

令和6年度 博士（工学）論文

車載インバータ向け流動制御型
シェブロンフィンによるサブクール
沸騰冷却性能向上に関する研究
(Study on Enhancement of Subcooled
Boiling Cooling Performance
by Flow Controlling Chevron Fin
for Automotive Inverter)

山陽小野田市立山口東京理科大学大学院
工学研究科工学専攻
結城研究室
F1 2 2 7 0 1
YOSHIMURA HITOSHI
吉村 仁志

目次

目次

主な記号

第 1 章	序論	1
1.1	研究の背景	1
1.2	インバータの熱的な要求仕様	4
1.3	パワーモジュールの冷却方式の現状	5
1.4	沸騰冷却方式の原理と従来技術	6
1.4.1	沸騰冷却方式の基本原理と特徴	6
1.4.2	核沸騰熱伝達と限界熱流束のモデル	10
1.4.3	沸騰冷却方式の従来研究	13
1.5	パワーモジュールの基本仕様および本研究における具体的目標の設定	15
1.5.1	パワーモジュールの構成要素	15
1.5.2	パワーモジュールの動作条件と冷却目標	15
1.5.3	パワーモジュールを高熱流束下で利用するための課題	17
1.6	本研究の目的と構成	18
第 2 章	直交フィンによる“渦流および沸騰気泡発生体（Vortex & Boiling Bubble Generator）”の提案と効果実証	20
2.1	直交フィン構造の提案と期待するメカニズム	20
2.2	提案する直交フィンの寸法とその考え方	21
2.3	直交フィンの加工方法	23
2.4	直交フィンを用いたサブクール流動沸騰の冷却性能向上	26
2.4.1	実験装置と実験方法および実験条件	26
2.4.2	沸騰冷却性能の測定結果	28
2.5	CHF 近傍の沸騰気泡の挙動と発生音の周波数特性	32
2.5.1	実験装置と方法	32
2.5.2	評価結果	33
2.6	CFD 解析による流動場の評価とメカニズムの検証	36
2.6.1	解析方法	36
2.6.2	解析結果と考察	37
2.7	本章のまとめ	38

第 3 章 シェブロンフィンによる“熱水リフレッシュ法(Hot Coolant Refreshing Method)” の提案と効果実証.....	39
3.1 直交フィンの課題と更なる性能向上の方針	39
3.2 提案する冷却面形状.....	42
3.3 シェブロンフィンによる沸騰冷却性能の向上効果の検証	42
3.3.1 冷却面形状と寸法および実験条件	42
3.3.2 加工方法.....	43
3.3.3 シェブロンフィンによる沸騰冷却性能の向上	45
3.4 CFD 解析による流動場の評価とメカニズムの検証.....	48
3.4.1 解析方法.....	48
3.4.2 解析結果.....	49
3.5 本章のまとめ.....	52
第 4 章 流動制御型気泡微細化沸騰による沸騰冷却性能の促進	53
4.1 流動制御型気泡微細化沸騰による性能促進の指針	53
4.2 圧力場を利用したサブクール液の供給	54
4.3 単相流 CFD 解析による流動場の評価.....	55
4.3.1 検討する凸型シェブロンフィンの構造パラメータと流動場の関係	55
4.3.2 解析方法.....	57
4.3.3 CFD 解析結果.....	59
4.4 高熱流束試験装置による実証試験.....	66
4.4.1 実験方法と水準.....	66
4.4.2 実験結果と考察.....	68
4.5 本章のまとめ.....	72
第 5 章 LLC 冷却液に対するスケール阻害剤の適用と効果実証	73
5.1 スケール阻害剤導入の概要.....	73
5.2 スケール発生およびスケール発生を阻害する原理	73
5.3 ポット試験による要素評価.....	74
5.3.1 試薬および実験方法、条件	74
5.3.2 実験結果と考察.....	75
5.4 平滑面を用いた沸騰評価における阻害剤の効果検証	78
5.4.1 平滑面を用いたプール沸騰評価	78
5.4.2 平滑面を用いたサブクール流動沸騰評価	81
5.5 直交フィンを用いたサブクール流動沸騰評価における阻害剤の効果検証.....	83
5.5.1 実験方法と条件.....	83
5.5.2 実験結果.....	84

5.6	シェブロンフィンを用いたサブクール流動沸騰の冷却性能評価	88
5.6.1	実験方法と条件.....	88
5.6.2	実験結果と考察.....	88
5.7	本章のまとめ.....	91
第 6 章	結論	93

参考文献

謝辞

図目次

図 1.1	日本における部門別の CO ₂ 排出割合 [3]	2
図 1.2	運輸部門における輸送機関別 CO ₂ 排出割合 [4]	2
図 1.3	ガソリン車・電気自動車の温室効果ガス排出量 [5]	3
図 1.4	ガソリン車・HEV・FCEV のライフサイクルの温室効果ガス排出量 [6]	3
図 1.5	インバータシステムの回路とパワーモジュールの概略構成図	4
図 1.6	車両インバータの冷却系の構成図	5
図 1.7	冷却方式とその性能	5
図 1.8	沸騰冷却方式の伝熱機構	6
図 1.9	液体温度による分類	7
図 1.10	壁面過熱度とサブクール度	7
図 1.11	沸騰曲線	9
図 1.12	沸騰熱伝達に影響を与える主要因子の効果	10
図 1.13	気泡発生から離脱までのサイクル	11
図 1.14	沸騰気泡半径と沸騰周波数の関係	12
図 1.15	先行文献における熱流束の分布	14
図 1.16	インバータ向けパワーモジュールの概略構成（断面図）	15
図 1.17	熱伝導部と熱伝達部の温度内訳	16
図 1.18	課題の一覧	17
図 2.1	インバータ向けパワーモジュールの提案冷却構造（上：横断面図、下：下面図）	20
図 2.2	フィンチャンネル内の気泡発生サイクルにおける沸騰熱伝達の推定メカニズム	21
図 2.3	狭隘流路とフィンの断面図	22
図 2.4	構造寸法変更時の気泡の発泡点密度とフィンチャンネルの渦流の関係	22
図 2.5	評価するフィン構造	23
図 2.6	SiC-MOSFET とフィン加工エリアの面積	24
図 2.7	加工治具の構成	25
図 2.8	加工工程	25
図 2.9	沸騰冷却性能評価のための実験装置の構成図	27
図 2.10	壁面過熱度と熱流束の関係	29
図 2.11	壁面過熱度と熱伝達率の関係	29
図 2.12	流速と圧力損失の関係	30

図 2.13	流速とポンプ能力の関係.....	30
図 2.14	沸騰気泡の可視化結果.....	31
図 2.15	音・振動評価のための実験装置の構成図.....	33
図 2.16	トラッキング測定結果.....	34
図 2.17	音圧の周波数の分析結果.....	35
図 2.18	沸騰気泡の可視化結果.....	35
図 2.19	フィンチャンネルの計算格子の拡大図.....	36
図 2.20	フィンチャンネルの 2 相流の挙動.....	38
図 3.1	直交フィンにおける沸騰冷却面とフィンチャンネル内冷却液の温度分布.....	40
図 3.2	フィンチャンネルの冷却液の温度サイクル.....	41
図 3.3	提案するシェブロンフィンの構造.....	42
図 3.4	評価におけるフィン構造.....	43
図 3.5	加工治具(ダイヤモンドバイト).....	44
図 3.6	V 溝の加工工程.....	44
図 3.7	壁面過熱度と熱流束の関係.....	46
図 3.8	壁面過熱度と熱伝達率の関係.....	46
図 3.9	流速と圧力損失の関係.....	47
図 3.10	流速とポンプ能力の関係.....	47
図 3.11	沸騰気泡の挙動.....	48
図 3.12	沸騰冷却面とフィンチャンネル内の冷却液の温度分布.....	50
図 3.13	フィンチャンネルの流速分布 (フィン頂部から 50 μ m 深さ).....	51
図 3.14	フィンチャンネル近傍の流速ベクトル図.....	51
図 4.1	フィン近傍の流動場と温度勾配のイメージ図.....	54
図 4.2	沸騰気泡の発生から離脱・凝縮までのサイクル.....	55
図 4.3	凸型シェブロンフィンの流れ場と構造パラメータ.....	56
図 4.4	構造パラメータと沸騰性能の関係.....	56
図 4.5	解析モデル形状.....	57
図 4.6	検証する流速・圧力の位置と座標軸(x, y, z)の定義.....	58
図 4.7	フィン凸高さを変化させたときのフィンチャンネル内流速および圧力.....	60
図 4.8	流路中央断面の流速ベクトルおよび圧力分布.....	61
図 4.9	シェブロンフィン角度を変化させたときのフィンチャンネル内流速および圧力	63
図 4.10	フィン深さを変化させたときのフィンチャンネル内流速および圧力.....	65
図 4.11	高熱流束試験装置の構成.....	67
図 4.12	流路と沸騰冷却面の構成.....	68

図 4.13	加熱用銅ブロックの詳細図.....	68
図 4.14	フィン凸高さを变化させたときの沸騰曲線	69
図 4.15	フィン凸高さ 0.2 mm における流速変化時の沸騰曲線.....	70
図 4.16	フィン凸高さ 0.2 mm における流速変化時の壁面過熱度と熱伝達率の関係 71	
図 4.17	気泡微細化沸騰発生時の沸騰冷却面の様相	71
図 5.1	スケール生成および EDTA 使用時のスケール抑制の原理.....	74
図 5.2	試料の様子	76
図 5.3	EDTA の濃度とスケール生成の阻害効率との関係.....	77
図 5.4	実験装置の構成	78
図 5.5	EDTA を添加しない場合のタンク内の様子.....	79
図 5.6	EDTA を添加する場合のタンク内の様子	80
図 5.7	バイアル瓶底部の水溶液の様子.....	80
図 5.8	接触角の測定装置と定義.....	82
図 5.9	各冷却液における壁面過熱度と熱流束の関係.....	83
図 5.10	熱流束 2.4 MW/m^2 における熱抵抗の推移.....	85
図 5.11	熱流束 5.4 MW/m^2 における熱抵抗の推移.....	86
図 5.12	実験後の沸騰冷却面の様子.....	87
図 5.13	EPMA の定性分析結果	88
図 5.14	壁面過熱度と熱流束の関係	89
図 5.15	壁面過熱度と熱伝達率の関係	90
図 5.16	沸騰冷却面の様子	91

表目次

表 4.1	解析パラメータ	58
表 5.1	リン酸ナトリウム水溶液に塩化カルシウム水溶液を添加した時のスケール発生有無	76
表 5.2	混合液に EDTA を添加した時のスケール沈殿有無	76
表 5.3	各冷却液における最大熱流束と接触角	83
表 5.4	EPMA 定性分析条件	84
表 5.5	EPMA 検出成分および簡易定量値	87

主な記号

A	: SiC 素子の面積 [m^2]
A'	: 沸騰冷却面の投影面積 [m^2]
α_l	: 液体の温度伝導率 [m^2/s]
C	: モル濃度 [mol/L]
C_p	: 比熱 [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
C_{sb}	: 沸騰気泡体積の増加速度 [m^3/s]
f_{bc}	: 気泡離脱周波数 [Hz]
g	: 重力加速度 [m/s^2]
h	: 熱伝達率 [$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$]
h_{fg}	: 蒸発潜熱 [J/kg]
k	: 熱伝導率 [$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]
L	: 加熱部の長さ [m]
L_{bu}	: 気泡ユニットの長さ [m]
N_{ns}	: 気泡発泡点密度 [$1/\text{m}^2$]
Q	: 発熱量 [W]
Δp	: 圧力損失 [Pa]
p_{in}	: 入口圧力 [Pa]
ρ_l	: 液体の密度 [kg/m^3]
$q_{CHF,sat}$: 飽和流動沸騰の限界熱流束 [W/m^2]
$q_{CHF,sub}$: サブクール流動沸騰の限界熱流束 [W/m^2]
p_{out}	: 出口圧力 [Pa]
ρ_g	: 気体の密度 [kg/m^3]
P_w	: ポンプ動力 [W]
V	: 流量 [m^3/s]
q	: 熱流束 [W/m^2]
q_{NB}	: 核沸騰により伝達される熱流束 [W/m^2]
Q_w	: 気泡サイクル周期中に沸騰面表面の気泡ユニットから伝わる熱量 [J]
R_{ca}	: キャビティ半径 [m^2]
R_{th}	: 熱抵抗 [K/W]
σ	: 表面張力 [N/m]
t	: 時間 [s]
τ_{bc}	: 気泡サイクル時間 [s]

τ_{bg}	:	気泡離脱時間 [s]
ΔT_{BI}^*	:	気泡が成長開始する過熱度 [°C]
T_{sat}	:	冷却液の飽和温度 [°C]
T_j	:	SiC 素子温度 [°C]
T_l	:	冷却液温度 [°C]
T_{lb}	:	バルク液の温度 [°C]
τ_{sa}	:	沸騰気泡が成長開始するまでの待ち時間 [s]
T_w	:	冷却面の温度 [°C]
ΔT_{sat}	:	壁面過熱度 [°C]
ΔT_{sub}	:	サブクール度 [°C]
u	:	流速 [m/s]

第 1 章 序論

1.1 研究の背景

世界の平均気温は 1900 年頃と比べて 2020 年時点で約 1°C 以上上昇していることが気象庁より示されている [1]。また日本の平均気温も上昇傾向にあり、100 年あたり 1.35°C の割合で上昇している [2]。このような地球温暖化の問題を背景に、温室効果ガスである二酸化炭素 CO_2 の排出抑制の重要性が高まっている。2015 年に採択されたパリ協定では、世界共通の長期目標として世界的な平均気温上昇を 2°C に抑える目標を掲げている。この実現に向けて、120 以上の国と地域が「2050 年カーボンニュートラル」に取り組んでいる。図 1.1 に環境省が公開している日本の部門別の CO_2 排出割合を示す。図 1.1 より、運輸部門の CO_2 排出量は日本全体の CO_2 排出量の 18% を占めている。また、図 1.2 に国土交通省が公開している運輸部門における輸送機関別 CO_2 排出割合を示す。図 1.2 より自動車全体の CO_2 排出量は 9 割近くを占めている。これらより、自動車の CO_2 排出量を削減することは、地球温暖化の問題を解決するための課題となっている。

自動車部門の CO_2 排出量を削減するための手段として、現行のガソリン車から電気自動車への置き換えがある。電気自動車は、電気を主なエネルギー源として動く車で、主にバッテリー電気自動車(BEV : Battery Electric Vehicle)、ハイブリッド電気自動車(HEV : Hybrid Electric Vehicle)、プラグインハイブリッド電気自動車(PHEV : Plug in Hybrid Electric Vehicle)、及び燃料電池自動車(FCEV : Fuel Cell Electric Vehicle)に分類される。図 1.3 の環境省の報告によると、ガソリン車の走行時の温室効果ガスの排出量は、温室効果ガスの量を CO_2 相当量に換算した数値で表すと約 $40\text{tCO}_2\text{e}$ であるのに対し、電気自動車は $0.0\text{tCO}_2\text{e}$ となっている。走行時だけでなく、燃料精製や製造・廃棄等も含めたライフサイクルアセスメント(LCA)においても、ガソリン車の約 $60\text{tCO}_2\text{e}$ に対し、電気自動車は約 $30\text{tCO}_2\text{e}$ である。また、図 1.4 のトヨタ自動車の報告によると、ハイブリッド電気自動車や燃料電池自動車においても、ライフサイクルアセスメントの観点でガソリン車よりも温室効果ガスの排出量が少ない結果となっている。以上のことから、電気自動車の開発を進めることは地球温暖化の問題の解決に大きく貢献できると考えられる。

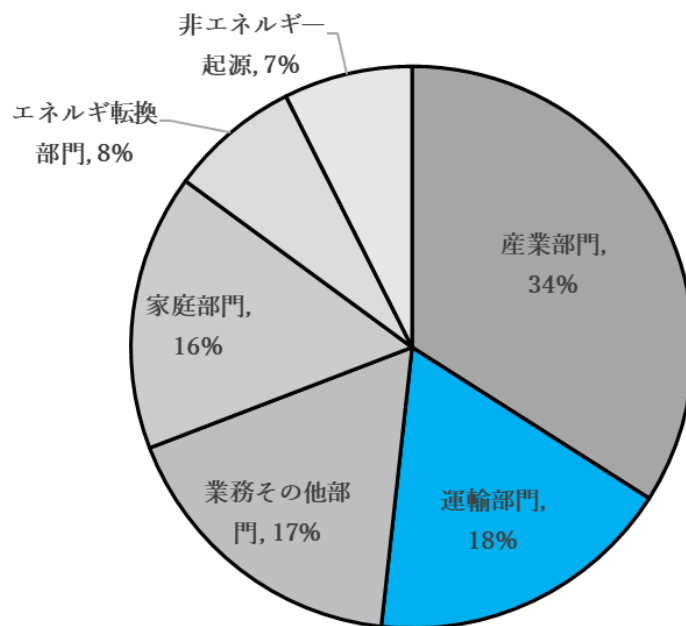


図 1.1 日本における部門別の CO₂ 排出割合 [3]

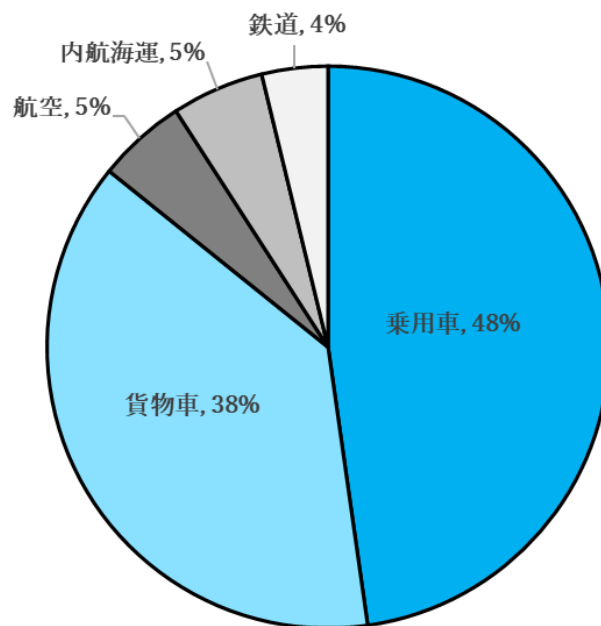


図 1.2 運輸部門における輸送機関別 CO₂ 排出割合 [4]

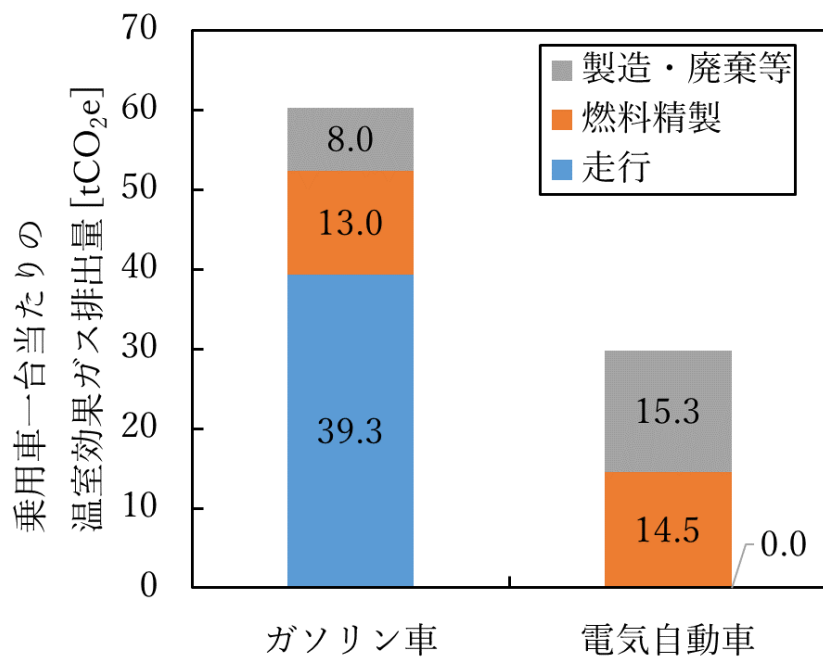


図 1.3 ガソリン車・電気自動車の温室効果ガス排出量 [5]

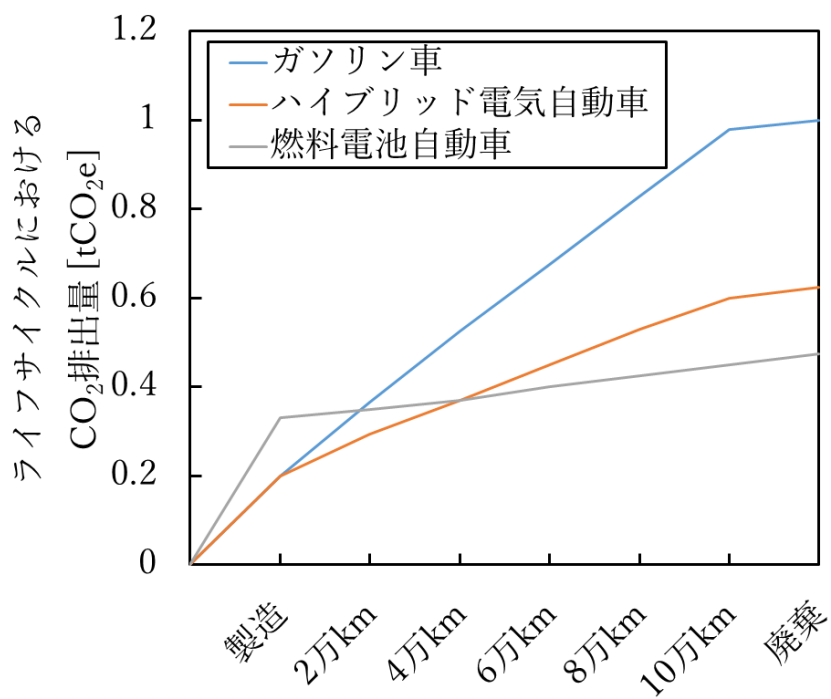


図 1.4 ガソリン車・HEV・FCEV のライフサイクルの温室効果ガス排出量 [6]

1.2 インバータの熱的な要求仕様

電気自動車の代表的な電気部品としてインバータやモータ、バッテリーが挙げられる。インバータの大出力化や、バッテリーサイズ的大型化に伴う搭載スペースの制限やインバータとモータの機電一体によるインバータの小型化を重視した結果、インバータの高出力密度化が余儀なくされている。図 1.5 にインバータシステムとパワーモジュールの概略構成図を示す。インバータの主コンポーネントはパワーモジュールであり、パワーモジュールは半導体素子を含む構成となっている。インバータの高出力密度化を実現するためには、Si-IGBTのような従来の半導体素子と比較して、高温かつ低電力損失で動作できる SiC-MOSFET のような次世代半導体素子の導入が不可欠である。しかし、インバータの出力密度が高いほど半導体素子の発熱密度(以下、熱流束)は高くなる [7] [8] [9]。例えば、出力電力 200 kW に対して電力変換効率 97%でも 6 kW の損失が発生する。これらの損失は半導体素子の小型化により、熱流束は 10 MW/m^2 (1 kW/cm^2)を超えると予想される。この値は一般的な産業機器では人類が経験したことがない値であり、これらの理由から、SiC-MOSFET の半導体素子の高熱流束化に対応した冷却技術の開発が重要となる。

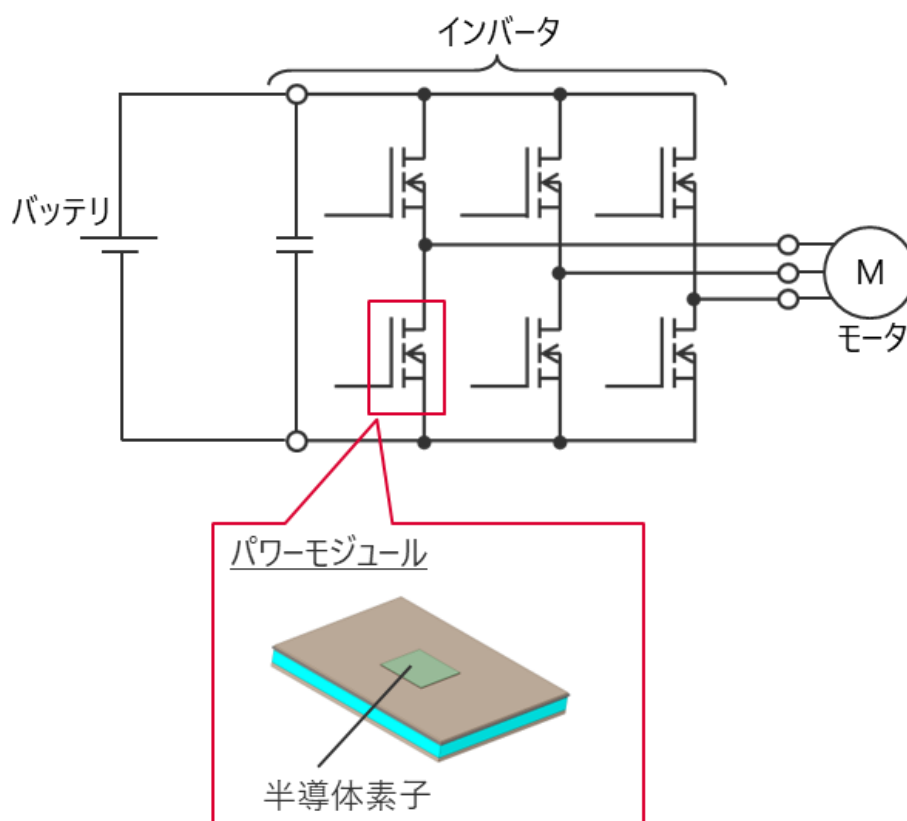


図 1.5 インバータシステムの回路とパワーモジュールの概略構成図

1.3 パワーモジュールの冷却方式の現状

車両インバータおよびパワーモジュールの冷却系は、図 1.6 に示すように一般的に車両配管、ラジエータ、タンク、ポンプと直列接続される構成となっている。インバータの構成部品であるパワーモジュールの半導体素子で発生した熱は、配管内を流れる冷却液へ移動し、ラジエータで外気と熱交換される。パワーモジュールの具体的な冷却構造としては、両面冷却構造 [10]や、直接冷却構造 [11]、ウェーブフィン [12]や蛇行流路 [13]など、より効率的な冷却のため新たな冷却構造が提案されている。しかしながら、これらの冷却技術はいずれも液体の強制対流方式によるもので、ポンプ動力とのトレードオフ問題により、熱流束 10 MW/m^2 を超えるような冷却は難しい。したがって、熱流束 10 MW/m^2 を超えるパワーモジュールの冷却には、図 1.7 に示すような従来の液体の強制対流方式ではなく、低いポンプ動力で高い熱流束の除熱が期待できる蒸発潜熱を利用する沸騰冷却方式が第一候補となる。しかしながら、現在までに自動車で想定される狭隘流路で 10 MW/m^2 を超える高熱流束デバイスは極めて稀で、その冷却性能とメカニズムは十分に議論されていないのが現状である。

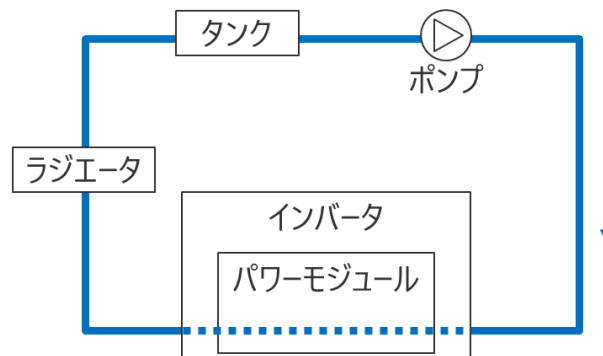


図 1.6 車両インバータの冷却系の構成図

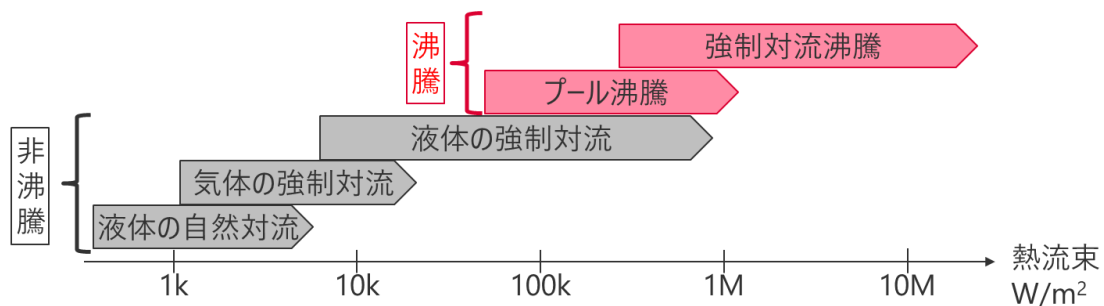


図 1.7 冷却方式とその性能

1.4 沸騰冷却方式の原理と従来技術

1.4.1 沸騰冷却方式の基本原則と特徴

沸騰冷却方式は高い熱流束の除熱が期待できる技術であり、(a)気泡攪乱、(b)顕熱輸送、(c)潜熱輸送の3つの効果により熱流束を向上できる。図 1.8 に沸騰冷却方式の伝熱機構のイメージ図を示す。(a)の気泡攪乱は気泡の成長・離脱・上昇に伴い冷却面近傍の過熱液が押しのけられ攪乱されることにより伝熱が促進される機構である。(b)の顕熱輸送は気泡成長・離脱によって気泡の体積相当の液体を周囲に押しのけ、更に冷却面を離脱する際に周囲の液体が冷却面近傍に入り込むことにより伝熱が促進される機構である。(c)の潜熱輸送は冷却面近傍の液体が気体に相変化する際に冷却面の熱を奪うことにより伝熱を促進する機構である。

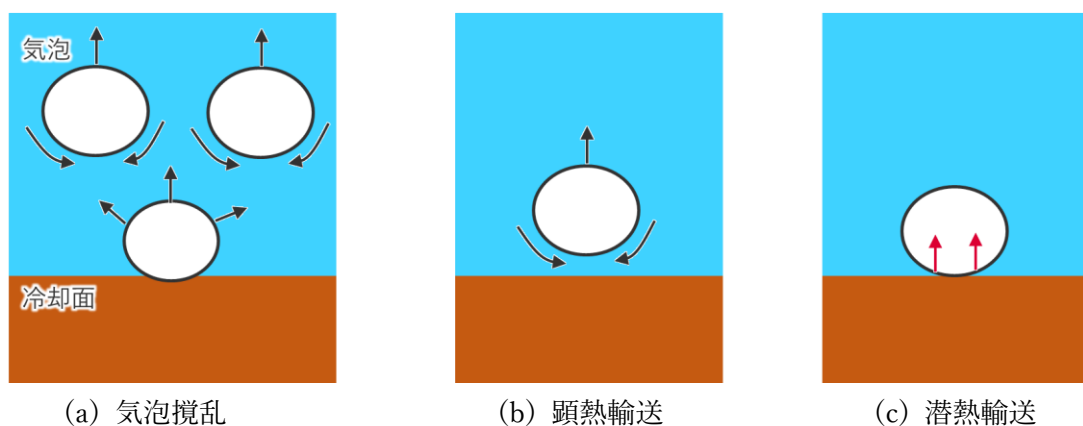


図 1.8 沸騰冷却方式の伝熱機構

沸騰冷却方式は、①液体の流動形態、②液体温度および③沸騰様式により分類することができる。①の液体の流動形態による分類は、沸騰気泡が発生する冷却面の周りの液体が静止しているか、もしくは強制的に対流しているかにより分類でき、それぞれプール沸騰(pool boiling)と、強制対流沸騰(forced convective boiling)もしくは流動沸騰(flow boiling)と呼ばれる。また②の液体温度による分類は、沸騰気泡が発生する冷却面の周りの液体の温度が飽和温度に達しているか、もしくは飽和温度よりも低いかにより分類でき、それぞれ飽和沸騰(saturated boiling)とサブクール沸騰(subcooled boiling)と呼ばれる。図 1.9 に示すように、飽和沸騰の場合は冷却面で発生した気泡は冷却面から離脱・上昇するが、サブクール沸騰の

場合は冷却面近傍で気泡が離脱・凝縮し、消滅する。沸騰冷却方式の場合、図 1.10 に示すように気泡が発生する冷却面およびその近傍の液体の温度は液体の飽和温度よりも高い過熱状態にある。冷却面の温度 T_w と飽和温度 T_{sat} との差を壁面過熱度 ΔT_{sat} と呼び、(1.1)式のように表すことができる。また飽和温度 T_{sat} と液体温度 T_l の差をサブクール度 ΔT_{sub} と呼び、(1.2)式のように表す。②の液体温度による分類のサブクール沸騰において、このサブクール度は過冷却の強さを示すパラメータとして使用される。

$$\Delta T_{\text{sat}} = T_w - T_{\text{sat}} \quad (1.1)$$

$$\Delta T_{\text{sub}} = T_{\text{sat}} - T_l \quad (1.2)$$

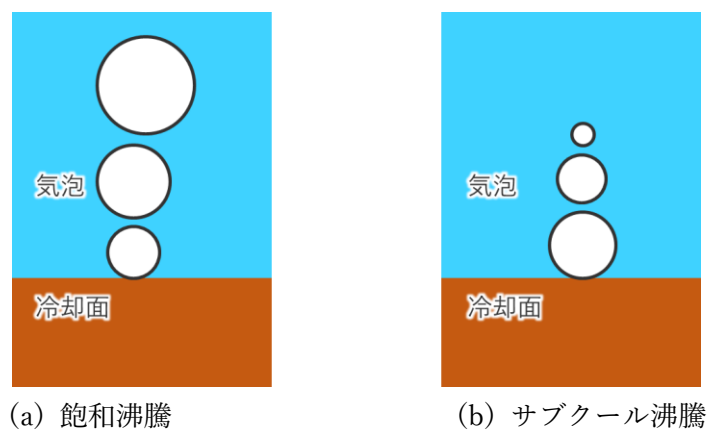


図 1.9 液体温度による分類

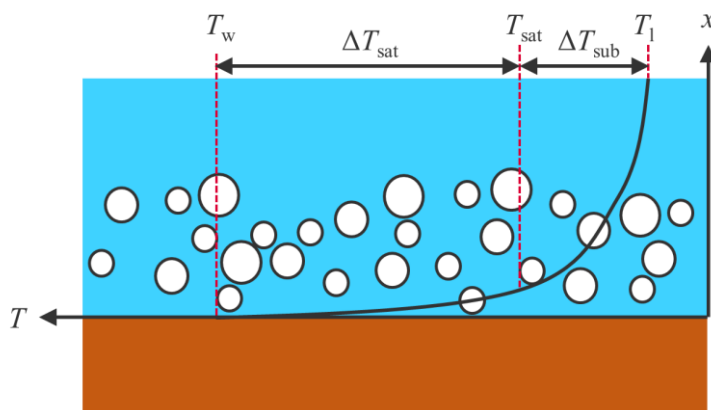


図 1.10 壁面過熱度とサブクール度

③の沸騰様式は、核沸騰(Nucleate boiling)、遷移沸騰(Transition boiling)、膜沸騰(Film boiling)、気泡微細化沸騰(MEB: Microbubble Emission Boiling)に区分できる。これらの沸騰様式を図 1.11 に示すような壁面過熱度に対して熱流束が極大値と極小値を持つ沸騰曲線 [14]で説明する。熱流束が上昇すると冷却面と液体との温度差による対流熱伝達による非沸騰領域が現れる。更に熱流束が上昇すると冷却面の温度が液体の飽和温度を上回り沸騰気泡が発生し、この沸騰気泡が発生し始める点を沸騰開始点(ONB 点: Onset of Nucleate Boiling Point)と呼ぶ。沸騰開始点を超えると前述の気泡攪乱、顕熱輸送、潜熱輸送の効果により壁面過熱度の上昇に対する熱流束の変化量が非沸騰領域と比べて大きくなる。沸騰気泡は冷却面の小さなキズを核として発生し、気泡の成長と離脱を繰り返す現象が生じるため核沸騰領域と呼ばれる。さらに核沸騰領域において更に熱流束が高くなると、冷却面では熱流束の増大に伴い沸騰気泡の数が増加し、互いに干渉するようになり気泡同士が合泡するようになる。徐々に壁面過熱度の上昇に対する熱流束の変化量が小さくなり、核沸騰領域の極大値となる限界熱流束点(CHF 点: Critical Heat Flux Point)に到達する。一般的に、大気圧中の水の飽和沸騰における CHF は約 1.1 MW/m^2 である。限界熱流束を超える熱流束が生じると、冷却面全体が沸騰気泡の膜に覆われる膜沸騰に遷移する。このとき冷却面には液体が接触しなくなり熱輸送ができなくなるため、急激に壁面過熱度が上昇しドライアウトと呼ばれる現象が生じる。膜沸騰領域において、徐々に熱流束を下げていくと熱流束の極小点が現れ、核沸騰への遷移が生じる。CHF 点から熱流束の極小点を結ぶ領域は遷移沸騰領域と呼ばれ、非常に不安定な沸騰領域である。さらに、CHF 点を超える沸騰様式に気泡微細化沸騰がある。気泡微細化沸騰は 1980 年代に稲田らによって発見された沸騰冷却現象である [15][16][17][18]。気泡微細化沸騰はサブクール沸騰系で発生する特殊な沸騰で、数十 μm の微細気泡を大量に冷却面周辺へ射出する沸騰で、気泡微細化沸騰が発生すると壁面過熱度の上昇に対して熱流束の変化量が急激に増大する。このことから、気泡微細化沸騰は限界熱流束を超える熱流束の向上が期待できる。

沸騰熱伝達に影響を及ぼすパラメータは系にかかわる因子、液体にかかわる因子および冷却面にかかわる因子に分類できる。系にかかわる主要因子には系の圧力、系の重力加速度がある。また液体にかかわる主要因子には、液体温度(サブクール度)、液体速度がある。さらに冷却面にかかわる因子には粗さやキャビティなどの幾何学的条件がある。図 1.12 に沸騰冷却の性能に影響を及ぼす主要因子を示す。

系の圧力が上昇すると活性化する沸騰核寸法は小さくなり、気泡の発泡点密度は大きくなる。そのため沸騰開始点の壁面過熱度は低くなり、核沸騰の熱伝達率は増加する。藤田らの研究により核沸騰熱伝達率は系圧力の上昇とともに増大するが、熱伝達率と熱流束との関係はおおよそ相似であることが示されている [19]。よって、核沸騰領域の沸騰曲線の勾配に対する系圧力の影響は小さく、沸騰曲線は系圧力の上昇とともに低過熱度側へ平行移動する。

