

多翼ファンの空力音源に及ぼす舌部隙間流れの影響

佐々木壮一*・黒田晃伸**・林秀千人*

Influence of Tongue Clearance Flow on Aerodynamic Noise Source of a Forward Curved Fan

by

Soichi SASAKI*, Akinobu KURODA**, Hidechito Hayashi*

A visualization method of aerodynamic noise source based on momentum in wake of a centrifugal impeller is proposed. The characteristics of the fan noise operated at the design point and the off design point are discussed by the visualization. When the flow rate changed from the design point to the off design point, the overall noise level of the fan has increased by 3 dB (A) because of the broadband noise. According to the visualization of aerodynamic noise source proposed by this study, it clarified that the domain of the flow related to the fan noise exists at the vicinity of the volute tongue. Since the flow almost flows out to the exit of the fan at the off-design, the large difference of the momentum in the wake occurred at the vicinity of the volute tongue. It is shown that the flow pattern at the vicinity of the volute tongue is one of the reasons for increasing of the fan noise.

Key words : Fan, Aerodynamic Noise, Wake, Numerical Simulation, Fluid Force

1. はじめに

多翼ファンは家電製品、ホームユーティリティ、電子機器の冷却ファンなど、人の生活に密接した環境で利用されている。前向き羽根の遠心羽根車は産業用機器だけでなく一般の家庭でも幅広く利用されており、エネルギー資源の観点から高効率であることが要求されている。一方、人に快適な生活環境を提供するために、その騒音を低減することも重要な課題となる。著者らは、浴室乾燥機向けの多翼ファンの開発を通して、このファンの後流渦の特性に基づく空力騒音の予測に関する研究に取り組んできた⁽¹⁾。このファンは機器の設置面積の制約から小型に設計されることも多く、実際の内部流動を計測することが困難な場合も少なくない。このため内部流動の解析では、非

一様流の影響をブロック効果などの手法で推定する必要があった⁽²⁾。一方、近年、CFDによる流れの解析技術が飛躍的に向上し、数値解析によってファン性能を見積もることが可能になってきた⁽³⁾。しかし、依然としてファンの非定常空力音を解析するためには大規模な数値計算が必要となる。このような背景から、ファン性能の評価と同様に、定常の内部流動に基づいて空力音源の分布を推定する方法を確立することは、ターボ機械を開発する上で一つの騒音解析の手段を提供することに繋がる。本研究では、多翼ファン後流の運動量に基づく空力音源の解析法が提案されている。設計点と非設計点で運転されるファン騒音の音源が後流の運動量に基づく可視化によって議論されている。

平成22年12月16日受理

* 機械システム工学講座 (Department of Mechanical Systems Engineering)

** 生産科学研究科博士前期課程 (Graduate School Student, Graduate School of Science and Technology)

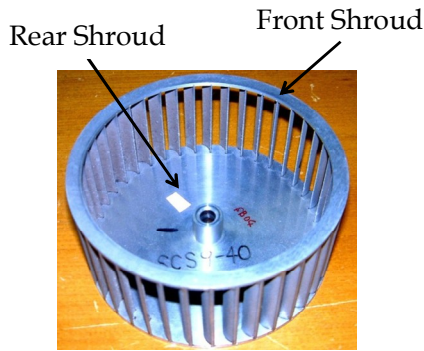


Fig. 1 Test Impeller

Table 1 Main dimensions of test impeller

Inner diameter, D_1 (mm)	107
Outer diameter, D_2 (mm)	125
Chord length, C (mm)	9
Number of blades, B	40
Span length, b_2 (mm)	50
Thickness, t (mm)	1

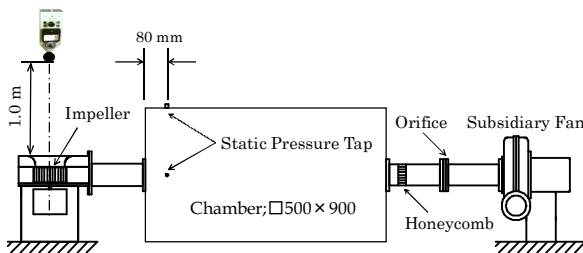


Fig. 2 Experimental apparatus

2. 実験装置および測定方法

図1は実機試験で使用される供試羽根車の外観を示したものである。表1には、この羽根車の主要寸法が整理されている。羽根車の外径は125mm、翼弦長は9mm、羽根枚数は40枚、スパン長さは50mmである。羽根車の構造は前面側と後面側にシュラウドを有すクローズド型であり、その翼には二次元の前向き羽根が採用されている。図2には、ファンの基本性能を計測するための実験装置の概略図が示されている。ファンの静圧は一辺が500mm、全長900mmのプレナム室内で、流れが十分に減速された状態で測定されている。羽根車の回転数は2800rpmになるようインバ

