

強制風冷式同軸型カプラ

FORCED-AIR-COOLED COAXIAL COUPLER

影山達也#, 吉野一男, 渡邊謙, 坂井浩, 阿部哲郎, 竹内保直

Tatsuya Kageyama#, Kazuo Yoshino, Ken Watanabe, Hiroshi Sakai, Tetsuo Abe, Yasunao Takeuchi

High Energy Accelerator Research Organization (KEK)

Abstract

Forced-air cooling has been evaluated as an alternative to water cooling for coaxial couplers. Although forced-air cooling removes heat at a slower rate than water cooling, it has the two following advantages. First, the corrosion or erosion-corrosion risk is remarkably low. Next, the cooling fluid is the same air as the medium filling the coaxial line. Therefore, a T-shaped or cross-shaped stub structure used for introducing the cooling water to the inner conductor becomes unnecessary. As a result, the frequency band of RF power transmission can be widened. In terms of broadband, it is especially expected to be applied to HOM couplers. As one practical application, we have designed a forced-air-cooled coaxial antenna coupler usable as the parasitic mode damper for the ARES cavity reused in SuperKEKB following KEKB. The ARES cavity is a three-cavity system operated in the $\pi/2$ mode, where an accelerating cavity is coupled with an energy storage cavity via a coupling cavity in between. The parasitic mode damper is attached to the coupling cavity to damp the 0 and π modes at both sides of the $\pi/2$ mode in frequency domain. In this paper, we report the RF design and thermal performance of the forced-air-cooled parasitic mode damper.

1. はじめに

高周波 (RF) 加速空洞に供されるカプラの用途は以下の二つに大別される。まず、空洞への RF 電力給電に使用される入力カプラ。次に、ビーム不安定を引き起こす高次モード (HOM: Higher Order Modes) を減衰させるための HOM カプラである。カプラの形状には、導波管型と同軸管型の二種類がある。高周波窓の冷却は一時棚上げにして、導体の冷却のみに注目した場合、外部導体のみで構成される導波管型の冷却設計は比較的容易である。一方、内・外の二つの導体から成る同軸管型の場合、内導体へ冷却流体を導入するための工夫が別途必要となる。

今回、平均伝送電力が数十キロワット級で WX-120D 規格の同軸型カプラの内導体に対する冷却方式として強制風冷を検討した。風冷は水冷 (液冷) に比べて冷却効率は劣るが、以下のような二つの利点を有する。まず、浸食 (エロージョン)・腐食 (コロージョン) のリスクが格段に低い。次に、冷却流体として同軸管を満たしている媒質と同じ空気が利用できる。よって、内導体への冷却流体の導入において、冷却水 (液) の場合に使用される丁字型、もしくは十字型の同軸スタブ構造が不要となる。結果として、RF 伝送の周波数帯域を広くとれるので、特に HOM カプラへの応用が期待される。

ひとつの具体的応用例として、アレス空洞[1] (RF 周波数: 509 MHz) の結合空洞減衰器[2]について現行の水冷方式を風冷方式に変更すべく設計検討を進めた。アレス空洞は、加速空洞と電磁場エネルギー貯蔵空洞が中間の結合空洞を介して $\pi/2$ モードで結合された三空洞系であり、KEKB に引き続き SuperKEKB においても再使用される[3]。結合空洞減衰器は、周波数領域において加速モード ($\pi/2$ モード) の両側近傍に現れる二つの寄

生モード、0 モードと π モードを減衰させるべく、結合空洞に取り付けられる同軸アンテナ型カプラである。本報告では、当該風冷式カプラ開発に向けての高周波構造設計、熱流体解析による冷却性能評価などについて述べる。

