ trung bình của cánh so với phương án nguyên bản, hệ số dự trữ nhiệt. Bên cạnh đó, khi kết hợp giữa màng phân phối mới và giảm nhiệt độ dòng không khí làm mát sẽ thấy rõ được việc tăng cường hệ số trao đổi nhiệt có tác dụng lớn đối với việc làm mát cánh phun tuabin.

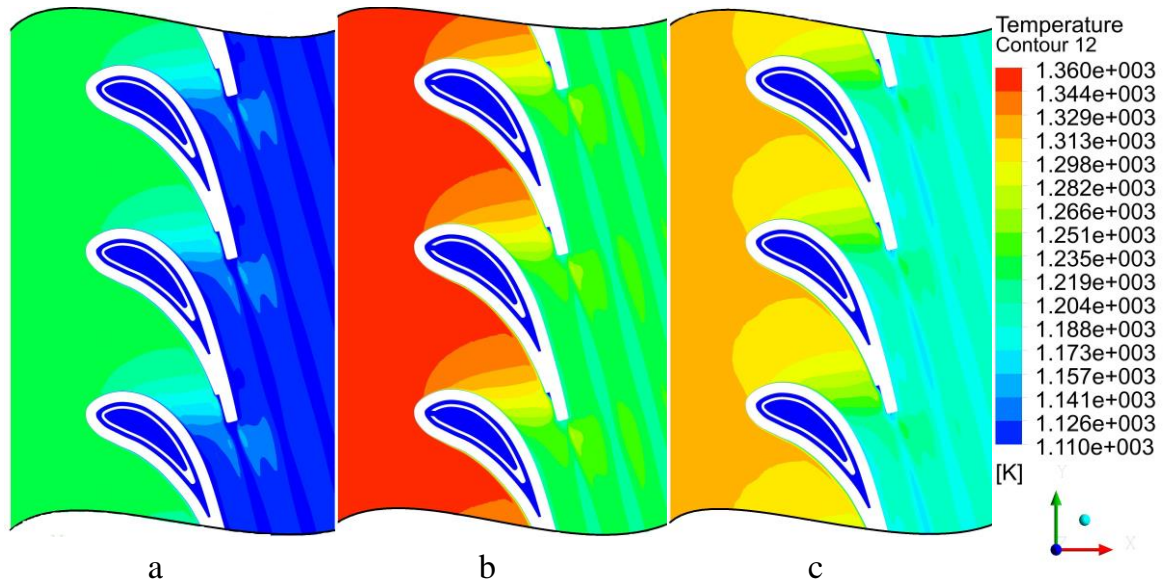


## 4.1. Khảo sát phân bố nhiệt độ và ứng suất nhiệt trên cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 bằng phương pháp mô phỏng

### 4.1.1. Khảo sát phân bố nhiệt độ và ứng suất nhiệt trên cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 ở các chế độ vận hành

#### 4.1.1.1. Biến thiên các thông số dòng khí trong kênh lưu thông của CPCA

Kết quả từ mô hình nguyên mẫu A bao gồm kết quả khí động lực học của dòng khí nóng chảy trong kênh lưu thông, dòng không khí làm mát chảy bên trong kênh dẫn, trạng thái nhiệt của cánh tuabin. Trong mục này xem xét đến một số kết quả chính của dòng khí nóng chảy trong kênh lưu thông, bao gồm kết quả về nhiệt độ dòng (Hình 4.1), vận tốc dòng (Hình 4.2a), động năng rối của dòng (Hình 4.2b) và áp suất dòng chảy (Hình 4.2c).



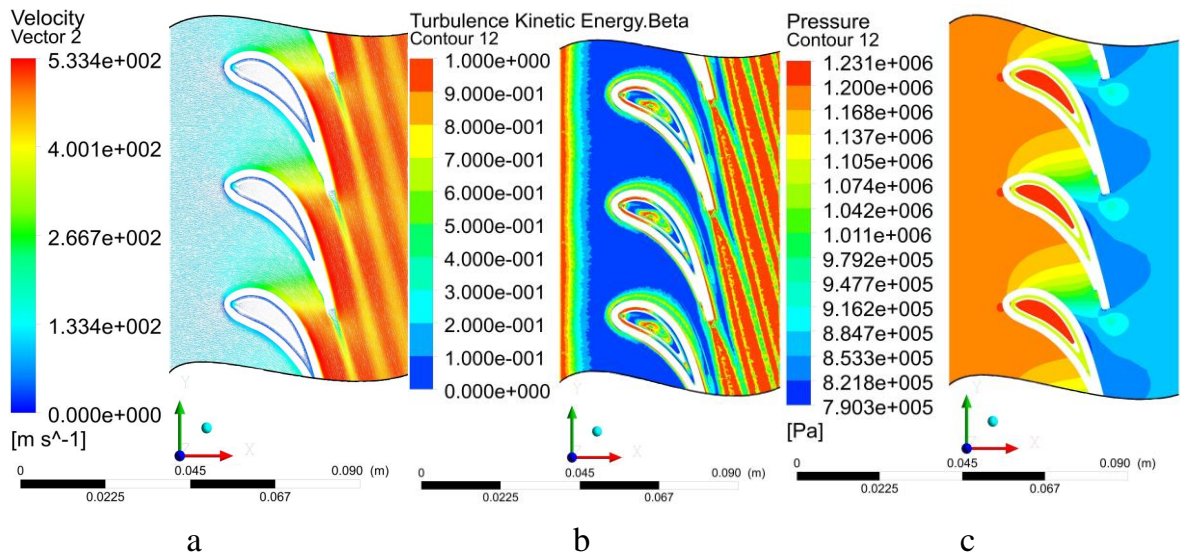
Hình 4.1. Phân bố nhiệt độ dòng khí trong kênh lưu thông của CPCA động cơ DR76 ở các độ cao khác nhau (chế độ định mức)

a – độ cao 25%; b – độ cao 50%; c – độ cao 75%

Hình 4.1 biểu diễn sự biến thiên nhiệt độ dòng khí trong kênh lưu thông ở các độ cao khác nhau, dòng khí có nhiệt độ cao nhất ở độ cao trung bình do sự phân bố nhiệt độ dòng khí sau buồng đốt không đồng đều và cao nhất ở độ cao trung bình (Hình 3.11). Nhiệt độ dòng không khí làm mát có biến thiên theo cả độ cao và dọc theo kênh dẫn, tuy nhiên trên Hình 4.1 không thể hiện sự biến thiên này do kết quả nhiệt độ dòng không khí làm mát nằm ngoài dải hiển thị được lựa chọn. Kết quả chi tiết của nhiệt độ và vận tốc dòng không khí làm mát trong kênh dẫn phía trong được trình bày chi tiết trên Hình 4.37, Hình 4.38 và trong Phụ lục 2.



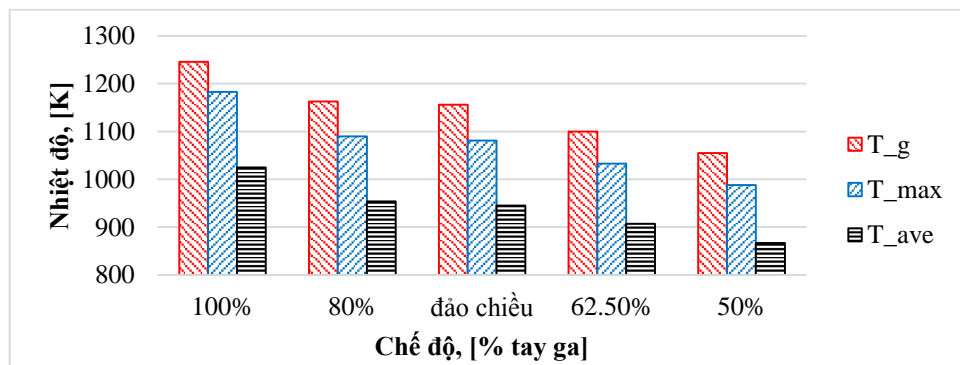
Kết quả trên Hình 4.1, Hình 4.2 cho thấy: dọc theo kênh lưu thông của CPCA có nhiệt độ và áp suất dòng khí giảm dần, vận tốc tăng dần; tại phía bụng cánh dòng khí có nhiệt độ và áp suất cao hơn phía lưng, vận tốc thì ngược lại. Các kết quả này hoàn toàn phù hợp với lý thuyết dòng chảy trong tuabin [135]. Các chế độ khác (80%, 62,5%, 50% tay ga, đảo chiều) cho các kết quả tương tự.



Hình 4.2. Phân bố vận tốc (a), động năng rối (b) và áp suất của dòng khí trong kênh lưu thông (c) tại mặt cắt trung bình CPCA (chế độ định mức)

#### 4.1.1.2. Phân bố nhiệt độ trên biên dạng cánh phun

Kết quả nhiệt độ cực đại  $T_{\max}$ , nhiệt độ trung bình  $T_{\text{ave}}$  của biên dạng cánh ở các chế độ được trình bày trong đồ thị Hình 4.3. Khi giảm tay ga 10% thì  $T_{\max}$  giảm khoảng 35 K,  $T_{\text{ave}}$  giảm khoảng 30 K. Kết quả trên Hình 4.3 cũng cho thấy:



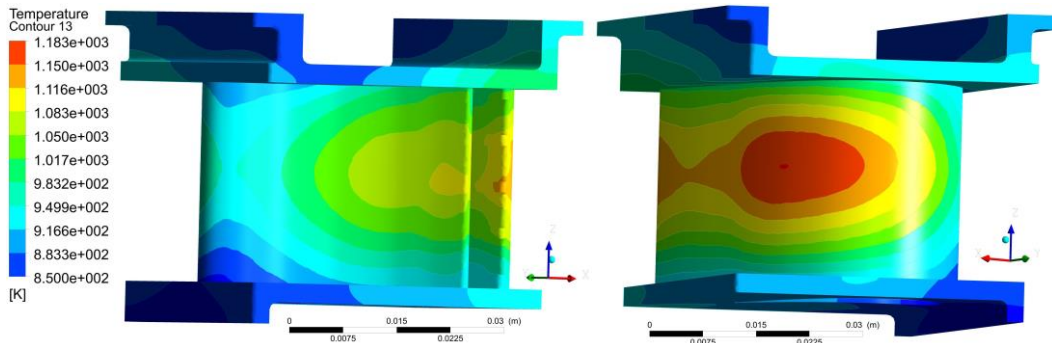
Hình 4.3. Đồ thị biểu diễn một số thông số nhiệt độ trên cánh ở các chế độ

- Độ sâu làm mát trung bình ( $\Delta T_{\text{ave}} = T_g^* - T_{\text{ave}}$ ) nằm trong dải  $\Delta T_{\text{ave}} = 178 \div 221 \text{K}$ , tại vùng nhiệt độ cực đại, mức độ giảm nhiệt ( $\Delta T_{\max} = T_g^* - T_{\max}$ ) nằm trong khoảng  $\Delta T_{\max} = 63 \div 75 \text{K}$ .

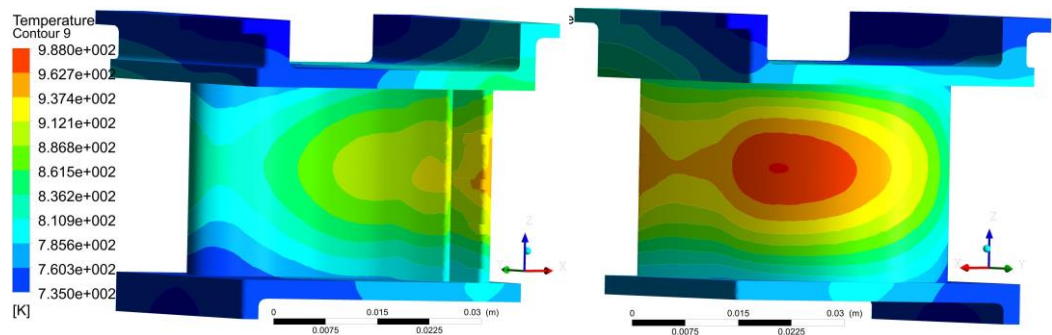
- Tỷ lệ lưu lượng không khí làm mát  $g_c = G_c/G_A$  (trong đó  $G_c, G_A$  tương ứng là lưu lượng không khí làm mát CPCA và lưu lượng không khí chảy qua máy nén, kg/s) và hệ số làm mát  $\theta$  ít thay đổi ở các chế độ ( $g_c = 1,9 \div 2,2\%$ ;  $\theta = 0,36 \div 0,39$ ) các giá trị này nằm trong dải thường gặp của kiểu làm mát đối lưu dùng màng phân phối [34], [118].

Nhiệt độ cực đại ở chế độ định mức  $T_{max} = 1183K$ , trong khi đó nhiệt độ làm việc tối đa của hợp kim niken chịu nhiệt ЖС6К là  $[T]_{vl} = 1273K$  [117], [120]. Hệ số dự trữ nhiệt  $[n]_T = [T]_{vl}/T_{max} = 1,08$ , tương ứng với nhiệt độ dự trữ  $T_r = [T]_{vl} - T_{max} = 90K$ . Đây là một trong những lý do không thể duy trì chế độ này trong thời gian dài, tổng thời gian hoạt động ở chế độ định mức của động cơ DR76 sau mỗi lần đại tu chỉ là 200 giờ. Trong điều kiện thời bình ít khi động cơ phải hoạt động ở chế độ này, tuy nhiên trong điều kiện thời chiến đây sẽ là hạn chế rất lớn. Để tăng các thông số dự trữ nhiệt ( $[n]_T, T_r$ ) hoặc là thay thế vật liệu tiên tiến, đắt tiền hơn, hoặc là cần tăng cường làm mát, giảm nhiệt độ cho cánh tuabin. Khi đó có thể tăng thời gian hoạt động của động cơ ở chế độ định mức.

Kết quả tính toán phân bố nhiệt độ trên biên dạng cánh phun được thể hiện trên Hình 4.4 và Hình 4.5. Ta thấy phân bố nhiệt độ trên cánh phun ở các chế độ hoạt động đồng dạng với nhau và vị trí của vùng nhiệt độ cực đại gần như không thay đổi.

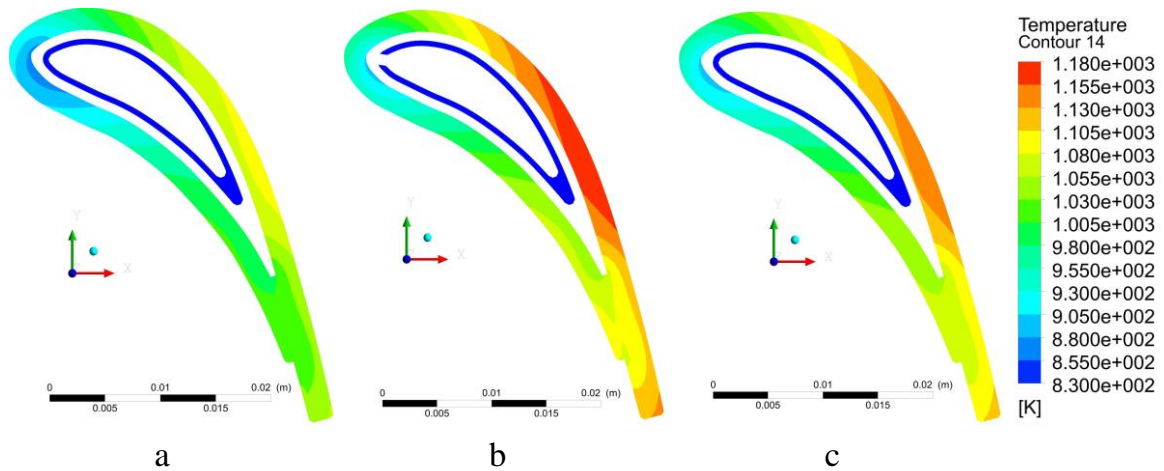


Hình 4.4. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài cánh phun tại chế độ 100% tay ga



Hình 4.5. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài cánh phun tại chế độ 50% tay ga

Hình 4.4÷Hình 4.6 cho thấy vùng nhiệt độ cực đại nằm ở khu vực độ cao trung bình của lưng cánh. Điều này được giải thích bởi một số lý do như sau:



Hình 4.6. Phân bố nhiệt độ trong cánh tại các độ cao khác nhau (chế độ định mức)  
a – độ cao 25%; b – độ cao 50%; c – độ cao 75%

- Khu vực có độ cao trung bình có nhiệt độ dòng khí cao nhất (Hình 4.1), ở hai đầu cánh một lượng nhiệt lớn được truyền nhiệt ra vành đai trên và dưới, do vậy vùng nhiệt độ cực đại xuất hiện ở khu vực độ cao trung bình;

- Ở vùng mũi cánh có dòng không khí làm mát thổi từ màng phân phối, hệ số trao đổi nhiệt ở vùng này tăng lên cao (Hình 4.7a), nhiệt độ cực đại không xuất hiện ở mũi cánh;

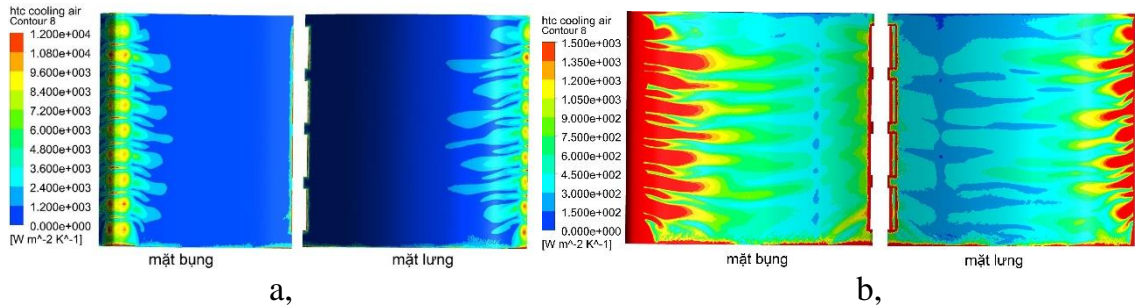
- Tuy nhiệt độ dòng khí nóng phía bụng cánh cao hơn lưng cánh (Hình 4.1) nhưng do kênh dẫn không khí làm mát phía lưng dài hơn, sức cản thủy lực lớn hơn, lưu lượng không khí chảy qua kênh này nhỏ hơn, hệ số trao đổi nhiệt ở bề mặt trong của lưng cánh nhỏ hơn bụng cánh (Hình 4.7b). Do vậy nhiệt độ cực đại xuất hiện ở lưng cánh chứ không phải bụng cánh.

#### 4.1.1.3. Hệ số trao đổi nhiệt trên bề mặt cánh phun

Trên Hình 4.7 trình bày kết quả hệ số trao đổi nhiệt  $h$  giữa dòng không khí làm mát với thành vách bên trong CPCA. Tại mũi cánh, hệ số  $h$  tăng mạnh do hiệu ứng luồng không khí làm mát thổi từ màng phân phối va đập vào mũi cánh (lý thuyết về hiệu ứng này đã trình bày ở mục 1.2.3 trang 17). Sau đó theo hướng từ mũi cánh tới đuôi cánh, hệ số trao đổi nhiệt giảm do động năng hỗn loạn giảm dần (Hình 4.7).

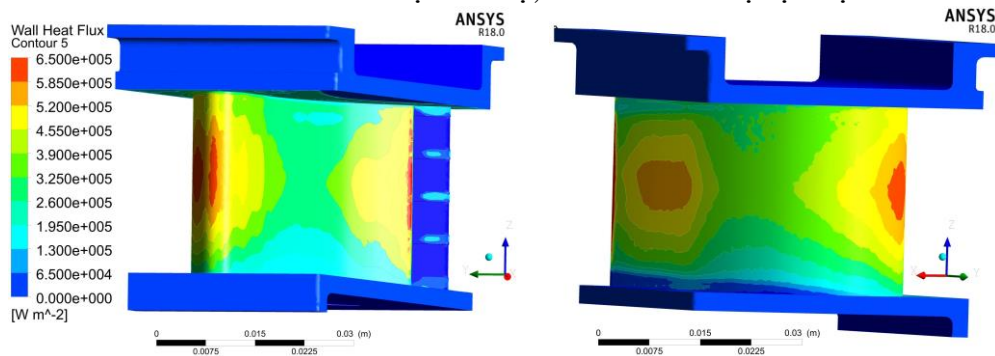
Cường độ dòng nhiệt  $q_w$  phân bố phức tạp hơn (Hình 4.8), tại mũi cánh  $q_w$  có giá trị lớn nhất do dòng khí nóng thổi trực diện vào khu vực này, sau đó là khu vực sát đuôi cánh ở cả phần phía bụng và lưng. Tại mũi cánh, hệ số trao đổi nhiệt của

thành vách với dòng không khí làm mát có giá trị cao (Hình 4.7) nên nhiệt độ tại khu vực này không cao (Hình 4.4). Phân bố cường độ dòng nhiệt  $q_w$  đi ra khỏi bề mặt trong của cánh khá tương đồng với hệ số trao đổi nhiệt  $h$ .



Hình 4.7. Hệ số trao đổi nhiệt  $h$  từ dòng khí vào bề mặt trong của cánh (chế độ định mức)

a – dải hiển thị toàn bộ; b – dải hiển thị cục bộ



Hình 4.8. Phân bố cường độ dòng nhiệt đi vào bề mặt ngoài của cánh (chế độ định mức)

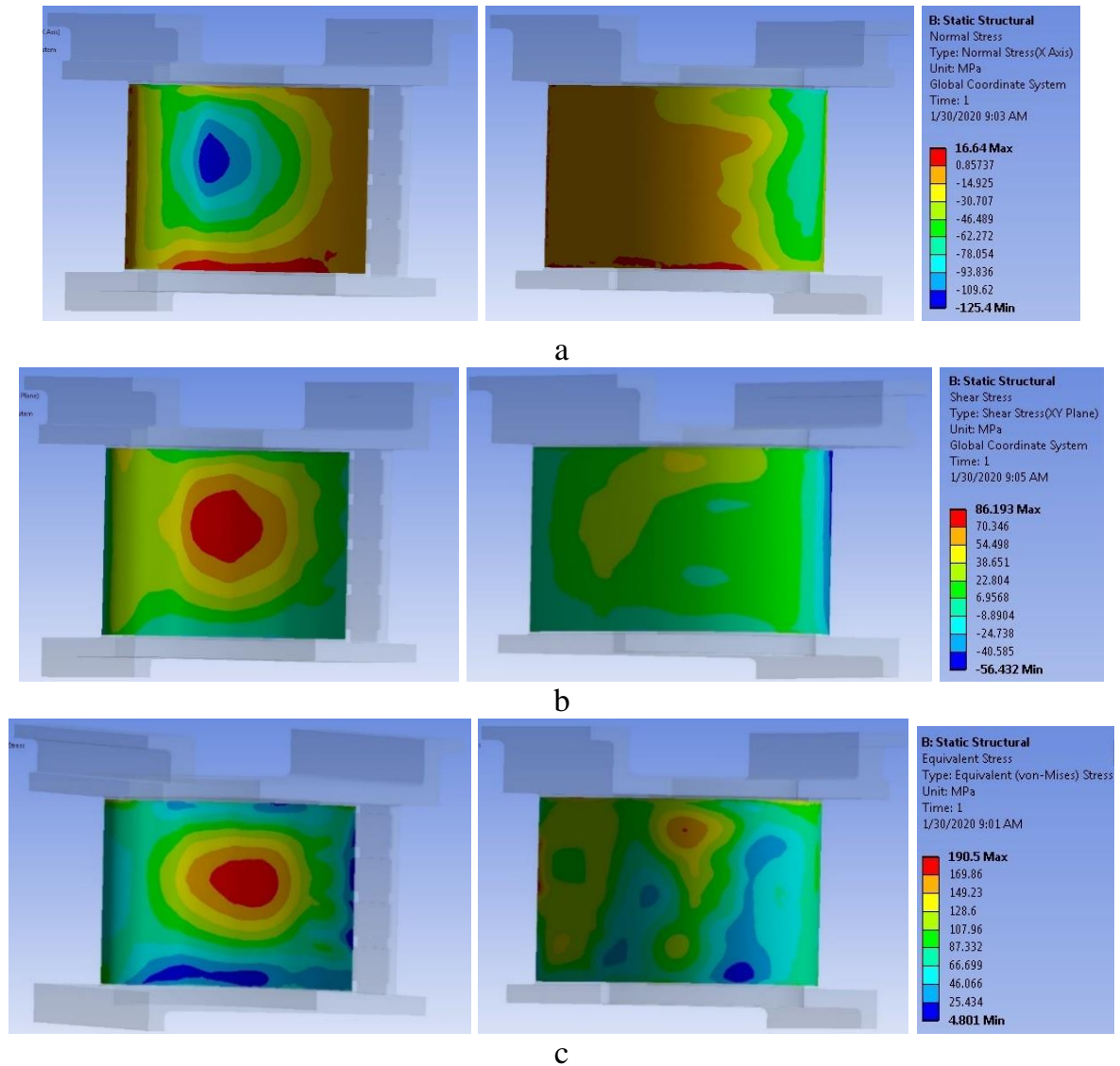
#### 4.1.1.4. Ứng suất nhiệt ở trên cánh

Ứng suất pháp tuyến (normal stress) đạt cực đại ở bụng cánh và đầu vùng lưng (Hình 4.9 a). Ở đây ứng suất pháp tuyến mang dấu âm, cao nhất đạt 125MPa, tức là cánh bị nén. Ứng suất tiếp tuyến (shear stress) đạt cực đại ở vùng giữa bụng cánh (~86MPa), còn vùng lưng ứng suất này khá nhỏ (đa phần trong dải 7÷23MPa) (xem Hình 4.9 b). Vì cả ứng suất pháp tuyến và tiếp tuyến đều xảy ra ở khu vực giữa bụng cánh nên ứng suất quy dẫn (eq. stress) đạt cực đại (~ 190MPa) ở giữa tâm bụng cánh (Hình 4.9c).

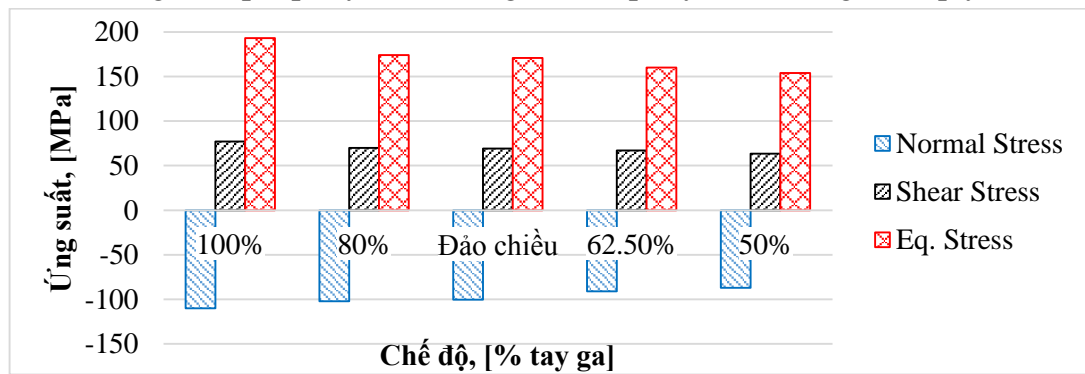
Kết quả tính toán cho thấy, phân bố của ứng suất pháp tuyến, ứng suất tiếp tuyến, ứng suất quy dẫn trên phần biên dạng cánh ở các chế độ vận hành khá tương đồng với nhau. Điều này có thể được giải thích bởi sự đồng dạng của phân bố nhiệt độ trên cánh ở các chế độ vận hành (Hình 4.4, Hình 4.5). Hình 4.10 trình bày kết quả ứng suất pháp tuyến, tiếp tuyến và quy dẫn cực đại trên biên dạng cánh ở các chế độ, khi chế độ tay ga giảm 10% thì giá trị của chúng giảm tương ứng là 4,5%, 2,7% và



7,8%. Các kết quả này nằm trong dải giá trị thường gặp của ứng suất nhiệt trên cánh tuabin [24], [76], [81], [107], [140].



Hình 4.9. Ứng suất nhiệt trên biên dạng cánh ở chế độ định mức  
a - Ứng suất pháp tuyến; b - Ứng suất tiếp tuyến; c - Ứng suất quy dẫn



Hình 4.10. Ứng suất nhiệt cực đại ở các chế độ

Do cánh phun bị kẹp bởi hai vành đai ở hai đầu nên ứng suất do lực khí thể gây ra cho cánh phun tương đối nhỏ, đa phần ứng suất nhỏ hơn 10MPa, chỉ một số vùng tới 20MPa. Qua tính toán thấy rằng, phân bố ứng suất quy dẫn trên cánh phun DR76 khi xét tới lực khí thể không có sự khác biệt đáng kể so với trường hợp bỏ qua lực khí thể.

Vật liệu ЖС6K ở 800°C, 900°C có giới hạn bền  $[\sigma_{0,2/100}]$  tương ứng bằng 370MPa, 200MPa [120]. Từ dữ liệu ứng suất nhiệt (Hình 4.9) và nhiệt độ (Hình 4.4) trên cánh cho thấy hai vị trí nguy hiểm là: ở khu vực giữa bụng cánh có ứng suất cao nhất (~200 MPa nếu tính cả thêm ứng suất do lực khí thể) nhưng nhiệt độ nhỏ hơn 800°C, so với giới hạn bền, hệ số an toàn lớn hơn 1,8; ở khu vực giữa lưng cánh có ứng suất nhỏ hơn 100MPa, nhiệt độ cao nhất là 910°C, hệ số an toàn lớn hơn 2,0. Các khu vực khác đều có ứng suất và nhiệt độ nhỏ hơn 2 khu vực này, như vậy hệ số an toàn trên biên dạng cánh phun luôn lớn hơn 1,8.

#### **4.1.2. Khảo sát nhiệt độ và ứng suất nhiệt trên cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 khi thay đổi thông số dòng không khí làm mát**

##### **4.1.2.1. Ảnh hưởng của lưu lượng không khí làm mát tới nhiệt độ trên cánh phun**

Nếu số lượng lỗ phun tại khu vực mũi cánh (9 lỗ, bước lỗ 3mm) không đổi, nhưng thay đổi kích thước lỗ phun ( $D_l$ ) trên màng phân phối thì lưu lượng không khí thay đổi rõ rệt, vì trong đường lưu thông của dòng không khí làm mát thì tiết diện lưu thông qua các lỗ này là nhỏ nhất (Bảng 4.1).

