

ニュースバル放射光実験棟の夏の暑さ対策 (エネルギー節減と温度安定化)に関する調査研究

宮原義一*・高原嘉人・紙上慎平

Investigation of measures against hot summer for energy reduction and temperature stabilization in the New SUBARU Experimental building

Yoshikazu MIYAHARA * Yoshito TAKAHARA and Shinpei KAMIUE

Abstract

In the New SUBARU facility, we have made a comprehensive investigation on the energy reduction and temperature-stabilization in regard to the air-conditioner and insulating structure of experimental building to cope with the hot summer and cold winter, which is becoming serious in recent years. According to the statistics of yearly consumption of electric power and water and its cost, the electric power cost of air-conditioner is about 10 % of the total, which roughly provides a limit of the investment for the present purpose. A computer program, developed to calculate the temperature distribution in the building, successfully provided numerical results, which approximately agrees with measured temperatures. There are four candidates for the energy reduction of the building in hot summer; 1) introduction of out-door air, 2) high reflection paint on the roof, 3) high reflection sheet on the ceiling, 4) water spreading on the roof. Applying the program to the candidates, we found that the water spreading is the most effective, economic and easy, (but with a minor problem remained). At the same time, we can expect a drastic improvement of the temperature stabilization. Similarly, discussions are extended to the winter problem.

Keywords : energy reduction, temperature stabilization, New SUBARU, experimental hall, temperature distribution, computer simulation

1. はじめに

高度産業科学技術研究所のニュースバル (NS) はビームエネルギー1.0~1.5 GeVの電子蓄積リングを備えた放射光利用研究のための実験施設である。NS施設の電力会社との契約電力は時間平均で1450kWである。NSの夏季運転では近年の猛暑によりこの制限値に接近することがしばしばである。そこで電子ビームエネルギーを一時的に下げ、照明を減らし、居室の空調を制限するなどの

対応で凌いでいるが、状況は厳しい。そこで、NSの空調に関する諸事項を総合的に調査し、電気エネルギー節減と温度安定化のために夏の暑さ対策について検討した。これはその調査検討報告である。

エネルギー節減と温度安定化の対策を立てるにおいては、第1に、使用電力や空調設備および維持費等の現状を正しく把握することが重要である。これにより許容できる対策の規模とコストを想定できる。第2に、実験棟の温度計算が不可欠である。温度計算は厳密には建屋の

* 兵庫県立大学 高度産業科学技術研究所 ニュースバル放射光施設 〒678-1205 赤穂郡上郡町光都1-1-2 University of Hyogo, Laboratory of Advanced Science and Technology for Industry, New SUBARU Synchrotron Radiation Laboratory, Koto 1-1-2, Kamigori-cho, Ako-gun, Hyogo-ken, 678-1205 Japan

* Corresponding author : miyahara@lasti.u-hyogo.ac.jp

細部構造まで入力し、放射と対流を考慮した3次元解析を必要とする。そのような計算コードは世の中に存在するであろうが、一般にこの種のもは大規模かつ複雑で、一時的な利用には不向きである。しかし、後で述べるように、実験棟は一部複雑な所もあるが、全体として扁平で単純な四角構造である。そこで、天井つき倉庫のような単純化したモデル構造を考え、対流や放射および側壁からの熱の流入流出等の諸要件を加味した一次元計算プログラムを作成した。夏季冬季の実験棟の温度分布の測定結果と比較したところ、ほぼ妥当な計算結果が得られた。第3に、対策としてはいろいろ考えられるが、実施する前にどの程度効果があるか、どの程度投資する価値があるか、主な問題点は何か等、具体的定量的に比較検討する必要がある。そこでこの計算コードを4つの対策

案(外気導入、高反射率塗料、高反射率シート、散水蒸発)について適用し、その効果を明確に評価することができた。

以下では、第2節でNSの現状(建屋の断熱構造、電力と水道水の使用量、並びに料金、および、空調システム)について述べる。第3節で実験棟における夏季冬季の熱の流入流出を評価し、空調システムの冷暖房実績と比較する。第4節で実験棟の温度分布の測定と計算結果を比較する。第5節でこの計算コードを用いて具体的な暑さ対策について検討する。第6節で冬季の寒さ対策について簡単に触れ、最後に結論を述べる。計算法については附録参照。第4節は重要であるが後回しにしても支障はない。本文はNS実験棟という特定の建物の空調と温度計算に関する調査研究であるが、あまり細部に立ち入ら

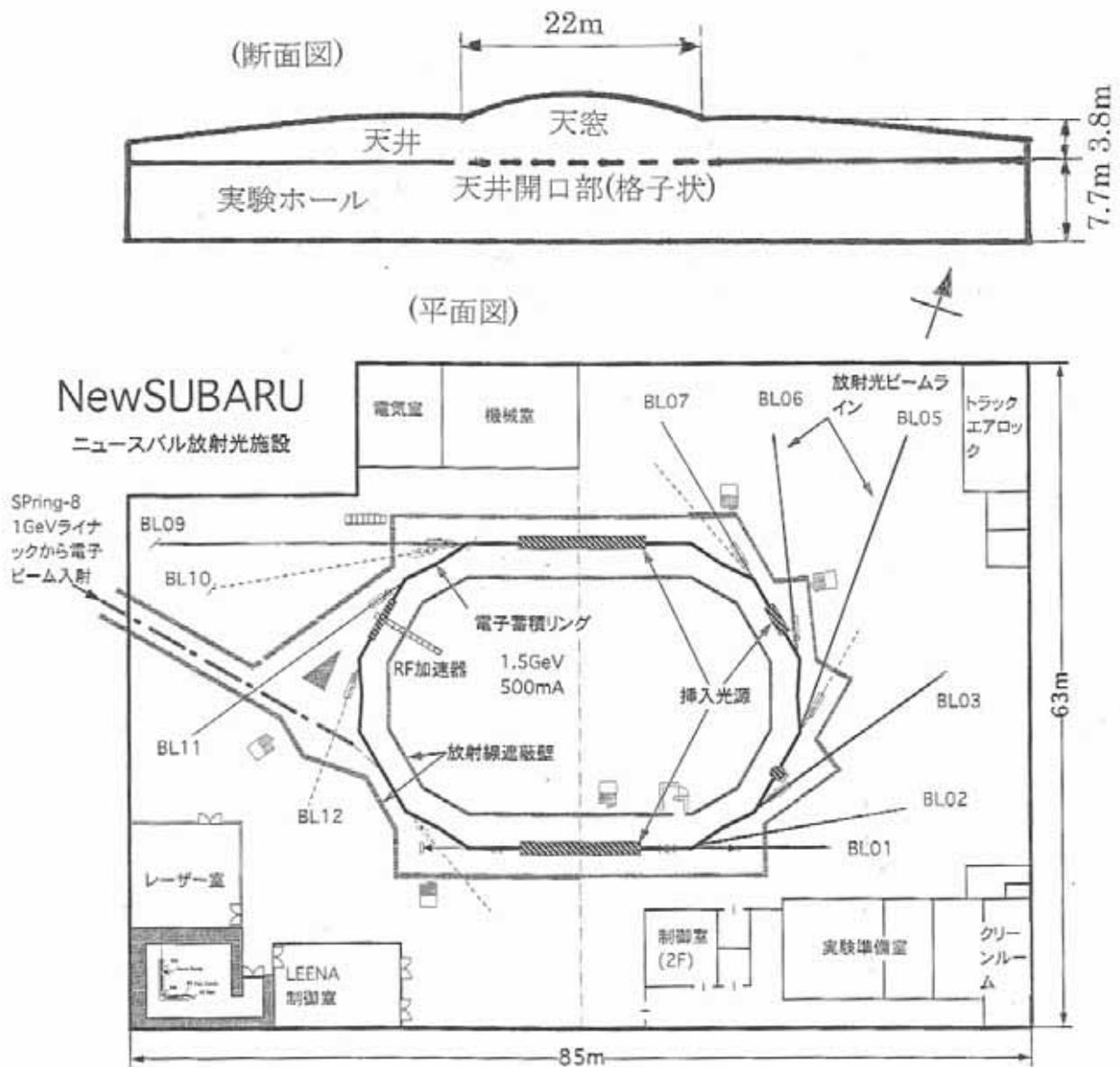


図1 ニュースバル実験施設実験棟の平面図と断面図(平面図はNS 施設提供).
Fig.1 Top and section views of the experimental building of New SUBARU

