Air Compression Cycle Analysis in Mines

Dr. Awatef Wahid Nasra*

(Received 17 / 10 / 2019. Accepted 23 / 1 / 2020)

□ ABSTRACT □

This work analyzes the logic cycle of air compression in mining compressors and their logic, how to reduce the work done on compression, increase the yield, and how to optimize the method of compression through the narrowing of a double compressive cycle. This has significantly improved the quality of air produced and reduced energy loss in the air network by reducing the temperature of the compressed gas produced. An increase in the weight of the compressor was obtained, which enables it to be used at a high altitude above sea level in addition to saving the compressor.

Keywords: Cycle - Air Compression - Mining Compressors

*Associate Professor, Marine Engineering Department, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

تحليل دورة انضغاط الهواء في الضغواط المنجمية

د. عواطف وحيد نصره*

(تاريخ الإيداع 17 / 10 / 2019. قُبِل للنشر في 23/ 1 / 2020)

□ ملخّص □

يتم في هذا العمل تحليل دورة انضغاط الهواء في الضواغط المنجمية ومنطقيتها، وكيفية تخفيض العمل المبذول على الانضغاط، وزيادة المردود، وتحقيق الأسلوب المثالي للانضغاط وذلك من خلال تطبيق دورة ثنائية للانضغاط.

إن تطبيق هذه الطريقة سمح بتحسين نوعية الهواء الناتج بشكل كبير كما أنها خفضت ضياع الطاقة في الشبكة الهوائية عن طريق تخفيض درجة حرارة الغاز المضغوط الناتج. كما تمّ الحصول على زيادة في الإنتاجية الوزنية للضاغط مما يمكن من استخدامه على ارتفاع عال عن سطح البحر بالإضافة إلى توفير في عمل الضاغط.

الكلمات المفتاحية: دورة – انضغاط الهواء – الضواغط المنجمية.

* **أستاذ مساعد – قسم الهندسة البحرية – كلية الهندسة الكهربائية والميكانيكية – جامعة تشرين – اللاذقية – سورية.**

مقدمة:

الدورة الترموديناميكية العادية للضاغط: الطريقة المثالية لانضغاط الهواء في الضواغط تعتبر عملية ايزوترمية عند درجة حرارة الوسط المحيط. في الواقع إن الانضغاط الحاصل وفق المنحني البوليتروبي يتطلب استهلاك كمية كبيرة من الطاقة الميكانيكية وفقاً للأكاديمي А.П. Герман [1].

عملياً في الضواغط الكهربائية ذات الأشواط السريعة منحني الانضغاط لا يطابق وينحرف عن المنحني الأدياباتي حيث يتم استرجاع الحرارة بواسطة جدران الأسطوانة، وهكذا فإن انضغاط الهواء يبدأ في شروط العملية البوليتروبية على حساب أخذ (اعطاء) الحرارة منه وينتهي في حدود العملية الأدياباتية. ويتم حساب معدل العمل الكامل لهذا الجزء من الدورة بالقيم المطابقة للانضغاط الأدياباتي مع دليل 1,41.

والطاقة المستهلكة في الضاغط لضغط (1kg) هواء من P_1 الضغط إلى P_2، وباهمال ضياع الضغط في أنابيب السحب والطرد تُعطى بالمعادلة التالية:

$$L = -\int_{V_1}^{V_2} PdV + P_2V_2 - P_1V_1 \qquad (1)$$

حيث: P_1، V_1 الضغط النوعي والحجم النوعي المطابقين لشروط الامتصاص،

P_2، V_2 الضغط النوعي والحجم النوعي عند شروط الطرد.

الحد الأول من المعادلة (1) يمثل عمل انضغاط الغاز، والثاني عمل الطرد للغاز المضغوط (الغاز الذي يتم ضغطه).

الطاقة الميكانيكية (P_2V_2) المستهلكة على عملية الطرد خلال الانضغاط الايزوترمي تعادل بشكل كامل بعمل الضغط الجوي المؤثر على الجانب المعاكس من المكبس (P_1V_1)، وهذا لا يمكن الحصول عليه خلال العمليات الأخرى مع دليل بوليتروبي أكبر من الواحد.