Bảng 4.1. Nhiệt độ cánh phun với lưu lượng không khí làm mát khác nhau

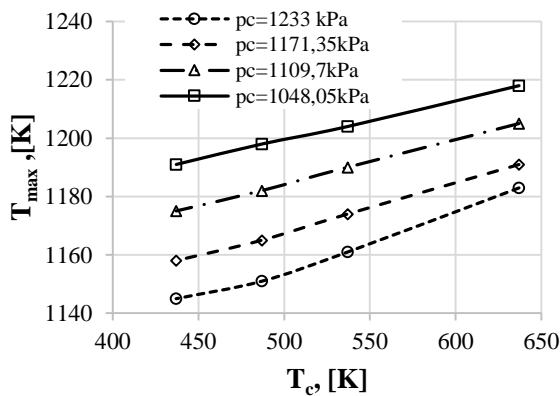
<b>Đường kính, [mm]</b>	<b><math>D_l=0,6</math></b>	<b><math>D_l=0,8</math></b>	<b><math>D_l=1,0</math></b> (Nguyên bản)	<b><math>D_l=1,5</math></b>
Tổng diện tích các lỗ làm mát, F [mm <sup>2</sup> ]	2,54	4,52	7,07	15,90
Tỷ lệ không khí làm mát, $g_c$ [%]	1,01	1,6	2,08	2,9
Nhiệt độ cực đại trên bề mặt ngoài của cánh, $T_{max}$ [K]	1235	1177	1183	1135
Nhiệt độ trung bình trên bề mặt ngoài của cánh, $T_{ave}$ [K]	1075	1030	1026	989
Hệ số làm mát, $\theta$	0,28	0,35	0,36	0,42

Kết quả trên Bảng 4.1 cho thấy tăng  $g_c$  làm giảm  $T_{max}$  và  $T_{ave}$ , còn  $\theta$  tăng và ngược lại. Khi tăng  $g_c$  từ 2,08% lên 2,9% thì  $T_{max}$  giảm 22K, còn  $T_{ave}$  giảm 20K. Khi giảm  $g_c$  từ 2,08% còn 1,6% thì  $T_{max}$  và  $T_{ave}$  gần như không thay đổi, còn khi  $g_c$  giảm xuống còn 1,01% thì  $T_{max}$  và  $T_{ave}$  tăng rõ rệt. Kết quả mô phỏng cho thấy sự phân bố

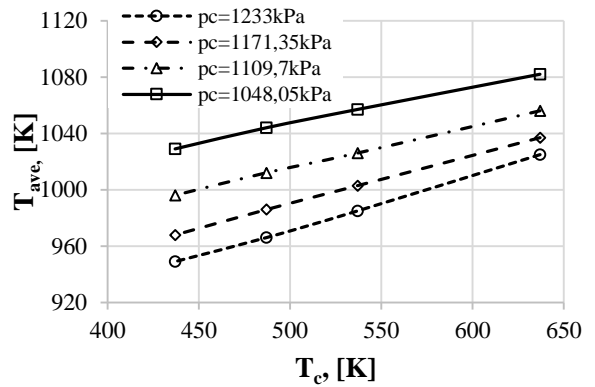
nhệt độ trên bề mặt ngoài của cánh là không thay đổi nhiều so với phương án nguyên bản trên Hình 4.4.

#### 4.1.2.2. Ảnh hưởng của nhiệt độ và áp suất không khí làm mát tới nhiệt độ cánh phun

Kết quả về sự phụ thuộc của nhiệt độ cực đại  $T_{max}$  và nhiệt độ trung bình  $T_{ave}$  trên bề mặt ngoài của cánh phun vào áp suất  $p_c$  và nhiệt độ  $T_c$  dòng không khí làm mát được trình bày tương ứng trên Hình 4.11, Hình 4.12. Kết quả cho thấy khi nhiệt độ dòng không khí làm mát  $T_c$  giảm ảnh hưởng rõ rệt tới  $T_{ave}$  hơn là  $T_{max}$ . Ở đây nhiệt độ không khí làm mát  $T_c$  giảm 100K tương ứng với  $T_{ave}$  giảm 39K nhưng  $T_{max}$  chỉ giảm khoảng 19K.



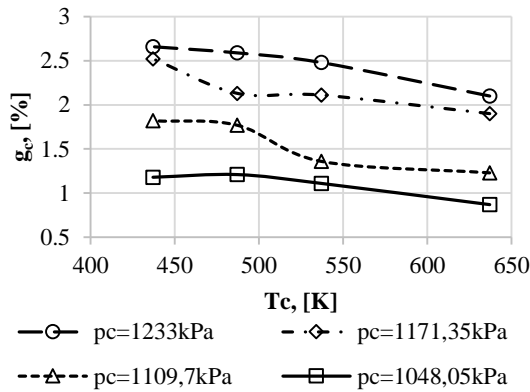
Hình 4.11. Đồ thị ảnh hưởng của  $T_c$ ,  $p_c$  tới  $T_{max}$



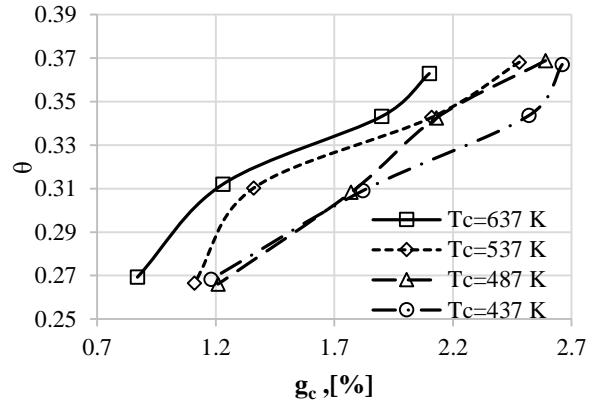
Hình 4.12. Đồ thị ảnh hưởng của  $T_c$ ,  $p_c$  tới  $T_{ave}$

Trong thực tế, khi sử dụng bộ trao đổi nhiệt thì cùng với giảm nhiệt độ không khí làm mát  $T_c$ , áp suất không khí làm mát  $p_c$  cũng giảm. Khi giảm  $p_c$  sẽ làm suy giảm lưu lượng không khí làm mát  $g_c$  (Hình 4.13), do đó làm tăng  $T_{max}$  và  $T_{ave}$ . Kết quả cho thấy khi  $p_c$  giảm 10% thì  $T_{max}$  tăng trung bình 28 K,  $T_{ave}$  tăng 48 K,  $g_c$  giảm 0,9 %. Khi thay đổi nhiệt độ và áp suất dòng không khí làm mát, sự phân bố về nhiệt độ trên bề mặt cánh phun cũng không có sự sai lệch đáng kể, chỉ có các giá trị cực đại và trung bình thay đổi.

Một trong những thông số để đánh giá hiệu quả làm mát cánh tuabin là hệ số làm mát  $\theta = (T_g - T_{ave}) / (T_g - T_c)$  [47]. Hình 4.14 cho thấy sự phụ thuộc của hệ số làm mát  $\theta$  vào lưu lượng không khí  $g_c$  và nhiệt độ dòng không khí làm mát  $T_c$ . Ở đây thấy rằng khi nhiệt độ làm mát giảm đi, hệ số làm mát có xu hướng giảm, nói cách khác, sử dụng dòng không khí có nhiệt độ  $T_c$  thấp hơn làm nhiệt độ (cực đại, trung bình) trên cánh sẽ thấp hơn (Hình 4.11, Hình 4.12), tuy nhiên  $\theta$  sẽ thấp hơn.



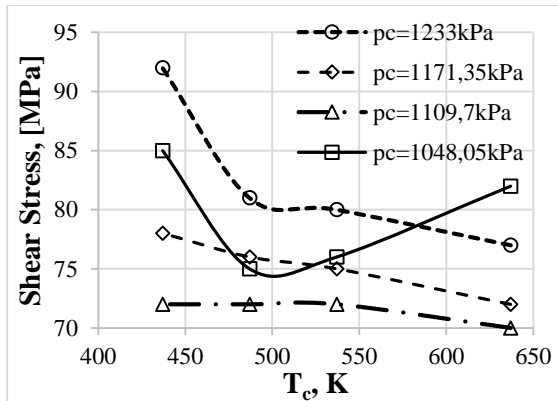
Hình 4.13. Ảnh hưởng của nhiệt độ  $T_c$ , áp suất  $p_c$  tới lưu lượng không khí làm mát  $g_c$



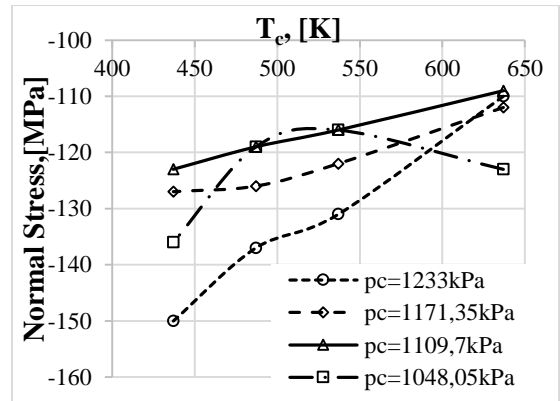
Hình 4.14. Ảnh hưởng của nhiệt độ và lưu lượng không khí làm mát tới hệ số làm mát  $\theta$

4.1.2.3. Ảnh hưởng của nhiệt độ và áp suất không khí làm mát tới ứng suất nhiệt cực đại trên cánh phun

Kết quả mô phỏng trong ANSYS cho thấy khi thay đổi  $T_c$ ,  $p_c$  phân bố ứng suất trên cánh không thay đổi nhiều, nhưng ứng suất cực đại (pháp tuyến, tiếp tuyến và quy dẫn) có sự thay đổi đến mức cần quan tâm. Hình 4.15 cho thấy ứng suất tiếp tuyến cực đại thay đổi trong dải 70 ÷ 90 MPa.



Hình 4.15. Ảnh hưởng của  $T_c$ ,  $p_c$  tới ứng suất tiếp tuyến cực đại

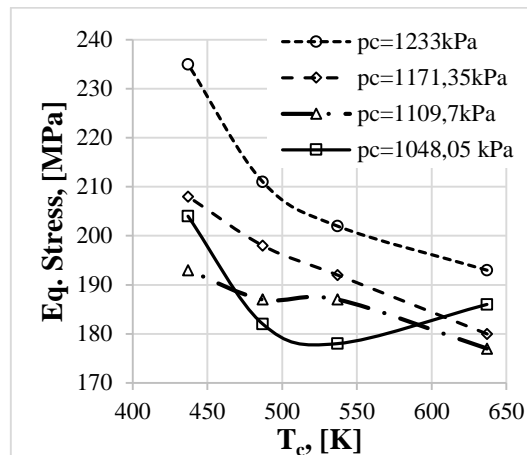


Hình 4.16. Ảnh hưởng của  $T_c$ ,  $p_c$  tới ứng suất pháp tuyến cực đại

Hình 4.16 và Hình 4.17 cho thấy, khi  $T_c$  càng giảm và  $p_c$  càng tăng, ứng suất cực đại càng lớn. Kết quả trên Hình 4.15 ÷ Hình 4.17 đưa ra một số nhận xét sau:

- Tốc độ tăng của ứng suất cực đại nhanh hơn ở các trường hợp  $p_c$  cao hơn.
- Sự sai lệch ứng suất ứng suất tiếp tuyến cực đại và ứng suất quy dẫn cực đại tương ứng không quá 50MPa, và 60 MPa.





Hình 4.17. Ảnh hưởng của  $T_c$ ,  $p_c$  tới ứng suất quy dẫn cực đại

Việc giảm nhiệt độ không khí làm mát  $T_c$  tuy làm giảm nhiệt độ trên cánh nhưng lại làm tăng gradient nhiệt độ giữa bề mặt ngoài và bề mặt trong của cánh. Do đó, ứng suất nhiệt tăng khi giảm nhiệt độ không khí làm mát.

#### 4.2. Nghiên cứu lựa chọn các thông số hình học hợp lý trên mô hình đồng dạng

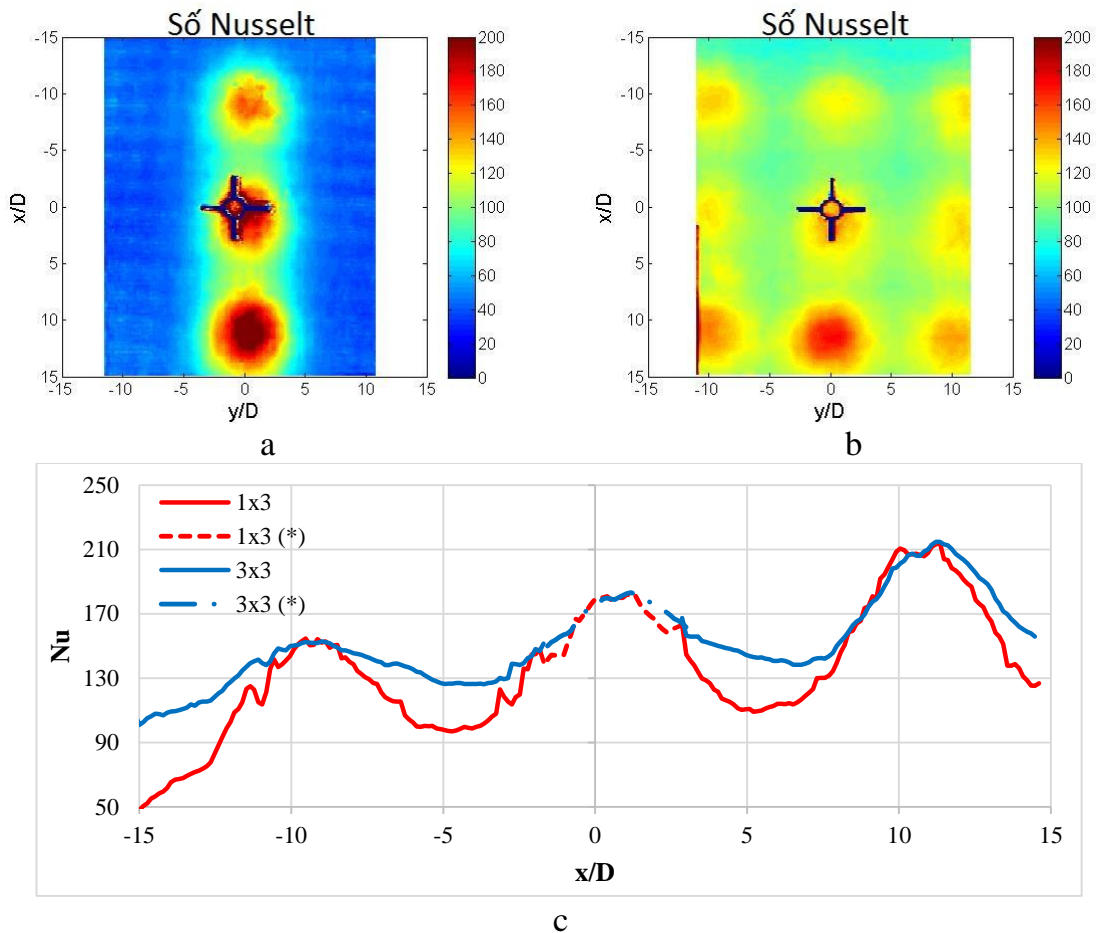
Trong mục này, tác giả tiến hành nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số hình học ( $H/D$ ,  $S/D$ ) và các thông số dòng khí (số Reynolds của dòng phun  $Re_j$  và tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$ ) đến hệ số trao đổi nhiệt nhằm lựa chọn giá trị hợp lý của các thông số này làm cơ sở nghiên cứu đề xuất kết cấu màng phân phối trong mục 4.3. Việc lựa chọn kết cấu màng phân phối dựa trên tiêu chí có hệ số trao đổi nhiệt (ở đây dùng đại lượng không thứ nguyên  $Nu$ ) cao nhất nhằm tăng cường lượng nhiệt tỏa ra từ bề mặt bên trong của cánh phun, từ đó tăng cường làm mát, giảm nhiệt độ trên cánh phun.

Nghiên cứu được thực hiện bằng cách kết hợp thực nghiệm và mô phỏng trên hai dạng tấm (Hình 4.18 a,b):

- Tấm 3 lỗ (1x3) nhằm đánh giá tương tác giữa các lỗ theo chiều x- chiều xuôi dòng ngang ( $S_x/D$ ) còn coi  $S_y=\infty$ ;

- Tấm 9 lỗ (3x3) với bước lỗ  $S_x=S_y$  để đánh giá ảnh hưởng của tương tác giữa các lỗ đồng thời theo cả 2 chiều x và y (chiều vuông góc với dòng ngang).

Với cùng điều kiện  $H/D$ ,  $S/D$ ,  $Re_j$ ,  $VR$  hình dạng phân bố  $Nu$  trên hai tấm này không có sai lệch nhiều (Hình 4.18 a,b), tuy nhiên tại khu vực giữa các lỗ trên đường  $y=0$  (Hình 4.18 c)  $Nu$  trên tấm 9 lỗ (3x3) cao hơn tấm 3 lỗ (1x3). Nguyên nhân: dòng khí từ các lỗ trên đường  $y=0$  của tấm 3x3 không thể tự do chảy sang hai bên (theo chiều y) như tấm 1x3, do vậy bắt buộc dòng khí phát triển theo chiều x làm tăng  $Nu$ .

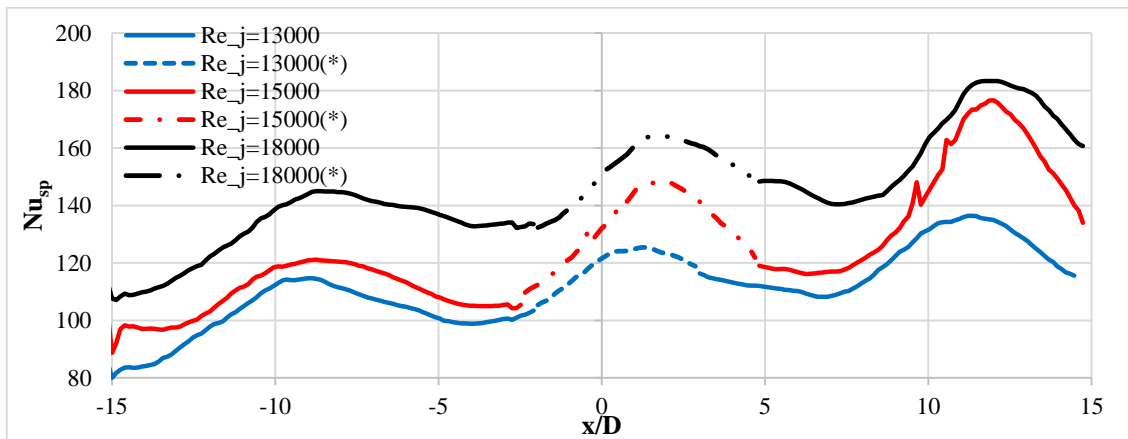


Hình 4.18. Kết quả phân bố  $Nu$  trên các tấm nghiên cứu  
 (Thực nghiệm  $-H/D=2$ ,  $S/D=10$ ,  $Re_j=13000$ ,  $VR=7$ )  
 a – Phân bố  $Nu$  trên tấm 1x3 lỗ; b – Phân bố  $Nu$  trên tấm 3x3 lỗ;  
 c – Số  $Nu$  trên đường  $y=0$  của 2 tấm

Một điểm cần chú ý: dữ liệu của một số điểm gần tâm của tấm bị nhiễu do ảnh hưởng của dầu thập trên màn hình camera nhiệt (Hình 4.18). Do vậy phép nội suy được sử dụng để từ dữ liệu các điểm không bị nhiễu xung quanh tính toán ra được đường xu hướng (đường có dấu (\*) trên Hình 4.18 ÷ Hình 4.21 và Hình 4.24).

#### 4.2.1. Ảnh hưởng của số Reynolds của dòng phun ( $Re_j$ ) và tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang ( $VR$ ) tới hệ số trao đổi nhiệt

Các chế độ thực nghiệm TN 4.1 a, b ÷ TN 4.3 a, b đưa ra kết quả ảnh hưởng của số Reynolds của dòng phun  $Re_j$  tới hệ số trao đổi nhiệt khi  $VR=7$ ,  $H/D=2$ ,  $S/D=10$ . Kết quả thu được là phân bố trung bình  $Nu$  theo chiều rộng tấm (Spanwise Averaged Nusselt Number) -  $Nu_{sp}$  (Hình 4.19).



Hình 4.19. Biến thiên  $Nu_{sp}$  với số Reynolds của dòng phun  $Re_j$  khác nhau  
(Thực nghiệm – mô hình 3x3 lỗ -  $VR=7$ ,  $S/D=10$ ,  $H/D=2$ )

Ở đây ta thấy:

- Các đường  $Nu_{sp}$  đồng dạng với nhau, số Reynolds của dòng phun  $Re_j$  lớn hơn cho hệ số trao đổi nhiệt cao hơn ( $Nu_{sp}$  nằm cao hơn);
- Khi số Reynolds của dòng phun  $Re_j$  lớn hơn thì  $\Delta Nu_{max1-3} = Nu_{max3} - Nu_{max1}$  cao hơn, ở đây  $Nu_{max1}$ ,  $Nu_{max3}$  là giá trị cực đại của  $Nu_{sp}$  tại khu vực lỗ thứ nhất và thứ 3;
- Khi  $Re_j$  tăng thì vị trí đỉnh  $Nu_{sp}$  dịch chuyển sang bên phải xuôi theo chiều dòng ngang nhiều hơn.

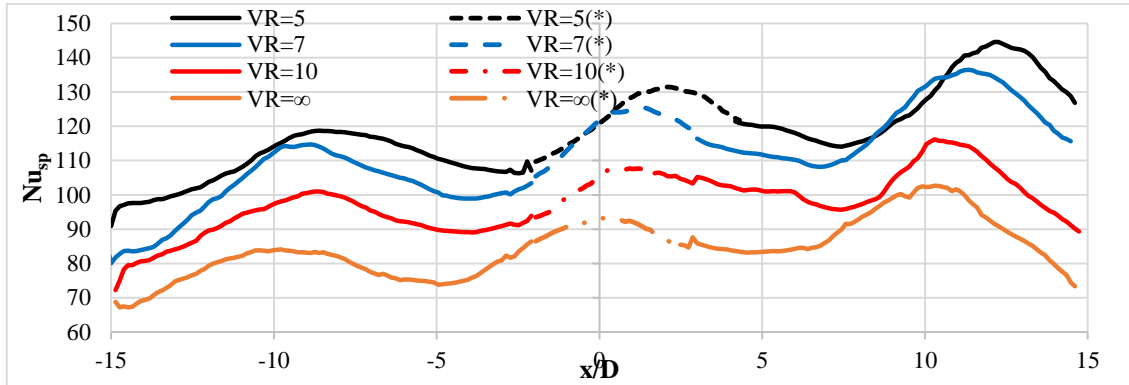
Nguyên nhân: khi số Reynolds của dòng phun  $Re_j$  tăng kéo theo vận tốc dòng ngang  $u_{cr}$  tăng lên ( $VR = const = 7$ ), kết hợp cả hai yếu tố này nên  $Nu$  tăng cao hơn và dịch chuyển đường  $Nu$  sang bên phải. Khi  $u_{cr}$  tăng, kết hợp với lưu lượng từ các lỗ thứ nhất và thứ 2 tăng lên sẽ làm cho tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  ở các lỗ cuối cùng giảm mạnh ( $u_{cr}$  càng tăng), do đó trường hợp  $Re_j$  tăng sẽ làm cho  $\Delta Nu_{max1-3}$  cao hơn.

Với  $Re_j$  khác nhau nhưng phân bố  $Nu$  giống nhau về mặt định tính nên trong các nghiên cứu với  $VR$ ,  $H/D$ ,  $S/D$  khác nhau việc thực nghiệm chủ yếu nghiên cứu với  $Re_j=13000$ . Tất cả các trường hợp còn lại sẽ được tính toán bằng mô hình mô phỏng trong ANSYS-CFX (Bảng 3.9).

Các chế độ thực nghiệm TN 3.2a÷TN 3.6a và TN 3.2b÷TN 3.6b đưa ra đánh giá về ảnh hưởng của tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  tới hệ số trao đổi nhiệt (Hình 4.20). Khi  $VR$  giảm thì  $Nu_{sp}$  (Hình 4.20) và  $Nu_{ave}$  (Bảng 4.2) đều tăng. Kết quả này phù hợp với nhận định trong công trình [47].

Tuy nhiên khi tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  giảm thì  $\Delta Nu_{max1-3}$  càng lớn, điều này là do  $VR$  cục bộ ở khu vực hàng lỗ thứ 3 nhỏ hơn hàng lỗ đầu tiên. Khi

$VR \geq 10$  thì độ lệch  $\Delta Nu_{max1-3}$  không lớn, tuy nhiên khi  $VR=5$  độ lệch này tăng lên, đỉnh của đồ thị  $Nu_{sp}$  giữa lỗ thứ ba và thứ nhất lệch tới 20%. Mặc dù  $VR$  giảm làm tăng hiệu ứng trao đổi nhiệt nhưng vị trí tăng cường làm mát bị đẩy ra xa khu vực tâm lỗ xuôi theo chiều dòng ngang. Trong trường hợp  $VR=5$ , ở lỗ đầu tiên đỉnh của  $Nu_{sp}$  lệch đi tới  $1,7D$ , còn lỗ cuối cùng là  $2,5D$ . Điều này cần được lưu ý khi tính toán, thiết kế vị trí của lỗ phun trên màng phân phối.



Hình 4.20. Biến thiên  $Nu_{sp}$  với tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  khác nhau (Thực nghiệm mô hình 3x3 lỗ -  $Re_j=13000$ ,  $S/D=10$ ,  $H/D=2$ )

Bảng 4.2. Ảnh hưởng của tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  tới số  $Nu$  trung bình trên toàn tấm kích thước  $30D \times 22D$

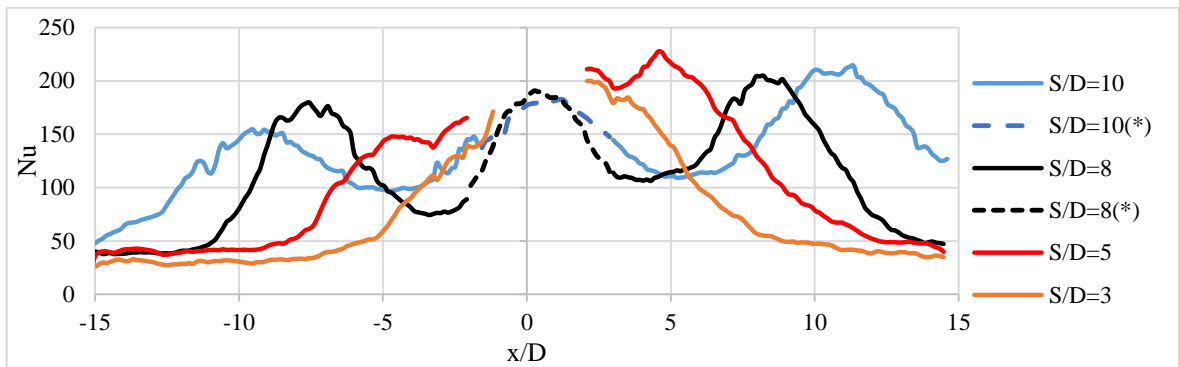
(Thực nghiệm mô hình 3x3 lỗ -  $Re_j=13000$ ,  $S/D=10$ ,  $H/D=2$ )

<b>VR</b>	<b>5</b>	<b>7</b>	<b>10</b>	<b>15</b>	$\infty$
$Nu_{ave}$	118,3	111,6	97,9	90,8	84,6
$Nu_{ave}/Nu_{ave}^{(VR=\infty)}$	1,40	1,32	1,16	1,07	1

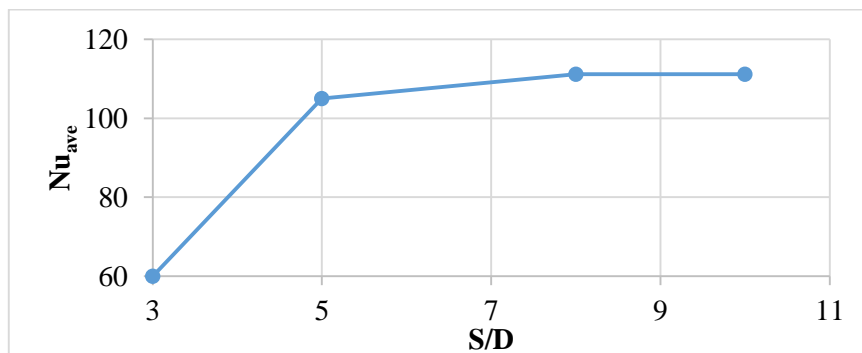
#### 4.2.2. Nghiên cứu lựa chọn bước lỗ $S/D$

Thử nghiệm với cùng số Reynolds của dòng phun  $Re_j=13000$ , khoảng cách tương đối  $H/D=2$ , tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR=7$  khi bước lỗ  $S/D$  khác nhau cho ta các kết quả trên Hình 4.21. Ở đây ta thấy, khi  $S/D \geq 8$  các vùng tăng cường trao đổi nhiệt của hai lỗ phun cạnh nhau hoàn toàn tách biệt, có thể nói khi đó dòng phun ra từ hai lỗ cạnh nhau tương tác yếu với nhau.  $Nu_{ave}$  của  $S/D=8$  và  $S/D=10$  gần như không có sự sai khác (Hình 4.22).