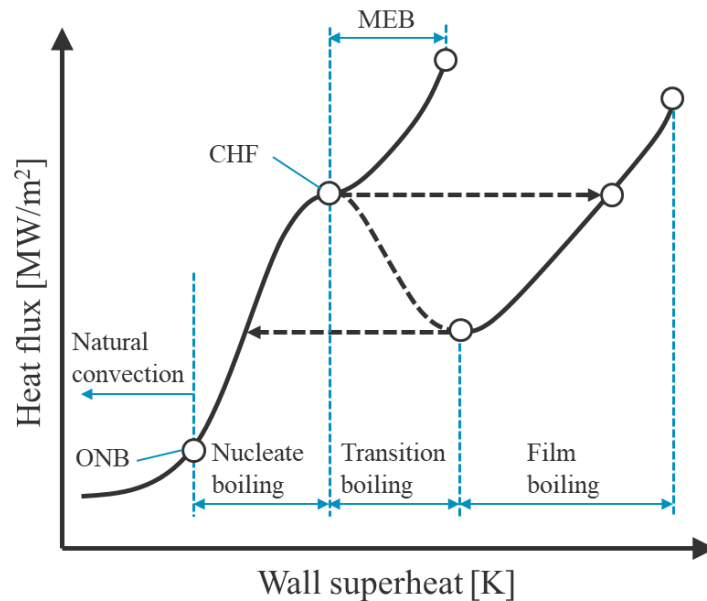


図 1.11 沸騰曲線

系の重力加速度の影響について、気泡の離脱が成長気泡の慣性力に依存する領域の核沸騰熱伝達には影響は小さく、気泡の成長速度が小さく気泡の離脱条件が浮力と付着力により支配されている領域で影響が現れる。Turton や Merte らが重力加速度を変化させた場合の実験を行っており、核沸騰熱伝達に対する重力加速度の影響が小さいことを報告している [20] [21]。

液体のサブクール度の増加は非沸騰領域における熱流束を増大させるため、沸騰開始点の壁面過熱度が増加し、沸騰開始点近傍の核沸騰熱伝達に影響を及ぼす。サブクール度の増大とともに冷却面で発生した気泡は冷却面近傍の位置で凝縮するようになる。McAdams は核沸騰曲線に対する液体のサブクール度の影響を測定し、発達した核沸騰領域では熱伝達に対するサブクール度の影響は小さいことを報告している [22]。このように高熱流束の核沸騰領域の熱伝達には影響を与えないとされる一方で、限界熱流束はサブクール度の増加とともに増大する。Kutateladze が実施した実験結果によれば、サブクール度の増加とともに限界熱流束が線形に増加すると報告されている [23]。

液体流速の影響は、液体のサブクール度の影響と似ている。液体流速の増大でも非沸騰領域における熱流束を増大させるため、沸騰開始点の壁面過熱度が増加するとともに沸騰開始点近傍の核沸騰領域の熱伝達を向上させる。しかし高熱流束の核沸騰領域では流速の影響は小さい。Yilmaz らが低熱流束の核沸騰領域では液体流速の影響は顕著であり液体流速の増大とともに熱伝達が向上しているが、高熱流束の核沸騰領域ではその影響が小さくな

ることを報告している [24]。さらに限界熱流束も液体流速の増加とともに増加する。強制対流沸騰における限界熱流束については、原村・甲藤らによって流体力学モデルが提案されている [25]。

冷却面上の細かいキズ（粗さ）やキャビティは沸騰気泡核として作用するため、核沸騰領域の熱伝達率に大きく影響を与える。一般的には表面粗さで冷却面の幾何学的条件を定義し、表面粗さが大きいほど沸騰気泡の発泡点密度が増大し、核沸騰の熱伝達率は増加する。表面粗さに対する核沸騰領域の熱伝達への効果は、Berenson や藤田らによって報告されている [26] [19]。一方で、限界熱流束に対する冷却面の表面粗さの影響は小さいとされている [26]。

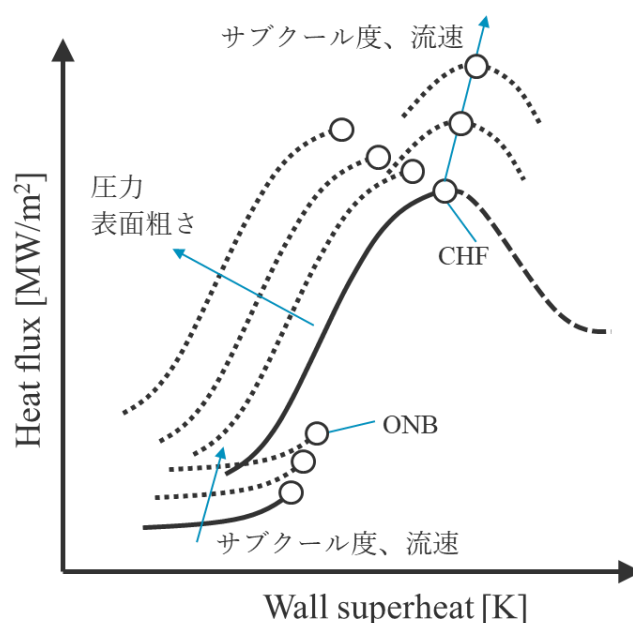


図 1.12 沸騰熱伝達に影響を与える主要因子の効果

1.4.2 核沸騰熱伝達と限界熱流束のモデル

核沸騰の熱伝達は、以下の(1.3)式および(1.4)式に基づいて議論することができる [27]。ここで q_{NB} は核沸騰により輸送される熱流束、 Q_w は気泡サイクル周期中に沸騰面表面の気泡ユニットから伝わる熱量、 L_{bu} は気泡ユニットの長さ、 τ_{bc} は気泡サイクル時間、 N_{ns} は気泡発泡点密度を示す。なお、気泡ユニットは発生気泡 1 個当たりの正方形の占有エリアと定義する。

$$q_{NB} = \frac{Q_w}{L_{bu}^2 \tau_{bc}} \quad (1.3)$$

$$L_{bu} = \left(\frac{1}{N_{ns}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1.4)$$

(1.3)式より核沸騰の熱伝達を向上させるためには単位面積あたりの発泡点密度 N_{ns} を増やし、気泡発生のサイクルを短くすることが必要となる。前述のように発泡点密度は主に冷却面の表面粗さに影響される。また、気泡の発生から離脱までのサイクル時間は図 1.13 に示すように気泡の待ち時間と離脱時間の和と定義でき、そのサイクルの周波数（以下、気泡離脱周波数と呼ぶ）は Han and Griffith らの式から以下の(1.5)式から(1.7)式により整理される [28] [29]。ここで f_{bc} は気泡離脱周波数、 τ_{sa} は沸騰気泡が成長開始するまでの待ち時間、 τ_{bg} は気泡離脱時間、 α_l は液体の温度伝導率、 R_{ca} はキャビティ半径、 T_w は冷却面壁面温度、 T_{lb} はバルク液の温度、 ΔT_{sat} は冷却面の壁面過熱度、 ΔT_{BI}^* は気泡が成長開始する過熱度、 ρ_l は液体の密度、 ρ_g は気体の密度、 g は重力加速度、 C_{sb} は沸騰気泡体積の増加速度である。

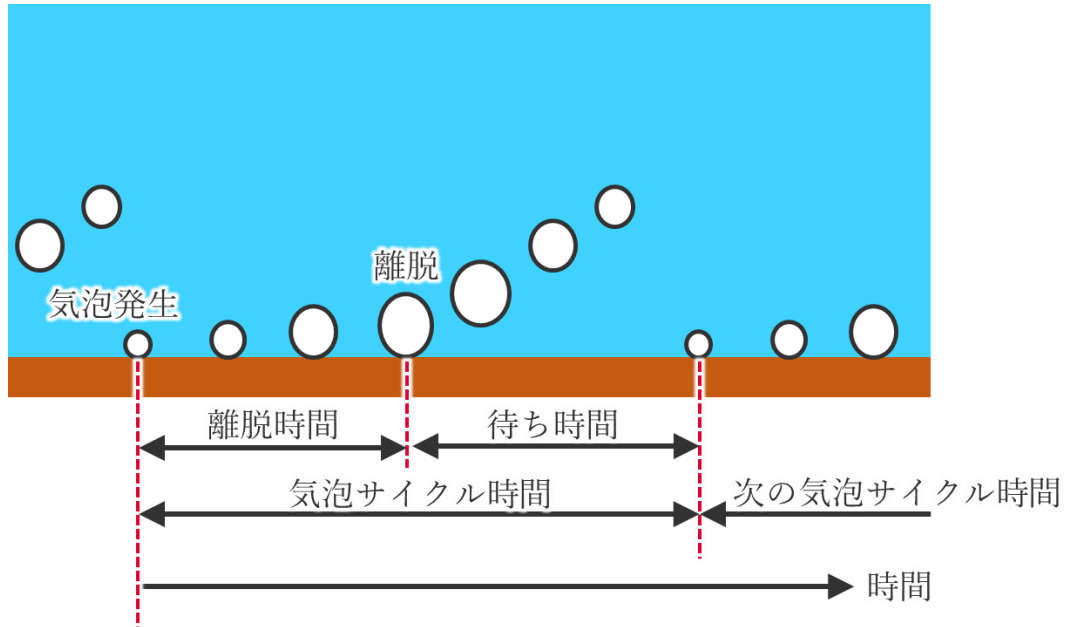


図 1.13 気泡発生から離脱までのサイクル

$$f_{bc} = \frac{1}{\tau_{bc}} = \frac{1}{\tau_{sa} + \tau_{bg}} \quad (1.5)$$

$$\tau_{sa} = \left(\frac{1}{\pi \alpha_l} \right) \left\{ \frac{R_{ca}(T_w - T_{lb})}{\Delta T_{sat} - \Delta T_{BI}^*} \right\}^2 \quad (1.6)$$

$$\tau_{bg} = \left(\frac{3}{4\pi} \right)^{\frac{1}{5}} \left\{ \frac{4 \left[\left(\frac{11}{16} \right) \rho_l + \rho_g \right]}{(\rho_l - \rho_g)g} \right\}^{\frac{3}{5}} C_{sb}^{\frac{1}{5}} \quad (1.7)$$

また、(1.5)式～(1.7)式より気泡離脱周波数と沸騰気泡半径および壁面温度との関係は図 1.14 のように図示される。図 1.14 において、温度伝導率および液体の密度は水が 60℃のときの物性値、気体密度は壁面温度における水蒸気の物性値、沸騰気泡体積の増加速度は $7.0 \times 10^{-3} [\text{mm}^3/\text{ms}]$ とした。図 1.14 より気泡離脱周波数が高周波化する場合、沸騰気泡径はより小さくなる。特に、同じ気泡半径では壁面温度が高いほど気泡離脱周波数は高くなる。高周波化により沸騰熱伝達は向上すると考えられることから、沸騰熱伝達向上のためには形成される微細気泡を速く離脱もしくは凝縮させることが重要である。

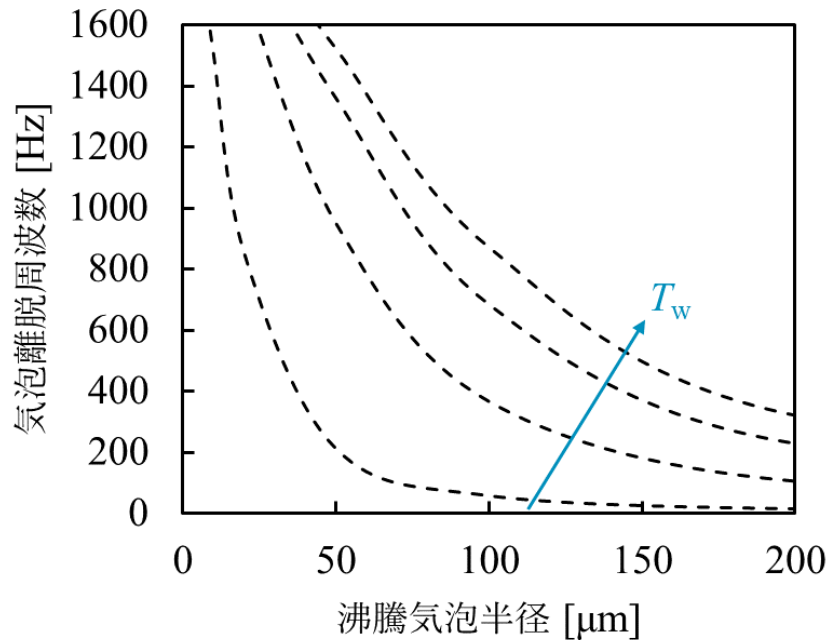


図 1.14 沸騰気泡半径と沸騰周波数の関係

次に、飽和流動沸騰における限界熱流束 $q_{\text{CHF,sat}}$ は甲藤・倉田らによって(1.8)式のように整理されている [30]。(1.8) 式において、 u は流速、 ρ_l は液体の密度、 h_{fg} は蒸発潜熱、 ρ_g は気体の密度、 σ は表面張力、 L は加熱部の長さである。さらに、サブクール条件における限界熱流束 $q_{\text{CHF,sub}}$ は、飽和流動沸騰の限界熱流束の式を拡張し Kutateladze によって (1.9) 式のように整理されている [23]。(1.9) 式において、 C_p は比熱、 ΔT_{sub} はサブクール度である。(1.8) 式、(1.9)式より、サブクール流動沸騰の限界熱流束は前述のようにサブクール度および流速の影響を受けるため、限界熱流束を向上するためにはサブクール度と流速を増大させることが重要である。

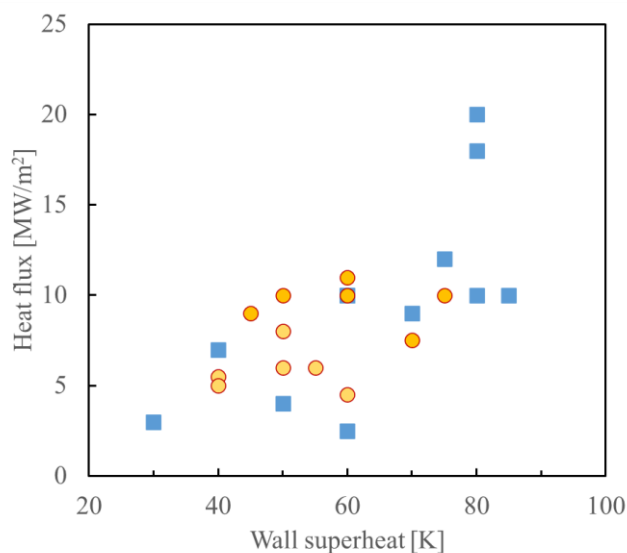
$$q_{\text{CHF,sat}} = u \rho_l h_{\text{fg}} 0.186 \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.559} \left(\frac{\sigma \rho_l}{(u \rho_l)^2 L} \right)^{0.264} \quad (1.8)$$

$$q_{\text{CHF,sub}} = q_{\text{CHF,sat}} \left\{ 1.0 + 0.065 \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C_p \Delta T_{\text{sub}}}{h_{\text{fg}}} \right) \right\} \quad (1.9)$$

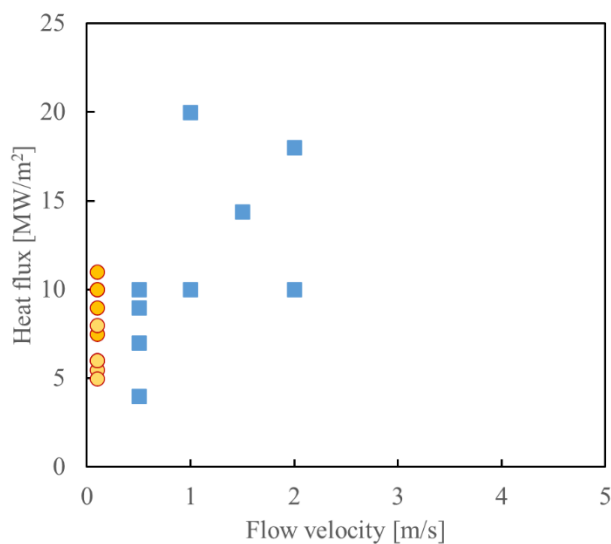
1.4.3 沸騰冷却方式の従来研究

沸騰冷却の高い冷却性能を活用するアプリケーションの一つに、現在フランスで建設中の国際熱核融合実験炉 (ITER) のダイバータがある。ダイバータは約 10 MW/m^2 の熱流束に定常的に曝されている [31]。この非常に厳しい冷却問題に対して、スワール管とスクリー管が水冷却の伝熱促進体として提案されている [32] [33] [34] [35]。これらの冷却技術は、冷却面での沸騰気泡の合泡を防ぎ限界熱流束を高めるため、高速流とサブクール沸騰を利用している。例えば、スクリー管の CHF 試験では、軸流速度 10 m/s 、入口水温 $21 \sim 25^\circ\text{C}$ で 43 MW/m^2 の CHF が実証されている [32]。ダイバータのスクリー管の冷却技術以外にも、サブクール強制対流沸騰の熱伝達促進に関する研究には、ミニチャネルあるいは多孔質金属を利用したものもある [36] [37] [38] [39] [40] [41]。しかしながら、得られる限界熱流束はほとんどの場合で 10 MW/m^2 以下である。これらの報告は核沸騰領域の冷却技術の報告であるが、限界熱流束を超えて熱伝達性能を更に向上させる気泡微細化沸騰の冷却技術においても多くの研究が報告されている [42] [43] [44] [45] [46] [47]。特に、Pin Cheng により実施されたマイクロチャネルにおける気泡微細化沸騰では、 10 MW/m^2 を超える冷却性能が報告されている [46]。図 1.15 にこれらの先行事例のうち、気泡微細化沸騰の熱流束について流速と壁面過熱度の観点で整理したものを示す。図 1.15 において、青色は強制対流沸騰、オレンジ色はプール沸騰の結果を示しており、プール沸騰の結果は便宜上流速を 0.1 m/s としてプロットしている。図 1.15(a) より、熱流束の分布は壁面過熱度

の増加に伴い熱流束も増加する傾向にあるが、特に壁面過熱度が 60K 以下においては 10 MW/m² 以下の範囲に集中している。さらに図 1.15(b)より流速の観点で見るといずれも 2 m/s 以下の低流速の領域における分布が多いことが分かる。このように、高流速・高熱流束の条件における強制対流沸騰の先行事例は非常に少なく詳細な議論がなされていないと考えられる。



(a) 壁面過熱度と熱流束の関係



(b) 流速と熱流束の関係

図 1.15 先行文献における熱流束の分布

1.5 パワーモジュールの基本仕様および本研究における具体的目標の設定

1.5.1 パワーモジュールの構成要素

図 1.16 に沸騰冷却を適用することを想定して提案するインバータ向けパワーモジュールの概略構成（断面図）を示す。パワーモジュールは、半導体素子である SiC-MOSFET、導電層を有する絶縁基板ならびにウォータージャケットから構成される。SiC-MOSFET は絶縁基板にはんだを介し接合される。なお、パワーモジュールのその他の構成要素として、SiC-MOSFET に絶縁基板とは反対側に接続されるバスバや、前述のモータやコンデンサと接続するための端子、SiC-MOSFET の制御端子に接続されるワイヤボンディング線、絶縁基板を固定するためのケースなどが含まれるが、SiC-MOSFET の冷却の観点では絶縁基板を介した伝熱が支配的であるため省略している。SiC-MOSFET で発生した熱は冷却液と接触する絶縁基板表面（沸騰冷却面）に伝わり、そこで沸騰熱伝達により熱輸送される。

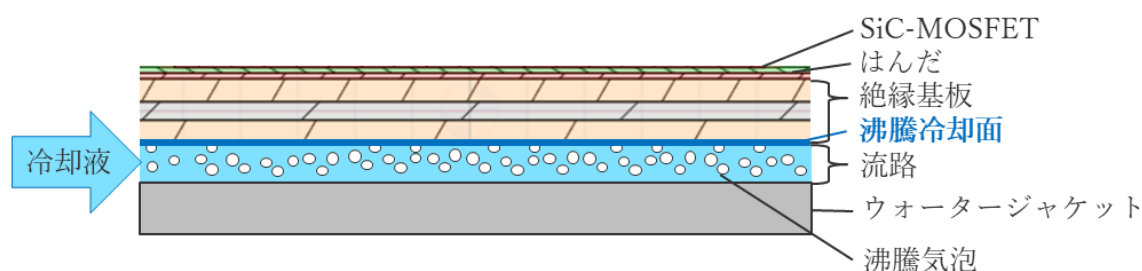


図 1.16 インバータ向けパワーモジュールの概略構成（断面図）

1.5.2 パワーモジュールの動作条件と冷却目標

パワーモジュールでは電力変換する際に半導体素子が発熱し、半導体素子の温度が上昇する。前述のように半導体素子で発生した熱は冷却液方向へ伝わるため、半導体素子の温度 T_j は(1.10)式のように半導体素子で発生した発熱量 Q と半導体素子から冷却液までの熱抵抗 R_{th} 、そして冷却液の温度 T_l により決定される。

$$T_j = QR_{th} + T_l \quad (1.10)$$

本論文において SiC-MOSFET のパワーモジュールの耐熱温度は、接合材であるはんだの融点に温度マージンを設けた 250°Cとし、パワーモジュールの冷却液の温度は、車載インバータで一般的に使用される温度である 60°Cとする。冷却液の温度が 60°Cの場合、冷却液の沸点が 100°Cとするとサブクール度は 40°Cとなる。一方、インバータの出力電力 200 kW に対して電力変換効率 97%とした場合、6 kW の損失が発生するためパワーモジュール 1 素子あたりの損失は 1 kW となる。パワーモジュールの半導体素子の有効面積から計算すると、熱流束は 10 MW/m²と相当となる。車載インバータでは冷却液は LLC(Long Life Coolant) が用いられるため、LLC を用いて熱流束 10 MW/m²で発熱する SiC-MOSFET の素子温度が耐熱温度以下になるように冷却する必要がある。

次にパワーモジュールの半導体素子の熱流束 10 MW/m²を素子温度 250°C以下で成立させるための熱伝導部と熱伝達部の温度内訳を図 1.17 に示す。灰色は半導体素子から冷却面までの熱伝導部の温度差、水色は冷却面から冷却液までの熱伝達部の温度差である。冷却面の温度は熱伝導部と熱伝達部の熱抵抗の比率から計算されるため、約 180°Cとなる。車載インバータで使用される LLC の濃度は一般的に 30%であり、沸点はおおよそ 103°C程度であるため、壁面過熱度を約 77°C以下に抑えることが必要である。一般に LLC の沸騰伝熱性能と限界熱流束は、物性値評価から水に対して約 40%程度減少するため、冷却液を水とする実験では最低でも熱流束 18 MW/m²の冷却性能を達成する必要がある。この時の冷却面温度は約 150°Cとなるため、冷却水が水の場合、壁面過熱度は 50°C以下に抑えることが必要である。

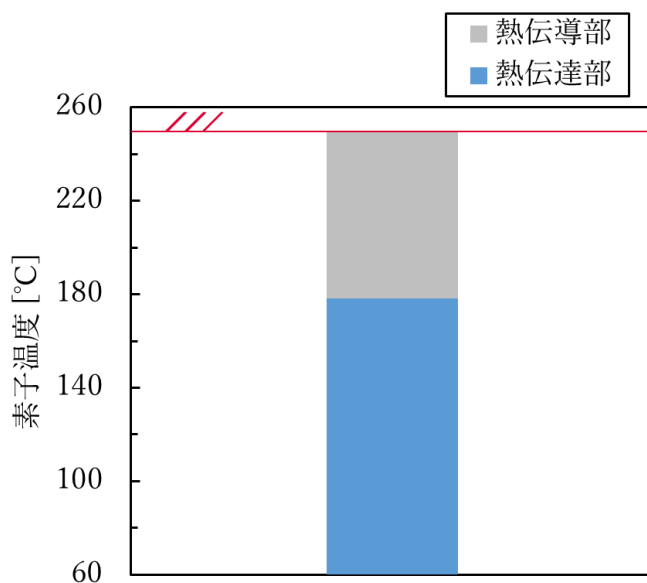


図 1.17 熱伝導部と熱伝達部の温度内訳

1.5.3 パワーモジュールを高熱流束下で利用するための課題

図 1.18 にパワーモジュールを 10 MW/m^2 の高熱流束下で熱成立するための研究課題の一覧を示す。高熱流束下でパワーモジュールを熱制御するため、①沸騰冷却による熱伝達率向上、②限界熱流束の向上によるドライアウト抑制などの安全性、③性能劣化防止の 3 つの観点に分類できる。

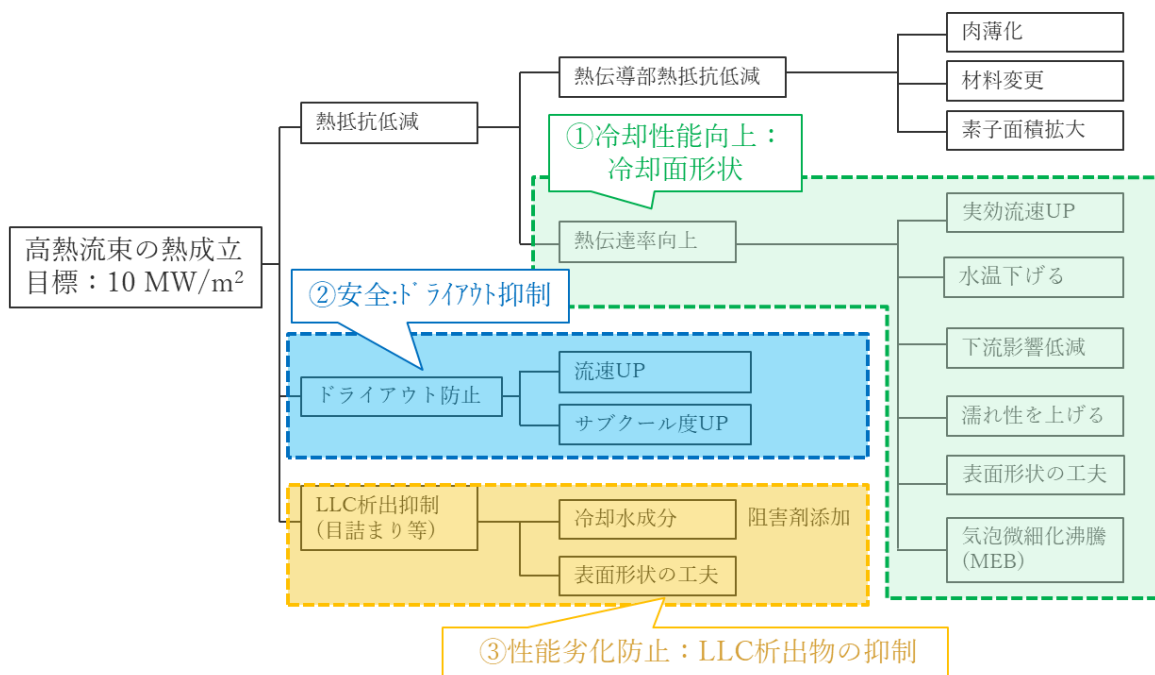


図 1.18 課題の一覧

①の冷却性能向上について、1.5.2 節で述べたように半導体素子の耐熱温度以下で熱成立させるためには熱伝達率の向上が必要である。沸騰冷却活用における熱伝達率の向上には、1.4 節で述べたように沸騰気泡の発泡点密度の増加や気泡離脱周波数の増加が必要であるが、これらは水温、冷却面形状もパラメータとなる。特に本論文で対象としている強制対流沸騰では、沸騰冷却面の形状の違いによる冷却液の流動状態が沸騰熱伝達に与える影響が大きいと考え、主要な制御パラメータとする。

②のドライアウトの抑制については沸騰冷却を活用する上で避けなければならない現象であり、限界熱流束の向上が必要である。ドライアウトが発生すると半導体素子の沸騰冷却

面が合体気泡で覆われるような状態となり、沸騰冷却面での熱伝達率が急激に低下する。その結果、半導体素子の急激な温度上昇に繋がり、インバータの動作故障や最悪の場合には走行中の車両停止に繋がる。前述のように限界熱流束の向上には冷却液の流速増加やサブクール度の増加の影響が大きいと考え、主要な制御パラメータとする。

③の LLC は前述のように車載インバータで使われる冷却液であり、LLC には主にエチレングリコールと防錆剤が含まれ、寒冷地における冷却液の凍結防止やラジエータや金属配管の腐食防止のために使用される。防錆剤は金属表面に防錆皮膜を作るため、金属と酸素の結合を遮断し錆びさせない効果を生む。一方、防錆剤の一種であるリン酸は、冷却液に含まれるカルシウムやマグネシウム成分と結合してリン酸塩となり析出物となる。この析出物がラジエータを詰まらせて冷却液の循環不良に至ることや、半導体素子の沸騰冷却面に析出することで沸騰気泡の発生を阻害し、熱抵抗が悪化することで、半導体素子の温度上昇につながる。特にこのような析出物の発生は化学反応であることから、冷却液が沸騰するような高熱流束条件ではより顕著に発生すると予想される。そのため、高熱流束の冷却のために沸騰冷却技術を活用する場合、LLC が沸騰する際の析出物抑制も重要な課題となる。

1.6 本研究の目的と構成

本研究の目的は、車載 SiC インバータにおける未踏の 10 MW/m^2 以上の高熱流束除去を目標に、狭隘流路におけるサブクール流動沸騰の沸騰熱伝達の促進と限界熱流束の向上と、LLC 冷却液における沸騰熱伝達の低下を抑制することを目指すものである。そのために、狭隘流路の沸騰冷却面にフィン構造を導入し、インバータの高熱流束環境に適したフィン構造を提案し、性能向上の効果を実証する。また、LLC 冷却液にスケール阻害剤を導入し、その効果を実証する。

以下に本論文の構成を示す。

第 1 章は序論である。

第 2 章の「直交フィンによる“渦流および沸騰気泡発生体 (Vortex & Boiling Bubble Generator)”の提案と効果実証」では、サブクール沸騰冷却性能を促進するために導入する直交フィンにおける沸騰熱伝達の基本的な考え方と、実際の冷却性能について検証する。

第 3 章の「シェブロンフィンによる“熱水リフレッシュ法 (Hot Coolant Refreshing Method)”の提案と効果実証」では、第 2 章で導入した直交フィンの結果と課題を踏まえ、更に冷却性能を向上するために導入するシェブロンフィンの考え方を示し、その性能向上について検証する。

第 4 章の「流動制御型気泡微細化沸騰による沸騰冷却性能の促進」では、更なる性能向上するために導入する凸型シェブロンフィンの考え方を示し、その性能向上について検証する。

第 5 章の「LLC 冷却液に対するスケール阻害剤の適用と効果実証」では、車載インバータの冷却液である LLC に沸騰冷却を適用する際の課題である沸騰冷却面のスケール発生と冷却性能劣化について、その防止技術の化学的検討と効果を検証する。

第 6 章は結論である。

第 2 章 直交フィンによる“渦流および沸騰気泡発生体 (Vortex & Boiling Bubble Generator)”の提案と効果実証

2.1 直交フィン構造の提案と期待するメカニズム

本章では、沸騰熱伝達を向上し、かつ限界熱流束を高めるために、ダイバータのスクリーナー管 [32] [33] [34] [35] に類似したフィン構造を狭隘流路内の伝熱面に導入することを提案する。図 2.1 に提案する冷却構造を示す。図 2.1 において、図 1.16 の沸騰冷却面に連続的で流れ方向に垂直な直交フィンを設けている。この直交フィンのサイズは μm のオーダーであるが、狭隘流路のチャンネル高さに対して無視できない大きさとしており、フィン構造が流体力学的に滑らかではないことが従来技術と大きく異なる特徴である。

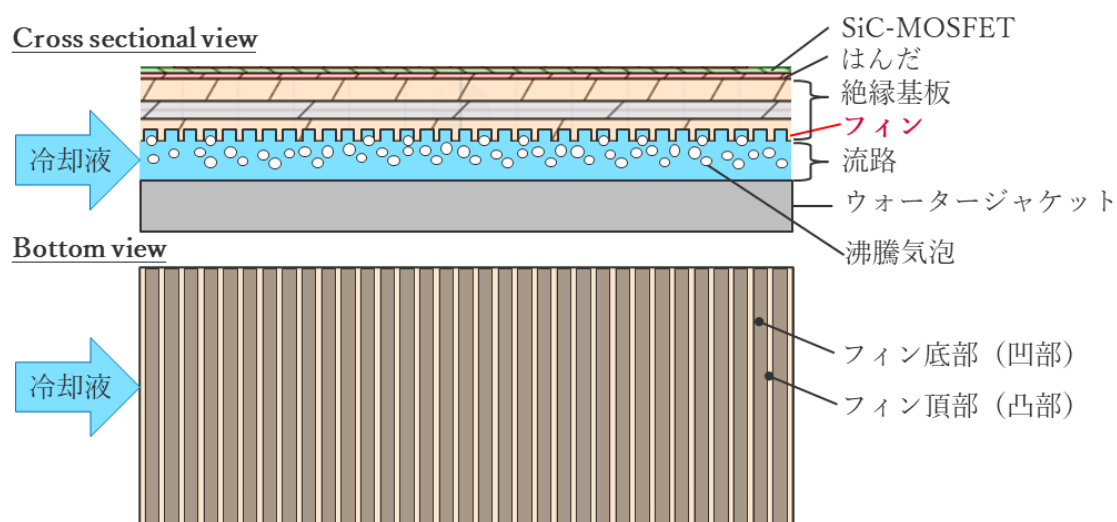


図 2.1 インバータ向けパワーモジュールの提案冷却構造（上：横断面図、下：下面図）

図 2.2 に狭隘流路内の沸騰冷却面に設けた直交フィンにおいてフィンチャンネル内の気泡発生サイクルと沸騰熱伝達促進の推定メカニズムを示す。まず狭隘流路を流れる冷却液は、キャビティ流れのようにフィンチャンネル内に渦流を生成する。この時、フィンチャンネルの底部角部付近に形成された淀みは過熱液を生成し、沸騰気泡の発生を促す。フィンチャンネル内の渦流は狭隘流路からサブクール液を流し込むため、角部で発生した沸騰気泡はサブクール液によって直ちに凝縮される。このような沸騰気泡の挙動により、次の 2 つの利点が期

待できる。

1つ目はフィンチャンネル底部角部における沸騰気泡核の生成と気泡離脱周波数の増加が沸騰熱伝達の促進に寄与する点である。2つ目として渦流が沸騰気泡の合体を防ぎ、限界熱流束を高めることが期待できる点である。その結果、提案する直交フィンは沸騰熱伝達を改善し、限界熱流束を高めることができると考えられる。本構造を“渦流および沸騰気泡発生体 (Vortex & Boiling Bubble Generator)”と名付ける。

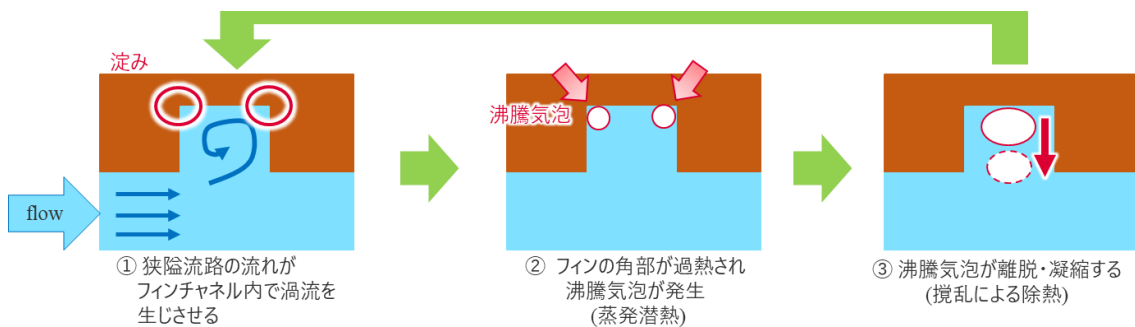


図 2.2 フィンチャンネル内の気泡発生サイクルにおける沸騰熱伝達の推定メカニズム

2.2 提案する直交フィンの寸法とその考え方

図 2.3 は狭隘流路とフィンの横断面図を示しており、記載のようにフィンの幅と高さ、および狭隘流路の高さを定義する。また図 2.4 に、フィンサイズと狭隘流路の寸法が変化した場合の沸騰気泡の発泡点密度とフィンチャンネル内の渦流の速さのトレードオフの関係を示す。図 2.4 に示すように、例えばフィンのサイズが小さいほど沸騰気泡の発泡点密度を増加させることができるが、渦流の流速は遅くなる。一方で、フィンサイズを大きくすると渦流を速くすることができるが、沸騰気泡の発泡点密度は小さくなる。さらに、狭隘流路の高さが低くなることでせん断層をより薄くすることができるため、フィン頂部での熱伝達が向上するとともに、フィンチャンネル内の渦流を速くすることができると考えられる。

本研究では、まず狭隘流路の高さを圧力損失を考慮して 1.0 mm と設定した。さらに狭隘流路内の流れを活用するため、フィン高さを流路高さの 1/5 の 0.2 mm (200 μm) と設定した。例えば、流路高さ 1.0 mm の流路内で平均流速が 3 m/s の場合、レイノルズ数は 6329 であり、乱流の粘性底層の厚さは 1.8 μm と計算される。これはフィンの高さ 200 μm が流体力学的に十分に粗く、フィンチャンネル内に強い渦流を発生させることができることを示している。これらのフィンを有する狭隘流路内の流れ(特にフィンチャンネル内の流れ)の挙動は、狭隘流路に流れる主流の Re 数と、フィン高さ と狭隘流路の高さの比に基づいて決定されると

考えられる。文献 [33]に記載のスクリー管の内径と比べると、狭隘流路の高さが $1/10$ 倍となっているが、 Re 数が同じで高さの比が同じであれば、流路径によらず同じ流れ構造となる。もちろん高さ比は重要なパラメータとして取り扱うべきであるが、本研究では高い冷却性能を報告しているスクリー管の高さ比 $1/5$ を参考として狭隘流路とフィンの高さ比を $1/5$ と決定する。以上のような狭隘流路内に形成される流体力学的に十分に粗いフィンによる沸騰熱伝達の促進については、過去の研究において十分に議論されていない。

