

非定常気流の熱伝達

八 田 桂 三・小 竹 進・青 木 功

Heat Transfer of Unsteady Flows

By

Keizo HATTA, Susumu KOTAKE and Isao AOKI

Abstract: In order to investigate the heat transfer problems of unsteady flows encountered in internal combustion engines for aeroplanes, an equipment of wind tunnel was made to supply air-flow with arbitrary unsteadiness; for example, sine-soidally pulsating flows of frequency of 3 cps at 80% amplitude to 10 cps at 10%. Using the present equipment, the heat-transfer characteristics of a heated plate in sinesoidally pulsating flows were studied. At lower frequencies, the pulsation of main velocity has little influence upon the time-mean heat transfer coefficient, though it pulsates in the same order of magnitude as that of velocity. At higher frequencies, the pulsation reduces the heat transfer from the plate to flow with little amplitude in pulsation. The influences of flow pulsation upon the amplitude and the time-lag of velocity and temperature distributions in the boundary layer were also investigated.

概 要

航空機用エンジンなどで問題になる非定常気流中の物体の熱伝達特性を調べその熱的な強度の問題を検討できるような、任意の非定常空気流が得られる非定常流速風洞を作り、正弦的振動流としては振幅が 80% で約 3cps, 10% で約 10cps のものが得られた。

この風洞を使って、正弦的振動気流中におかれた加熱平板の熱伝達特性を調べ、振動数の低いところでは平均熱伝達率はほとんど変化しないがその変動割合は流速のそれと同程度になり、振動数が高い所では変動割合は小さくなるが平均熱伝達は劣化することなどを明らかにした。また、平板境界層内での流速・温度の変動の振幅および位相差などについても振動数との関係を調べた。

1. ま え が き

航空機用エンジンの常用および非常時における始動・停止は必然的にエンジン空気流の急激な流速の変化および温度変化を伴い、エンジン各部に熱的な応力衝撃・疲労を与える。したがって、このような速度および温度が急変する気流に対して、エンジンの各部分あるいは

全体の熱的強度がどのようなものであるかを知ることは、エンジンの信頼性および安全性の見地から非常に重要なかつ基本的な問題である。一方、このような気流中におけるエンジン各部分の熱的強度の問題は、主として物体と気流との熱伝達が解明されれば、残りは非定常熱伝導の問題として容易に解決される問題である。しかし、現在の伝熱学の知識は、流速の小さい微小振幅振動流を除いては非定常気流の熱伝達問題に対してほとんど無力であり、準定常的な取り扱いと経験によって検討されているにすぎない。

非定常気流の熱伝達特性を明らかにすることは、単に航空機用エンジンの熱的強度の信頼性および安全性を検討するのに重要なばかりでなく、他の機械工学的・化学工学的な分野でも重要な根本的な問題である。ここでは、このような問題を研究するために、任意の非定常な空気流れを作り、その中におかれた物体の熱伝達特性を調べることができる実験設備を製作し、その一つの例として正弦的振動空気流の平板熱伝達の研究を行なったのでここに報告する。

2. 非定常空気流熱伝達実験装置

2.1 実験装置

空気流の流速を任意に変化させる方法としては、気流の全圧力・全温度を変化させる方法、気流の流路断面積を変化させる方法、気流の一部をバイパスする方法などいろいろ考えられるが、要求に対して最も簡単なかつ正確なものは流路断面積を変化させることである。しかし、流路断面積を変化させると通常流れの抵抗が変化し、流路断面積と流速の変化の関係が簡単な線型関係にならない。また、流路断面積を変化させる方法にも構造的に困難さがあるなどの問題がある。ここでは、こうした問題を解決するために、空気ため槽に二個の流れ喉部を設け、その喉部の断面積を同時に互いに逆方向に増減する方法を用いた。その原理を図1に示す。この方法を用いると、空気ための圧力は、空気ために一定空気量を流入させることにより喉部断面積変化に関係なく一定に保つことができる。また、喉部断面積変化と流量の変化とはほとんど完全な線型関係にあるから、要求する流速変化に対しての面積変化の仕方が簡単である。この面積変化の仕方も、後述するように幾何学的に全く対称な喉部を