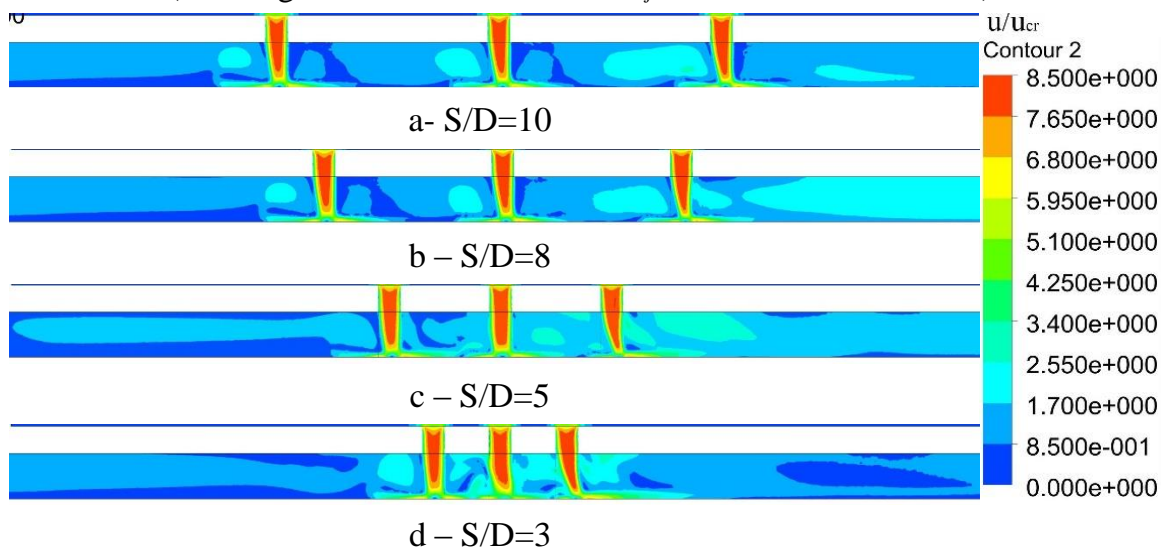
Khi bước lỗ  $S/D=5$  tương tác này tăng lên, các vùng tăng cường trao đổi nhiệt bắt đầu giao thoa vào nhau (Hình 4.21),  $Nu_{ave}$  giảm nhẹ so với trường hợp  $S/D=8$ . Trong trường hợp cụ thể cần tăng cường trao đổi nhiệt tập trung ở 1 vùng có thể lựa chọn  $S/D=5$ . Khi  $S/D=3$ , diện tích vùng tăng cường này giảm mạnh dẫn đến  $Nu_{ave}$  giảm mạnh so với các trường hợp còn lại (Hình 4.22).



Hình 4.21. Biến thiên  $Nu$  trên đường  $y=0$  với bước lỗ  $S/D$  khác nhau  
(Thực nghiệm mô hình 1x3 lỗ-  $Re_j=13000$ ,  $VR=7$ ,  $H/D=2$ )



Hình 4.22. Số Nusselt trung bình  $Nu_{ave}$  trên tấm  $22D \times 30D$  với bước lỗ  $S/D$  khác nhau  
(Thực nghiệm mô hình 3x3 lỗ-  $Re_j=13000$ ,  $VR=7$ ,  $H/D=2$ )



Hình 4.23. Cấu trúc dòng khí dọc trên mặt phẳng  $x_0z$  với bước lỗ  $S/D$  khác nhau  
(Mô phỏng -  $Re_j=13000$ ,  $H/D=2$ ,  $VR=7$ )

Để giải thích cho hiện tượng trên ta sử dụng kết quả mô phỏng cấu trúc dòng khí trên mặt cắt  $x_0z$  (Hình 4.23). Khi  $S/D=8 \div 10$  vùng giữa các lỗ phun trên bề mặt tấm đích có khu vực vận tốc nhỏ ( $u/u_{cr} < 1$ ), tuy nhiên khi  $S/D \leq 5$  vùng này không còn,

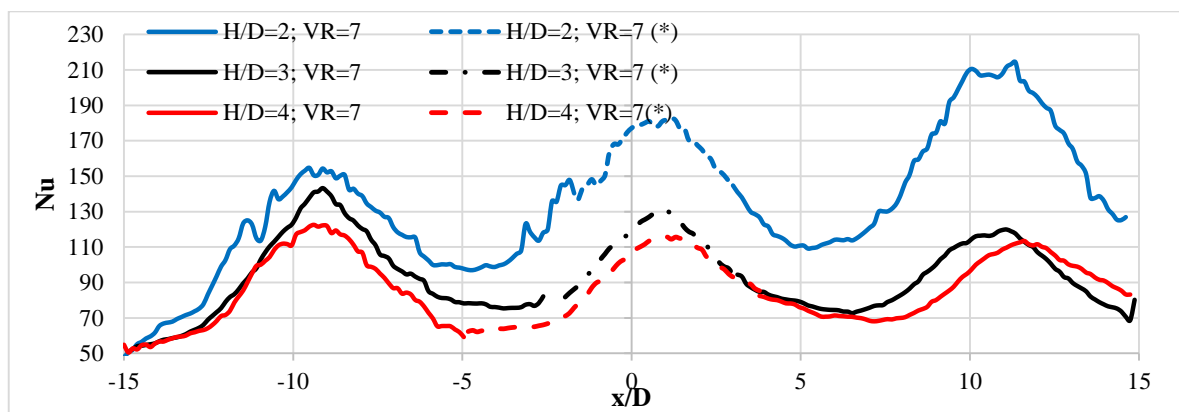
khi đó các vùng vận tốc lớn gần như giao thoa với nhau. Các lỗ phun ở gần nhau làm cho diện tích phát triển của dòng khí sát bề mặt tấm đích bị giảm đi. Kết quả chi tiết hơn về sự phát triển của dòng khí và tương tác giữa các dòng được thể hiện trong Phụ lục 2.

Từ các dữ liệu trên đưa ra khuyến cáo nên chọn  $S/D \geq 8$ , trong trường hợp cụ thể cần tăng cường tập trung cho 1 vùng nhỏ có thể chọn  $S/D \approx 5$ . Dải khuyến cáo này chi tiết hơn so với trường hợp chung  $3 \leq S/D \leq 12$  [85]. Tham khảo với cánh phun tiêu chuẩn J-75 của NASA, tại vùng lưng và bụng cánh có  $S/D$  theo hai chiều nằm trong dải  $6,3 \div 7,4$  và  $5,3 \div 6,1$  [55]. Tuy nhiên cần lưu ý rằng cánh J-75 được làm mát với lưu lượng không khí tới  $g_c = 6\%$ .

### 4.2.3. Nghiên cứu lựa chọn khoảng cách tương đối $H/D$

#### 4.2.3.1. Ảnh hưởng của khoảng cách tương đối $H/D$ tới phân bố hệ số trao đổi nhiệt

Ảnh hưởng của khoảng cách tương đối  $H/D$  tới phân bố  $Nu$  khi giữ nguyên các thông số ảnh hưởng khác ( $Re_j$ ,  $VR$ ,  $S/D$ ) được thể hiện trên Hình 4.24. Ta thấy rằng khi  $H/D$  càng lớn hệ số trao đổi nhiệt càng nhỏ, đồng thời vị trí đỉnh của  $Nu$  càng xa tâm lỗ, nhất là các lỗ phía sau có tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  cục bộ nhỏ hơn. Điều này được giải thích do khoảng cách giữa lỗ phun và tấm đích càng xa thì hiệu ứng tác động của dòng phun vào bề mặt tấm đích giảm, dòng khí phun chuyển động với quỹ đạo dài hơn trước khi có thể va chạm vào bề mặt tấm đích.



Hình 4.24. Ảnh hưởng của tỷ số  $H/D$  tới  $Nu$

(Thực nghiệm mô hình 1x3 lỗ-  $Re_j=13000$ ,  $VR=7$ ,  $S/D=10$ )

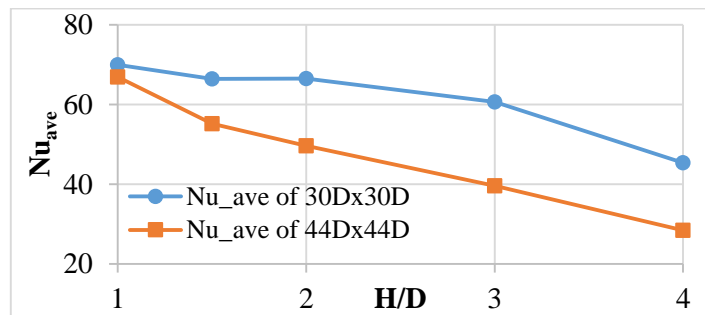
Khi khoảng cách tương đối  $H/D=2$  thì khu vực lỗ sau có  $Nu$  cao hơn lỗ trước (Hình 4.24), điều này được giải thích do tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  cục bộ giảm làm  $Nu$  tăng (chi tiết ở mục 4.2.1). Tuy nhiên khi  $H/D=3$  và  $H/D=4$  điều này không còn rõ ràng nữa (Hình 4.24),  $Nu$  ở lỗ cuối còn giảm nhẹ so với lỗ đầu tiên, ở

đây  $Nu_{max3}$  nhỏ hơn  $Nu_{max1}$  khoảng 9÷15% (Hình 4.24). Kết quả này phù hợp với công bố của công trình [36].

#### 4.2.3.2. Ảnh hưởng của khoảng cách tương đối $H/D$ tới phân bố hệ số trao đổi nhiệt khi lưu lượng dòng ngang không đổi

Trong điều kiện làm việc của cánh tuabin, khu vực mũi cánh hấp thu dòng nhiệt lớn nhất (Hình 4.8), do đó cần đảm bảo lưu lượng không khí phun vào khu vực này, nói cách khác, lưu lượng của dòng ngang gần như không được thay đổi. Không khí làm mát thường được lấy từ sau máy nén nên có thể coi nhiệt độ và khối lượng riêng của dòng không khí không đổi. Khi đó sự thay đổi của khoảng cách  $H$  giữa màng phân phối và bề mặt bên trong của cánh sẽ làm thay đổi vận tốc trung bình của dòng ngang, tức là  $H$  tăng  $n$  lần ( $H/D$  tăng  $n$  lần) thì vận tốc dòng ngang giảm  $n$  lần (tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  tăng  $n$  lần).

Mô phỏng CFD trên mô hình 3x3 lỗ cho ra kết quả Hình 4.25 và Hình 4.26. Ở đây ta thấy khi khoảng cách tương đối  $H/D$  giảm thì  $Nu_{ave}$  của toàn tấm (kích thước 44Dx44D) tăng lên, nguyên nhân do  $H/D$  giảm thì cường độ dòng ngang tăng (tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  giảm) làm tăng hiệu ứng trao đổi nhiệt. Với khu vực gần các lỗ phun (kích thước 30Dx30D),  $H/D$  giảm từ 4 tới 3 làm  $Nu_{ave}$  tăng rõ rệt, khi  $H/D$  giảm từ 3 xuống 1 thì  $Nu_{ave}$  thay đổi với tốc độ nhỏ hơn (Hình 4.25).

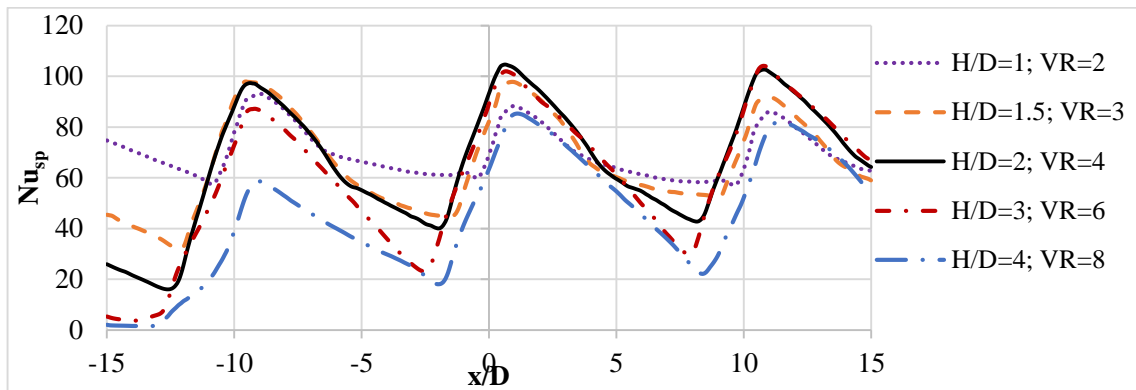


Hình 4.25. Ảnh hưởng của khoảng cách tương đối  $H/D$  tới  $Nu_{ave}$  khi lưu lượng dòng ngang không đổi (Mô phỏng mô hình 3x3 lỗ–  $Re_j=13000$ ,  $S/D=10$ )

Kết quả chi tiết hơn được thể hiện trên Hình 4.26, ở đây khi  $H/D=4$ ,  $VR=8$  đường  $Nu_{sp}$  nằm thấp hơn hẳn so với các đường còn lại, do đó mà  $Nu_{ave}$  trong trường hợp này nhỏ nhất trong các trường hợp khảo sát.

Khi khoảng cách tương đối  $H/D=1,5\div 3$  các đường  $Nu_{sp}$  nằm sát nhau (Hình 4.26). Trường hợp  $H/D=1$ ,  $VR=2$  thì  $Nu_{sp}$  có đỉnh thấp hơn khi  $H/D=1,5\div 3$ , và đỉnh này cũng có xu hướng giảm dần. Tuy nhiên khu vực giữa các lỗ ( $x/D=-6\div -1$  và  $x/D=5\div 8,5$ ) thì  $Nu_{sp}$  có kết quả cao hơn các trường hợp  $H/D$  khác.





Hình 4.26. Ảnh hưởng của khoảng cách tương đối  $H/D$  tới  $Nu_{sp}$  khi lưu lượng dòng ngang không đổi (Mô phỏng mô hình 3x3 lỗ–  $Re_j=13000$ ,  $S/D=10$ )

Giảm khoảng cách tương đối  $H/D$  làm tăng hiệu quả trao đổi nhiệt, để có hiệu ứng tăng trao đổi nhiệt cục bộ thì  $H/D=1,5\div 3$ , phù hợp với dải khuyến cáo trong [47]. Tuy nhiên khi cùng tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR=7$  thì  $H/D>2$  cho kết quả  $Nu$  ở các lỗ sau sẽ có xu hướng giảm dần (mục 4.2.3.1), vì vậy nên lựa chọn  $H/D=1,5\div 2$ . Việc giảm khoảng cách giữa màng phân phối và bề mặt trong của cánh ( $H$ ) liên quan đến tăng tổn thất thủy lực trong hệ thống làm mát, khi tổn thất này tăng lên sẽ làm giảm lưu lượng không khí làm mát cung cấp cho cánh, từ đó mà hiệu quả làm mát lại giảm đi.

### 4.3. Nghiên cứu lựa chọn các phương án thay đổi kết cấu màng phân phối cho cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76

#### 4.3.1. Nghiên cứu lựa chọn đường kính lỗ phun $D$ trên màng phân phối của cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76

##### 4.3.1.1. Khảo sát, lựa chọn đường kính lỗ phun $D$

Theo công trình [104] màng phân phối cánh tuabin có đường kính lỗ phun  $D=0,2\div 2$  mm, theo tài liệu [138] đường kính lỗ phun ở khu vực mũi cánh phun nằm trong khoảng  $0,8\div 1,8$ mm, còn đường kính trên khu vực bụng và lưng cánh nhỏ hơn. Ví dụ: công trình [70] nghiên cứu với trường hợp đường kính lỗ phun (ở bụng và lưng cánh) bằng 0,25 và 0,51 mm, trong báo cáo của NASA [49] cánh phun tầng tuabin thứ nhất và thứ hai của động cơ E3 (General Electric) có đường kính lỗ phun lần lượt là 0,71mm và 0,51mm, trên cánh phun tiêu chuẩn J-75 của NASA, lỗ phun có đường kính  $D=0,38$ mm [55]. Do vậy, tác giả lựa chọn khảo sát đường kính lỗ phun trong dải  $0,3\div 0,75$  mm. Theo tài liệu [138] khoảng cách  $H$  giữa màng phân phối và bề mặt trong



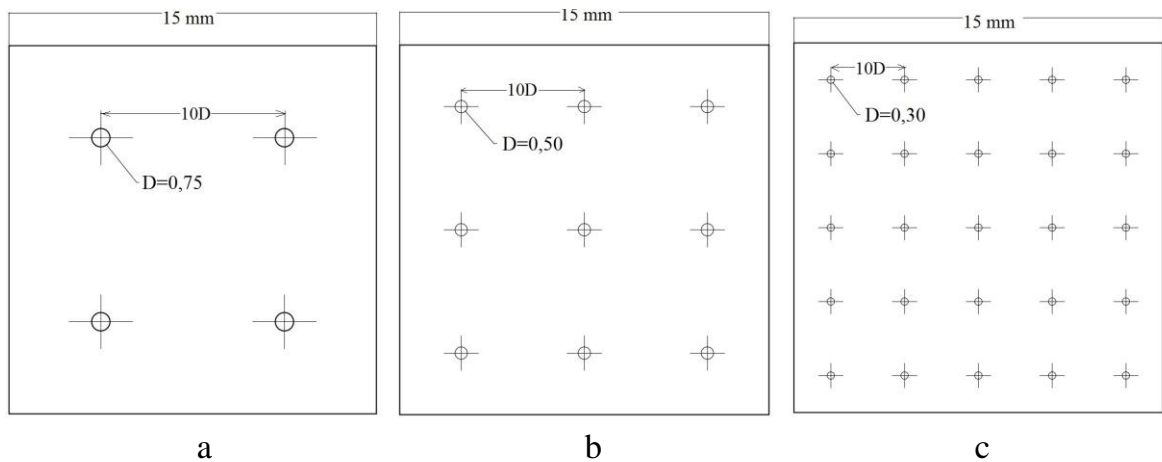
của cánh tuabin nằm trong khoảng  $0,4 \div 1,6$  mm, đối với cánh J-75 thì  $H=0,76$  mm [55], còn đối với động cơ DR76 thì  $H=0,8$  mm [114].

Mô hình mô phỏng trong mục này là tấm phẳng có kích thước 15mmx15mm, bước lỗ tương đối giữa các lỗ là  $S/D=10$ , khoảng cách từ màng phân phối đến tấm đích là  $H=0,8$  mm. Để đảm bảo tiết diện lưu thông qua các màng phân phối bằng nhau thì lựa chọn 3 phương án đường kính trên 3 tấm:

Tấm số 1: 4 lỗ (2x2 lỗ) đường kính  $D=0,75$  mm (Hình 4.27 a);

Tấm số 2: 9 lỗ (3x3 lỗ) đường kính  $D=0,50$  mm (Hình 4.27 b);

Tấm số 3: 25 lỗ (5x5 lỗ) đường kính  $D=0,30$  mm (Hình 4.27 c).



Hình 4.27. Mô hình tấm được nghiên cứu

a – tấm 2x2  $D=0,75$  mm; b – tấm 3x3  $D=0,5$  mm; c – tấm 5x5  $D=0,3$  mm

#### 4.3.1.2. Kết quả lựa chọn đường kính $D$

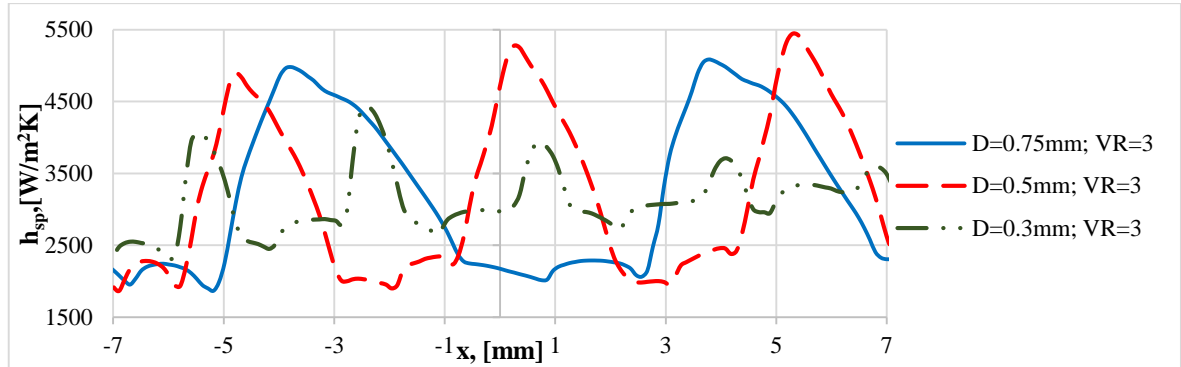
Đường kính  $D$  ít ảnh hưởng tới hệ số trao đổi nhiệt trung bình  $h_{ave}$  của toàn tấm nếu đảm bảo lưu lượng dòng phun không đổi ( $G_j=1,5$  g/s). Giá trị  $h_{ave}$  ở các trường hợp tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR=3 \div 7$  tương ứng nằm trong dải  $3127 \div 3226$ ;  $3207 \div 3237$ ;  $3116 \div 3223$  W/m<sup>2</sup>K, mức độ sai lệch dưới 4%. Như vậy có thể coi  $h_{ave}=const$  khi  $D=0,3 \div 0,75$  mm với các trường hợp  $VR=3 \div 7$ .

Khi đường kính  $D=0,5$  mm và  $D=0,75$  mm thấy rằng đỉnh cực đại của hệ số trao đổi nhiệt trung bình theo chiều rộng tấm  $h_{sp}$  khu vực lỗ sau cao hơn lỗ trước (Hình 4.28), trong trường hợp này khoảng cách tương đối  $H/D$  tương ứng bằng 1,6 và 1,07 và càng lỗ sau thì  $VR$  cục bộ càng giảm.

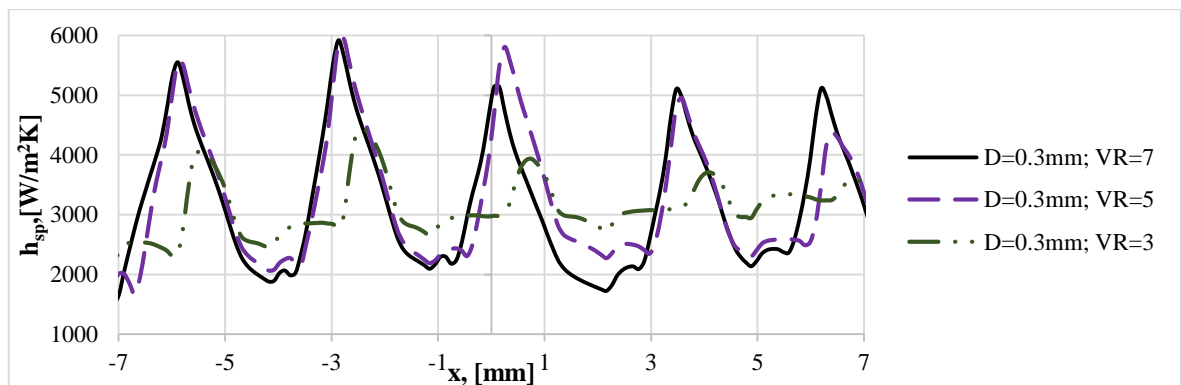
Hình 4.29 cho thấy khi đường kính  $D=0,3$  mm, giữ nguyên vận tốc dòng phun  $u_j$ , thay đổi vận tốc dòng ngang  $u_{cr}$  để  $VR$  thay đổi trong dải  $VR=3 \div 7$  ( $H/D=2,67$ ):

+ Khi  $VR=7$  thì  $h_{sp}$  tăng dần từ lỗ thứ nhất tới lỗ thứ hai, sau đó giảm dần;

- + Khi  $VR=5$  thì  $h_{sp}$  tăng tới lỗ thứ ba, tuy nhiên sau đó giảm mạnh;
- + Khi  $VR=3$  thì đỉnh của  $h_{sp}$  nhỏ hơn hẳn trường hợp  $VR=5$  và 7, đồng thời các lỗ thứ 4 và 5 gần như đỉnh của  $h_{sp}$  không còn rõ ràng (cao hơn đường trung bình tương ứng là 11% và 7%).



Hình 4.28. Phân bố  $h_{sp}$  khi  $VR=3$  với đường kính  $D$  khác nhau (Mô phỏng)



Hình 4.29. Phân bố  $h_{sp}$  khi  $D=0,3mm$  với  $VR$  khác nhau (Mô phỏng)

Từ các kết quả trên thấy rằng đường kính  $D=0,5mm$  là phương án phù hợp nhất trong 3 phương án khảo sát, ở đây khoảng cách tương đối  $H/D=1,6$  nằm trong dải khuyến cáo của mục 4.2.3.

#### 4.3.2. Nghiên cứu lựa chọn số lượng và vị trí lỗ phun trên màng phân phối tại khu vực lưng cánh

Theo kết quả tính toán trong mục 4.1.1.2, phần giữa lưng cánh là vùng có nhiệt độ cục bộ cao nhất, cần có những biện pháp tăng cường cho khu vực này. Theo mục 4.1.2.1, việc tăng cường lưu lượng không khí làm mát từ 2,08% lên 2,9% chỉ làm giảm nhiệt độ cực đại  $T_{max}$  đi khoảng 40K. Giảm nhiệt độ không khí làm mát  $T_c$  đi 100K sẽ làm nhiệt độ trung bình của biên dạng cánh  $T_{ave}$  giảm đi 39K, tuy nhiên nhiệt độ cực đại  $T_{max}$  chỉ giảm khoảng 19K. Bên cạnh đó biện pháp này sẽ làm tăng đáng kể ứng suất nhiệt trên cánh. Thay đổi nguyên lý làm mát từ đối lưu sang đối lưu-màng

hứa hẹn làm giảm nhiệt độ rõ rệt, tuy nhiên việc đục lỗ này đòi hỏi công nghệ cao đồng thời cần tính toán kỹ lưỡng về độ bền cơ học của thân cánh. Biện pháp đơn giản, có tính công nghệ cao, ít ảnh hưởng tới độ bền của thân cánh là bổ sung thêm các lỗ trên màng phân phối ở khu vực lưng cánh.

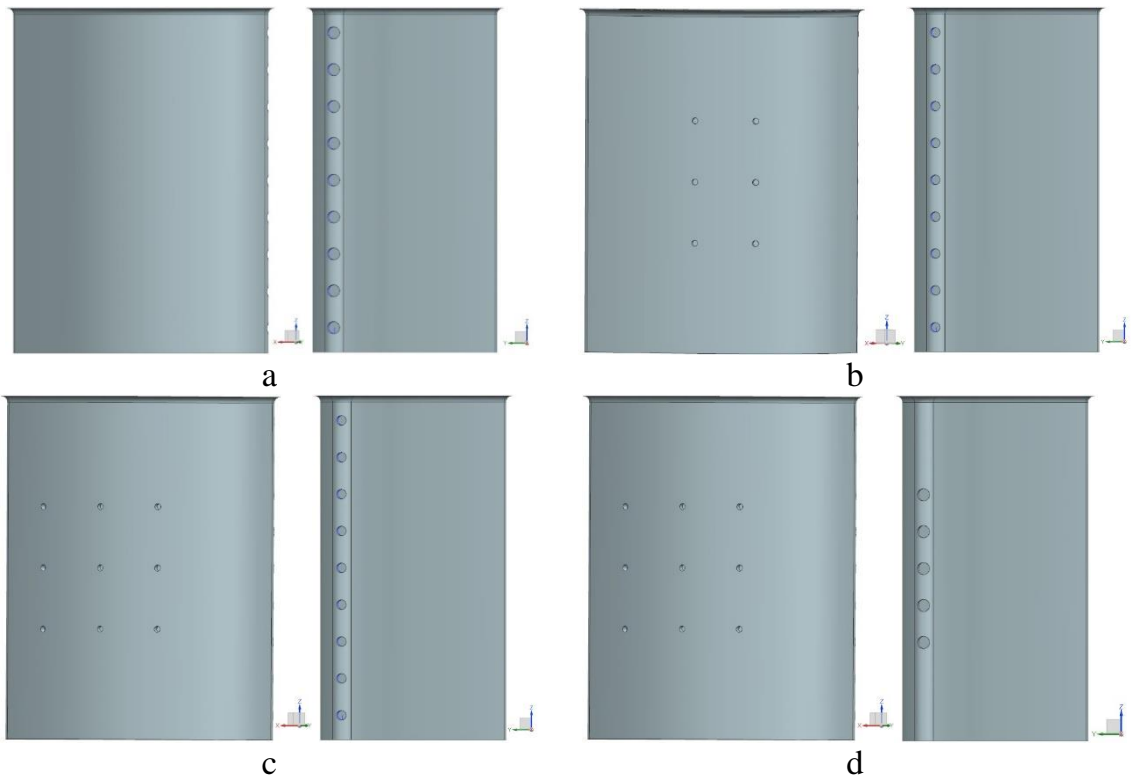
Không khí làm mát được lấy từ luồng thứ cấp của buồng đốt (áp suất được coi bằng áp suất sau máy nén), sau khi làm mát cánh phun không khí được đẩy qua khe phía đuôi ra khoảng không gian giữa mạng cánh phun và cánh công tác, lưu lượng không khí làm mát phụ thuộc vào tổng tiết diện các lỗ phun trên màng phân phối. Để lưu lượng không khí làm mát không đổi với phương án nguyên bản (đảm bảo lưu lượng khí chảy qua tuabin), khi bổ sung không khí qua các lỗ phun ở phía lưng thì cần giảm lưu lượng khí phun tới khu vực mũi cánh, tuy nhiên không được giảm quá nhiều (đảm bảo làm mát cho mũi cánh và bụng cánh). Căn cứ vào dữ liệu trên Bảng 4.1 thấy rằng phương án giảm đường kính lỗ phun ở khu vực mũi cánh từ  $D_1=1,0mm$  xuống còn  $0,8mm$  là khả thi nhất. Trong trường hợp giảm đường kính  $D_1=0,6 mm$ , lưu lượng khí làm mát thổi vào mũi cánh, cũng như phần không khí chảy qua bụng cánh giảm mạnh, nhiệt độ cực đại, nhiệt độ trung bình của cả cánh tăng lên rõ rệt. Bên cạnh đó, trong trường hợp muốn cải tiến trên cơ sở màng phân phối sẵn có (giữ nguyên đường kính lỗ  $D_1=1,0mm$ ) cần bịt bớt các lỗ phun ở phía đỉnh cánh và chân cánh (khu vực này có nhiệt độ thấp hơn, nhiệt dẫn ra vành trong và vành ngoài nhanh hơn), tính toán sơ bộ thấy rằng cần bịt 4 lỗ trong 9 lỗ hiện có.