ず、単純化したモデルで検討したので、一般的問題の具体例として参考になれば幸いである。

2. 現 状

2-1. 建屋と断熱構造

図1にNSの実験施設および実験棟のおおよその平面図と断面図を示す。実験棟は縦63 m、横85 m、高さ12 m弱で、長尺の側壁が南南東を向いている。内部は天井によって天井裏(屋根裏)と実験ホールに分けられている。天井までの高さは7.65 mで、天井裏の高さは中央部で3.8 m、南北両端で1.8 mで、屋根はほぼ平面に近い。ホールには放射線遮蔽用のコンクリートトンネル(高さ約4 m)が設置され、この中に周長119 mの電子蓄積リングが収納されている。また、トンネルの外側には放射光実験用のビームラインが10本設置されている。

建屋の構造体は上から下へ順に、屋根断熱材、天井断熱材、床コンクリートになっている。屋根断熱材は上から順に、SUS304、アスファルトルーフィング、硬質木片セメント板が密着されている。天井はグラスウールと珪酸カルシウム板でできている。側壁は外側がフッ素樹脂塗装した鋼板で、内側は天井と同じグラスウールと珪酸カルシウム板である。SUS304と鋼板の間には幅60 mm程度の空間(空気層)がある。

屋根の中央部には火災の際の排煙用として開閉式のガラス天窗(およそ縦22 m横7 mの楕円形)があり、その直下の天井に同程度の開口部がある。開口部は美観と落下防止のために格子状になっている。通常、天井裏も実験ホールも外部との換気は行っていない。ただし、天窗の隅に小さな開口部があるので暖気が自然に流出している。建屋は全体として扁平な構造をしているので、温度計算プログラムは簡単のために上から下まで水平に9

区画(m=1~9)に分割した1次元モデルで作成した。天井の開口部、および、ホール内のコンクリートトンネルとビームライン等は計算上無視した。側壁と空気対流の影響は別途考慮してプログラムに取り入れた。

上記建築材の厚さと物性定数を表1に示す。区画m=5と8は天井裏と実験ホールの空気層である。区画6のグラスウールの上面は茶褐色の油紙で覆われているので、放射率 $\varepsilon=0.7$ とする。ただし、油紙の熱伝導への寄与は無視する。断熱対策として検討する高反射率シートはポリエステル繊維に両面からアルミフイル(約20 μm)を張り合わせたもので、反射率 $\gamma=1-\varepsilon=0.97$ が得られる。比熱はアルミ金属から、熱伝導度はポリエステルからの推定である。

2-2 使用電力、水道水、料金

図2には、NS施設のH20(2008)年度の月別利用全電力と電気料金、および、空調電力が示されている。(年度別での違いは少ない。)利用全電力は7, 10, 2月が高く、7月で約70x10⁴kWh(800万円)である。8, 9月と1月は加速器運転停止があるので利用電力は少ない。7月の利用電力が高いのは暑さとともに運転日数が多いからである。他方、空調機は加速器の運転の有無に依らず運転しているので、利用電力は年間を通じてあまり変動せず、大体5x10⁴kWh/月程度である。最初に述べたように、日中一時的に契約電力ぎりぎりの運転状態になることがある。これは、日射と外気温の上昇により空調出力が上がるとともに、空調機および加速器冷却水冷却機の冷却効率が低下するためと思われる。

年間の全使用電力は541x10⁴kWh(6930万円)で、平均単価はおよそ13円/kWhである。空調電力は年間52x10⁴kWhであるから、年間全電力の約10%であり、あまり大きくはない。この割合で考えると空調電気代は年

表1 実験棟建築材の厚さと物性定数

区画 <i>m</i>	材料	厚さ <i>d</i> (mm)	密度 ρ (g/cm ³)	熱伝導度 <i>k</i> (W/m/K)	比熱 C_p (J/g/K)	放射率 ε
1	屋根上空気層		0.0012	0.0024	1.06	----
2	SUS304	0.4	8.0	16	0.5	0.65
3	アスファルトルーフィング	2.0	1.02	0.10	0.92	-----
4	硬質木片セメント板	18.0	0.5	0.035	0.8	0.7
5	空気層	4000	0.0012	0.0024	1.06	----
6	グラスウール	50.0	0.030	0.04	0.85	0.7
7	珪酸カルシウム板	8.0	1.0	0.2	0.91	0.5
8	空気層	7650	0.0012	0.0024	1.06	----
9	床コンクリート	1000	2.0	1.0	0.88	0.9
20	高反射率シート	0.17	0.88	0.3	0.9	0.03

間で720万円になる。冷房代は7月で約90万円、暖房代は1月で約80万円である。空調関係の改善を企図する場合にはこの金額を念頭に置き、過大にならないよう配慮する必要がある。

図3は同年度の水道利用量と料金である。ただし、料金は前の月と合わせた2か月分である。年間の使用量は5550 m³である。使用量のピークは6,7月の(680+1030) m³で、合わせて約60万円である。水道水はほとんど全て蒸発方式により加速器系の冷却に使用されるので、空調とは無関係である。

ところで、全電力のエネルギーは年間で $541 \times 10^4 \times 10^3 \times 3600 = 1.94 \times 10^{13} \text{ J}$ になる。このうち加速器関係のエネルギーは、居室関係を含めた空調分(10%)と照明用(10%)と諸電源(加速器以外)の発熱分(約10%)を差し引いて、 $1.36 \times 10^{13} \text{ J}$ である。水の気化熱は2430 J/gであるから、水道水の年間使用量の全気化エネルギーは $5550 \times 10^6 \times 2430 = 1.34 \times 10^{13} \text{ J}$ になり、上の値とよく一致する。

2-3. 空調システム

実験ホール内の気温は、原則としておよそ夏季25°C、冬季23°Cになるように制御されている。温度は加速器収納トンネルの外壁(高さ1.5 m)に取り付けられた6個のモニターで計測し、天井裏に設置された熱交換機にフィードバックされる。熱交換機ではヒートポンプ式屋外空調機(チラー)から送られた冷温水(5-15°C, 35-55°C)と、ダクトを通して戻ってきたホール内空気と熱交換される。温度調節された空気は送風機で圧送され、天井に

4.5 m間隔で設けられた多数のダクト開口部から床面に向けて噴出される。ただし、床面では風圧を感じないほどの緩やかさである。他方、ホール内の空気はホール内壁と天井のそれぞれ3か所に設置された吸気口(約1.8x3 m²)からダクトを通して熱交換機に戻される。温度調節された空気は風量 $1.98 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$ の6台の送風機で送りだされる。実験ホールの容積は約 $3.9 \times 10^4 \text{ m}^3$ であるから、およそ0.3時間でホール内の空気が一通り換気されることになる。

実際の運転は図2に示すように大体1か月あたり $(0.5 \pm 0.2) \times 10^5 \text{ kWh}$ 程度である。特に7月(1月)は少し高く、 $7.3 \times 10^4 (6.1 \times 10^4) \text{ kWh}$ である。単純平均パワーはこれを 31×24 で割ればよいが、真昼(夜間)の冷暖房のピーク時ではこれの約1.5倍程度必要と思われる。これを瞬時値に換算すると $P_{hp} = 147 (123) \text{ kW}$ になる。

他方、屋外空調機の仕様によれば、冷却(加熱)最大能力は2台合わせて506(550) kWである。これに必要な入力電力は2台合わせて172(156) kWで、熱効率はCOP(Coefficient Of Performance) = 2.9(3.4)である。よって上記瞬時値 P_{hp} にCOPを掛けておよそ426(418) kWの冷暖房能力になる(表2参照)。

周知のように、この空調機では家庭用エアコンと同じく冷媒の圧縮膨張による液体気体の相変化を利用して入力電力エネルギーよりも大きな(COP倍)の熱量の出し入れを行っている。暖房の場合、室内に暖気(プラス)を注入するとともに、室外には冷気(マイナス)を放出している。その差がおおよそ消費電力に等しいと考えると、エネルギー保存が理解される。

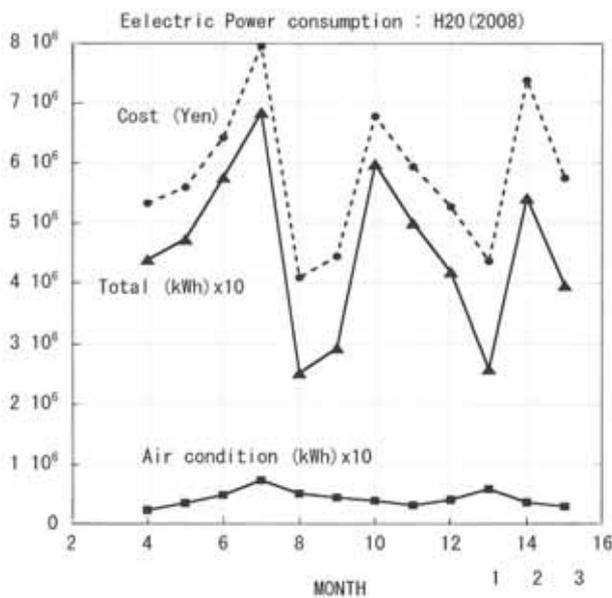


図2 H20年度の月別全電気使用量と料金、および、空調電気使用量。
Fig. 2 Total electric power consumption and its charge per month in fiscal year H20 as well as electric power consumption for air conditioning.