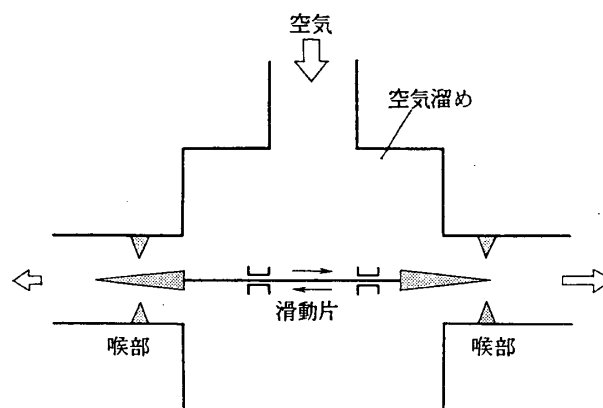


図1 気流速度可変装置の原理

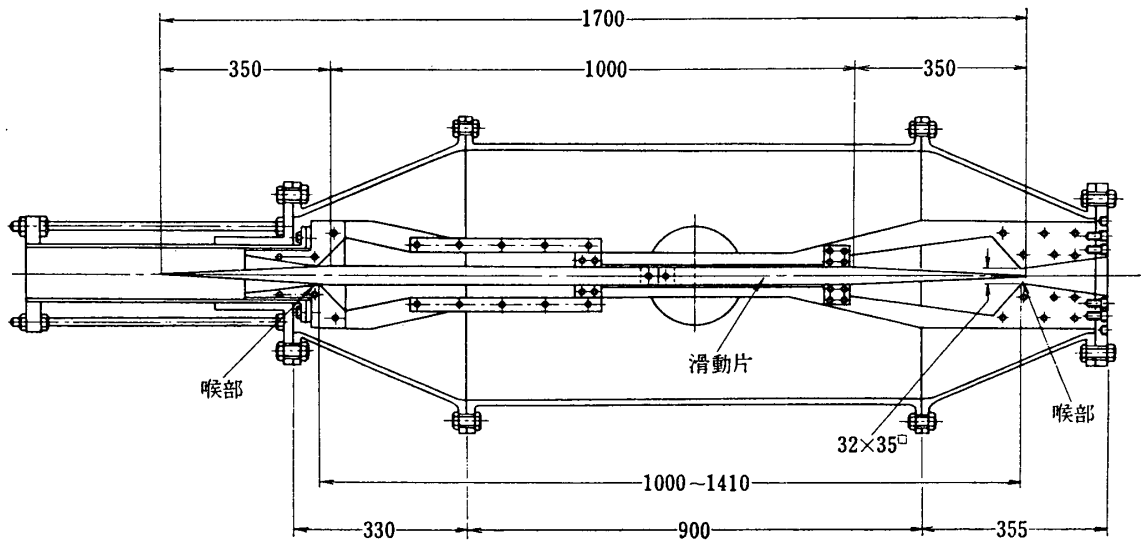


図2 流速可変装置

二個作れば機構的にあまりむずかしくないことなどの利点がある。

試作した非定常空気流を発生させる流速可変装置を図2に示す。二つの喉部は幾何学的に全く対称で、その喉断面積は $32 \begin{pmatrix} +0.005 \\ -0 \end{pmatrix} \times 35 \begin{pmatrix} +0.005 \\ -0 \end{pmatrix} \text{mm}^2$ であり、可変範囲は $(0 \sim 32 \times 35) \text{mm}^2$ である。これら二つの喉部は黄銅材で作られ、一方は位置が可変になっており、双喉部の相対的位置が変化し、合計喉部断面積が $(0 \sim 2 \times 32 \times 35) \text{mm}^2$ にできるようになっている。この喉断面積の変化は、両喉部に対して幾何学的に全く対称なくさび状の滑動片の出し入れによって行なわれる。くさび状部分は、相対する二辺のみが片面こう配 $1/10$ のくさび状になっており、断面積の変化は $(2 \sim 35) \times 32 \begin{pmatrix} +0 \\ -0.005 \end{pmatrix} \text{mm}^2$ である。この断面積が変化する部分の長さは約 320mm である。滑動片の全体の長さは 1700mm であり、材料はジュラルミンであるが、滑動が円滑に行なわれるように表面は二硫化モリブデンメッキが施してある。二つの喉部は前述したように喉間距離が可変になっているため、この滑動片と二つの喉部は全体として片持梁支持になっており、直径 480mm 、長さ 1560mm の圧力容器の中に納められている。このような状態で滑動片が平滑に運動するように、滑動片・喉部の平行度・直角度および断面のしん出しには特別の注意が払われている。

一方の喉部からの空気流は外気中へ放出されるが、他方の喉部からの空気流はデフューザ部・整流部を経て測定部へと導かれる。これら全体としての非定常流速風洞の概要を図3に示す。測定部は伝熱実験における自然対流の影響を考慮して地面に対して垂直になっているため、デフューザ部の一部には円弧状の流れの方向変向板がそう入されている。デフューザの開口面積こう配は、変向前が $(32 \times 74 \sim 100 \times 160) \text{mm}^2 / 350 \text{mm}$ であり、変向後は $(100 \times 160 \sim 200 \times 300) \text{mm}^2 / 100 \text{mm}$ である。後者のデフューザ部および整流部入口には大きなスケールの乱れを減衰させるために、適当な金網がそう入できるようになっている。整流部は $150 \times 230 \text{mm}^2 \times 120 \text{mm}$ の容積を持ち、測定部への絞り比は $(200 \times 300 \sim 60 \times 100) \text{mm}^2 / 120 \text{mm}$ である。測定部は断面積が $60 \times 100 \text{mm}^2$ 、長さが 300mm であり、厚さ 15mm の断熱材

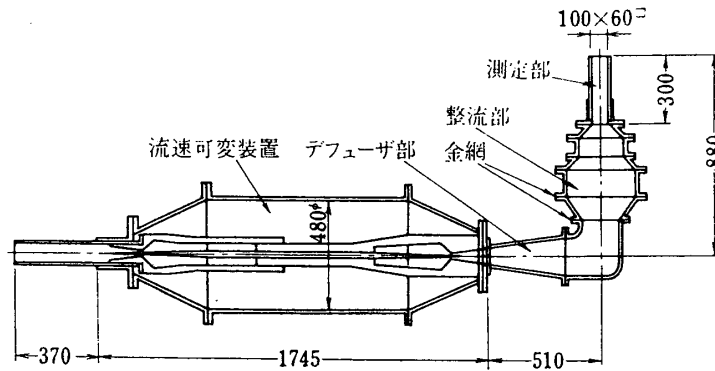


図 3 非正常流速風洞

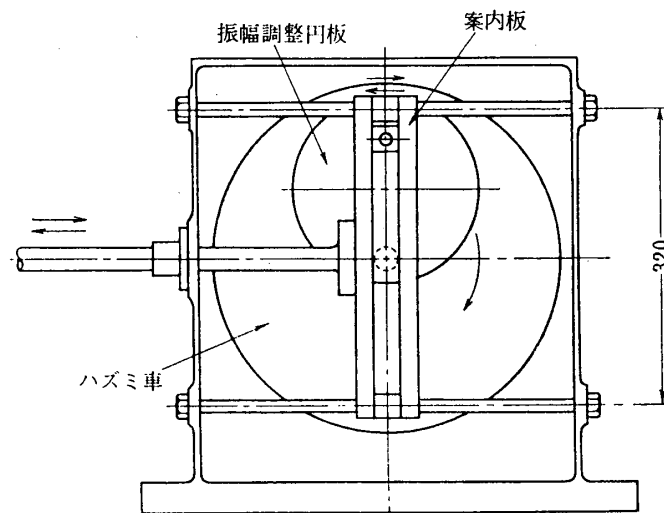


図 4 スコッチヨーク機構装置

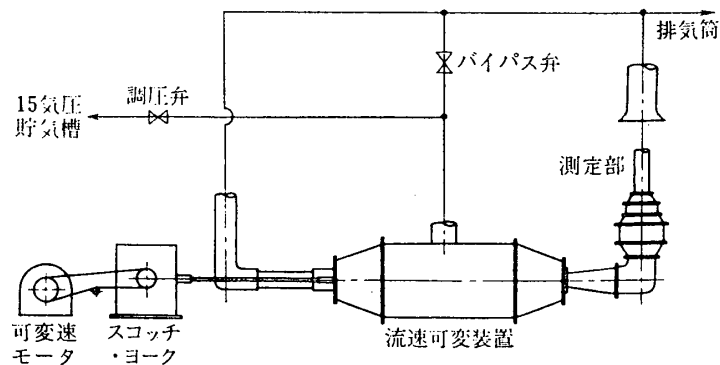


図 5 非正常流速風洞設備の概要

(マイカレックス) できている。

滑動片の駆動は、要求する流速変動に対して適当なカムあるいはリンク機構により、圧力容器（空気ため）の壁を通して取り付けられている駆動軸を通して行なわれる。この駆動機構には、現在主として、正弦関数的な流速変動を取り扱うために、スコッチヨーク機構装置