Từ các kết quả nghiên cứu thấy rằng để tạo ra hệ số trao đổi nhiệt cao nhất ở khu vực lưng cánh nên lựa chọn đường kính  $D=0,5mm$  (mục 4.3.1), bước lỗ tương đối  $S/D=10$  (mục 4.2.2), khoảng cách tương đối  $H/D=0,8mm/0,5mm=1,6$  (mục 4.2.3). Qua tính toán sơ bộ để đảm bảo tổng lưu lượng không khí làm mát không đổi thì trên màng phân phối phía lưng cánh có thể bố trí thêm 6 hoặc 9 lỗ đường kính  $D=0,5mm$ .

Từ kết quả phân bố nhiệt độ trên biên dạng cánh (Hình 4.4), thấy rằng vùng nhiệt độ cao nhất ( $T \geq 1149K$ ) có kích thước *cao x rộng*  $\approx 14mm \times 20mm$  với tâm của vùng nằm chính giữa lưng cánh. Do vậy có thể bố trí 3 hàng lỗ (có đường kính  $D=0,5mm$ , bước lỗ tương đối  $S/D=10$ ) theo chiều cao, lỗ giữa nằm ở độ cao  $14mm$  (chiều cao biên dạng cánh là  $28mm$ ). Từ các tính toán sơ bộ trên tác giả lựa chọn khảo sát ba phương án sau trong tương quan so sánh với cánh phun sử dụng màng phân phối nguyên bản (Hình 4.30, Bảng 4.3).

Bảng 4.3. Các trường hợp thay đổi kết cấu màng phân phối

	Lỗ phun ở phía mũi		Lỗ phun ở phía lưng		Ghi chú
	Số lượng	Đường kính $D_1$ [mm]	Số lượng	Đường kính $D$ [mm]	
Nguyên bản (NB)	9	1,0	-	-	Hình 4.30a
Phương án 1 (PA1)	9	0,8	6	0,5	Hình 4.30b
Phương án 2 (PA2)	9	0,8	9	0,5	Hình 4.30c
Phương án 3 (PA3)	5	1,0	9	0,5	Hình 4.30d



Hình 4.30. Phương án đục lỗ trên màng phân phối ở phía lưng cánh  
a – Nguyên bản; b – Phương án 1; c – Phương án 2; d – Phương án 3

#### 4.4. Đánh giá hiệu quả tăng cường làm mát cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 của các phương án màng phân phối bằng phương pháp mô phỏng

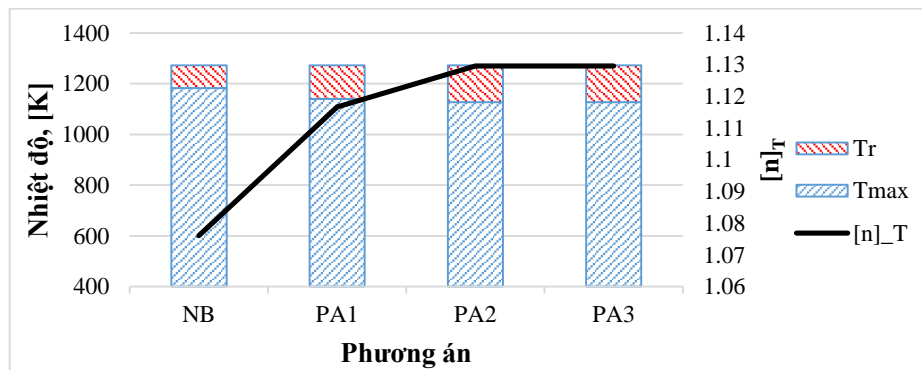
##### 4.4.1. Hiệu quả giảm nhiệt độ cực đại và nhiệt độ trung bình

Khi bổ sung các lỗ ở lưng, nhiệt độ trung bình  $T_{ave}$  của cánh ở các phương án so với nguyên bản giảm tương ứng 19K (PA1), 25K (PA2) và 26K (PA3), hệ số làm mát  $\theta$  tăng từ 0,36 lên 0,39 (PA1), 0,40 (PA2&PA3). Nhiệt độ cực đại  $T_{max}$  giảm rõ rệt hơn, phương án 1 làm  $T_{max}$  giảm 43K còn phương án 2 và 3 giảm tới 56K, lưu lượng không khí trong trường hợp này không sai lệch nhiều so với nguyên bản (Bảng

4.4). Khi cánh sử dụng hợp kim niken chịu nhiệt ЖС6К, hệ số dự trữ nhiệt  $[n]_T$  sẽ được tăng lên từ 1,08 (nguyên bản) tới 1,11 ở phương án 1 và tới 1,13 ở phương án 2 và phương án 3 tương ứng với nhiệt độ dự trữ  $T_r$  tăng từ 90K (Nguyên bản) lên 133K (PA1) và 146K (PA2 & PA3) (Hình 4.31).

Bảng 4.4. Các thông số nhiệt độ trong các phương án

Thông số	NB	PA1	PA2	PA3
Nhiệt độ cực đại $T_{max}$ , [K]	1183	1140	1127	1127
Nhiệt độ trung bình $T_{ave}$ , [K]	1026	1009	1001	1000
Hệ số dự trữ nhiệt $[n]_T$	1,08	1,11	1,13	1,13
Nhiệt độ dự trữ $T_r$ , [K]	90	133	146	146
Tỷ lệ không khí làm mát $g_c$ , [%]	2,08	1,92	2,02	1,98
Hệ số làm mát $\theta$	0,36	0,39	0,40	0,40

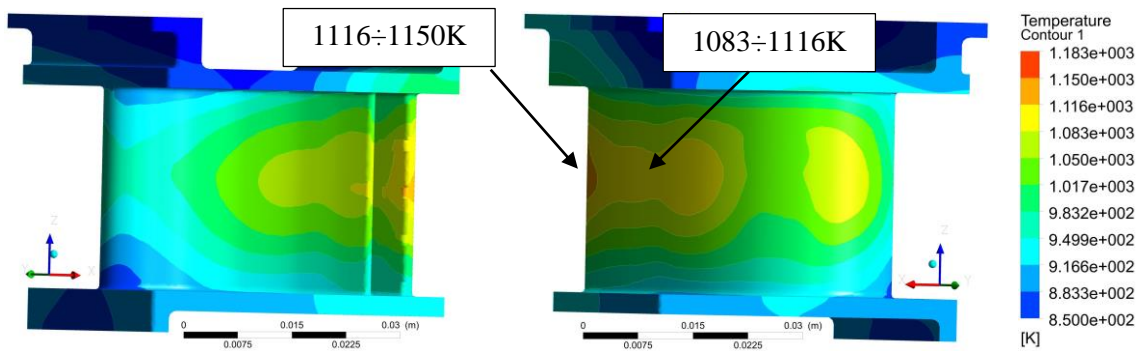


Hình 4.31. Đồ thị so sánh nhiệt độ cực đại  $T_{max}$ , nhiệt độ dự trữ  $T_r$ , hệ số dự trữ nhiệt  $[n]_T$  ở các phương án

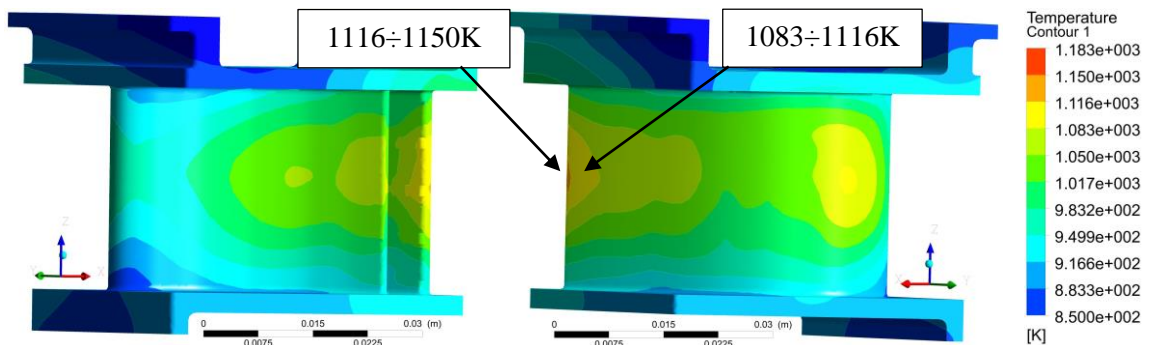
#### 4.4.2. Phân bố nhiệt độ trên biên dạng cánh

Trên cánh nguyên bản, vùng nhiệt độ cực đại (1150÷1183 K) nằm ở giữa lưng cánh (Hình 4.4), với ở phương án 1 (Hình 4.32), nhiệt độ cực đại đã giảm xuống chỉ còn nằm trong dải 1116÷1150 K và được đẩy xuống sát mép đuôi cánh. Tiếp theo, còn có vùng nhiệt độ 1083÷1116 K vẫn còn chiếm diện tích tương đối rộng (~1/6 diện tích lưng cánh) ở lưng cánh. Điều này có thể do phương án 1 mới bố trí 2 hàng lỗ phun ở phía lưng cánh phun, chưa đủ không khí cấp cho lưng cánh.

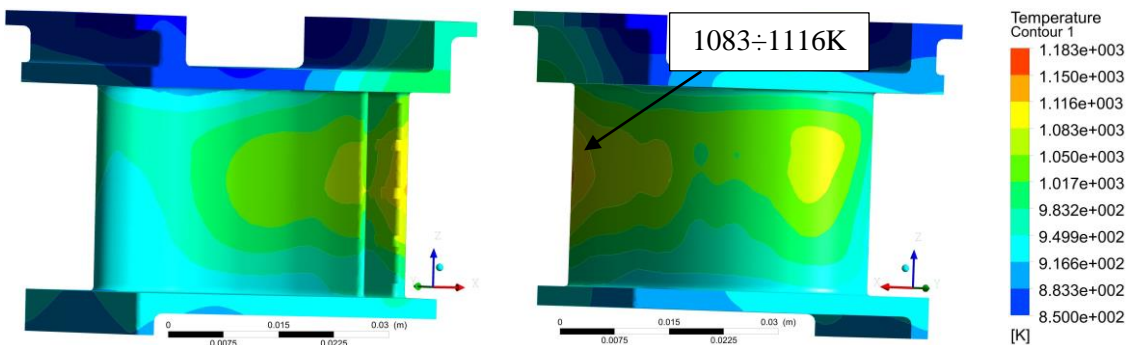
Với 3 hàng lỗ phun ở phương án 2 (Hình 4.30c, Hình 4.33), tuy vẫn chưa triệt tiêu được hết điểm nhiệt độ trong dải 1116÷1150 K ở sát mép đuôi cánh nhưng diện tích vùng nhiệt độ 1083÷1116 K đã giảm đi nhiều so với phương án 1. Với phương án 3 (Hình 4.34) diện tích vùng nhiệt độ cao ở lưng cánh giảm nhẹ so với phương án 2 do đã bịt 4 lỗ ở 2 đầu (Hình 4.30 d), không khí làm mát được tập trung cho khu vực độ cao trung bình.



Hình 4.32. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài của cánh ở phương án 1



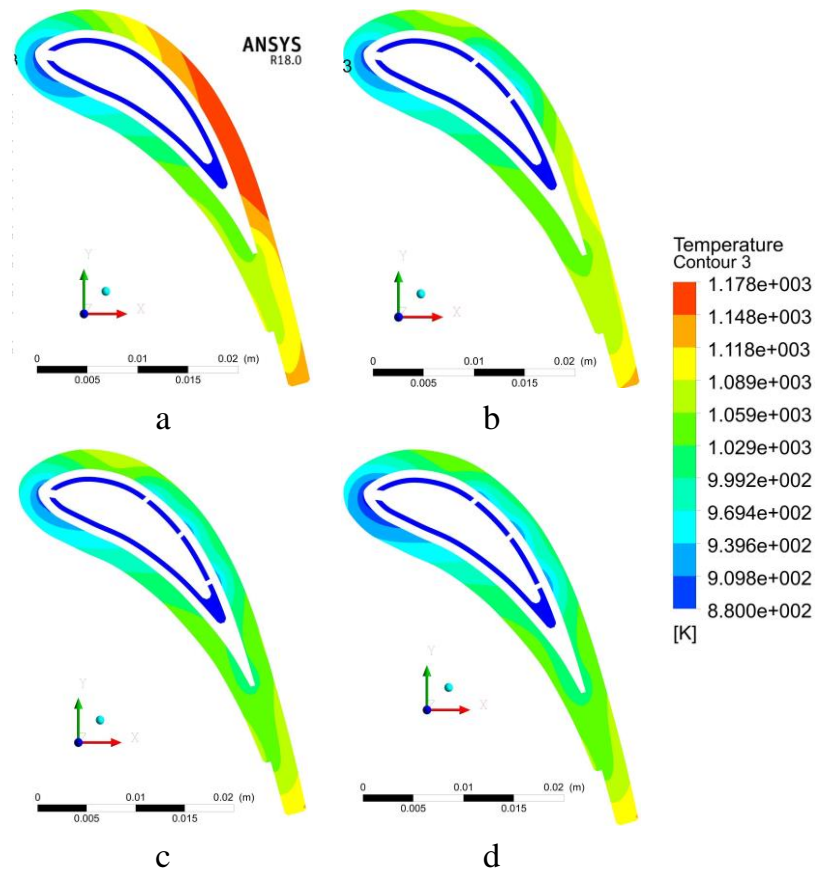
Hình 4.33. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài của cánh ở phương án 2



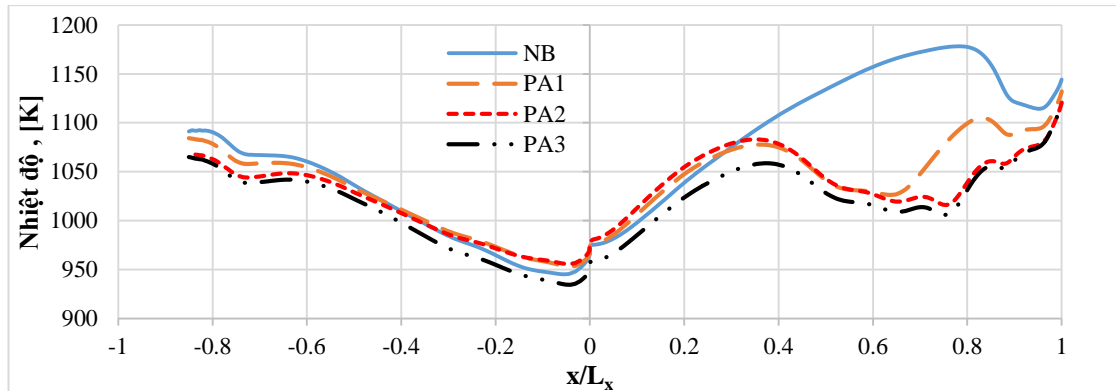
Hình 4.34. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài của cánh ở phương án 3

Để có kết quả kỹ lưỡng hơn, ta đi xem xét sự phân bố nhiệt độ trên đường biên dạng trung bình trên bề mặt cánh (Hình 4.35, Hình 4.36). Ở đây ta thấy khi có thêm các lỗ ở phía lưng cánh, nhiệt độ của vùng  $x/L_x=0,3\div 0,9$  giảm mạnh, các đoạn còn lại nhiệt độ gần như bằng nhau, tuy nhiên các đoạn này có nhiệt độ không cao. Nhiệt độ trung bình trên đường trung bình biên dạng phía lưng cánh (Hình 4.36 -đoạn  $x/L_x>0$ ) của phương án 1, 2 và 3 giảm so với nguyên bản tương ứng là 49K, 65K và 80K.





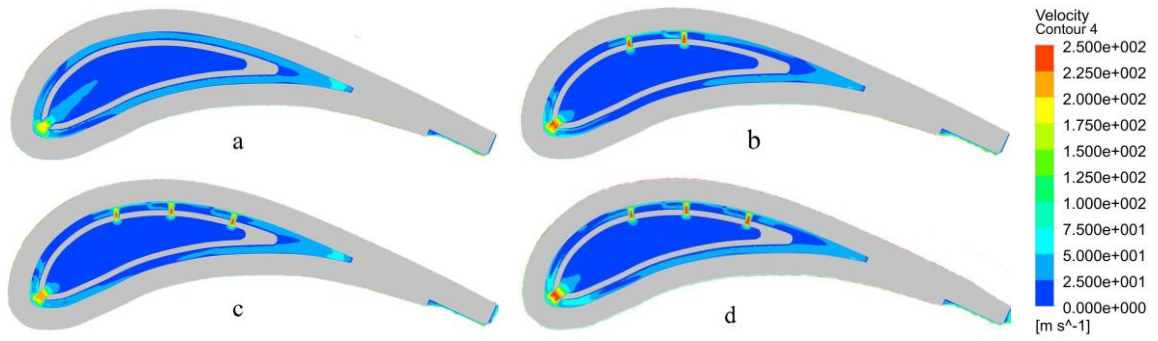
Hình 4.35. Phân bố nhiệt độ trên mặt cắt trung bình của biên dạng cánh  
a – Nguyên bản; b – Phương án 1; c – Phương án 2; d- Phương án 3



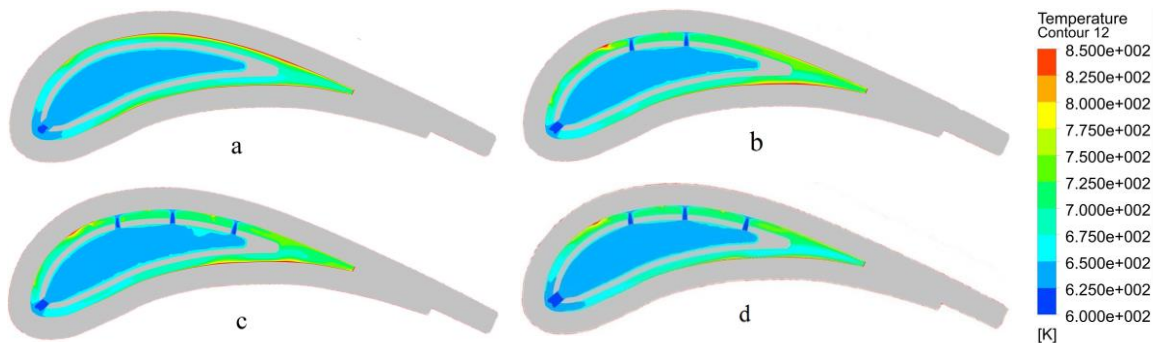
Hình 4.36. Phân bố nhiệt độ trên biên dạng cánh tại mặt cắt trung bình

#### 4.4.3. Vận tốc dòng và hệ số trao đổi nhiệt

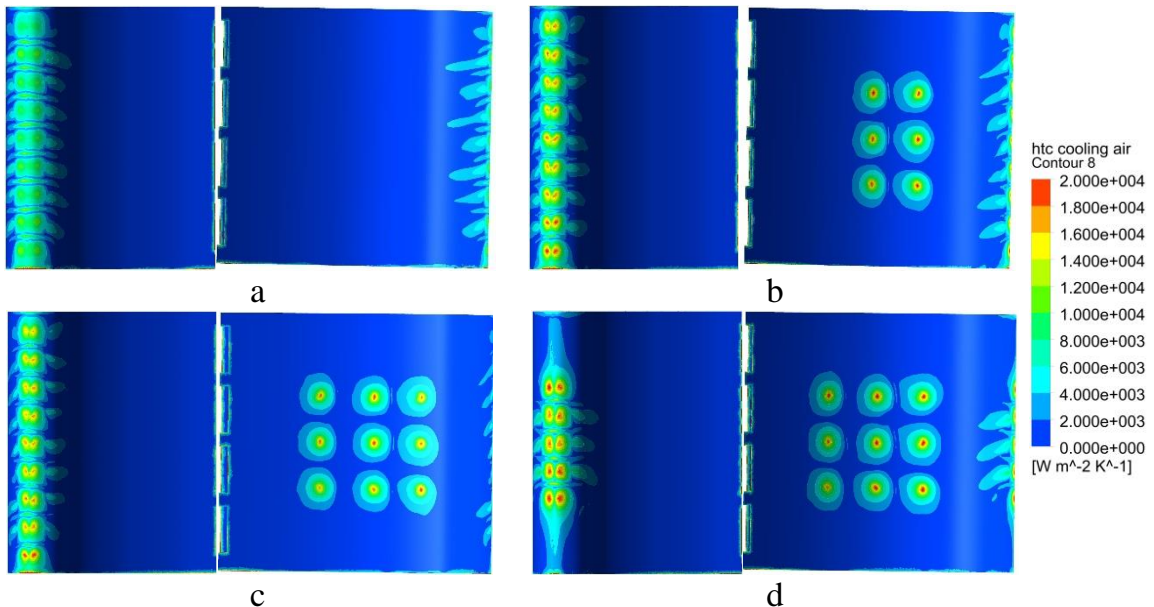
Kết quả phân bố vận tốc, nhiệt độ trong kênh dẫn bên trong cánh được trình bày trên hình Hình 4.37, Hình 4.38. Tại khu vực lưng của các cánh mới có dòng khí phun ra từ các lỗ phun trên màng phân phối với tốc độ lớn (tới 250m/s), các dòng này tạo ra vùng động năng rối cao (lý thuyết về hiện tượng này đã trình bày trong mục 1.2.3), hệ số trao đổi nhiệt và thông lượng nhiệt tăng lên rõ rệt (Hình 4.39, Hình 4.40).



Hình 4.37. Phân bố vận tốc dòng không khí làm mát tại mặt cắt trung bình  
 a – Nguyên bản; b – Phương án 1; c- Phương án 2; d- Phương án 3



Hình 4.38. Phân bố nhiệt độ dòng không khí làm mát tại mặt cắt trung bình  
 a – Nguyên bản; b – Phương án 1; c – Phương án 2; d – Phương án 3

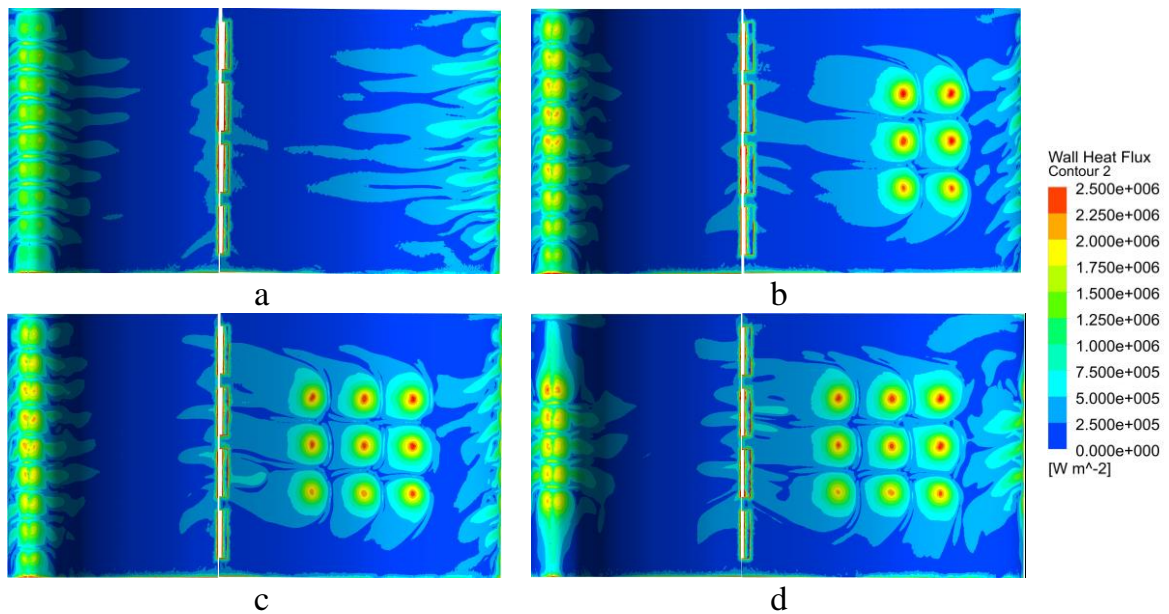


Hình 4.39. Phân bố hệ số trao đổi nhiệt giữa không khí làm mát và bề mặt bên trong cánh phun tại khu vực mũi cánh và lưng cánh  
 a – Nguyên bản; b – Phương án 1; c – Phương án 2; d – Phương án 3

Dòng không khí phun ra từ các lỗ phun ở lưng (PA1, PA2 và PA3) có nhiệt độ thấp làm cho dòng không khí chảy sát bề mặt thành vách bên trong có nhiệt độ thấp



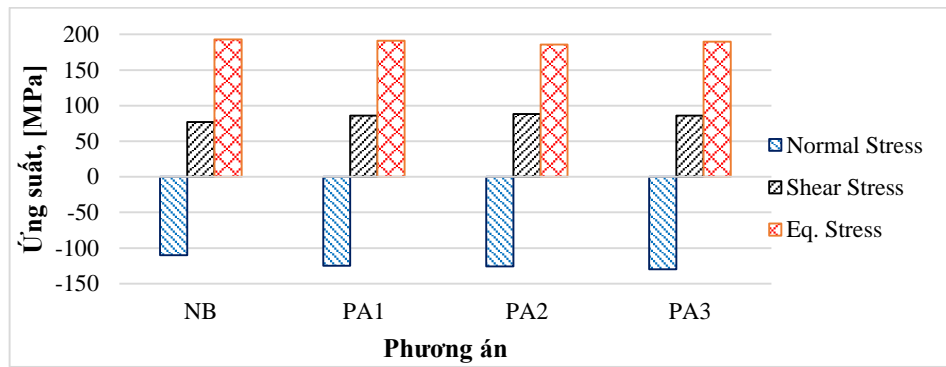
hơn nguyên bản (Hình 4.38), kết hợp hệ số trao đổi nhiệt cao hơn (Hình 4.39) nên lượng nhiệt trao đổi giữa dòng không khí làm mát và bề mặt bên trong lưng cánh tăng rõ rệt ở các phương án cải tiến (Hình 4.40). Do vậy, nhiệt độ khu vực lưng cánh của các phương án PA1, PA2, PA3 đã giảm rõ rệt so với phương án nguyên bản. Đồng thời thấy rằng ở PA2 và PA3 vùng thông lượng nhiệt cao bao phủ được gần hết lưng cánh phun nên đã đẩy được vùng nhiệt độ cao tới sát đuôi cánh, còn ở PA1 vẫn còn 1 dải nhiệt độ cao nằm ở giữa đuôi cánh và lưng cánh (Hình 4.32 ÷ Hình 4.35).



Hình 4.40. Phân bố thông lượng nhiệt giữa không khí làm mát và bề mặt thành vách bên trong cánh phun tại khu vực mũi cánh và lưng cánh  
a – Nguyên bản; b – Phương án 1; c – Phương án 2; d – Phương án 3

#### 4.4.4. Ứng suất nhiệt ở các phương án

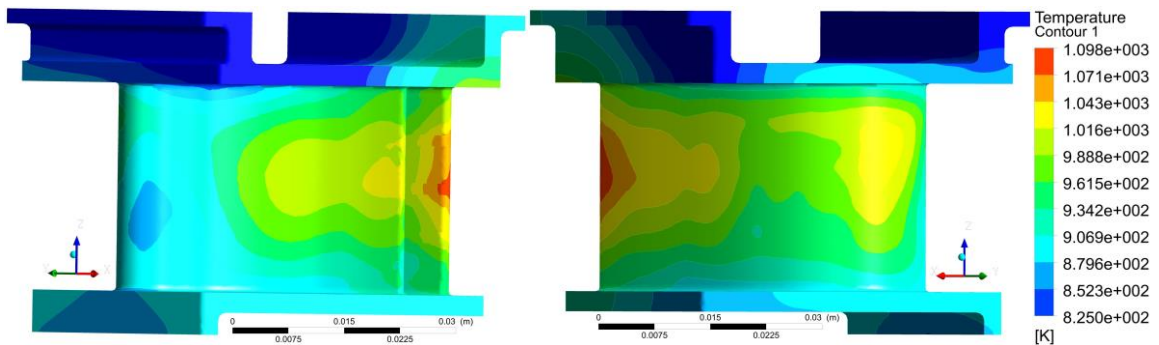
Sử dụng ANSYS-Static Structural tính toán ứng suất nhiệt cho cánh phun thấy: so với nguyên bản ứng suất quy dẫn cực đại sai lệch không quá 5% (Hình 4.41) và phân bố ứng suất nhiệt trên bề mặt ngoài của cánh phun ở các phương án cũng không có sự khác biệt nhiều so với nguyên bản (Hình 4.9). Nói cách khác, các phương án kết cấu của màng phân phối đang được khảo sát không làm thay đổi trạng thái ứng suất nhiệt trên CPCA, điều này khác biệt với phương án thay đổi thông số dòng không khí làm mát (Xem mục 4.1.2.3).



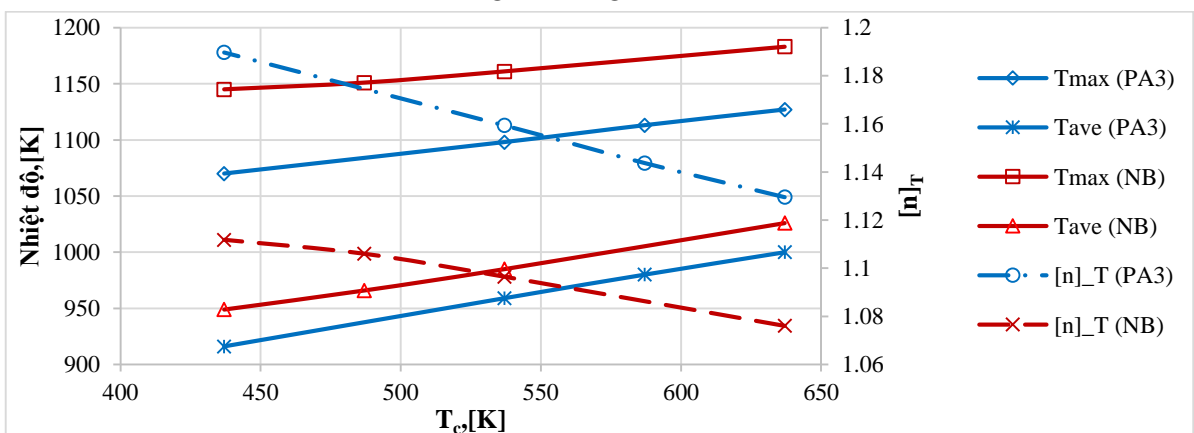
Hình 4.41. Ứng suất cực đại ở các phương án kết cấu màng phân phối

**4.4.5. Đánh giá mức giảm nhiệt độ trên cánh khi giảm nhiệt độ không khí làm mát**

Với cùng phương án kết cấu (PA3), khi nhiệt độ dòng không khí  $T_c$  giảm xuống thì phân bố nhiệt độ trên biên dạng cánh phun (Hình 4.42) không có thay đổi nhiều so với Hình 4.33. Nhiệt độ cực đại vẫn nằm ở đuôi cánh, tại đây không có dòng phun từ màng phân phối thổi trực diện vào bề mặt cánh, hệ số trao đổi nhiệt tương đối nhỏ, cần có biện pháp khác để tăng cường làm mát cho phần đuôi cánh.