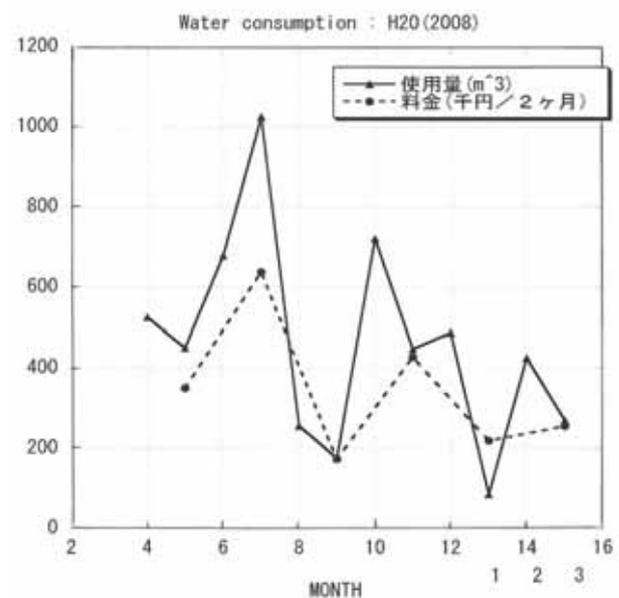


図3 H20年度の月別水道使用量と料金、ただし、料金は2か月分。
Fig. 3 Water consumption per month and its charge per two month in fiscal year H20.

表2 空調システムの仕様と消費電力

		冷房(夏日中)	暖房(冬夜半)
空冷ヒートポンプチラー(2台合計、60 Hz)			
冷暖房能力	P_h (kW)	506	550
入力電力	P_e (kW)	172	156
能率	$COP = P_h/P_e$	2.9	3.5
空調消費電力(H20年度)			
1 か月積算電力	W_h (kWh)	7.3×10^4 (7月)	6.1×10^4 (1月)
平均電力	P_{hm} (kW)	98	82
ピーク電力	P_{hp} (kW)	147	123

注) 平均電力： $P_{hm} = W_h/(31 \times 24)$ 、ピーク電力(仮定)： $P_{hp} = 1.5 \times P_{hm}$

表3 夏日中(冬夜間)のピーク時の屋根、側壁および床の熱流

		屋根	側壁	床	内部発熱	小計	
面積	A (m ²)	5360	2840	5360			
熱抵抗	R_{mn} (°C/W)	1.1×10^{-4}	6.5×10^{-4}	1.9×10^{-4}			
内外温度差, 夏日中	T_{mn} (°C)	10	20	7			
	冬夜中	T_{mn} (°C)	-20	-20	-7		
熱流	夏日中	Q (kW)	89	31	-37	130	213
	冬夜中	Q (kW)	-177	-31	-37	100	-145

表4 局所的な熱の流入と流出

場 所		天窗	天井裏側壁	ホール排煙窓	隙間風口	小計
材質		ガラス	SUS304	アルミ	****	
面積	S (m ²)	140*	530	49	0.2	
厚さ	d (mm)	10	0.6	2	****	
熱伝導率	λ (W/m/K)	0.6	16	240	****	
熱伝達係数	Ha (W/m ² /K)	15	15	15	****	
温度差	夏日中 ΔT (K)	2	5	10	10	
	冬夜中 ΔT (K)	15	15	23	23	
熱流	夏日中 Q (kW)	63**	7	4	17	+57
	冬夜中 Q (kW)	126	60	9	17	212

*) 天窗の底面積： $S = 110 \text{ m}^2$.**) 直截日射80kW, ガラス窓伝導流出 17kW.

3. 熱の流入と流失の概略

3-1. 実験棟単純モデルの場合

ここで屋根、側壁および床コンクリートの熱抵抗から熱流を概算してみる。夏季の熱流入と冬季の熱流出から冷房と暖房の必要熱量が推定できる。例えば、屋根の熱抵抗 R_{24} と熱流 Q_{24} はおおよそ次式で求まる。注) 単線結線の電気回路において、 n 番目の抵抗 R_n の両端の電位差を V_n とすると電流は $I=V_n/R_n$ である、のと同じ考えによる。

$$R_{24} \approx \frac{1}{A} \left(\frac{1}{H_{23}} + \frac{1}{H_{34}} + \frac{d_2}{k_2} + \frac{d_3}{k_3} + \frac{d_4}{k_4} \right) \quad (1)$$

$$Q_{24} \approx \frac{1}{R_{24}} (T_2 - T_4) \quad (2)$$

ここで A は屋根面積、添え数字は表1の区画番号を表す。温度 T_2 と T_4 は第4節で述べる温度計算値である。 H_{23} は $m=2$ と3の、 H_{34} は $m=3$ と4の接触熱伝達係数である。 $H_{mn}=100 \text{ W/m}^2/\text{K}$ と仮定した。これの寄与は小さい。側壁と床からの熱流も同様に考えられる。ただし、

側壁には厚さ60 mmの空気層があるので熱抵抗が少し大きくなる。また、側壁外側温度としては東西南北4面の概略平均を用いた。これら境界を通した熱の出入りの他に、実験ホール内には照明からの発熱(約40kW)や空冷式諸電源などからの発熱(約60kW)がある。また、夏季には一部の水冷式電源の過熱による放熱(約30kW)がある。これらを足し合わせて、夏季日中は213kW、冬季夜間は145kWになる(表3参照)。第2-2節で述べたように、加速器関係の電源は大容量であるので別途チャラーによる水冷式になっている。

3-2. 局所的構造による熱流

以上の考察は単純化した実験棟モデルの熱流である。実際の実験棟では天窓のように局所的に単純モデルとは異なる構造の部分がある。これらによる熱流を求めるには次節の温度計算法と同様な、または、それ以上に複雑な手続きを必要とする。しかし、ここでは以下に示す簡単な式で概略値を求めた。結果を表4に示す。

3-2-1. 夏季(日中)の熱の流入

外気温: $T_{out}=35^{\circ}\text{C}$, 天井裏気温: $T_c=50^{\circ}\text{C}$, 実験ホール気温: $T_h=25^{\circ}\text{C}$ と仮定する。

1) 天窓のガラスは透過率が高いので日射が直接天井に入ってきて次の熱量をもたらす。

$$Q_{sun} = \tau_g E_s S_{wb} \quad (3)$$

ここで $\tau_g (=0.9)$ は透過率, $E_s (=810 \text{ W/m}^2)$ は夏季の日射量, S_{wb} は天窓の底面積である。また、ガラスによる日射の熱吸収は少ないので屋根ほどは高温にならず、外側でおよそ $T_{gout}=48^{\circ}\text{C}$ になる。熱流は次式で求まる。

$$Q_{flow} = \frac{\lambda_g S_g}{d_g} (T_{gout} - T_h) \quad (4)$$

ここで λ_g と S_g と d_g はガラスの熱伝導度, 面積, 厚さである。

2) 天井側壁は実験ホール側壁と異なり, SUS304鋼板のみでできている。この熱伝導率は高いので鋼板内での温度差はほとんどなく, 外気温 T_{out} と内気温 T_c の平均の温度 T_{av} になる。ただし, 南側の T_{av} は日射が加わるので高くなる。熱流はおよそ次式で決まる。

$$Q_{flow} = H_a S_{cw} (T_{av} - T_h) \quad (5)$$

ここで H_a は空気への熱伝達係数, S_{cw} は天井側壁面積である。

3) 実験ホールの北, 東, 西の側壁には天井近くに排煙用アルミ窓がついている。この場合も上式によって熱流が求まる。

4) 実験ホールは気密性が高く, 隙間風が流入しにくくなっているが, 天窓の一部に小さな開口部があるので, そこから抜ける暖気が吸引力になって, 実験ホールに隙間風が流入してくると考えられる。これによる熱流は次式で求まる。

$$Q_{flow} = C_p (T_{out} - T_c) \frac{S_{leak} v_{air}}{V_g} \quad (6)$$

ここで $C_p (=1.006)$ は空気 の定圧比熱, S_{leak} は隙間口総面積, $v_{air} (\approx 5 \text{ m/s})$ はおよそその外気流入速度である。また, $V_g (=22.4 \times 10^{-3} / M_{air})$ は空気 の分子量 $M_{air}=28.8$ に対する 1 gram 当たりの体積である。