が取り付けられている。この機構は、回転運動をその回転円直径に投影した直線運動に変換する機構で、完全なる正弦関数の直線運動を得ることができる。製作したスコッチヨーク機構装置を図4に示す。この装置から得られる直線運動の最大振幅は約300mmであり、最大振動数は約10cpsである。この駆動は約(0~600)rpmの無段変速機(大富D4AM)を通した電動機による。

図5に非定常流速風洞設備の全体の概要を示す、空気源は60号館球型高圧貯気槽を用い、この空気は調圧弁・バイパス弁を経て8インチ管により気流速可変装置の空気ために導かれる。測定部出口は大気中に開放されておるが、その後空気は10インチ排気管を通して消音塔へ導かれる。測定部と反対側の喉部から排出された空気も6インチ管により同様に消音塔

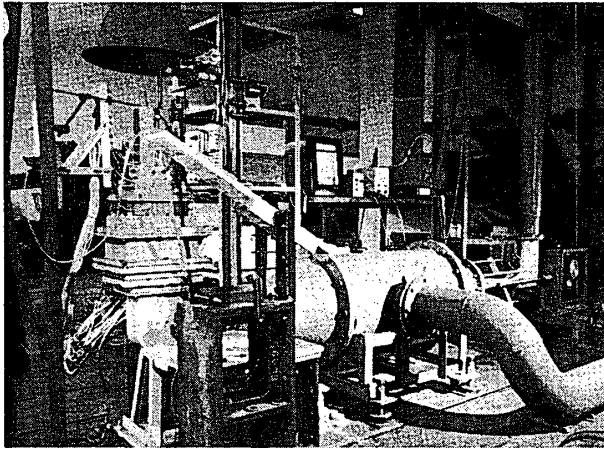


図6 非定常流速風洞装置

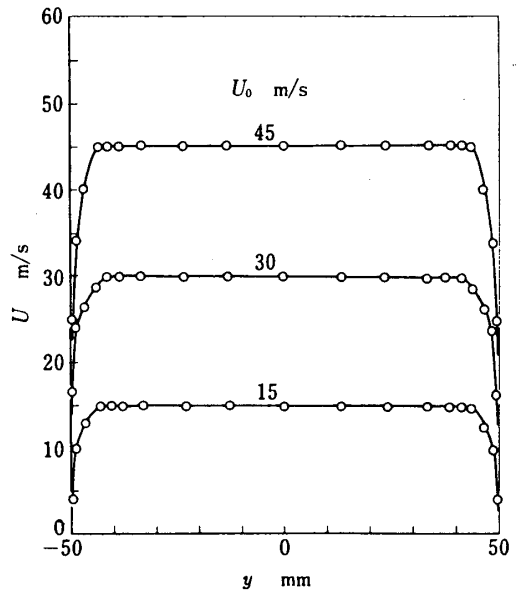


図7 測定部の流速分布

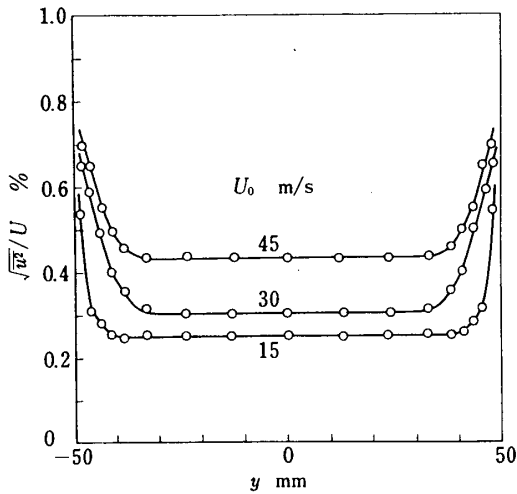


図8 測定部の乱れ強さ分布

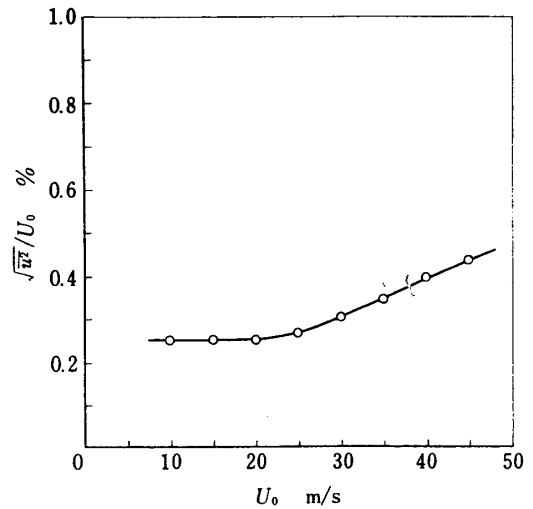
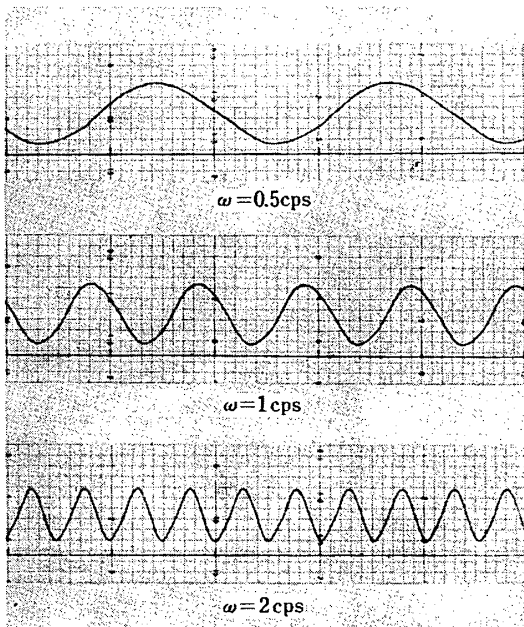