Hình 4.42. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài cánh ở Phương án 3 khi nhiệt độ không khí  $T_c$  giảm 100K



Hình 4.43. Đồ thị so sánh nhiệt độ cực đại  $T_{max}$ , nhiệt độ trung bình  $T_{ave}$ , hệ số dự trữ nhiệt  $[n]_T$  của phương án 3 và nguyên bản khi nhiệt độ dòng khí làm mát  $T_c$  thay đổi

Kết quả trên Hình 4.43 cho thấy khi  $T_c$  giảm thì mức giảm nhiệt độ cực đại  $T_{max}$ , nhiệt độ trung bình  $T_{ave}$  ở phương án 3 cao hơn so với phương án nguyên bản:  $T_c$  giảm 100K thì  $T_{max}$  ở PA3 giảm 29K còn phương án nguyên bản giảm 19K,  $T_{ave}$  giảm tương ứng 41K và 39K. Đi kèm với đó là hệ số dự trữ nhiệt  $[n]_T$  ở PA3 tăng nhanh hơn so với nguyên bản khi giảm nhiệt độ không khí làm mát  $T_c$ . Nguyên nhân được giải thích là cường độ trao đổi nhiệt ở phương án màng phân phối mới cao hơn so với nguyên bản, khi đó việc giảm nhiệt độ không khí làm mát sẽ càng tăng cường chất lượng làm mát.

#### 4.4.6. Kết luận về lựa chọn kết cấu màng phân phối mới

Từ các kết quả về hiệu quả làm mát của phương án 1, 2 và 3 thấy rằng, hiệu quả làm mát của phương án 2 và 3 là tương đồng và tốt hơn cả trong phạm vi khảo sát ( $T_{max}$  giảm 56 K,  $T_{ave}$  giảm 26K). Xét trong điều kiện Việt Nam, việc thu nhỏ đường kính lỗ phun ở mũi cánh (phương án 2) là tương đối khó khăn, phương án 3 (bịt 4 lỗ ở 2 đầu cánh) sẽ phù hợp hơn khi xét cả về mặt hiệu quả làm mát và về mặt công nghệ. Các thông số đặc trưng cho hiệu quả làm mát được thống kê ở Bảng 4.5.

Bảng 4.5. Bảng thống kê hiệu quả làm mát của phương án màng phân phối số 3 so với nguyên bản (tính toán ở chế độ định mức)

TT	Thông số đánh giá hiệu quả làm mát, [đơn vị]	Phương án nguyên bản	Phương án 3	Mức cải thiện
1	Nhiệt độ cực đại $T_{max}$ , [K]	1183	1127	56 [K]
2	Nhiệt độ trung bình $T_{ave}$ , [K]	1026	1000	26 [K]
3	Hệ số làm mát $\theta$ , [-]	0,36	0,40	0,04
4	Tỷ lệ không khí làm mát $g_c$ , [%]	2,08	1,98	0,10 [%]
5	Hệ số dự trữ nhiệt $[n]_T$ , [-]	1,08	1,13	0,05
6	Nhiệt độ dự trữ $T_r$ , [K]	90	146	56 [K]
7	Ứng suất quy dẫn cực đại, [MPa]	190	190	-
8	Mức giảm nhiệt độ cực đại khi nhiệt độ không khí làm mát giảm 100K, [K]	19	29	1,52 lần
9	Mức giảm nhiệt độ trung bình khi nhiệt độ không khí làm mát giảm 100K, [K]	39	41	1,05 lần

Bên cạnh đó, cũng thấy rằng các thông số hình học của màng phân phối mới nằm trong dải thường gặp của cánh phun ĐCTBK [49], [55], [104], [138], đặc biệt đường kính lỗ phun  $D=0,5mm$ , khoảng cách  $H=0,8mm$  nằm trong khoảng tối ưu  $D=0,423\div 0,517mm$ ;  $H=0,710\div 0,997mm$  của nghiên cứu [106].

#### 4.5. Kết luận Chương 4

Từ mô hình trao đổi nhiệt của CPCA động cơ DR76 và mô hình đồng dạng với kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh, luận án đã khảo sát phân bố hệ số trao đổi nhiệt, nhiệt độ, ứng suất nhiệt trên CPCA động cơ DR76 và đưa ra được một số nhận xét sau:

Phân bố nhiệt độ và ứng suất nhiệt trên bề mặt cánh ở các chế độ vận hành của động cơ là tương đối giống nhau, nhiệt độ cực đại nằm ở giữa lưng cánh, còn khu vực ứng suất nhiệt cực đại nằm ở giữa bụng cánh. Chế độ định mức là chế độ nhiệt khắc nghiệt nhất với nhiệt độ cực đại  $T_{max}=1183K$ , nhiệt độ trung bình  $T_{ave}=1026K$  và ứng suất nhiệt quy dẫn 190MPa. Chế độ định mức có hệ số bền lên tới 1,8, tuy nhiên hệ số dự trữ nhiệt  $[n]_T=1,08$  tương ứng với  $T_r=90K$ , do vậy cần có biện pháp tăng cường làm mát cho cánh để giảm thiểu mức độ khắc nghiệt về nhiệt.

Việc thay đổi lưu lượng  $g_c$ , nhiệt độ  $T_c$ , áp suất  $p_c$  không khí làm mát có tác động rõ rệt với nhiệt độ trung bình  $T_{ave}$ , ít ảnh hưởng tới nhiệt độ cực đại  $T_{max}$  (khi  $T_c$  giảm 100K sẽ làm  $T_{ave}$  giảm 39K,  $T_{max}$  giảm 19K;  $p_c$  giảm 10% thì  $T_{ave}$ ,  $T_{max}$  tăng tương ứng 48K và 28K). Bên cạnh đó khi giảm nhiệt độ không khí làm mát  $T_c$  có hiệu ứng phụ là làm tăng ứng suất nhiệt trên cánh (ứng suất quy dẫn cực đại có thể tăng thêm tới 60MPa).

Thổi không khí từ màng phân phối là phương pháp làm mát có hiệu quả cao, đặc biệt khi có thêm tác động của dòng ngang, khi số Reynolds của dòng phun tăng ( $Re_j$  tăng) và/hoặc dòng ngang tăng (tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  giảm) sẽ làm tăng hệ số trao đổi nhiệt. Trong quá trình lựa chọn kết cấu của màng phân phối để thu được hệ số trao đổi nhiệt cao nhất nên lựa chọn bước lỗ tương đối  $S/D \geq 8$ , khi  $S/D \leq 5$  thì vùng tăng cường trao đổi nhiệt bị chồng lấn vào nhau; đồng thời nên lựa chọn khoảng cách tương đối  $H/D=1,5 \div 2$  sẽ cho kết quả hệ số trao đổi nhiệt ( $Nu_{sp}$ ) cao nhất, khi  $H/D \leq 2$  thì các lỗ sau sẽ có hệ số trao đổi nhiệt cao hơn lỗ trước và khi  $H/D \geq 3$  thì ngược lại.

Áp dụng các kết quả nghiên cứu trên mô hình vật lý đồng dạng để lựa chọn màng phân phối mới cho CPCA động cơ DR76: bổ sung 9 lỗ (3x3) ở phía lưng cánh với đường kính  $D=0,5mm$ , bước lỗ tương đối  $S/D=10$ , khoảng cách tương đối  $H/D=1,6$ , để đảm bảo lưu lượng không khí làm mát không đổi thì cần bịt 4 lỗ ở 2 đầu trong 9 lỗ phun ở phía mũi cánh (giữ nguyên đường kính 1,0mm).

Với CPCA động cơ DR76 sử dụng màng phân phối mới thì nhiệt độ trung bình của biên dạng cánh  $T_{ave}$  giảm không nhiều (26K) nhưng nhiệt độ trung bình trên

đường biên dạng trung bình ở phía lưng cánh giảm tới 65K, nhiệt độ cực đại  $T_{max}$  giảm đi 56K và vùng nhiệt độ cực đại chuyển tới sát đuôi cánh, nơi tác dụng của màng phân phối suy giảm. Hệ số làm mát  $\theta$  tăng từ 0,36 lên 0,40, hệ số dự trữ nhiệt tăng lên  $[n]_{T=1,13}$  tương ứng với  $T_r = 146K$ . Khi sử dụng màng phân phối mới, nhiệt độ nguồn không khí  $T_c$  giảm 100K thì nhiệt độ cực đại  $T_{max}$ , nhiệt độ trung bình  $T_{ave}$  giảm tương ứng 29K và 41K, tăng tương ứng 1,52 và 1,05 lần so với nguyên bản.

## KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

### KẾT LUẬN

1. Luận án đã đề xuất và thực hiện thành công một cách tiếp cận mới trong nghiên cứu tăng cường làm mát cho cánh phun được làm mát kiểu màng phân phối bằng cách kết hợp tính toán mô phỏng trên nguyên mẫu cánh với thực nghiệm, mô phỏng trên mô hình vật lý đồng dạng. Trong đó các kết quả trên mô hình vật lý đồng dạng được dùng để khuyến cáo, áp dụng cho nguyên mẫu cánh.

2. Luận án đã xây dựng thành công mô hình trao đổi nhiệt cho nguyên mẫu cánh phun tua bin cao áp động cơ tua bin khí DR-76 bằng phần mềm ANSYS-CFX. Độ tin cậy của phương pháp xây dựng mô hình được kiểm chứng bằng kết quả thử nghiệm cho cánh Mark-II (sai số nhiệt độ, áp suất, hệ số trao đổi nhiệt tương ứng nhỏ hơn 3%, 5% và 20%).

3. Luận án đã sử dụng thành công phương pháp dao động nhiệt độ TOIRT để xây dựng hệ thống thực nghiệm xác định hệ số trao đổi nhiệt cho mô hình dạng tấm phẳng – mô hình đồng dạng với kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh. Kết quả thực nghiệm đã được kiểm chứng và phù hợp với các kết quả được công bố [26], [72] (sai số nhỏ hơn 15%).

4. Kết quả thực nghiệm và mô phỏng trên mô hình vật lý đồng dạng nhiều lỗ phun có xét tới cả dòng ngang đã đánh giá được ảnh hưởng của một số thông số như số Reynolds của dòng phun  $Re_j$ , tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$ , bước lỗ tương đối  $S/D$ , khoảng cách tương đối  $H/D$ ... đến hệ số trao đổi nhiệt. Kết quả cho thấy số Reynolds của dòng phun tăng ( $Re_j$  tăng) và/hoặc dòng ngang tăng (tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  giảm) sẽ làm tăng hệ số trao đổi nhiệt, đồng thời để thu được hệ số trao đổi nhiệt cao nhất nên lựa chọn bước lỗ tương đối  $S/D \geq 8$  và khoảng cách tương đối  $H/D = 1,5 \div 2$ .

5. Kết quả nghiên cứu đối với cánh phun cao áp động cơ DR76 cho thấy: chế độ định mức là chế độ nhiệt khắc nghiệt nhất với hệ số dự trữ nhiệt chỉ là  $[n]_T = 1,08$  tương ứng với nhiệt độ dự trữ  $T_r = 90K$ , cần có biện pháp tăng cường làm mát CPCA để động cơ có thể tăng thời gian làm việc ở chế độ này. Khi sử dụng màng phân phối mới (bổ sung 9 lỗ  $(3 \times 3)$  ở phía lưng cánh với đường kính  $D = 0,5mm$ , bước lỗ tương đối  $S/D = 10$ , khoảng cách tương đối  $H/D = 1,6$ , giữ 5 lỗ phun ở phía mũi cánh đường kính  $1,0mm$ ) đã thu được hiệu quả làm mát cao hơn cánh nguyên bản (nhiệt độ cực đại  $T_{max}$  giảm  $56K$  và vùng nhiệt độ cực đại dịch chuyển vị trí từ lưng cánh xuống sát

đuôi cánh, hệ số làm mát  $\theta$  của cánh tăng từ 0,36 lên 0,40, hệ số dự trữ nhiệt  $[n]_T$  tăng từ 1,08 lên tới 1,13 tương ứng với nhiệt độ dự trữ  $T_r$  tăng từ 90K lên 146K). Phương pháp thổi bổ sung không khí từ màng phân phối là phương pháp tăng cường làm mát tương đối đơn giản, có thể áp dụng với hầu hết cánh phun nhằm tăng tuổi thọ và khả năng làm việc ở chế độ khắc nghiệt nhất của động cơ (hiện nay tổng thời gian tối đa cho phép làm việc ở chế độ định mức của động cơ DR76 là 200 giờ).

### HƯỚNG PHÁT TRIỂN

1. Nghiên cứu đặc trưng trao đổi nhiệt khi màng phân phối phun vào bề mặt có độ nhám khác nhau, bề mặt có rãnh, gân, gờ,... với số Reynolds của dòng phun  $Re_j$  cao hơn, tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  nhỏ hơn.

2. Kết hợp phương pháp màng phân phối với các phương pháp tăng cường làm mát khác cho cánh tuabin. Sử dụng kết quả thu được để phát triển nghiên cứu trên đối tượng cánh công tác của tuabin, xét tới ảnh hưởng của lực quán tính ly tâm của dòng không khí làm mát.

## DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ CỦA TÁC GIẢ LIÊN QUAN ĐẾN LUẬN ÁN TIẾN SĨ

1. **Vũ Đức Mạnh**, Hà Huy Thắng, Đào Trọng Thắng, Nguyễn Trung Kiên (2017), “Tính toán chu trình nhiệt động cơ tuabin khí ở các chế độ vận hành bằng phần mềm GateCycle”, *Tạp chí Phát triển KH&CN*, tập 20, số K5, ISSN 1859-0128.

2. **Vũ Đức Mạnh**, Nguyễn Trung Kiên, Đào Trọng Thắng (2018), “Nghiên cứu ảnh hưởng của nhiệt độ môi trường tới chu trình nhiệt của động cơ tuabin khí tàu thủy DP76 ở các chế độ tải cục bộ”, *Hội nghị KH&CN Giao thông vận tải lần IV, 5/2018*, Nhà xuất bản Giao thông vận tải, ISBN: 978-604-76-1578-0

3. **Vũ Đức Mạnh**, Nguyễn Trung Kiên, Đào Trọng Thắng (2018), “Calculation of Thermodynamic Parameters of High Pressure Turbine Stage of DP76 Engine Based on Geometric Parameters”, *International Conference of Fluid Machinery and Automation Systems - ICFMAS2018*, October 27-28, 2018, ISBN: 978-604-95-0609-3.

4. **Vũ Đức Mạnh**, Phạm Vũ Thành Nam, Nguyễn Trung Kiên, Đào Trọng Thắng (2019), “Nghiên cứu tính toán trạng thái nhiệt và ứng suất nhiệt trên cánh phun tuabin cao áp”, *Tạp chí Khoa học và Kỹ thuật*, số 197 (4/2019), ISSN: 1859-0209.

5. **M. D. Vũ**, K. T. Nguyen and T. T. Dao (2019), “The Effect of Cooling-Air Flow Conditions on the Thermal State of High-Pressure Nozzle Blade”, *2019 International Conference on System Science and Engineering (ICSSE)*, Dong Hoi, Vietnam, 2019, pp. 624-629, doi: 10.1109/ICSSE.2019.8823110.

6. **Vũ Đức Mạnh**, Nguyễn Trung Kiên, Đào Trọng Thắng (2020), “Nghiên cứu ảnh hưởng của kích thước lỗ phun trên màng phân phối tới hệ số trao đổi nhiệt khi có dòng ngang”, *Tạp chí Khoa học và Kỹ thuật*, số 208 (6/2020), ISSN: 1859-0209.



## TÀI LIỆU THAM KHẢO

### Tiếng Việt

- [1]. Nguyễn Thanh Nam, Hoàng Đức Liên (2000), *Phương pháp khối hữu hạn ứng dụng trong các bài toán thủy khí động lực*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.
- [2]. Lê Công Cát, Nguyễn Trung Định (2001), *Kỹ thuật nhiệt*, Nhà xuất bản Học viện Kỹ thuật Quân sự.
- [3]. Lê Văn Một, Hồ Tuấn Anh, Nguyễn Đức Trí, Nguyễn Ngọc Thanh (2010), “Khảo sát làm mát cánh tuabin động cơ tuabin khí hàng không bằng phần mềm Fluent”, *Tạp chí Năng lượng nhiệt*, số 93, 5/2010, ISSN: 0868-3336.
- [4]. TCVN 8113-1: 2009, ISO 5167-1:2003 (2009), *Đo dòng lưu chất bằng thiết bị chênh áp gắn vào ống dẫn có mặt cắt ngang tròn chảy đầy - Phần 1: Nguyên lý và yêu cầu chung*. Hà Nội.
- [5]. TCVN 8113-2:2009, ISO 5167-2:2003 (2009), *Đo dòng lưu chất bằng thiết bị chênh áp gắn vào ống dẫn có mặt cắt ngang tròn chảy đầy – Phần 2: Tấm tiết lưu*. Hà Nội.

### Tiếng Anh

- [6]. Andrew Schroder, Shichuan Ou, Urmila Ghia (2011), “Experimental Study of an Impingement Cooling Jet Array Using an Infrared Thermography Technique”, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*.
- [7]. Abdulrahman H. Alenezi, Abdulrahman Almutairi, Hamad M. Alhajeri, Abdulmajid Addali and Abdelaziz A. A. Gamil (2018), “Flow Structure and Heat Transfer of Jet Impingement on a Rib-Roughened Flat Plate”, *Energies*, 11, 1550; doi: 10.3390/en11061550.
- [8]. Amano R.S., Sundén B. (2008), *Thermal Engineering in Power Systems*, WIT Transactions on State of the Art in Science and Engineering, Vol 42, © 2008 WIT Press. ISSN: 1755-8336 (on-line), doi: 10.2495/978-1-84564-062-0/07.
- [9]. Azad Gm.S., Yizhe Huang, Han J.C (2002) “Jet Impingement Heat Transfer on Pinned Surfaces Using a Transient Liquid Crystal Technique”, *International Journal of Rotating Machinery*, 8(3): pp. 161-173.
- [10]. Azad Gm. S., Yizhe Huang, and Han J.C. (2000), “Impingement Heat Transfer on Dimpled Surfaces Using a Transient Liquid Crystal Technique” *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 14, pp. 186-193.
- [11]. ANSYS (2013), *ANSYS CFX-Solver Modeling Guide*. Release 18.0.

- [12]. ANSYS (2013), *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. Release 18.0.
- [13]. ANSYS (2010), *ANSYS Training Manual. Introduction to CFX. Chapter 9 Turbulence*. Release 13.0.
- [14]. ANSYS (2012), *ANSYS Modelling Laminar-Turbulent Transition Processes*.
- [15]. ATSB TRANSPORT SAFETY REPORT (2010), *Aviation Occurrence Investigation AO-2009-063 Final, In-flight engine failure – Christmas Island, 19 October 2009*, Publication Date: November 2010, ISBN: 978 1-74251-103-0.
- [16]. Barata, J.M.M. , Duraõ D.F.G. (2004), “Laser-Doppler Measurements of Impinging Jet Flows Through a Crossflow”, *Experiments in Fluids*, 36, 665–674, doi: 10.1007/s00348-003-0737-3.
- [17]. Barringer, M.D., Thole, K.A, Polanka, M.D. (2004), "Developing a Combustor Simulator for Investigating High Pressure Turbine Aerodynamics and Heat Transfer", *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004*, doi: 3. 10.1115/GT2004-53613.
- [18]. Boyce M. P. (2006), *Gas Turbine Engineering Handbook*, 3<sup>rd</sup> edition, Gulf Professional Publishing, Elsevier, ISBN: 978-0-7506-7846-9.
- [19]. Bibin John, P. Senthilkumar, Sreeja Sadasivan (2018), "Applied and Theoretical Aspects of Conjugate Heat Transfer Analysis: A Review", *Archives of Computational Methods in Engineering*, doi: 10.1007/s11831-018-9252-9.
- [20]. Brauckmann D., Wolfersdorf J. (2005), “Influence of Compound Angle on Adiabatic Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer Coefficient for a Row of Shaped Film Cooling Holes”, *ASME Paper GT2005-68036*, p. 9.
- [21]. Brauckmann D., Wolfersdorf. J (2005), “Application of Steady and Transient IR-Thermography Measurements to Film Cooling Experiments for a Row of Shaped Holes”, *ASME Paper GT2005-68035*, p. 11.
- [22]. Bouchez, J.P. and Goldstein, R. J. (1975), “Impingement Cooling From a Circular Jet in a Cross Flow” *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 18, pp. 719-730. Pergamon Press, Printed in Great Britan.
- [23]. Bohn D., Kusterer K. (2005), *Turbulent and Conjugate Heat Transfer Simulation for Gas Turbine Application*, WIT Transactions on State of the Art in Science and Engineering, Vol 15, doi:10.2495/978-1-85312-956-8/08.
- [24]. Bohn Dieter E., Tom Heuer and Karsten A. Kusterer (1997), “Application of a Conjugate Fluid Flow and Heat Transfer Method in the Thermal Design Process

- of a Convection-Cooled Turbine Nozzle Vane”, *ASME ASIA '97 Congress & Exhibition Singapore*.
- [25]. Claire Soares (2014), *Gas Turbines: A Handbook of Air, Sea and Land Applications*, Elsevier, pp 1020, ISBN: 0124104851, 9780124104853.
- [26]. Carlo Carcasci, Lorenzo Cocchi, Bruno Facchini, Daniele Massini (2016), “Impingement Cooling Experimental Investigation Using Different Heating Elements”, *Energy Procedia* 101, 18-25, doi: [10.1016/j.egypro.2016.11.003](https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.003).
- [27]. Camerlengo G., Borello D., Salvagni A. and Sesterhenn J. (2018), “Effects of Wall Curvature on the Dynamics of an Impinging Jet and Resulting Heat Transfer”, *Active Flow and Combustion Control 2018*, Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design 141, doi: [10.1007/978-3-319-98177-2\\_22](https://doi.org/10.1007/978-3-319-98177-2_22).
- [28]. Chana Kam, Povey Thomas, Jones Terry (2003), “Heat Transfer and Aerodynamics of an Intermediate Pressure Nozzle Guide Vane With and Without Inlet Temperature Non-Uniformity”, *ASME TURBO EXPO 2003*, doi:10.1115/GT2003-38466.
- [29]. Collado Morata E., Gourdain N., Duchaine F., Gicquel L.Y.M. , (2012), “Effects of Free-Stream Turbulence on High Pressure Turbine Blade Heat Transfer Predicted by Structured and Unstructured LES”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 55, Issues 21–22, October 2012, Pages 5754-5768, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.05.072>
- [30]. Da Soghe, R., Bianchini, C., D’Errico, J., and Tarchi, L. (2019), “Effect of Temperature Ratio on Jet Impingement Heat Transfer in Active Clearance Control Systems”, *ASME. J. Turbomach* 141(8): 081009, doi:[10.1115/1.4043217](https://doi.org/10.1115/1.4043217).
- [31]. Deepchand Singh Negi, Arvind Pattamatta (2015), “Profile Shape Optimization in Multi-Jet Impingement Cooling of Dimpled Topologies for Local Heat Transfer Enhancement”, *Heat Mass Transfer* 51, pp. 451–464, doi:10.1007/s00231-014-1420-3.
- [32]. Dorrington J., Bogard D., Bunker R. (2007), “Film Effectiveness Performance for Coolant Holes Embedded in Various Shallow Trench and Crater Depressions”, in *ASME paper GT2007-27992*.

- [33]. Edwards J.P., NG JE, Pyestock (1970), *Liquid and Vapour Cooling Systems for Gas Turbines*, Aeronautical research council- Ministry of technology, London: Aeronautical research council- Ministry of technology.
- [34]. Earl Logan, Jr. and Ramendra Roy (2003), *Handbook of Turbomachinery*, Second Edition Revised and Expanded, ISBN: 0-8247-0995-0.
- [35]. Francis Shum-Kivan, Florent Duchaine, Laurent Gicquel (2014), “Large-Eddy Simulation and Conjugate Heat Transfer in a Round Impinging Jet” *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014*, June 16 – 20, 2014, Düsseldorf, Germany.
- [36]. Florschuetz, L.W., Metzger, D.E., Su, C.C. (1983), “Heat Transfer Characteristics for Jet Array Impingement With Initial Crossflow”, *ASME 1983 International Gas Turbine Conference and Exhibit*, Volume 4: Heat Transfer; Electric Power, Phoenix, Arizona, USA, Conference Sponsors: International Gas Turbine Institute, ISBN: 978-0-7918-7954-2.
- [37]. Freund S.(2008), *Local Heat Transfer Coefficients Measured With Temperature Oscillation IR Thermography*, Ph.D. Dissertation, Helmut-Schmidt-Univ., Hamburg, Germany.
- [38]. Flir(2013), *Flir Systems Thermography Product Catalog*.
- [39]. Flir (2013), *User’s manual, Flir ix series*, Publ. No T559733.
- [40]. Gang Lin, Karsten Kusterer, Anis Haj Ayed, Dieter Bohn, Takao Sugimoto (2014), “Conjugate Heat Transfer Analysis of Convection-cooled Turbine Vanes Using  $\gamma$ -Re $\theta$  Transition Model”, *International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems*, December 2014, Volume 6, Number 3.
- [41]. Gorelov Yu.G. and Kopylov I.S.( 2003), “Water Injection into Turbine Cooling Air to Ensure the Extreme Conditions in the Turbojet Bypass Engine” ISSN: 0579-2975, Изв. Вузов. Авиационная техника, vol. 1.
- [42]. Goldstein, R. J. and Behbahani, A. I. (1982), “Impingement of a Circular Jet With and Without Cross Flow”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 25, No. 9, pp. 1377-1382, Printed in Great Britain.
- [43]. Giovanni Cerri, Ambra Giovannelli, Lorenzo Battisti, Roberto Fedrizzi (2007), “Advances in Effusive Cooling Techniques of Gas Turbines”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 692-698, doi:10.1016/j.applthermaleng.2006.10.012.
- [44]. Gillespie, D. R. H. , Wang, Z. , Ireland, P. T. , and Kohler, S. T. (1998), “Full Surface Local Heat Transfer Coefficient Measurements in a Model of an

- Integrally Cast Impingement Cooling Geometry”, *ASME J. Turbomach.*, vol. 120, no. 1, pp. 92-99..
- [45]. Geers L.F.G. (2003), *Multiple Impinging Jet Arrays: an Experimental Study on Flow and Heat Transfer*, doctoral thesis, ISBN: 90 901 7774 4, Netherlands.
- [46]. Gladden H. J., Livingood J. N. B., and Gauntner D. J. (1972), *Comparison of Temperature Data from a Four-Vane Static Cascade and a Research Gas Turbine Engine for a Chordwise-Finned, Impingement and Film-Cooled Vane*, NASA TM X-2477.
- [47]. Han J.C, Sandip Dutta, Srinath Ekkad (2013), *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology*, CRC Press, ISBN-13: 978-1-4665-6490-9 (eBook - PDF).
- [48]. Haiping Chang, Dalin Zhang, and Taiping Huang (1997) "Impingement Heat Transfer From Rib Roughened Surface Within Arrays of Circular Jet: The Effect of the Relative Position of the Jet Hole to the Ribs", *Proceedings of the ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, ASME, doi: 10.1115/97-GT-331.
- [49]. Halila E.E., Lenahan D.T., and Thomas T.T. (1982), *Energy Efficient Engine High Pressure Turbine Test Hardware Detailed Design Report*, Report No NASA CR-167355.
- [50]. Hossain M. A., Agricola L., Ameri A., Gregory J. W., and Bons J.P. (2018), “Sweeping Jet Impingement Heat Transfer on a Simulated Turbine Vane Leading Edge”, *Journal of the Global Power and Propulsion Society*, 2, pp. 402–414, doi: [10.22261/JGPPS.5A7OAZ](https://doi.org/10.22261/JGPPS.5A7OAZ).
- [51]. Hossain M.A., Agricola L.M., Ameri Ali, Gregory J.W., Bons J.P. (2018) “Effects of Curvature on the Performance of Sweeping Jet Impingement Heat Transfer”, *2018 AIAA Aerospace Sciences Meeting*, doi: 10.2514/6.2018-0243.
- [52]. Hylton, L.D., Milhec, M.S., Turner, E.R., Nealy, D.A. & York, R.E (1983), *Analytical and Experimental Evaluation of the Heat Transfer Distribution over the Surfaces of Turbine Vanes*, NASA-Report CR 168015.
- [53]. Hadi Yavari, Ali Khavari, Mohammad Alizadeh, Behrad Kashfi, Hiwa Khaledi (2019), “Aero-Thermal Redesign of a High Pressure Turbine Nozzle Guide Vane”, *Propulsion and Power Research*, 8(4), pp. 310-319, doi: 10.1016/j.jprr.2019.01.012.
- [54]. Immarigeon A. and Hassan I. (2006), “An Advanced Impingement/Film Cooling Scheme for Gas Turbines – Numerical Study”, *International Journal*

- of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, Vol. 16 No. 4, pp. 470-493, doi:10.1108/09615530610653091.
- [55]. James W. Gauntner, Herbert J. Gladden, Daniel J. Gauntner, and Frederick C. Yeh (1974), *Crossflow Effects On Impingement Cooling Of A Turbine Vane*, NASA Report TM X-3029.
- [56]. Junsik Lee, Zhong Ren, Phil Ligrani, Michael D. Fox, Hee-Koo Moon (2015), “Crossflows from Jet Array Impingement Cooling: Hole Spacing, Target Plate Distance, Reynolds Number Effects” *International Journal of Thermal Sciences* 88, 7e18.
- [57]. Junsik Lee, Zhong Ren, Phil Ligrani, Dae Hee Lee, Michael D. Fox, Hee-Koo Moon (2014), “Cross-Flow Effects on Impingement Array Heat Transfer With Varying Jet-to-Target Plate Distance and Hole Spacing”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* ,75, pp. 534–544.
- [58]. Jefferson-Loveday R. J., Tucker P. G. (2010), “LES of Impingement Heat Transfer on a Concave Surface”, *Numerical Heat Transfer, Part A: Application*. Volume 58- Issue 4, doi: [10.1080/10407782.2010.505166](https://doi.org/10.1080/10407782.2010.505166).
- [59]. Józef Błachnio, Wojciech Izydor Pawlak (2011), “Damageability of Gas Turbine Blades – Evaluation of Exhaust Gas Temperature in Front of the Turbine Using a Non-Linear Observer”, *Advances in Gas Turbine Technology*, ISBN: 978-953-307-611-9.
- [60]. Kusterer K. , Elyas A. Bohn D. Sugimoto T. , Tanaka R.( 2008), "Double-Jet Film-Cooling for Highly Efficient Film-Cooling with Low Blowing Ratios" in *ASME Paper GT2008-50073*.
- [61]. Karsten Kusterer, Jens Dickhoff, René Braun, Ryoza Tanaka, Tomoki Taniguchi, et al. (2016), “Conjugate Heat Transfer Simulations for a Film Cooled Nozzle Guide Vane of a High-efficiency, Industrial Gas Turbine”, *16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, Apr 2016, Honolulu, United States <hal-01879379>.
- [62]. Kimo Instruments. *Technical Data Sheet of Manometer MP 210*.
- [63]. Ke Z., Wang J. (2016), “Conjugate Heat Transfer Simulations of Pulsed Film Cooling on An Entire Turbine Vane”, *Applied Thermal Engineering* 109, pp. 600–609, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.132.
- [64]. Livingood, J. N. B. and Hrycak P. (1973), *Impingement Heat Transfer from Turbulent Air Jets to Flat Plates - A Literature Survey*, NASA Report No TM X-2778, Lewis Research Center.