من أجل تخفيض استهلاك الطاقة لإنتاج الهواء المضغوط وللحصول على العملية الايزوترمية الهواء ينضغط على حساب تقليل حجم الأسطوانة، وكامل الحرارة التي يقدمها المحرك يتم حملها ونقلها بمياه التبريد. الطاقة الداخلية للغاز تبقى ثابتة وغير قادرة على إعطاء أي إضافة لرفع قيمة الضغط.

أهمية البحث وأهدافه:

هو تحليل ودراسة منطقية ومعقولية دورة انضغاط الهواء في الضواغط المنجمية، والعمل على تحقيق دورة مثالية للضاغط.

النتائج والمناقشة:

إذا كان هدف المسألة هو الحصول على دورة أو شوط مثالي للضاغط (الذي فيها يتم التوصل إلى أقل عمل مصروف على ضغط الغاز) بطريقة مختلفة، ولو كان فقط من أجل المقارنة التحليلية. ومن أجل ذلك نعتمد الفرضيات التالية:

a- عمل الطرد أو الدفع مستثنى بشكل كامل.

b- ضغط الغاز يتم وفقاً للعملية الأدياباتية.

الطاقة المستهلكة على الانضغاط في هذه الحالة حسابياً سيكون أقل مما هي في العملية الايزوترمية، والتي يمكن التعبير عنها بالشكل التالي:

$$L_{ag} = \frac{1}{K-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

وهكذا فإن درجة الحرارة النهائية للانضغاط T_2 ستكون أعلى بشكل كبير من درجة حرارة الوسط المحيط T_1.

أيضاً يحدث تبادل حرارة كثير وفعال بين الهواء والوسط في ظروف المناجم. عادة المسافة بين محطة الضاغط ومستقبلات الهواء المضغوط من المناجم تقاس بالكيلومترات، تحقيق وإنجاز العزل الحراري لأنابيب الهواء غالية وصعبة إضافة إلى ذلك تمدد الهواء وانتشاره في المحرك الهوائي لا يمكن تقريبه إلى الشروط المثالية. ومن أجل الحصول على عملية ايزوترومية كان من الضروري تزويده بالحرارة عند $T_2 > T_1$ آخذين بعين الاعتبار أن عملية ضياع الحرارة من مجمع الهواء، ومن الأنابيب تحدث تحت أو عند حجم ثابت تعطى:

$$Q = C_V (T - T_1) \frac{kcal}{kg}$$

أو:

$$Q = C_V T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \frac{kcal}{kg}$$

مع الأخذ بعين الاعتبار أن:

$$\frac{C_V}{A} = \frac{R}{K-1}$$

الطاقة الميكانيكية الضائعة يعبر عنها بالعلاقة التالية:

$$L_{not} = \frac{1}{K-1} RT_2 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

من هنا يمكن الخروج بنتيجة:

إنه بقدر استخدام الهواء المضغوط الذي يحدث عند درجات حرارة متساوية أثناء السحب، وتطلب نقل الهواء إلى مكان الاستخدام زمن طويل جداً، فإن كل عمل الانضغاط يضيع مع الحرارة إلى الهواء الجوي. لكن الضغط سينخفض حتماً بحسب قوانين العملية الايزوخورية. وهكذا، إذن دورة مشابهة لهذا كانت ستعود إلى عملية ايزوترمية لانضغاط الهواء، لكن الحصول على عملية ايزوترمية في أسطوانة الضاغط مع فقد كامل للحرارة المتولدة والناتجة خلال انضغاط الهواء مستحيل لذلك نختار الوضع الأكثر قبولاً وملائمة من أجل نقل الحرارة وهي الحالة التي يتم فيها تبديل الأسطوانة بجدران ملساء. سوف نعتبر أن الوسط الذي يستقبل الحرارة يملك درجة حرارة ثابتة، أما الوسط الذي يقدم الحرارة (الهواء المضغوط) كمية متغيرة ثابتة من مجموع توافقيات.