図9 測定部の乱れ強さと流速の関係

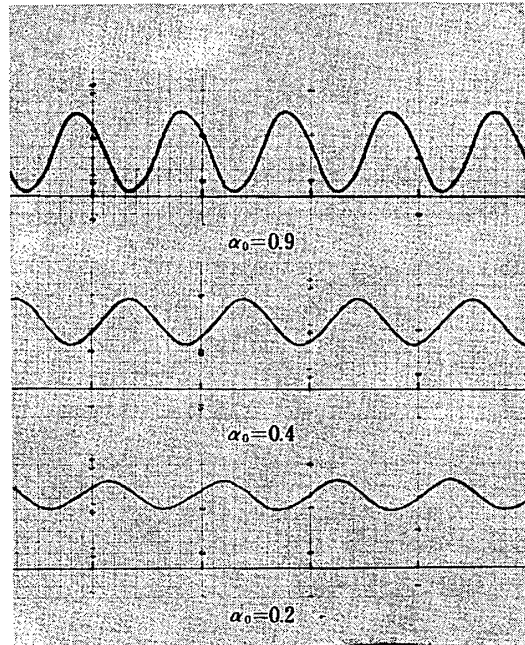
へ導かれる。図6は実験装置の写真である。

2.2 非定常流速風洞の特性

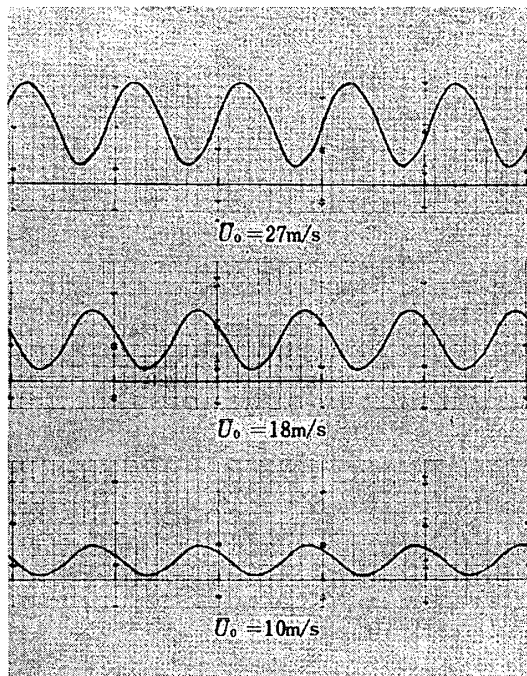
つぎに、上述の非定常流速風洞の特性について述べる。図7は測定部断面における流速分



(1) 振動数の影響 ($\bar{U}_0 = 18 \text{ m/s}$, $\alpha_0 = 0.65$)



(2) 振幅の影響 ($\bar{U}_0 = 26 \text{ m/s}$, $\omega = 1 \text{ cps}$)



(3) 平均流速の影響 ($\omega = 1 \text{ cps}$, $\alpha_0 = 0.65$)

図10 正弦的速度変動の例

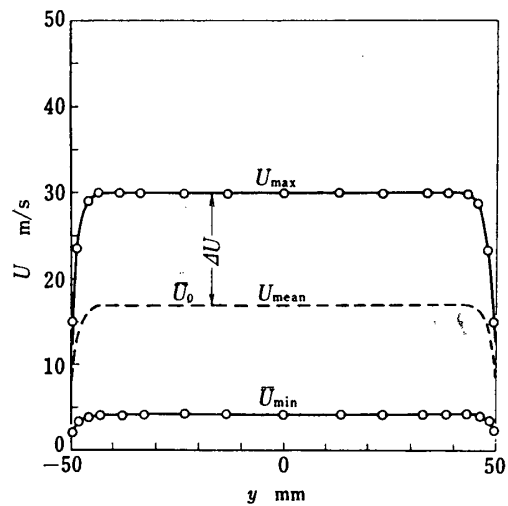


図11 測定部の正弦変動流速分布
($\bar{U}_0 = 17.0 \text{ m/s}$, $\alpha_0 = 0.75$, $\omega = 1.0 \text{ cps}$)

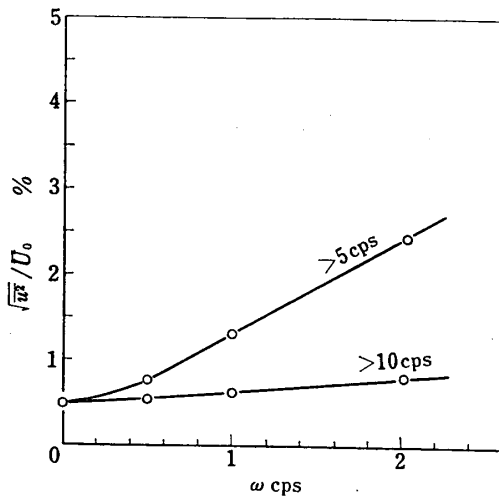


図 12-1 正弦変動乱れ強さ—振動数の影響
($\bar{U}_0=17\text{ m/s}$, $\alpha_0=0.75$)

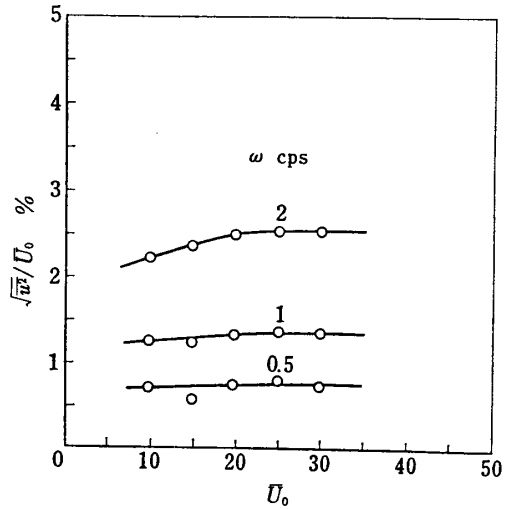


図 12-2 正弦変動乱れ強さ (75 cps)—平均流速の影響 ($\alpha_0=0.75$)

布であり、図 8 はそのときの主流方向速度成分の乱れ強さ（速度乱れの二乗平均値）の分布を示す。これらの速度および乱れ強さの測定は $5\mu\text{m}$ タングステン線を用いた定温度型熱線風速計によった。図から主流速度およびその乱れ強さとともに断面の約 80% にわたり測定精度の誤差範囲内で一様であることがわかる。図 9 は測定部の乱れ強さと流速の関係を示す。

喉部断面積を正弦関数的に変化させたときの測定部での流速変化の様子を図 10 に示す。図 10-(1)、10-(2)、10-(3) はそれぞれ振動数 ω 、振幅 $\alpha_0(\equiv \Delta U_0/\bar{U}_0)$ 、平均流速 \bar{U}_0 を変化させた場合の例である。図 11 はそのときの測定部断面における流速分布の一例である。流速分布は非振動時と同様に断面の約 80% にわたり一様である。乱れ強さの分布も同様であり、振動時における乱れ強さを図 12 に示す。乱れ強さは流速変動の振動数をあげると増加するが、これは低周波数成分の流速変動を乱れ成分に含めるからであり、流速変動の周波数成分以上の乱れのみを考えると乱れ強さは流速変動の振動数によってあまり変わらない。また、振幅・平均流速の影響も比較的少なくない。