3-2-2. 冬季(夜中)の熱の流出

$T_{out} = 0^{\circ}\text{C}, T_c = 15^{\circ}\text{C}, T_h = 23^{\circ}\text{C}$ とする。

1) 天窓のガラスの内気温と外気温の差により, 熱の流出が(4)式で求まる。

2) 天井側壁からの熱流は(5)式で求まる。

3) 実験ホール排煙窓からの熱の流出は(5)式で求まる。

4) 実験ホール隙間風による熱の流出は(6)式で求まる。

3-3. 熱流のまとめ

第2-3節の空調システムのところで述べたように, 空調の消費電力の実績によれば冷暖房能力は夏季日中(冬季夜中)で, およそ426(418)kWである。他方, 第3表と第4表の熱流計算値を合計すると, 夏季日中で270kWの流入加熱, 冬季夜中で357kWの流出冷却になる。これは夏季(冬季)の冷暖房実績の63(85)%である。ただし, メーカーによれば, 夏季に外気温が高温になると空調能力が低下することがあるという。冷房能力が75%に低下しているとみなすと, 夏季合計の計算値は84%になる。熱流計算値は冷暖房実績より少なめであるが, 計算の粗さを考慮すると妥当なところである。

4. 温度測定と計算結果

4-1. 温度測定

まず, 夏季(8月上旬)の測定結果を図4に示す。今年 は去年(2010年)のような猛暑ではなく, 外気温はピークで 28~32°C であった。(注: 図4の外気温の表示は T-10°C である)。測定は天井裏(高さ 3.4, 1.9, 0.4 m)と, ホール内(高さ 2.0, 0.3, 0.0 m), および屋外日陰に置いた温度計で自動記録した。少し雲が見られたが, 風は弱かった。ホール内では床上 2 m と床面でほとんど差が無く, とともに 25~27°C で, 2°C の変動がある。外気温の下がる夜中にホール内温度が上がるのが見られ

る（理由は不明）。天井裏では最も暑い日中で40~50℃になっている。

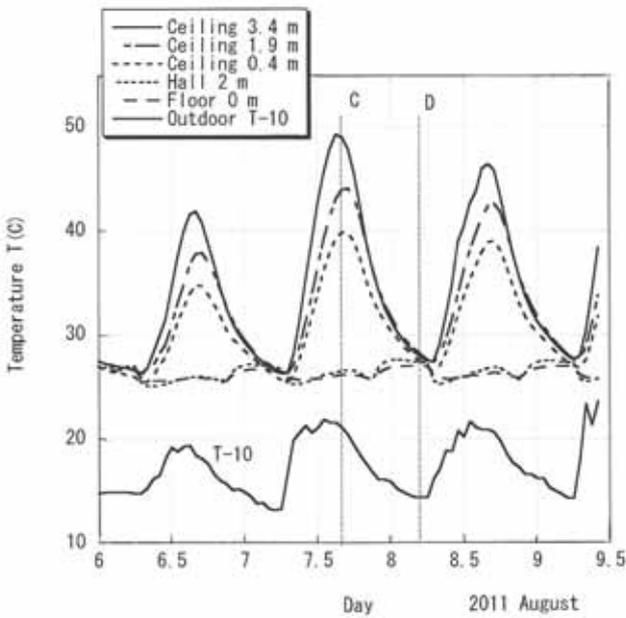


図4 H23 (2011) 8月のNS実験棟の測定温度。
Fig.4 Measured temperatures in NS experimental building in August, H23(2011).

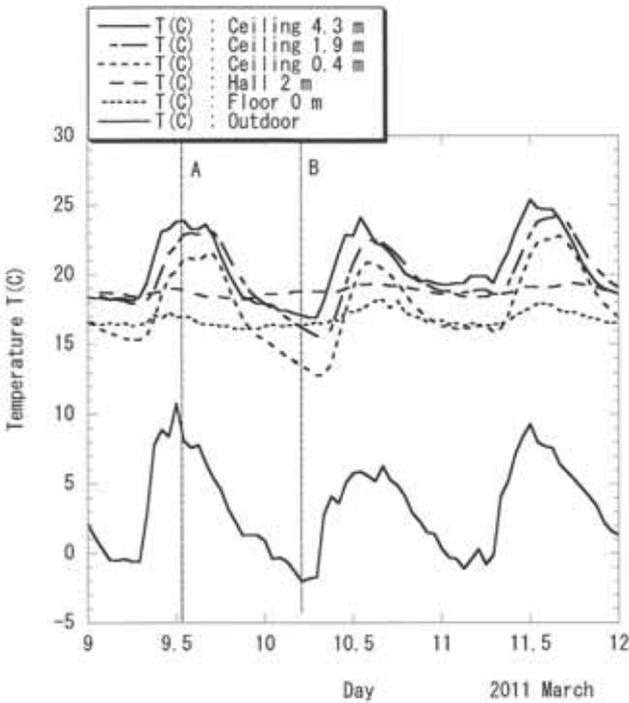


図5 H23(2011) 3月のNS実験棟の測定温度。
Fig.5 Measured temperatures in NS experimental building in March, H23(2011).

次に、冬の温度測定について、1月下旬から2月上旬の測定データに不備があったので、同じくらいの寒さの3月上旬に再試行した。この期間はシベリヤ高気圧による寒気が日本上空を覆っていたため寒さは冬同様厳しかったので、これを冬の測定とみなした。また、この時期は風の弱い晴天が続いた。測定結果を図5に示す。外気温が10℃から-2℃の範囲で変化するのに応じて、天井裏の温度は21~23℃から12~16℃まで変化する。ホール内の温度は高さ2 mと0.3 mで19 (±0.5)℃であるが、床面で17 (±1)℃であり、床面の温度が2℃低い(図5参照)。冬季の場合、実験ホール側壁の内側の冷気が下降し床面に沿って拡散すると、床コンクリートが屋外の冷たい地面に連結しているためと思われる。また、天井裏のほうがホール内より低温になることがある。これは、屋根裏の冷気が一旦天井で滞留されるからである。ただし、天井の中央部には大きな開口部があるので、ここを通じてホール内に冷気が降下するとともに、ホール内の暖気が上昇すると考えられる。

4-2. 温度計算法の概略

NS実験棟は屋根がほぼ平らで、水平な天井によって天井裏と実験ホールの空間に仕切られているので、構成要素も空間も水平に細分(セル)化し、上下方向の一次元の熱伝導問題として検討した。ホール内にある加速器収納のためのコンクリート製トンネルやビームラインの測定機器等とともに、天井中央の開口部も無視した。

屋根表面については日射(太陽放射)と大気放射によ

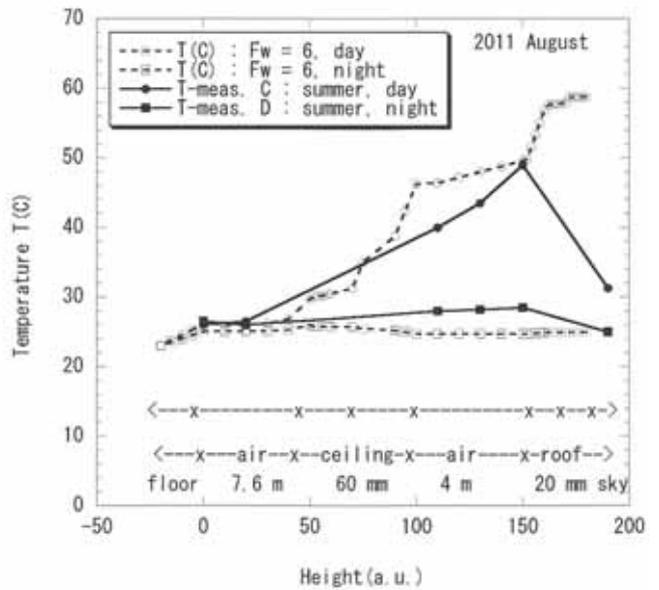


図6 NS実験棟の夏季の測定温度(図4のラインCとD)と計算値との比較。
Fig.6 Comparison of the temperatures measured (C and D lines in Fig.4) and calculated in summer in the NS building.