2. 水冷式結合空洞減衰器

現行の結合空洞減衰器アンテナ型カプラの全体構造を図 1 に示す。図中、右端のアンテナ先端部が結合空洞の端板中央に設けられたポートより挿入され、寄生モードの電場と結合する。引き出された高周波電力はオーバー・アンダーカット型整合構造部に配されたドーナツ円板形アルミナ窓を透過し、右方真空側から左方大気側の同軸管に導かれる。そして、十字型スタブ構造部で其の進行方向を水平から垂直へと転じ、下方端部に接続された同軸型ダミーロードへと向かう。一方、十字型スタブの左方短絡面からは、右方内導体 (アンテナ導体と窓内周) の除熱用に冷却水銅チューブ 2 本が内導体内側を通して導入され、右方内導体の二重管水路の内管入口と外管出口に各々接続される。

アルミナ窓の内・外周の水路構造を図 2 に示す。窓の内・外周に金ロウ接合された薄肉銅金具を水路壁の一部として使用する。金ロウ接合の際、アルミナに比べて熱膨張率が大きな銅金具を内外から拘束するためにモリブデン金具を使用するが、これらの拘束金具は最終的に銅金具に固着してしまう。拘束金具を無理に引き剥がそうとするとロウ接合部に損傷を与える恐れがある。結果として、銅金具に加えてモリブデン金具も冷却水に浸されることになるのだが、モリブデンの存在が銅の腐食を引き起こすことになるとは KEKB 運転前には予想できなかった。腐食のメカニズムは以下の通りである[4]。まず、冷却水に酸化モリブデンが溶け出すと、酸化銅皮膜が安定して存在できない領域まで冷却水 PH が低下する。

kageyama@post.kek.jp

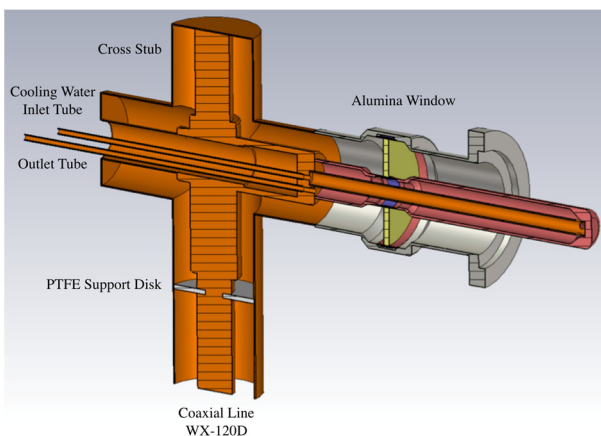


Figure 1: Water-cooled coaxial antenna coupler currently used as the parasitic mode damper attached to the coupling cavity of the ARES cavity system.

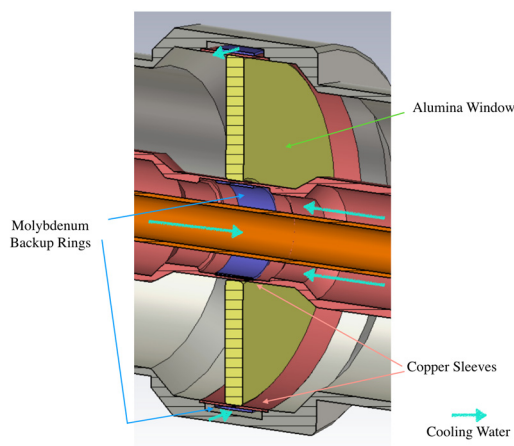


Figure 2: Direct water-cooling circuits for the RF window where the inner and outer molybdenum backup rings are exposed to water.

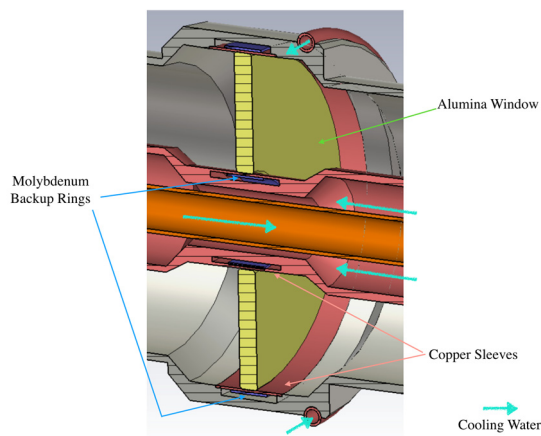


Figure 3: Indirect water-cooling of the RF window where the molybdenum backup rings are kept away from water.