以上から、測定部での流速は、喉部断面積の変化に対してほとんど直線的な追従変化を示すことがわかり、正弦関数的運動に対しては、振幅が 80% で振動数が約 3 cps、振幅が 10% で振動数が約 10 cps の範囲でほとんど完全な正弦関数的な変化をし、乱れ成分も約一定割合である流速を得ることがわかった。

3. 正弦振動空気流の平板熱伝達

上述の非定常流速風洞を用いて、非定常流の熱伝達の最も根本的な問題である正弦的振動空気流中における平板の熱伝達についての研究を行なった。

3.1 実験装置および実験方法

使用した試験平板は厚さ 2 mm 、幅 59 mm 、長さ 215 mm のベーク板上に厚さ $20\mu\text{m}$ のステンレス薄鋼板を張ったものでその概要を図 13 に示す。この鋼板を電氣的に直接加熱することにより加熱平板として用い、これを正弦的空気流中に流れと平行においた場合の平板

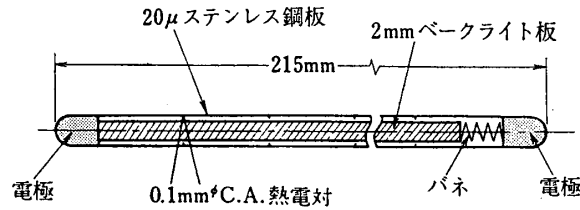


図13 試験平板

表面温度および表面近くの流れの温度分布などを計測してその熱伝達特性を調べた。

平板の加熱は商用交流による直接通電によって行なわれるが、平板の電気抵抗が小さいため低電圧大電流を必要とする。この低電圧大電流はスライドレギュレータを直列に二個用いて得られ、平板の加熱量は電力計および電圧・電流の測定による使用電力量より算出された。この加熱時の平板表面温度は、ステンレス薄鋼板の裏側にハンダ付けされた19本の0.1mm径のアルメル・クロメル熱電対により測定された。平板に沿う境界層内の空気温度は、0.4mm径の二本のガラス管支柱により平板幅方向に約2mmに張った0.1mm径のアルメル・クロメル熱電対により測定された。これらの出力は、直流電圧重畳器（三栄測器1901）に入り負の直流電圧が印加されてから変動分は高感度直流増幅器（三栄測器6L1-P）によって増幅され記録計に記録される。全体としての実験装置の概要を図14に示す。

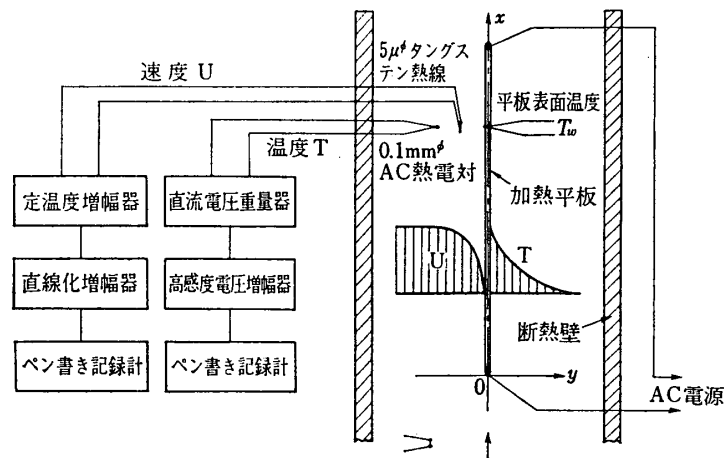


図14 平板熱伝達実験装置

実験方法は、まず平均流速に合わせて二個の喉部の相対位置をきめ、所要の空気流速の変動を得るようにスコッチヨーク装置の回転振幅および回転数をきめる。空気源の元弁を開き、圧力調整弁およびバイパス弁により平均流速を得るように喉部圧力室の圧力を設定する。この圧力は振動時においても喉部が常にチョークしているように十分高圧（2気圧ゲージ以上）であることが必要である。ついで、加熱平板を所定の加熱量に加熱したのち、スコッチヨーク装置を始動させ空気流を変動させる。実験状態が十分な熱的安定を得たのちに、上述の方法により空気流の速度・温度および平板表面温度の測定を行なう。

3.2 実験結果

平板境界層内の速度分布は、平板加熱時においては普通の熱線風速計では計測することが面倒である。加熱量が小さく温度による気流の物性値の変化が少ないときは、非加熱時の速度分布と加熱時のそれとはほとんど差がないと見ることができる。したがって、速度分布は非加熱時のみに測定し、加熱時は主流速度以外の速度の測定は行なわなかった。

3.2.1 速度分布

図15に速度変動の様子の例を示す。 y は平板表面からの平板に直角方向の距離である。 y

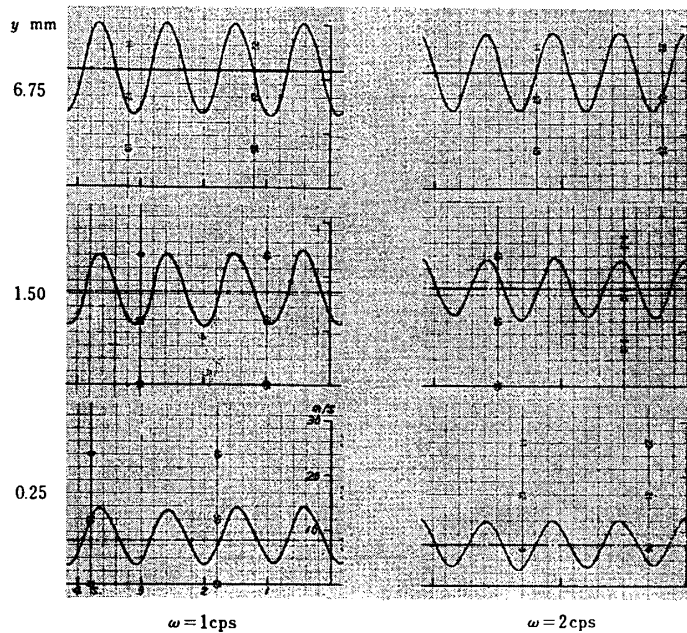


図15 境界層内速度変動の例
($\bar{U}_\infty = 22 \text{ m/s}$, $\alpha_\infty = 0.4$, $x = 162 \text{ mm}$)