る熱の流入と、表面からの熱放射と空気対流による熱流出を考慮した。屋根、天井、床コンクリートそれ自体の熱伝導は通常のやり方に従った。屋根から天井、天井から床の間では放射伝達とともに空気対流による熱伝達を考慮した。空気対流は上下のセル温度を比較し、下位セルの温度が高ければ上のセルと入れ替わるようにした。側壁からの熱の流入は空気層の最上位セルに、熱の流失は負の熱量を最下位のセルに加算した。冷暖房による熱の流入流出、および、照明と諸電源の発熱による熱の流入を考慮した。境界条件として、外気温度と床コンクリート温度（地下1m）を設定した。

4-3. 計算結果との比較

温度計算は夏と冬の昼夜について行った。図6と図7にそれぞれ、計算値と測定値の比較を示す。測定値は図4と図5のA, B, C, Dのライン上の温度である。縦軸は温度、横軸は床コンクリート、空気層、天井、空気層、屋根に分けて表示してある。実線は測定値、破線は計算値である。屋根そのものの温度測定は行っていない。

夏季（図6）の日中の場合の測定値は、外気温度32℃に対して天井裏の温度は日射により40~50℃と、かなり高くなる。その下は天井の断熱材で仕切られているために26℃まで低下する。夜間には日射が無いので、屋根も天井裏も外気温度と大体同じ26℃である。計算値は天井裏で少し高めになるが、おおよそ昼夜とも測定値と一致する。

冬季では以下に述べる理由により、天井がある場合と、これを除いた場合について計算した。図7に示すように日中では計算値と測定値は良く一致する。しかし、夜間では天井裏の測定値が13~17℃であるのに対して、天井有りとすると、計算値は3~5℃になり、測定値よりかなり低い。この理由は第4-1節で述べたように、次のように考えられる。

ホール内で暖められた空気は天井の開開口部を通して天井裏に昇り屋根まで達する。他方、外気で冷たくなった屋根に接する天井裏の空気は冷却されて降下し、天井を這って開口部に到り、一気に床までを降下する。しかし、上の計算では天井に開口部を取り入れていないので、このような空気の流れは起こらない。その結果、天井裏の計算値が極端に低くなる。そこで新たに冬季夜間用に天井無しの場合で温度計算を行った。対流と放射による熱の移動は屋根下面と床面の間でおこるものとする。結果は図7に示すように、天井裏で13~15℃になり、測定値とおおよそ一致する。ただし、これは計算値と測定値の一致不一致の話であり、ホール内温度を保つためには天井有りの方が断熱上好きしいことは言うまでもない。他方、夏季では下降気流はほとんど無いので開口部の影響は無視できる。

5. 暑さ対策

まず、エネルギー節減と温度安定化の関係については次のように考えられる。図4と図5に見られるように、ホール内温度の変動は日射の有無と外気温度の変動で決まる。従ってエネルギー節減策として夏季日中の熱の流入を抑制し、冬季夜間の熱の流出を抑制すれば、自動的にホール内温度の安定化が期待できる。

5-1. 外気導入

夏季猛暑の場合、外気温度は35℃に上り天井裏では60℃近くになる。そこで天井裏に35℃の外気を導入し高温の空気を排出することを考える。温度計算のために5セルに分割した一番下のセル(5,5)から外気を注入し、同じ速度で一番上のセル(5,1)から排気するものとする。外気温度は天井裏の温度より低く重いので下のセルから順に上のセルに詰まっていく。換気は1時間で天井裏の容積 $V=A*H$ の空気を全て入れ替える速度とする。すなわち $dV/dt=A*H/3600 \text{ m}^3/\text{s} = 5.7 \text{ m}^3/\text{s}$ である。 H は天井裏の高さである。空気の容積比熱 $C_{va}=C_p/V_g \text{ (J/K/m}^3\text{)}$ により1㎡当たり時刻 $t = t \rightarrow (t+dt)$ での各セルの熱量の変分はフォートラン形式で以下のように表わされる。

$$\begin{aligned} dQ(5,1) &= dQ(5,1) - \text{Const}*(T(5,1) - T(5,2)) \\ dQ(5,2) &= dQ(5,2) - \text{Const}*(T(5,2) - T(5,3)) \\ dQ(5,3) &= dQ(5,3) - \text{Const}*(T(5,3) - T(5,4)) \\ dQ(5,4) &= dQ(5,4) - \text{Const}*(T(5,4) - T(5,5)) \\ dQ(5,5) &= dQ(5,5) - \text{Const}*(T(5,5) - T(1,1)) \end{aligned}$$

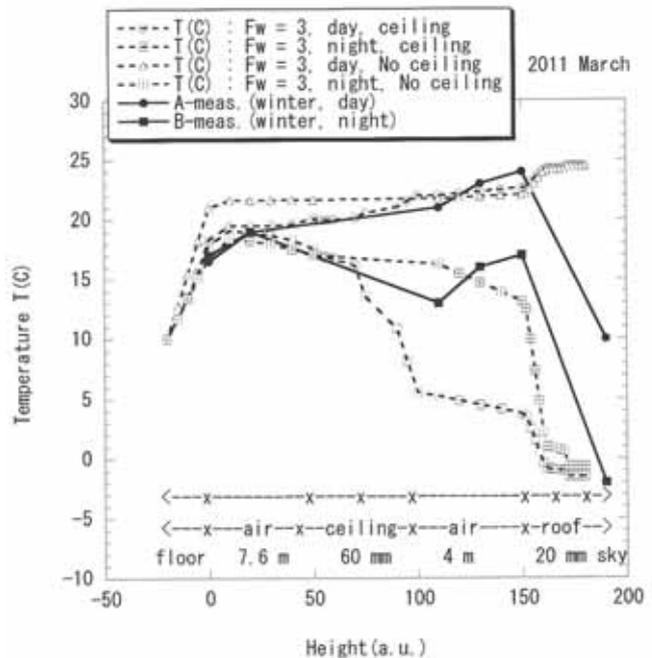


図7 NS実験棟の冬季の測定温度（図5のラインAとB）と計算値との比較。

Fig. 7 Comparison of the temperatures measured (A and B lines in Fig.5) and calculated in winter in the NS building.

ここで $Const=C_{va}*(dV/dt)*dt/A$ である。右辺の第一項は他の要因による変分である。外気が導入されるセル(5,5)と同様に他のセルも温度の低い空気が順に押し上げられてくるので、その分各セルの熱量が減少する。計算結果は図8に示すように、天井裏でおよそ5℃低下する。屋根の温度はほとんど変わらない。

5-2. 高反射率塗料

通常の屋根用ペイント（白色または灰色）の放射率は $\epsilon=0.6-0.7$ であるので、この計算では $\epsilon_2=0.65$ 、反射率 $\gamma_2=0.35$ としている。これに対して高反射率ペイントの放射率は $\gamma=0.7$ 程度である。この条件で計算すると夏季日中の屋根と屋根裏の温度は約10℃低下する（図8参照）。

5-3. 高反射率シート

天井裏一面に高反射率シート（ $\gamma=0.97$ ）を敷くと仮定する。計算の簡単のために、高反射率シートを区画として追加設定する代わりに、等価的に天井裏上面の放射率を $\epsilon_6=0.03$ とする。図8に示すように、効果は顕著で、屋根からの放射熱がここでほとんど反射、遮断され、天井裏の温度が約20℃低下する。また、ホール内は上下ともほとんど25℃で一定になる。