معادلة انتقال الحرارة يمكن حلها لكل توافقية على حدى. فمن أجل التوافقية الأولى وحسب Гребер [2]، وذلك عند الشروط الايتدائية والسطحية يعطي الحل التالي لهذه المعادلة، والتي تحدد درجة حرارة السطح الداخلي للأسطوانة:

$$\theta_o = \theta_M \sqrt{\frac{1}{1+2\sqrt{\frac{\pi}{h^2.a.t_0}}+\frac{\pi}{h^2.a.t_0}}} \times cos\left(2\pi\frac{t}{t_0} - arctg\frac{\sqrt{\frac{\pi}{h^2.a.t_0}}}{1+\frac{\pi}{h^2.a.t_0}}\right)$$

حيث: θ_M درجة حرارة الهواء المضغوط،

$a = \frac{\lambda}{\gamma.c}$ ثابت معادلة انتقال الحرارة حيث كثافة المادة، و c ؟؟؟؟؟؟،

t_0 زمن فترة واحدة،

$\frac{\alpha}{\lambda}$ المعامل النسبي لانتقال الحرارة،

α معامل انتقال الحرارة من الغاز إلى الجدار،

λ معامل انتقال الحرارة.

بدراسة هذا الحل وتطبيقه على مكبس الضاغط، وبفرض أن عدد دورات المحرك تبلغ $n = 240\ r.p.m$، عندها:

$$t_0 = \frac{2}{240 \times 60} = 1{,}39.10^{-4}\ Zaca$$

بأخذ: $a = 0{,}05, \alpha = 200, \lambda = 50$ نحصل على ما يلي:

$$\frac{\theta_o}{\theta_M} = 0{,}0042$$

وهكذا، إذن إما السطح الداخلي للاسطوانة فلا يتم تجريبه، أو اختباره على التذبذبات الحرارية. إضافة إلى ذلك لا نتكلم عن الجدران الخارجية والتي فيها درجة الحرارة ثابتة عملياً. الحرارة الظاهرة للهواء في الأسطوانة لا تستهلك أو تصرف على حساب النقل الحراري إلى الجدران، هذا يعني أن انضغاط الغاز لا يحدث ايزوتروبياً. درجة حرارة الهواء المضغوط لا تبقى ثابتة، أو كأنها ليست أخفض من درجة حرارة الوسط المحيط بجدران الأسطوانة بالعلاقة مع التوافقيات والتي تملك تردد كبير فلا داعي لإجراء أي نوع من التحليل.

البروفسور H. M. Гиρωбер [3] اقترح أنه وبشكل مسبق من أجل تخفيض عمل الضاغط المبذول لضغط الغاز في الأسطوانة بشكل محسوس يتم ادخال ماء، وبتحوله إلى بخار يقوم بدفع الهواء لدرجة كبيرة مؤثرة بذلك وكأنها وسط حراري.

هذا الأسلوب لم يجد انتشاراً عملياً واسعاً، وذلك بسبب سلبياته الكثيرة والكبيرة، حيث إن وجود الماء أدى إلى صدأ الأسطوانات وأدت إلى انسدادها بالشوائب من رطوبة الهواءالمضغوط – الضاغط فقد إنتاجيته الوزنية، أما عند تمدد الغاز في المحركات الهوائية تتجمد الرطوبة.

كنظرة أولى يبدو أيضاً إمكانية اقتراح أسلوب مشابه تقريباً حيث يتم استبدال الماء بهواء سائل، والذي يتم الحصول عليه بواسطة بدورات جديدة فعالة مع تبريد عميق بادخال الهواء السائل إلى أسطوانة الضاغط بكمية معينة، والتي تشكلت خلال شوط المكبس، وهذا يساعد وبشكل نهائي على بقاء عملية انضغاط الغاز ايزوترمية. بذلك من الممكن على ما يبدو الحصول على دورة مثالية لكن المشكلة هنا تكمن في الناحية الاقتصادية حيث نحتاج إلى تصميمات خاصة.

وحسب معطيات الأكاديمي П. Л. Капuya [4] العمل الضائع من أجل الحصول على (1kg) هواء سائل، وذلك نتيجة ضياع البرودة الذي لا بد منه، ويمكن أن يصل إلى (1,5 kBT) في الساعة.

الهواء السائل يحتوي كما هو واضح كمية من البرودة تعادل نفس الكمية الضائعة على العمل الميكانيكي، وذلك من أجل تشغيله خلال العملية العكوسة. وحسب الرسم البياني الأنتروبي من أجل ضغط ابتدائي (1ata) ودرجة حرارة ابتدائية ($393\ ^oK$) أي ($20C^o$) العمل اللازم لتشغيل (1kg) غاز يساوي ($0{,}19\frac{kBt}{kg}$) في الضاغط المنجمي مع تبريد ؟؟؟، وذلك (؟؟؟؟ العادية) العملية البوليتروبية لانضغاط (1kg) هواء إلى ضغط نهائي (8ata) ودرجة حرارة ابتدائية ($393\ ^oK$) يطابق عمل ($0{,}059$kWtZ). في نفس الوقت من أجل العملية الايزوترومية عند نفس الشروط تبلغ قيمة العمل ($0{,}048$kBCZ) وبالتالي $0{,}011\frac{kBt.Z}{kg}$ (كيلو واط ساعي لكل كيلو غرام)<