さらに水流による浸食作用が加わり、所謂エロージョン・コロージョンが進行し、最悪の場合、銅金具に孔が空いて水路から真空への漏れに至る。実際、このような重大故障がKEKB 運転初期に発生した。対策として、防錆剤添加により冷却水 PH を中性領域に安定させ、酸化銅皮膜の溶解を抑制した。

銅金具の上記腐食問題はKEKB から SuperKEKB へのアップグレード工事期間中にも問題となった。電子リングから陽電子リングへのアレス空洞6台の移設に備え、計6本の結合空洞減衰器を空洞から取り外して約3年間保管していた。ところが、そのうち半数の3本において薄肉銅金具に孔が空き、使用不可となった。原因については、水路からの水抜きが不十分で、モリブデンと水に更に空気中の酸素が加わり銅金具の腐食が進行したためと推定された。それ以降、結合空洞減衰器の保管の際には、窓の内・外周の水路に防錆剤添加の冷却液を封入することとした。

上述の腐食問題を究極的に解決するには、冷却水にモリブデンが浸されないようにすればよい。この方針に基づいて考案されたのが図 3 に示した所謂間接水冷方式 [5]である。窓は内・外周の薄肉銅金具の伝熱により冷却される。現在、予備品として調達中の結合空洞減衰器の半数以上はこのタイプである。

一般論として、上記間接冷却方式は以下の二条件の何れか一方が満足されれば可能である。1) カプラの平均伝送電力が数十キロワットと比較的小さい。2) 窓材質が低誘電損の高純度アルミナである。それでは、二つの条件が同時に満足された場合は何如？ それが強制風冷方式に取り組むことになった発端である。

3. 風冷検討

現行の結合空洞減衰器の内導体流路に空気を吹き込んだ場合(体積流量:60 L/分)について、その除熱性能(熱伝達係数、流体混合平均温度と流路壁面温度の差)を見積もり、水冷の場合(定格流量:4L/分)と比較した。流路は外管内径 46 mm、内管外径 20 mm の二重管である。二重管の層流熱伝達については主に文献[6]を参考にし、必要に応じて文献中データを線形補間して利用した。熱的な境界条件は、二重管外管壁面については一様熱流速、内管壁面は断熱とした。表1に水冷・風冷の熱流体に関わる物性値、各種無次元数、得られた熱伝達係数をまとめた。水冷・風冷の双方ともに流れは層流である。熱流体の速度・温度分布が十分に発達した場合、水冷の熱伝達係数は $119 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ 、風冷のそれは $5.07 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ となる。SuperKEKB において結合空洞減衰器の平均伝送電力の最大値は約 20kW であり、その場合の同軸管(規格:WX-120D)内導体表面(材質:銅)での発熱量は 86 Wm^{-2} である。よって、発熱導体の壁面温度 T_w と流体の混合平均温度 T_m の差は、水冷の場合 $\Delta T = 0.72 \text{ K}$ 、風冷の場合 $\Delta T = 17 \text{ K}$ となる。以上の結果から、風冷方式も実用範囲に収まっている。

以上は、熱流体の速度場、温度場が十分に発達した場合についての見積もりである。しかし、実際のアンテナの長さは 0.3 m 弱であり、其の先端部から始まる二重管流路は全域が熱流体力学的には助走区間に相当する。

アンテナ導体の長手方向真ん中辺りは二重管流路の始点から 約 0.15 m 進んだ位置にあたる。風冷の場合、その距離 0.15 m は Graetz 数の逆数で表される無次元距離で $Gz^{-1} = 0.00673$ となり、熱流体の速度場・温度場が十分に発達するのに要する最短無次元距離 $Gz^{-1} = 0.05$ に比べて一桁ほど小さい。以上を考慮すると、上記 $x = 0.15$ m での局所ヌセルト数は表1中の値に対して2倍近く大きくなる。結果として、熱伝達係数も2倍近く大となり、壁面温度と流体温度(混合平均)の差は約半分に減少すると予想される。