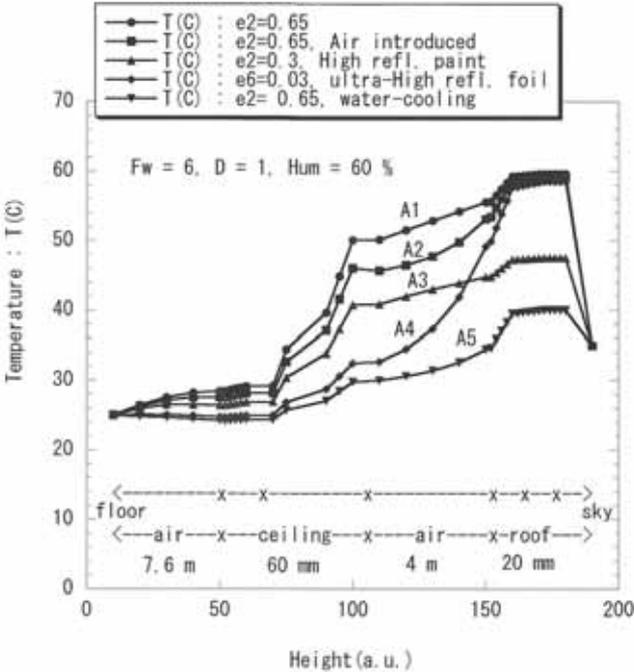


図8 NS実験棟の夏の暑さ対策による温度変化の計算値。A1は対策無し、A2は外気導入、A3は屋根に高反射率塗料、A4は天井に高反射率シート、A5は屋根に散水蒸発の対策。
Fig.8 Temperature variation calculated for the measures against hot summer. A 1; no measure, A2; introduction of out-door air, A3; high reflection paint on the roof, A 4 ; high reflection sheet on the ceiling, A 5 ; water spreading and evaporation on the roof.

5-4. 散水蒸発

実験ホールの屋根を流水で直接冷却しようとする、水1g当たり1cal/g=4.2 J/gの熱を奪うだけである。しかし、スプリンクラーで屋根に散水し蒸発させると、気化熱は $\delta Q=580\text{cal/g}=2430\text{J/g}$ であるから、はるかに大きな冷却効果が得られる。水は100℃で沸騰するが、これは水の内部からも気化するためである。しかし、100℃以下では水の表面からのみ気化するので屋根の上に薄く一様に散水する必要がある。

実験棟に降り注ぐ太陽放射エネルギーで屋根全体に吸収される分は、真夏の日中でおおよそ $Q_s=A\epsilon_s\langle E_s \rangle F_w=5100 \times 0.65 \times 140 \times 6=2.8\text{MW}$ である（記号は附録1参照。 F_w は気象因子で、 $F_w=6$ とする）。この内半分の熱を気化熱で奪うことにすると、 $Q_w=(Q_s/2)/2430=580\text{g/s}=2.1\text{m}^3/\text{h}$ の散水が必要である。1日10時間散水すると、1か月で650 m^3 /月である。このための水道料金は約26万円/月になる。蒸発させるから循環はできない。

ここで、計算プログラムを用いてもう少し正確に計算してみる。水の蒸発速度 (kg/h) は経験的に次式で表わされる。

$$\frac{dW}{dt} = A C_w (P_{sat}(T_w) - H_{um} P_{sat}(T_a)) \quad (7)$$

ここで空気の流速を V_a (m/s) として、 C_w (kg/h/m²/mmHg)= $0.0152*V_a+0.01778$ である。 $P_{sat}(T)$ は温度 T (°C) における飽和蒸気圧 (mmHg)、 T_w と T_a は水と空気の温度、 H_{um} は空気の湿度である。 $P_{sat}(T)$ は次式で決まる。

$$P_{sat}(T) = 6.11 \times 10^{[7.5 T / (T + 237.3)]} \quad (8)$$

従って水の蒸発熱量 (W/m²) は単位面積当たり次のようになる。

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dW}{dt} \frac{1000}{3600} \times 2430 \quad (9)$$

温度計算プログラムにおいて、 $T_w=T(2,1)$: 屋根表面の温度、 T_a : 外気温度として、日中のピーク時について計算すると、図8に示すように冷却効果は最も顕著で、屋根表面温度が40℃に、実験ホール温度が上下で一定の25℃になる。また、蒸発量は3.4ton/hである。

5-5. 効果とコスト

外気導入を換気扇によって行う場合、必要とする給気速度 $dV/dt=2.0 \times 10^4 \text{m}^3/\text{h}$ は、天井裏に既設の空調用送風機の約1/2であるから、かなりの大規模ファンと給排気用ダクトなどの設備を必要とする。一桁小さい換気扇設備の見積もりから単純に外挿すると、およそ1500万円程度と推定される。

他方、天井側壁に窓を作り天窗を開放すると天井裏の

暖気を自動的に排出できる。天窗はやや平たい烏帽子の形をしていて、底辺は楕円形で、その底辺に沿って長さ約40 m高さ1 mの開閉窓が並んでいる。これを半開きにすると、約20 m²の開放窓口になる。そこで天井側壁も同面積の開放窓口とし、上の外気導入速度と同じ値を仮定すると、外気流入速度は0.28 m/sになる。これはかなり緩やかな流れであるから十分あり得ることである。よって天窗開放でもほぼ同様の効果が期待できる。天井の高さに導入窓を設置するだけでよいので、工事も簡単でかなり安価にできる。ただし、天窗を日常的に開放しておく、急な雨の場合に天井や直下の実験装置が濡れる恐れがあるので十分な配慮が必要である。

高反射率塗料の場合、屋根だけの塗装（工事代込み）でおよそ4000万円と見積もられている。また、塗料の寿命は5～7年とされている。

高反射率シートの場合、シート代は天井裏全体でおよそ250万円である。しかし、工事代は相当かかるであろう。この天井は軽量の釣り天井であるので足場を補強するなど、専門業者による安全対策が必要である。また、釣り金具が2～3 m間隔で並んでいるので工事の作業性はあまりよくない。

散水蒸発の場合、夏季の暑さ対策としては最も効果的である。屋根上にスプリンクラーを設置し、地上のポンプで給水すればよく、設備は簡単で水道代も月に約36万円と安い。ただし、水道水中のカルシウムが屋根に付着蓄積するので、定期的な清掃が必要である。屋根上の作業は危険を伴うので、かなりの費用になると思われる。また、屋根の損傷も懸念される。他方、散水によって屋根からの流入熱量は約50kW減少する。チラーの能力COP=2.9を考慮すると電力は17 kW節減できる。ひと月では多めに見て約5.3x10³kWhであるから、およそ7万円/月の節減になる。結局、維持費だけで（29万円+掃除費）の増加になる。散水によって昼夜の温度差が著しく減少するので、ホール内の温度変化は±0.2℃以下まで減少すると予想される。

6. 寒さ対策

冬季では外気温が低いので断熱と断気を良くしてホール内に冷気が流入しないようにする、あるいは、ホール外に暖気が流出しないようにする必要がある。このためには天井の開口部を開閉式にして冬季には閉じておくことが考えられる。また、天窗付近の小さな開口部を塞ぐならば、ここから暖気が流出しホール壁の隙間から外気が侵入するのを防ぐことが考えられる。

ここで高反射率シートの利用について付記しておく。第5-3節で述べたように、夏季における屋根からの高温放射熱は天井裏に敷いたこのシートでほとんど反射、

遮断される。もしこれを側壁の内部にも組み込めば側壁からの熱の流入も同様に遮断できる。さらに、このシートは表裏とも高反射率であるから、冬季においてはホール内からの熱の流出を遮断できる。これにより顕著なエネルギー節減と温度安定化が期待できる。現在の実験棟でこれを実施するのは困難であるが、同様な建屋を建設する場合、このシートを天井裏と側壁に配置することにより著しい断熱効果が低コストで得られると期待できる。すなわち夏季冬季ともに効果的であり維持費不要である。ただし、まだ、あまり普及していないので、物理的・化学的特性について詳しく調査するとともに、実証実験による検査と確認が必要である。

7. 結 論

NS実験棟の一次元モデルによる温度計算プログラムの結果はほぼ測定値と一致した。このプログラムを用いて、夏季の暑さ対策として外気導入、高反射率塗料の塗布、高反射率シートの敷設、散水蒸発の4つの案について検討した。これらのうち、外気導入は安価であるが効果が弱い、高反射率塗料は高価過ぎ寿命も短い、高反射率シートはかなりの効果があり、シートそのものも高価ではないが、釣り天井のため工事には十分な安全対策が必要である。最後の散水蒸発は最も効果があり、設備も維持費も安価である。天井裏の温度が日中のピーク時で50℃から30℃に下がるので、夜間との温度差がほぼ無くなり、実験ホールの温度変化も抑えられる。ただし、屋根上に付着蓄積する水道水のカルシウムの除去等の問題があり、調査検討する必要がある。

