403 トータルフロースクリューエキスパンダの出力特性

Characteristics of Power on the Total Flow Helical Screw Expander

○正 金子 達司 (首都大)

Tatsushi KANEKO, Tokyo Metropolitan University, Minami-osawa 1, Hachioji, Tokyo

Key Words: Screw Expander, Energy Conversion, Geothermal Energy, Positive Displacement machine

1. 結論

スクリーエキスパンダーは回転容積形の流体機械で、速度形に比べ回転速度が低く、エロージョンや湿り損失等の影響も少なく、湿り蒸気をそのまま利用するトータルフローエキスパンダーに有利な特徴を備えている。このため、地熱源や工場排熱などにおいて、特にクオリティの低い蒸気からのエネルギー回収をめざす目的から、その特性を明らかにすることが求められている。

前報では、湿り蒸気を作動流体とする場合の設計圧力比と作動室膨張比の関係を表す実用式を提案した⁽¹⁾。湿り蒸気では蒸気の乾き度によって膨張プロセスの圧力と体積の関係が変化するが、理論仕事の検討にあたって、実用式を用いると煩雑な計算を省くことができる。本報では、実用式を用いて湿り蒸気を作動流体とする二相式スクリーエキスパンダーの理論仕事におよぼす設計圧力比と蒸気の乾き度の影響について検討した。

2. スクリューエキスパンダーの理論仕事と適正膨張

ここでは、流動に伴う摩擦や漏れは考慮しない、理想スクリーエキスパンダーについて考える。このとき、スクリーエキスパンダーの理論仕事 W_{th} は、膨張行程に断熱プロセスを仮定して算出する⁽²⁾。そのため、作動室の膨張比 ε と設計圧力比である内部圧力比 λ_i との関係は、単相ガスでは次式となる。ここで、 κ は比熱比である。

$$\varepsilon = \lambda_i^{\frac{1}{\kappa}} \quad (1)$$

Fig.1 に作動流体が単相ガスであるスクリーエキスパンダーの指圧線図を示す。容積形流体機械では密閉された作動室で圧縮や膨張が行われるので、Fig.1 の(ii)、すなわち $\lambda = \lambda_i$ の場合は損失がなく、設計条件で運転されていることを示している。本報では、膨張プロセス終了時圧力が排気圧力に一致する場合を適正膨張と呼ぶ。

Fig.1 の運転条件(i)(iii)のように膨張プロセス終了時の圧力が排気圧力と異なる場合は、影部で示す損失(負仕事)が発生する。

一方、湿り蒸気の膨張プロセスでは、上述した設計圧力比 λ_i に加え、乾き度 χ も膨張プロセスに影響を与えることを前報で示し、適正膨張する場合の λ_i 、 ε と乾き度 χ の関係を表す次式を得た。

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{(\lambda_i - 1)}{\alpha(\chi)} + 1 \\ \alpha(\chi) &= -2.165\chi^4 + 6.210\chi^3 - 6.815\chi^2 \\ &\quad + 3.672\chi + 0.342 \end{aligned} \quad (2)$$

式(2)より算出した乾き度 χ と膨張比 ε の関係を Fig.2 に示す。図より、乾き度が低いときは体積膨張による圧力変化が少なく、適正膨張するには膨張比を大きくとることが要求されるが、 $\chi > 0.5$ では大きな変化は認められない。また、内部圧力比 λ_i を大きくとると、膨張区間が長く必要に

なるため、膨張比が大きくなる。

3. 設計圧力比・乾き度の影響

理論仕事 W_{th} の計算には、ロータ径 81.3 (mm)、ロータ長/ロータ径=1.45、ロータ巻角 290 (deg.) の諸元を用い、各運転条件に対し、先ず式(2)より、給気流体の乾き度 χ と内部圧力比 λ_i から膨張比 ε を求める。さらに対応するロータ巻角の容積曲線から給気ボートの大きさを決定する。理論仕事 W_{th} は各条件の指圧線図の工業仕事を計算し、断熱仕事 W_{ad} は給気と排気時の断熱熱差を蒸気表⁽³⁾を用いて計算した。

