

การจำลองแบบเชิงจลน์ของซีทีไปป์



นางสาวสุจินดา นิลจันทร์

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเคมี

บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

พ.ศ. 2529

ISBN 974-566-467-7

011764

i 17936688

DYNAMIC SIMULATION OF HEAT PIPE

Miss Sujinda Nilchan

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering
Department of Chemical Engineering
Graduate School
Chulalongkorn University
1986
ISBN 974-566-467-7

Thesis Title Dynamic Simulation of Heat Pipe
By Miss Sujinda Nilchan
Department Chemical Engineering
Thesis Advisor Associate Professor Wiwut Tanthapanichakoon, Ph.D.



Accepted by the Graduate School, Chulalongkorn University in
Partial Fulfilment of the Requirements for the Master's Degree.

S. Bhisalbutra
.....Dean of Graduate School
(Associate Professor Sorachai Bhisalbutra)
Acting Associate Dean for Academic Affairs
for
Acting Dean of the Graduate School

Thesis Committe

Chairit Satayaprasert
.....Chairman
(Assistant Professor Chairit Satayaprasert)

K. Sukanjanatee
.....Member
(Associate Professor Kroekchai Sukanjanatee)

Vichitra Chongvisal
.....Member
(Assistant Professor Vichitra Chongvisal)

Wiwut Tanthapanichakoon
.....Member
(Associate Professor Wiwut Tanthapanichakoon)

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การจำลองแบบเชิงจลน์ของฮีทไปป์
 ชื่อ นิสิต นางสาวสุจินดา นิลจันทร์
 อาจารย์ที่ปรึกษา รองศาสตราจารย์ ดร. วิวัฒน์ ตัณฑะพานิชกุล
 ภาควิชา วิศวกรรมเคมี
 ปีการศึกษา 2528



บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้ทดลองศึกษาการทำงานของฮีทไปป์แบบทองแดง/น้ำ ซึ่งมีวิกค์เป็นตาข่าย (# 150 mesh) ทองเหลือง 3 ชั้น ในสภาวะที่ไม่คงที่ (เริ่มเดินเครื่อง) พารามิเตอร์ที่ใช้ศึกษาคือมุมเอียง ψ ซึ่งแท่งฮีทไปป์กระทำต่อแนวระดับ โดยทดลองแปรอัตราความร้อนที่ใส่เข้าเพื่อหาขีดจำกัดของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่มุมเอียงนั้น ๆ ด้วย การทดลองกระทำในลักษณะให้ความร้อนที่ช่วงบน (ช่วงการระเหยอยู่เหนือช่วงการควบแน่น)

การทดลองนี้วัดการกระจายของอุณหภูมิในแนวแกนของแท่งฮีทไปป์ที่มุมเอียงต่าง ๆ และแสดงผลการวัดโดยอาศัยกราฟ ในทำนองเดียวกันก็วัดและแสดงการตอบสนองของอุณหภูมิตามเวลาตั้งแต่เริ่มเดินเครื่อง (เริ่มใส่ความร้อน) จนระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ ในกรณีที่มีมุมเอียงเท่ากับ 10 องศา (ต้านแรงโน้มถ่วง) ผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่ากลไกที่จำกัดสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนคือขีดจำกัดเนื่องจากคาปิลารี (แรงทอรูเอิม) และผลการทดลองและคาทฤษฎีของขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนก็สอดคล้องกันดี (17.4 วัตต์ ต่อ 17.04 วัตต์) จากผลการทดลอง ผู้วิจัยได้คำนวณค่าความนำความร้อนเชิงประสิทธิผล λ_{eff} ของแท่งฮีทไปป์ และพบว่าค่า λ_{eff} นี้แปรเปลี่ยนได้มาก ขึ้นกับมุมเอียงที่วางและอัตราการใส่ความร้อนเข้า ถ้ามุมเอียงยิ่งเล็กและอัตราการใส่ความร้อนยิ่งสูง ความนำความร้อนเชิงประสิทธิผลก็ยิ่งสูงด้วย