附録 1. 太陽と大気の放射エネルギー

太陽から降り注ぐ放射エネルギーは日本では年間1200kWh/m²といわれる。1 secあたり平均で $\langle E_s \rangle = 140 \text{ W/m}^2$ である。四季や天候、昼夜の影響を考慮して、気象因子 F_w として真夏（真冬）の日中でおおよそ $F_w = 6(3)$ と仮定する。すなわち、地面に垂直な太陽放射エネルギーは真夏（真冬）で $\langle E_s \rangle F_w \approx 840(420) \text{ W/m}^2$ と仮定する。これは以下の理由で妥当な値である。

太陽の表面温度は $T_s = 5770 \text{ K}$ で、この放射エネルギーは $E_{ss} = \sigma_{SB} T_s^4 = 6.28 \times 10^7 \text{ W/m}^2$ になる。ここで $\sigma_{SB} = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2/\text{K}^4$ はステファン・ボルツマン定数である。全放射エネルギーは $4\pi R_s^2 E_{ss}$ であるから、地球表面での放射エネルギーは $E_{s0} = (D_{es}/R_s)^2 E_{ss} = 1370 \text{ W/m}^2$ になる。ここで $R_s = 7.0 \times 10^8 \text{ km}$ は太陽半径、 $D_{es} = 1.58 \times 10^8 \text{ km}$ は太陽から地球までの距離である。

太陽光スペクトルは大気圏外で大部分が $0.5 \mu\text{m}$ をピー

クとして $0.3\mu\text{m}$ の紫外から $3\mu\text{m}$ の近赤外に分布し、低レベルでは長波長の遠赤外まで広く分布している。しかし、大気中を通過する間に部分的に散乱吸収され、およそ60%に減衰する（黒体放射に対する太陽スペクトルの減衰図からの推定）。そのため地表での放射エネルギーはおよそ $E_{sm}=820\text{W}/\text{m}^2$ になる。さらに、地軸が 23.5 度傾いていることにより、NSサイト（北緯 35 度）における真昼の太陽の水平面からの仰角は夏至で 78.5 度であり、冬至で 31.5 度であるから、放射エネルギーに考慮すべき角度因子は、それぞれ、 0.98 と 0.52 になる。従って夏（冬）で $810(430)\text{W}/\text{m}^2$ くらいになる。気温は陸地や海水の変化に影響されるので、真夏と真冬は夏至と冬至から一か月半ほど遅れる。

他方、大気は太陽と地表からの放射を吸収して熱エネルギーを持つ。これは等価的に大気温度 T_a で表わし、固体と同様に放射エネルギーを放出すると見なすことができる。地表では大気層の厚みで積算されて $\sigma_{SB}T_a^4\text{W}/\text{m}^2$ 程度の放射エネルギーになる。ただし、 10m 程度のスケールの建屋内では空気による放射エネルギーは壁からの放射エネルギーに比べて無視できる。

上記のエネルギーが屋根表面へ入射されるのに対して、屋根表面から熱放射されるエネルギーもあり、屋根表面での単位面積当たりの熱量の時間微分は次のように表わされる。

$$\frac{dQ}{dt} = \varepsilon < E_s > F_w D - \varepsilon \sigma_{SB} (T_1^4 - T_a^4) - H_a (T_1 - T_a) \quad (\text{A-1})$$

ここで ε は屋根表面の放射係数、 T_1 は屋根表面の温度、 H_a は屋根表面から大気への熱伝達係数、 $D=1$ または 0 は昼または夜を表す。

附録 2. 対流による熱伝導度 $K_a(\text{W}/\text{m}/\text{K})$

底面積 $A=1\text{m}^2$ で高さ $\Delta z=1\text{m}$ の空間容積が2つ上下に連なっていて、それぞれ、セル1、2とする。その中の空気の温度を T_1 、 T_2 とし、標準状態からあまり離れ

ていないとする。ひとつのセル内の分子数はおよそ $N_m \approx (1000/22.4)N_A = 2.7 \times 10^{25}$ 個になる。ここで $N_A = 6 \times 10^{23} \text{1/mol}$ はアボガドロ数である。2つのセル間の熱移動は $dQ/dt = (K_a/\Delta z) \Delta T$ と表わされるから、 K_a は温度差 $\Delta T=1\text{K}$ で $\Delta z=1\text{m}$ 離れているとき $\Delta t=1\text{sec}$ でどれだけの熱量が移動するかを表す。

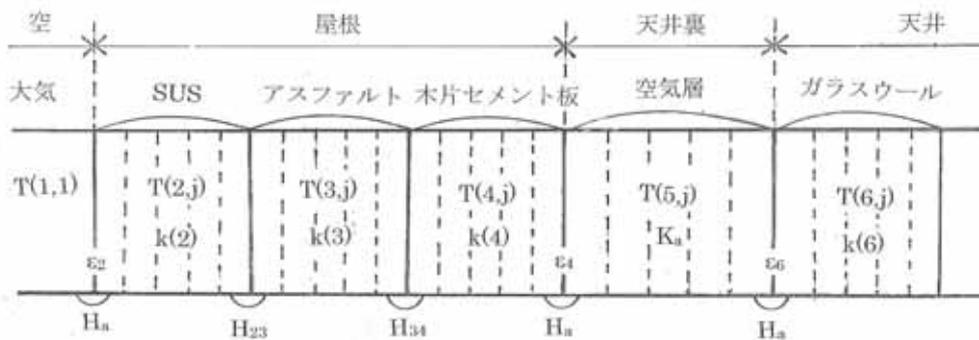
そこで $T_2 = T_1 + \Delta T$ とし、セル2の分子が速度 $v_m = 1\text{m/s}$ でセル1に上昇移動すると仮定する。ただし、セル2の分子が全て移動するのではなく、割合にして $\alpha \approx \Delta T/T \approx 1/300$ 程度の分子が移動するものとする。分子数密度 n について、状態方程式 $P = nk_B T$ から $\Delta n/n = -\Delta T/T$ であるからである。各分子の平均熱エネルギーは z 方向でおよそ $K_B T/2$ であるから、セル1から2へのエネルギーの移動は $dQ/dt \approx \alpha N_m k_B T/2 \approx 130\text{W}$ である。よって $K_a = 130\text{W}/\text{m}/\text{K}$ になる。ここで $k_B = 1.4 \times 10^{-23}\text{W}$ はボルツマン定数である。

ところで、焚き火の炎($\Delta z=1\text{m}$ でおおよそ $\Delta T \approx 100^\circ\text{C}$ 程度)の上昇は速く、 $v_m \approx 2\text{m/s}$ 程度であるが、鎮火した後の煙の上昇は緩やかで、 0.5m/s 程度である。上下の温度差のあまり大きくない室内の場合($\Delta z=1\text{m}$ でおおよそ $\Delta T=0.1 \sim 1^\circ\text{C}$)、空気の上昇は更に緩やかと思われるので、 $K_a = 5\text{W}/\text{m}/\text{K}$ とする。

附録 3. NS実験棟の一次元温度計算法

1. 具体的考え方

図A-1に示すように、各区画(m)を5つのセル($j = 1 \sim 5$)に分割し、セル毎に温度を $T(m, j)$ とする。同図において $k(m)$ ($\text{W}/\text{m}/\text{K}$)はセル間の熱伝導度で、 H_{mn} ($\text{W}/\text{m}^2/\text{K}$)は区画間の接触熱伝達率である。 H_a ($\text{W}/\text{m}^2/\text{K}$)は建材から空気層への熱伝達率である。また、 ε_m は空気層に面する建材の放射率で、 $r_m = 1 - \varepsilon_m$ は反射率ある。空気層を介する区画間では主に放射によって熱伝達される。反射による寄与も無視できないので、1回、2回、3回反射を考慮する。広い平行平面間では放射の伝達は面に垂直とみなせる。



図A1 NS実験棟温度計算のための区画とセル。

Fig.A1 Sections and cells for the temperature calculation.