- [65]. Lorenzo Winchler Ing. (2015), *Design Tools and Innovative Concepts for Gas Turbine Cooling Applications*, PhD Dissertation, University of Florence, Italy.
- [66]. Lu Y., Fauchaux D. and Ekkad S. V. (2005), "Film Cooling Measurements for Novel Hole Configurations" in *ASME 2005 Summer Heat Transfer Conference collocated with the ASME 2005 Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Integration and Packaging of MEMS, NEMS, and Electronic Systems*, ASME.
- [67]. Lukaszewicz, G. , Kalita, P. (2016), *Navier–Stokes Equations: An Introduction with Applications*, Advances in Mechanics and Mathematics, Springer, ISBN: 978-3-319-27758-5, doi: 10.1007/978-3-319-27760-8.
- [68]. Lei-Yong Jiang, Yinghua Han and Prakash Patnaik (2018), "Chapter 7: Conjugate Heat Transfer of an Internally Air-Cooled Nozzle Guide Vane and Shrouds", *Heat Transfer - Models, Methods and Applications*, [doi:10.5772/intechopen.74104](https://doi.org/10.5772/intechopen.74104).
- [69]. Lei-Yong Jiang and Prakash Patnaik (2019), "An Effective Approach for Turbine Hot Component Failure Analysis", *Engineering Failure Analysis*, doi: 10.5772/intechopen.90385.
- [70]. Marcel León De Paz, B. A. Jubran (2011), "Numerical Modeling of Multi Micro Jet Impingement Cooling of a Three Dimensional Turbine Vane". *Heat Mass Transfer* 47, pp. 1561–1579, doi: 10.1007/s00231-011-0819-3.
- [71]. Marcel León De Paz, B. A. Jubran (2008), "Predictions of Thermal and Hydrodynamic Characteristics of a Single Circular Micro-Jet Impinging on a Flat Plate", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air*. June 9-13, 2008, Berlin, Germany, GT2008-50490.
- [72]. Makatar Wae-hayee, Perapong Tekasakul, Smith Eiamsa and Chayut Nuntadusit (2014), "Effect of Cross-Flow Velocity on Flow and Heat Transfer Characteristics of Impinging Jet With Low Jet-To-Plate Distance", *Journal of Mechanical Science and Technology* 28 (6) pp. 2909-2917, doi: 10.1007/s12206-014-0534-3.
- [73]. Man-Woong Heo, Ki-Don Lee, Kwang-Yong Kim (2011), "Optimization of an Inclined Elliptic Impinging Jet With Cross Flow for Enhancing Heat Transfer", *Heat Mass Transfer* 47, pp. 731–742, doi: 10.1007/s00231-011-0763-2.
- [74]. Majid Rezazadeh Reyhani, Mohammad Alizadeh, Alireza Fathi, Hiwa Khaledi (2013), "Turbine Blade Temperature Calculation and Life Estimation - A



- Sensitivity Analysis”, *Propulsion and Power Research* 2013; 2(2), pp. 148–161, doi: 10.1016/j.jprr.2013.04.004.
- [75]. Michele Gaffuri, Alexandros Terzis, Peter Ott, Stefan Retzko, Marc Henze (2018), “Evaluation of Heat Transfer Coefficients for an Impingement Cooling Cascade: Experimental Challenges and Preliminary Result” *XXIV Biannual Symposium on Measuring Techniques in Turbomachinery Transonic and Supersonic Flow in Cascades and Turbomachines*, Prague, Czech Republic.
- [76]. Mukherjee D. K. (1978), “Stresses in Turbine Blades Due to Temperature and Load Variation”, *Contributed by the Gas Turbine Division of The American Society of Mechanical Engineers for presentation at the Gas Turbine Conference & Products Show*, London, England.
- [77]. Nevin Celik (2011), “Effects of the Surface Roughness on Heat Transfer of Perpendicularly Impinging Co-Axial Jet”, *Heat Mass Transfer* 47, pp. 1209–1217, doi: 10.1007/s00231-011-0785-9.
- [78]. Nicolas Gourdain, Laurent Y. M. Gicquel and Elena Collado (2013), “Comparison of RANS simulation and LES for the Prediction of Heat Transfer in a Highly Loaded Turbine Guide Vane”, *Journal of propulsion and power*, vol 28, No 2, <https://doi.org/10.2514/1.B34314>.
- [79]. Pansang, R., Wae-Hayee, M., [Vessakosol, P.](#), [Nuntadusit, C](#) (2014), “Heat Transfer Enhancement of Impinging Row Jets in Cross-Flow with Mounting Baffles on Surface”, *Advanced Materials Research* 931-932, pp. 1218-1222.
- [80]. Pullarao Muvvala, C. Balaji, S. P. Venkateshan (2015), “Effect of Surface Roughness on the Enhancement of Jet Impingement Cooling Performance”, *Proceedings of the 23<sup>rd</sup> National Heat and Mass Transfer Conference and 1<sup>st</sup> International ISHMT-ASTFE Heat and Mass Transfer Conference IHMTC2015*, 17-20 December, 2015, Thiruvananthapuram, India.
- [81]. Peng Guan, Yan-Ting Ai and Cheng-Wei Fei (2019), “An Enhanced Flow-Thermo-Structural Modeling and Validation for the Integrated Analysis of a Film Cooling Nozzle Guide Vane”, *Energies* 2019, 12, 2775; doi:10.3390/en12142775.
- [82]. Prasert Prapamonthon, Soemsak Yooyen, Suwin Slesongsom, Daniele Dipasquale, Huazhao Xu, Jianhua Wang and Zhaoqing Ke (2018), “Investigation of Cooling Performances of a Non-Film-Cooled Turbine Vane



- Coated with a Thermal Barrier Coating Using Conjugate Heat Transfer", *Energies* 2018, 11(4), 1000; doi: 10.3390/en11041000.
- [83]. Quan Liu (2006), *Study of Heat Transfer Characteristics of Impinging Air Jet Using Pressure and Temperature Sensitive Luminescent Paint*, Ph.D. Dissertation, University of Central Florida.
- [84]. Qingfei Bian, Jin Wang, Yi-tung Chen, Qiuwang Wang, Min Zeng (2017), "Numerical Investigation of Mist/Air Impingement Cooling on Ribbed Blade Leading-Edge Surface", *Journal of Environmental Management*, doi:10.1016/j.jenvman.2017.05.052.
- [85]. Ryoichi S. Amano, Bengt Sundén (2014), *Impingement Jet Cooling in Gas Turbines*, WIT Press, ISBN: 978-1-84564-906-7.
- [86]. Ricklick, M.A. (2009), *Characterization of an inline row impingement channel for turbine blade cooling applications*, Ph.D. Dissertation, University of Central Florida.
- [87]. Solnar S., Petera K., Dostal M., Jirout T. (2017), "Heat transfer measurements with TOIRT method", *EPJ Web of Conferences* 143, 02113, EFM 2016, doi: 10.1051/epjconf/201714302113.
- [88]. Solnar S., Dostál M., K. Petera, Jirout T. (2018), "Application of the Temperature Oscillation Method in Heat Transfer Measurements at the Wall of an Agitated Vessel", *Acta Polytechnica* 58(2), pp. 144–154, doi:10.14311/AP.2018.58.0144.
- [89]. Stevens, J., Webb, B. W. (1991), "Local Heat Transfer Coefficients Under an Axisymmetric, Single-Phase Liquid Jet," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 71 - 78.
- [90]. Shirpay, M.R., Kazempour-Liacy, H. (2013) "Failure Analysis of a Repaired Gas Turbine Nozzle", *Journal of Failure Analysis and Prevention*, volume 13, pp. 243–248, doi: 10.1007/s11668-013-9667-4.
- [91]. Tabakoff W., Hosny W., Hamed A. (1977), "Computation of the Temperature Distribution in Cooled Radial Inflow Turbine Guide Vanes", *ASME 77-GT-83*.
- [92]. Thurman D., Flegel A., Giel P. (2014), "Inlet Turbulence and Length Scale Measurements in a Large Scale Transonic Turbine Cascade", *AIAA 2014-3934*, doi: 10.2514/6.2014-3934.
- [93]. Unnikrishnan K S, Sabu Kurian, Jijo Johnson, (2018), "Study of Jet Impingement Heat Transfer", *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, e-ISSN: 2395-0056.

- [94]. Viskanta, R.( 1993), "Heat Transfer to Impinging Isothermal Gas and Flame Jets", *Experimental Thermal and Fluid Science* (ISSN 0894-1777), vol. 6, no. 2, pp. 111-134.
- [95]. Versteeg H.K. and Malalasekera W. (2007), *An Introduction to Computational Fluid Dynamics- The Finite Volume Method*, Second Edition © Pearson Education Limited 1995, ISBN: 978-0-13-127498.
- [96]. Vinícius Guimarães Monteiro, Edson Luiz Zaparoli, Cláudia Regina de Andrade, Rosiane Cristina de Lima (2012)"Numerical Simulation of Performance of an Axial Turbine First Stage", *J. Aerosp. Technol. Manag.*, Vol.4, No 2, pp. 175-184, doi: 10.5028/jatm.2012.04025411
- [97]. Wandelt M. and Roetzel W. (1997), "Lockin Thermography as a Measurement Technique in Heat Transfer" in *Proceedings of the Quantitative Infra-Red Thermography*, Pizza, Italy, pp. 189-194.
- [98]. Wang Bingxu, Zhang Weihong, Xie Gongnan, Xu Yingjie, Xiao Manyu (2015), "Multiconfiguration Shape Optimization of Internal Cooling Systems of a Turbine Guide Vane Based on Thermomechanical and Conjugate Heat Transfer Analysis", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 137, doi: 10.1115/1.4029852.
- [99]. Wang P, Li Y, Zou Z, Zhang W (2013) "Conjugate Heat Transfer Investigation of Cooled Turbine Using the Preconditioned Density Based Algorithm", *Propulsion and Power Research* 2(1), pp. 56–69 [doi:10.1016/j.jprr.2012.10.004](https://doi.org/10.1016/j.jprr.2012.10.004).
- [100]. Wei Wang, Jianmin Gao, Xiaojun Shi, Liang Xu (2013), "Cooling Performance Analysis of Steam Cooled Gas Turbine Nozzle Guide Vane", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 62, pp. 668–679, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.02.080.
- [101]. Yu Rao, and Yamin Xu (2012), "Liquid Crystal Thermography Measurement Uncertainty Analysis and Its Application to Turbulent Heat Transfer Measurements", *Advances in Condensed Matter Physics*, Volume 2012, Article ID 898104, 8 pages, doi:10.1155/2012/898104.
- [102]. Yoshisaburo Yamane, Yoshiyasu Ichikawa, Makoto Yamamoto and Shinji Honami (2012), "Effect of Injection Parameters on Jet Array Impingement Heat Transfer", *International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems*, Volume 4, Number 1.

- [103]. Yunus A. Çengel, John M. Cimbala (2014), *Fluid Mechanics-Fundamentals and Applications*, third edition, Published by Mcgraw-Hill, ISBN: 978-0-07-338032-2.
- [104]. Zuckerman, N., Lior, N. (2006), “Jet Impingement Heat Transfer: Physics, Correlations, and Numerical Modeling”, *Advances in Heat Transfer*, Volume 39, ISSN: 0065-2717, doi: 10.1016/S0065-2717(06)39006-5.
- [105]. Zuckerman, N. & Lior, N. (2005), “Impingement Heat Transfer: Correlations and Numerical Modeling”, *ASME Journal of Heat Transfer*, 127, pp. 544–552.
- [106]. Zhongran Chi, Jing Ren, Hongde Jiang (2014), “Coupled Aero-Thermodynamics Optimization for the Cooling System of a Turbine Vane”, *Turbomachinery*, vol. 136.
- [107]. Zhu W., Wang J.W., Yang L., Zhou Y.C., Wei Y.G., Wu R.T. (2017), "Modeling and Simulation of the Temperature and Stress Fields in a 3D Turbine Blade Coated with Thermal Barrier Coatings", *Surface and Coatings Technology*, Volume 315, pp. 443-453, [doi: 10.1016/j.surfcoat.2017.03.012](https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2017.03.012).
- Tiếng Nga**
- [108]. Авдучевский В.С, Галицейский Б.М, Глебов Г.А, и др (1992), *Основы Теплопередачи в Авиационной и Ракетно-Космической Технике*, М.: Машиностроение, -528ст, ISBN: 5-217-01338-9.
- [109]. Волков К.Н, Емельяков В.Н (2008), *Моделирование Крупных Вихрей в Расчетах Турбулентных Течений*. М: Физматлит, 306с, ISBN: 978-5-9221-0920-8.
- [110]. Гриценко Е.А., Данильченко В.П., «Пути Совершенствования и Развития Газотурбинных Установок Наземного Исполнения, Создаваемых на Основе Авиационных Двигателей» в *Труды XIII международной научно-технической конференции по компрессоростроению. Том II. Компрессорная техника и пневматика в XXI веке*.
- [111]. Дашевский Ю. Я. (2010), "Совершенствование Систем Охлаждения Лопаток Высоко Температурных Энергетических ГТД," *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, т. 3/2, №. 45, ст. 24-31.
- [112]. Зоря - Машпроект, *UGT 3000 для Морского и Промышленного Применения*.
- [113]. Зоря – Машпроект (2003), *Морские Газотурбинные Двигатели и Установки*.
- [114]. Зоря - Машпроект, *Двигатель ДР 76. Техническое Описание*.

- [115]. Зоря - Машпроект, *Двигатель ДР 76. Формуляр.*
- [116]. Зоря - Машпроект, *Изделие М15Э.1 ОМ5. Инструкция по Эксплуатаций.*
- [117]. Заббаров Р. (2008), *Материалы и Технологические Процессы Изготовления Заготовок и Отливок Аэрокосмического Назначения*, 92, ISBN 978-5-0691-9, Самара, Изд-во СГАУ.
- [118]. Иноземцев А.А, Сандрацкий В.Л (2006), *Газотурбинные Двигатели*, Пермь: Авиадвигатель.
- [119]. Колесова Е. Г. (2016), *Разработка Метода Определения Коэффициентов Теплоотдачи в Системах Охлаждения Лопаток Турбин на Основе Нестационарной Инфракрасной Термографии*, Диссертация К.Т.Н, Рыбинский Государственный Авиационный Технический Университет.
- [120]. Кузменко М. Л., Чигрин В. С. , Белова С. Е (2005), *Статическая Прочность Рабочих Лопаток и Дисков Компрессоров и Турбин ГТД /Учебное пособие*, Рыбинск: РГАТА, – 74 ст.
- [121]. Локай В.И, Бодунов М.Н, Жуйков В.В, Щукин А.В (1985), *Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов*, Машинностроение– 216 ст.
- [122]. Милованова, В., Ярошенко, В. (2017) “Новый Метод Охлаждения Лопаток Газотурбин”, *Scientific Works*, 80(2), <https://doi.org/10.15673/swonaft.v80i2.341>.
- [123]. Михайлович С.Е.(2014), *Исследование и Разработка Методов Расчета Систем Проникающего Охлаждения для Лопаток Высокотемпературных Газовых Турбин*, Диссертация К.Т.Н, Москва.
- [124]. Нагога Г.П (1996), *Эффективные Способы Охлаждения Лопаток Высокотемпературных Газовых Турбин*, Учебное пособие, МАИ.
- [125]. Назаренко А. В (2008), *Эффективность Составных Проницаемых Оболочек в Сопловых Лопатках Газовых Турбин с Проникающим Охлаждением*, Диссертация К.Т.Н, Санкт-Петербургский государственный политехнический университет.
- [126]. Нестеренко, В. Г., Любатуров А. М. (1999). *Атлас Схемно-Конструктивных Решений Узлов ВРД: учеб. пособие* - М. : МАИ, - 88 ст.
- [127]. Нгуен Чунг Киен (2007), *Эффективность и Регулирование Мощности Морского Газотурбинного Двигателя с Паровым Теплоутилизационным Контуром при Атмосферной Конденсации Пары и Управляющем*

- Электроприводе*, Диссертация К.Т.Н, Санкт – Петербургский Государственный Морской Технический Университет.
- [128]. Нгуен Чунг Киен (2012), “Методика Расчета Параметров Газотурбинного Двигателя на Частичных Режимы Работы”, *Журнал Отраслевые Аспекты Технических Наук*, ISSN: 2221-2507; № 12 (24).
- [129]. Никитин В.С., Половинкин В.Н., Барановский В.В (2017), “Современное Состояние и Перспективы Развития Отечественных Газотурбинных Энергетических Установок”, *Труды Крыловского Государственного Научного Центра*, 3(381), ст. 75–90. doi: 10.24937/2542-2324-2017-3-381-75-90.
- [130]. Петельчиц В. Ю (2016), *Совершенствование Систем Пленочного Охлаждения Входных Кромки Лопаток Газовых Турбин*, Диссертация К.Т.Н, Институт Технической Теплофизики, Киев.
- [131]. Равин А. А. (2015), *Диагностическое Обеспечение Судового Энергетического Оборудования: Проблемы и Решения*, Диссертация Д.Т.Н, Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский Государственный Морской Технический Университет.
- [132]. Романов В.И (2005), *Николаевские Газотурбинные Двигатели и Установки. История Создания*, ГП НПКГ “Зоря – Машпроект”, Центр НИОКР “Машпроект”, Николаев: Изд-во “Юг-Информ”, 304 ст, ISBN: 966-8586-04-2.
- [133]. Ревант Редди А., Нестеренко В.Г. (2017), “Особенности Проектирования и Повышения Эффективности Трубчатых Воздухо - Воздушных Теплообменников, Устанавливаемых в Систем Охлаждения Современных и Перспективных Турбин ГТД”, *Научно-технический вестник Поволжья*, т. 4.
- [134]. Ревант Редди А., Нестеренко В.Г. (2018), “Конструктивные Методы Совершенствования Критичных Узлов Системы Охлаждения Современных Высокотемпературных ТВД Авиационных ГТД”, *Научно-технический вестник Поволжья*, т. 5.
- [135]. Ржавин Ю. А., Емин О. Н., Карасев В. Н., под ред. Ю. А. Ржавина (2008), *Лопаточные Машины Двигателей Летательных Аппаратов, Теория и Расчет*, ISBN: 978-5-7035-2048-2, Москва , МАИ-ПРИНТ.
- [136]. Сендюров С.И (2010), *Влияние Отношения Разностей Давлений Охлаждающего Воздуха На Дефлекторе и Стенке Сопловой Лопатки на*

*Тепловое Состояние Входной Кромки*, Пермский Государственный Технический Университет.

- [137]. Третьяков А.Ф. (2015), "Особенности Технологии Изготовления Турбинных Лопаток с Пористым Охлаждением", *Инженерный журнал: наука и инновации*, т. 6.
- [138]. Швец И. Т. и Дыбан Е. П (1974), *Воздушное Охлаждение Деталей Газовых Турбин*, Киев: Наукова думка, 1974.
- [139]. Халатов А.А, Романов В.В, Дашевский Ю.Я, Письменный Д.Н (2010), "Тенденции Развития Систем Охлаждения Лопаток Высокотемпературных Энергетических ГТД. Часть 2. Перспективные Схемы Охлаждения", *Пром. Теплотехника*, ISSN: 0204-3602, т. 32, №. 2, ст. 60-72.
- [140]. Чернова Т.А (2006), *Влияние Нестационарных Явлений на Температурные Напряжения и Ресурс Охлаждаемых Лопаток Турбин ГТД*, Диссертация К.Т.Н, Премь.
- [141]. Чу Хонг Ха (2004), *Совершенствование Математических Моделей Проектирования Ступени Осевого Компрессора Морского Газотурбинного Двигателя*, Диссертация К.Т.Н, Санкт – Петербургский Государственный Морской Технический Университет, Санкт – Петербург.
- Website**
- [142]. <https://static-int.testo.com/media/ef/2e/e09ea9551de8/testo-425-Data-sheet.pdf>

**PHỤ LỤC****DANH MỤC CÁC PHỤ LỤC CỦA LUẬN ÁN**

	Tên phụ lục	Trang
PHỤ LỤC 1	Thông số hình học của tầng tuabin cao áp và thông số vận hành của động cơ DR76 trên tàu HQ375.....	1
PHỤ LỤC 2	Một số hình ảnh minh họa kết quả tính toán mô phỏng CFD bằng phần mềm ANSYS-CFX.....	4
PHỤ LỤC 3	Xử lý số liệu thực nghiệm, tính toán hệ số trao đổi nhiệt.....	8
PHỤ LỤC 4	Code xử lý dữ liệu thực nghiệm trong phần mềm Matlab.....	14
PHỤ LỤC 5	Một số hình ảnh thực nghiệm.....	19

PHỤ LỤC 1  
THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA TẦNG TUABIN CAO ÁP  
VÀ THÔNG SỐ VẬN HÀNH CỦA ĐỘNG CƠ DR76 TRÊN TÀU HQ375

Thông số hình học của tầng tuabin cao áp động cơ DR76 được đo đạc trên động cơ cắt bỏ tại Học viện Hải quân (Bảng PL1- 1). Thông số vận hành của động cơ DR76 được ghi nhận trên tàu HQ 375, chi tiết được trình bày trong biên bản ngày 20 tháng 7 năm 2017.

Bảng PL1- 1. Thông số hình học của tầng tuabin cao áp động cơ DR76

TT	Nhóm	Tên thông số hình học [đơn vị]	Ký hiệu/ phương trình tính	Giá trị
1	Thiết bị phun	Đường kính ngoài tại đầu vào [m]	$D_{nb-t0}$	0,446
2		Đường kính trong tại đầu vào [m]	$D_{nb-h0}$	0,390
3		Đường kính trung bình tại đầu vào [m]	$D_{nb-m0} = \frac{D_{nb-h0} + D_{nb-t0}}{2}$	0,418
4		Chiều cao đầu vào cánh phun [m]	$h_{nb0} = \frac{D_{nb-t0} - D_{nb-h0}}{2}$	0,028
5		Đường kính ngoài tại đầu ra [m]	$D_{nb-t1}$	0,446
6		Đường kính trong tại đầu ra [m]	$D_{nb-h1}$	0,390
7		Đường kính trung bình tại đầu ra [m]	$D_{nb-m1} = \frac{D_{nb-h1} + D_{nb-t1}}{2}$	0,418
8		Chiều cao đầu ra cánh phun [m]	$h_{nb1} = \frac{D_{nb-t1} - D_{nb-h1}}{2}$	0,028
9	Bánh công tác	Đường kính ngoài tại đầu vào [m]	$D_{rb-t1}$	0,448
10		Đường kính trong tại đầu vào [m]	$D_{rb-h1}$	0,387
11		Đường kính trung bình tại đầu vào [m]	$D_{rb-m1} = \frac{D_{rb-h1} + D_{rb-t1}}{2}$	0,4175
12		Chiều cao đầu vào cánh công tác [m]	$h_{rb1} = \frac{D_{rb-t1} - D_{rb-h1}}{2}$	0,0305
13		Đường kính ngoài tại đầu ra [m]	$D_{rb-t2}$	0,4515



TT	Nhóm	Tên thông số hình học [đơn vị]	Ký hiệu/ phương trình tính	Giá trị
14		Đường kính trong tại đầu ra [m]	$D_{rb-h2}$	0,387
15		Đường kính trung bình tại đầu ra [m]	$D_{rb-m2} = \frac{D_{rb-h2} + D_{rb-t2}}{2}$	0,41925
16		Chiều cao đầu ra cánh công tác [m]	$h_{rb2} = \frac{D_{rb-t2} - D_{rb-h2}}{2}$	0,03225
17	Góc hình học đầu vào thiết bị phun	Tại mặt cắt đỉnh cánh [độ]	$\alpha_{b0-t}$	90
18		Tại mặt cắt trung bình của cánh [độ]	$\alpha_{b0-m}$	90
19		Tại mặt cắt chân cánh [độ]	$\alpha_{b0-h}$	90
20	Góc hình học đầu ra thiết bị phun	Tại mặt cắt đỉnh cánh [độ]	$\alpha_{b1-t}$	14
21		Tại mặt cắt trung bình của cánh [độ]	$\alpha_{b1-m}$	14
22		Tại mặt cắt chân cánh [độ]	$\alpha_{b1-h}$	14
23	Góc hình học đầu vào bánh công tác	Tại mặt cắt đỉnh cánh [độ]	$\beta_{b1-t}$	92
24		Tại mặt cắt trung bình của cánh [độ]	$\beta_{b1-m}$	70
25		Tại mặt cắt chân cánh [độ]	$\beta_{b1-h}$	60
26	Góc hình học đầu ra bánh công tác	Tại mặt cắt đỉnh cánh [độ]	$\beta_{b2-t}$	22
27		Tại mặt cắt trung bình của cánh [độ]	$\beta_{b2-m}$	25
28		Tại mặt cắt chân cánh [độ]	$\beta_{b2-h}$	31
29	Số lượng	Cánh phun		45
30	cánh	Cánh công tác		70

**Phụ lục**  
**THÔNG SỐ VẬN HÀNH CỦA ĐỘNG CƠ TUABIN KHÍ TRONG TỔ HỢP M15Э.1 OM5**  
**(Kèm theo biên bản làm việc số:..... ngày 20/7/2017)**

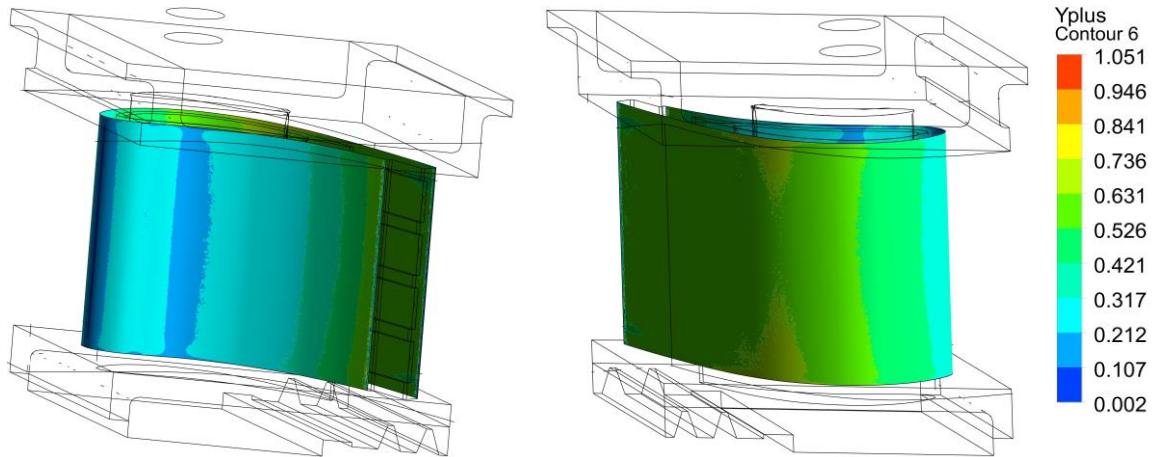
**Bảng 1. Thông số vận hành của động cơ hành trình mạn trái ДР 76П (mã số 15MДВ152)**

TT	Chế độ tải	Áp suất môi trường $p_0$ , kgf/cm <sup>2</sup>	Nhiệt độ môi trường $T_0$ , °C	Tốc độ quay trục thấp áp $n_{KHД}$ , vg/ph	Tốc độ quay trục cao áp $n_{KBД}$ , vg/ph	Tốc độ quay của chân vịt $n_{ГВ}$ , vg/ph	Nhiệt độ sau tuabin thấp áp $T_{04}$ , °C	Áp suất nhiên liệu trước vòi phun, kgf/cm <sup>2</sup>
1	30%	1,033	25	8800	15610	150	310	15
2	30%	1,033	25	8900	15700	150	315	15
3	40%	1,033	25	10650	17350	240	440	30
4	40%	1,033	25	11000	17600	250	420	30
5	62,5%	1,033	25	12900	19120	350	550	32
6	62,5%	1,033	25	12900	19120	350	550	32