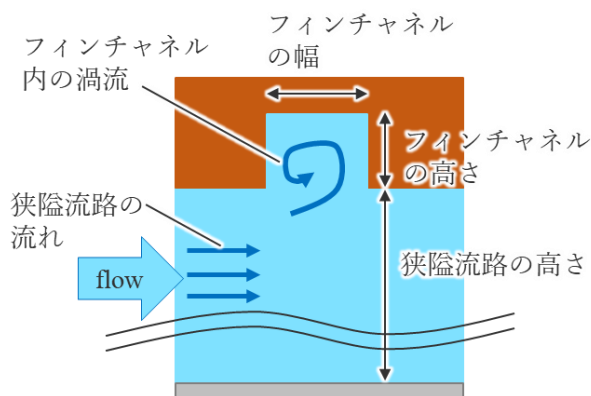


図 2.3 狭隘流路とフィンの断面図

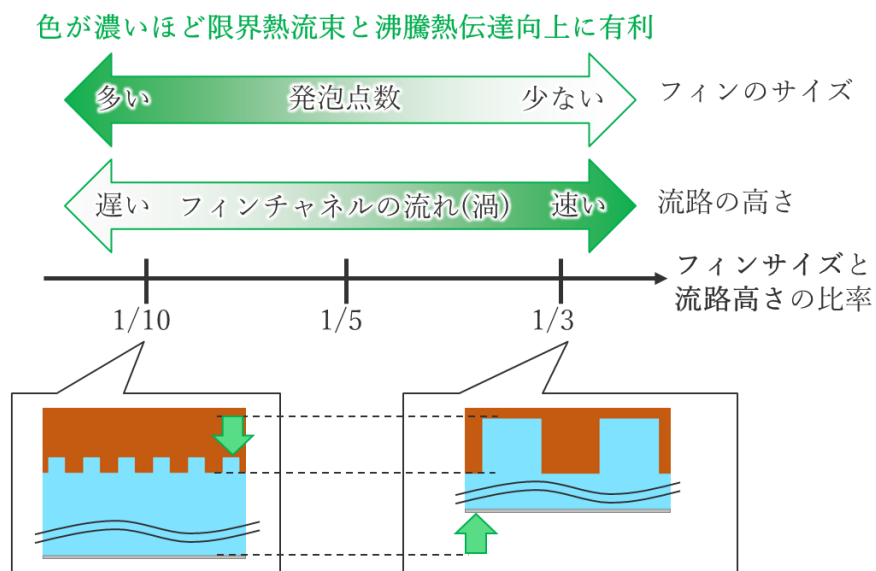


図 2.4 構造寸法変更時の気泡の発泡点密度とフィンチャンネルの渦流の関係

2.3 直交フィンの加工方法

前述したように、沸騰冷却面には狭隘流路の流れ方向に対して直交方向の角型フィンを設けることを提案する。図 2.5 に評価する 2 種類のフィン構造とフィンチャンネル内で予想される流れを示す。冷却性能に及ぼすフィン流路内の渦流と過熱液形成の影響を検証するため、評価では直交フィンに加えて同サイズの平行フィンと平滑面を含めた 3 水準とする。フィンチャンネルの高さは $200\ \mu\text{m}$ 、幅は $200\ \mu\text{m}$ 、ピッチは $300\ \mu\text{m}$ である。SiC の沸騰冷却面にフィンを形成する面積は、図 2.6 に示すように SiC 素子から 45° の角度の熱拡がり方を考慮して決定した。平行フィンは、直交フィンと同じ幅、高さおよびピッチを有しており、直交フィンおよび平行フィンのフィンを含む加工面の面積は約 $450\ \text{mm}^2$ であり、平滑面の面積約 $220\ \text{mm}^2$ と比較して約 2 倍である。

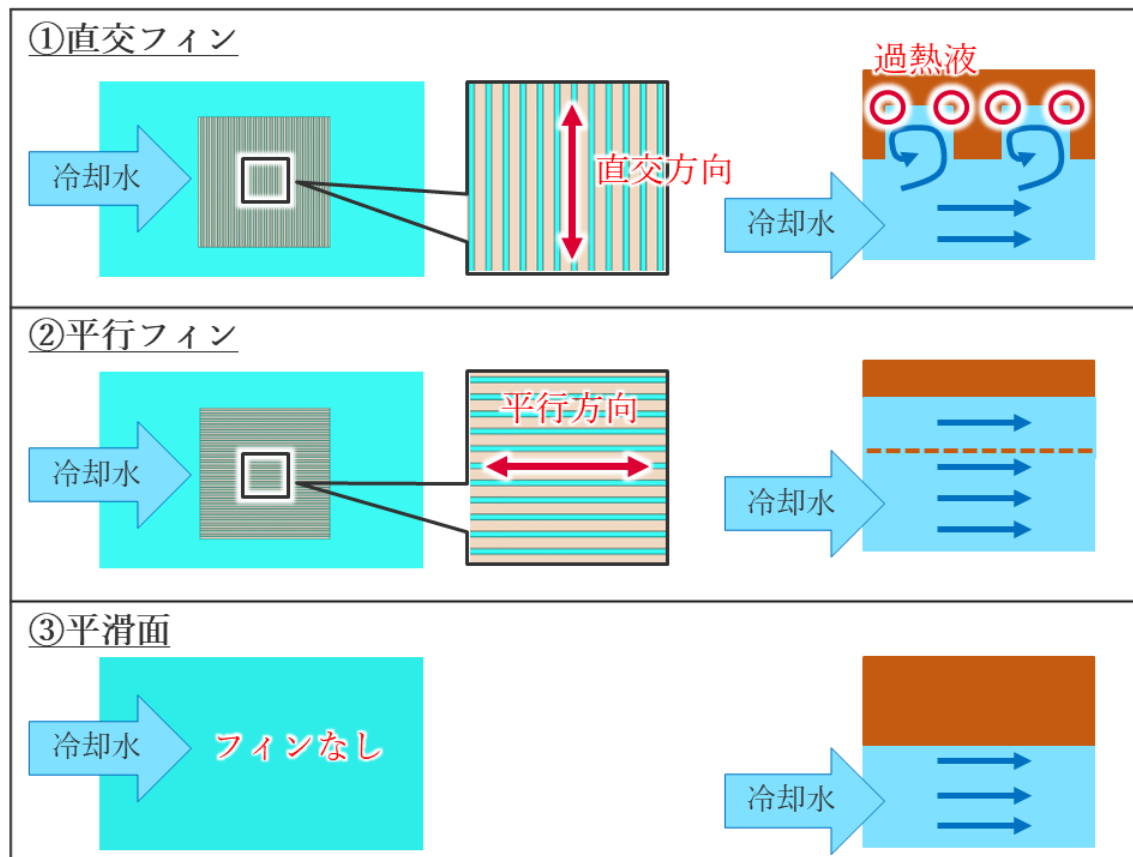


図 2.5 評価するフィン構造

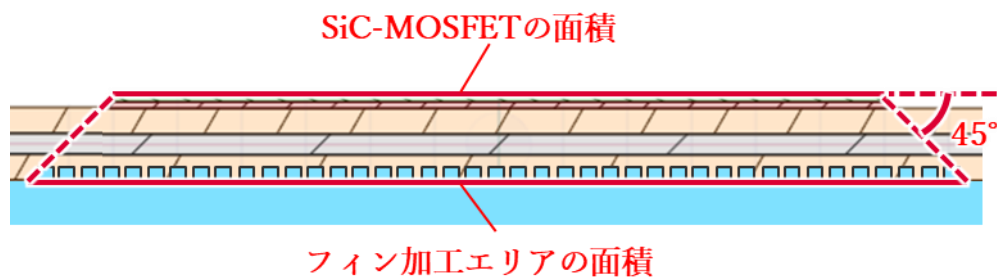


図 2.6 SiC-MOSFET とフィン加工エリアの面積

次に直交フィンと平行フィンの加工方法について述べる。フィンチャネルの高さ $200\ \mu\text{m}$ 、フィンチャネル幅 $200\ \mu\text{m}$ 、フィンピッチ $300\ \mu\text{m}$ の微細フィン形状を沸騰冷却面に加工するため、スリワリフライスによる加工を導入する。図 2.7 にスリワリフライスの加工治具の構成を示す。治具本体にカラー、スリワリフライス、スペーサ、スリワリフライス、カラーの順に挿入しナットで固定する構成とし、治具をコレットに挿入してフライス盤に取り付ける。ここで、スリワリフライスの枚数は、加工するフィンの数の約数となるように設定する。スリワリフライスの厚みはフィンチャネルの幅、スリワリフライスとスペーサの厚みの合計値がフィンのピッチとなるため、スリワリフライスとスペーサの厚みはそれぞれ $200\ \mu\text{m}$ 、 $100\ \mu\text{m}$ とする。

また図 2.8 に図 2.7 のスリワリフライスの加工治具による加工工程を示す。フィンの方向にスリワリフライスを進行させてフィンを加工する。図 2.5 の直交フィンと平行フィンの加工方向は、絶縁基板の取り付け方向を 90° 回転させることで加工方向を切り替える。フィンの高さは図 2.8 に示すようにスリワリフライスの掘り込み深さで調整でき、高さ $200\ \mu\text{m}$ のフィンを形成した。なおフィンの両端にスリワリフライスの径に応じてフィンの高さが浅くなる箇所が生じるため、これはフィンの加工エリアの投影面積に含める。

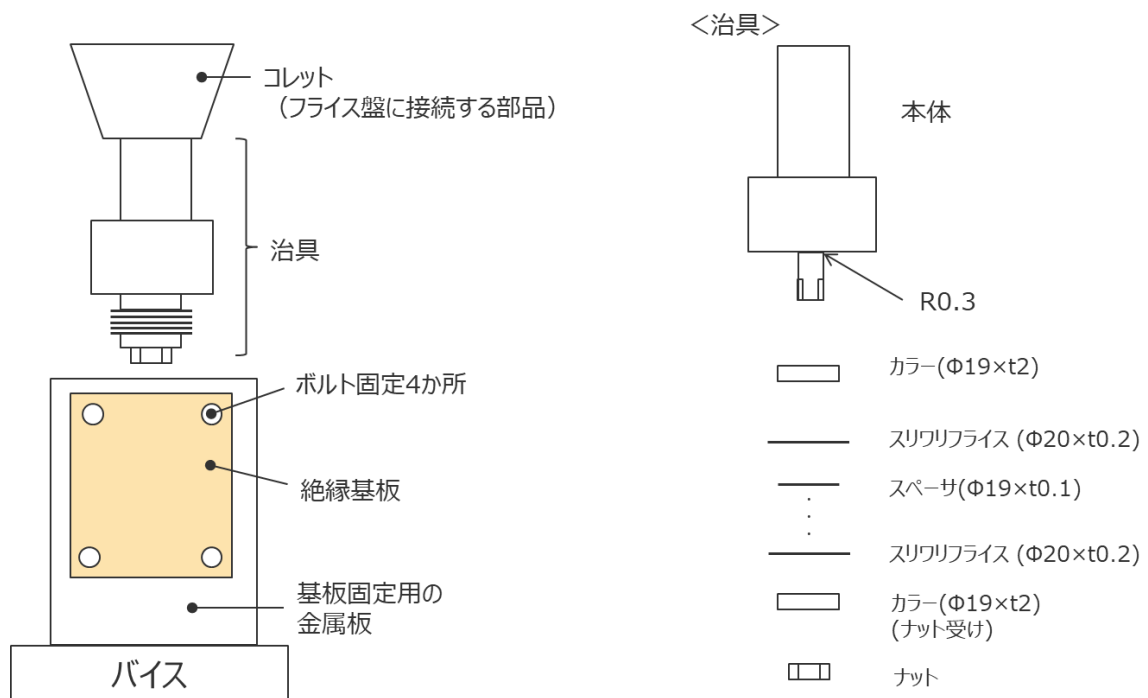


図 2.7 加工治具の構成

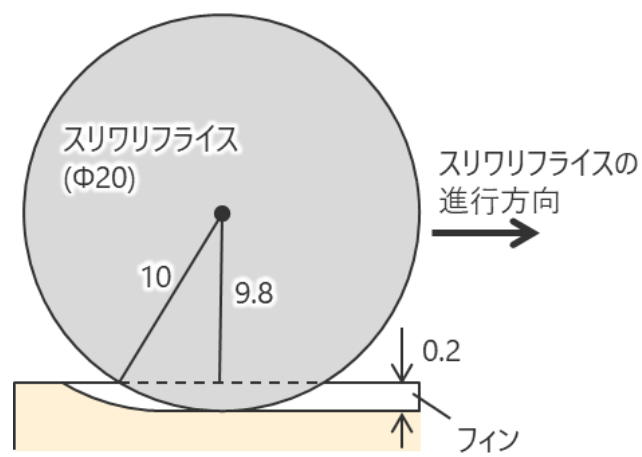


図 2.8 加工工程

2.4 直交フィンを用いたサブクール流動沸騰の冷却性能向上

2.4.1 実験装置と実験方法および実験条件

図 2.9 にサブクール流動沸騰の冷却性能を評価するために用いる実験装置の構成図を示す。実験装置は、ポンプ、流量計測部、温度計測部、圧力計測部、沸騰試験部、熱交換器、ストレージタンクが直列に接続されるよう構成されている。沸騰試験部と配管の接続は冷却液の漏れがないように O リングにより封止している。

流路を流れる冷却液の流量はポンプの周波数を変えることで調整しコリオリ式流量計で測定される。また冷却液の平均流速は狭隘流路の断面積と流量により計算される。冷却液の温度は熱交換器に接続されたチラーで調整される。沸騰試験部に流れる冷却液の入口・出口温度と入口・出口圧力は、それぞれ直径 0.5 mm の T 型熱電対と半導体隔膜式ゲージ型圧力計で測定する。

前述のように沸騰試験部は、SiC-MOSFET の素子が実装されたパワーモジュールとウォータージャケットで構成されている。ウォータージャケットは、沸騰気泡の挙動を確認するために透明のポリカーボネート製である。SiC 素子の温度は、SiC 素子の中心に実装された感温ダイオードを用いて測定される。SiC 素子は大電流電源に接続し、SiC 素子の内蔵ダイオードに通電することで所定の発熱量を印加する。SiC 素子の発熱量は、SiC 素子に印加される電圧と直流電流の乗算により計算し、100 W 刻みで増加させ、SiC 素子と絶縁基板との接合材であるはんだの耐熱温度に達した時点で実験を終了する。

壁面温度 T_w 、熱流束 q 、壁面過熱度 ΔT_{sat} および熱伝達率 h は(2.1)～(2.4)式で計算される。(2.2)～(2.4)式において、 Q は SiC 素子の発熱量、 A は SiC 素子の面積、 A' は沸騰冷却面の投影面積、 T_j は素子温度、 R_{th} は熱伝導解析により導出した SiC 素子から沸騰冷却面までの熱伝導による熱抵抗、 T_{sat} は冷却液の飽和温度、 T_l は冷却液の温度である。

$$T_w = T_j - R_{\text{th}}Q \quad (2.1)$$

$$q = \frac{Q}{A} \quad (2.2)$$

$$\Delta T_{\text{sat}} = T_w - T_{\text{sat}} \quad (2.3)$$

$$h = \frac{Q}{A'(T_w - T_l)} \quad (2.4)$$

また、沸騰試験部の圧力損失 Δp およびポンプ動力 P_w は(2.5)式および(2.6)式で計算する。
(2.5)式と(2.6)式において、 p_{in} 、 p_{out} はそれぞれ沸騰試験部の入口および出口の圧力であり、 V は流量である。

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (2.5)$$

$$P_w = V\Delta p \quad (2.6)$$

発熱量 Q や素子温度 T_j などの各パラメータは、SiC 素子の温度が定常状態に達した後に測定する。また定常状態において、高速度カメラを用いて沸騰冷却面の気泡挙動を観察する。

実験条件として平均流速は 3 m/s、水温は車載インバータで一般的に使用される温度である 60°Cとしている。また冷却液成分の析出による冷却性能低下の影響を抑えるため、冷却液は LLC ではなく純水を用いる。さらに、SiC 素子と絶縁基板を接合するはんだの耐熱温度の制約から、実験の終了条件は、直交フィンと平滑面の実験では素子温度が最大 250°C、平行フィンの実験では最大 200°Cとした。

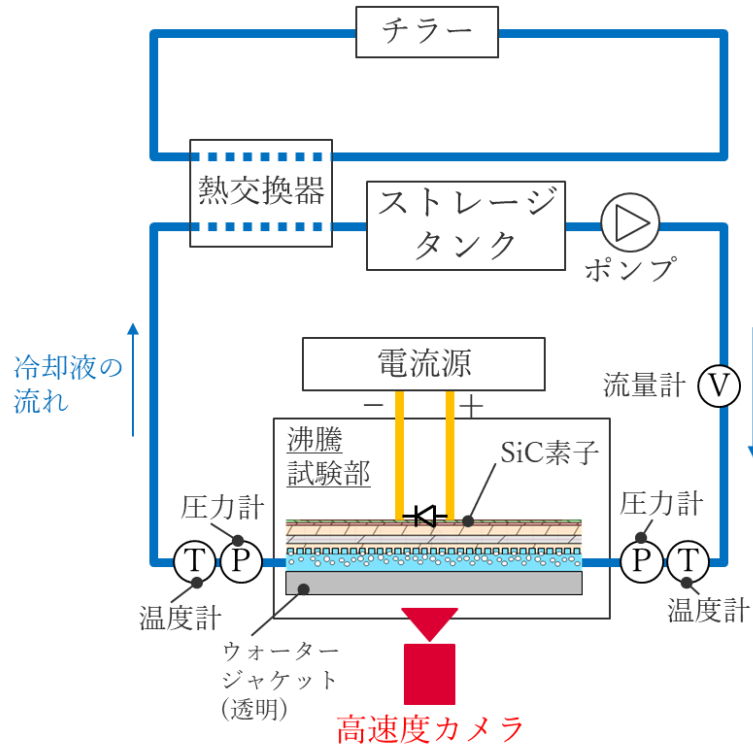


図 2.9 沸騰冷却性能評価のための実験装置の構成図

2.4.2 沸騰冷却性能の測定結果

図 2.10 に、壁面過熱度と SiC 素子から除去される熱流束の関係である沸騰曲線、図 2.11 に壁面過熱度と熱伝達率の関係をそれぞれ示す。図 2.10 と図 2.11 において、青色の丸は直交フィン、オレンジ色の四角は平行フィン、灰色のダイヤは平滑面の結果である。図 2.10 より、直交フィンにおける熱流束の増加傾向は壁面過熱度がおよそ 20 K から変化しており、これは沸騰開始点(ONB 点：Onset of Nucleate Boiling Point)を表している。平行フィンおよび平滑面における熱流束の増加傾向は約 40 K から変化している。図 2.11 の熱伝達率のグラフからも ONB 点は明確に確認でき、直交フィンの ONB 点は平行フィンおよび平滑面の場合と比べて約 20 K 低い。これは直交フィンの場合に、フィンチャンネル底部で過熱液がサブクール流動沸騰条件下でも容易に生成され、沸騰気泡が発生しやすいことを示している。壁面過熱度が 50 K における沸騰曲線を比較すると、平行フィンの熱流束は平滑面の約 2 倍であるが、直交フィンの熱流束は平滑面の場合よりも約 3 倍となった。前述のように平行フィンおよび直交フィンの各々の沸騰冷却面の面積は平滑面の約 2 倍である。したがって平行フィンでは沸騰冷却面の面積拡大が熱流束向上の主要因である。しかしながら、直交フィンの場合、沸騰冷却面の面積拡大以外にも、熱流束を向上する要因が存在すると考えられる。平行フィンではフィンチャンネル内に渦流と過熱液は形成されにくい。しかし、直交フィンではフィンチャンネル内にキャビティ流れのような強い渦流が発生すると同時に、フィンチャンネル底部の角部で過熱液が効率的に生成される。その結果、フィンチャンネル内で沸騰気泡が多く発生しやすくなり、直交フィンにおける最大熱流束および最大熱伝達率はそれぞれ 14.4 MW/m^2 および $88,000 \text{ W/m}^2\text{K}$ と平滑面に比べて大幅に向上している。これは平滑面における最大熱流束 9.5 MW/m^2 および最大熱伝達率 $44,000 \text{ W/m}^2\text{K}$ と比較しても顕著な改善である。これらの結果より、流体力学的に滑らかではない直交フィンが沸騰熱伝達を高めることができることを実証した。

次に図 2.12 に流速と圧力損失の関係、図 2.13 に流速とポンプ能力の関係をそれぞれ示す。直交フィンの圧力損失は、平滑面と比較して流速 3 m/s において 1 kPa の増加(6%増)にとどまった。興味深い知見として、平行フィンの圧力損失は直交フィンの圧力損失よりも高い結果となり、壁面上に形成されたせん断層が流れ方向に連続していないことによるものと考えられる。直交フィンにおける圧力損失の増加は車両設計において許容できる範囲である。ポンプ動力も同様の結果を示しており、直交フィン、平行フィンおよび平滑面の違いで有意な差は見られなかった。

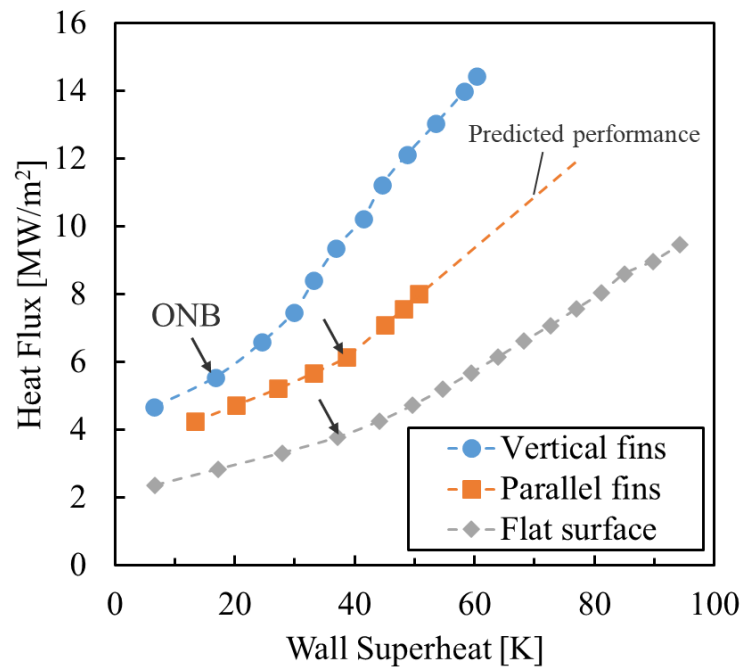


図 2.10 壁面過熱度と熱流束の関係

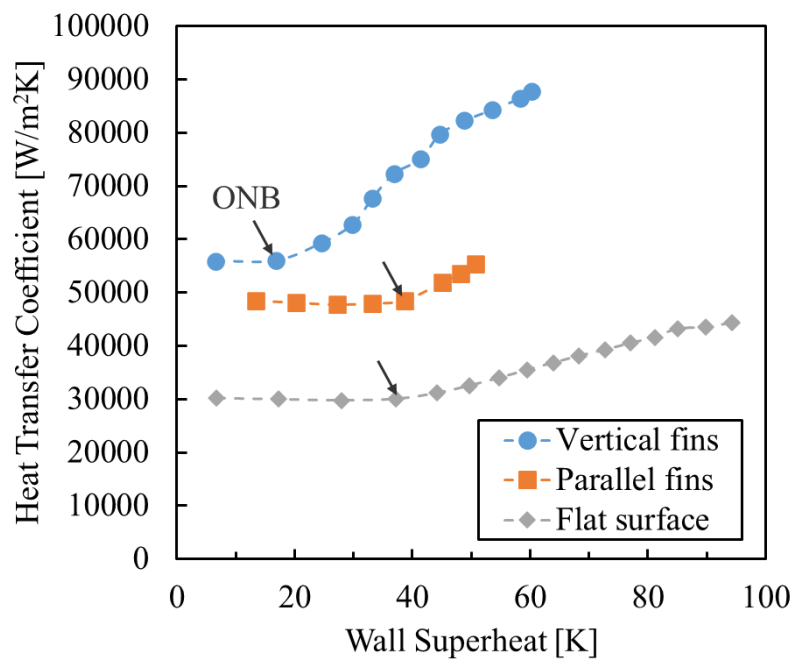


図 2.11 壁面過熱度と熱伝達率の関係

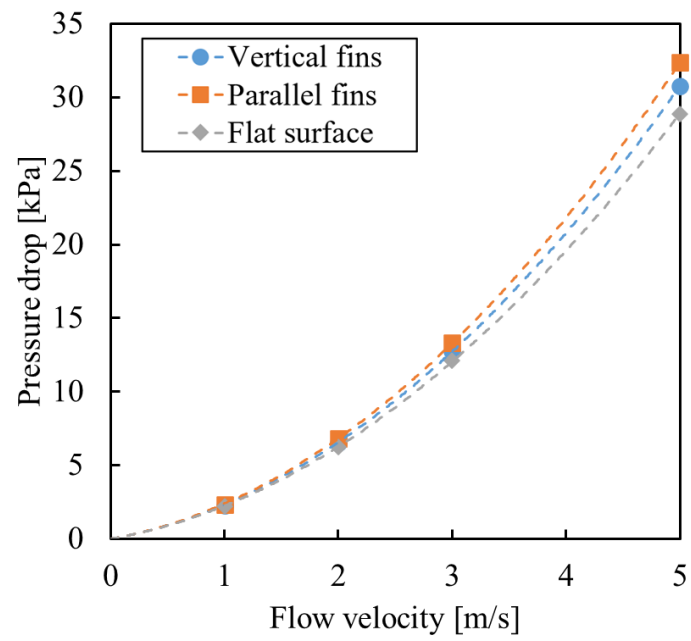


図 2.12 流速と圧力損失の関係

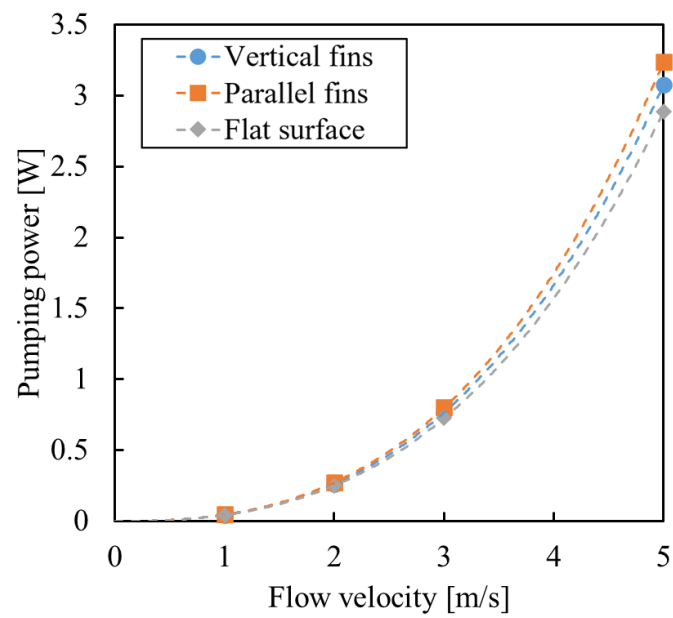
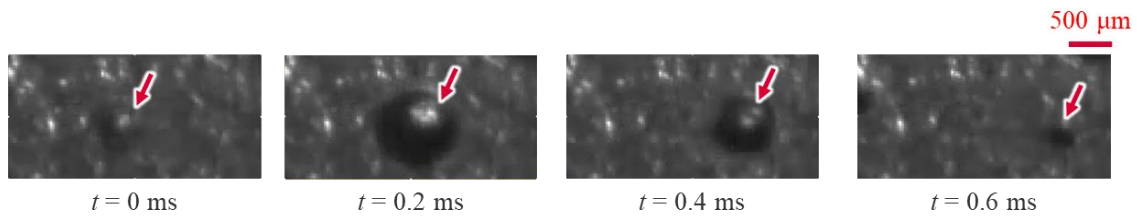
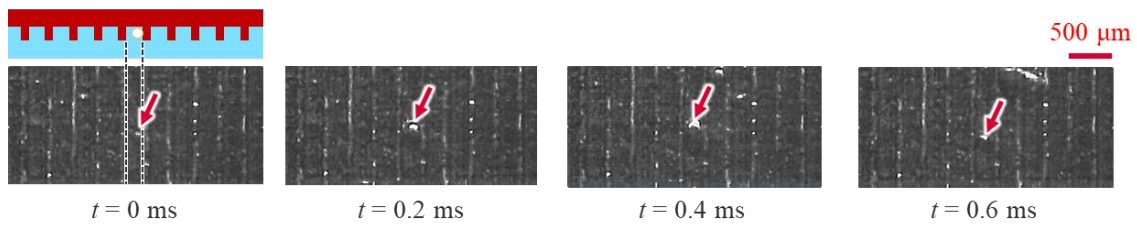


図 2.13 流速とポンプ能力の関係

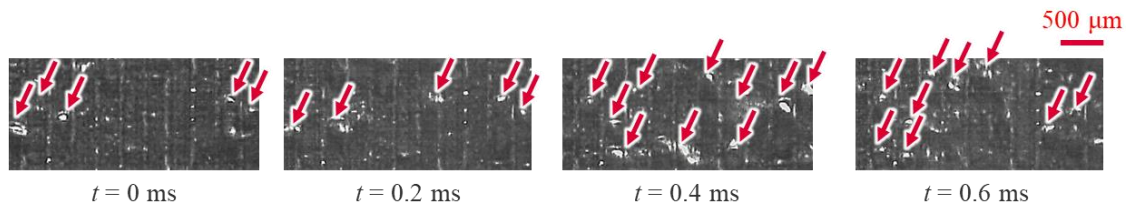
次に図 2.14 に平滑面と直交フィンにおける ONB 点直後の沸騰気泡挙動の可視化結果を示す。直交フィンにおいて、壁面過熱度 25 K より小さい条件では沸騰気泡は確認されなかったが、図 2.14 (b)に示すように壁面過熱度が 25 K となると沸騰気泡が発生しており、図 2.10 の沸騰曲線で示したように熱流束の増加傾向が変化した要因と考えられる。さらに壁面過熱度が 25 K を超えると、図 2.14 (a)と図 2.14 (c)の比較から分かるように平滑面と比べて低い壁面過熱度の条件にもかかわらず直交フィンで多くの気泡が発生している。図 2.14(b)の $t = 0$ ms の結果に示すようにフィンチャンネル底部の角部で沸騰気泡が発生し、離脱、凝縮を繰り返すことを確認した。これらの現象は、平滑面や平行フィンの場合と比べて直交フィンで ONB 点が低くなり沸騰熱伝達が高くなった一要因と考えられる。



(a) 平滑面の場合 ($\Delta T_{\text{sat}} = 60$ K)



(b) 直交フィンの場合 ($\Delta T_{\text{sat}} = 25$ K)



(c) 直交フィンの場合 ($\Delta T_{\text{sat}} = 41$ K)

図 2.14 沸騰気泡の可視化結果

2.5 CHF 近傍の沸騰気泡の挙動と発生音の周波数特性

2.5.1 実験装置と方法

図 2.15 に、直交フィンで発生する沸騰気泡の周波数特性と沸騰挙動の関係を明らかにするための実験装置の構成を示す。図 2.9 に示した沸騰冷却性能を評価するための装置構成に加えて、沸騰音計測のための指向性マイクを設置し、振動計測のためウォータージャケットに振動ピックを取り付けている。指向性マイクおよび振動ピックは FFT アナライザに接続されている。測定可能な周波数レンジは DC~40 kHz、ダイナミックレンジは 110 dB である。また条件は冷却液が純水、平均流速が 3 m/s、水温が車載インバータで一般的に使用される温度である 60°C であり、沸騰冷却面のフィン形状は直交フィンとしている。

沸騰音と振動の測定は、SiC 素子の発熱量に対する音圧レベルの確認のためのトラッキング（スイープ）測定と、音圧の周波数解析を実施するための定常測定の 2 つの試験を実施する。トラッキング測定では、SiC 素子の内蔵ダイオードに流す電流を 1 A/sec で変化させ、発熱量を徐々に上げながら計測する。計測された音圧および振動の結果は各周波数バンドの総和を取った合成レベルとして整理する。また定常試験では各発熱量で 10 sec 以上保持し、定常状態におけるサンプリングの平均化によって計測し、音圧レベルの 1/3 オクターブ中心周波数の分布を求める。

音と振動の評価では、ポンプやチラーなどの騒音を無視できないため、沸騰開始前の单相強制対流の条件における音および振動を測定し、これを暗騒音(BGN : Background Noise)としている。また音・振動の評価前にハンマリング試験を実施し、沸騰気泡周波数の帯域において評価系の共振周波数がないことを確認した。

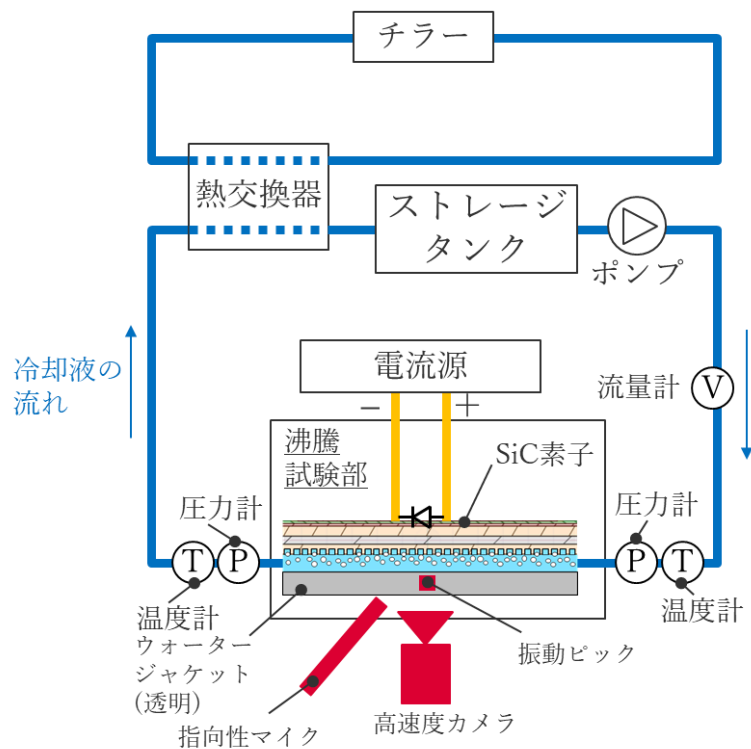


図 2.15 音・振動評価のための実験装置の構成図

2.5.2 評価結果

図 2.16 に、SiC 素子の熱流束を徐々に増加させたときの音圧および振動レベルのトラッキングの測定結果を示す。図 2.16 において、音圧と振動レベルが一定となる熱流束 0 W/cm^2 ～ 720 W/cm^2 (モード 0) と 900 W/cm^2 ～ 1280 W/cm^2 (モード 2) の領域と、音圧と振動レベルが急激に上昇する 720 W/cm^2 ～ 900 W/cm^2 (モード 1) と 1280 W/cm^2 以降 (モード 3) のように分類でき、いずれのモードも音圧および振動の間で相関のある結果となった。音圧・振動レベルが最初に増加した熱流束 720 W/cm^2 は図 2.10 の沸騰曲線の ONB 点付近の熱流束と一致している。そのためモード 1 では沸騰気泡が発生したことにより音圧・振動レベルが上昇したと考えられる。モード 2 では、沸騰冷却面に形成されたフィンによりフィン近傍で発生・離脱する沸騰気泡の発生数が一定に制御されるために、音圧および振動レベルが一定となったと考えられる。一方、モード 3 で更に熱流束を増加することで、発生した気泡サイズが大きくなり、合体気泡が発生・凝縮することで音圧と振動レベルの上昇が確認されたものと考えられる。

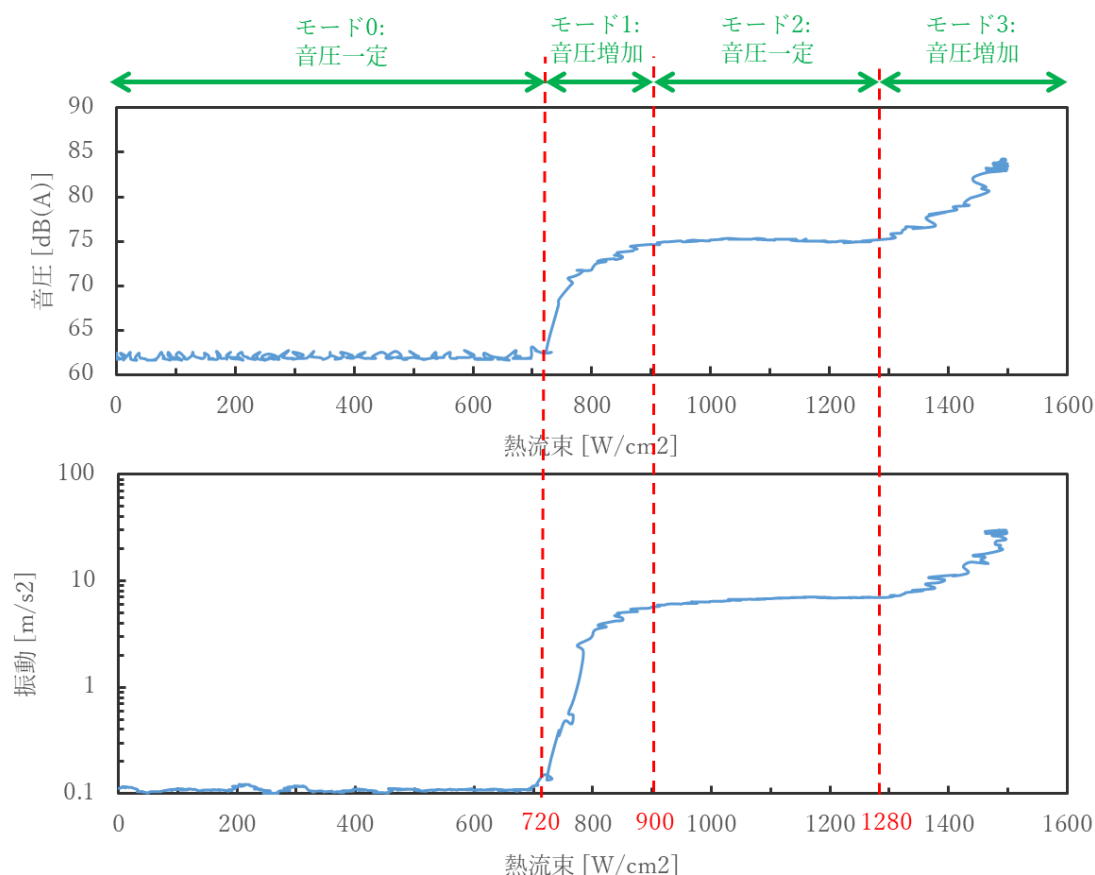


図 2.16 トラッキング測定結果

次に、図 2.17 に各モードにおける音圧の周波数分析結果を示す。図 2.17 において、青色の棒グラフは沸騰が発生していないときの暗騒音（BGN、モード 0）であり、緑色、黄色、赤色の棒グラフはそれぞれ熱流束が 750 W/cm^2 （モード 1）、 1120 W/cm^2 （モード 2）、 1490 W/cm^2 （モード 3）のときの音圧レベルを示す。図 2.17 より、モード 1~3 において「 $1 \text{ kHz} \sim 10 \text{ kHz}$ 」の周波数帯域で暗騒音レベルよりも音圧が上昇し、モード 3 においては「 $250 \text{ Hz} \sim 630 \text{ Hz}$ 」の比較的低い周波数帯域でも音圧が上昇した。また図 2.18 にモード 2・3 における沸騰冷却面の可視化結果を示す。図 2.18 よりモード 2 では $200 \mu\text{m} \sim 1 \text{ mm}$ 程度の小さい沸騰気泡が発生している一方で、モード 3 では約 7 mm の比較的大きい合体気泡が発生していることから、「 $1 \text{ kHz} \sim 10 \text{ kHz}$ 」の周波数の音圧は小さい沸騰気泡による音圧であり、「 $250 \text{ Hz} \sim 630 \text{ Hz}$ 」の周波数の音圧は合体気泡の音圧と考えられる。これらの沸騰気泡のサイズと周波数は反比例の関係となっており、図 1.14 の傾向とも一致する。なお、モード 3 ではフィンサイズよりも十分大きいサイズの低周波数の沸騰気泡が発生しているが、図 2.10 に示すように壁面過熱度の急上昇は生じていないことからドライアウトには至っていないと考