ผู้วิจัยได้อนุพันธ์แบบจำลองคณิตศาสตร์เชิงพลวัตแบบลัมพ์ (lumped) สำหรับฮีทไปป์แล้วเปรียบเทียบผลการจำลอง (simulation) กับผลการทดลองเพื่อดูว่าแบบจำลองนี้คือเพียงไร ผลที่พบก็คือ แบบจำลองเชิงพลวัตนี้ทำนายผลการเริ่มเดินเครื่องซึ่งสอดคล้องกับผลการทดลองเพียงในเชิงคุณภาพ (qualitative) เพราะยังมีความไม่แน่นอน (uncertainty) ในการกำหนดพารามิเตอร์บางตัวของโมเดล โดยเฉพาะอย่างยิ่งวิวกแฟกเตอร์เชิงประสิทธิผล (effective view factor) ของการแผ่รังสีความร้อนจากลวดให้ความร้อนและสัมประสิทธิ์การนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของผนังท่อฮีทไปป์รวมกับวิกค์ที่มีของไหลเปียกอยู่

Thesis Title Dynamic Simulation of Heat Pipe
Name Miss Sujinda Nilchan
Thesis Advisor Associate Professor Wiwut Tanthapanichakoon, Ph.D.
Department Chemical Engineering
Academic Year 1985



ABSTRACT

A copper/water heat pipe, of which the wick was made of three layers of 150-mesh brass was studied experimentally under unsteady state startup conditions. The tilt angle ϕ at which the heat pipe was placed against the horizontal line was used as parameter while the applied heat input was varied to find also the limiting heat flux. The experiments were carried out in the top-heating mode (the evaporation section was higher than the condensation section)

The axial temperature profiles of the heat pipe at various tilt angles were measured and shown graphically. So were the temperature responses versus time during the start-up period until steady state was obtained. For the case in which the tilt angle was 10 degrees (antigravity), the analysis shown that the limited mechanism was capillary limitation, and the experimental and the theoretical values of the limiting heat flux were found to agree well (17.4 W versus 17.04 W). An effective thermal conductivity λ_{eff} of the heat pipe was determined from the experimental results and it was found to depend strongly on the tilt angle and the applied heat input. The smaller the tilt angle and the larger the applied heat input, the higher the resulting effective conductivity. A mathema-

tical dynamic lumped model of the heat pipe was also derived, and the simulation results were compared with the experimental data to see how good the model was. It was found that the dynamic model gave start-up results that agree only qualitatively with the experimental results because there was still uncertainty in the determination of some model parameters, especially the effective view factor for heat radiation from the heating wire and the effective thermal conductance of the heat pipe wall plus liquid-filled wick.



ACKNOWLEDGEMENTS

I wish to express my appreciation to Associate Professor Wiwut Tanthapanichakoon for his invaluable advice, constructive criticisms and general comments have been extremely helpful to this study. I also wish to acknowledge for the responsiveness and cooperation of Assistant Professor Chairit Satayaprasert, Assistant Professor Vichitra Chongvisal and Associate Professor Kroekchai Sukanjanatee for having been most generous with their time and thoughts for serving on the thesis committee. Special thanks are also due to all of my friends for their general help. Finally, the love, patience, and forbearance of my parents have been very important factors in making my thesis possible.

Sujinda Nilchan

May, 1986

TABLE OF CONTENTS



	page
ABSTRACT IN THAI.....	iv
ABSTRACT IN ENGLISH.....	v
ACKNOWLEDGEMENTS.....	vii
TABLE OF CONTENTS.....	viii
LIST OF TABLES	x
LIST OF FIGURES.....	xi
NOMENCLATURE	xiv
CHAPTER	
1. INTRODUCTION.....	1
1.1 The Objective of This Study.....	5
1.2 The Scope of This Study.....	5
2. REVIEW OF HEAT PIPE.....	6
2.1 Historical Development.....	6
2.2 Work on Heat Pipe Startup.....	8
2.3 Available Work on Heat Pipe Startup.....	12
3. THEORY OF HEAT PIPE.....	15
3.1 Pressure Balance.....	16
3.2 Maximum Capillary Pressure.....	17
3.3 Liquid Pressure Drop.....	18
3.4 Vapor Pressure Drop.....	21
3.5 Effective Thermal Conductivity of Wick Structure.....	22
3.6 Limit to Heat Aransport.....	24
4. EXPERIMENTAL RESULTS OF AN UNSTEADY STATE HEAT PIPE	27
4.1 Experimental Apparatus.....	27