Table 2 Experimental setup and measurement method

Plenum Chamber	□ 500 mm×900mm
Rotation Speed	2800 rpm
Torque Meter	Ono-Sokki SS-005 (0.5 Nm)

Distance	1.0 m
Microphone	½ inch
Noise Level Meter	Ono-Sokki LA4350
FFT Analyzer	Ono-Sokki CF5210

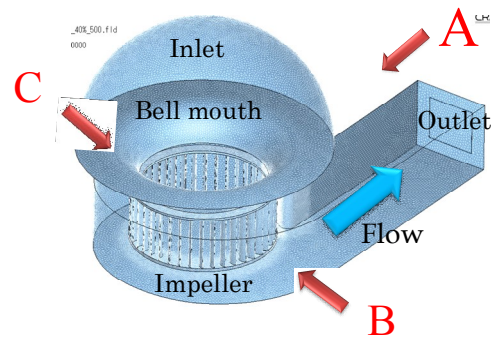


Fig. 3 Model for Computational Fluid Dynamics

Table 3 Summary on numerical simulation

Rotation Speed	2800 rpm
Number of Elements	5,000,000
Inlet Boundary	$P_t = 0$ (Pa)
Outlet Boundary	$P_s = 0$ (Pa)
Turbulent Model	SST k - ω

ーターで制御される。軸動力が主軸に取り付けられたトルクメータによって計測され、ファン効率を直接評価することができる。ファン騒音は羽根車の回転軸上のベルマウス入口側から1.0m上流側の点で測定される。騒音計の信号はFFTアナライザへ入力され、ファン騒音の周波数特性を解析することができる(表2参照)。

図3は、数値シミュレーションで用いられたファンの格子形状を示したものである。ファンの流入側には半球状の流入口が設けられている。その入り口境界には全圧0Paの条件が与えられ、出口境界には静圧0Paの条件が与えられている。羽根

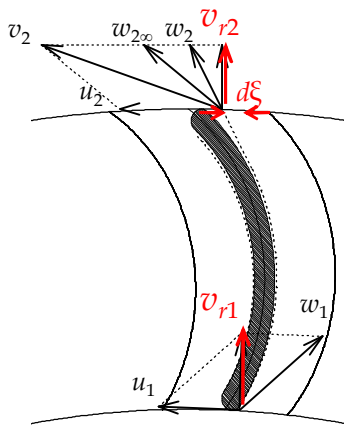


Fig. 4 Velocity triangles

車の回転速度は実験と同じ 2800rpm に設定されている。格子の要素数は約 500 万で構成されている。後節の可視化では、その空力音源が図中の A、B および C の視点から観察されている。

Curle⁽⁴⁾は固体表面から発生する空力騒音の音圧を式(1)として与えている。

$$p(t) = \frac{1}{4\pi a_0 r^2} \frac{\partial}{\partial t} \int_s P_i(t) dS \quad (1)$$

ここで、右辺の P は固体表面上の圧力である。この研究では、この音源となる局所的な圧力変動を、式(2)の離散的な運動量の変動として取り扱うことにする。

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_s P(t) dS = \frac{\partial}{\partial t} \sum_{j=1}^n F_j(t) \quad (2)$$

このとき、遠心羽根車の翼間を通過して変化する運動量の上昇量は式(3)となる (図 4 参照)。

$$F_j = \rho q_j (v_{r2} - v_{r1}) \quad (3)$$

羽根車の内外径比と、羽根車が周方向へ回転することを仮定した微分演算子が式(3)の運動量へ与えられると、羽根車出口での運動量の微分は式(4)のようになる。

$$\frac{\partial F_j}{\partial t} = \rho q_j (1-\lambda) u_2 \frac{\partial (v_{r2})}{\partial \xi} \quad (4)$$