えられる。これは直交フィンがフィンチャンネルにキャビティ流れのような強い渦流をさせることで CHF を向上できていることを示していると考えられる。

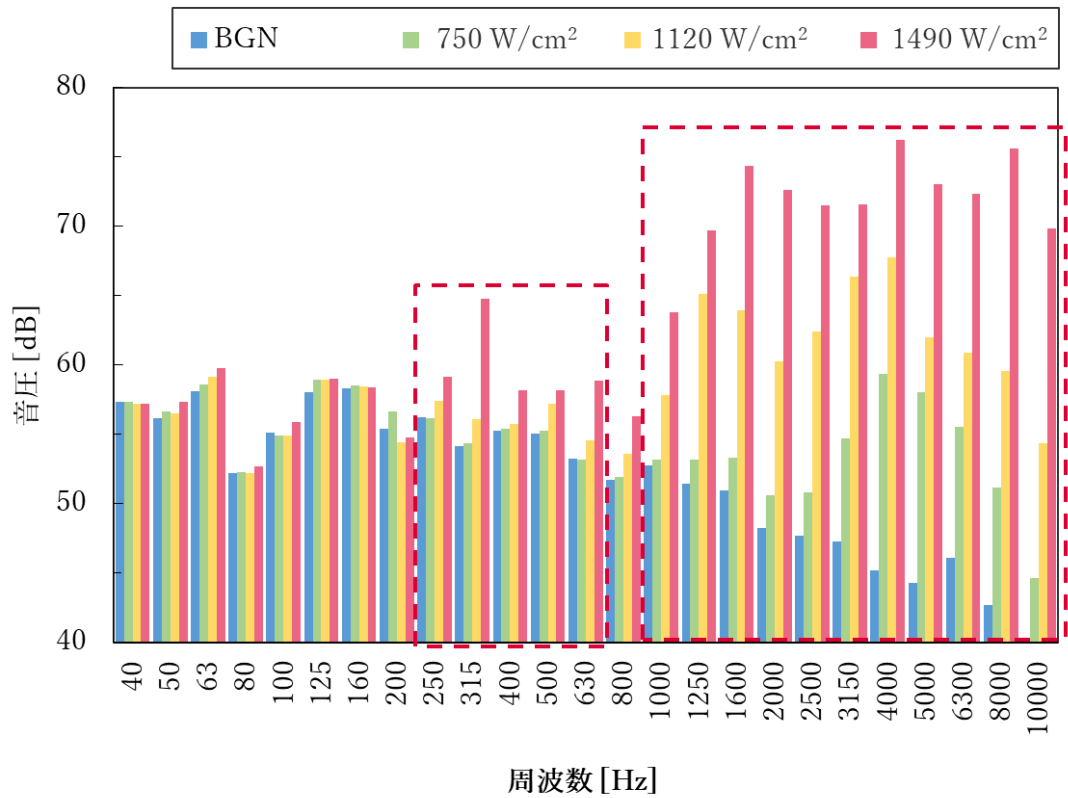


図 2.17 音圧の周波数の分析結果

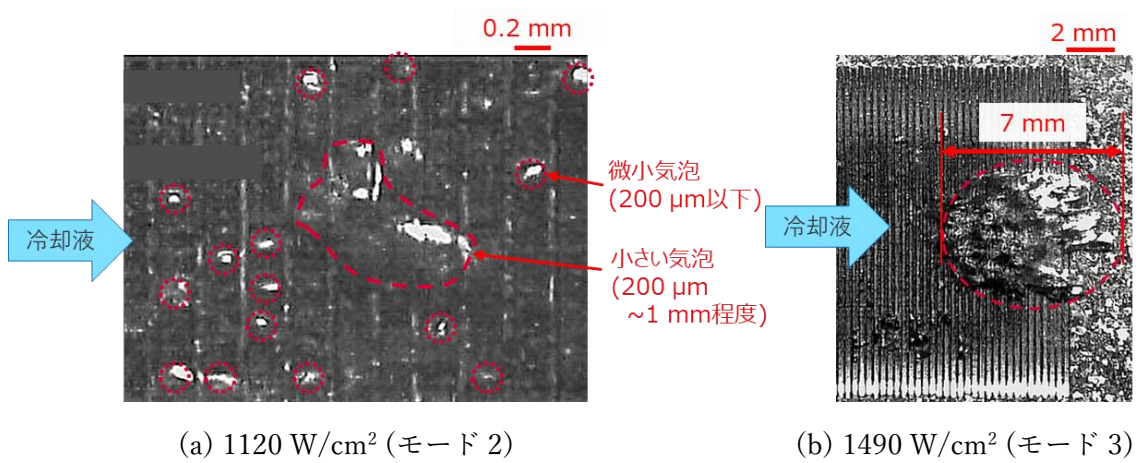


図 2.18 沸騰気泡の可視化結果

2.6 CFD 解析による流動場の評価とメカニズムの検証

2.6.1 解析方法

直交フィンのフィンチャンネル内における流動場の評価と推定したメカニズムを検証するため、二相流の CFD 解析を行う。汎用流体解析ソフトウェア OpenFOAM を用いて固体と流体の熱連成解析を実施する。OpenFOAM のソルバーは気液 2 相流解析が可能な chtMultiRegionTwoPhaseEulerFoam である。フィンチャンネル内の渦流を定性的に評価するため乱流モデルはレイノルズ平均に基づく RANS モデル(Reynolds-Averaged Navier Stokes)の一つである k- ϵ モデル [48] [49] [50]を用いており、沸騰モデルは RPI モデル [51]を用いて解析した。

図 2.19 に直交フィンのフィンチャンネルおよびその近傍の流体の計算格子の拡大図を示す。計算格子は OpenFOAM 内蔵メッシャーである snappyHexMesh を用いて作成した。フィンチャンネルの格子サイズは計算機の演算能力で設定可能な最小サイズである約 15 μm とした。

解析の境界条件として、冷却液入口は一様速度流入境界、冷却液出口は圧力固定流出境界、冷却液の壁面は滑りなし条件であり、その他、温度場を評価する際において発熱部を除く固体壁境界は断熱境界とした。また温度場は、乱流モデルを用いて得られた流れ場に基づいてエネルギー方程式(ゼロ方程式モデル)を解いて算出している。解析条件は入口平均流速は 3.0 m/s、冷却液温度は車載インバータで一般的に使用される温度である 60°C、出口ゲージ圧力 10 kPa、SiC 素子の熱流束 14.2 MW/m² とし、冷却液は純水とした。

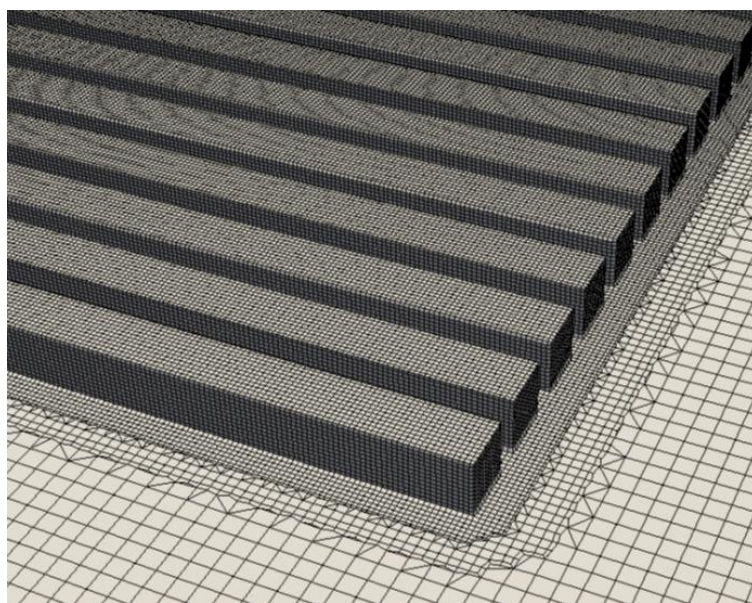
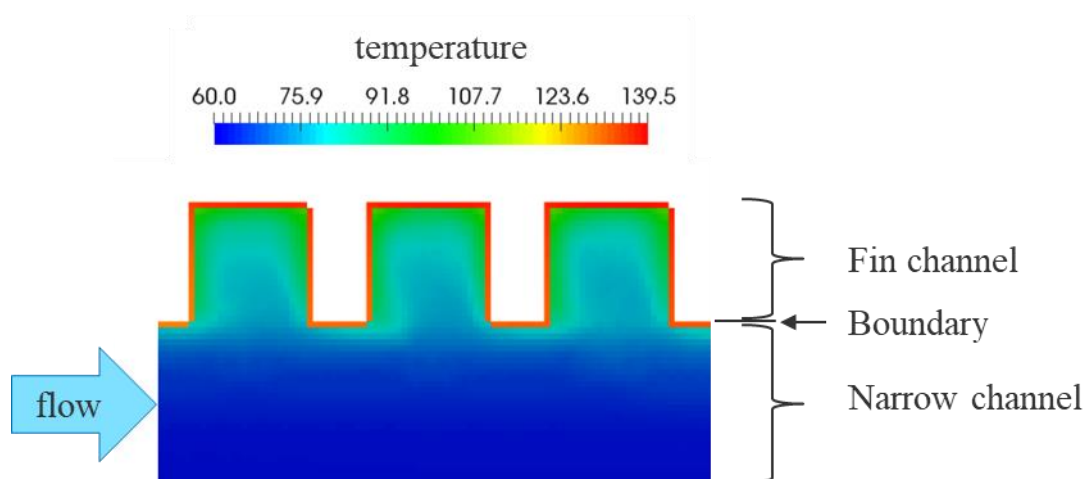


図 2.19 フィンチャンネルの計算格子の拡大図

2.6.2 解析結果と考察

図 2.20(a)に冷却液の温度分布を、図 2.20 (b)にボイド率と流線を示す。図 2.20 よりフィンチャンネル底部の角部によどみが発生し、流体温度が高温化していることが確認できる。この結果、フィンチャンネル底部の角部で過熱液が生成される。図 2.20(b)に示されるようにフィンチャンネル底部の角部で沸騰気泡が発生し、沸騰熱伝達が促進したと考えられる。一方でフィンチャンネルの流動構造に着目すると、フィンチャンネル内にキャビティ流れ、あるいはバックステップ流れのような強い渦流が形成されていることが確認できる。フィンチャンネル内の最大流速は 0.3 m/s であり、狭隘流路の入口平均流速 3 m/s の約 10%である。この最大流速 0.3 m/s はフィンチャンネルと狭隘流路の境界付近で確認した。すなわち、このフィンチャンネル内における強い渦流が合体気泡の生成を抑制したことで、熱流束が伝熱面積の増大以上に飛躍的に増加したのと考えられる。これらの結果をまとめると、今回導入した直交フィンによる“渦流および沸騰気泡発生体 (Vortex & Boiling Bubble Generator)”はフィンチャンネル底部の角部における沸騰熱伝達を促進させ、更にフィンチャンネル内に生成される強い渦流によって限界熱流束も向上させることができると結論づけることができる。



(a) 冷却液の温度分布

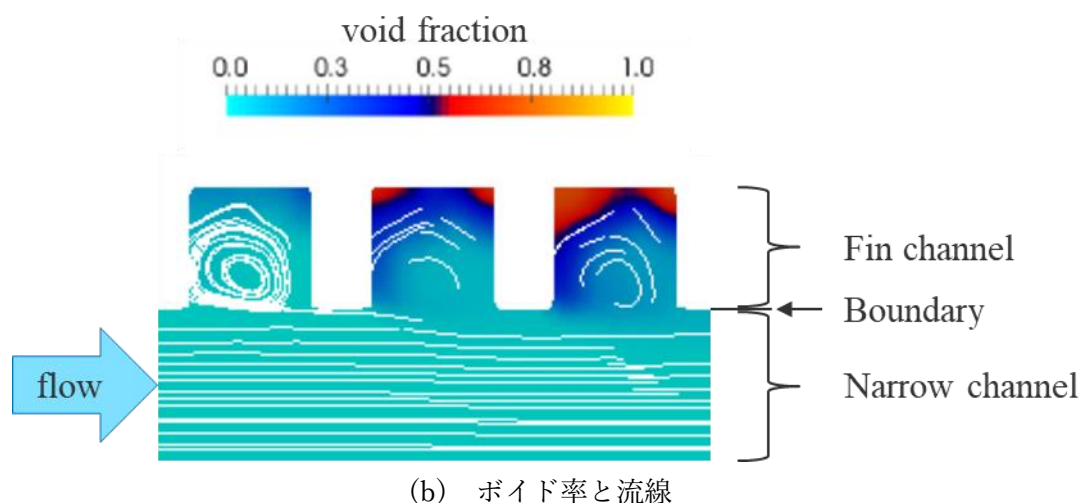


図 2.20 フィンチャネルの 2 相流の挙動

2.7 本章のまとめ

本章では沸騰熱伝達の促進と限界熱流束の向上のため、“渦流および沸騰気泡発生体 (Vortex & Boiling Bubble Generator)”を提案した。提案したフィン構造は狭隘流路の流れ方向に垂直で連続したフィンであり、フィンの高さが狭隘流路高さ 1 mm の 1/5 に相当する 0.2 mm であることが従来技術には無い特徴である。この直交フィンは流体力学的に滑らかでないため、フィンチャネル内に強い渦流と過熱液を生成することができる。本章で提案する直交フィンにおいて、沸騰熱伝達と限界熱流束の向上に影響するメカニズムについて実験と CFD 解析を用いて検証した。得られた知見を以下に示す。

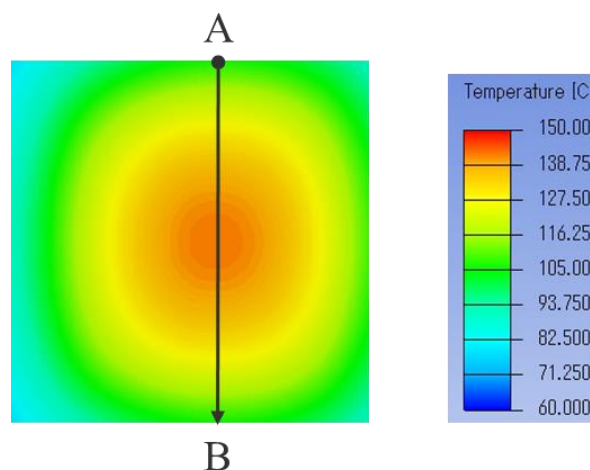
- ・直交フィンの沸騰曲線と沸騰熱伝達率は、平滑面と平行フィンよりも高い性能を有する。
- ・直交フィンの熱流束が、50 K の壁面過熱度において平滑面熱流束の約 3 倍である。
- ・最大熱流束と最大熱伝達率はそれぞれ 14.4 MW/m² と 88,000 W/m²K である。
- ・沸騰気泡の可視化により、直交フィンでは平滑面より低過熱度の条件でも多くの気泡が発生する。
- ・直交フィンでは、1 kHz~10 kHz の周波数で沸騰気泡が発生、更に高熱流束において 250 Hz~630 Hz の低い周波数の合体気泡が発生するが、ドライアウトには至らない。
- ・二相流の CFD 解析より、沸騰気泡がフィンチャネル底部の角部で発生し、フィンチャネル内に強い渦流が形成される。

第3章 シェブロンフィンによる“熱水リフレッシュ法 (Hot Coolant Refreshing Method)”の提案と効果実証

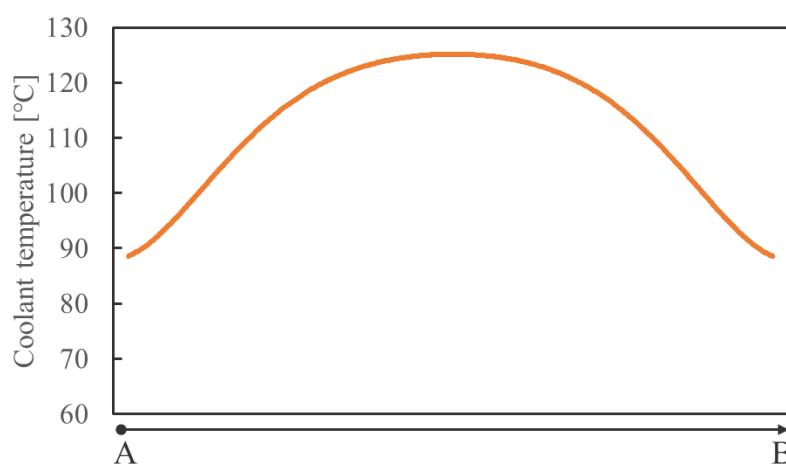
本章では、第2章の“渦流および沸騰気泡発生体 (Vortex & Boiling Bubble Generator)”の直交フィンで得られたサブクール流動沸騰の知見を活かして冷却性能を更に改善するため、フィンの流れに対して垂直に形成するのではなく、流れに対して傾けたシェブロンフィン構造に注目する。このフィンを利用することで、沸騰冷却面の中央で形成された過熱液をフィンの下流方向に輸送できるため、沸騰冷却面全体で沸騰熱伝達を促進し、後述のホットスポットの問題を解決できる可能性がある。またフィン方向の流れを高速化できるため限界熱流束を更に向上することも期待できる。この方法を“熱水リフレッシュ法 (Hot Coolant Refreshing Method)”と名付ける。本章では、この手法について詳説し、その有効性について流動沸騰試験とCFD解析の双方から説明する。

3.1 直交フィンの課題と更なる性能向上の方針

第2章では、“渦流および沸騰気泡発生体 (Vortex & Boiling Bubble Generator)”の直交フィンを形成したSiCモジュールの評価により最大熱流束 14.4 MW/m^2 を実証した。図3.1(a)と(b)に直交フィンにおける沸騰冷却面の温度分布と沸騰冷却面のフィンチャネルの冷却液温度分布を示す。冷却液温度はフィン先端から $50 \text{ }\mu\text{m}$ の位置で評価している。温度分布を導出するためのCFD解析のソフトウェアはANSYS ICEPAKを用いており、その解析方法は後述する。図3.1に示すように、沸騰伝熱面の中心付近にホットスポットが形成されておりA-Bのラインにおける最大温度差は約 40°C である。またフィンチャネルの冷却液も同様であり、最大温度差は約 35°C である。ホットスポットの形成はSiC素子およびパワーモジュールの寿命短縮につながるため好ましくない。さらに、中心付近では冷却液温度が高く沸騰しやすい状態となっているものの、周辺部は冷却面温度と冷却液の過熱度が小さく気泡離脱周波数も低いと予想され、沸騰熱伝達の改善が必要である。



(a) 沸騰冷却面の温度分布



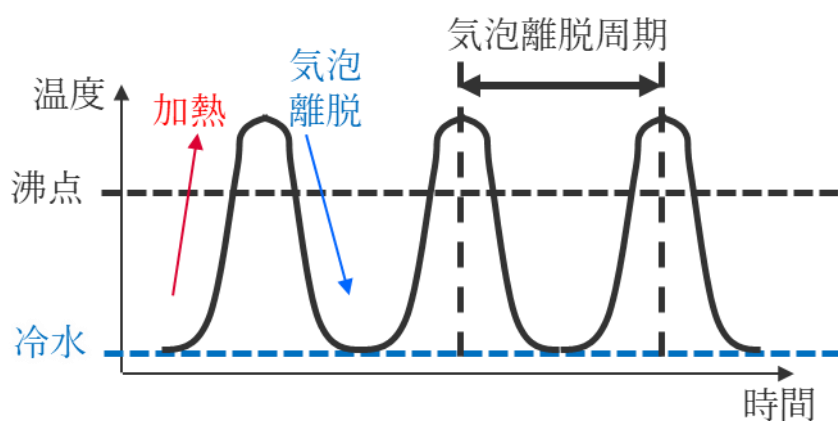
(b) フィンチャネルの冷却液温度分布(A-B 断面)

図 3.1 直交フィンにおける沸騰冷却面とフィンチャネル内冷却液の温度分布

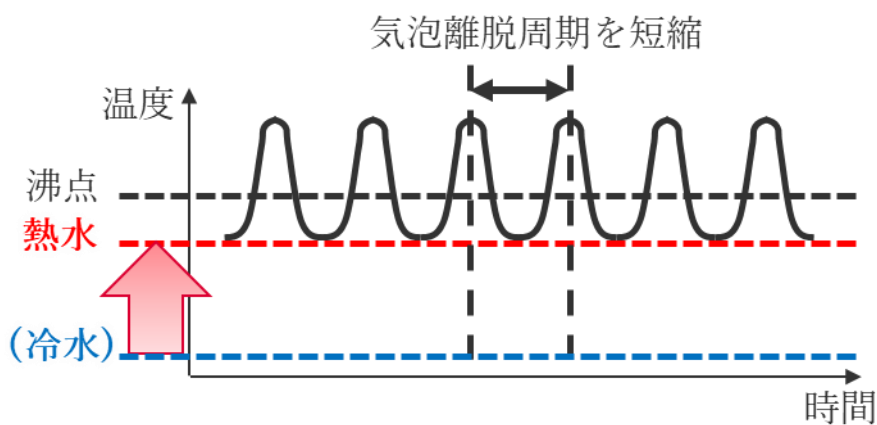
(1.5)式に示すように、沸騰気泡の離脱周波数を高くするためには沸騰気泡の離脱時間および待ち時間を短縮することが重要である。同じサブクール度の条件とフィンサイズでは気泡サイズを小さくすることは困難であるため、(1.7)式に示されるような沸騰気泡の離脱時間を制御することは困難である。一方、(1.6)式に示されるように、沸騰気泡の気泡離脱周波数を向上するためには、沸騰気泡の発生点付近のバルク液温度 T_b を高くすることも有効である。つまり、気泡が離脱または凝縮したあとにフィンチャネルの冷却液を直ちに過熱液に置き換えることが極めて重要である。

図 3.2 に提案する冷却液の温度サイクルのコンセプトを示す。図 3.2 (a)に示すように、サブクール液が過熱液面に向かって流れると、フィンチャネルの冷却液温度と表面温度が

著しく低下し、沸騰気泡が再び発生するまでの時間が長くなる。そこで、図 3.2 (b)のように冷却面に流入する冷却液の温度を上げることを考える。高い温度の冷却液が流入することで、再び沸騰気泡が発生するまでの待ち時間が短くなり、気泡離脱を促進することができるため気泡離脱周波数を増加させることができる。この方法を“熱水リフレッシュ法 (Hot Coolant Refreshing Method)”と名付ける。この方法は、フィンチャネル内の飽和流動沸騰とフィン上面のサブクール流動沸騰を利用したハイブリッド冷却技術である。



(a) 従来の冷却液の温度サイクル



(b) 提案する冷却液の温度サイクル (コンセプト)

図 3.2 フィンチャネルの冷却液の温度サイクル

3.2 提案する冷却面形状

前節で提案する性能向上方針に基づき、“熱水リフレッシュ法（Hot Coolant Refreshing Method）”を実現するための図 3.3 に示すようなシェブロンフィンを狭隘流路の沸騰冷却面に新たに導入する。シェブロンフィンは流れ方向に対してある角度で傾斜し、中心で線対称かつ連続的なフィン構造となっている。このシェブロンフィンのフィンチャンネルに沿って形成される流れにより、沸騰冷却面の中央ホットスポット付近で発生した過熱液をフィンチャンネルの下流方向へ輸送することでホットスポットの問題を緩和する。更に周辺部においても気泡発生を促進し、沸騰冷却面全体での沸騰熱伝達の改善も期待できる。



図 3.3 提案するシェブロンフィンの構造

3.3 シェブロンフィンによる沸騰冷却性能の向上効果の検証

3.3.1 冷却面形状と寸法および実験条件

前述したように、新しい沸騰冷却面として狭隘流路の流れ方向に対してフィンを傾けたシェブロンフィンを提案している。図 3.4 に評価する 3 種類のフィン構造とフィンチャンネル内で予想される流れを示す。図 3.4 において、提案するシェブロンフィンは流れ方向に対して 45 度の角度を有している。本提案構造は、冷却面中央部のフィン底部で形成された過熱液をフィンチャンネルの下流方向に輸送させる。冷却性能に対するフィンの下流方向への過熱液輸送の影響を検証するため、V 型シェブロンフィンと従来の角型直交フィンに加え

て V 型直交フィンも含めた 3 水準とした。V 型フィンを導入した理由は、V 型は角型と比べて製造が容易なためである。V 型フィンと角型フィンの幅は $200\ \mu\text{m}$ 、ピッチは $300\ \mu\text{m}$ である。また角型フィンの高さは $200\ \mu\text{m}$ 、V 型フィンの高さは $173\ \mu\text{m}$ である。SiC の沸騰冷却面にフィンを形成する面積は、SiC 素子から 45° の角度の熱拡がりを考慮して決定している。

実験装置は 2.4.1 節および図 2.9 に示したものと同一である。また実験条件も同じで冷却液を純水、流速を $3\ \text{m/s}$ 、水温を車載インバータで一般的に使用される温度である 60°C とした。また SiC 素子と絶縁基板との接合材であるはんだの耐熱温度の制約から、実験の終了条件は最大 250°C とした。

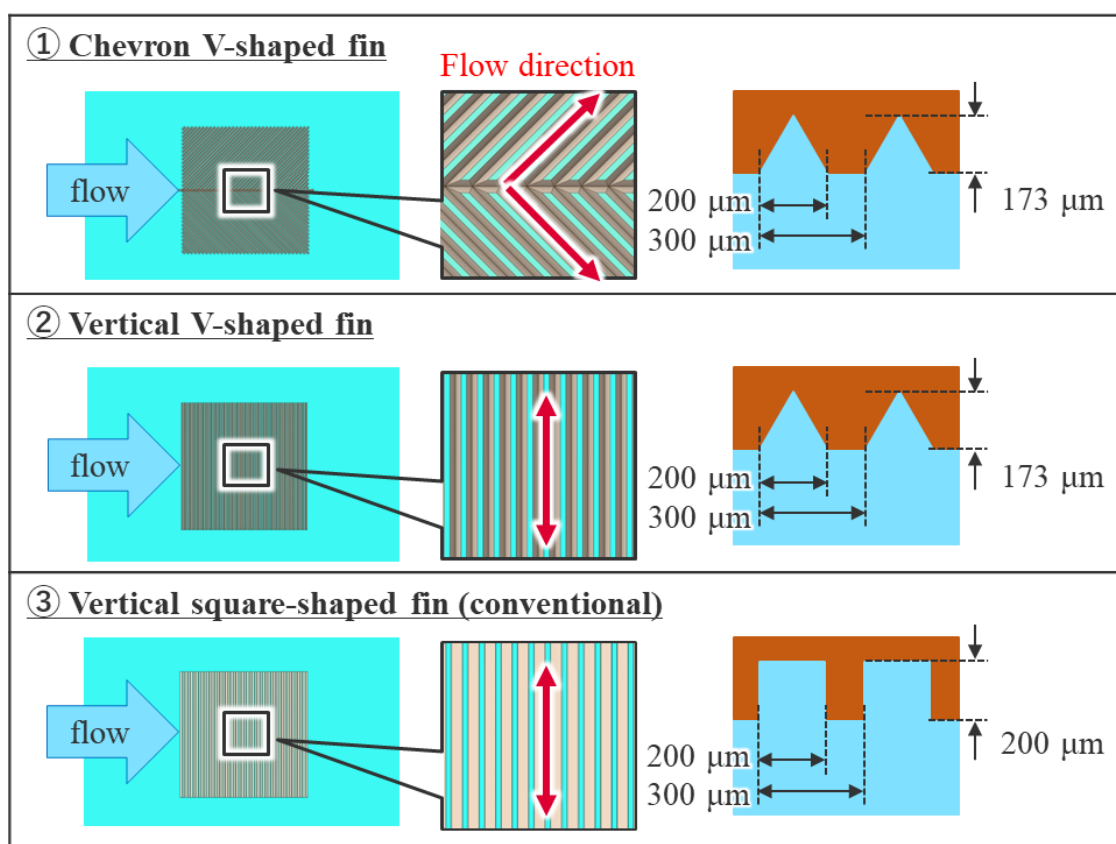


図 3.4 評価におけるフィン構造

3.3.2 加工方法

次に V 型のシェブロンフィンと V 型の直交フィンの加工方法について述べる。V 型のフィンの高さ $173\ \mu\text{m}$ 、フィン幅 $200\ \mu\text{m}$ 、フィンピッチ $300\ \mu\text{m}$ の微細フィン形状を沸騰冷却

面に加工するため、ダイヤモンドバイトによるシェーパ加工を導入する。

図 3.5 にダイヤモンドバイトの加工治具を示す。ダイヤモンドの V 字の角度は 60 度である。図 3.6 に示すようにダイヤモンドバイトを 10 μm ずつの深さで彫り込むように進行させてフィンを加工する。図 3.4 のシェブロンフィンと直交フィンの加工方向は絶縁基板の取り付け方向を回転させることで調整する。そうすることで主流の方向に対して任意の方向に連続的な V 型フィンを形成することができる。またフィンの高さは図 3.6 に示すようにダイヤモンドバイトの掘り込み深さで調整でき、フィン幅 200 μm の最大高さである 173 μm のフィンを形成した。なおフィンの両端におけるダイヤモンドバイトの入射角度の制約により、フィンの高さが浅くなる箇所が生じるため、これはフィンの加工エリアの投影面積に含める。



図 3.5 加工治具(ダイヤモンドバイト)

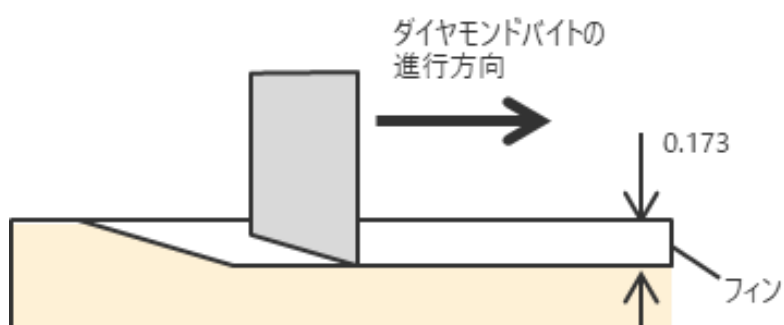


図 3.6 V 溝の加工工程

3.3.3 シェブロンフィンによる沸騰冷却性能の向上

図 3.7 に、壁面過熱度と SiC 素子から除去される熱流束の関係である沸騰曲線、図 3.8 に壁面過熱度と熱伝達率の関係をそれぞれ示す。図 3.7 において、青色の丸は V 型シェブロンフィン、オレンジ色の四角は V 型の直交フィン、灰色のダイヤは角型の直交フィンの結果を示す。図 3.7 より、V 型直交フィンの熱流束の増加傾向は約 18 K から変化し、これは核沸騰開始点を示している。核沸騰開始点は図 3.8 の熱伝達率の結果からも明確に確認できる。V 型直交フィンの核沸騰開始点は角型直交フィンの場合よりも低い結果となっている。これは V 型直交フィンの場合でもサブクール流動沸騰条件下で過熱液が容易に生成され、フィンチャネルの沸騰気泡が発生しやすいことを示している。さらに、V 型直交フィンの熱流束は、核沸騰熱伝達域において同じ壁面過熱度で約 1 MW/m^2 の増加が見られる。V 型直交フィンの最大熱流束と最大熱伝達率は、それぞれ 14.9 MW/m^2 と $92,000 \text{ W/m}^2\text{K}$ であった。一方で、V 型シェブロンフィンは対流熱伝達の領域だけでなく核沸騰熱伝達の領域においても V 型直交フィンに比べて高い熱流束を除去することに成功している。例えば、核沸騰開始点より低い 10 K の壁面過熱度の条件では、V 型シェブロンフィンの熱流束が V 型直交フィンの場合に比べて 2 MW/m^2 (熱伝達率で $2 \times 10^4 \text{ W/m}^2\text{K}$) 高く、これはより強い旋回流が V 型シェブロンフィンのフィンチャネルに生成されていることを示している。V 型シェブロンフィンの最大熱流束と最大熱伝達率は、それぞれ 15.9 MW/m^2 と $98,000 \text{ W/m}^2\text{K}$ であり、これは強い旋回流が V 型シェブロンフィンの下流に向かって過熱液と沸騰気泡を輸送させていることに起因すると考えられる。例えば、壁面過熱度 50 K では V 型シェブロンフィンの熱流束は V 型直交フィンよりも約 1 MW/m^2 高くなっている。また V 型シェブロンフィンの熱伝達率の増加傾向は高壁面過熱度の条件でも変化しないが、V 型直交フィンの増加傾向は約 45 K 付近から変化し始めており、これは V 型シェブロンフィンの限界熱流束が V 型直交フィンよりも十分に高いことを意味している。

次に図 3.9 に流速と圧力損失の関係、図 3.10 に流速とポンプ能力の関係をそれぞれ示す。V 型直交フィンの圧力損失は、角型直交フィンよりも約 11% 小さい。これは角型直交フィンのフィンチャネルの渦流が V 型直交フィンの場合と比べて強くなり、主流のエネルギー損失が大きくなるためである。一方で、V 型シェブロンフィンの圧力損失は V 型直交フィンよりも約 11% 大きい。これはシェブロンフィンに沿って強い旋回流が発生するためである。ポンプ能力も同様の結果を示しているが、これらのわずかな増加量は車両設計において許容できる。

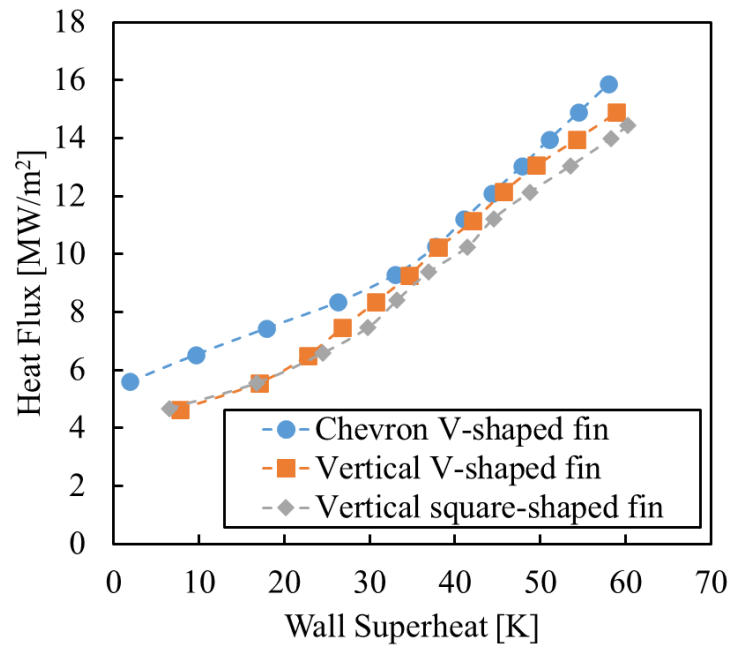


図 3.7 壁面過熱度と熱流束の関係

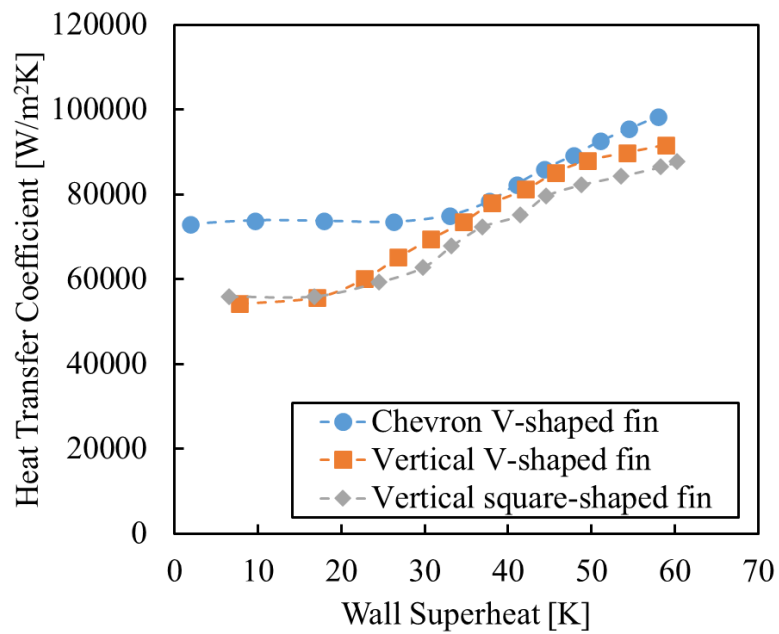


図 3.8 壁面過熱度と熱伝達率の関係

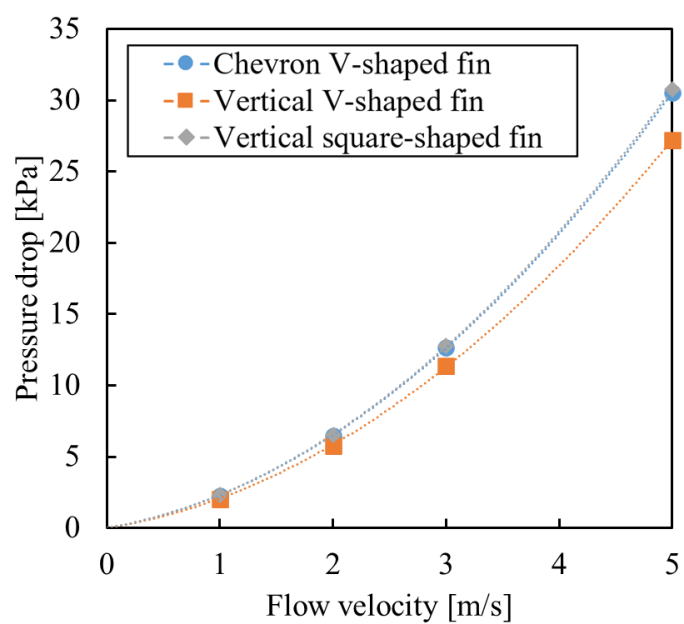


図 3.9 流速と圧力損失の関係

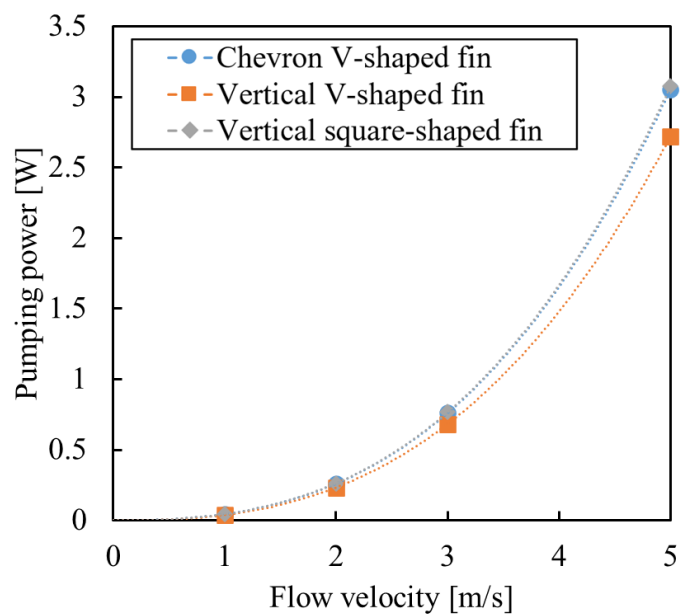


図 3.10 流速とポンプ能力の関係

図 3.11 に高速度カメラで撮影した沸騰気泡の挙動を示す。図 3.11 において、微細な沸騰気泡が時間の経過とともにシェブロンフィンのフィンチャンネルに沿って下流方向へ移動している様子を確認した。また、気泡の離脱と凝縮が生じていることを明らかにした。この結果より、沸騰冷却面の中心から周辺部へ強い旋回流による過熱液輸送により沸騰冷却面全体の沸騰気泡離脱周波数が改善され、沸騰冷却性能を向上させることができたと考えられる。