Table 1: Physical Properties and Dimensionless Numbers Used for Cooling Performance Estimation of Water or Air Flowing through the Concentric Tube Annulus inside the Inner Conductor of the Coaxial Coupler

	Water	Air
Fluid Temperature [K]	300	300
Volume Flow Rate [L/min.]	4	60
Fluid Velocity u_m [ms ⁻¹]	0.049	0.74
Hydraulic Diameter D_H [m]	0.026	0.026
Kinematic Viscosity ν [m ² s ⁻¹]	8.58x10 ⁻⁷	1.59x10 ⁻⁵
Specific Heat c_p [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	4.18x10 ³	1.01x10 ³
Density ρ [kg m ⁻³]	9.97x10 ²	1.16
Thermal Conductivity k [W m ⁻¹ K ⁻¹]	6.18x10 ⁻¹	2.64x10 ⁻²
Thermal Diffusivity α [m ² s ⁻¹]	1.48x10 ⁻⁷	2.25x10 ⁻⁵
Reynolds Number $Re = u_m D_H / \nu$	1.48x10 ³	1.21x10 ³
Laminar Flow ($Re < 2300$)	○	○
Nusselt Number Nu (Uniform Heat Flux)	4.99	4.99
Heat Transfer Coefficient $h = Nu k / D_H$ [W m ⁻² K ⁻¹]	1.19x10 ²	5.07
Prandtl Number $Pr = \nu / \alpha$	5.80	7.07x10 ⁻¹
Graetz Number Gz $Gz^{-1} = x / (D_H Re Pr)$ ($x = 0.15$ m)	6.72x10 ⁻⁴	6.74x10 ⁻³

4. 風冷式結合空洞減衰器

4.1 構造設計

アレス空洞の結合空洞減衰器用に新たに設計された風冷式同軸アンテナ型カプラの外観図と部品展開・縦断面図を図 4、図 5 に示す。当該カプラはドーナツ円板形の窓を内蔵した同軸アンテナ結合部と同軸直管部から構成される。二つの部品の接続は、外導体どうしはフランジ方式、内導体どうしはマルチコンタクト社製 RF コンタクト付きのインナーコネクタ方式とした。

同軸アンテナ結合部の RF 伝送に関わる形状、寸法

は現行水冷式と同じである。内導体は無酸素銅製、外導体はステンレス鋼製で内部に銅メッキ(50 μm 厚)を施す。窓には純度 99.7%、低誘電損(周波数 3.4 GHz での測定値: $\epsilon' = 9.9$, $\tan \delta = 3.5 \times 10^{-5}$)のアルミナ材を採用し、その真空側表面には窒化チタンを 10 nm 厚で成膜する。

同軸直管部の外導体には風冷用の空気を吹き込むための枝管4本、排気用の枝管4本が設けられている。同軸管の内導体を支持する2枚のテフロン円板は風冷用の圧力隔壁も兼ねている。テフロン円板の間に吹き込まれた空気は内導体側面に開けられた孔から内部に入り、二重管流路の内管を通り、図中右側の整流コーン付きのインジェクション・ノズルから吹き出してアンテナ先端部を冷却する。整流コーンは単位面積あたりの発熱量が最も大きいアンテナ先端部の冷却を強化すべく伝熱面積を稼ぐためでもある。続いて、空気は二重管流路に入る。二重管流路の寸法については、外管内径は水冷式の場合と同じく 46 mm であるが、内管外径は 20 mm から 42 mm に変更した。これにより、表1中のヌセルト数は 4.99 から 5.32 へと約 6% 微増する[5]。空気は窓部のアンダーカットされた内導体の二重管を通った後、大気側の内導体テーパ側面に設けられた排気ノズル孔から窓に向かって吹き出し、最後に排気用枝管から外に出る。