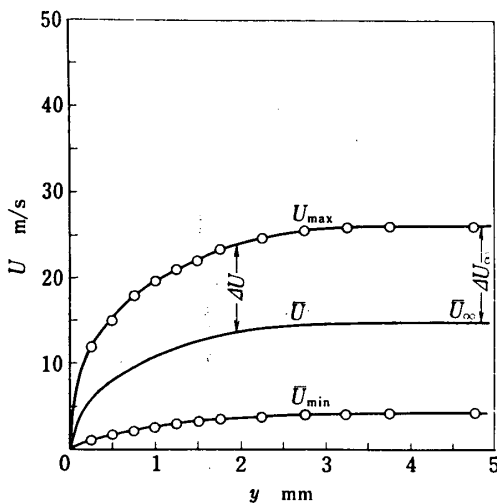


図16 速度分布
($\bar{U}_\infty = 15 \text{ m/s}$, $\alpha_\infty = 0.75$, $\omega = 1 \text{ cps}$)

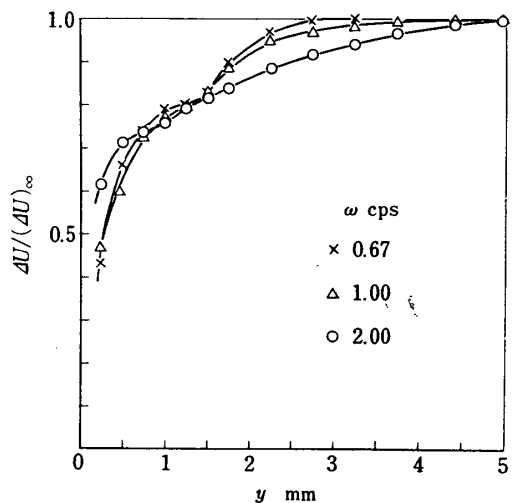


図17 流速変動分布
($\bar{U}_\infty = 15 \text{ m/s}$, $\alpha_\infty = 0.75$)

方向の変動の位相差は実験範囲の振動数では平均流速・振幅の大きさに関係なくほとんど認められなかった。 y 方向の流速分布・振幅分布を図 16, 17 に示す。同一平均流速・同一振幅の振動流では振動数が高くなるにつれて、境界層外縁では振幅が小さく、壁面近くでは逆に高くなる傾向が現われている。

3.2.2 温度分布

図 18 に平板表面温度および境界層内空気温度の変動の様子を示す。最下段は主流速度の変化である。時間原点が右端におのおの対応するようにとってあるので位相の変化の様子がよくわかる。図 19 は y 方向の平均温度分布の例を示す。同一加熱量に対して平板表面温度は振動数が増加するにつれて増加し、いわゆる熱伝達率が悪くなるが、温度分布はより急峻になる。しかし、温度境界層の厚さは振動流の場合の方が振動しない場合より大きくなる。図 20 に温度変動の振幅（最大温度と最小温度の差の二分の一）、図 21 に速度変動に対するその位相差を示す。振幅は振動数とともに急激に減少し、その割合は壁面近傍で著しく、 y 方向の振幅分布は壁面近くでピークを持つ場合が生じる。位相差は振動数が高くなる

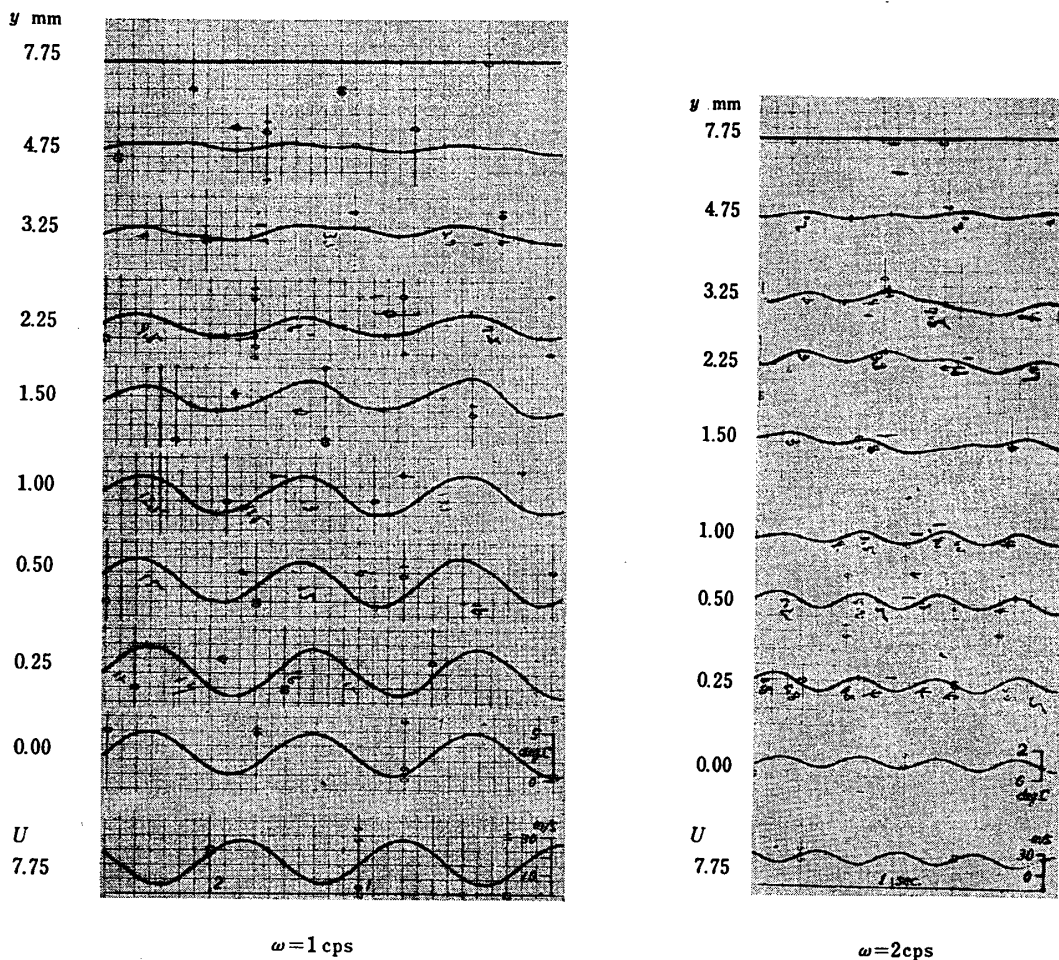


図 18 境界層内温度変動の例
 $(\bar{U}_\infty = 19\text{m/s}, \alpha = 0.6, x = 162\text{mm}, q = 336\text{kcal/hr}\cdot\text{m}^2)$