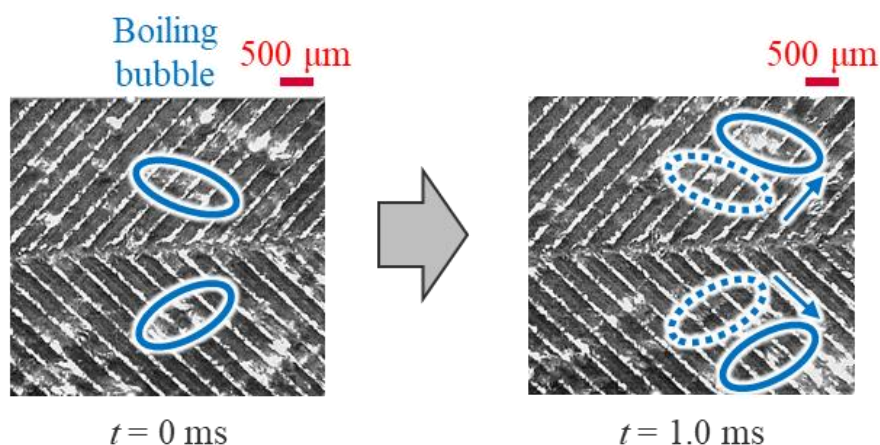


図 3.11 沸騰気泡の挙動

3.4 CFD 解析による流動場の評価とメカニズムの検証

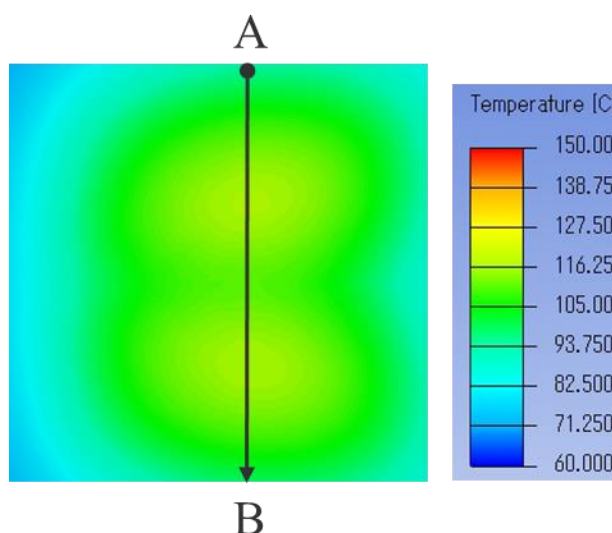
3.4.1 解析方法

シェブロンフィンを用いた“熱水リフレッシュ法（Hot Coolant Refreshing Method）”の流動場の検証のため、単相流の CFD 解析を行う。CHF ソフトウェアは ANSYS ICEPAK と STAR CCM+を用いる。なお ICEPAK と STAR CCM+の2種類の解析ソフトウェアを用いた理由は、ICEPAK の CFD 解析では表現できないフィンチャンネルの流線ベクトルを STAR CCM+を用いて可視化するためである。

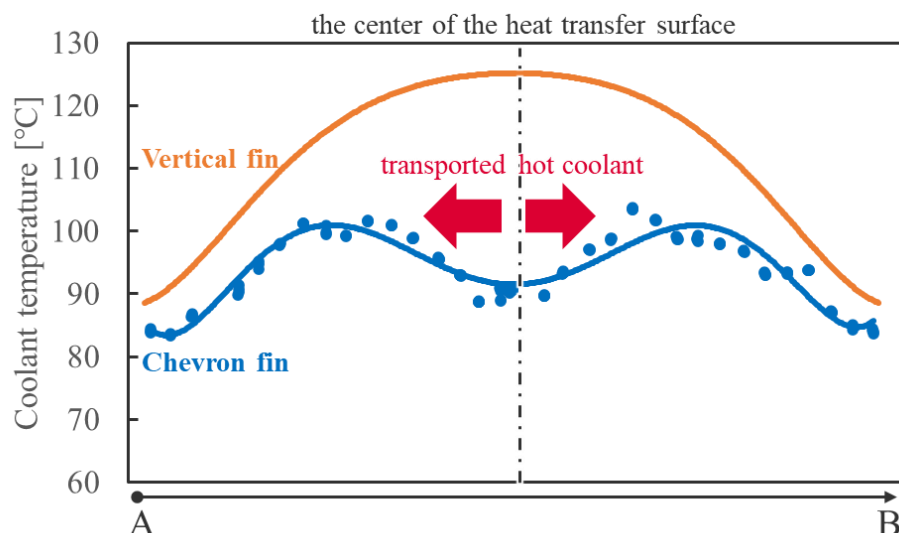
ANSYS ICEPAK と STAR CCM+では、フィンチャンネル内の渦流を定性的に評価するための乱流モデルとして SST $k-\omega$ を用いており、フィンチャンネルの格子サイズは計算機の演算能力で設定可能な最小サイズである約 $20\ \mu\text{m}$ とした。解析条件は入口平均流速は $3.0\ \text{m/s}$ 、冷却液温度は車載インバータで一般的に使用される温度である 60°C 、出口ゲージ圧力は $0\ \text{kPa}$ 、熱流束は $6\ \text{MW/m}^2$ で、冷却液は純水である。また境界条件は冷却液入口を一樣流速流入、冷却液出口を圧力固定、その他、温度場を評価する際において発熱部を除く固体壁境界は断熱境界としている。温度場は、乱流モデルを用いて得られた流れ場に基づいてエネルギー方程式（ゼロ方程式モデル）を解いて算出している。

3.4.2 解析結果

図 3.12 に ICEPAK を用いて解析した沸騰冷却面と A-B ラインのフィンチャンネル内の冷却液温度分布を示す。なお、図 3.12 (b)では参考までに直交フィンの温度分布の結果も併記している。冷却液温度はフィン先端から 50 μm の位置で評価した。図 3.12 (a) より、シェブロンフィンの沸騰冷却面の温度分布に関し、直交フィンの場合に中心付近に生じていたホットスポットが左右に移動し、温度分布が均一化している。A-B のラインにおける最大温度差は約 15°Cである。さらに、図 3.12 (b) から冷却液温度分布は沸騰冷却面の温度分布と同様にホットスポットが緩和し、温度分布が均一化している。沸騰冷却面の最大温度差は直交フィンの場合で約 35°C、シェブロンフィンの場合で約 15°Cである。沸騰冷却面の温度が直交フィンの場合に比べて大きく低下し、シェブロンフィンの伝熱性能が直交フィンよりもはるかに高いことを実証するものである。



(a) シェブロンフィンの沸騰冷却面の温度分布



(b) 直交フィンとシェブロンフィンのフィンチャンネル内の冷却液温度分布

図 3.12 沸騰冷却面とフィンチャンネル内の冷却液の温度分布

図 3.13 に ICEPAK を用いて解析したシェブロンフィン頂部から $50\text{ }\mu\text{m}$ の深さにおけるシェブロンフィンのフィンチャンネルの流速分布を、図 3.14 に STAR CCM+を用いて解析した沸騰冷却面上側半分の流線ベクトルを示す。ここで STAR CCM+を用いた理由は、ICEPAK の CFD 解析では表現できないフィンチャンネルの流線ベクトルを可視化するためである。図 3.13 よりフィンチャンネル内の冷却液の流速は中心付近で最も速く、最大流速は約 0.7 m/s で、入口平均流速の約 23%である。さらに、図 3.14 よりフィンチャンネル内の冷却液は、狭隘流路の流れの影響を受けてフィンに沿って中心から下流に向かって旋回するように強く流れている。3.2 節で予想したように、シェブロンフィンを導入することにより、フィンチャンネルに沿って強い旋回流が発生し、沸騰冷却面の周辺部方向へ過熱液を輸送する。これによって沸騰冷却面全体の温度分布が均一化され伝熱性能が向上することを単相流 CFD 解析から確認できた。すなわち、シェブロンフィンを用いた“熱水リフレッシュ法 (Hot Coolant Refreshing Method)”は、沸騰冷却面全体の沸騰熱伝達を改善できる有効的な伝熱促進技術であると言える。

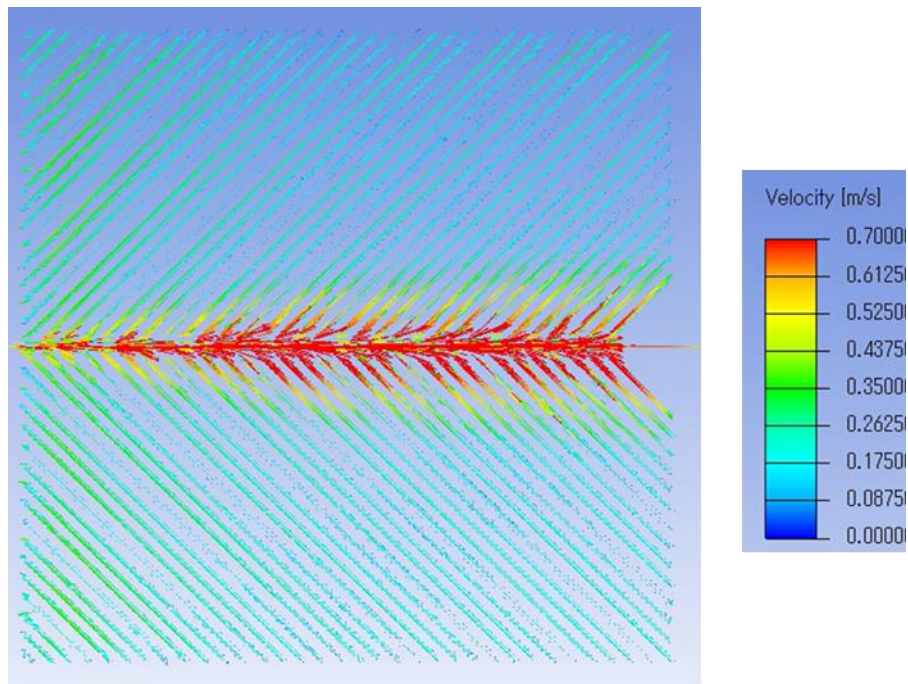


図 3.13 フィンチャネルの流速分布（フィン頂部から 50 μ m 深さ）

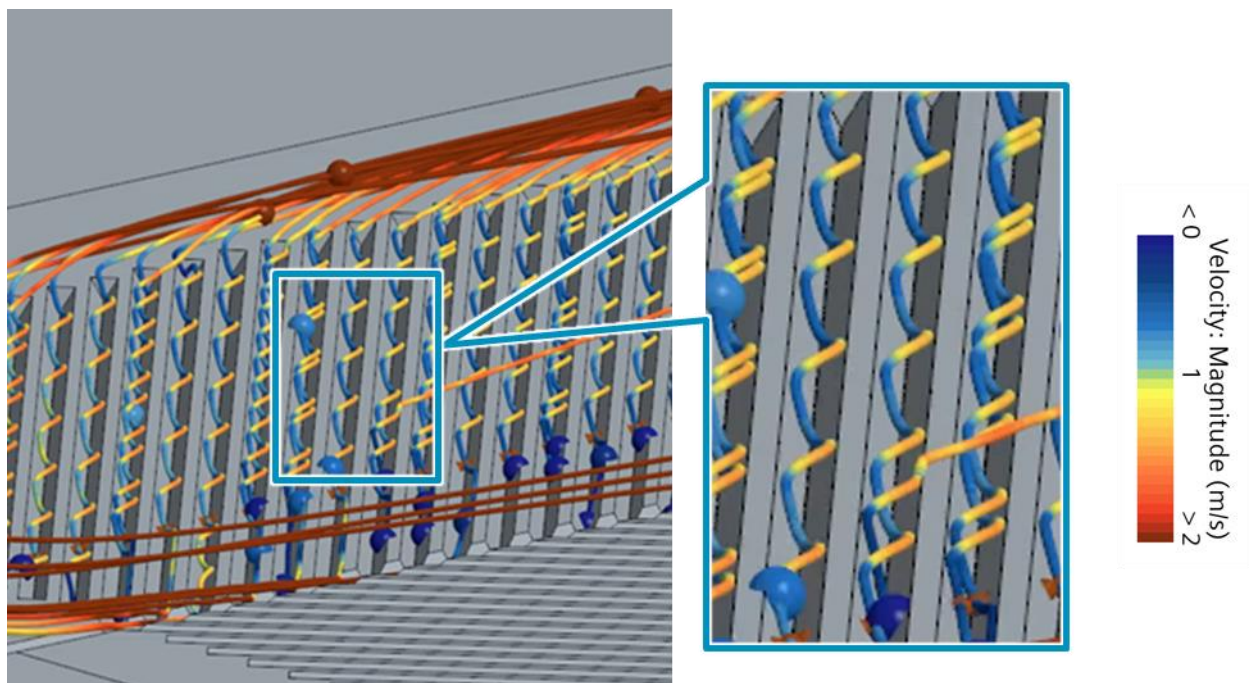


図 3.14 フィンチャネル近傍の流速ベクトル図

3.5 本章のまとめ

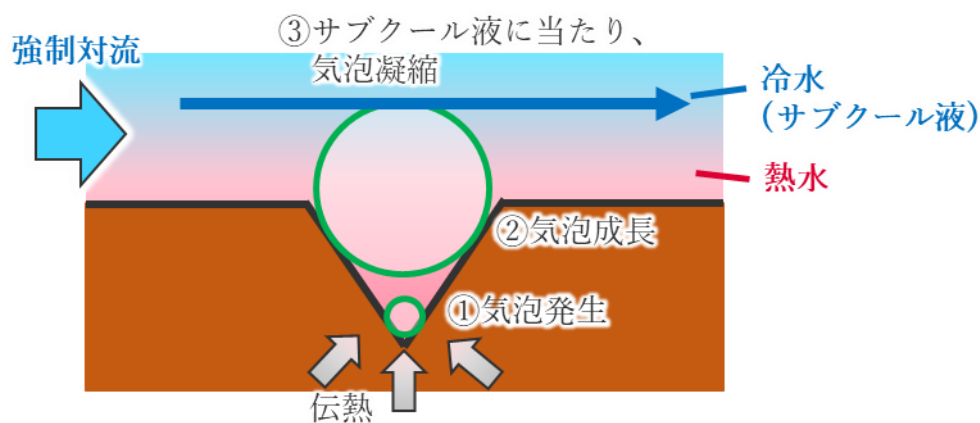
本章では第 2 章で提案した“渦流および沸騰気泡発生体 (Vortex & Boiling Bubble Generator)”を更に改善するために、シェブロンフィンを用いた“熱水リフレッシュ法 (Hot Coolant Refreshing Method)”を提案した。シェブロンフィンは沸騰冷却面全体での沸騰熱伝達を改善することを狙いとし、狭隘流路の流れに対して 45 度の角度で傾けた連続的なフィン構造である。本章では、提案するシェブロンフィンにおいて、沸騰熱伝達の向上効果を実験と CFD 解析の双方から評価した。得られた知見を以下に示す。

- ・シェブロンフィンの沸騰曲線と沸騰熱伝達率は、従来の直交フィンと比較して高い冷却性能を有する。
- ・最大熱流束と最大沸騰熱伝達率はそれぞれ 15.9 MW/m^2 と $98,000 \text{ W/m}^2\text{K}$ である。
- ・沸騰気泡の可視化から、微細な沸騰気泡がシェブロンフィンのフィンチャンネル方向に沿って下流方向へ輸送され、気泡の離脱と凝縮が促進される。
- ・単相流の CFD 解析から、シェブロンフィンのフィンチャンネル内の冷却液がフィンに沿って中心からフィン下流方向へ強く旋回しながら流れる。これにより過熱液がフィン下流方向へ輸送され、更に冷却面ホットスポットの緩和、冷却面温度分布の均一化を促し、沸騰冷却面全体で伝熱性能を向上させる。加えてフィン内の気泡合体を抑制し、限界熱流束を向上させる。

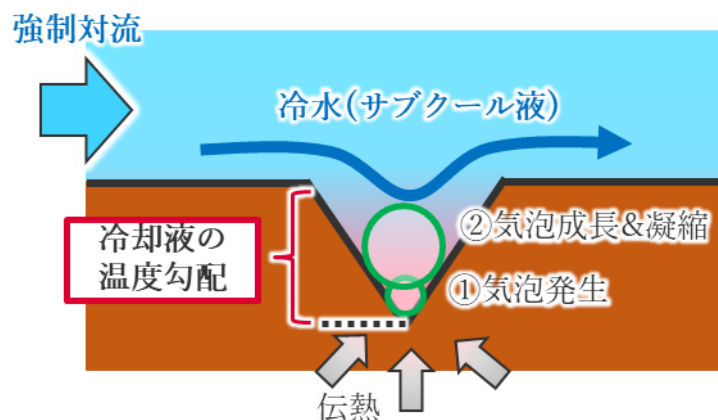
第4章 流動制御型気泡微細化沸騰による沸騰冷却性能の促進

4.1 流動制御型気泡微細化沸騰による性能促進の指針

本章では高流速のサブクール流動沸騰においてフィン近傍の流動構造を制御し、気泡離脱周波数を高くすることを考える。新しいコンセプトを説明するため、図 4.1 にフィン近傍の流動場と温度勾配のイメージ図を示す。図 4.1(a)に示すように、第 2 章および第 3 章では、SiC 素子の沸騰冷却面に直交フィンもしくはシェブロンフィンを形成し、フィンチャンネル底部に過熱液を生成させ沸騰気泡を発生しやすくした。同時に、成長した沸騰気泡にサブクール液を当てることで気泡の離脱・凝縮を促すことができる。一方、図 4.1(b)に示すように、狭隘流路のサブクール液をより直接的にフィンチャンネル内へ供給することで、冷却性能を向上させる。これにより、「フィンチャンネル内部にも温度勾配を付けて微細気泡のまま離脱・凝縮させる」ことができる。本指針における沸騰を「流動制御型気泡微細化沸騰」と名付けた。



(a) 従来の流動場と温度分布



(b) 提案手法の流動場と温度勾配

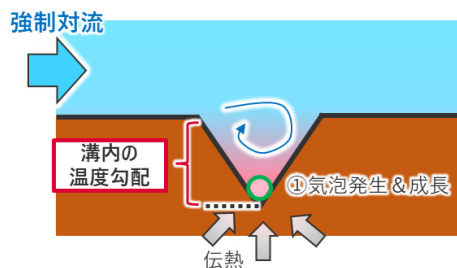
図 4.1 フィン近傍の流動場と温度勾配のイメージ図

4.2 圧力場を利用したサブクール液の供給

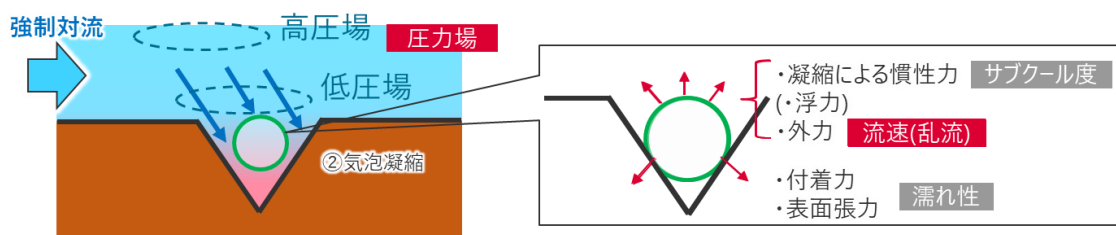
図 4.2 に沸騰気泡の発生から離脱・凝縮までのサイクルにおいて、フィンチャネルへサブクール液の流入を促すため、提案する流動場と沸騰気泡の挙動にかかわる主要因子を示す。図 4.2 において青矢印はサブクール液の流れを示し、赤色矢印は気泡に働く力を示す。前節で検討した指針に基づき、図 4.2 ②のプロセスに示すようにフィン上方で狭隘流路に高圧場と低圧場を形成することを新たに提案する。この狭隘流路に形成する圧力勾配によりフィンチャネル内部へサブクール液の流入を促すことを狙う。

一般に、図 4.2 に示すように気泡の離脱に影響を与える主因子として、気泡の凝縮を促す冷却液のサブクール度や気泡がフィンに留まろうとする付着力に影響する表面張力と濡れ性、および浮力があげられる [27]。更にサブクール流動沸騰では液供給に影響する流速も関係していると推定される。気泡が離脱するかどうかはこれらの力のつり合いにより決定されるが、本研究では同じ入口流速条件でもサブクール液をフィンチャネル内部へより多く供給できるような流路およびフィン構造を提案する。これにより前節で検討した指針「フィンチャネルに温度勾配を付けて微細気泡のまま離脱・凝縮する」を実現でき、更なる沸騰熱伝達と熱流束の向上を期待できる。

①伝熱によりフィンチャネルに温度勾配ができ、フィン底部で気泡発生



②サブクール液の流入で気泡が表面から離脱



③サブクール液の流入で気泡凝縮し、フィンから離脱

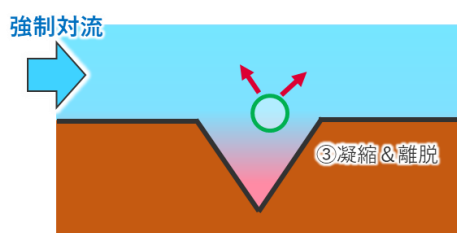


図 4.2 沸騰気泡の発生から離脱・凝縮までのサイクル

4.3 単相流 CFD 解析による流動場の評価

4.3.1 検討する凸型シェブロンフィンの構造パラメータと流動場の関係

前節で提案した高圧場から低圧場への冷却液の輸送を利用するため、飛行機翼の上側で形成される圧力場と流れを参考に、凸型のシェブロンフィン構造を新たに提案する。図 4.3 に提案する凸型シェブロンフィンと形成される流れ場、そして構造パラメータを示す。図 4.3 の構造において、狭隘流路の流れは飛び出したフィンに当たり上昇流が発生する。上昇流が発生すると流れの遠心力が働くことでフィン上部に高圧場が形成される。フィン上部に形成された高圧場から低圧場へ向かう 2 次流れが誘起され、狭隘流路からフィン方向へ

向かう冷却液の流れ場が形成されると考えられる。冷却液の流れに影響する構造パラメータは、フィン凸高さ、フィン深さ、シェブロンフィン角度とした。図 4.3 に示すように「フィン凸高さ」は狭隘流路の底面に対するフィン飛び出し部の高さ、「フィン深さ」はフィン先端部からフィン底部までの深さ、シェブロンフィン角度は狭隘流路の流れに対しての傾きと定義する。図 4.4 はフィン凸高さ、フィン深さ、シェブロンフィンの角度が変化した場合のフィンチャンネルの流速の振る舞いと沸騰性能への影響の予測を示している。図 4.4 に示すように、フィン凸高さを高くする、シェブロンフィン角度を小さくする、フィンの深さを深くする場合にフィンチャンネルへの流速が速くなると予想され、その結果、沸騰気泡の離脱・凝縮が促進され、沸騰熱伝達が向上すると推定される。

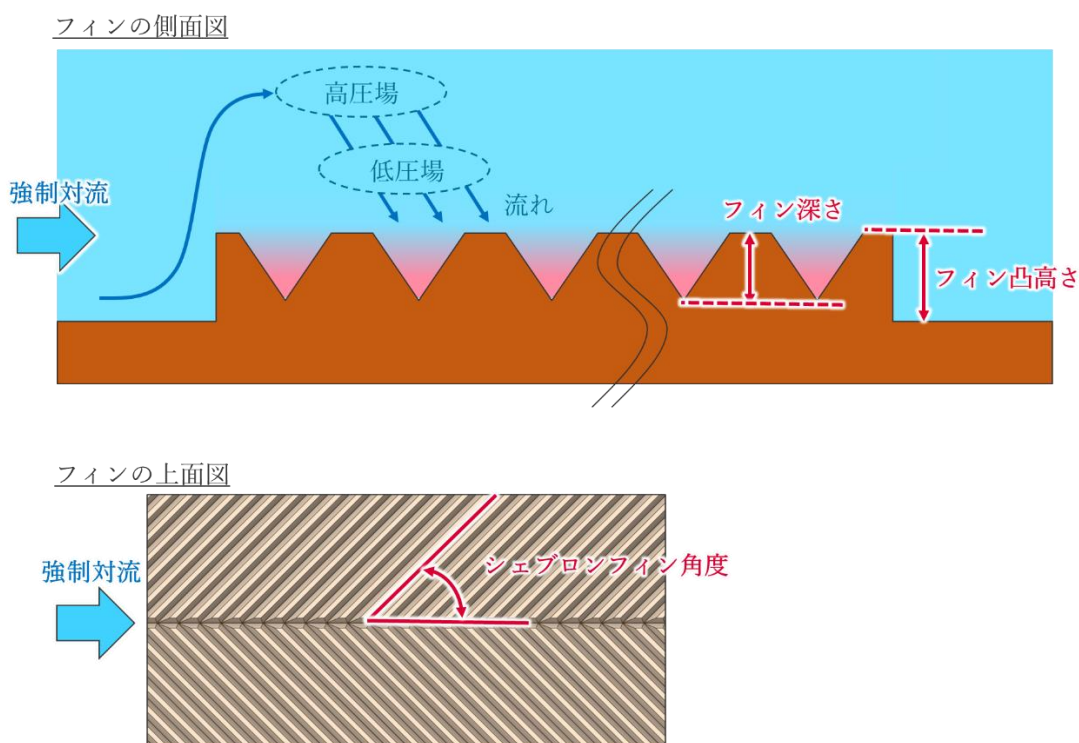


図 4.3 凸型シェブロンフィンの流れ場と構造パラメータ

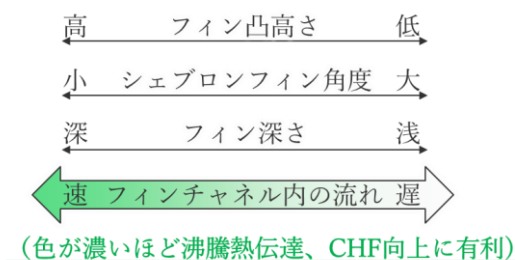


図 4.4 構造パラメータと沸騰性能の関係

4.3.2 解析方法

单相流の CFD 解析により凸型シェブロンフィン構造を変化させたときのフィン近傍・内部の流れ場を検証する。CHF ソフトウェアとして ANSYS ICEPAK を用いる。フィンチャンネル内の渦流を定性的に評価するための乱流モデルとして SST k- ω を用い、フィンチャンネルの格子サイズは計算機の演算能力で設定可能な最小サイズである約 20 μm である。境界条件は冷却液入口を一樣流速流入、冷却液出口を圧力固定、その他、温度場を評価する際において発熱部を除く固体壁境界は断熱境界としている。また温度場は、乱流モデルを用いて得られた流れ場に基づいてエネルギー方程式（ゼロ方程式モデル）を解いて算出している。解析の計算条件は入口平均流速が 5 m/s、冷却液温度が車載インバータで一般的に使用される温度である 60°C、出口ゲージ圧力が 0 kPa、熱流束が 18 MW/m²、冷却液が純水である。

発熱源および流路のモデル形状は 4.4 節に示す銅ブロックを用いた高熱流束試験装置を模擬する形状としている。図 4.5 に発熱源と流路のモデル形状を示す。図 4.5 において、沸騰冷却面の面積は 10 mm×10 mm、流路幅を 12 mm、流路高さを 1 mm としている。表 4.1 に解析パラメータを示す。表 4.1 において、フィン凸高さ 0 mm の条件は第 3 章の SiC 素子のパワーモジュールの構造と同一条件である。

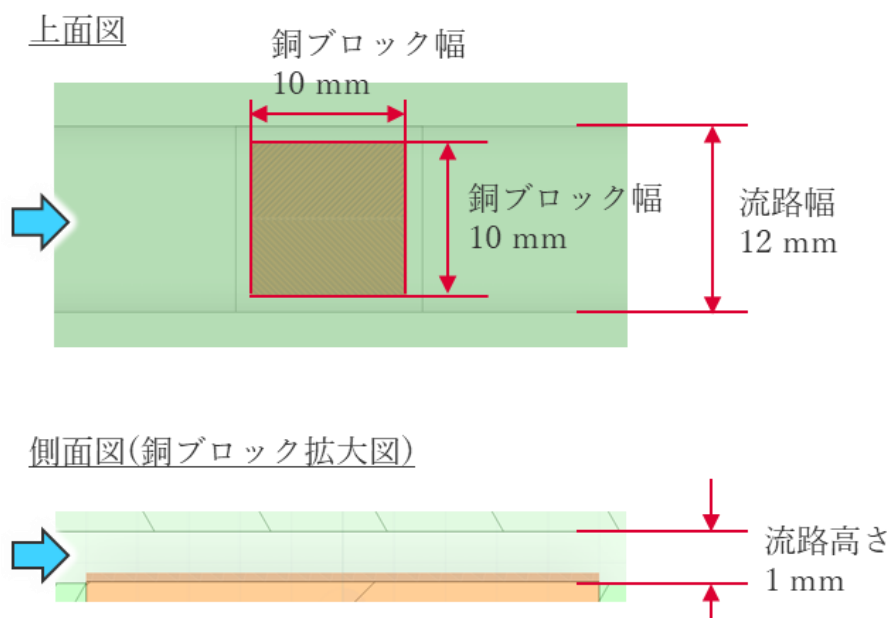


図 4.5 解析モデル形状

表 4.1 解析パラメータ

項目	パラメータ
フィン凸高さ	0 mm、0.2 mm、0.4 mm、0.6 mm、0.8 mm
シェブロンフィン角度	30 度、45 度、60 度
フィン深さ	173 μm 、400 μm 、600 μm

図 4.6 に解析で検証する流速および圧力の位置と、座標軸(x, y, z)の定義を示す。図 4.6 に示すようにフィンチャネルの流速は銅ブロックの上流側から 0.2 mm、かつ流路中央のフィンチャネルの深さ 50 μm の位置とし、フィン上部の圧力は銅ブロックの上流側から 0.2 mm、かつ流路中央のフィン上部の圧力の位置と定義する。

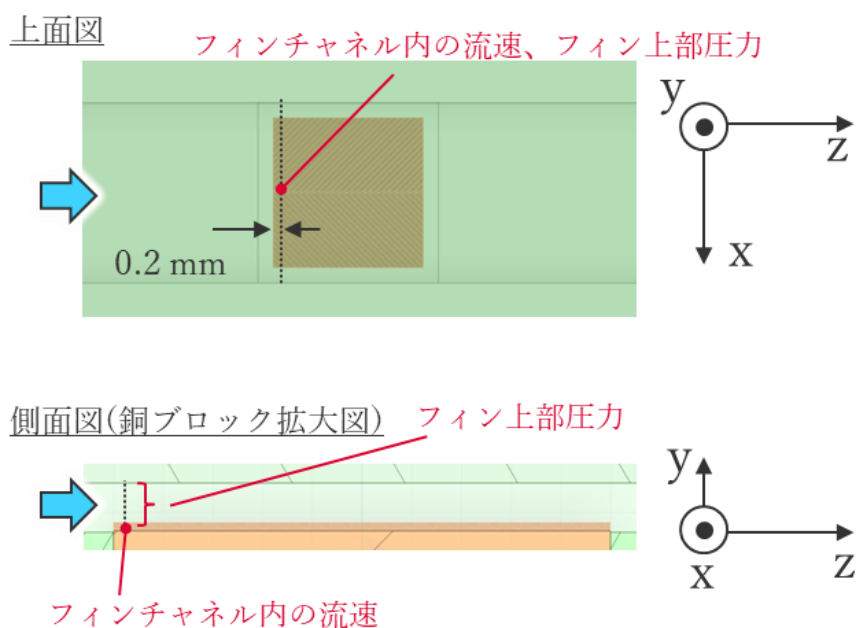


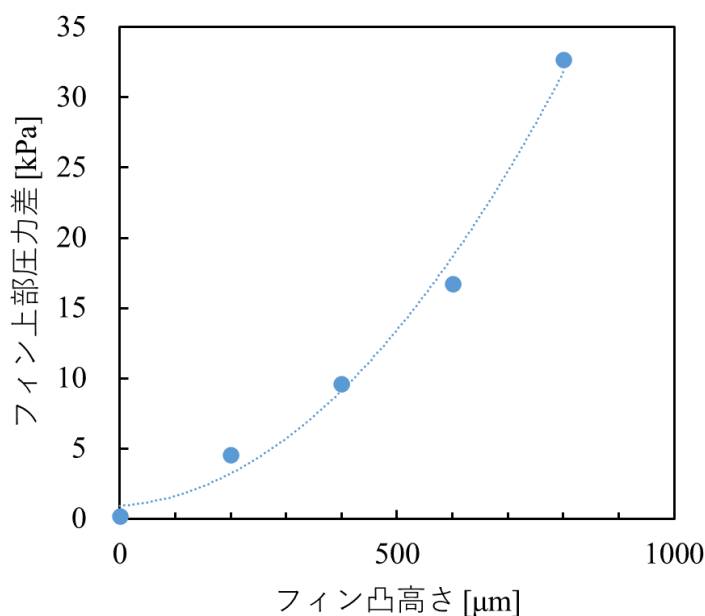
図 4.6 検証する流速・圧力の位置と座標軸(x, y, z)の定義

4.3.3 CFD 解析結果

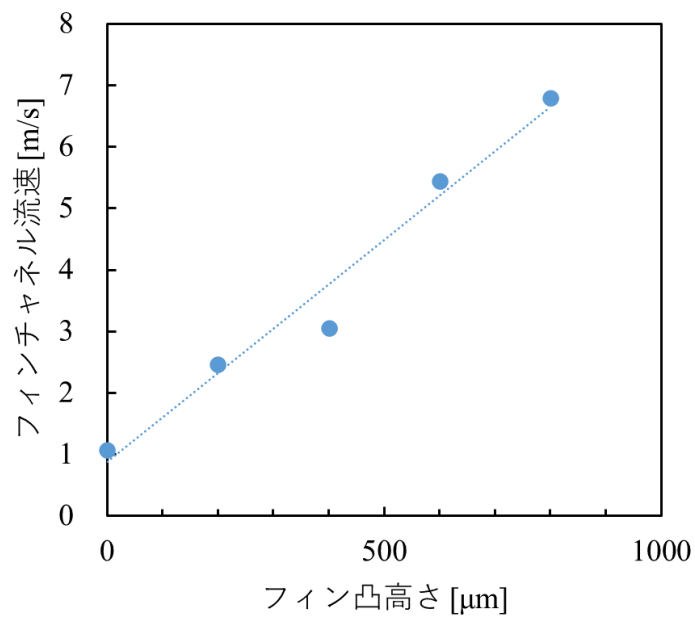
4.3.3.1 フィン凸高さの影響

図 4.7 にフィン凸高さを変化させたときのフィンチャンネル内流速およびフィン上部の圧力差を示す。ここで圧力差は圧力場の最大値と最小値の差であり、y 軸の一方方向に向かう流れが形成される圧力差を正とする。また、図 4.8 にフィン高さ 200 μm のときの流路中央断面の流速ベクトルおよび圧力分布を示す。なお、水温は車載インバータで一般的に使用される温度である 60°C、流速は 5 m/s であり、シェブロンフィン角度は 45 度、フィン深さは 173 μm である。