بتبريد كاف للحصول على عملية انضغاط ايزوترمية وعلى العكس (1kg) هواء سائل بصفته الحرارية الخاصة يستطيع امتصاص حرارة بولتروبية ناتجة غاز ($\frac{0{,}19}{0{,}011} = 17\ kg$) مضغوط بالضاغط المنجمي. لكن من أجل ذلك يتطلب استهلاك عمل مقداره ($\frac{1{,}5}{17{,}3} = 0{,}085\ kBT$) يعني أكبر من $\frac{0{,}085}{0{,}011} = 7{,}7$ مرة من المستعمل في الضاغط. بالنتيجة هو اختلاف أو انحراف عن العملية الايزوترومية لذلك فإن الأسلوب المشابه غير اقتصادي.

لنحسب بارامترات الهواء بالقرب مباشرة من المحرك الهوائي، ومن أجل مقاومة تشكل الجليد في أنابيب الهواء، تم نطبق تسخين الهواء [5]. هذه الطريقة عدا عن الصناعات الإضافية للطاقة الحرارية وتنفيذ تصميم تسخين الهواء واستثمارها في ظروف المنجم تشكل صعوبات من المستحيل التغلب عليها.

جوهر الدورة المقترحة:

أبدى كل من A.Иличевым [6] و B.Поликвским [7] اهتماماً كبيراً بدرجة حرارة الهواء الداخل إلى الضاغط معتبرين أنه من أجل زيادة أو ارتفاع في درجة الحرارة بمقدار (3^o) سوف تزداد الاستطاعة بنسبة (1%). في حقيقة الأمر عمل الانضغاط الايزوترمبي والعمل الادياباتي يتناسب مباشرة مع درجة الحرارة المطلقة للهواء المسحوب أو الممتص T. وبالتالي تخفيض العمل الضائع والمستهلك على انضغاط (1kg) هواء يؤدي إلى خفض العدد (K) الايزومتري، وهذا ممكن عند شروط التبريد المسبق له عند دخوله إلى الأسطوانة.

وهكذا إذن اتروبيا العناصر المشاركة في العملية ولا بأي حال من الأحوال لا يمكن أن تنخفض لذلك فمن أجل نقل الحرارة من الضروري صرف أو ضياع عمل ميكانيكي. هذا يوافق التبريد الصناعي للهواء. استهلاك الطاقة بواسطة الآلة التي تنتج البرودة، تطابق وتوافق إذا كانت آلة التبريد ستعمل بدورة أكثر تطوراً واكتمالاً من الضاغط.

خواص الغازات الحقيقية عند شروط قريبة من بدء التكاثف حيث يتشكل وسط غازي غير متجانس، وانطلاقاً من الخضوع لقوانين بول وماريوط والتي تستعمل كما هو معلوم في الضواغط البخارية لآلات التبريد.

الدورة الترموديناميكية لآلة الضاغط البخاري والذي يحدث في منطقة الاشباع تبين منحنيين حديين تعطي مطابقة للايزوبار مع ايزوترمي لذلك من دارة كارنو وذلك على كامل الآلة الحرارية الحقيقية (على الأقل أنها تولد عملية دائرية أو حلقية) $\int dS > 0$. أما درجة التقارب من دارة كارنو تتعلق طبعاً بعناصرها التصميمية. وهكذا من الممكن القول مسبقاً بإن الحصول على التبريد سيكون أكثر اقتصادياً بفضل العمليات المتطورة الحاصلة في آلة التبريد، وبالتالي يمكن اقتراح أن دورة انضغاط الهواء تتألف من جزئين:

الأول: يتم فيه انضغاط الجسم العامل المحايد في آلة التبريد واعطائه البرودة،

الثاني: يتم تبريد الهواء القادم أو الداخل إلى الأسطوانة وضغطه بواسطة الضاغط إلى الضغط المطلوب.