ここで

$$\lambda = \frac{D_2}{D_1}, \frac{\partial}{\partial t} = \frac{\partial \xi}{\partial t} \frac{\partial}{\partial \xi} = u_2 \frac{\partial}{\partial \xi}$$

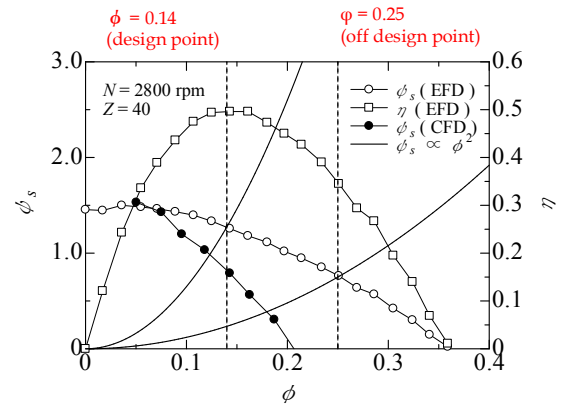


Fig. 5 Aerodynamic characteristics

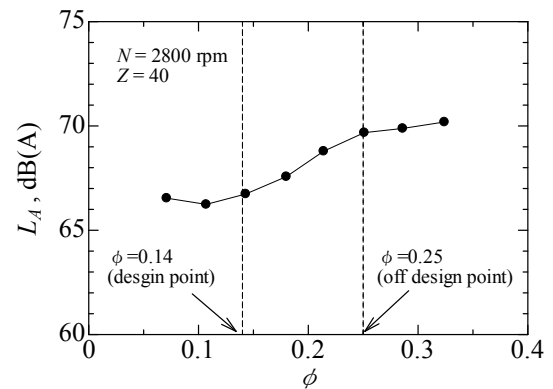


Fig. 6 Noise characteristics

式(4)は、回転する遠心羽根車の後流に形成される運動量とその周方向勾配を意味するものである。

3. 実験結果および考察

図5は多翼ファンの空力特性を示したものである。図中の○が実測値の静圧、□が実測値の効率、●が数値計算による静圧係数である。ファンの最高効率点の流量係数は約0.14になった。CFDの静圧特性は実測値の傾向を定性的に表すことができたが、CFDの流量係数はEFDよりも約40%程度低く見積もられた。そこで、この解析では、同一抵抗曲線上のファン性能が相似であることを考慮して、実測値に対応するCFDの流動状態が決定されている。以下の解析では、最高効率点近傍の設計点 ($\phi=0.14$) と過流量状態の非設計点 ($\phi=0.25$) におけるファン騒音を比較する。