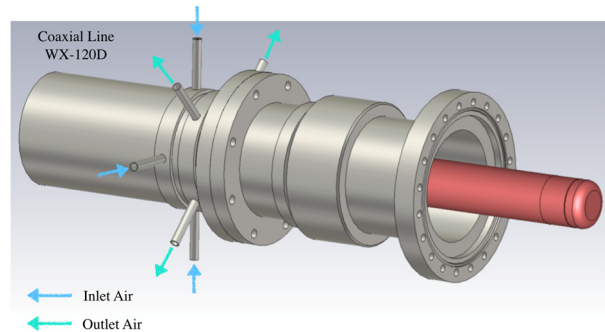


Figure 4: External view of the forced-air-cooled coaxial antenna coupler.

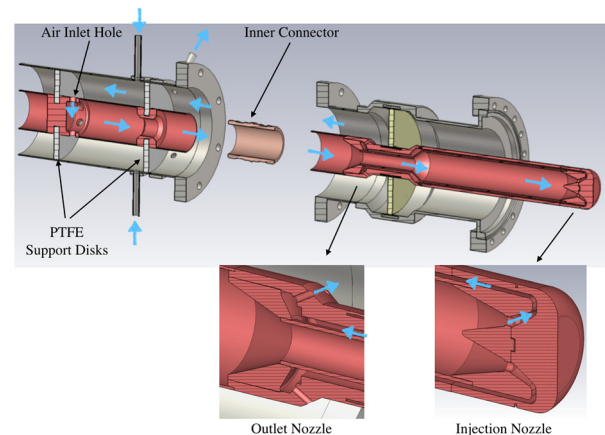


Figure 5: Exploded cutaway view of the force-air-cooled coaxial antenna coupler.

4.2 熱流体シミュレーターによる評価

図 4 の三次元形状は CST MICROWAVE STUDIO (MW-STUDIO) の CAD で作成したものである。この形状データを基に熱流体シミュレーター (SOLIDWORKS Flow Simulation) を使って流路内気流の様子 (速度、圧力、温度分布)、及びカプラ各部の温度上昇を調べた。

熱流体解析に与えた発熱分布を図 6 に示す。カプラ各部での発熱量は電磁場シミュレーター (MW-STUDIO) にて計算した。条件は、周波数 509 MHz の RF 伝送で平均電力 20 kW とした。低誘電損の高純度アルミナ窓の発熱量は全体で 0.4 W となった。結合空洞に挿入されるアンテナ先端部については、アレス空洞における $\pi/2$ 加速モードの電磁場分布から別途と見積もった。(結合空洞は強くは励振されないが、結合空洞中央の左右縦断面が電氣的に短絡の境界条件となり、磁場が存在する。) 伝熱に関わる境界条件については、同軸管の外導体外面を断熱とした。しかし、実際には空気の流れ、及び熱輻射による熱伝達が存在する。外導体表面 (酸化銅、放射率 0.5 を仮定) から環境 (KEKB 主リングの地下トンネル: 壁温、室温ともに約 25°C と仮定) への熱伝達係数は約 $6 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ と見積もられる。内わけは自然対流と輻射が半々である。以上のように、外導体の外面が断熱という条件は現実より厳しいと考えられる。しかし、管内部の気流による除熱効果のみに着目して調べるには適当と判断した。一方、外導体の端部については、図 6 の右方は金属製フランジ、同左方は同軸管が実際に取り付けられることを考慮し、接触による熱伝達係数として $10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ を仮定した。

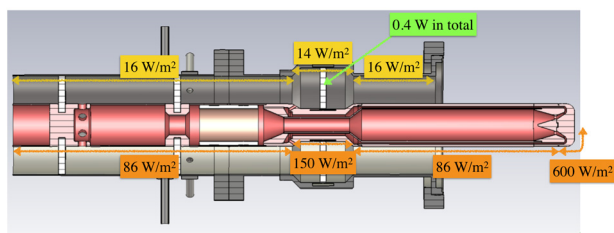


Figure 6: Heat distribution inside the coaxial coupler given as input to the thermal fluid simulation.