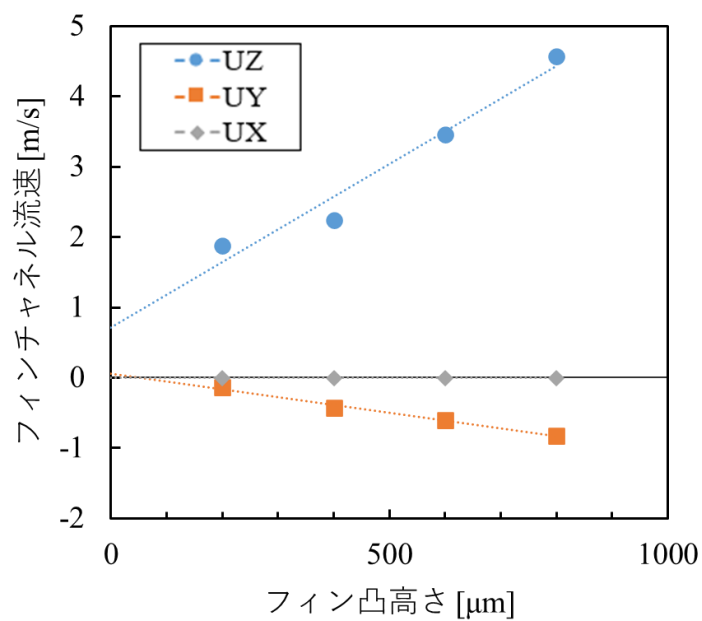
図 4.7 (a)(b)より、フィン凸高さを高くすることでフィン上部の圧力差が大きくなり、フィンチャンネルの流速が増加する傾向となっている。また図 4.7(c)よりフィン凸高さを増加させた場合に、狭隘流路からフィンに向かう y-方向と狭隘流路の流れ方向の z+方向の速度成分が速くなる。さらに、図 4.8 において狭隘流路の流れがフィンに衝突する箇所では狭隘流路の上昇流が発生しており、また狭隘流路からフィンに向かう方向に低圧になるような圧力場が形成されていることが確認できる。これらの結果より、フィンを凸構造とすることでフィン上部で形成された圧力場が狭隘流路からフィン方向へ向かうサブクール液の流れを起し、フィンチャンネルの流れを高速化する効果を期待できる。



(a) フィン凸高さとフィン上部圧力差の関係

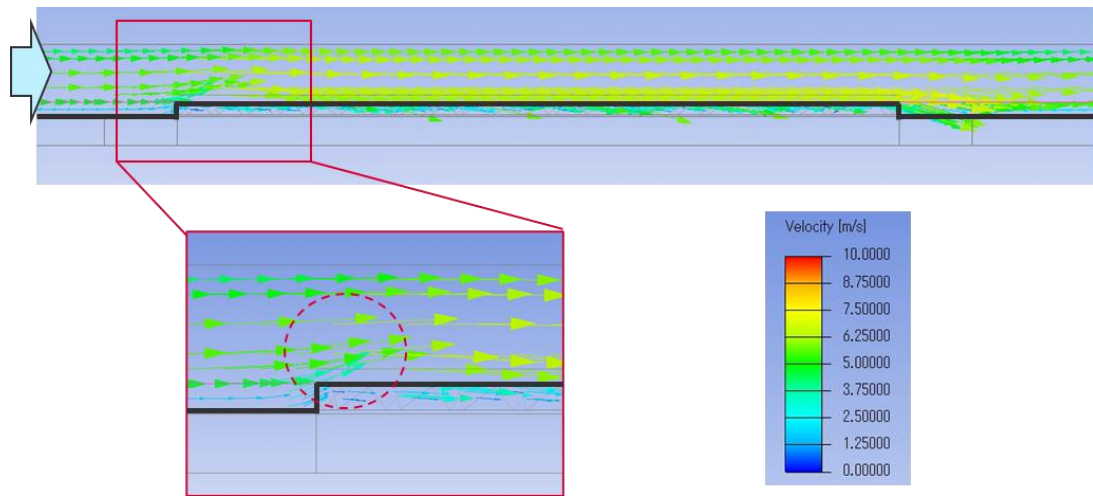


(b) フィン凸高さとフィンチャンネル内流速の関係

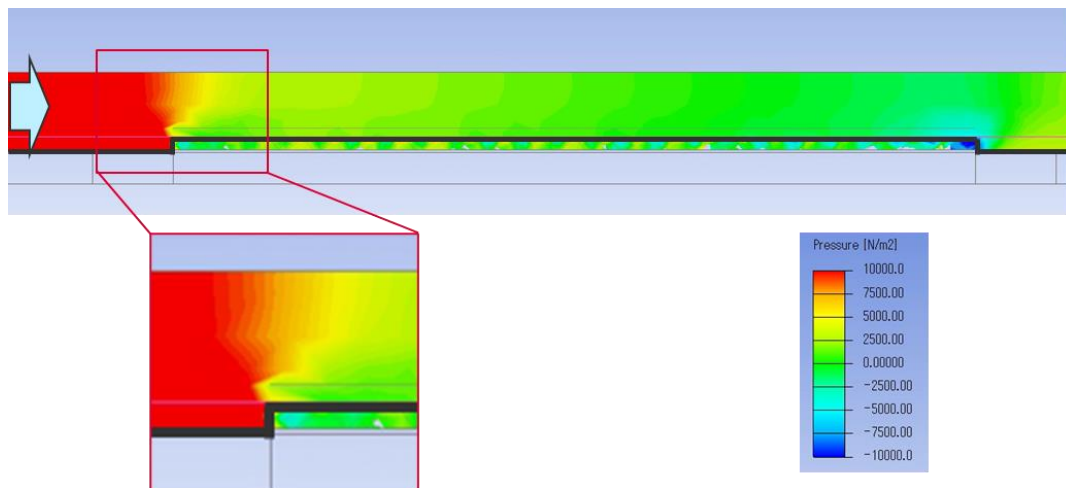


(c) フィン凸高さとフィンチャンネル内流速の方向成分の関係

図 4.7 フィン凸高さを変化させたときのフィンチャンネル内流速および圧力



(a) 流速ベクトル



(b) 圧力分布

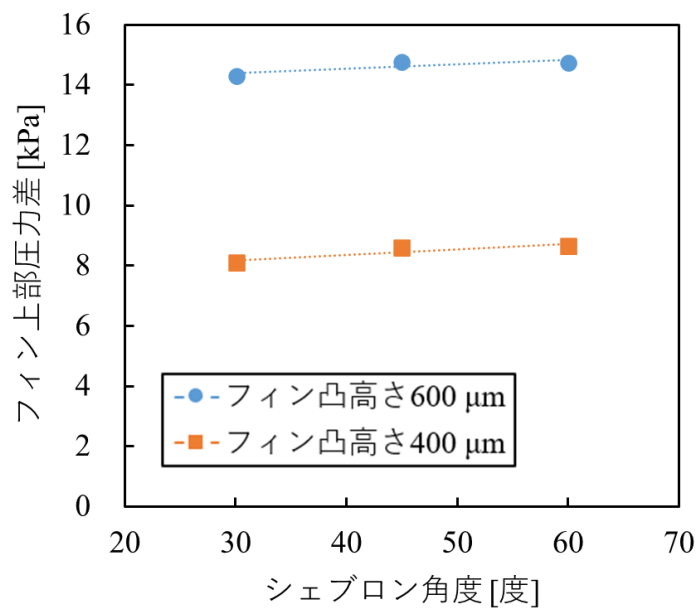
図 4.8 流路中央断面の流速ベクトルおよび圧力分布

4.3.3.2 シェブロンフィン角度の影響

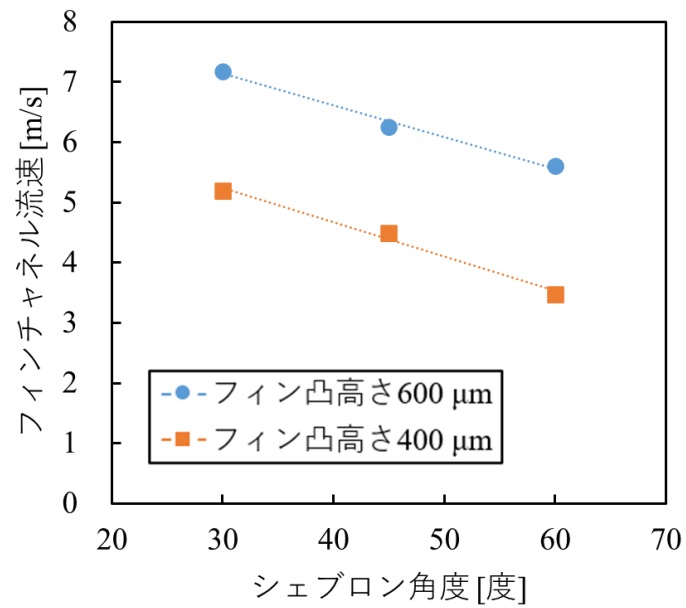
図 4.9 にシェブロンフィンの角度を変化させたときのフィンチャンネル内流速およびフィン上部の圧力差を示す。ここで圧力差は圧力場の最大値と最小値の差分とし、y 軸の一方方向に向かう流れが形成される圧力差を正とする。なお、水温は車載インバータで一般的に使用される温度である 60°C、流速は 5 m/s であり、フィン凸高さは 400 μm もしくは 600 μm 、フ

フィン深さは $173\text{ }\mu\text{m}$ である。

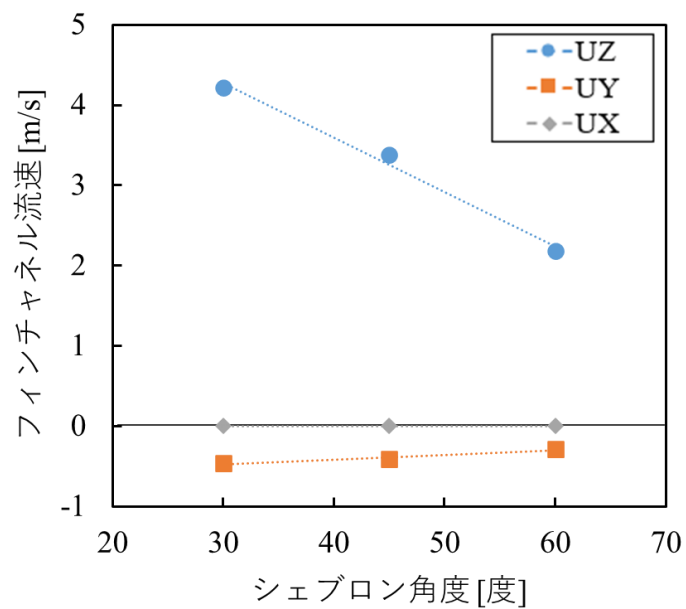
図 4.9(a)より、フィン凸高さを変化させる場合とは異なり、シェブロンフィン角度を変化させた場合でもフィン上部の圧力差に変化は見られない。しかしながら、図 4.9(b)(c)よりフィンの角度を小さくするとフィンチャンネル流速が速くなるとともに、 z 軸方向の流速成分が増加する傾向が確認できる。このことから、シェブロンフィン角度を小さくすると狭隘流路の流れと同一方向のフィンチャンネルの流速を効果的に高速化することができると考えられる。一方で、シェブロンフィンの角度がさらに小さくなるとフィンチャンネルの流れが狭隘流路の流れと平行となることから、第 2 章の直交フィンにおける“渦流および沸騰気泡発生体 (Vortex & Boiling Bubble Generator)”の効果が小さくなり、沸騰気泡が発生しにくくなることが推測される。



(a) シェブロンフィン角度とフィン上部圧力差の関係



(b) シェブロンフィン角度とフィンチャンネル内流速の関係



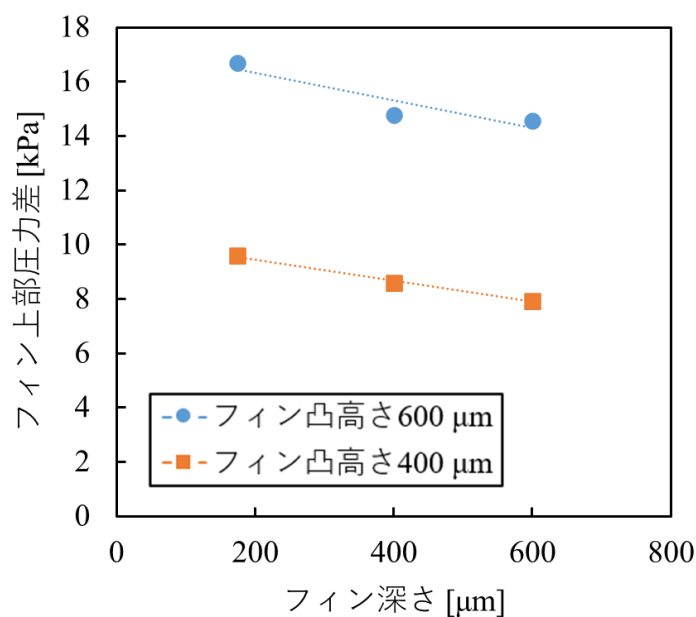
(c) シェブロンフィン角度とフィンチャンネル内流速の方向成分の関係

図 4.9 シェブロンフィン角度を変化させたときのフィンチャンネル内流速および圧力

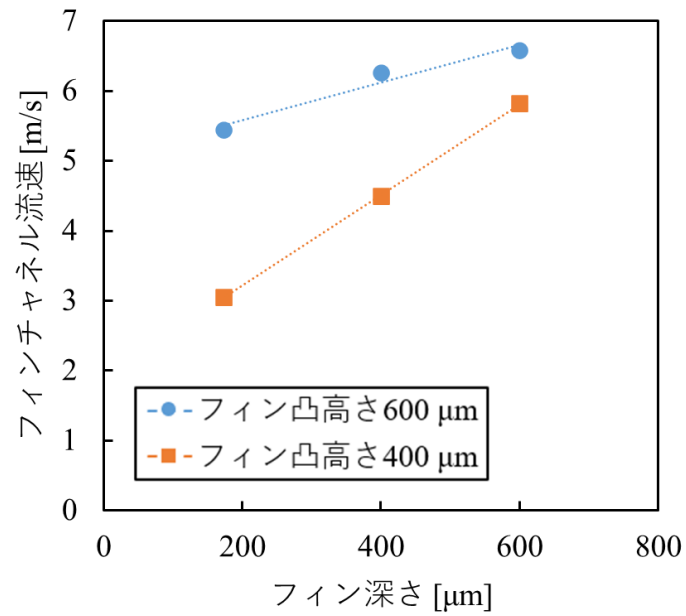
4.3.3.3 フィンの深さの影響

図 4.10 にフィン深さを変化させたときのフィンチャンネル内流速およびフィン上部の圧力差を示す。ここで圧力差は圧力場の最大値と最小値の差分とし、y 軸の一方方向に向かう流れが形成される圧力差を正とする。なお、水温は車載インバータで一般的に使用される温度である 60°C、流速は 5 m/s であり、フィン凸高さは 400 μm もしくは 600 μm 、シェブロンフィン角度は 45 度である。

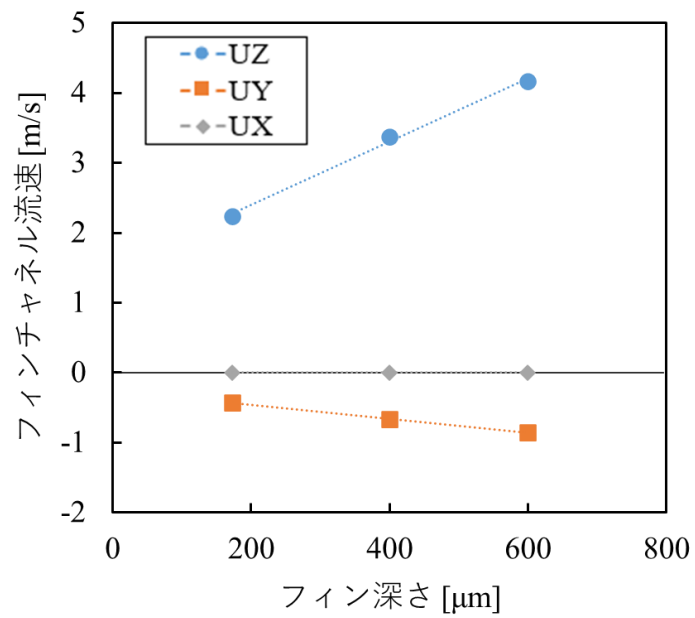
図 4.10(a)より、シェブロンフィンの角度を変化させた場合と同様、フィンの深さを変化させた場合でもフィン上部の圧力差に大きな変化は見られない。一方で図 4.10(b)(c)より、フィン深さを深くするとフィンチャンネルの流速は高速化する傾向となり特に狭隘流路と同一方向の Z 方向成分の流速の増加が顕著である。このことからフィン深さを深くすると狭隘流路の流れと同一方向のフィンチャンネルの流速を効果的に増加させることができると考えられる。



(a) フィン深さとフィン上部圧力差の関係



(b) フィン深さとフィンチャネル内流速の関係



(c) フィン深さとフィンチャネル内流速の方向成分の関係

図 4.10 フィン深さを変化させたときのフィンチャネル内流速および圧力

4.3.3.4 解析結果まとめ

CFD 解析ソフトウェアを用いて沸騰冷却面のフィン構造を変更したときの冷却液の挙動を評価し、フィン凸高さを高くする場合、フィン深さを深くする場合、シェブロン角度を小さくする場合にフィンチャネルの流速を効果的に増加させることができることが分かった。これにより、以下の効果が期待できる。

①フィン凸高さを高くすることでフィン上部の圧力場の高低差で狭隘流路からフィンに向かう y 軸方向の流れが発生し、サブクール液の流入と沸騰気泡の凝縮を促進できる。

②フィン深さを深くすることで z 軸方向の流速を増加させ、非沸騰域の性能改善と沸騰気泡の離脱を促進できる。

③シェブロン角度を小さくすることで z 軸方向の流速増加で非沸騰域の性能改善と沸騰気泡の離脱を促進できる。

4.4 高熱流束試験装置による実証試験

4.4.1 実験方法と水準

4.3 節の解析結果に基づき、フィン凸高さを変化させたときの効果について実証試験を実施する。本章での評価は高い熱流束条件での評価を実施することを狙いとして、はんだの耐熱温度の制約がある SiC パワーモジュールではなく銅ブロックを使った実験装置を使用する。図 4.11 に高熱流束試験装置の構成図を、図 4.12 に試験部の構成図を示す [52][53]。図 4.11 において、高熱流束試験装置はポンプ、流量計、試験部、熱交換器、ストレージタンクが直列に接続されている。図 4.12 より、試験部の狭隘流路の高さは 1 mm で幅は 16 mm である。加熱された銅ブロックは狭隘流路の中央に接続される。沸騰冷却面の投影面積は 10 mm×10 mm であり、銅ブロックの上端面である。図 4.13 に沸騰冷却面を有する銅ブロックの詳細図を示す。沸騰冷却面の熱流束は、銅ブロック底部に挿入されたカートリッジヒータで制御される。銅ブロック上部の 10 mm の角柱の中心軸上に 3 本の K 型熱電対を埋め込み、定常状態で温度データを取得する。温度分布の一次近似を用いて沸騰冷却面の壁面過熱度を推定するとともに、(4.1)式の Fourier の熱伝導則によって沸騰冷却面の熱流束を推定する。(4.1)式において、 q は熱流束、 k は熱伝導率、 dT/dx は温度勾配である。実験は熱流束が CHF に達するか、沸騰冷却面の酸化を避けるために沸騰冷却面の温度が 160°C に達した時点、もしくはカートリッジヒータの温度上限 900°C に達した時点で終了する。

$$q = k \frac{dT}{dx} \quad (4.1)$$

本節の実験では、試験条件は冷却液を純水、流速を 1 m/s、5 m/s、10 m/s、水温を車載インバータで一般的に使用される温度である 60℃とする。沸騰冷却面の凸高さの影響を評価するため、フィン凸高さは 0 mm、0.2 mm とし、フィンは V 型シェブロンフィンとした。またフィン凸高さを変化させたときの沸騰冷却面の気泡の挙動を確認するため、ステンレス製上蓋に設けたポリカーボネート製の透明窓から沸騰冷却面を観察する。

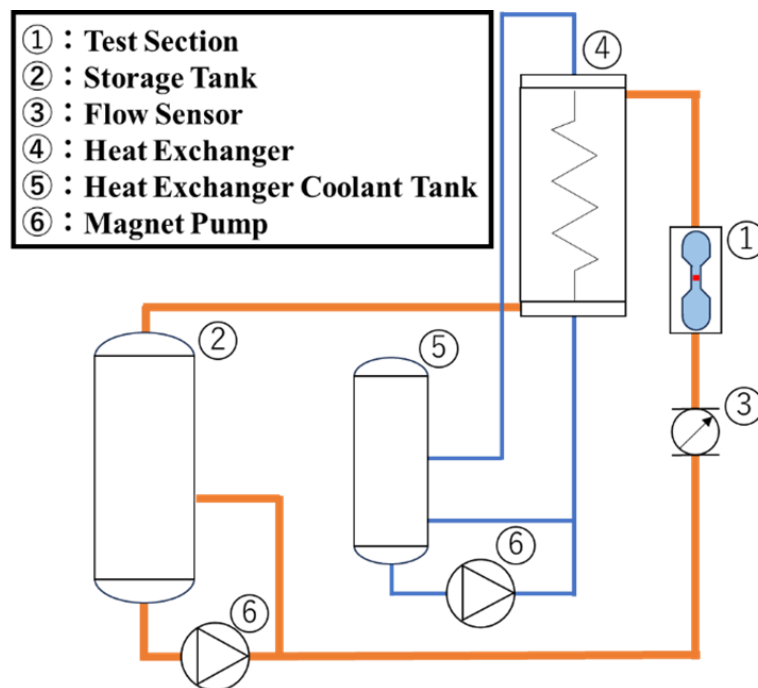


図 4.11 高熱流束試験装置の構成

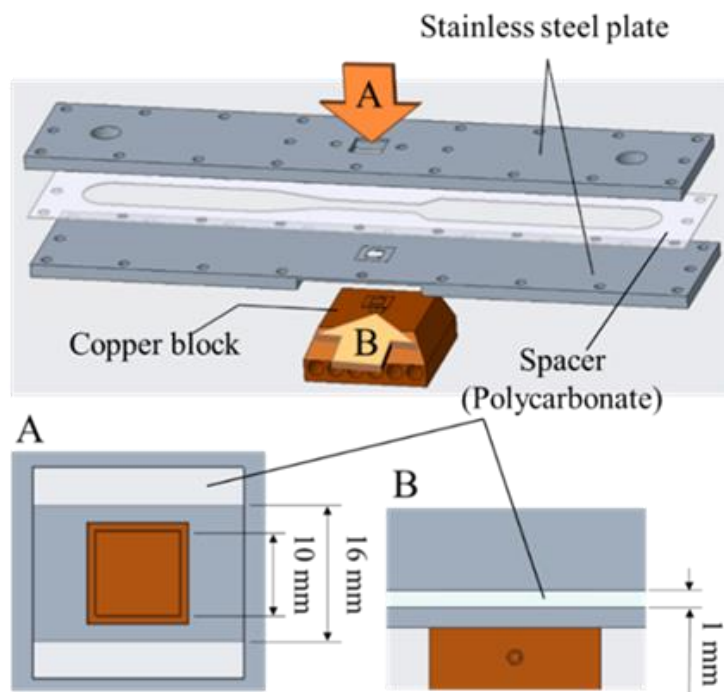


図 4.12 流路と沸騰冷却面の構成

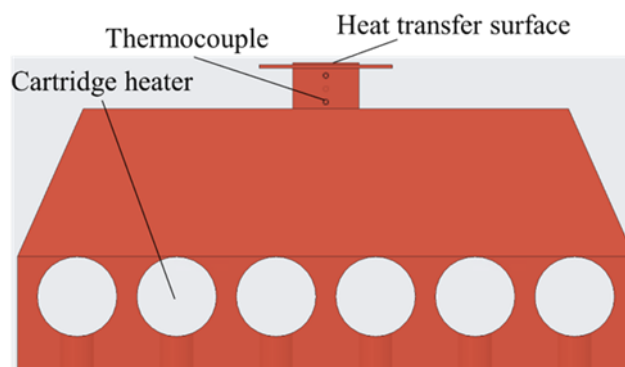


図 4.13 加熱用銅ブロックの詳細図

4.4.2 実験結果と考察

図 4.14 に流速 5 m/s において凸高さを変化させたときの沸騰曲線を示す。図 4.14 において、フィン凸高さ 0.2 mm の方がフィン凸高さ 0 mm に比べ壁面過熱度が低く、熱流束 10 MW/m^2 で比較すると約 26 K 低下している。この壁面過熱度の低下は、銅ブロックの側面

部の冷却液との接触面積増加によるものと推定される。またフィン凸高さ 0 mm では約 12.8 MW/m² で銅ブロックの沸騰冷却面の温度が 160°C に達したため評価を終了したが、フィン凸高さ 0.2 mm では壁面過熱度 32 K において最大熱流束 14.2 MW/m² に達した。これはフィン凸高さを増加させることで、シェブロンフィンのフィンチャンネル内の旋回流が更になり、効果的にサブクール液の流入と沸騰気泡の凝縮を促進していることに起因すると考えられる。これにより CHF も凸型シェブロンフィンの方が高くなると予想できる。

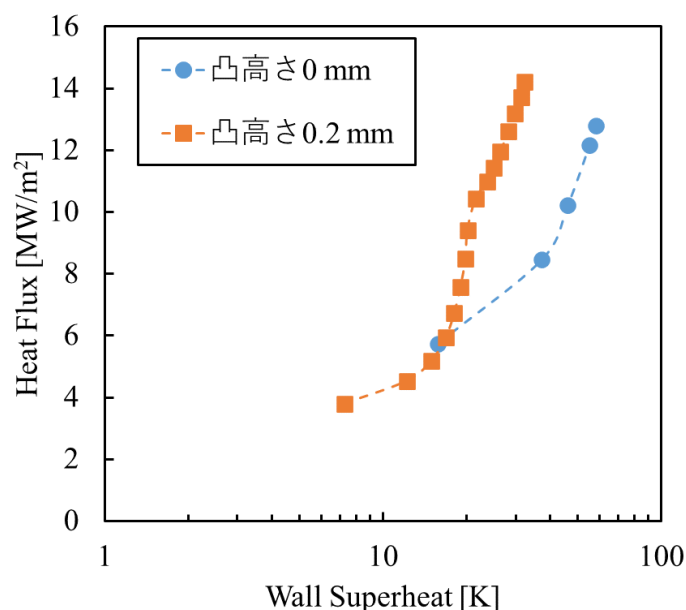


図 4.14 フィン凸高さを变化させたときの沸騰曲線

次に、フィン凸高さ 0 mm に比べ冷却性能の上昇が見られたフィン凸高さ 0.2 mm の条件において、流速を変化させたときの沸騰曲線および壁面過熱度と熱伝達率の関係をそれぞれ図 4.15 と図 4.16 に示す。図 4.15 において、各流速で熱流束 5.2 MW/m² (1 m/s)、10.4 MW/m² (5 m/s)、13.4 MW/m² (10 m/s) 付近で熱流束の増加傾向が変化した。増加傾向の変化は図 4.16 の熱伝達率のグラフからも明確に確認できる。図 4.15 の増加傾向が変化した熱流束は、甲藤・倉田と Kutateladze の限界熱流束の予測線 [23] [30] とほぼ一致しており、増加傾向が変化した点において限界熱流束の現象ではないが新たに別の現象が発現したと考えられる。流速 1 m/s においては変化点以降で熱伝達率が横ばいもしくは低下が確認された。一方で、流速 5 m/s および流速 10 m/s においては増加傾向が変化した後も壁

面過熱度は大きく上昇せず、熱流束が上昇する傾向が確認できる。流速 10 m/s における最大熱流束と最大熱伝達率は、それぞれ 18.9 MW/m^2 と $22.6 \times 10^4 \text{ W/m}^2\text{K}$ を達成した。

図 4.17 に増加傾向が変化したあとの熱流束 13.2 MW/m^2 、5 m/s での沸騰伝熱面を気泡の様相を示す。図 4.17 において、沸騰冷却面から微細な気泡が発生しており、気泡微細化沸騰が発生していると考えられる。この微細な気泡はフィン凸高さ 0 mm では確認されなかったため、フィン凸高さを増加させたことによる特有な現象と考えられる。これらの結果から、フィン凸高さを増加させることによりフィンチャネルへサブクール液の流入が促進され、フィンチャネル内における沸騰気泡の微細化により沸騰冷却性能の向上につながったと考えられる。

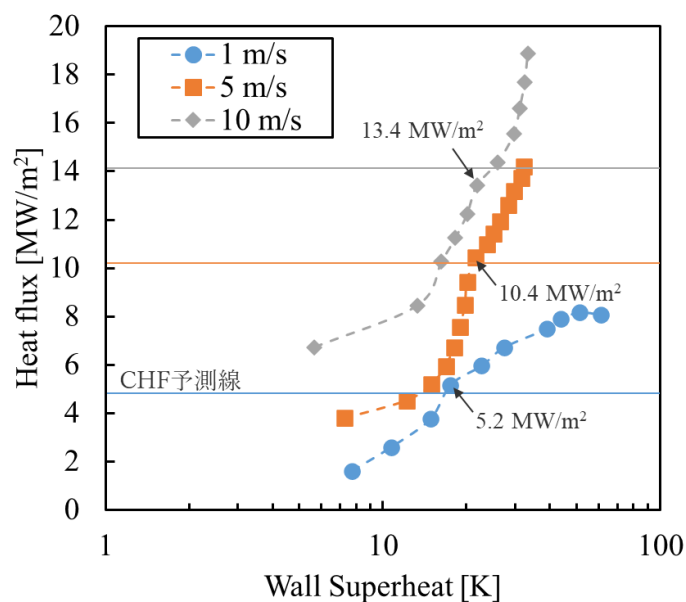


図 4.15 フィン凸高さ 0.2 mm における流速変化時の沸騰曲線

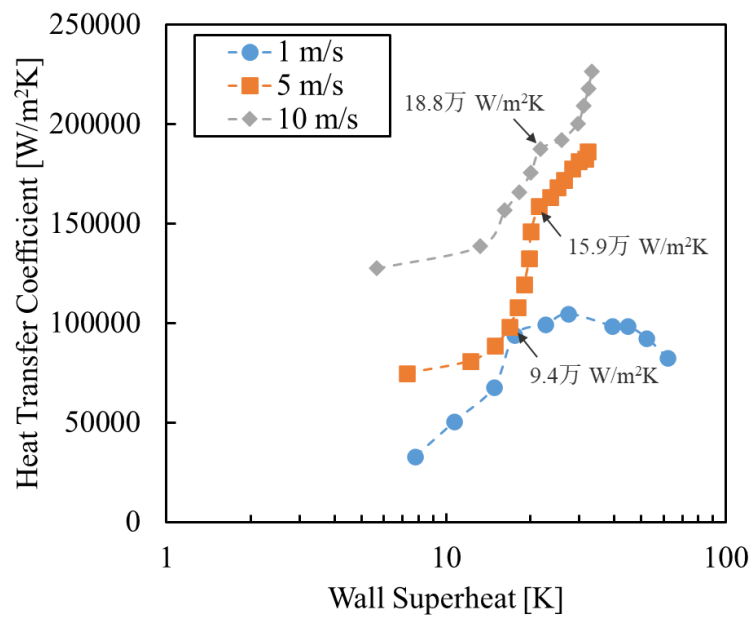


図 4.16 フィン凸高さ 0.2 mm における流速変化時の壁面過熱度と熱伝達率の関係

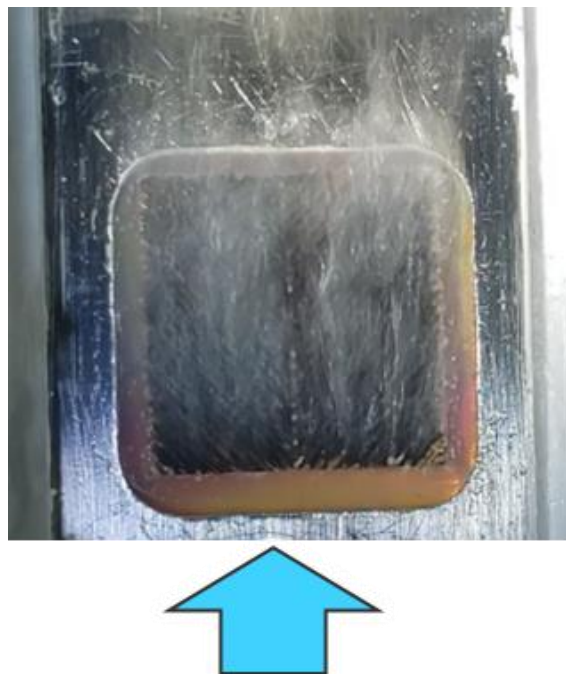


図 4.17 気泡微細化沸騰発生時の沸騰冷却面の様相

4.5 本章のまとめ

本章では、第 3 章で提案した“熱水リフレッシュ法 (Hot Coolant Refreshing Method)” を更に活性化するため、新たに「流動制御型気泡微細化沸騰」を提案した。「流動制御型気泡微細化沸騰」を実現するため、フィン上部に圧力勾配場を形成することでフィン上部から沸騰冷却面 (フィンチャンネル内部) へのサブクール液流入を促すフィン構造について議論した。そのため、CFD 解析によりフィン凸高さ、フィン深さ、シェブロンフィン角度をパラメータとした場合の流動を評価、その知見をもとに沸騰熱伝達率と限界熱流束の向上効果を高熱流束型試験装置により評価した。得られた知見を以下に示す。

- ・フィン凸高さを高くすることでフィン上部に圧力場の高低差を形成することができる。これにより狭隘流路からフィン内部へ向かう流れが発生するため、沸騰伝熱面へのサブクール液の積極的流入と沸騰気泡の離脱・凝縮を更に促進させる効果が期待できる。
- ・フィン深さを深くすることで狭隘流路の流れと同一方向のフィンチャンネル内の流速を高速化し、沸騰気泡の離脱を促進する効果を期待できる。
- ・シェブロン角度を小さくすることで狭隘流路と同一方向のフィンチャンネル内流速を高速化し、沸騰気泡の離脱を促進する効果を期待できる。
- ・フィン凸高さを高くすることで壁面過熱度を低下させ、熱流束を向上できる。
- ・上記の各パラメータの影響を総括してシェブロンフィンの最適化を図り、最大熱流束と最大熱伝達率はそれぞれ 18.9 MW/m^2 と $22.6 \times 10^4 \text{ W/m}^2\text{K}$ である。
- ・沸騰気泡の可視化から、沸騰冷却面から微細化された沸騰気泡を発生させることができる (流動制御型気泡微細化沸騰)。

本章の評価ではフィン凸高さの効果検証を実施したが、フィン凸高さだけでなく、フィンの深さ、シェブロンフィンの角度についても沸騰熱伝達と熱流束の向上効果が期待できるとともにシェブロン構造の最適形状が存在すると考えられ、今後の研究課題である。また、SiC パワーモジュールの接合材の耐熱温度の制約を解決し、提案する「流動制御型気泡微細化沸騰」を SiC パワーモジュールで実現することも今後の研究課題である。

第 5 章 LLC 冷却液に対するスケール阻害剤の適用と効果実証

5.1 スケール阻害剤導入の概要

第 4 章までに強制流動沸騰の熱伝達率と熱流束を向上するため、沸騰気泡の発生と離脱・凝縮を促進する流動場とフィン形状について提案した。提案するフィン形状において、冷却液に純水を用いた場合に最大 18.8 MW/m^2 の性能を達成し、純水を想定した目標熱流束 18 MW/m^2 を満足することを確認した。

しかしながら、車両用インバータに使われる冷却液は不凍液として LLC を用いるため [54]、LLC に含まれる防錆剤の影響で沸騰表面と冷却液の中にスケールを発生する可能性がある。このスケール発生により、熱伝達率の低下や配管のつまりが発生し、車両の冷却システムのパフォーマンスの低下につながる。冷却液中に発生する主要なスケールには炭酸カルシウムがあるが [55] [56] [57] [58] [59] [60]、防錆剤として添加されるリン酸イオンから生成されるリン酸カルシウムもスケールの一種である。いくつかの研究で炭酸カルシウムのスケール阻害剤についての報告があるが、リン酸カルシウムに関する阻害剤の研究は少ない [61] [62] [63]。第三アミン-リン酸 [64] [65]、ポリエポキシコハク酸 [66]、ポリアスバラギン酸 [60] [67] がスケールの阻害剤として提案されている。これらの阻害剤は有効なスケール阻害剤であるが、入手性が困難であることや費用が高額であること、阻害剤の合成が必要であることから、LLC の阻害剤として導入するには課題となる。

本研究はエチレンジアミン四酢酸(EDTA: Ethylenediaminetetraacetic Acid)を導入することを検討する。EDTA は容易に入手でき、費用効果の高い汎用試薬である。EDTA は多くの金属イオンと強い錯体を形成し、大きな安定度定数を持ち、二価金属イオンと六配位八面体構造を形成して、冷却液中に溶解状態で残るアニオン錯体を形成する。このように、EDTA はスケール発生の主因であるカルシウムイオンと結合するため、有効なスケール阻害剤となることが期待される。本章では、EDTA のスケール阻害剤としての有効性をポット試験により評価する。更に、沸騰気泡発生条件における阻害剤の効果を評価するため、飽和プール沸騰および強制流動沸騰における評価を実施する。その後、有効性を確認した EDTA を用いて、LLC 冷却液における沸騰性能を実験的に評価する。

5.2 スケール発生およびスケール発生を阻害する原理

図 5.1 にスケール生成および阻害剤を使用した時のスケール発生を阻害する原理のイメ

ージ図を示す。図 5.1 は二価金属イオンをカルシウムイオン(Ca^{2+})、防錆剤の添加物をリン酸イオン(PO_4^{3-})とした場合のイメージ図である。図 5.1 より、冷却液の中にカルシウムイオンおよびリン酸イオンが存在する場合、それぞれのイオンが結合し、冷却液中もしくは沸騰冷却面表面に炭酸カルシウムとなって析出する。この現象は、沸騰時に顕著に発生する。一方で、カルシウムイオンおよびリン酸イオンが存在する冷却液の中に EDTA を添加する場合、EDTA とリン酸イオンは結合し錯体となる。EDTA とリン酸イオンの結合により生成された錯体は水溶性であるため、冷却液中に溶解しスケールは発生しない。また原理的に EDTA はリン酸イオンに影響を与えないから、リン酸イオンによる防錆効果にも影響を与えないと考えられる。