図6は多翼ファンの実測値の全帯域騒音レベルの特性を示したものである。非設計点のファン騒音は設計点の騒音よりも約3dB大きくなった。図

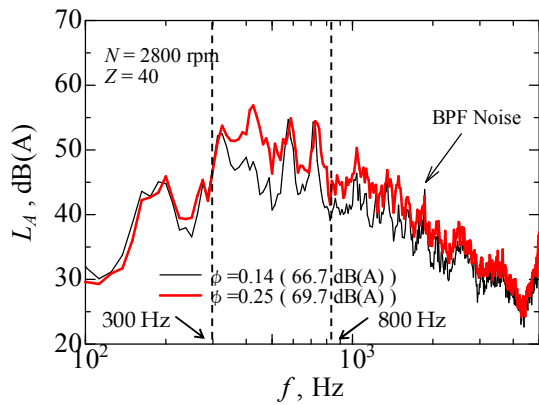


Fig. 7 Noise spectra generated from the fan

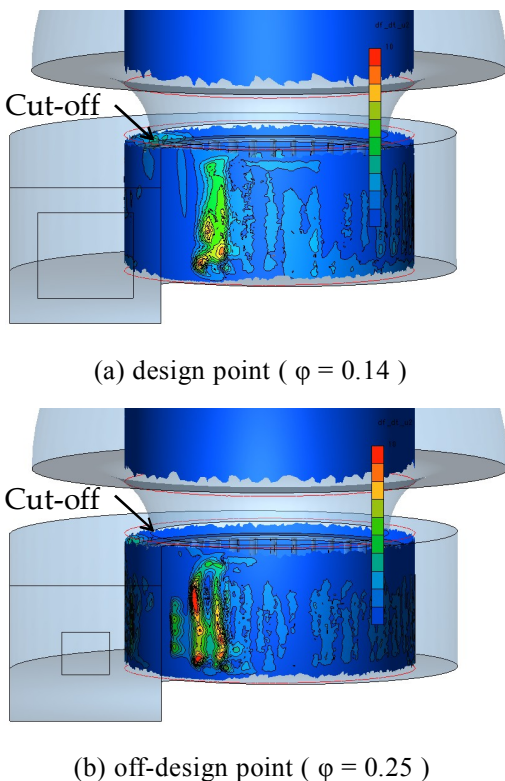


Fig. 8 Visualization of noise source at the vicinity of volute tongue (view point A in Fig. 3)

7には、実測値のファン騒音のスペクトル分布が比較されている。細い実線が設計点の騒音スペクトルであり、太い実線が非設計点のスペクトルである。非設計点の300Hzから800Hzに分布する広帯域騒音レベルは設計点の騒音よりも大きくなる。また、本実験の運転条件では、翼通過周波数で生じる離散周波数騒音は前述の広帯域騒音レベルよりも小さい。以上のことから、ファン騒音

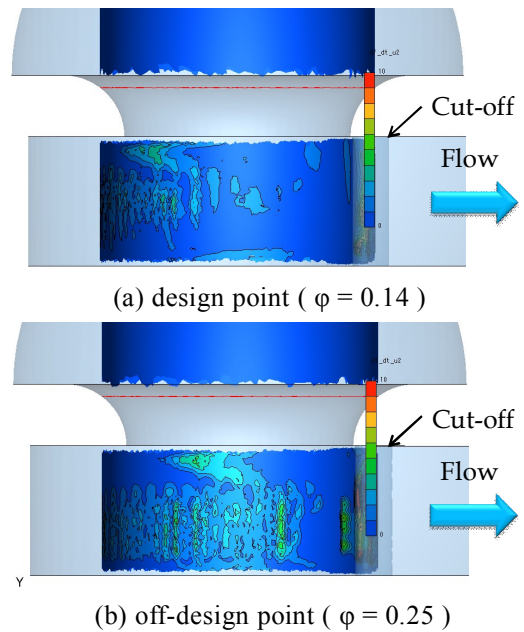


Fig. 9 Visualization of noise source at the vicinity of exit of the fan (view point B in Fig. 3)

を決定する支配的因子は300Hzから800Hzに分布する広帯域騒音であることがわかる。

図8は後流の運動量に基づいて可視化された羽根車周りの空力音源の分布を示したものである。音源の分布は図3のA点から観察されたもので、暖色ほど強い音源であることを表している。図(a)が設計点の空力音源の分布であり、図(b)が非設計点の分布である。いずれの流量とも、空力音源は舌部を僅かに通過した点で強くなっている。また、非設計点の空力音源は設計点よりも僅かに広く、その変動も強くなっている。図9には、図中のB点から観察された空力音源の分布が示されている(図3の視点B)。ファンの運転状態が設計点から非設計点に変化すると、羽根車周りの空力音源はファンの出口側へ広がる。しかし、この位置から観察された羽根車周りの空力音源の分布は、図8の舌部近傍の空力音源よりも弱い。図9と180度視点の異なる位置から観察された空力音源の分布(図3の視点C)も、舌部近傍の音源よりも弱いことが確認されている(図省略)。以上のことを勘案すると、多翼ファンの後流の運動量に基づいて可視化された空力騒音の主音源は舌部近傍に形成されると考えられる。