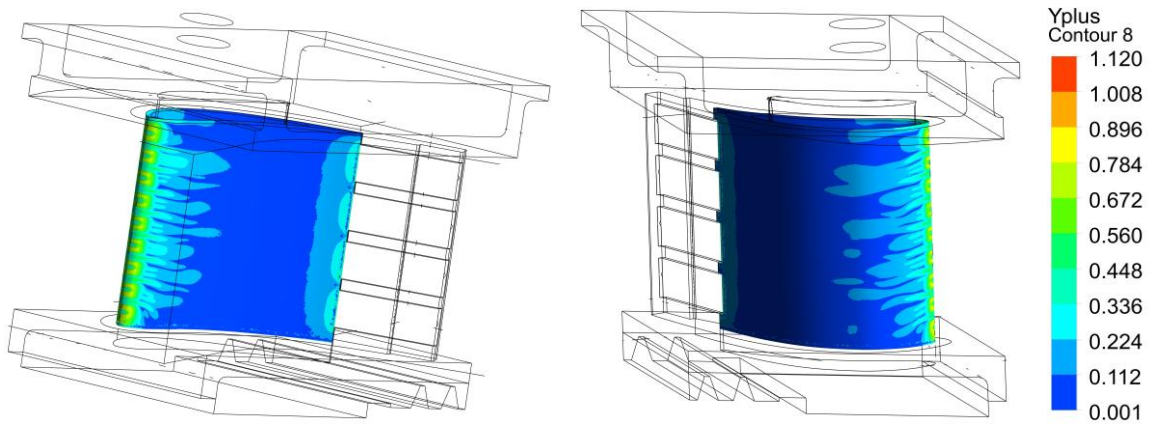
**Bảng 2. Thông số vận hành động cơ hành trình mạn phải ДР 76Л (mã số 15MДВ151)**

TT	Chế độ tải	Áp suất môi trường $p_0$ , kgf/cm <sup>2</sup>	Nhiệt độ môi trường $T_0$ , °C	Tốc độ quay trục thấp áp $n_{KHД}$ , vg/ph	Tốc độ quay trục cao áp $n_{KBД}$ , vg/ph	Tốc độ quay của chân vịt $n_{ГВ}$ , vg/ph	Nhiệt độ sau tuabin thấp áp $T_{04}$ , °C	Áp suất nhiên liệu trước vòi phun, kgf/cm <sup>2</sup>
1	30%	1,033	25	8400	15310	150	330	15
2	30%	1,033	25	8500	15500	150	320	15
3	40%	1,033	25	10800	17540	240	440	30
4	40%	1,033	25	11000	17570	250	470	30
5	62,5%	1,033	25	13100	19270	350	580	32
6	62,5%	1,033	25	13100	19270	350	570	32

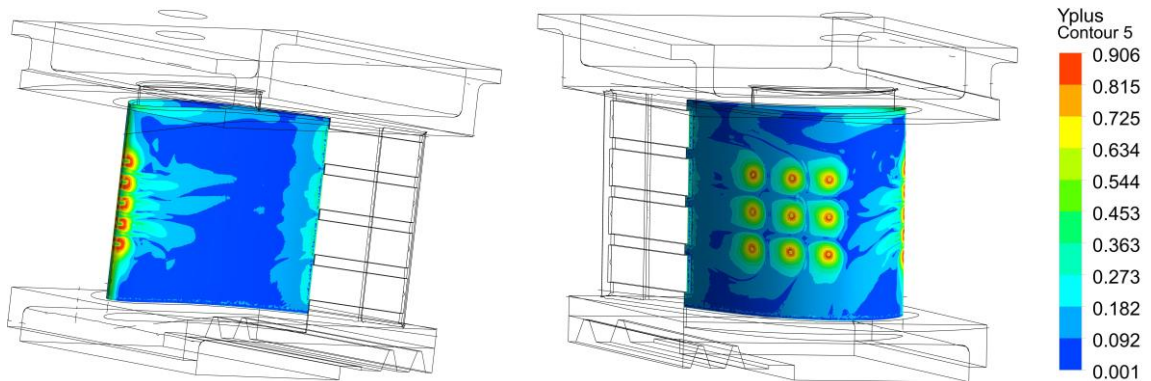
**PHỤ LỤC 2**  
**MỘT SỐ HÌNH ẢNH MINH HỌA KẾT QUẢ TÍNH TOÁN MÔ PHỎNG CFD**  
**BẰNG PHẦN MỀM ANSYS-CFX**



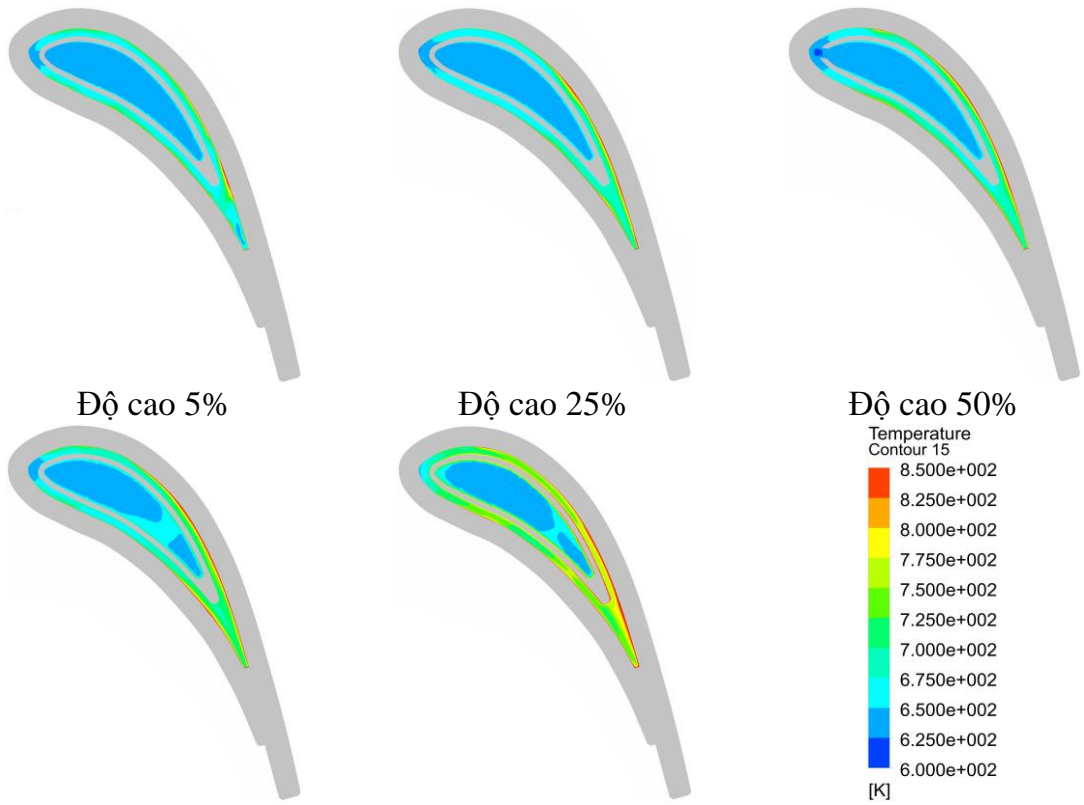
Hình PL2- 1. Phân bố  $y^+$  trên lớp biên đầu tiên bên ngoài cánh nguyên bản



Hình PL2- 2. Phân bố  $y^+$  trên lớp biên đầu tiên tại mặt trong CPCA nguyên bản

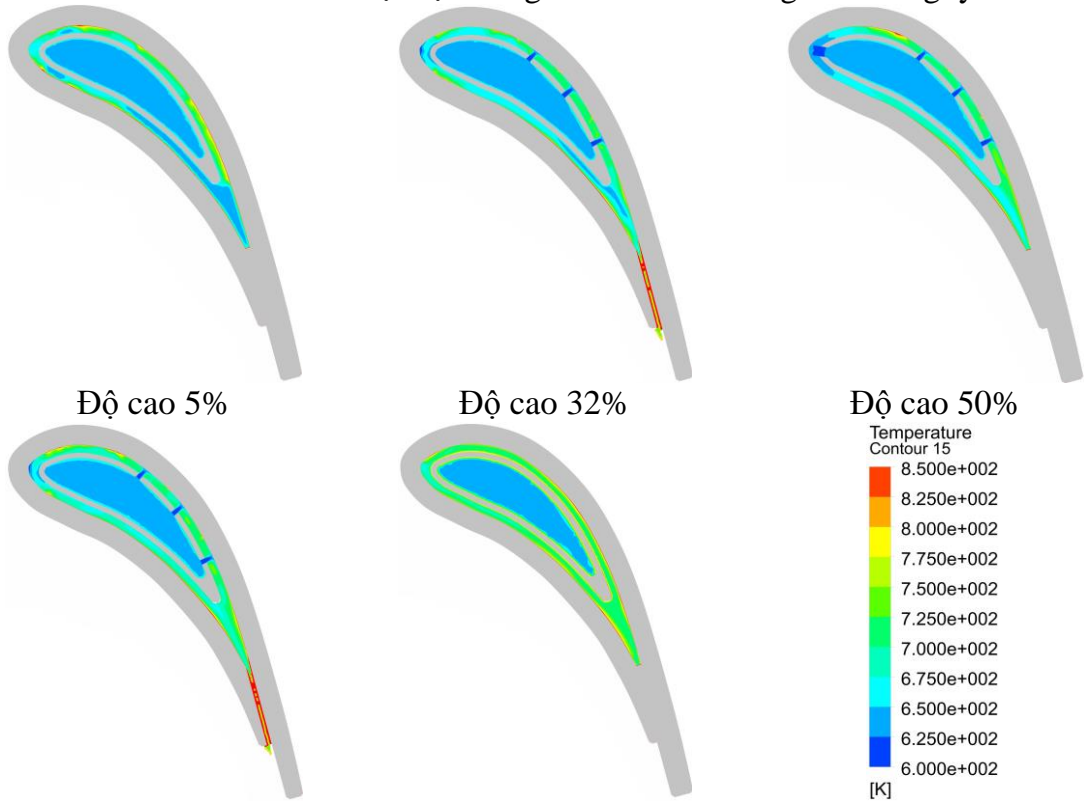


Hình PL2- 3. Phân bố  $y^+$  trên lớp biên đầu tiên tại mặt trong CPCA theo phương án 3



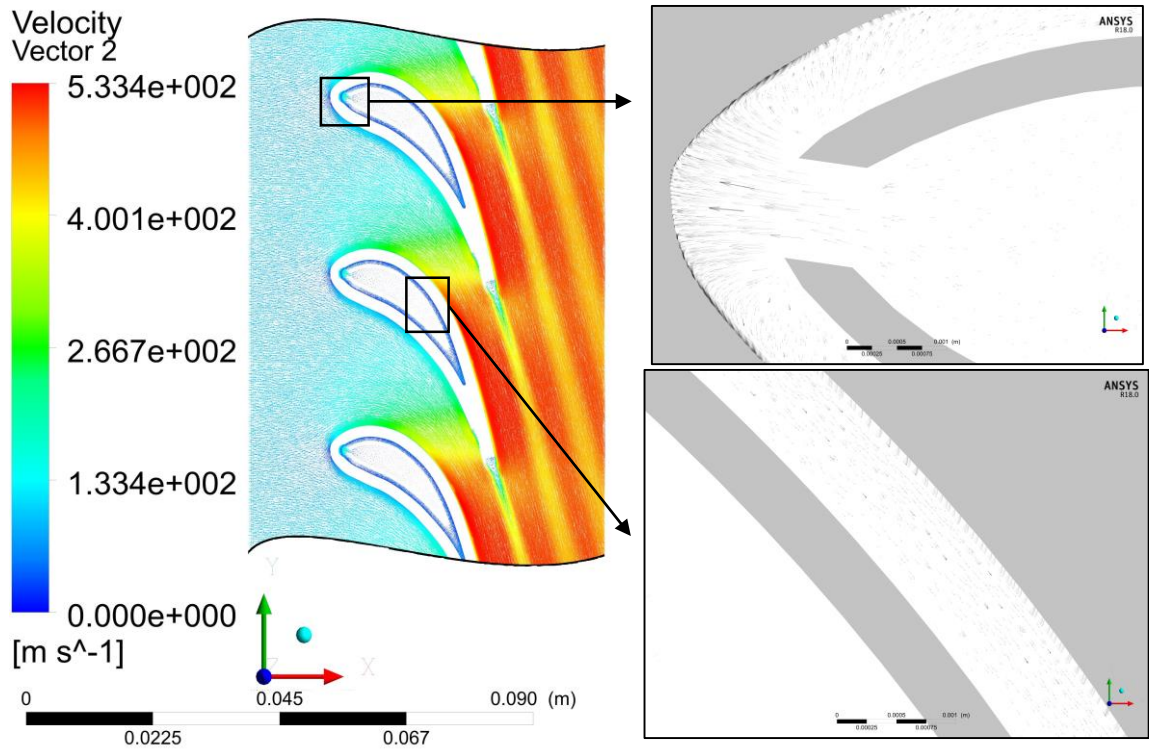
Độ cao 75%      Độ cao 95%

Hình PL2- 4. Phân bố nhiệt độ không khí làm mát trong CPCA nguyên bản

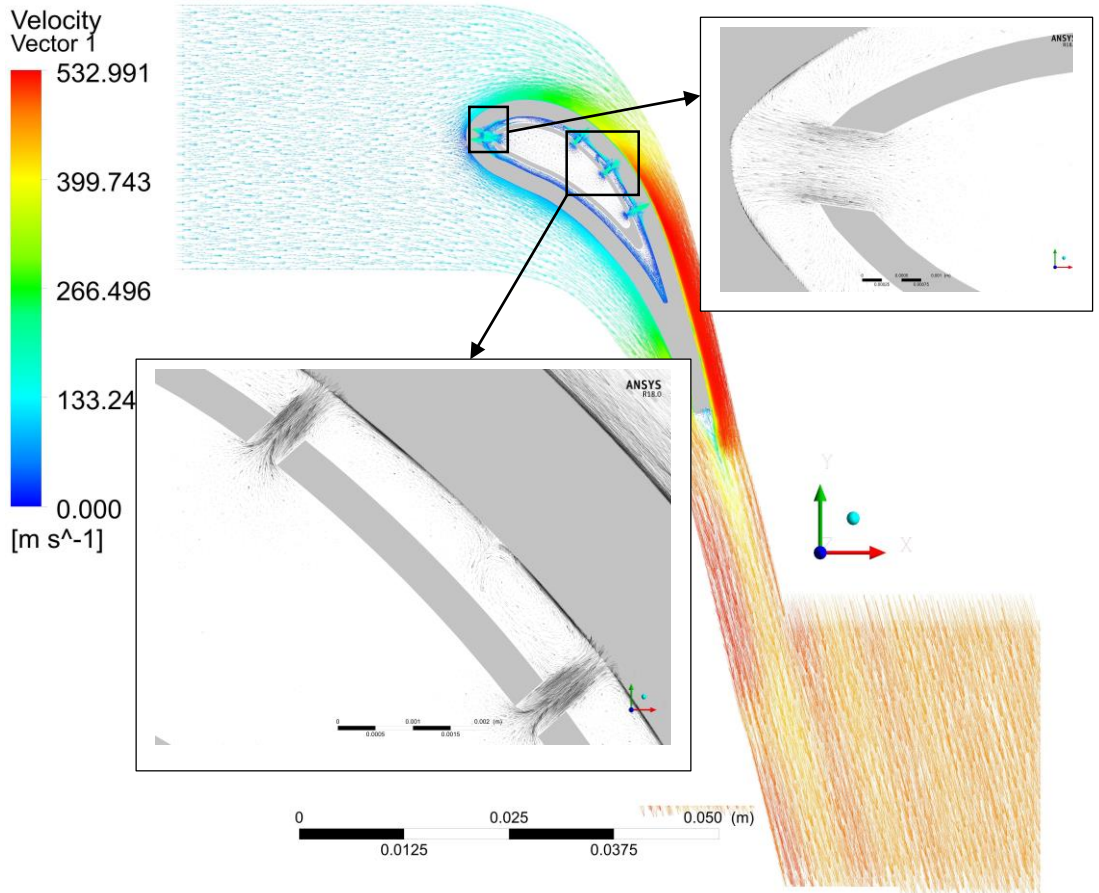


Độ cao 68%      Độ cao 95%

Hình PL2- 5. Phân bố nhiệt độ không khí làm mát trong CPCA theo phương án 3

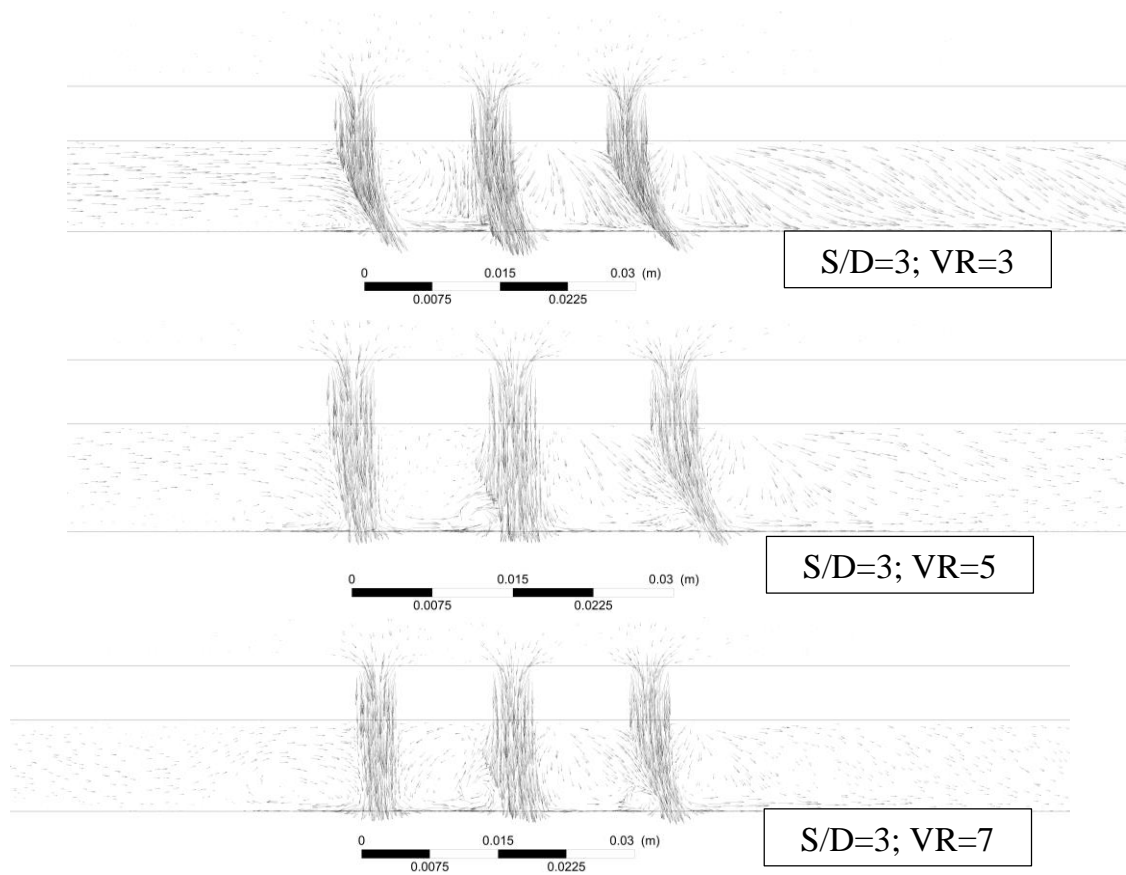


Hình PL2- 6. Phân bố vec tơ vận tốc dòng khí chảy qua CPCA nguyên bản

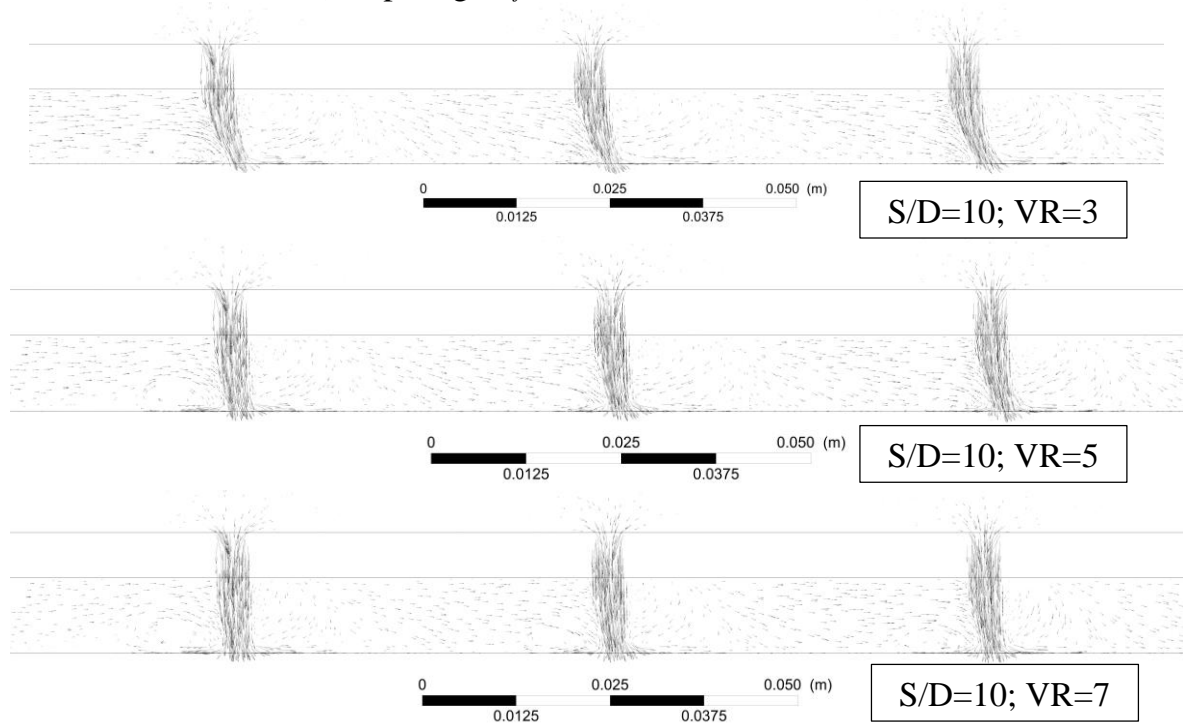


Hình PL2- 7. Phân bố vec tơ vận tốc dòng khí chảy qua CPCA theo phương án 3





Hình PL2- 8. Véc tơ dòng khí trên mặt phẳng  $x_0z$  khi  $S/D=3$  với  $VR$  khác nhau  
(Mô phỏng  $Re_j=13000$ ;  $H/D=2$ ;  $S/D=3$ )



Hình PL2- 9. Véc tơ dòng khí trên mặt phẳng  $x_0z$  khi  $S/D=10$  với  $VR$  khác nhau  
(Mô phỏng  $Re_j=13000$ ;  $H/D=2$ ;  $S/D=10$ )

## PHỤ LỤC 3

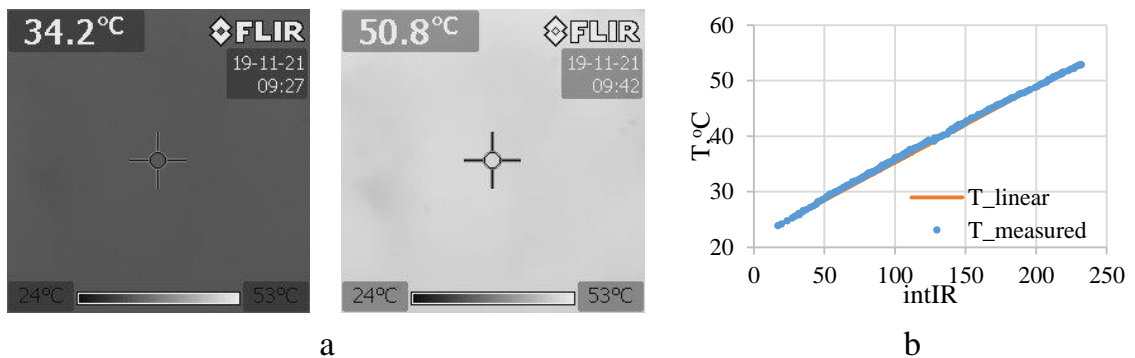
## XỬ LÝ SỐ LIỆU THỰC NGHIỆM, TÍNH TOÁN HỆ SỐ TRAO ĐỔI NHIỆT

## 1. Đọc và xử lý số liệu từ ảnh nhiệt

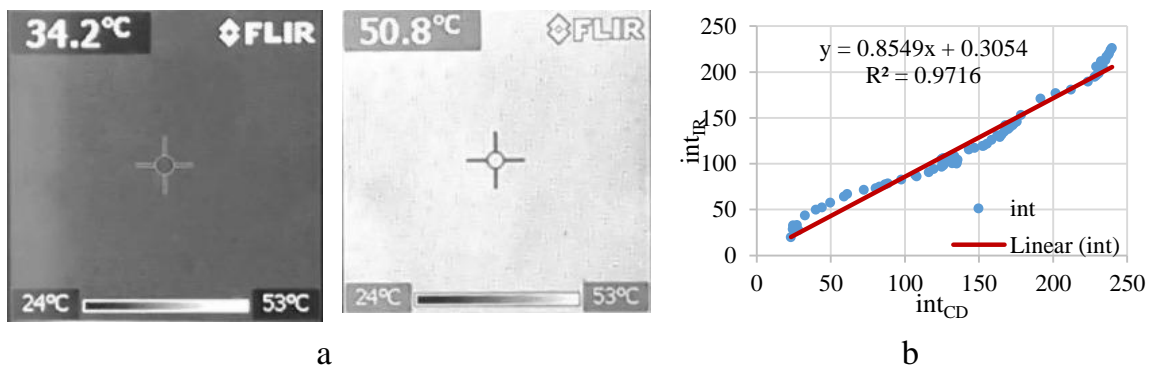
Xử lý, đọc ảnh phân bố nhiệt trên bề mặt tấm kim loại, chuyển từ dữ liệu hình ảnh số sang dữ liệu số. Ở đây khi lựa chọn thang của camera nhiệt i7 đo dạng “grayscale” thì nhiệt độ của từng pixel ảnh được hiển thị ở dạng cường độ sáng, nhiệt độ  $T$  được quy chiếu tuyến tính theo thang đo cường độ sáng  $int$  được biểu diễn theo số nguyên trong dải 0÷255. Tác giả nung nóng tấm kim loại sao cho nhiệt độ bề mặt đồng đều, sau đó dùng camera nhiệt chụp lại với dải đo được đặt cố định ( $T_{max}$  và  $T_{min}$  là hằng số). Thực hiện trên 150 lần như vậy, so sánh giữa nhiệt độ hiển thị trên góc trái phía trên với cường độ sáng của tập hợp điểm trong vòng tròn tâm (Hình PL3- 1 a), ta thu được mối quan hệ giữa nhiệt độ  $T$  và cường độ sáng  $int$  (Hình PL3- 1 b). Rõ ràng thấy rằng  $T$  là hàm tuyến tính của  $int$ .

$$T = T_0 + T_{gap} \cdot int \quad (PL\ 3.1)$$

Trong đó:  $T_{gap} = \frac{T_{max} - T_{min}}{int_{max} - int_{min}}$ ;  $T_0 = T_{min} - T_{gap} \cdot int_{min}$

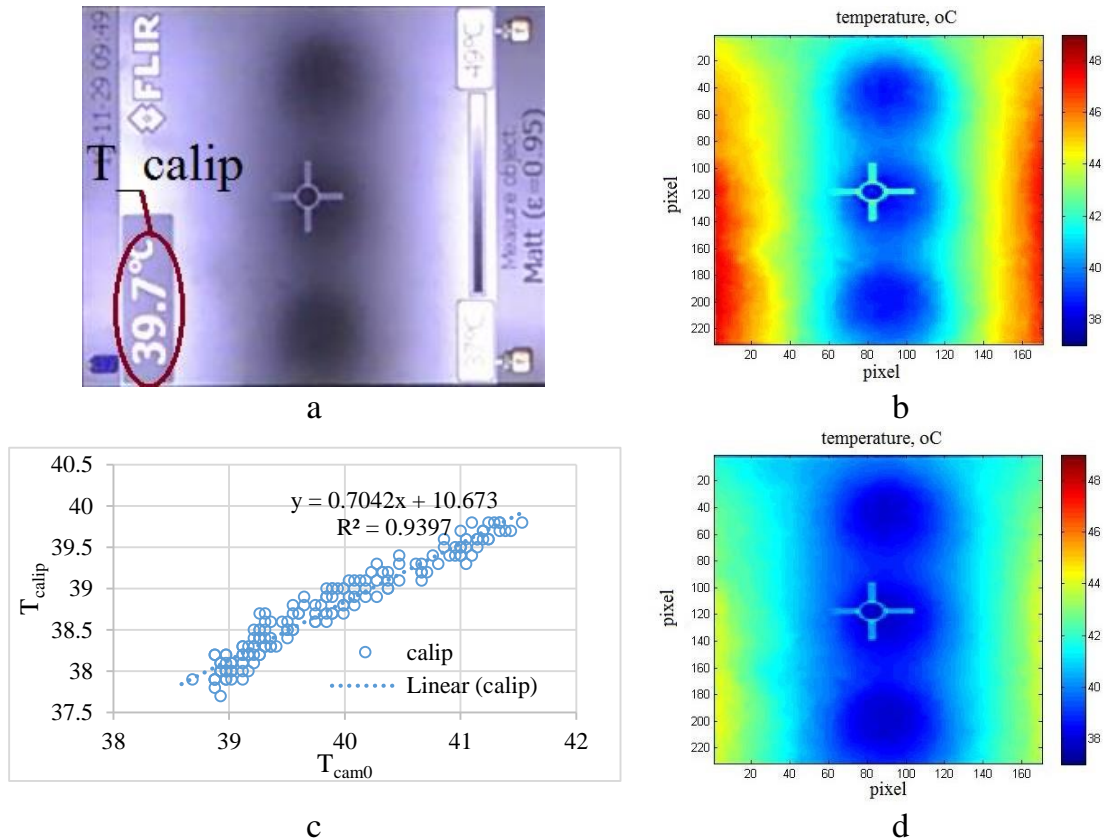


Hình PL3- 1. Ảnh chụp từ camera nhiệt flir i7 (a) và đồ thị mối quan hệ giữa cường độ sáng  $int$  và nhiệt độ  $T$  (b)



Hình PL3- 2. Ảnh chụp từ camera kỹ thuật số 11 (a) và đồ thị mối quan hệ giữa  $int_{DC}$  và  $int_{IR}$  (b)

Tuy nhiên dữ liệu tác giả thu được trong quá trình thực nghiệm là hình ảnh thứ cấp thu được từ camera kỹ thuật số 11, do đó cường độ sáng thu được  $int_{DC}$  sẽ khác với cường độ sáng  $int_{IR}$  từ ảnh gốc trong camera nhiệt. Để khắc phục điều này, cần bước hiệu chỉnh, trong đó so sánh cường độ sáng của ảnh gốc ( $int_{IR}$ ) chụp được bởi camera nhiệt và ảnh kỹ thuật số ( $int_{DC}$ ) chụp lại từ màn hình camera nhiệt (Hình PL3-1a & Hình PL3-2 a). Hình PL3-2 b biểu diễn mối quan hệ giữa  $int_{IR}$  và  $int_{DC}$ .