CHAPTER	page
4.2 Experimental Procedure.....	31
4.3 Experimental Conditions Investigated.....	32
4.4 Experimental Results.....	35
4.5 Analysis and Discussion of Experimental Results	58
5. MATHEMATICAL MODEL AND SIMULATION.....	72
5.1 Dynamic Model of Heat Pipe and Assumptions Used.	73
5.2 Estimation of Parameter in Model.....	75
5.3 Development of Computer Code for Dynamic Model..	80
6. SIMULATION RESULTS AND DISCUSSION.....	82
6.1 Simulation Study.....	82
6.2 Simulation Results.....	83
6.3 Comparison of Simulation and Experimental Results.....	85
7. CONCLUSIONS.....	90
REFERENCES.....	92
APPENDICES.....	94
APPENDIX A. WORKING FLUID PROPERTY.....	95
APPENDIX B. THERMAL CONDUCTIVITY OF HEAT PIPE CONTAINER AND WICK MATERIALS.....	96
APPENDIX C. DIMENSIONAL EQUIVALENTS AND PHYSICAL CONSTANTS.....	97

LIST OF TABLES

	page
Table 3.1 Expression of Effective Capillary Radius r_c for Several Wick Structures.....	17
Table 3.2 Expression of Wick Permeability K for Several Wick Structure.....	19
Table 3.3 Expression of Vapor Frictional Coefficient F_v and Dynamic Coefficient D_v	22
Table 3.4 Expression of Effective Thermal Conductivity k_e for Liquid-Saturated Wick.....	23
Table 4.2 Various Tilt Angles (Antigravity Angles Measured From Horizontal).....	35
Table 4.3 Time Response to The System at Various Conditions.	57
Table 4.4 Effect of Heat Input on Heat Transfer Rate and Its Predictions.....	71
Table 5.1 Total Heat Capacitance of Elements Used in The Thermal Model.....	79
Table 5.2 Thermal Conductance Used in Thermal Model.....	80
Table 6.1 Values of Input Data and Model Parameters Used in Modelling.....	82

LIST OF FIGURES

	page
Figure 1.1 Component and Principle of Operation of a Conventional Heat Pipe.....	2
Figure 1.2 Development of Capillary Pressure at Liquid-Vapor Interface.....	3
Figure 1.3 The Heatpipe and Thermal Syphon.....	3
Figure 3.1 Frictional Coefficients for Laminar Flow in Rectangular Tubes.....	20
Figure 3.2 Frictional Coefficients for Laminar Flow in Circular Annuli.....	20
Figure 3.3 Limitation to Heat Transport in The Heat Pipe.....	24
Figure 4.1 Heater Used in Experiment.....	27
Figure 4.2 Heat Pipe Operation.....	32
Figure 4.3 Detail of Heat Pipe Experimentation.....	33
Figure 4.4 Temperature Profile of Heat Pipe.....	39
Figure 4.5 Time Response of Heat Pipe Surface Temperature Input 5.34 W, $\psi = 10^\circ$	40
Figure 4.6 Time Response of Heat Pipe Surface Temperature Input 7.575 W, $\psi = 10^\circ$	41
Figure 4.7 Time Response of Heat Pipe Surface Temperature Input 13.08 W, $\psi = 10^\circ$	42
Figure 4.8 Time Response of Heat Pipe Surface Temperature Input 33.28 W, $\psi = 10^\circ$	43
Figure 4.9 Time Response of Heat Pipe Surface Temperature Input 5.425 W, $\psi = 20^\circ$	44

Figure 4.10	Time Response of Heat Pipe Surface Temperature Input 7.605 W, $\psi = 20^\circ$	45
Figure 4.11	Time Response of Heat Pipe Surface Temperature Input 13.06 W, $\psi = 20^\circ$	46
Figure 4.12	Time Response of Heat Pipe Surface Temperature Input 20.125 W, $\psi = 20^\circ$	47
Figure 4.13	Time Response of Heat Pipe Surface Temperature Input 5.45 W, $\psi = 30^\circ$	48
Figure 4.14	Time Response of Heat Pipe Surface Temperature Input 7.5 W, $\psi = 30^\circ$	49
Figure 4.15	Time Response of Heat Pipe Surface Temperature Input 13.12 W, $\psi = 30^\circ$	50
Figure 4.16	Time Response of Heat Pipe Surface Temperature Input 16.47 W, $\psi = 30^\circ$	51
Figure 4.17	Heat Flow Rate Versus Time, $\psi = 10^\circ$	52
Figure 4.18	Temperature Drop Versus Time, $\psi = 20^\circ$	53
Figure 4.19	Heat Flow Rate Versus Time, $\psi = 20^\circ$	54
Figure 4.20	Temperature Drop Versus Time, $\psi = 30^\circ$	55
Figure 4.21	Heat Flow Rate Versus Time, $\psi = 30^\circ$	56
Figure 4.22	Effect of Power Input to Heat Transfer Rate $\psi = 10^\circ$	57
Figure 4.23	Effect of Power Input to Heat Transfer Rate $\psi = 20^\circ$	58
Figure 4.24	Effect of Power Input to Heat Transfer Rate $\psi = 30^\circ$	59
Figure 4.25	Photographs of Experimental Apparatus.....	60