図10はスパン中央断面における絶対速度の分布を示したものである。流れはファン出口近傍の特定の位置から高速に流出していることがわか

多翼ファンの空力音源に及ぼす舌部隙間流れの影響

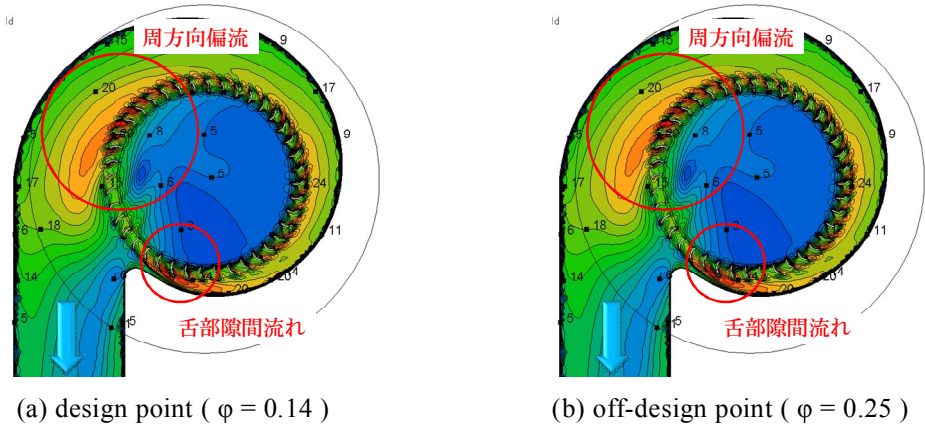


Fig. 10 Velocity distribution in section of mid-span

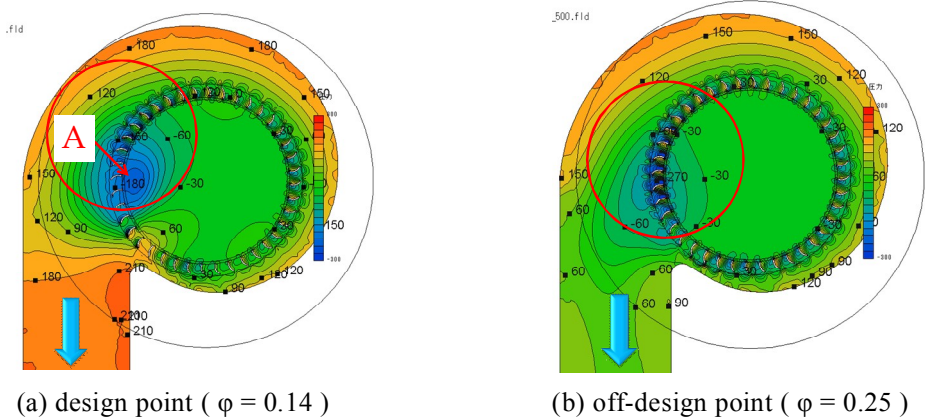


Fig. 11 Pressure distribution in the section of mid-span

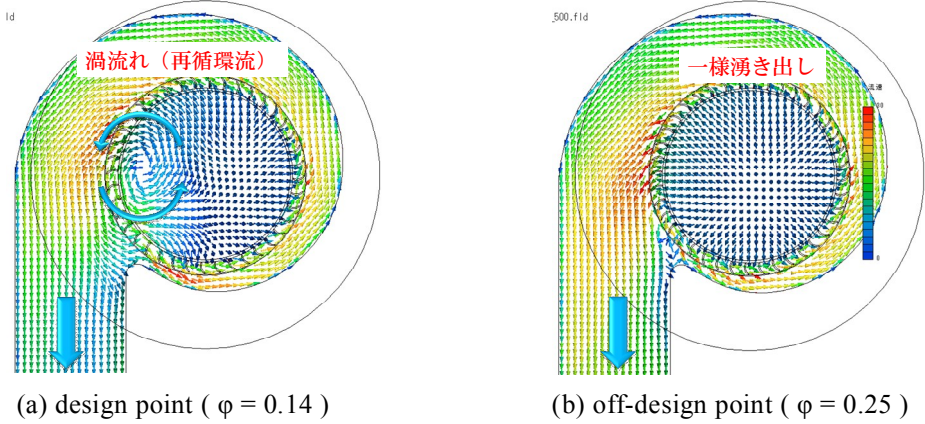


Fig. 12 Velocity vector in the section of mid-span

る. このように, 流れが羽根車周方向の特定の位置に偏流する現象は, 内部流動の実測値でも確認されている⁽²⁾. しかし, これまでは実測をすることが困難であった舌部近傍でも, 流れは高速に流出していることが確認される. 図11は同じ断面の圧力分布を示したものである. 非設計点の出口側ダクト近傍の圧力は, 非設計点よりも低下し, 実機の内部流動の状態を再現することができてい