Hình PL3-3. Calip nhiệt độ bằng số hiển thị trên màn hình camera nhiệt  
 a-Ảnh kỹ thuật số; b -Ma trận nhiệt độ ban đầu; c – Hàm hiệu chỉnh;  
 d – Ma trận nhiệt độ hiệu chỉnh

Sử dụng hai bước biến đổi trên có thể chuyển dữ liệu cường độ sáng trên ảnh kỹ thuật số (Hình PL3-3a) thành dữ liệu ma trận nhiệt độ (Hình PL3-3 b). Tuy nhiên, nhiệt độ của điểm tâm của ma trận  $T_{cam0}$  so với giá trị nhiệt độ hiển thị trên màn hình camera nhiệt  $T_{calip}$  (Hình PL3-3 a) vẫn có sự khác biệt. Tập hợp các điểm  $T_{cam0}$  và  $T_{calip}$  này thu được một hàm hiệu chỉnh (Hình PL3-3 c), sau khi sử dụng hàm này vào matlab ta thu được ma trận nhiệt độ hiệu chỉnh (Hình PL3-3d).



## 2. Bù trôi dữ liệu

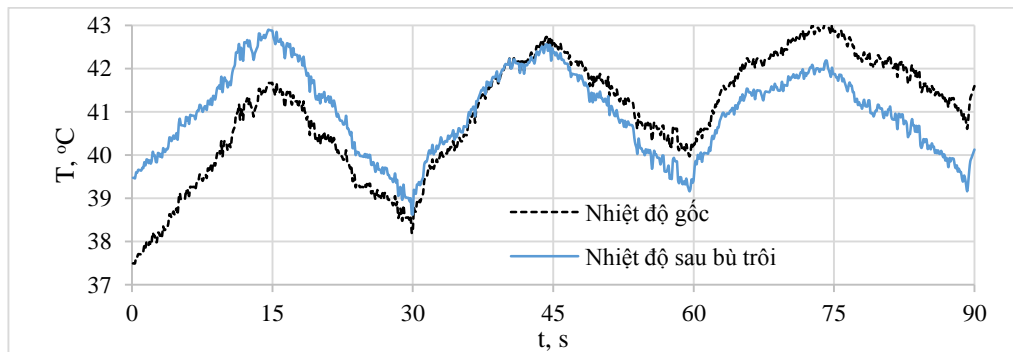
Trong quá trình đo ta thấy rằng nhiệt độ trung bình của tấm có xu hướng tăng dần, điều này là do tác động của nhiệt lượng liên tục cấp vào bề mặt tấm. Hiện tượng này thường xảy ra trước khi đạt trạng thái ổn định, thông thường cần tránh trong thực nghiệm vì nó sẽ ảnh hưởng tới kết quả đo. Tuy nhiên thực tế trong phép đo này, để đạt đến trạng thái ổn định mất rất nhiều thời gian, đồng thời, luôn có yếu tố bên ngoài làm mất sự ổn định, do vậy có thể giảm thiểu sự biến thiên này nhưng không thể loại bỏ hoàn toàn nó.

Theo công trình [37] hiện tượng trôi nhiệt ảnh hưởng đến độ trễ pha như sau: độ trôi dương dẫn đến độ trễ pha lớn hơn thực tế; trôi âm có tác dụng ngược lại. Do đó, dữ liệu đo có chứa độ trôi nhiệt độ không đáng tin cậy và phải được xử lý toán học để bù độ trôi này. Sau khi bù thành công, dữ liệu có thể được xử lý theo quy trình chuẩn và sẽ cho kết quả giống như dữ liệu đạt được mà không bị trôi.

Thuật toán bù độ trôi bao gồm:

- (1) Tính toán nhiệt độ trung bình của từng pixel, sau đó lấy trung bình của các giá trị này để tìm nhiệt độ trung bình của cả tập dữ liệu;
- (2) Sau đó đối với mỗi chu kỳ, xây dựng một hàm tuyến tính từ sự chênh lệch nhiệt độ trung bình của hai chu kỳ lân cận, từ đó tính toán ra độ bù của mỗi ảnh so với dữ liệu ổn định;
- (3) Đối với mỗi ảnh, giá trị bù này được thêm vào hàm tính giá trị nhiệt độ;
- (4) Bước thứ 1 tới bước thứ 3 được lặp lại trên mỗi pixel và tạo thành một ma trận dữ liệu bù tương ứng với tập dữ liệu gốc, các bước này dừng lại khi giá trị bù nhỏ hơn giá trị yêu cầu;
- (5) Ma trận hàm bù thu được sau vòng lặp được dùng để bù vào dữ liệu gốc, cho ta tập dữ liệu mới đạt yêu cầu về sự ổn định.

Kết quả của thuật toán này cho mỗi điểm có dạng như Hình PL3-4.



Hình PL3-4. Ví dụ về dữ liệu nhiệt độ sau khi bù trôi của một điểm

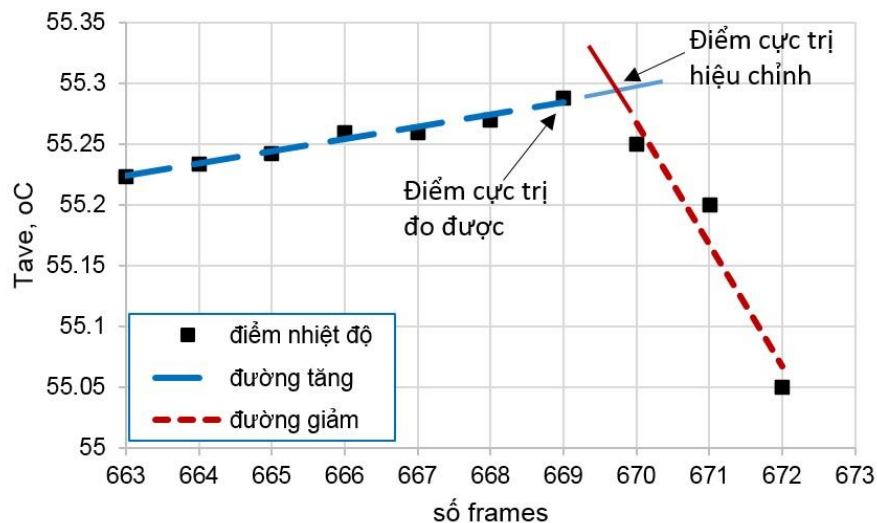
### 3. Đồng bộ thời gian

Việc đồng bộ ảnh theo thời gian bao gồm việc xác định sơ độ thời điểm bắt đầu và góc hiệu chỉnh  $\varphi_{nullphase}$ .

Việc xác định sơ bộ thời điểm bắt đầu bằng cách bắt thời điểm đèn báo bắt đầu cấp điện (trên mạch điều khiển). Tuy nhiên do tần số chụp ảnh có giới hạn, nên vẫn có sai số trong việc này, theo công trình [37] sai số có thể lên tới  $\pm 2$  frames. Để khắc phục điều này, cần tiến hành tính toán góc hiệu chỉnh  $\varphi_{nullphase}$ .

Theo các dữ liệu ta thấy, ngay khi tắt đèn thì nhiệt độ trên tấm lập tức giảm đi, và khi bật đèn thì nhiệt độ trên tấm có xu hướng tăng lên (Hình 3.16.c), nói cách khác, vị trí nhiệt độ đạt cực trị cho ta thông tin về thời điểm bắt đầu các xung nhiệt.

Ta cũng thấy rằng, giá trị cực đại và cực tiểu có thể không nằm ở những ảnh ta chụp được, do đó cần xây dựng thuật toán để dự đoán các thời điểm này. Nó được xác định bằng cách lấy tuyến tính các điểm trước và sau cực trị của nhiệt độ trung bình toàn tấm đo được (Hình PL3-5), giao điểm của hai đường tuyến tính này được coi như là thời điểm cực trị thực (hiệu chỉnh).



Hình PL3-5. Phương pháp xác định thời điểm đạt cực trị của nhiệt độ trung bình toàn tấm

Giá trị trung bình của độ lệch của thời gian giữa các điểm cực trị hiệu chỉnh so với giá trị lý tưởng của chúng ở tất cả các chu kỳ được lấy làm thời gian hiệu chỉnh (để tính ra góc hiệu chỉnh  $\varphi_{nullphase}$ ). Đối với trường hợp sử dụng nguồn nhiệt có dạng sóng vuông, ở mỗi chu kỳ thời điểm đạt cực đại và cực tiểu lý tưởng tương ứng với góc pha  $\pi$  và 0.

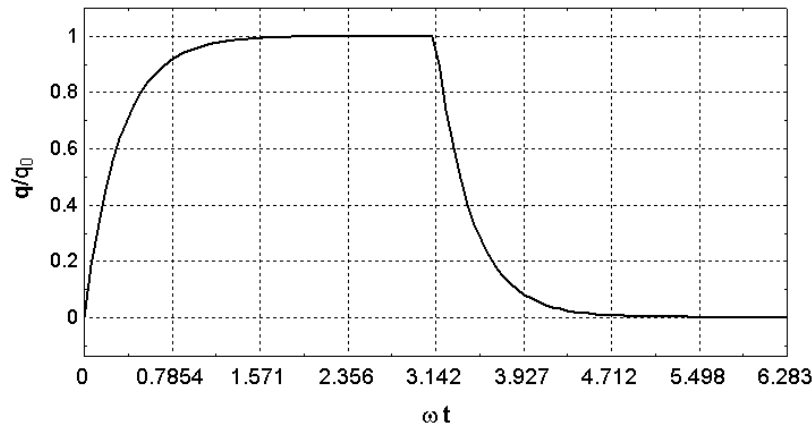
#### 4. Phân tích Fourier tìm độ trễ pha $\varphi$

Sau khi có kết quả bù thành công như dạng Hình PL3-4 thì tiến hành phân tích dữ liệu nhiệt độ của từng điểm trên tấm kim loại thành các chuỗi Fourier. Từ đây, độ trễ pha của từng vị trí được tính toán từ các hệ số  $a, b$  của chuỗi Fourier:

$$a = \frac{2}{n} \sum_1^n T_i \cos(\omega t_i); b = \frac{2}{n} \sum_1^n T_i \sin(\omega t_i) \quad (\text{PL 3.2})$$

$$A = \sqrt{a^2 + b^2}; \varphi = \arctan \frac{a}{b}$$

#### 5. Xác định thời gian trễ của đèn halogen



Hình PL3-6. Cường độ nguồn bức xạ nhiệt dạng sóng vuông [37]

Theo lý thuyết thì khi đóng nguồn điện ta lập tức thu được cường độ sáng, hay là cường độ nguồn bức xạ  $q_0$ , nhưng trong thực tế thì nguồn nhiệt bức xạ  $q(t)$  có độ trễ của bản thân nó (Hình PL3-6). Độ trễ này được gọi là độ trễ nhiệt của đèn, nó sẽ làm cho kết quả thực nghiệm có thêm sai số nếu không được tính tới. Cường độ dòng nhiệt của đèn  $q(t)$  được viết dưới dạng công thức sau [37]:

$$\frac{q(t)}{q_0} = 1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \text{ khi } 0 < t \leq (p/2) \quad (\text{PL 3.3})$$

$$\frac{q(t)}{q_0} = e^{-\frac{t-p}{\tau}} \text{ khi } (p/2) < t \leq p$$

ở đây  $\tau$  – hằng số phụ thuộc vào phần cứng của đèn halogen.

Thời gian trễ của đèn  $t_{delay}$  và góc trễ của đèn  $\Delta\varphi_{delay}$  được xác định bằng:

$$t_{delay} = \frac{p \cdot \Delta\varphi_{delay}}{2 \cdot \pi} = \frac{p \cdot \arctan\left(\frac{a}{b}\right)}{2 \cdot \pi} \quad (\text{PL 3.4})$$

Với hệ số  $a$  và  $b$  được xác định bằng phương trình sau [37]:

$$a = -\frac{4}{p\tau} \left( \frac{e^{\frac{P}{2\tau}} + 1}{\frac{1}{\tau^2} + \frac{4\pi^2}{P^2}} \right); b = \frac{2}{\pi} - \frac{8}{\pi} \left( \frac{e^{\frac{P}{2\tau}} + 1}{\frac{1}{\tau^2} + \frac{4\pi^2}{P^2}} \right) \quad (\text{PL 3.5})$$

Ở đây ta thấy thời gian trễ  $t_{delay}$  phụ thuộc vào phần cứng của đèn ( $\tau$ ) và độ dài chu kỳ ( $P$ ). Do khó xác định hằng số  $\tau$  nên để xác định thời gian  $t_{delay}$  cần tiến hành thực nghiệm đo đặc độ trễ pha  $\varphi|_{z=\delta}$  trên mô hình bán vô hạn, tức là trên tấm kim loại, một mặt bị cách nhiệt hoàn toàn ( $h=0$ ).

Khi  $h=0$  thì  $\psi=0$ , khi đó theo phương trình (3.8) góc trễ lý thuyết khi không có độ trễ đèn  $\varphi^{t_{delay}=0}$  được tính theo phương trình sau:

$$\tan \varphi|_{z=\delta}^{t_{delay}=0} = \frac{c_1}{c_3} \quad (\text{PL 3.6})$$

Ta đo được giá trị trễ pha thực  $\varphi|_{z=\delta}$  sẽ bằng tổng của trễ pha  $\varphi|_{z=\delta}^{t_{delay}=0}$  và  $\Delta\varphi_{delay}$ , tức là:

$$\Delta\varphi_{delay} = \varphi|_{z=\delta} - \varphi|_{z=\delta}^{t_{delay}=0} \quad (\text{PL 3.7})$$

Trong trường hợp này, tác giả đã sử dụng chính phương pháp TOIRT, xác định được thời gian trễ của đèn halogen 500W là  $t_{delay}=0,205$  s, giá trị này tương đối phù hợp với kết quả đã công bố trong công trình [37], [87], [88].

## 6. Giải phương trình (3.8) tìm hệ số trao đổi nhiệt

Phương trình (3.8) có thể viết dưới dạng phương trình bậc hai đối với hệ số trao đổi nhiệt  $h$ , từ đó ta giải và lấy kết quả trong dải phù hợp.

$$\begin{aligned} & \left[ 2\xi^2\gamma^2c_3 - \tan \varphi|_{z=\delta} \left( 2\xi^2\gamma^2c_1 + 4\xi^3\gamma^3c_2 \right) \right] h^2 + \\ & + \left[ 2\xi\gamma c_2 - \tan \varphi|_{z=\delta} \left( 2\xi\gamma c_0 + 4\xi^2h_n\gamma^2c_1 \right) \right] h + \\ & + c_1 - \tan \varphi|_{z=\delta} \left( 2\xi h_n c_0 + c_3 \right) = 0 \end{aligned} \quad (\text{PL 3.8})$$

Trong đó  $\gamma = \frac{a}{\delta\lambda\omega}$

## PHỤ LỤC 4

## CODE XỬ LÝ DỮ LIỆU THỰC NGHIỆM TRONG PHẦN MỀM MATLAB

**Đọc và xử lý số liệu từ ảnh kỹ thuật số**

```

1. %% Clear Workplace
2. close all;
3. clear all;
4. clc;
5. %% Chọn kích thước khung ảnh
6. xmax= 170; %số lượng pixel theo trục x
7. ymax= 231; % số lượng pixel theo trục y
8. imax=810; % số lượng frame
9. %% Vòng lặp đọc ảnh
10. for i=1:imax;
11. % Khai báo tên ảnh
12. s1='TN (';
13. s2=')';
14. s3='.jpg';
15. name=strcat(s1,int2str(i),s2,s3);
16. J = imread(name); %Đọc ảnh
17. J=imcrop(J,[458 843 xmax-1 ymax-1]);%Cắt ảnh theo kích thước định
    sẵn
18. J = rgb2gray(J); %Chuyển sang dạng Grayscale
19. A(:, :, i)=J(:, :, :); %Luu ma trận cường độ sáng của ảnh
20. end
21. %% Convert sang ảnh gốc của camera nhiệt
22. A = double(A);
23. A=0.8549*A+0.3054;
24. name='IRDataFileName'
25. save 'A' name A;
26. for i=1:imax;
27. T_max=53;
28. T_min= 37;
29. int_min=17.5;
30. int_max=230;
31. T_gap=(T_max-T_min)/(int_max-int_min);
32. T0=T_min-T_gap*int_min;
33. % Convert sang dữ liệu nhiệt độ
34. m(:, :, i)=T0+T_gap*A(:, :, i); %Hàm tuyến tính từ cường độ sáng
    thành nhiệt độ
35. end
36. m=1.2455*m-10.963; %Hàm calip nhiệt độ
37. %% Lưu dữ liệu nhiệt độ
38. name='IRDataFileName'
39. save 'm' name m ;

```

**Bù trôi dữ liệu**

```

40. %% Clear Workplace
41. close all;
42. clear all;
43. clc;
44. load('m.mat');
45. [xmax, ymax, imax] = size(m);
46. p=30; %Độ dài chu kỳ tính theo s
47. dt = 1/9; %Bước ảnh
48. tdelay=0.205; %Độ trễ của đèn halogen
49. n = floor(imax*dt/p); %Số lượng chu kỳ

```

```

50. imax = n*p/dt
51. i = 1:imax; %Số thứ tự ảnh
52. drift = 1;
53. LDC = 1;
54. %Bù trôi và nhiệt độ trung bình
55. while drift^2 > 5*10^(-4)
56. TmeanP = zeros(xmax,ymax,n);
57. for pn = 1:n %độ rộng của chu kỳ
58. ip = floor((pn-1)*p/dt+1:pn*p/dt); %Số thứ tự ảnh ở chu kỳ thứ n
59. for x = 1:xmax
60. for y = 1:ymax
61. TmeanP(x,y,pn) = sum(squeeze(m(x,y,ip)))/p*dt; %Nhiệt độ trung
    bình của chu kỳ
62. end
63. end
64. end
65. Tmean = sum(TmeanP,3)/n; %Nhiệt độ trung bình chung
66. drift = (mean(mean(TmeanP(:, :, n))) - mean(mean(TmeanP(:, :, 1))))/n;
    %Độ bù trung bình của mỗi chu kỳ
67. %Tuyến tính bù trôi
68. if LDC >= 1
69. Tdrift = single(zeros(xmax,ymax,imax));
70. for pn = 1:n
71. for ip = 1:round(p/dt) %Số thứ tự ảnh ở chu kỳ thứ n
72. if (pn == 1)
73. Tdrift(:, :, ip) = ((TmeanP(:, :, pn+1) - TmeanP(:, :, pn)) * ((ip-
    1)/p*dt) + TmeanP(:, :, pn) - Tmean;
74. elseif (pn == n)
75. Tdrift(:, :, ip+(n-1)*round(p/dt)) = ((TmeanP(:, :, pn) - TmeanP(:, :, pn-
    1)) * ((ip-1)/p*dt) + TmeanP(:, :, pn) - Tmean;
76. else
77. Tdrift(:, :, ip+(pn-1)*round(p/dt)) = ((TmeanP(:, :, pn+1) -
    TmeanP(:, :, pn-1))/2) * ((ip-1)/p*dt) + TmeanP(:, :, pn) - Tmean;
78. end;
79. end
80. end
81. m = m - Tdrift;
82. if LDC == 1
83. Tdrifttotal = squeeze(Tdrift(:, :, imax) - Tdrift(:, :, 1));
84. end;
85. LDC = LDC + 1;
86. end;
87. if LDC == 0
88. break;
89. end;
90. end;
91. clear TmeanP Tdrift;
92. m = m - min(min(min(m))); % Chia tỷ lệ dữ liệu bằng cách loại bỏ
    phần không đổi
93. mmean(i) = squeeze(mean(mean(m(:, :, i))));
Đồng bộ thời gian bằng cực trị của dữ liệu
94. for lrange = 1:2
95. maxphase(1:n) = 0;
96. minphase(1:n) = 0;
97. for pn = 1:n
98. ip = floor((pn-1)*p/dt+1:pn*p/dt-floor(pn/n));
99. warning('');

```

```

100. maxindices(pn) = find(diff(mmean(ip)) ==
    min(diff(mmean(ip)))) + round((pn-1)*p/dt - lrange + 1);
101. %Tìm số thứ tự của ảnh có nhiệt độ đạt cực tiểu ở mỗi chu kỳ
102. if maxindices(pn) - 6 > 0 && maxindices(pn) + 3 <= imax
103. maxindices(pn) = find(mmean(maxindices(pn) - 2:maxindices(pn)) ==
    max(mmean(maxindices(pn) - 2:maxindices(pn)))) + maxindices(pn) - 3;
104. %Tìm giá trị cực đại gần cực tiểu
105. if maxindices(pn) <= round((pn)*p/dt) && maxindices(pn) >
    round((pn-1)*p/dt)
106. fc1 = polyfit(maxindices(pn) - 8:maxindices(pn) - 1,
    mmean(maxindices(pn) - 8:maxindices(pn) - 1), 1);
107. fc2 = polyfit(maxindices(pn) + 1:maxindices(pn) + 3,
    mmean(maxindices(pn) + 1:maxindices(pn) + 3), 2);
108. x0 = [-(fc2(2) - fc1(1))/2/fc2(1) + sqrt((((fc2(2) -
    fc1(1))/fc2(1))^2)/4 - (fc2(3) - fc1(2))/fc2(1)), -(fc2(2) -
    fc1(1))/2/fc2(1) - sqrt((((fc2(2) - fc1(1))/fc2(1))^2)/4 - (fc2(3) -
    fc1(2))/fc2(1))];
109. % giao điểm của polyfits = cực đại thực tế
110. if imag(x0) == 0
111. if abs(maxindices(pn) - x0(1)) < abs(maxindices(pn) - x0(2))
112. maxindex(pn) = x0(1) - round((pn-1)*p/dt);
113. else
114. maxindex(pn) = x0(2) - round((pn-1)*p/dt);
115. end
116. maxphase(pn) = 2*pi/p * ((maxindex(pn) - 1) * dt) - pi;
117. end
118. end
119. end
120. warning('');
121. minindices(pn) = find(diff(mmean(ip)) ==
    max(diff(mmean(ip)))) + round((pn-1)*p/dt - lrange + 1);
122. % Số thứ tự ảnh có nhiệt độ đạt cực đại ở mỗi chu kỳ
123. if minindices(pn) - 6 > 0 && minindices(pn) + 3 <= imax
124. fc1 = polyfit(minindices(pn) - 8:minindices(pn) - 1,
    mmean(minindices(pn) - 8:minindices(pn) - 1), 1);
125. fc2 = polyfit(minindices(pn) + 1:minindices(pn) + 3,
    mmean(minindices(pn) + 1:minindices(pn) + 3), 2);
126. x0 = [-(fc2(2) - fc1(1))/2/fc2(1) + sqrt((((fc2(2) -
    fc1(1))/fc2(1))^2)/4 - (fc2(3) - fc1(2))/fc2(1)), -(fc2(2) -
    fc1(1))/2/fc2(1) - sqrt((((fc2(2) - fc1(1))/fc2(1))^2)/4 - (fc2(3) -
    fc1(2))/fc2(1))];
127. %intersection of polyfits = actual maxima
128. if imag(x0) == 0
129. if abs(minindices(pn) - x0(1)) < abs(minindices(pn) - x0(2))
130. minindex(pn) = x0(1) - round((pn-1)*p/dt);
131. else
132. minindex(pn) = x0(2) - round((pn-1)*p/dt);
133. end
134. if minindex(pn) + round((pn-1)*p/dt) > minindices(pn)
135. minphase(pn) = 2*pi/p * ((minindex(pn) - 1) * dt);
136. end
137. if minphase(pn) > pi
138. minphase(pn) = minphase(pn) - 2*pi;
139. end
140. end
141. end
142. end
143. nullphase = meansqwt(nonzeros([maxphase minphase]));

```

```

144. %Lấy giá trị trung bình có trọng số từ tất cả các giá trị
145. sps_quality = [std(nonzeros([maxphase minphase]))/2/pi*p;
    numel(nonzeros([maxphase minphase]))];
146. if sps_quality(1)/p > 0.01 warning('Phase Sync Error >1%!');
    end;
147. if (sps_quality(2)/n >= 1 && sps_quality(1)/dt < 0.333) break;
    end;
148. end
149. nullphase=0;

```

### Phân tích Fourier tìm $\varphi$

```

150. a = zeros(xmax,ymax); %hệ số fourier thứ nhất
151. b = zeros(xmax,ymax); % hệ số fourier thứ hai
152. t = (i-1).*dt;
153. for x=1:xmax
154.     for y=1:ymax
155.         a(x,y) = 2*sum(squeeze(m(x,y,i)).*cos(2*pi/p.*t))/imax;
156.         b(x,y) = 2*sum(squeeze(m(x,y,i)).*sin(2*pi/p.*t))/imax;
157.     end
158. end
159. amp = sqrt(a.^2+b.^2);
160. phi = min(max(atan2(a,b)+nullphase+tdelay/p*2*pi, -pi/2),0); %độ
    trễ pha nằm trong dải  $-\pi/2 < \phi < 0$ 
161. % Kết quả
162. colormap jet(32);
163. subplot(4,1,1), imagesc(phi), colorbar, title('Phase');
164. subplot(4,1,2), imagesc(amp), colorbar, title('Amplitude');
165. subplot(4,1,3), imagesc(Tmean), colorbar, title('Mean');
166. if LDC >= 1
167. subplot(4,1,4), imagesc(Tdrifttotal), colorbar, title('Drift');
168. end
169. set(gcf, 'Position', [200,50,600,850]);
170. evalareax=(1+0:xmax-0);
171. evalareay=(1+0:ymax-0);
172. phi_full = phi;
173. phi = phi(evalareax,evalareay);
174. phi_ave = mean(mean(phi));
175. stdev = mean(std(phi));
176. save 'phi' name phi phi_full p;
177. name='IRDataFileName'
178. phi_result = [phi_ave; stdev]

```

### Giải phương trình để tìm hệ số trao đổi nhiệt

```

179. %% Clear Workplace
180. close all;
181. clear all;
182. clc;
183. %% Tính toán hệ số trao đổi nhiệt
184. load('phi.mat');
185. phi=-phi;
186. [xmax, ymax] = size(phi);
187. d=0.001; %Độ dày của tấm tính theo m
188. w=2*pi/p;
189. % Thông số vật lý của vật liệu tấm
190. dens=7810; % Khối lượng riêng, kg/m^3
191. cp=500; % Nhiệt dung riêng, J/kg.K
192. k=15; % Hệ số dẫn nhiệt, W/mK
193. a=k/(dens*cp); % Độ khuếch tán nhiệt, m^2/s

```



```

194. xi=d*sqrt(w/(2*a)); % Độ dày không thứ nguyên của tấm, dài của
    xi<0.5
195. hn=3; % Hệ số trao đổi nhiệt tự do ở bề mặt ngoài của tấm
196. % Các hệ số
197. c0=(cosh(xi))^2*(cos(xi))^2+(sinh(xi))^2*(sin(xi))^2;
198. c1=cosh(xi)*sinh(xi)+cos(xi)*sin(xi);
199. c2=(cosh(xi))^2*(sin(xi))^2+(sinh(xi))^2*(cos(xi))^2;
200. c3=cosh(xi)*sinh(xi)-cos(xi)*sin(xi);
201. b=a/(d*k*w); % psi=h*b dài giá trị khuyến cáo của psi 0.1-10
202. %% Giải phương trình tìm hệ số trao đổi nhiệt
203. h=zeros(xmax, ymax);
204. for x=1:xmax
205.     for y=1:ymax
206.         H=[2*xi^2*b^2*c3-
tan(phi(x,y))*(2*xi^2*b^2*c1+4*xi^3*b^3*hn*c2)
2*xi*b*c2-tan(phi(x,y))*(2*xi*b*c0+4*xi^2*hn*b^2*c1)
c1-tan(phi(x,y))*(2*xi*hn*b*c0+c3)];
207.         hi=roots(H);
208.         h(x,y)=hi(2,:);
209.     end
210. end
211. for x=1:xmax
212.     for y=1:ymax
213.         if h(x,y)<0
214.             h(x,y)=0;
215.         end
216.     end
217. end
218. Nu=h*0.005/0.026;
219. clims=[0 200];
220. imagesc(Nu, clims), colorbar,
221. xlswrite('Nu.xlsx',Nu)
222. name='IRDataFileName'
223. save 'Nu' name Nu ;

```

### Hàm tính trung bình có trọng số của nullphase

```

1. %Function meansqwt for squared mean-deviation weighted average
2. %minimizes influence of outliers on average data
3. function meansqwt = meansqwt(data)
4. sqwt = 1./(data-mean(data)+1e-12).^2;
5. meansqwt = sum(sqwt.*data)/sum(sqwt);
6. end

```

PHỤ LỤC 5  
MỘT SỐ HÌNH ẢNH THỰC NGHIỆM



Hình PL5- 1. Đo độ đồng đều của vận tốc dòng ngang



Hình PL5- 2. Đo độ đồng đều của lưu lượng không khí phun ra khỏi các lỗ phun bằng thiết bị Testo 425 và E Instruments E8500 plus



Hình PL5- 3. Điều chỉnh vận tốc dòng ngang bằng bộ điều chỉnh công suất cho quạt thổi



Hình PL5- 4. Điều khiển đèn bằng code xây dựng trên phần mềm LabVIEW





Hình PL5- 5. Điều chỉnh thang đo của camera nhiệt



Hình PL5- 6. Báo cáo kết quả, xin ý kiến góp ý của các chuyên gia