Figure 5.1 Thermal Model of the Heat Pipe.....	73
Figure 5.2 Diagram of Heating Section.....	76
Figure 5.3 Diagram of Adsabatic Section.....	77
Figure 5.4 Diagram of Cooling Section.....	78
Figure 5.5 Block Diagram of Computer Simulation Program.....	81

NOMENCLATURES



A	Area (m^2)
A_c	External surface area of condenser (m^2)
A_e	External surface area of evaporator (m^2)
A_f	Area of fins (m^2)
A_p	Cross sectional area based on pipe outside diameter (m^2)
A_v	Vapor core cross sectional area (m^2)
A_w	Wick cross sectional area (m^2)
C_p	Specific heat at constant pressure (J/kg- K)
d	Screen wire diameter (m)
d_i	Pipe inside diameter (m)
d_o	Pipe outside diameter (m)
d_v	Vapor core diameter (m)
D_v	Dynamic pressure coefficient
f_l	Drag coefficient of liquid flow
f_v	Drag coefficient of vapor flow
F_l	Frictional coefficient of liquid flow (N/m^2)/(W-m)
F_v	Frictional coefficient of vapor flow (N/m^2)/(W-m)
F_s	Shear force at liquid-vapor interface (N/m)
F_t	Surface tension force at liquid-wick interface (N/m)
g	Gravitational acceleration (m/sec^2)
h_f	interface heat transfer coefficient between heat pipe and external heat sink or source
$h_{f,c}$	h_f at condenser ($W/m^2- K$)
$h_{f,e}$	h_f at evaporator ($W/m^2- K$)
J	Mechanical equivalent of heat (= 1 N-m/J)
k	Thermal conductivity (W/m- K)

k_e	Effective thermal conductivity of liquid-saturated wick
$k_{e,c}$	k_e at condenser (W/m- K)
$k_{e,e}$	k_e at evaporator (W/m- K)
k_f	Thermal conductivity of fluid flow outside heat pipe
$k_{f,c}$	k_f at condenser (W/m- K)
k_l	Thermal conductivity of liquid (W/m- K)
k_w	Thermal conductivity of wick (W/m- K)
k_p	Thermal conductivity of pipe material (W/m- K)
K	Permeability of wick (m^2)
K_1, K_2	Constants
L_{eff}	Effective length of heat pipe (m)
L	Length of heat pipe (m)
L_a	Length of heat pipe adiabatic section (m)
L_c	Length of heat pipe condenser (m)
L_e	Length of heat pipe evaporator (m)
L_t	Total length of heat pipe (m)
M	Molecular weight
n	number of grooves
N	screen mesh number (m^{-1})
Nu_f	Nusselt number of fluid flowing outside tubes
$Nu_{f,c}$	Nu_f at condenser section of heat pipe tube
P	Pressure (N/m^2)
P_c	Capillary pressure (N/m^2)
P_{cm}	Maximum capillary pressure (N/m^2)
P_g	Hydrostatic pressure due to gravitational force (N/m^2)
P_l	Liquid pressure (N/m^2)
P_{max}	Maximum pressure differential (N/m^2)

P_{\min}	Minimum pressure differential (N/m^2)
P_{pm}	Maximum available pump pressure (N/m^2)
P_v	Vapor pressure (N/m^2)
$P_{v,c}$	Vapor pressure at condenser (N/m^2)
$P_{c,\max}$	Maximum capillary pressure (N/m^2)
ΔP_g	Pressure drop due to gravitational force (N/m^2)
ΔP_l	Liquid pressure drop (N/m^2)
ΔP_v	Vapor pressure drop (N/m^2)
Q	Power supply (W)
$Q_{b,\max}$	Boiling limit on heat transfer rate (W)
$Q_{c,\max}$	Capillary limit on heat transfer rate (W)
$Q_{e,\max}$	Entrainment limit on heat transfer rate (W)
$(QL)_{c,\max}$	Capillary heat transport (W-m)
x_{ref}	Reference axial position from which x is measured
x_{\max}	Axial position where capillary is maximum
v	Vapor specific heat ratio
ϵ	Wick porosity
λ	Latent heat (J/kg)
ρ_l	Liquid density (kg/m^3)
ρ_v	Vapor density (kg/m^3)
ψ	Heat pipe inclination measured from horizontal position