る. しかし, 設計点では, 大きな動圧が確認された領域だけでなく, 羽根車の内部にも低圧の領域が形成されていることがわかる (図中のA点). 図12は, 同じスパン中央断面での流動様相を速度ベクトルで表したものである. 設計点流量の羽根車内部の流れは, 図11で確認された低圧の領域 (図11のA点) の位置で渦流れの再循環流が形成されているのに対して, 非設計点の流れは一様な

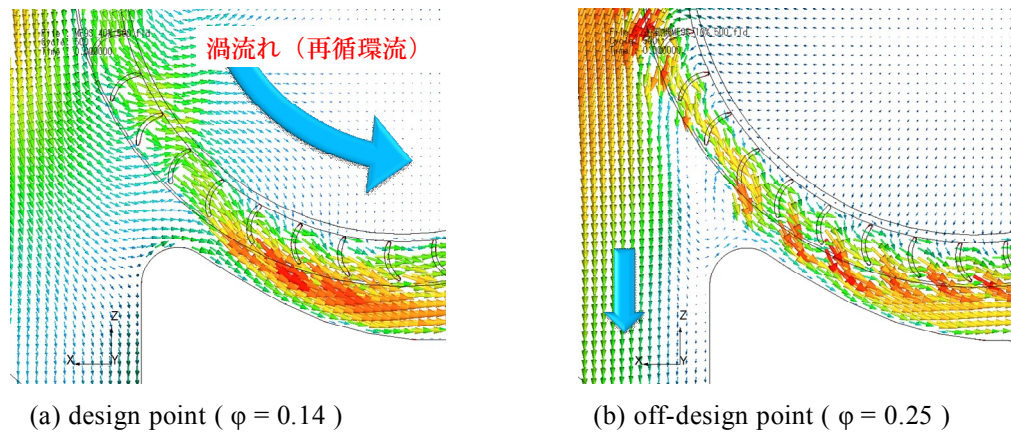


Fig. 13 Velocity vector in the section of mid-span (Enlargement of tongue clearance flow)

湧き出しになっている。これは、設計点の運転状態では、ファンの出口側へ向かうことのできない流れが再度舌部隙間を通過して再循環流を形成するためと考えられる。図13は、舌部近傍の速度ベクトルをさらに拡大したものである。設計点の舌部隙間の流れは、再循環流の形成によって非設計の場合よりも局所的な流量が増加する。このため、設計点における舌部隙間流れの周方向性の慣性力は大きくなる。一方、非設計点の場合、羽根車から流出した流れの大半はファンの出口側へ向かうため、舌部近傍の流れはより羽根車の半径方向へ流出しやすくなる。このため、非設計点におけるファンの運転状態では、舌部近傍でより大きな運動量とその周方向の勾配が形成される。この流動様相の変化に応じてファンの空力音源が形成され、これがファン騒音を増加させる一つの原因になると考えられる。

4. おわりに

多翼ファンから発生する空力騒音の支配的因子は広帯域騒音であることがわかった。本研究で提案された空力音源の可視化に基づいて、ファン騒音の原因となる流れの現象が舌部近傍に存在することを明らかにした。設計点で運転されるファンの内部流動には、出口側へ流出することのできない流れによって再循環流が形成される。一方、非設計点では大半の流れがファンの出口側へ流

出するために、舌部近傍ではより大きな運動量の変動が形成される。この舌部近傍の流動現象がファン騒音を増加させる一つの原因になることを示した。

参考文献

- (1) Souichi SASAKI, Yoshio KODAMA and Makoto HATAKEYAMA., Influence of Karman Vortex Street on Broadband Frequency Noise Generated from a Multiblade Fan, *JSME International Journal (B)*, 49-3 (2006), pp. 678 – 685.
- (2) S. Sasaki et al., Prediction of Specific Noise Based on Internal Flow of Forward Curved Fan, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2 – 1 (2009), pp. 80 – 91.
- (3) M. Younsi, F. Bakir, S. Kouidri, and R. Rey, Influence of Impeller Geometry on the Unsteady Flow in a Centrifugal Fan: Numerical and Experimental Analyses, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 2007, Article ID 34901 (2007), 10 pages.
- (4) N. Curle, The Influence of the Solid Boundary Upon Aerodynamic Sound, *Proc. Roy. Soc. London*, A231(1955), pp. 505 – 514.