空気層内では対流で熱伝導がおこる。対流は暖かい空気の浮力による上昇が原動力である。ここでは簡単のために上下のセル間の温度を比較し、下位の温度が高ければ温度差に比例する熱伝導が下位から上位に起こるとする。上位の温度が下位より高い場合には拡散によって温度差の10%に比例する熱伝導が上位から下位に起こるとする。他方、対流で空気が上昇し天井に到達すると水平に拡散し、側壁に沿って下降流が生じ、空気層最上位セルから最下位セルに多少の熱伝導が起こると考える。これらの比例係数を対流による熱伝導度 K_a (W/m/K) とする。

屋根表面の区画 2 には太陽放射エネルギー $\langle E_s \rangle > F_w D$ と、大気放射エネルギー $\sigma_{SB} T_{II}^4$ が入射する。反対に屋根からは $\sigma_{SB} T_{2I}^4$ の放射エネルギーが放出される。入射率 (=放射率) は ϵ_2 である。また、大気との熱接触で H_a ($T_{2I} - T_{II}$) のエネルギーが放出される。微風状態の空気では $H_a = 15$ W/m²/K程度で、大気の流速が上がるとともに増大する。

床コンクリート上には電子蓄積リングを収納するコンクリート製トンネルや放射光実験用の測定機器が多数配置されているが、簡単のために、これらの構造物は無視し、一様な床表面で $\epsilon_0 = 0.9$ で放射、吸収を行うものとする。床コンクリートの下は砂利や土地あるいは岩石であるが、簡単のために厚さ 1 m のコンクリートとし、その下面温度は $T(9,5) = 23^\circ\text{C}$ (夏) または 10°C (冬) とする。

計算プログラム (フォートラン形式) の主なポイントを以下に記す。まず、全てのセルの初期温度として収束値に近い値を設定する。以下に述べる要領で、全てのセル (m,j) の微小時間 dt での熱量の変分 $dQ(m,j)$ を求め、

$$T(m,j) = T(m,j) + dQ(m,j) / C_v(m) / dZ(m)$$

により、全てのセルの温度を微修正し、 $|dQ(n,j)| < 10^{-4}$ に収束するまでループ計算を行う。初期温度の設定値が最終値に近いほど収束を早くできる。時間分割は $dt = 10^{-3}$ sec 以下で計算が安定に進行する。

2. 各部のプログラム

1) 放射

屋根表面のセル (2,1) については、(A-1) 式を適用する。天井上面のセル (6,1) については以下のようになる。

$$\begin{aligned} dQ(6,1) &= (H_a * (T(5,5) - T(6,1)) \\ &\quad - (k(6) / dZ(6)) * (T(6,1) - T(6,2))) * dt \\ dQ(6,1) &= dQ(6,1) - e6 * T(6,1) ** 4 * sigSB * dt \\ dQ(6,1) &= dQ(6,1) + e6 * r4 * (1 + r6 * r4 \\ &\quad e6 * T(6,1) ** 4 * sigSB * dt \\ dQ(6,1) &= dQ(6,1) + e6 * (1 + r4 * r6 + r4 * r6 * r4 * r6) \end{aligned}$$

$$* e4 * T(4,5) ** 4 * sigSB * dt$$

2) 対流

温度差 $\Delta T = T(m,j+1) - T(m,j)$ に対する Step (ΔT) 関数として

$$\text{Step}(\Delta T) = \Delta T \text{ if } \Delta T > 0$$

と定義する。各セルの変分は

$$\begin{aligned} dQ(5,1) &= (H_a * (T(4,5) - T(5,1)) + \\ &\quad (K_a / dZ(5)) * (\text{Step}(T(5,2) - T(5,1))) * dt \\ dQ(5,2) &= ((K_a / dZ(5)) * (\text{Step}(T(5,2) - T(5,1)) \\ &\quad + \text{Step}(T(5,3) - T(5,2)))) * dt \\ dQ(5,3) &= ((K_a / dZ(5)) * (\text{Step}(T(5,3) - T(5,2)) \\ &\quad + \text{Step}(T(5,4) - T(5,3)))) * dt \\ dQ(5,4) &= \dots\dots\dots \\ dQ(5,5) &= (H_a * (T(6,1) - T(5,5)) - \\ &\quad (K_a / dZ(5)) * \text{Step}(T(5,5) - T(5,4))) * dt \end{aligned}$$

これにより下セルの方が上セルより温度が高いならばセルの温度が上下入れ替わる。この操作で下セルの暖気が上昇する、または、上セルの寒気が下降することになる。反対に $\Delta T < 0$ のときは空気の攪乱や気体自体の拡散を考慮して、10%程度の逆の移動を

$$\text{Step}(\Delta T) = 0.1 * \Delta T \text{ if } \Delta T < 0$$

によって取り入れる。上昇気流の結果として生じる側壁に沿った下降流に対しては

$$dQ(5,5) = dQ(5,5) + 0.3 * (K_a / dZ(5)) * \text{Step}(T(5,1) - T(5,5)) * dt$$

とする。上下の温度差がそのまま下降するわけではないのでファクター 0.3 を掛ける。

3) 空調

T_0 に温度制御された空気が天井のダクト開口部から噴出されて床面に達し、下から順に上のセルを埋めていくので

$$\begin{aligned} dQ(8,1) &= dQ(8,1) + (T(8,2) - T(8,1)) * \text{Const} * dt \\ dQ(8,2) &= dQ(8,2) + (T(8,3) - T(8,2)) * \text{Const} * dt \\ dQ(8,3) &= dQ(8,3) + (T(8,4) - T(8,3)) * \text{Const} * dt \\ dQ(8,4) &= dQ(8,4) + (T(8,5) - T(8,4)) * \text{Const} * dt \\ dQ(8,5) &= dQ(8,5) + (T_0 - T(8,5)) * \text{Const} * dt \end{aligned}$$

とする。ここで

$$(dV/dt) = F_{air} * 7.65 * A / 3600$$

$$C_{vair} = C_p / V_g$$

$$\text{Const} = C_{vair} * (dV/dt) / A$$

である。7.65 はホールの高さ (m) である。 $F_{air} = 3$ は実験棟の容積を時間あたりの空調の給気量で割った値である。

4) 側壁からの熱の流入流出

南側の側壁は太陽放射により熱せられて、外側からホール内に熱量 $Q_{wall} (>0)$ が流入する。この熱量はホール内壁の空気に伝達され、側壁に沿って上昇し、天井真下で水平に拡散する。他方、冬季には外気温が低いので熱量 Q_{wall} がホール内から外側に流出する。この場合、冷気熱量 $Q_{wall} (<0)$ が側壁の内側に沿って下降し、床面で水平に拡散すると考えることができる。よって

$$dQ(8,1)=dQ(8,1)+Q_{wall} \cdot dt/A \quad \text{if } Q_{wall} > 0$$

$$dQ(8,5)=dQ(8,5)+Q_{wall} \cdot dt/A \quad \text{if } Q_{wall} < 0$$

とする。天井裏も同様である。

5) ホール内のその他の熱源

実験ホール内に置かれた加速器用と測定用の空冷式諸電源からの発熱エネルギー P_{source} と照明による発熱エネルギー P_{light} を取り入れる。

$$dQ(8,1)=dQ(8,1)+P_{light} \cdot dt/A$$

$$dQ(8,5)=dQ(8,5)+P_{source} \cdot dt/A$$

付 記

下記の事項はそれぞれ以下のホームページに掲載されている。

(7)式;<http://www.qabox.jp/question/qa4708.html>

(8)式;<http://ja.wikipedia.org/wiki/飽和水蒸気量>

高反射率シート;

http://www.fukutoh.co.jp/shop/sdn_1.html

太陽放射スペクトル;

<http://f.hatena.ne.jp/kkyamasita/20070413080039>

謝 辞

電力関係の資料はNSの佐々木功氏より提供された。謝意を表します。

要 約

ニュースバルでは近年顕著になってきた夏季の猛暑に対処するため、実験棟のエネルギー節減と温度安定化の対策を目的として建屋の空調関係と断熱構造の総合的な調査検討を行った。まず、年間の電力と水道水の使用量と料金の統計調査により、空調エネルギーは全電力の約10%であり、暑さ対策として許容できるコストの範囲が認識された。次に、実験棟の構造と空調システムを考慮した計算プログラムを作成し、実験棟内の温度分布を求め、測定温度とほぼ一致することを確認した。第3に、暑さ対策として、外気導入、高反射率塗料、高反射率シート、散水蒸発の4つの案について計算プログラムでその効果を評価し、予想されるコストと問題点について検討した。その結果、散水蒸発方式が他に比べて最も効果的、低コストで、容易であると結論した。ただし、多少の問題は残る。また、これにより温度安定度も著しく向上すると期待できる。同様に冬季の問題についても検討した。

(2012年 5 月 15 日受付)

(2012年 10 月 16 日受理)