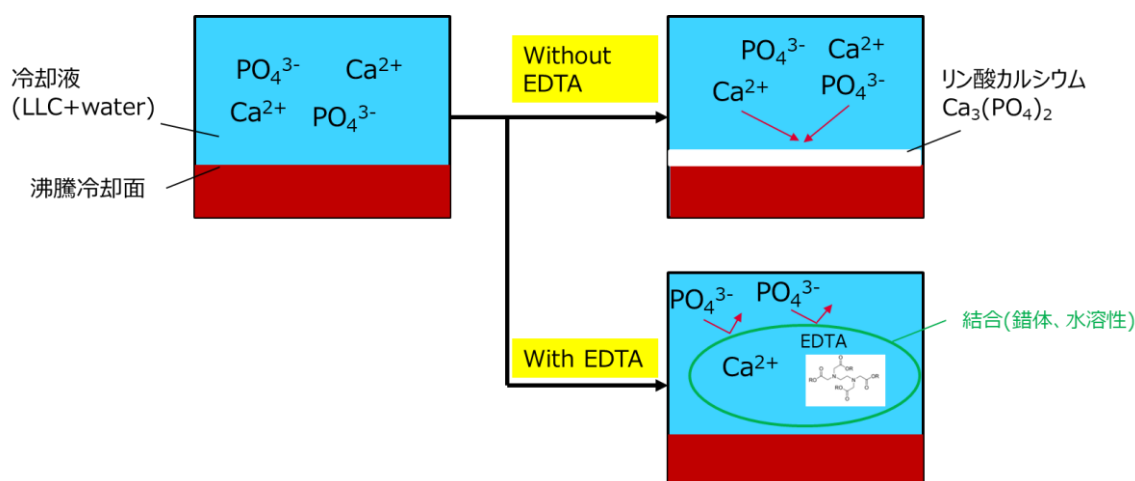


図 5.1 スケール生成および EDTA 使用時のスケール抑制の原理

5.3 ポット試験による要素評価

5.3.1 試薬および実験方法、条件

試薬はエチレンジアミン四酢酸(EDTA)、リン酸ナトリウム(Na_3PO_4)、および塩化カルシウム(CaCl_2)を用いる。これらの試薬と純水を使用して、リン酸ナトリウム水溶液を 0.1 mol/L 調製するとともに、EDTA および塩化カルシウム水溶液をそれぞれ 0.5 mol/L 調製する。また pH 調整用途として 0.1 mol/L の塩酸 (HCl) および水酸化ナトリウム (NaOH) 水溶液を用いる。

まず、塩化カルシウム水溶液とリン酸ナトリウム水溶液を混合し、スケールが発生する条件を検証する。塩化カルシウムおよびリン酸カルシウムの水溶液はそれぞれ 50 ml 準備し、

リン酸カルシウム水溶液に塩化カルシウム水溶液を添加してスケールの有無を確認する。温度は 25℃、40℃、60℃、80℃とし、pH は 3、5、7、9 とした。またリン酸ナトリウムと塩化カルシウムの濃度は 0.01 mol/L から 0.1 mol/L の条件とした。各溶液の pH は pH 計で確認しながら塩酸および水酸化ナトリウムの水溶液を用いて調製する。

次に、スケールが発生する条件において EDTA のスケール阻害効果を検証する。塩化カルシウム、リン酸カルシウムおよび EDTA の水溶液をそれぞれ 50 ml 準備し、カルシウムイオンおよびリン酸イオンを含む水溶液に EDTA 水溶液を添加してスケールの有無を確認する。水溶液の温度は 25℃、40℃、60℃、80℃とし、pH は 7 とした。また、(5.1)式に EDTA によるスケール生成の阻害効率を定義する。(5.1)式において、 C_i はリン酸ナトリウム水溶液と塩化カルシウム水溶液を混合した水溶液中のカルシウムのモル濃度を、 C_f は EDTA 混合後のカルシウムのモル濃度である。なお、カルシウムのモル濃度は混合水溶液をろ紙でろ過し、ろ液中のカルシウム濃度を計測する。

$$\text{Inhibition efficiency [\%]} = \frac{C_f}{C_i} \times 100 \quad (5.1)$$

5.3.2 実験結果と考察

表 5.1 にリン酸ナトリウムの水溶液に塩化カルシウムの水溶液を添加したときのスケール発生の有無を示す。表 5.1 において、リン酸ナトリウムと塩化カルシウムの各々の水溶液の濃度が 0.01 mol/L のとき、どの pH および温度でもスケールは確認されなかった。さらに各々の水溶液の濃度が 0.02 mol/L~0.1 mol/L であっても、水溶液の pH が 5 以下であれば、どの pH、濃度および温度でもスケールは発生しなかった。一方で pH7 以上ではスケールが発生した。以上より、水溶液中のカルシウムイオンの濃度が高くても、pH3 や pH5 の酸性であれば沈殿が生じないと考えられる。

次にスケールが生成する pH7 および pH9 の条件における EDTA の効果を検証する。表 5.2 にリン酸ナトリウム水溶液と塩化カルシウム水溶液の混合液に 0.05 mol/L の EDTA を添加したときのスケールの発生有無を、図 5.2 に水温 80℃における試料の様子を示す。表 5.2 より、EDTA を添加しない場合にスケールが発生した pH 7 および pH9 の条件においても、EDTA を添加することでスケールが発生しなかった。図 5.2 において、EDTA を添加しなかった試料 1 は水溶液の白濁が確認されたが、EDTA を添加した試料 2 および試料 3 の水溶液では白濁は確認されなかった。

表 5.1 リン酸ナトリウム水溶液に塩化カルシウム水溶液を添加した時のスケール発生有無

Na ₃ PO ₄ (mol/L)	CaCl ₂ (mol/L)	pH	Temperature (°C)	Precipitation
0.01	0.01	3 - 9	25 - 80	No
0.02	0.02	3, 5	25 - 80	No
0.02	0.02	7, 9	25 - 80	Yes
0.05	0.05	3, 5	25 - 80	No
0.05	0.05	7, 9	25 - 80	Yes
0.05	0.1	3, 5	25 - 80	No
0.05	0.1	7, 9	25 - 80	Yes
0.1	0.05	3, 5	25 - 80	No
0.1	0.05	7, 9	25 - 80	Yes
0.1	0.1	3, 5	25 - 80	No
0.1	0.1	7, 9	25 - 80	Yes

表 5.2 混合液に EDTA を添加した時のスケール沈殿有無

Na ₃ PO ₄ (mol/L)	CaCl ₂ (mol/L)	pH	Temperature (°C)	Precipitation
0.05	0.05	7, 9	25 - 80	No
0.05	0.1	7, 9	25 - 80	No

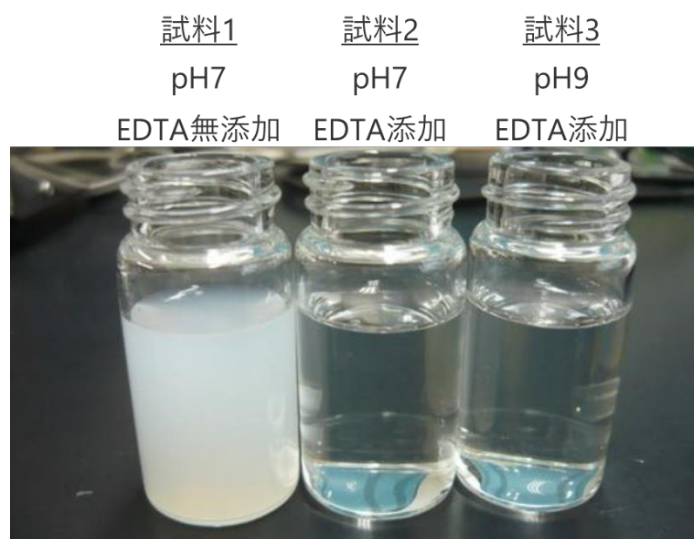


図 5.2 試料の様子

さらに、図 5.3 にスケールが発生する温度 25°C、pH7 の条件における EDTA のモル濃度とスケール発生 of 阻害効率との関係を示す。図 5.3 において、灰色はカルシウムイオンの濃度 0.005 mol/L、青色は濃度 0.02 mol/L、オレンジ色はイオン濃度 0.05 mol/L のときの阻害効率を示す。図 5.3 より、カルシウムイオン濃度が 0.005 mol/L での阻害効率は、EDTA の濃度が 0.02 mol/L 以上あれば 100%の阻害効率を示した。一方で、カルシウムイオン濃度が 0.02 mol/L での阻害効率は一部の阻害効果にとどまり、阻害効率は約 20%であった。EDTA の濃度を増加させると阻害効率は急激に増加し、阻害効率は 100%となった。さらに、カルシウムイオン濃度が 0.05 mol/L の場合は、EDTA の濃度の増加に伴って阻害効率が上昇し、EDTA の濃度が 0.1 mol/L で阻害効率が 100%となった。理論的には EDTA とカルシウムイオンは 1:1 で結合するが [68]、阻害効果を 100%とするにはカルシウムイオン濃度の 2 倍の EDTA 濃度が必要であった。水道水で LLC を希釈する場合、アフリカの水道水のカルシウム濃度は約 0.002 mol/L であり [69]、世界で最も水道水のカルシウム濃度が高い。炭酸カルシウムに換算した硬度は 0.006 mol/L [57] であり、本研究で検討したカルシウム濃度の 1/10 未満であることから、EDTA によりスケールの発生を抑制することが可能であると考えられる。

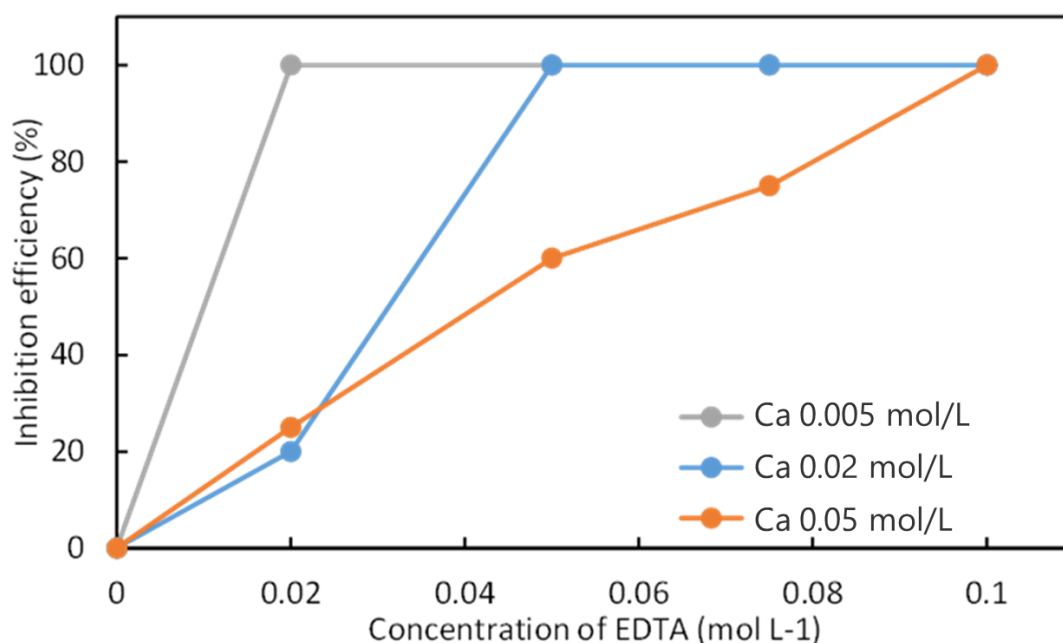


図 5.3 EDTA の濃度とスケール生成の阻害効率との関係

5.4 平滑面を用いた沸騰評価における阻害剤の効果検証

5.4.1 平滑面を用いたプール沸騰評価

5.4.1.1 実験装置および実験方法

沸騰冷却面を平滑面としたときのプール沸騰条件における EDTA の効果を検証する。図 5.4 に実験装置の構成を示す。図 5.4 において、実験装置はステンレス製タンク、ロープヒータおよび投げ込みヒータ、カートリッジヒータ内蔵の銅ブロック、銅ブロック中央の伝熱面近傍に設置された熱電対およびタンク周りに設置された断熱材から構成される。水溶液は 0.05 mmol/L の CaCl_2 を含む硬水で LLC(トヨタ純正スーパーロングライフクーラント [70])を 2 倍に希釈して水溶液を調製する。また同じ水溶液に 0.1 mol/L の EDTA を添加して、2 種類の溶液を調製した。タンク内に入れた水溶液はロープヒータおよび投げ込みヒータを用いて冷却液が飽和温度になるまで加熱し、一定時間保持する。またカートリッジヒータ内蔵の銅ブロックはタンクの底部に置き、熱電対の温度が 100°C となるように設定する。

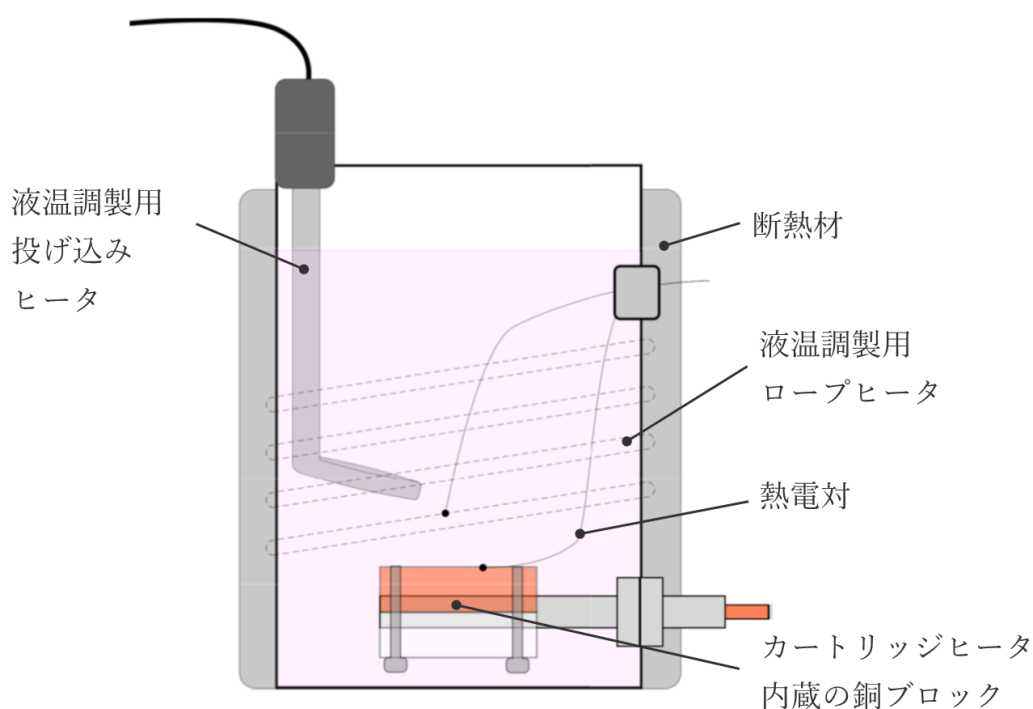


図 5.4 実験装置の構成

5.4.1.2 実験結果

図 5.5 に EDTA を添加しない場合の試験前後のタンク内の様子を、図 5.6 に EDTA を添加する場合の試験前後のタンク内の様子を示す。また、図 5.7 に試験後の水溶液をバイアル瓶に移し、静置したときのバイアル瓶底部の水溶液の様子を示す。図 5.5 より EDTA を添加しない場合は銅ブロックを加熱すると徐々に水溶液が混濁し、透明性を失う結果となった。また図 5.7(a)よりバイアル瓶の底部に白色の沈殿物が生じた。一方で、図 5.6 より EDTA を添加した場合は銅ブロックを加熱しても水溶液が混濁することなく透明のままであった。また図 5.7(b)よりバイアル瓶の底部には沈殿物は生じなかった。これらの結果より、プール沸騰条件において LLC とカルシウムを含む水溶液に EDTA を添加した場合にスケール発生を阻害する効果を確認した。

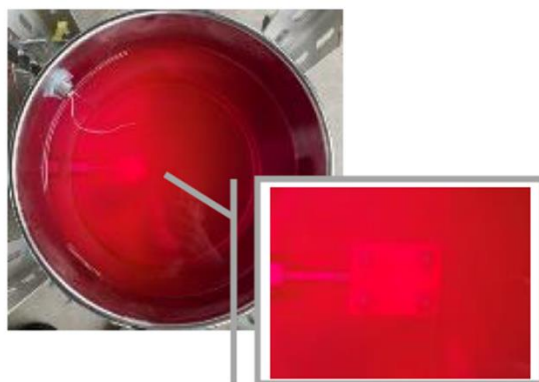


(a) 試験前

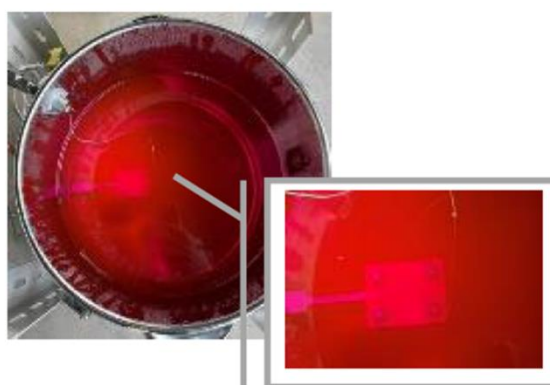


(b) 18 時間加熱後

図 5.5 EDTA を添加しない場合のタンク内の様子



(a) 試験前



(b) 20 時間加熱後

図 5.6 EDTA を添加する場合のタンク内の様子



(a) EDTA の添加なし



(b) EDTA の添加あり

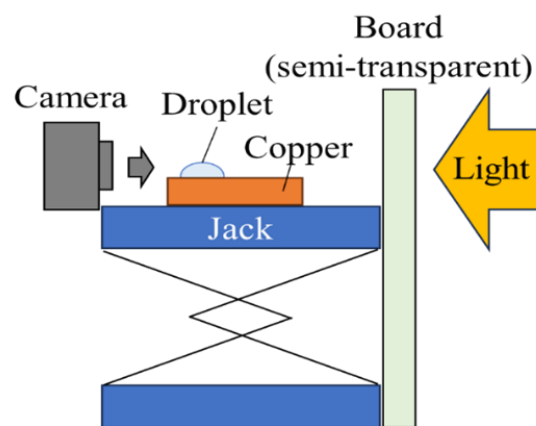
図 5.7 バイアル瓶底部の水溶液の様子

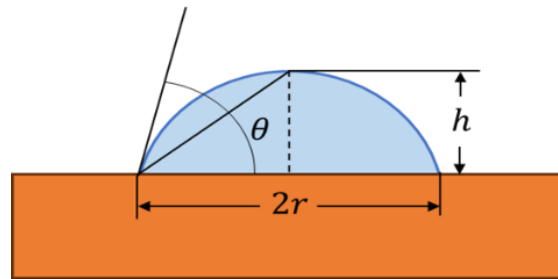
5.4.2 平滑面を用いたサブクール流動沸騰評価

5.4.2.1 実験方法と条件

沸騰冷却面を平滑面としたときのサブクールプール沸騰条件における EDTA の効果を検証する。実験装置は 4.4.1 節および図 4.11～図 4.13 に示したものと同一である。本実験では純水 (Coolant P)、LLC と純水の混合液 (Coolant L)、Coolant L と 4 g/L の EDTA の混合液 (Coolant LE) の 3 種類の冷却液を導入する。LLC はトヨタ純正スーパーロングライフクーラント [70]であり、Coolant-L の濃度は 30 vol%である。また Coolant LE に含まれる EDTA の濃度は 0.38 vol%である。冷却液の入口温度は 60°Cで狭隘流路の冷却液平均流速は 1 m/s と 5 m/s である。EDTA の添加が沸騰熱伝達性能に及ぼす影響を確認するため、Coolant P, Coolant L, Coolant LE の順に評価した。Coolant L の試験では、沸騰伝熱面にスケールが発生すると考えられる。冷却液を変更する場合は同一設置条件での沸騰冷却性能を評価するため、沸騰冷却面の洗浄は行わない。さらに各冷却液の接触角を測定し、沸騰現象に及ぼす濡れ性の影響を評価する。図 5.8 に示すように、直径約 2 mm の冷却液の液滴を銅製板の上に置き液滴の接触状態をカメラで撮影する。液滴の接触角は接触角 θ 、液滴の半径 r 、液滴の高さ h として(5.2)式の $\theta/2$ 法により評価する。この方法は酸化銅表面の濡れ性の改善を論じた文献 [71]と同じである。

$$\theta = 2 \tan^{-1} \frac{h}{r} \quad (5.2)$$





(b) 接触角の定義

図 5.8 接触角の測定装置と定義

5.4.2.2 実験結果

図 5.9 に各冷却液の沸騰曲線、表 5.3 に各冷却液の最大熱流束と接触角の関係をそれぞれ示す。図 5.9 より、Coolant P の場合の限界熱流束はサブクールの効果を含め甲藤・倉田の相関式 [30] とほぼ一致した。Coolant P と Coolant L を比較すると、核沸騰域における Coolant P の壁面過熱度は Coolant L よりも同じ熱流束で最大 40 K 低い。これは LLC の沸騰熱伝達性能が流動沸騰条件下で著しく低下することを意味する。Coolant P と Coolant L の熱流束は、流速 1 m/s および壁面過熱度 20 K の条件でそれぞれ約 4 MW/m² と 1 MW/m² であり、壁面過熱度 20 K での沸騰熱伝達が 70% 以上低下している。Coolant L の LLC 濃度は 30 vol% であり、LLC の主成分はエチレングリコールであることから、沸騰熱伝達の低下は前述したように純水に対する LLC の物性変化 [7]、濡れ性の変化、沸騰伝熱面へのスケール析出によるものと考えられる。濡れ性の変化について、表 5.3 より Coolant L の接触角は純水よりも約 10 度小さかった。しかし、接触角 10 度の差は沸騰熱伝達性能にそれほど影響しないと考えられる。沸騰冷却面へのスケール析出について、沸騰伝熱現象により沸騰冷却面のキャビティ数の大幅な減少またはスケール厚みの増加を引き起こし、冷却性能の劣化を引き起こしたと考えられる。次に、Coolant LE と Coolant L を比較すると Coolant LE の沸騰冷却性能が著しく向上している。例えば、壁面過熱度 50 K および流速 5 m/s の条件において、Coolant LE の熱流束は Coolant L より約 3 MW/m² 高い。Coolant LE の EDTA 濃度は 0.38 vol% と非常に低く、Coolant L と比較して Coolant LE の物性に变化はないと考えられる。そのため、濡れ性あるいはスケール析出物の変化が熱伝達改善の主要因である。Coolant L と Coolant LE の接触角がほぼ同じであることから、EDTA が沸騰冷却面へのスケール析出を抑制し、さらに EDTA が Coolant LE の試験中にスケールを溶解し、沸騰熱伝達性能を改善した可能性がある。

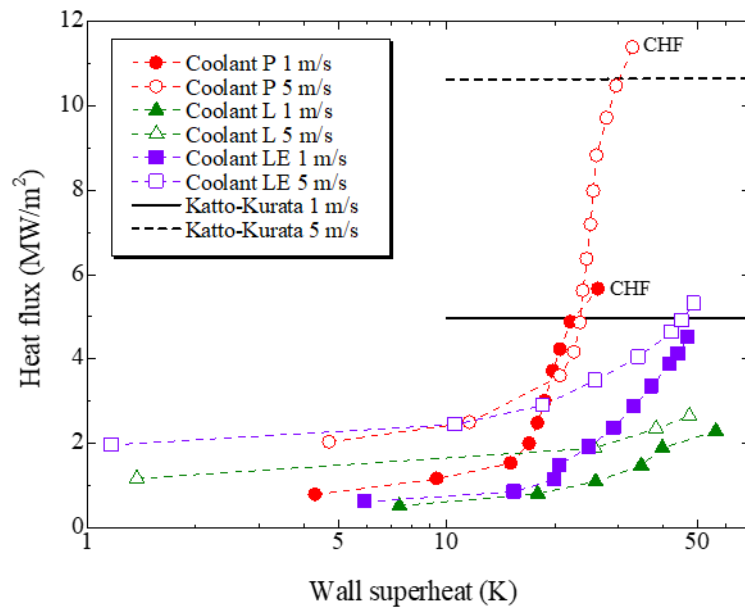





図 5.9 各冷却液における壁面過熱度と熱流束の関係

表 5.3 各冷却液における最大熱流束と接触角

Coolant	Legend	Velocity	Maximum heat flux (Wall superheat)	Coolant angle	Photograph of a droplet
Coolant P	●	1 m/s	5.7 MW/m ² (26.4 K)	81.2°	
	○	5 m/s	11.4 MW/m ² (33.0 K)		
Coolant L	▲	1 m/s	2.3 MW/m ² (56.2 K)	71.2°	
	△	5 m/s	2.7 MW/m ² (47.4 K)		
Coolant LE	■	1 m/s	4.5 MW/m ² (47.0 K)	73.1°	
	□	5 m/s	5.3 MW/m ² (48.8 K)		

5.5 直交フィンを用いたサブクール流動沸騰評価における

阻害剤の効果検証

5.5.1 実験方法と条件

本節ではサブクール流動沸騰条件における EDTA の効果を検証する。実験装置は第 2.4.1

章および図 2.9 に示したものと同一である。SiC パワーモジュールの沸騰冷却面には角型直交フィンを設けている。実験は SiC パワーモジュールに連続的に定電流を流し、SiC 素子を発熱させる。発熱条件は核沸騰の沸騰開始点直後の熱流束 2.4 MW/m^2 で 2 時間、更に熱流束を増加させた条件である熱流束 5.4 MW/m^2 を 10 時間の 2 条件とした。発熱時の SiC 素子の温度 T_j 、冷却液温度 T_l および発熱量 Q を計測し、(5.3)式に示す計算式を用いて SiC 素子から冷却液までの熱抵抗 R_{th} を算出する。

$$R_{th} = \frac{T_j - T_l}{Q} \quad (5.3)$$

また冷却液は LLC(トヨタ純正スーパーロングライフクーラント [70])を純水で 2 倍に希釈した水溶液、LLC を 0.05 mmol/L の CaCl_2 を含む硬水で 2 倍に希釈した水溶液、LLC を 0.05 mmol/L の CaCl_2 を含む硬水で 2 倍に希釈した水溶液にさらに 0.05 mol/L の EDTA を添加した水溶液の 3 種類とし、冷却液の温度は 60°C 、冷却液の流速は 4 m/s とした。さらに加熱後の SiC パワーモジュールを静置し、沸騰冷却面の観察および沸騰冷却面の析出物の成分分析を実施した。析出物の成分分析では、採取した析出物の Au スパッタを実施し、表 5.4 の条件で EPMA 定性分析を実施する。

表 5.4 EPMA 定性分析条件

Instrument	EPMA1720
Acc.V [kV]	15
Beam Size [μm]	20
B.C. [nA]	50
Correction	RATIO

5.5.2 実験結果

図 5.10 に熱流束 2.4 MW/m^2 における熱抵抗の推移を、図 5.11 に熱流束 5.4 MW/m^2 における熱抵抗の推移を示す。図 5.10 より、試験開始時点では各冷却液における熱抵抗は有意な差はなく、EDTA 有無や硬水と純水の違いによる沸騰冷却性能の違いはないと考えられる。次に 120 分の加熱を継続した場合、硬水で LLC を希釈した水溶液を用いた冷却液で評価した SiC モジュールの熱抵抗はほぼ倍増する結果となった。純水で LLC を希釈した水溶液の場合の熱抵抗は硬水で希釈した水溶液と比べて増加しなかったが、時間の経過に伴

い徐々に増加する傾向となった。硬水を含む冷却液の条件では純水よりもカルシウムイオンの濃度が大きいことから、熱抵抗の増加要因であるスケールが生じやすい環境であったために熱抵抗の増加が顕著であったと考えられる。一方で、硬水で LLC を希釈した水溶液にさらに EDTA を添加した水溶液の場合で熱抵抗は実験開始から全く変化せず一定であった。このことから、熱抵抗の増加が顕著であった硬水を含む冷却液の条件においても EDTA を添加することで熱抵抗の増加の要因であるスケールの生成を阻害できたと推定される。さらに熱抵抗の増加が見られなかった EDTA を添加した水溶液を用いて、熱流束を 5.4 MW/m^2 に増加させて最大 10 時間の経過を確認したが、図 5.11 より熱抵抗の増加は見られず一定であった。このことから、EDTA を添加することで冷却性能の悪化を抑制でき、微細フィンによる高い沸騰冷却性能を維持できることが確認された。

また図 5.12 に各条件における沸騰冷却面の様子を示す。また、図 5.13 および表 5.5 に熱流束 2.4 MW/m^2 、硬水・EDTA なしの条件で発生した析出物の成分分析結果を示す。図 5.12 より、熱抵抗が増加した SiC パワーモジュールの沸騰冷却面には白色スケールの析出が確認された。一方で、EDTA を添加した場合は沸騰冷却面にスケールの析出は見られなかった。また図 5.13 および表 5.5 より、白色スケールの成分は P、Ca、O、K、Mg が特徴的に検出され、リン酸カルシウムなどのリン酸塩が主成分と予想される。これらの結果より、EDTA の添加することによりスケールの発生を阻害する効果が確認された。

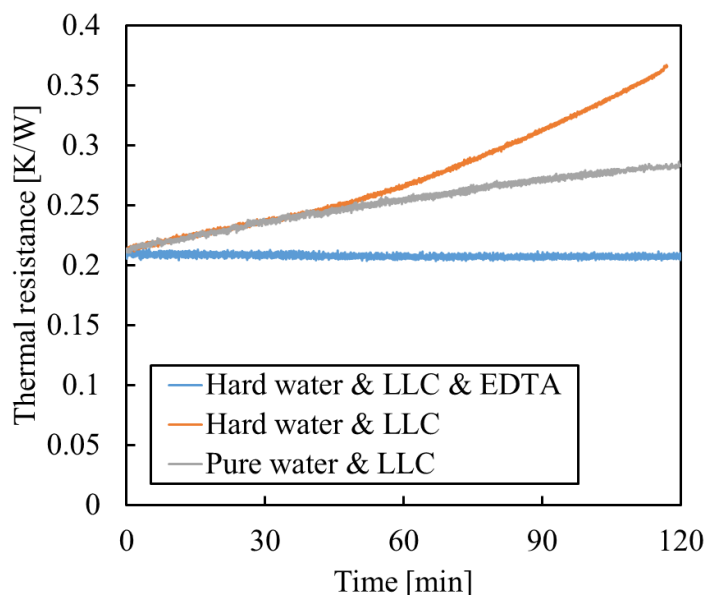


図 5.10 熱流束 2.4 MW/m^2 における熱抵抗の推移

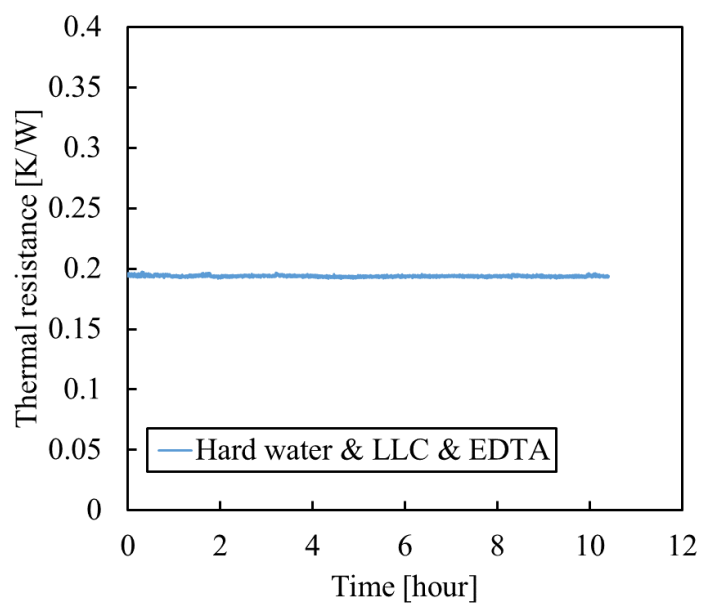
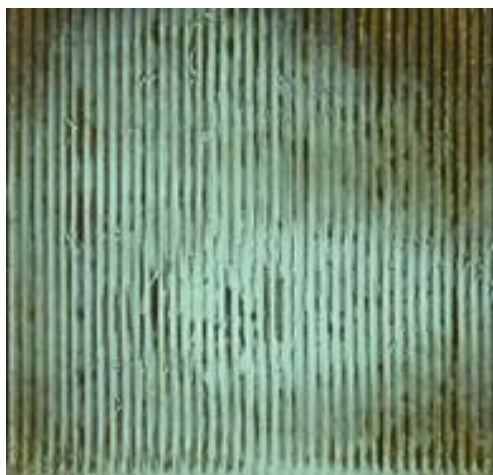
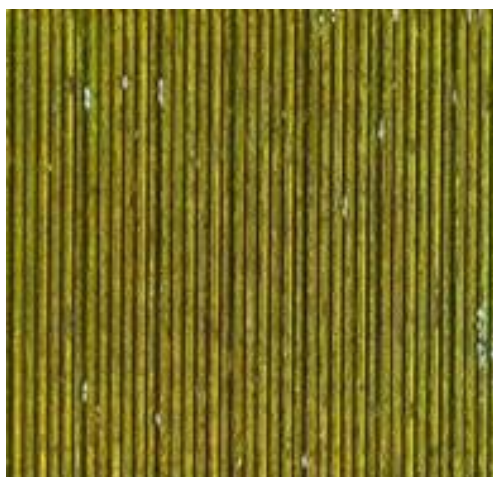


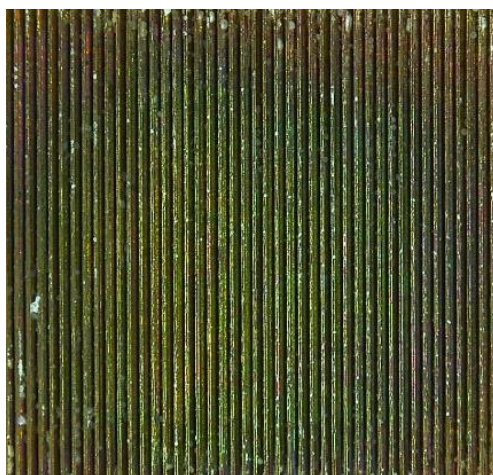
図 5.11 熱流束 5.4 MW/m^2 における熱抵抗の推移



(a) 熱流束 2.4 MW/m^2 、硬水・EDTA なし



(b) 熱流束 2.4 MW/m^2 、硬水・EDTA あり



(c) 熱流束 5.4 MW/m^2 、硬水・EDTA あり

図 5.12 実験後の沸騰冷却面の様子

表 5.5 EPMA 検出成分および簡易定量値

P	Ca	O	K	C	Mg	Na	Cu	S	Si	Cl
22	21	22	16	4	12	<1	<1	<1	<1	—

“—”：検出限界以下、単位：X線強度比 [%]

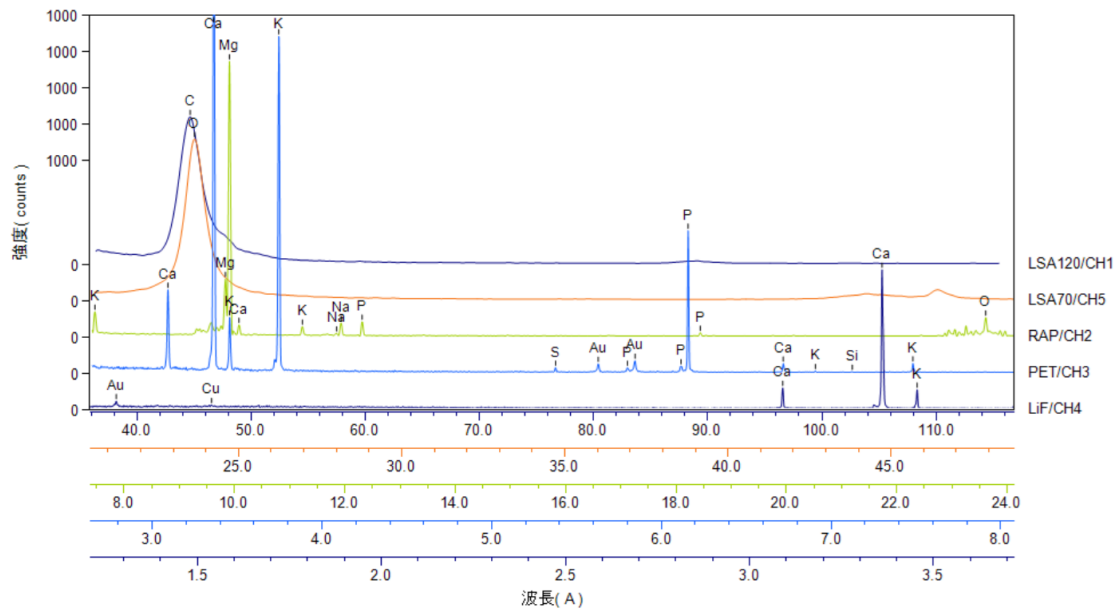


図 5.13 EPMA の定性分析結果

5.6 シェブロンフィンを用いたサブクール流動沸騰の冷却性能評価

5.6.1 実験方法と条件

本節では EDTA を添加した LLC を SiC パワーモジュールの冷却液として使用する場合の沸騰冷却性能を実験的に検証する。実験装置および実験方法は 2.4.1 節および図 2.9 に示したものと同一である。SiC パワーモジュールの沸騰冷却面には V 型シェブロンフィンを設けている。実験条件は、純水で希釈した LLC に EDTA を添加した水溶液を冷却液とし、流速を 3 m/s、水温を車載インバータで一般的に使用される温度である 60℃とした。LLC の水溶液の濃度は 0 % (純水)、10 %、30 %、50 %とした。また SiC 素子と絶縁基板との接合材であるはんだの耐熱温度の制約から、実験の終了条件は最大 250℃とした。

5.6.2 実験結果と考察

図 5.14 に壁面過熱度と SiC 素子から除去される熱流束の関係である沸騰曲線を示し、図 5.15 に壁面過熱度と熱伝達率の関係を示す。また図 5.16 に $\Delta T_{\text{sat}} = 60 \text{ K}$ における沸騰冷却

面の可視化の様子を示す。図 5.14 において、純水の場合には沸騰開始点(ONB)を示す熱流束の増加傾向が変化する点は壁面過熱度が約 33K のときであった。一方で、LLC の場合には熱流束が低くなるとともに、沸騰開始点が高過熱度側に移動している。これは沸騰開始が大きく遅れていることを示しており LLC を使用することにより沸騰熱伝達が悪化していることを示唆している。このことは図 5.15 の結果からも同様に読み取れる。自動車で一般的に使用される LLC30%濃度の条件では沸騰曲線の沸騰開始点は約 50K 付近であった。また最大熱流束は純水の条件では 15.3 MW/m^2 であったが、LLC30%の濃度の条件では 13.2 MW/m^2 と減少した。LLC の条件では限界熱流束の低下が示唆されるが、最大熱流束で目標の 9 MW/m^2 を上回る性能を達成できることを確認した。さらに、図 5.16 より LLC の場合でもフィンチャンネルで沸騰気泡が発生し、離脱・凝縮を繰り返すことが確認された。さらに沸騰気泡はシェブロンフィンのフィンチャンネル方向に沿って対流することを明らかにした。これらの結果から、LLC を使用する場合でもスケール発生による性能劣化はなく、フィンチャンネルの過熱液の輸送により沸騰冷却面全体の気泡発生を促進し、フィンチャンネルの渦流により限界熱流束を高められると考えられる。