流路内の空気の流れの様子、速度分布、圧力分布を図 7、図 8、図 9 に示す。空気の体積流量については、使用可能な送風機の性能から 60 L/分 (1.0 L/s) を設計の目安とした。設計流量での圧力損失は約 $1.1 \times 10^3 \text{ Pa}$ となる (図 9)。空気導入用、排出用の枝管は内径 8 mm のパイプでそれぞれ 4 本とし、長手方向における各々の取り付け位置については同軸管内部の流れの淀みを極力無くすように最適化した。アンテナ先端内部の噴射ノズル形状 (図 5) もシミュレーション結果を見ながら最適化されたものである。ノズルから勢いよく吹き出した空気はアンテナ先端部を除熱した後、アンテナ導体内部の二重管に入り、窓部のアンダーカットされた内導体内部の二重管を通った後、大気側の内導体テーパ側面に開け

られた孔から窓に向かって吹き出す。それにより同軸管内にトラス状の渦が形成され (図 7)、内導体、窓表面、外導体内面に沿った空気の流れが窓の除熱を助ける。

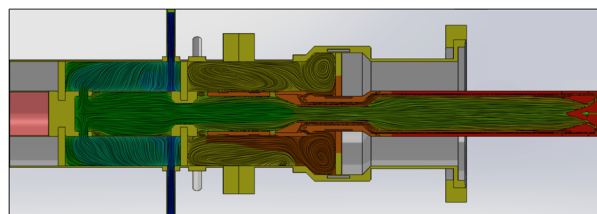


Figure 7: Streamline plot visualizing the cooling-air flow.

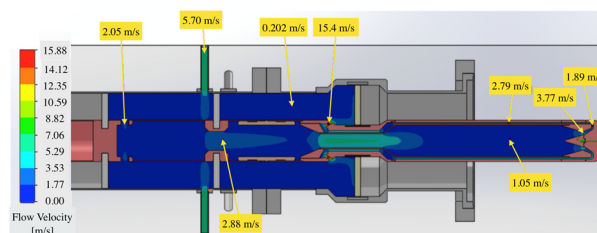


Figure 8: Velocity distribution of the cooling air.

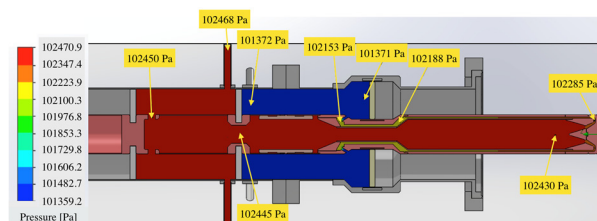


Figure 9: Pressure distribution of the cooling air.

図 10 にシミュレーションで得られたカプラの温度分布を流体温度分布と併せて示す。空気の入口での温度は 30°C、体積流量は設計値の 60 L/分 (1 L/s) である。カプラ各部 (図 10 において矢印で指し示した箇所) の温度を風量の関数としてプロットしたグラフを図 11 に示す。風量増加に伴い各部の温度は単調に下がってゆくが、設計値の流量 60 L/分 (1 L/s) あたりから下げ止まりの傾向を示す。加えて、温度分布の幅も次第に狭まり、設計流量では 5°C 以内に収まる。単位面積あたりの発熱量が最も大きいアンテナ先端部の温度は約 43°C と比較的強く抑えられている。熱伝導率の低いアルミナ窓については、大気側の窓表面に沿って空気が流れることにより温度分布がほぼ一様になっている。以上の結果から、当該強制風冷式同軸アンテナ型カプラの冷却については温度上昇的にも、熱応力的にも問題は無いと考えられる。