につれ速度変動と逆位相より進んできて、速度と同位相近くなる。y方向の分布としては壁面近くで位相差がやや少ない。

3.2.3 熱伝達率

図22に平板表面温度分布の例を示す。図22-1, 22-2, 22-3はそれぞれ加熱量q, 振動数 ω , 平均流速 \bar{U}_∞ の影響の様子を示す。これらの結果から熱伝達率 $h(=q/(\bar{T}_w - \bar{T}_\infty))$ を求め、その無次元量であるヌセルト数 $N_u(=hx/\lambda, \lambda$: 空気の熱伝導率, x : 平板先端からの距離)を平均主流速度のレイノルズ数 $Re(=\bar{U}_\infty x/\nu, \nu$: 空気の動粘性係数)の関係として示すと図23のようになる。ただし、物性値 λ, ν は平板表面の平均温度と主流のそれとの算術平均温度の値を用いてある。また、この図には、各振動数に対して、加熱量・主流平均速度・速度振幅などが種々の値のものをいっしょに示してある。

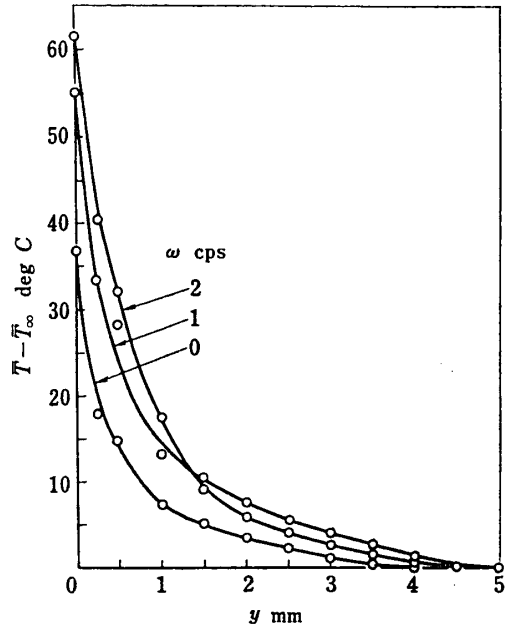


図19 温度分布
($\bar{U}_\infty=19\text{ m/s}, \alpha_\infty=0.6, q=336\text{ kcal/hr}\cdot\text{m}^2$)

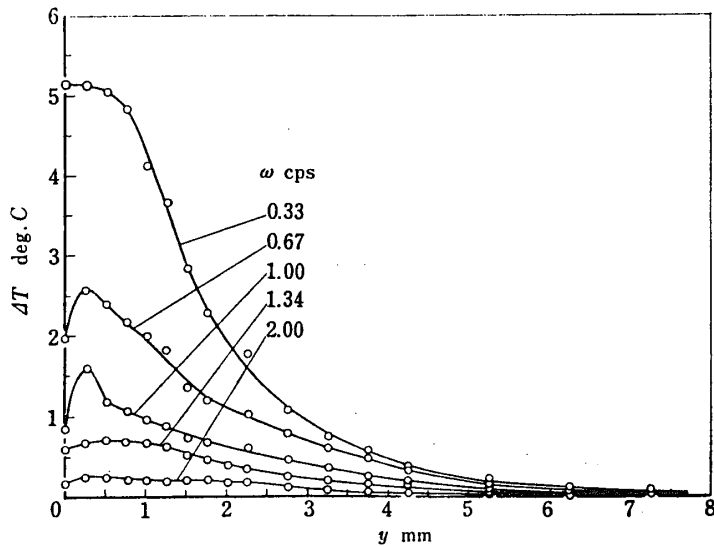


図20 温度変動振幅

熱伝達率は振動数が増加するにつれて悪くなるが、レイノルズ数が $(4\sim 6)\times 10^4$ を境にしてそれ以上では $N_u \propto Re^{0.8}$ 以下では $N_u \propto Re^{0.5}$ の関係になることには変わりがない。しかし、いわゆるこの層流から乱流への遷移レイノルズ数は振動数の増加とともに幾分か減少している。この平均熱伝達率に対して、振動により変化する熱伝達率の変化割合を図24に示す。ただし、 $\Delta N_u = 0.5 \times ((\bar{T}_w - \bar{T}_\infty)/(\bar{T}_w - \bar{T}_\infty - \Delta T_w) - (\bar{T}_w - \bar{T}_\infty)/(\bar{T}_w - \bar{T}_\infty + \Delta T_w)) \times 100$ であ

る。振動数の増加により熱伝達率の変化割合は著しく減少する。すなわち、振動数が高い場合は平均熱伝達率そのものは減少するが、その変動も小さくなる。振動数が低い場合は熱伝達率の平均値はあまり変化しないが、その変動割合は流速変動のそれと同程度になる。

このような熱伝達特性があることは、熱的に精一杯な条件で設計され使用されている航空機用エンジンなどの信頼性および安全性を検討するには十分な注意が必要であることを意味する。非定常気流中におかれた物体のこうした熱伝達率の劣化はいかなる機構にもとづき、定量的にはどのような特性を示すかということは今後の研究に待たなければならぬ

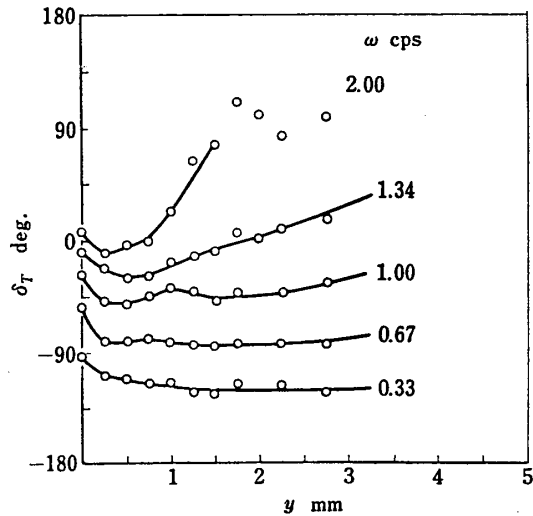


図 21 温度変動遅れ
($\bar{U}_\infty=19\text{ m/s}$, $\alpha_\infty=0.6$, $q=336\text{ kcal/hr}\cdot\text{m}^2$, $x=16.2\text{ cm}$)

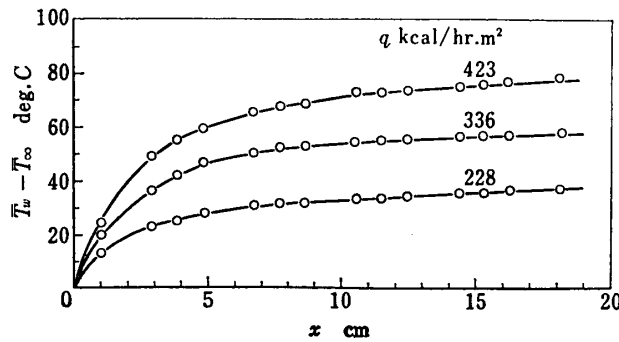


図 22-1 平板表面温度分布
($\bar{U}_\infty=19\text{ m/s}$, $\alpha_\infty=0.6$, $\omega=1\text{ cps}$)