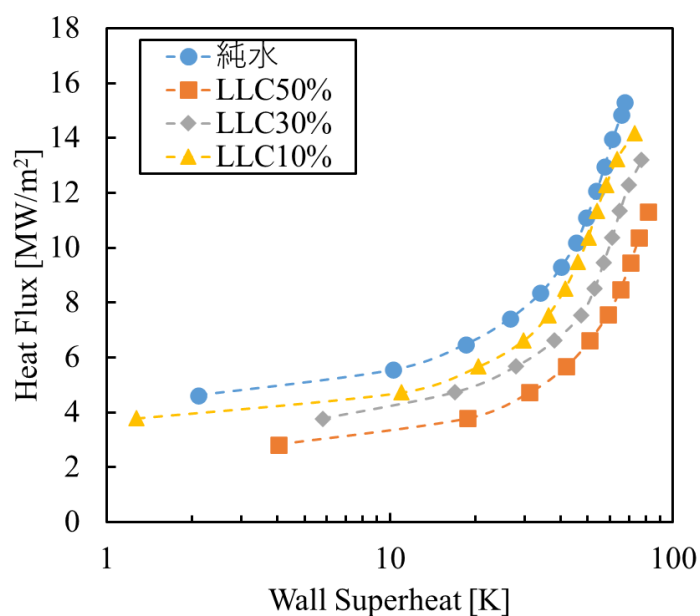


図 5.14 壁面過熱度と熱流束の関係

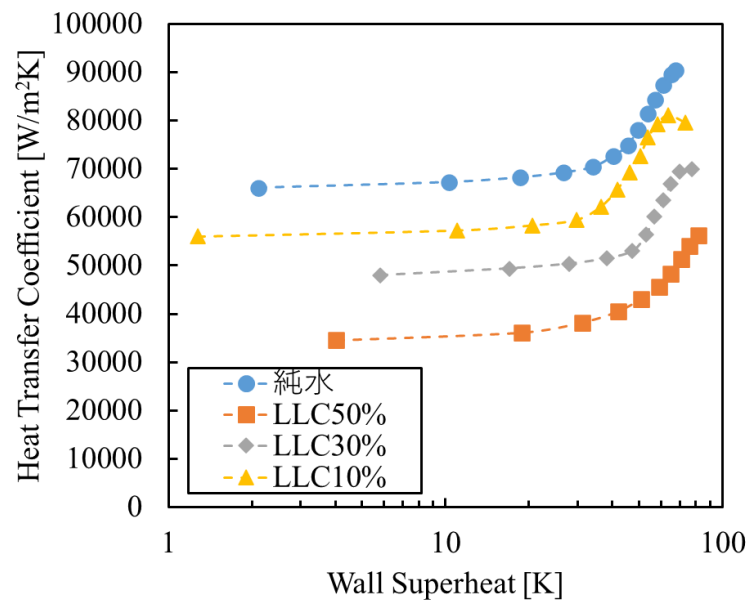
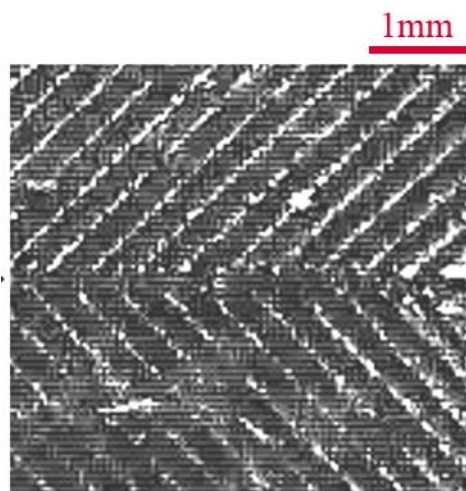
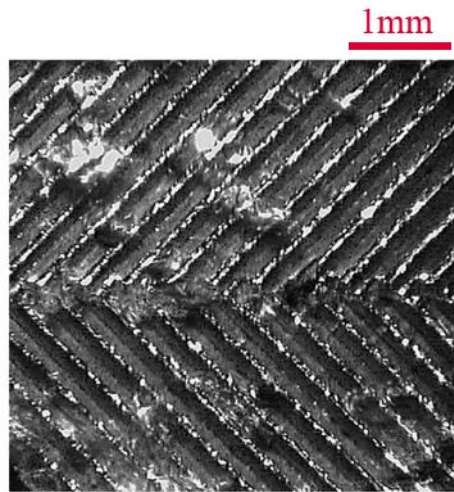


図 5.15 壁面過熱度と熱伝達率の関係



(a) 冷却液：純水($\Delta T_{\text{sat}} = 60 \text{ K}$)



(b) 冷却液：LLC（濃度 30%）（ $\Delta T_{\text{sat}} = 60 \text{ K}$ ）

図 5.16 沸騰冷却面の様子

5.7 本章のまとめ

本章では、車両用インバータに使われる LLC の冷却液におけるスケール発生による沸騰冷却性能の悪化の問題への対応のため、スケールが LLC に含まれる防錆材の成分と水に含まれる金属イオンの化合物であることに着目し、スケール発生を阻害する EDTA を冷却液に添加することを提案し、実験的に EDTA の効果を検証した。

まずポット試験による要素評価において、塩化カルシウム水溶液とリン酸カルシウム水溶液の混合水溶液を使用し、pH と温度条件を変化させてスケールの発生条件を調査した。その結果、pH3 および pH5 の酸性では 25°C から 80°C の温度でスケールは発生しなかったが、pH7 以上ではスケールが発生した。続いてスケールが発生した pH7 および pH9 の条件で阻害剤の EDTA を混合水溶液に添加し、スケールの発生有無を評価した。その結果、EDTA を添加した水溶液では白濁が生じず、スケールの発生が見られなかった。このことから、EDTA がスケール発生を阻害する効果があると考えられる。

次に、プール沸騰条件において EDTA の効果を検証した。硬水で希釈した LLC の水溶液と、硬水で希釈した LLC の水溶液に EDTA を添加して 2 種類の水溶液を調製する。この水溶液の温度が飽和温度となるまで加熱し、水溶液中に設置したカートリッジヒータ内蔵の銅ブロックを加熱し連続的に沸騰させたときのスケールの発生有無を調査した。その結果、EDTA を添加しない水溶液は混濁し透明性を失うとともに、評価後の水溶液から白色のスケールの沈殿物を確認した。一方で、EDTA を添加した水溶液は最大 20 時間加熱しても透明性は失われず、スケールも見られなかった。このことから、LLC を使用したプール沸騰

条件においても EDTA によるスケール阻害の効果があると考えられる。

続いて、車載インバータを想定したサブクール流動沸騰条件における EDTA の効果を検証した。水溶液は LLC を純水で希釈した水溶液、LLC を硬水で希釈した水溶液、LLC を硬水で希釈した水溶液に EDTA を添加した水溶液の 3 種類を準備した。角型直交フィンを有する SiC パワーモジュールを用いて、各水溶液を SiC パワーモジュールの冷却液として循環させ、SiC 素子を連続的に加熱したときの SiC パワーモジュールの熱抵抗の推移を評価するとともに評価後の沸騰冷却面の様子を観察した。その結果、硬水で LLC を希釈した水溶液を使用した場合は SiC パワーモジュールの熱抵抗が顕著に増加し、評価後の沸騰冷却面には白色のスケールが生じた。この白色スケールの成分はリン酸カルシウムなどのリン酸塩の元素が特徴的に検出された。一方で、EDTA を添加した硬水で LLC を希釈した水溶液を使用した場合は、熱抵抗の増加は全く見られず、評価後の沸騰冷却面にもスケールは確認されなかった。このことから、LLC を冷却液としたサブクール流動沸騰においても EDTA はスケール阻害の効果の有すると考えられる。

最後にスケール阻害の有効性を確認した EDTA を含む LLC を冷却液としたときの沸騰冷却性能を実験的に検証した。V 型シェブロンフィンを有する SiC パワーモジュールを用いて、沸騰冷却性能の測定と沸騰冷却面の様子を観察した。その結果、沸騰冷却性能は純水を使用した場合と比べて熱流束が低くなるとともに、沸騰開始点が高過熱度側に移動した。しかしながら、一般車両で使用される LLC30%の濃度条件で最大熱流束は 13.2 MW/m^2 であり目標の 9 MW/m^2 を上回る性能を達成した。また LLC を冷却液として使用した場合でもシェブロンフィンによる沸騰気泡発生と離脱凝縮が連続的に繰り返して生じることを確認できた。以上のことから、提案する EDTA を用いることで LLC 使用時にも性能劣化なく、沸騰冷却面全体で気泡発生を促進し、フィンチャネルの渦流により限界熱流束を高めることができることを実証した。

第 6 章 結論

地球温暖化の防止を背景に、自動車の CO₂ 排出量低減に貢献できる電気自動車の販売台数増加が見込まれている。電動車両に使用されるインバータは小型化・高出力密度化が求められ、インバータの主コンポーネントであるパワーモジュールの発熱密度（以降、熱流束）は 10 MW/m²を超えると予想される。この値は一般的な産業機器では人類が経験したことのない値であり、そのためパワーモジュールの高熱流束化に対応可能な冷却技術の開発が必要不可欠である。

パワーモジュールの冷却技術として、両面冷却構造や直接冷却構造に代表される液体单相の強制対流方式が利用されることが一般的である。しかしながら、既存の液体強制対流方式では 10 MW/m²を超える高い熱流束の冷却要求を満足させることは非常に難しい。そこで、従来の液体強制対流方式ではなく、液体の蒸発潜熱を利用することで高い熱流束の除熱が期待できる沸騰冷却技術が必要である。

しかしながら先述のように熱流束 10 MW/m²を超える電子デバイスは極めて稀で、インバータ冷却を想定した「狭隘流路における強制対流沸騰」の冷却性能と最適冷却技術については十分に議論されていないのが現状である。さらに、車載インバータで使用される冷却液 LLC (Long Life Coolant) は沸騰環境において伝熱面上にスケールが付着し、冷却性能が低下する問題も指摘されている。そのため、これらの課題を解決し、高い冷却性能を有する沸騰冷却型のインバータを実現することは電動車両の普及のために必須である。

そこで本研究では、車載インバータの高出力密度化の実現と普及に資するため、インバータに搭載されるパワーモジュールの冷却性能向上を目的に「狭隘流路におけるサブクール強制対流沸騰型の冷却技術」を導入、本冷却技術に適した新たな沸騰冷却面構造を提案し流動沸騰試験と CFD 解析から冷却性能とそのメカニズムについて明らかにした。また車載インバータの冷却液である LLC の冷却性能低下防止を目的に、沸騰時のスケール発生を阻害する化学的手段について提案し、簡易的な基礎試験と実機冷却試験によりその効果を実証した。

以降、本研究の検証結果をまとめる。

第 1 章では、CO₂ の低減に有効な電動車両に使われるインバータの高出力密度化に伴う熱流束 10 MW/m²を超える冷却技術の必要性を示し、インバータ用パワーモジュールの冷却方式として従来の液体单相の強制対流方式ではなく冷却液の蒸発潜熱を利用する沸騰冷却方式が有効であることを述べた。その後、沸騰冷却方式の熱伝達性能向上のためには沸騰冷却面の発泡点密度と気泡離脱周波数が大きく影響することを概説し、熱流束 10 MW/m²を超えるこれまでの沸騰冷却技術や検討事例を紹介する。また車載 SiC インバータにおける高密度に半導体素子が実装されたパワーモジュールの冷却を対象に、パワーモジュールの構成要素と動作条件について概説し、LLC の代替流体である水を用いた冷却試験のため

の方法論と具体的な冷却目標、更に関連する課題について述べた。特に、SiC パワーモジュールを LLC で冷却する場合、壁面過熱度 80 K 未満を維持しながら目標 10 MW/m² の高熱流束を実現する必要があるため、水を用いた冷却試験での目標値を 18 MW/m² と設定する。この目標を達成するため、本研究においては「狭隘流路におけるサブクール流動沸騰」と「流動制御型の冷却フィン構造」を導入して沸騰熱伝達の促進と限界熱流束の向上することと、LLC 冷却液に「スケール阻害剤」を導入して沸騰冷却性能低下を抑制することを目指すことを述べた。

第 2 章では沸騰熱伝達の促進と限界熱流束の向上のため、“渦流および沸騰気泡発生体 (Vortex & Boiling Bubble Generator)”を提案した。提案したフィン構造は狭隘流路の流れ方向に垂直で連続したフィンであり、フィンの高さが狭隘流路高さ 1 mm の 1/5 に相当する 0.2 mm であることが従来技術には無い特徴である。この直交フィンは流体力学的に滑らかでないため、フィンチャンネル内に強い渦流と過熱液を生成することができる。本章で提案した直交フィンにおいて、沸騰熱伝達と限界熱流束の向上に影響するメカニズムについて実験と CFD 解析を用いて検証した。得られた知見を以下に示す。

- ・直交フィンの沸騰曲線と沸騰熱伝達率は、平滑面と平行フィンよりも高い性能を有する。
- ・直交フィンの熱流束が、50 K の壁面過熱度において平滑面熱流束の約 3 倍である。
- ・最大熱流束と最大熱伝達率はそれぞれ 14.4 MW/m² と 88,000 W/m²K である。
- ・沸騰気泡の可視化により、直交フィンでは平滑面より低過熱度の条件でも多くの気泡が発生する。
- ・直交フィンでは、1 kHz～10 kHz の周波数で沸騰気泡が発生、更に高熱流束において 250 Hz～630 Hz の低い周波数の合体気泡が発生するが、ドライアウトには至らない。
- ・二相流の CFD 解析より、沸騰気泡がフィンチャンネル底部の角部で発生し、フィンチャンネル内に強い渦流が形成される。

第 3 章では、第 2 章で提案した“渦流および沸騰気泡発生体 (Vortex & Boiling Bubble Generator)”を更に改善するために、シェブロンフィンを用いた“熱水リフレッシュ法 (Hot Coolant Refreshing Method)”を提案した。シェブロンフィンは沸騰冷却面全体での沸騰熱伝達を改善することを狙いとし、狭隘流路の流れに対して 45 度の角度で傾けた連続的なフィン構造である。本章では、提案するシェブロンフィンにおいて、沸騰熱伝達の向上効果を実験と CFD 解析の双方から評価した。得られた知見を以下に示す。

- ・シェブロンフィンの沸騰曲線と沸騰熱伝達率は、従来の直交フィンと比較して高い冷却性能を有する。
- ・最大熱流束と最大沸騰熱伝達率はそれぞれ 15.9 MW/m² と 98,000 W/m²K である。
- ・沸騰気泡の可視化から、微細な沸騰気泡がシェブロンフィンのフィンチャンネル方向に沿って下流方向へ輸送され、気泡の離脱と凝縮が促進される。
- ・单相流の CFD 解析から、シェブロンフィンのフィンチャンネル内の冷却液がフィンに沿っ

て中心からフィン下流方向へ強く旋回しながら流れる。これにより過熱液がフィン下流方向へ輸送され、更に冷却面ホットスポットの緩和、冷却面温度分布の均一化を促し、沸騰冷却面全体で伝熱性能を向上させる。加えてフィン内の気泡合体を抑制し、限界熱流束を向上させる。

第 4 章では、第 3 章で提案した“熱水リフレッシュ法(Hot Coolant Refreshing Method)”を更に活性化するため、新たに「流動制御型気泡微細化沸騰」を提案した。「流動制御型気泡微細化沸騰」を実現するため、フィン上部に圧力勾配場を形成することでフィン上部から沸騰冷却面（フィンチャンネル内部）へのサブクール液流入を促すフィン構造について議論した。そのため、CFD 解析によりフィン凸高さ、フィン深さ、シェブロンフィン角度をパラメータとした場合の流動を評価、その知見をもとに沸騰熱伝達率と限界熱流束の向上効果を高熱流束型試験装置により評価した。得られた知見を以下に示す。

- ・フィン凸高さを高くすることでフィン上部に圧力場の高低差を形成することができる。これにより狭隘流路からフィン内部へ向かう流れが発生するため、沸騰伝熱面へのサブクール液の積極的流入と沸騰気泡の離脱・凝縮を更に促進させる効果が期待できる。
- ・フィン深さを深くすることで狭隘流路の流れと同一方向のフィンチャンネル内の流速を高速化し、沸騰気泡の離脱を促進する効果を期待できる。
- ・シェブロン角度を小さくすることで狭隘流路と同一方向のフィンチャンネル内流速を高速化し、沸騰気泡の離脱を促進する効果を期待できる。
- ・フィン凸高さを高くすることで壁面過熱度を低下させ、熱流束を向上できる。
- ・上記の各パラメータの影響を総括してシェブロンフィンの最適化を図り、最大熱流束と最大熱伝達率はそれぞれ 18.9 MW/m^2 と $22.6 \times 10^4 \text{ W/m}^2\text{K}$ である。
- ・沸騰気泡の可視化から、沸騰冷却面から微細化された沸騰気泡を発生させることができる（流動制御型気泡微細化沸騰）。

第 4 章の評価ではフィン凸高さの効果検証を実施したが、フィン凸高さだけでなく、フィンの深さ、シェブロンフィンの角度についても沸騰熱伝達と熱流束の向上効果が期待できるとともにシェブロン構造の最適形状が存在すると考えられ、今後の研究課題である。また、SiC パワーモジュールの接合材の耐熱温度の制約を解決し、提案する「流動制御型気泡微細化沸騰」を SiC パワーモジュールで実現することも今後の研究課題である。

第 5 章では、車両用インバータに使われる冷却液 LLC を沸騰環境で使用する際に発生するスケールによる沸騰冷却性能劣化の問題を解決するため、スケールが LLC に含まれる防錆材の成分と水に含まれる金属イオンの化合物であることに着目した化学的スケール抑制技術を導入した。スケール発生を阻害する EDTA (Ethylenediaminetetraacetic Acid、エチレンジアミン四酢酸) を冷却液 LLC に添加することで沸騰冷却面上のスケール付着と冷却性能低下を抑制する技術について提案、簡易沸騰試験と実機実証試験により EDTA の効果を検証した。得られた知見を以下に示す。

- ・塩化カルシウムとリン酸カルシウムを用いたポット試験の要素評価において、pH3 および pH5 の酸性ではスケールは発生せず、pH7 以上でスケールが発生する。更に EDTA を添加する場合、pH7 以上でもスケール発生を阻害できる。

- ・沸騰伝熱面として平滑面を用いたプール沸騰において、LLC を用いた場合に沸騰冷却面でスケール発生を確認したが、LLC に EDTA を添加する場合ではスケール発生を抑制できる。

- ・平滑面を用いた簡易流動沸騰試験において、LLC によって発生したスケールに伴う沸騰熱伝達の劣化が、EDTA の添加によって回復する。

- ・沸騰伝熱面として直交フィンを有する SiC パワーモジュールのサブクール流動沸騰評価試験において、LLC を用いた場合にパワーモジュールの沸騰冷却面でスケールが発生し、冷却性能が低下する。一方、LLC に EDTA を添加する場合、スケールは発生せず冷却性能も低下しない。

- ・冷却液として EDTA を含む LLC を用いた V 型シェブロンフィンを有する SiC パワーモジュールのサブクール流動沸騰評価試験において、一般車両で使用される LLC30%の濃度条件で最大熱流束は 13.2 MW/m^2 であり目標熱流束 10 MW/m^2 を上回る性能を達成できる。

以上のように、本研究で提案した流動制御型シェブロンフィン構造が、熱流束 10 MW/m^2 を超える高熱流束環境においてサブクール強制対流沸騰の沸騰熱伝達と最大熱流束を大幅に向上させるとともに、目標値を達成できることを実証した。具体的には疑似流体である水試験において最大熱流束 18.9 MW/m^2 を達成、LLC を用いた SiC パワーモジュール実機試験において最大熱流束 13.2 MW/m^2 を達成した。更に、スケール発生を阻害する EDTA を LLC 冷却液に添加することで沸騰冷却面上のスケール付着と冷却性能低下を抑制できることを実証した。今回提案したシェブロンフィン構造は、車載インバータだけでなく他の産業機器への展開も大きく期待できるとともに、機器の小型化・軽量化およびカーボンニュートラルの実現に大きく貢献できるものである。

参考文献

- [1] 気象庁, "世界の年平均気温," https://www.data.jma.go.jp/cpdinfo/temp/an_wld.html.
- [2] 気象庁, "日本の年平均気温," https://www.data.jma.go.jp/cpdinfo/temp/an_jpn.html.
- [3] 環境省, "2020 年度温室効果ガス排出量（確報値）概要," <https://www.env.go.jp/content/900445424.pdf>.
- [4] 国土交通省, "運輸部門における二酸化炭素排出量," https://www.mlit.go.jp/sogoseisaku/environment/sosei_environment_tk_000007.html.
- [5] 環境省, "自動車による排出量のバウンダリに係る論点について," <https://www.env.go.jp/policy/【資料2-2】自動車排出量のバウンダリ pptx.pdf>.
- [6] トヨタ自動車, "The MIRAI LCA レポート," https://global.toyota/pages/global_toyota/sustainability/esg/challenge2050/challenge2/life_cycle_assessment_report_jp.pdf, 2015.
- [7] K.Yuki, "Cooling Technology for the Next Generation SiC On-Vehicle Inverters," *Journal of The Japan Institute of Electronics Packaging*, vol. 18, no. 2, 2015.
- [8] H.Lee, V.Smet and R.Tummala, "A Review of SiC Power Module Packaging Technologies: Challenges, Advances, and Emerging Issues," *IEEE J. Emerg. Sel. Topics Power Electron.*, vol. 8, no. 1, pp. 239-255, 2020.
- [9] M.Marz, A.Schletz, B.Eckardt, S.Egelkraut and H.Rauh, "Power electronics system integration for electric and hybrid vehicles," *6th Int. Conf. Integr. Power Electron. Syst.*, pp. 1-10, 2010.
- [10] C.M.Johnson, C.Buttay, S.J.Rashid, F.Udrea, G.A.J.Amaratunga, P.Ireland and R.K.Malhan, "Direct liquid cooling of power electronics devices," *Proc. 4th Int. Conf. Integr. Power Syst.*, 2007.
- [11] J.Schulz-Harder, K.Exel and A.Meyer, "Direct liquid cooling of power electronics devices," *Proc. 4th Int. Conf. Integr. Power Syst.*, 2006.
- [12] N.Sugimoto, A.Yamanaka and H.Ohata, "Development of High Performance Double-Sided Cooler for Power Control Unit (in Japanese)," *DENSO technical review*, vol. 16, pp. 57-61, 2011.

- [13] Danfoss, "ShowerPower cooling concept," https://files.danfoss.com/download/Drires/DKSPPM301A302_SP%20Application%20note_2016.pdf, 2016.
- [14] 抜山四郎, "金属面と沸騰水との間の傳達熱の極大値並に極小値決定の實驗," *機械學會誌*, vol. 37, no. 206, pp. 367-374, 1934.
- [15] 稲田茂昭, 宮阪芳喜, 泉亮太郎, 小長谷芳彦, "サブクールプール沸騰特性曲線の研究(第 1 報, 局所熱伝達特性とそれにおよぼすサブクール度の影響)," *日本機械学会論文集 B 編*, vol. 47, no. 417, pp. 851-861, 1981.
- [16] 稲田茂昭, 宮阪芳喜, 佐久本伸, 泉亮太郎, "サブクールプール沸騰特性曲線の研究(第 2 報, 熱伝達におよぼす伝熱面汚損と気ほう塊の微細化現象)," *日本機械学会論文集 B 編*, vol. 47, no. 422, pp. 2021-2029, 1981.
- [17] 稲田茂昭, 宮阪芳喜, 泉亮太郎, "サブクールプール沸騰特性曲線の研究(第 3 報, 気ほう塊の挙動と伝熱面温度の変動)," *日本機械学会論文集 B 編*, vol. 47, no. 422, pp. 2030-2041, 1981.
- [18] 稲田茂昭, 宮阪芳喜, 泉亮太郎, 小林盛一, "サブクールプール沸騰特性曲線の研究(第 4 報, 遷移沸騰的領域の伝熱機構)," *日本機械学会論文集 B 編*, vol. 47, no. 423, pp. 2199-2208, 1981.
- [19] 藤田恭伸, 西川兼康, 大田治彦, 日高澄具, "核沸騰熱伝達に及ぼす表面粗さの影響に関する研究," *日本機械学会論文集 B 編*, vol. 48, no. 432, pp. 1528-1538, 1982.
- [20] J.S.Turton, "The effects of pressure and acceleration on the pool boiling of water and Arcton 11," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 11, no. 9, pp. 1295-1310, 1968.
- [21] H.Merte and J.A.Clark, "Boiling Heat Transfer With Cryogenic Fluids at Standard, Fractional, and Near-Zero Gravity," *ASME Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 86, pp. 351-358, 1964.
- [22] W.H.McAdams, "Heat Transmission," *McGraw Hill*, 1954.
- [23] S.S.Kutateladze, "Heat transfer in condensation and boiling," *AEC-tr-3770*, 1952.
- [24] S.Yilmaz and J.W.Westwater, "Effect of velocity on heat transfer to boiling Freon-113," *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, vol. 102, no. 1, pp. 26-31, 1980.
- [25] 原村嘉彦, 甲藤好郎, "限界熱流束に対する新しい流体力学的モデル," *日本機械学会*

論文集 (B 編) , pp. 1919-1927, 1983.

- [26] P.J.Berenson, "Experiments on pool-boiling heat transfer," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 5, no. 10, pp. 985-999, 1962.
- [27] S.Nishio, Basic Structure of Boiling Heat Transfer (in Japanese), impress R&D.
- [28] C.Y.Han and P.Griffith, "The Mechanism of heat transfer in nucleate pool boiling - part I," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 8, pp. 887-904, 1965.
- [29] C.Y.Han and P.Griffith, "The Mechanism of heat transfer in nucleate pool boiling - part II," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 8, pp. 905-914, 1965.
- [30] 甲藤好郎, 倉田千代治, "液流中に平行においた一様加熱平板上の強制流動沸騰の限界熱流束," *日本機械学会論文集 B 編*, vol. 47, no. 415, pp. 545-547, 1981.
- [31] S.Suzuki, M.Akiba and M.Saito, "Comprehending the Divertor Structure (in Japanese)," *J.Plasma Fusion Res.*, vol. 82, no. 10, pp. 699-706, 2006.
- [32] K.Ezato, S.Suzuki, K.Sato, M.Taniguchi, M.Hanada, M.Araki and M.Akiba, "Critical heat flux test on saw-toothed fin duct under one-sided heating conditions," *Fusion Engineering and Design*, pp. 291-295, 2001.
- [33] K.Ezato, S.Suzuki, M.Dairaku and M.Akiba, "Experimental examination of heat removal limitation of screw cooling tube at high pressure and temperature conditions," *Fusion Engineering and Design*, vol. 81, pp. 347-354, 2006.
- [34] K.Ezato, S.Suzuki, M.Dairaku and M.Akiba, "Critical heat flux experiments using a screw tube under DEMO divertor-relevant cooling conditions," *Fusion Engineering and Design*, vol. 83, pp. 1097-1101, 2008.
- [35] P.Liu, X.B.Peng, Y.T.Song and X. Mao, "Subcooled water flow boiling heat transfer in screw cooling tubes under one-sided heating conditions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 113, pp. 621-631, 2017.
- [36] D.Hanzawa and T.Okawa, "A study on phase change heat removal technique using a porous-microchannel (in Japanese)," *Transactions of the JSME*, vol. 81, no. 827, 2015.
- [37] P.Cui, Z.Liu and H.Wu, "Subcooled flow boiling in ultrahigh-aspect-ratio micro channels for high heat flux cooling," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 151, 2024.

- [38] A.Igaadi, R.Amraoui and H.Mghari, "Thermo-hydrodynamic investigation into the effects of minichannel configuration on the thermal performance of subcooled flow boiling," *Nuclear Engineering and Technology*, vol. 56, pp. 265-274, 2024.
- [39] R.L.Arago, P.Coste and N.Caney, "Influence of Subcooling and pressure on flow boiling in a vertical mini-channel: Heat transfer analysis using inverse method," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 226, 2024.
- [40] J.Lu, D.Zhuang, Y.Wang and G.Ding, "Effects of vortex generator on subcooled flow boiling characteristics in micro-channel," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 216, 2023.
- [41] I.Kano, H.Nagao and M.Iyoda, "Effect of electric field, mass flow rate, and subcooling degree on subcooled flow boiling in a micro-slit channel," *Applied Thermal Engineering*, vol. 229, 2023.
- [42] K.Suzuki, T.Kokubu, M.Nakano, H.Kawamura, I.Ueno, H.Shida and O.Ogawa, "Enhancement of heat transfer in subcooled flow boiling with microbubble emission," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 29, pp. 827-832, 2005.
- [43] K.Suzuki, K.Yuki and M.Mochizuki, "Application of Boiling Heat Transfer to High-Heat Flux Cooling Technology in Power Electronics," *Transactions of The Japan Institute of Electronics Packaging*, vol. 4, no. 1, 2011.
- [44] I.Ueno, Y.Hattori and R.Hosoya, "Condensation and Collapse of Vapor Bubbles Injected in Subcooled Pool," *Microgravity Science Technology*, vol. 23, pp. 73-77, 2011.
- [45] J.Ando, K.Horiuchi, T.Saiki, T.Kaneko and I.Ueno, "Transition process leading to microbubble emission boiling on horizontal circular heated surface in subcooled pool," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 101, pp. 240-250, 2016.
- [46] G.Wang and P.Cheng, "Subcooled flow boiling and microbubble emission boiling phenomena in a partially heated microchannel," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 79-91, 2009.
- [47] N.Unno, R.Noma, K.Yuki, S.Satake and K.Suzuki, "Effects of surface properties on wall superheat at the onset of microbubble emission boiling," *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 155, 2022.
- [48] A.Behzadi, R.I.Issa and H.Rusche, "Modelling of dispersed bubble and droplet flow at high phase fractions," *Chemical Engineering Science*, vol. 59, no. 4, pp.

759-770, 2004.

- [49] K.Ibrahim, W.A.El-Askary, A.Balabel and I.M.Sakr, "Simulation of Bubbly Flow using Different Turbulence Models," *Computer Modeling in Engineering & Sciences*, vol. 85, no. 1, pp. 79-104, 2012.
- [50] R.T.LaheyJr., "The simulation of multidimensional multiphase flows," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 235, no. 10-12, pp. 1043-1060, 2005.
- [51] A.Alali, "Development and validation of new solver based on the interfacial area transport equation for the numerical simulation of sub-cooled boiling with OpenFOAM CFD code for nuclear safety applications," 2014.
- [52] 坂本直弥, 結城光平, 吉村仁志, 海野徳幸, 結城和久, "SiC パワーデバイスの除熱に向けた溝構造を有する狭隘流路内サブクール流動沸騰冷却性能の向上," *日本機械学会 2023 年度年次大会*, 2023.
- [53] K.Yuki, N.Sakamoto, H.Yoshimura, K.Yuki, H.Asano, T.Nakaoka and M.Goto, "Influence of Scale Inhibitor EDTA on Cooling Performance of Long-Life-Coolant under Flow Boiling Conditions," *Journal of The Japan Institute of Electronics Packaging*, 2024.
- [54] N.Hirano, K.Mamitsu and T.Okumura, "Structural Development of Double-sided Cooling Power Modules," *DENSO Tech. Rev.*, vol. 16, pp. 30-37, 2011.
- [55] D.L.Verraest, J.A.Peters, H.V.Bekkum and G.M.V.Rosmalen, "Carboxymethyl inulin: A new inhibitor for calcium carbonate precipitation," *Journal of the American Oil Chemists' Society*, vol. 73, no. 1, pp. 55-62, 1996.
- [56] D.J.Choi, S.J.You and J.G.Kim, "Development of an environmentally safe corrosion, scale, and microorganism inhibitor for open recirculating cooling systems," *Materials Science and Engineering*, vol. 335, pp. 228-235, 2002.
- [57] H.Y.Li, W.Ma, L.Wang, R.Liu, L.S.Wei and Q.Wang, "Inhibition of calcium and magnesium-containing scale by a new antiscalant polymer in laboratory tests and a field trial," *Desalination*, vol. 196, no. 1-3, pp. 237-247, 2006.
- [58] A.Martinod, M.Euvrard, A.Foissy and A.Neville, "Progressing the Understanding of Chemical Inhibition of Mineral Scale by Green Inhibitors," *Desalination*, vol. 220, no. 1-3, pp. 345-352, 2008.
- [59] N.M.Kumar, S.K.Gupta and D.Jagadeesh, "Development of poly (aspartic acid-co-malic acid) composites for calcium carbonate and sulphate scale inhibition," *Environ. Technol.*, pp. 37-41, 2014.

- [60] S.Eichinger, R.Boch, A.Leis, A.Baldermann, G.Domberger, C.Schwab and M.Dietzel, "Green inhibitors reduce unwanted calcium carbonate precipitation: Implications for technical settings," *Water Research*, vol. 208, no. 117850, 2022.
- [61] C.G.Fu, Y.M.Zhou and H.T.Xie, "Double-hydrophilic block copolymers as precipitation inhibitors for calcium phosphate and iron (III)," *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 49, pp. 8920-8926, 2010.
- [62] X.Gu, F.Qiu, X.Zhou, J.Qi, Y.Zhou, D.Yang, Q.Guo and X.Guo, "Preparation and application of polymers as inhibitors for calcium carbonate and calcium phosphate scales," *International Journal of Polymeric Materials and Polymeric Biomaterials*, vol. 62, no. 6, pp. 323-329, 2013.
- [63] J.Feng, L.Gao, R.Wen, Y.Deng, X.Wu and S.Deng, "Fluorescent polyaspartic acid with an enhanced inhibition performance against calcium phosphate," *Desalination*, vol. 345, pp. 72-76, 2014.
- [64] I.Drela, P.Falewicz and S.Kuczkowska, "New rapid test for evaluation of scale inhibitors," *Water Research*, vol. 32, pp. 3188-3191, 1998.
- [65] M.Xia and C.Chen, "Probing the Inhibitory Mechanism of Calcite Precipitation by Organic Phosphonates in Industrial Water Cooling System," *International Journal of Environmental Science*, vol. 6, pp. 300-304, 2015.
- [66] A.Martinod, M.Euvrard and A.Foissy, "Progressing the understanding of chemical inhibition of mineral scale by green inhibitors," *Desalination*, vol. 220, pp. 345-352, 2008.
- [67] L.J.Gao, J.Y.Feng, B.Jin, Q.N.Zhang, T.Q.Liu, Y.Q.Lun and Z.J.Wu, "Carbazole and Hydroxy Groups-tagged Poly(aspartic acid) Scale Inhibitor for Cooling Water Systems," *Chemistry Letters*, vol. 40, pp. 1392-1394, 2011.
- [68] M.M.Foreman and J.M.Weber, "Ion Binding Site Structure and the Role of Water in Alkaline Earth EDTA Complexes," *Physical Chemistry*, vol. 13, pp. 8558-8563, 2022.
- [69] M.Hori, K.Shozugawa, K.Sugimori and Y.Watanabe, "A survey of monitoring tap water hardness in Japan and its distribution patterns," *Scientific reports*, vol. 11, p. 13546, 2021.
- [70] "トヨタ純正スーパーロングライフクーラント_安全データシート," https://toyota.jp/pages/contents/after_service/car_care/yohin/sds/pdf/LLC/08889-010_202205.pdf.

- [71] K.Yuki, K.Fukushima, A.Takemura and K.Suzuki, "Feasibility study on Performance Enhancement of Copper-based Heat Transport Devices by Short-term Oxidation," *Transactions of the Japan Institute of Electronics Packaging*, vol. 8, no. 1, pp. 68-73, 2015.
- [72] H.J.Ivey and D.J.Morris, "Critical heat flux of saturation and subcooled pool boiling in water at atmospheric pressure," *Proceedings of 3rd International Heat Transfer Conference*, pp. 129-142, 1966.

謝辞

本研究の遂行と論文執筆にあたり、多くの方々のご指導とご支援を賜りまして、ここに深くお礼を申し上げます。

共同研究を開始してから沸騰冷却分野のご指導や実験装置設計のご助言をいただき、筆者が博士後期課程に入学した後も、本研究の学会発表、社内発表や論文執筆ではご多忙の中で非常に多くのご指導を頂いた山口東京理科大学の結城和久教授に心から深く感謝を申し上げます。

LLC 析出や阻害剤の一連の研究や実験において非常に多くのご支援を頂いた山口東京理科大学の浅野比教授に深く感謝いたします。

気泡微細化沸騰の多くの有用な知見を頂いた東京理科大学の海野徳幸准教授に厚くお礼申し上げます。

パワーモジュールの実験装置立ち上げのご支援を頂き、打合せで多くの議論を交え、ご知見を頂いた富山県立大学の木伏理沙子講師に厚くお礼申し上げます。

博士後期課程の学生生活のサポートや、学会発表や論文執筆でご丁寧なご指導・ご助言を頂いた山口東京理科大学の結城光平助教にお礼を申し上げます。

高熱流束試験の数多くの実験データを取得していただき、打合せで多くの議論を交え、ご知見を頂いた山口東京理科大学の坂本直弥君にお礼を申し上げます。

博士後期課程入学の貴重な機会を頂き、研究の遂行にあたり多大な支援をいただいた(株)デンソーの研究開発部部長の八束真一氏、瀧浩志氏、中岡卓郎氏、後藤睦明氏、加藤章悟氏に心から感謝いたします。

本研究におけるパワーモジュールや計測用基板の試作に甚大なご協力を頂きました(株)デンソーの伊藤康男氏、有村成功氏、寺貴広氏、渡邊瑛介氏に深くお礼を申し上げます。

本研究における実験装置の試作および実験の遂行に甚大なるご協力をいただきました松下和生氏、平山昌典氏、生田和久氏、田中亨氏、山本紳二氏をはじめとする(株)デンソーの先端技能開発部の皆様に深く感謝いたします。

最後に、ここまで大切に育ててくれた両親に心から感謝いたします。また本論文の執筆や業務に追われる中、常に筆者を温かく見守ってくれた妻の百花に深く感謝します。