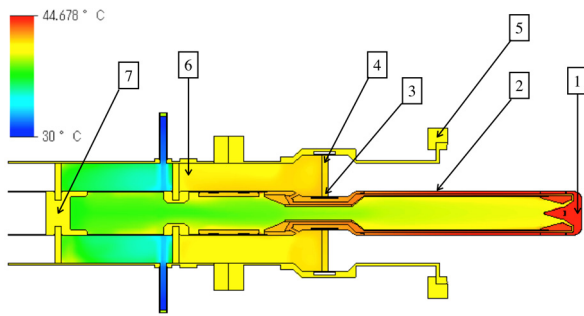


Figure 10: Temperature distribution of the coaxial coupler and cooling air.

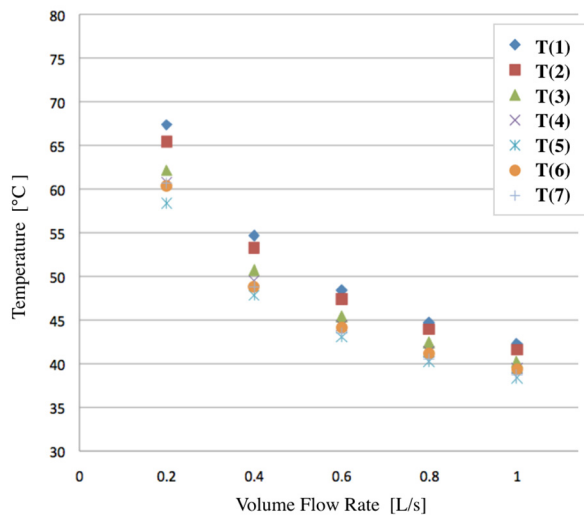


Figure 11: Temperatures at the points indicated by arrows in Fig. 10 are plotted as a function of volume flow rate of the cooling air.

5. 今後の予定とまとめ

現在、アレス空洞の結合空洞減衰器用に強制風冷式同軸アンテナ型カプラのプロトタイプを2本製作中である。強制風冷についての当方実績は、アレス空洞用入力カプラのドアノブ変換部の除熱 (KEKB 運転)、結合空洞減衰器を終端するダミーロード用 WX-77D 同軸管内部の風冷 (2016年 SuperKEKB 試験運転) など、補助的用途に限られる。上記強制風冷式プロトタイプの実験を早期に実施し、その実験結果に対するシミュレーションとの比較検討、考察を通して強制風冷方式に関する当方経験値を上げてゆくべく、計画内である。

確かに、水冷の除熱性能は風冷に比べて格段に優れている。逆に言えば、冷却設計において安全係数を大きくとれる。しかしながら、腐食という問題を内包しており、長期運転における問題顕在化のリスクを事前に予想することは難しい。一方、風冷については、湿度管理の徹底と結露対策は不可欠であるが、腐食のリスクは格段に低い。除熱性能は水冷に比べて低いので、安全係数を大きくはとれない。すなわち、高精度の定量的評価が欠かせない。しなしながら、熱流体シミュレーターを使って設計を見直した場合、水冷方式に代えて強制風冷方式が適用できる加速器機器は案外多種多品目にわたるのではないかと想われる。

参考文献

- [1] Y. Yamazaki and T. Kageyama, *Particle Accelerators* **44**, 107 (1994).
- [2] F. Naito *et al.*, *Proc. PAC97*, p. 2977 (1997).
- [3] T. Kageyama *et al.*, *Proc. 8th Annual Meeting of Particle Accelerator Society of Japan*, p. 1245 (2011).
- [4] Y. Takeuchi *et al.*, “高周波窓冷却水路の腐食”, *Proc. 14th Symposium of Accelerator Science and Technology*, p. 332 (2003).
- [5] K. Yoshino *et al.*, *Proc. 5th Annual Meeting of Particle Accelerator Society of Japan*, p. 649 (2008).
- [6] F. Incropera, D. DeWitt, T. Bergman and A. Lavine, “Introduction to Heat Transfer”, Wiley, 5th edition (2006).