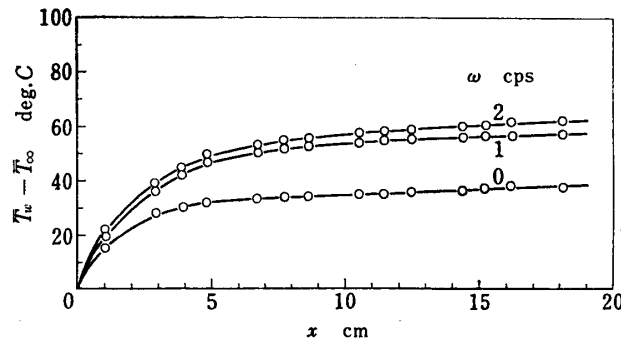


図 22-2 平板表面温度分布
($\bar{U}_\infty=19\text{ m/s}$, $\alpha_\infty=0.6$, $q=336\text{ kcal/hr}\cdot\text{m}^2$)

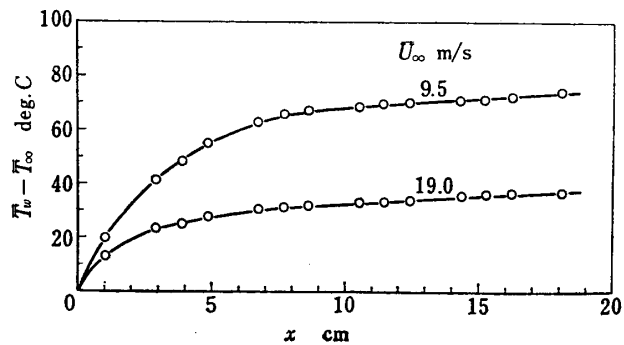


図 22-3 平板表面温度分布
($\alpha_{\infty}=0.6$, $\omega=1$ cps, $q=228$ kcal/hr \cdot m 2)

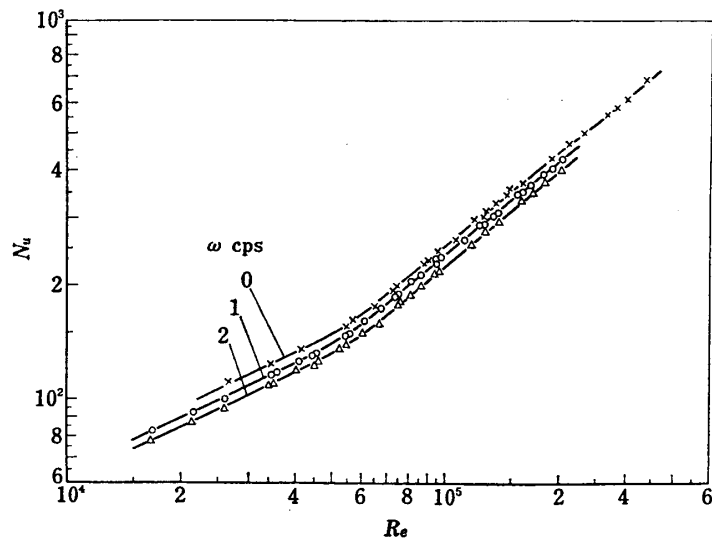


図 23 平板の熱伝達特性

い。以上の実験結果は熱電対素線の径が 0.1 mm という太いものを用いており、こうした問題をさらに定量的に取り扱うには熱的応答速度の問題で不十分である。現在、こうした温度計測法および流速の計測法を再検討してさらに精密な実験を考慮中である。なお、今後の問題としては、振動気流中での平板境界層の乱流構造の問題・平板以外の物体の熱伝達の問題について逐次研究を進展する計画である。

4. む す び

航空機用エンジンなどで問題になる非定常流中の物体の熱伝達特性を調べ、その熱的強度問題を検討できるような、任意の非定常空気流が得られる非定常流速風洞を作り、正弦的振動流としては振幅が 80% で約 3 cps, 10% で約 10 cps のものが得られた。

この風洞を使って、正弦的振動気流中におかれた加熱平板の熱伝達特性を調べ、振動数の低いところでは平均熱伝達率はほとんど変化しないが、その変動割合は流速のそれと同程度

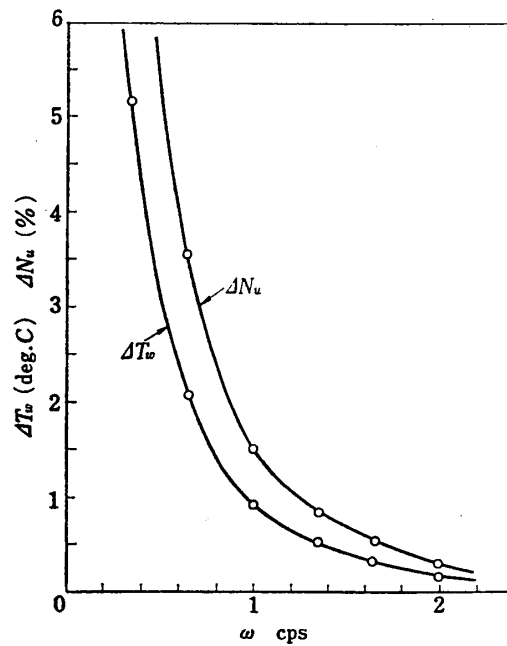


図 24 振動気流による平板熱伝達率の変化
 $(\bar{U}_\infty=19 \text{ m/s}, \alpha_\infty=0.6, q=336 \text{ kcal/hr}\cdot\text{m}^2, x=16.2 \text{ cm})$

になり、振動数が高い所では変動割合は小さくなるが平均熱伝達は劣化することなどを明らかにした。なお、位相差については振動数とともに大きくなり流速変動と同位相になる。境界層内の空気温度の変動についても同様に振幅は振動数とともに小さくなり空気変動との位相差は少なくなる。

今後は、さらに、温度計測方法に検討を加え、より高振動数の振動流について精密な実験を行ない、こうした現象をより定量的に把握し、また、平板以外の物体についてもこのような熱伝達特性を調べ、非定常流熱伝達の基礎的な問題を研究する計画である。

1971年5月15日 原動機部