Fig.3 に運転圧力比 λ に対する理論仕事 W_{th} を示す。 λ の増加に対して工業仕事は増加するので、いずれの運転条件においても λ に対して直線的に増加する。しかし、Fig.1 の条件(iii)に対応する $\lambda < \lambda_i$ の領域では、負の仕事量が増大し、発生仕事がゼロになる圧力比 λ_0 が存在し、単相ガスの場合は式(3)で表わせ、 λ_i の増加と伴に高圧力比側に移動する。これは湿り蒸気の場合も同様で、膨張プロセスの開始が早まるため、負仕事領域が拡大することに起因する。また、乾き度 χ の低下は指圧線図上の膨張行程における傾

Fig.1 Loss of Ideal Screw Expander

Fig.2 Expansion Ratio

斜を緩やかにするため、膨張プロセスの早期化につながる。そのため、 λ_0 は低乾き度ほど高圧力比側に位置している。

$$\lambda_0 = \frac{(1-\kappa)\lambda_i^{\frac{1}{\kappa}}}{\lambda_i^{\frac{1}{\kappa}} - \kappa} \quad (3)$$

乾き度の低下は指圧線図上の膨張行程の傾斜を緩やかにするため、いずれの λ_i の場合においても、理論仕事の減少につながる事が認められる。しかし、Fig.2に見られるように、 $\chi > 0.5$ では乾き度の影響が少なく、Fig.3の理論仕事においても、大きな相違が認められるのは乾き度が低い運転条件に限られる。

また、 λ_i を大きくした場合には理論仕事は減少している。そこで Fig.4 に、乾き度を $\chi=0.5$ に固定して内部圧力比 λ_i の影響の詳細を示す。 λ_i を大きく設定すると対応する膨張比 ε が増加する。スクリーエキスパンダーのような容積形では作動室容積が限定されているため、膨張比の増加は給気ポートの縮小を意味する。その結果、給気量が減少するため理論仕事が減少している。

Fig.5 に乾き度 $\chi=0.5$ の場合の運転圧力比 λ に対する理論仕事を実線で、断熱仕事を二点鎖線で示した。横軸 λ と内部圧力比 λ_i が一致する位置では、両仕事を表わす線は一致する。これは、Fig.1の(ii)に対応し、適正膨張が行われている運転状態を表わしている。これより λ が大きい場合はFig.1の(i)を、小さい場合は(iii)の状態を表わしている。図中の断熱仕事と理論仕事の差が容積形であるスクリーエキスパンダー特有の損失である。これは、流動に基づく摩擦損失や漏えい損失がなく、等エントロピー膨張する、理想的なスクリーエキスパンダーにおいても生ずる損失であり、ここでは理想スクリーエキスパンダー効率

η_i として次式で定義する。

$$\eta_i = \frac{W_{th}}{W_{ad}} \quad (4)$$

Fig.6 に理想スクリーエキスパンダー効率 η_i を示す。いずれの内部圧力比 λ_i でも、 $\lambda=\lambda_i$ において最高効率1に達し、それより低圧力比側では急速に低下するが、高圧力比側では緩やかな低下にとどまっている。この傾向はスクリーエキスパンダーの基本的な効率特性で、単相ガスの場合も同様である。また、 $\lambda > \lambda_i$ の運転圧力比域では乾き度の上昇に伴って理想効率 η_i も増加しているが、 $\lambda < \lambda_i$ の運転圧力比域ではFig.1(iii)のように正の仕事と、負の仕事が関与するため単純な傾向は見られず、本計算範囲では、乾き度 $\chi=0.7$ 程度で良好な理想効率 η_i が得られている。

4. 結言

湿り蒸気をそのまま利用するトータルフロースクリーエキスパンダーの理論仕事について、内部圧力比 λ_i と作動流体である湿り蒸気の乾き度の影響を検討した。

理論仕事の算出には運転条件（運転圧力比 λ 、乾き度 χ ）に対して、適正膨張に基づく内部圧力比 λ_i や膨張比 ε が必要であるが、本報で使用した実用式を用いることで容易に計算できる。今後は理論仕事の特性を基に、トータルフロースクリーエキスパンダーの性能について検討する。

5. 参考文献

- (1) 金子達司, 機講論, No. 090-4 (2009), 74
- (2) 金子達司, 他 1 名, 機論 B, 51-461 (1985), 134
- (3) 1980 SI 日本機械学会 蒸気表

Fig.3 Theoretical Work

Fig.5 Adiabatic and Theoretical Work

Fig.4 Theoretical Work

Fig.6 Theoretical Efficiency