بتشبيه بسيط مع المحطات البخارية لدورة انضغاط الهواء في الضواغط تلك والتي يمكن تسميتها ثنائية أو شطرية. كما إن إضافة إنتاجية قليلة بآلات تبريد للضاغط وذلك من أجل أن يتحقق فيها دورة ثنائية، بدون شك لا معنى لها. أما الاقتصادية في هذه الحالة فتكون ببساطة التركيب والتصميم. وعلى العكس، وكما هو مثبت من قبلنا لاحقاً في المحطات الكبيرة والتي فيها تشغل الناحية الاقتصادية المرتبة الأولى في الأهمية. محطة التبريد لا بد منها من هنا يتم أيضاً الحصول على ربح وتوفير في استهلاك الطاقة الميكانيكية لانضغاط الغاز عند تحقيق وانجاز دورة ثنائية. إن الغاز المثالي المتمدد بشكل ايزوترمي في المحرك الهوائي يأخذ من الوسط المحيط كمية من الحرارة تعادل ما يقوم به من عمل. من الواضح والمؤكد أنه خلال العملية الايزوترمية شبه الستاتيكية لانضغاط الهواء في الضاغط حيث يتم فقدان حرارة بنفس كمية الحرارة المصروفة على العمل الميكانيكي للانضغاط، ويعتبر من أجل الضواغط:

$$\frac{Q}{AL} = 1$$

حيث Q كمية الحرارة المستهلكة مقدرة بالكيلو كالوري (kcal).

لو كانت الآلة مصممة على هذه القواعد تماماً لكانت قد بردت الهواء حتى دخوله إلى اسطوانة الضاغط، عندها بدون شك لن يتم الحصول على أي ربح من العمل.

بشكل أكيد في ضواغط آلات التبريد يحدث شيء آخر. الحرارة المنقولة إلى هذه الضواغط أو بواسطتهم إلى مكان آخر تخزن على شكل عمل الانضغاط مضروبة بالمكافئ الميكانيكي الحراري مضافاً إليها الحرارة المعطاة إلى المكثف من الوسط المحيط. الحد الأخير المضاف يعتبر منبع مجاني للطاقة، وهذا يعطي نتيجة لا تقبل الجدل. يوضح العمل [8] إذا كان عمل تلك المحطة يمكن تقييمه كعلاقة الحرارة المفيدة التي تم الحصول عليها في المكثف إلى الحرارة المساوية والمكافئة للحرارة المستهلكة لعمل الانضغاط في الضاغط حيث نحصل على كمية أو مقدار أكبر من الواحد. هذا يعني أن المردود لهذه المحطة سيكون أكبر من الواحد.

طبعاً من الناحية الترموديناميكية فإن السؤال يحمل عدة تصحيحات خاصة به، وإذا أخذنا بعين الاعتبار الحرارة المعطاة للهواء الجوي، أو المأخوذة منه عندها (K.M. $\mathcal{G}$) المردود الفعلي سيكون أقل من الواحد بكثير، بينما بالنسبة لآلات التبريد يكون:

$$\frac{Q}{AL} > 1$$

وتساوي كما هو مبرهن في نظريتهم أن معامل التبريد يساوي:

$$\frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

حيث T_1 الحرارة المطلقة في المكثف، و T_2 الحرارة المطلقة في المخبر.

يعتبر معامل التبريد دالة، وتابع لانخفاض الحرارة ويحدد فعالية محطة التبريد المخصصة للخدمة من أجل توليد إنتاج دورة ثنائية لانضغاط الهواء. مثلاً، إذا كانت الآلة تعمل بين (15^o) و (30^o) عندها يكون:

$$\frac{Q}{AL} = \frac{243}{288 - 243} = 5{,}4$$

هذا يعني أن آلة التبريد تبدد وتستهلك Q (kcal) حرارة، وتبدد طاقة ميكانيكية أقل بـ (5,4) مرات مما ينفقه الضاغط العامل بالدورة العادية للانضغاط للحصول عليها. هذا يعني أن البارامترات المعطاة للهواء عند عملية ايزومترمية تكون

أكثر اقتصادي. وهكذا إذا اقتصادية الدورة الثنائية تعتمد وترتكز على الاستخدام المنطقي والمعقول لحرارة الهواء من دارة التبريد والتي يعتبر الجزء الأساسي لها.

التبريد العميق المثالي:

إن اختيار هذه القيمة من أجل الدورة الثنائية يشكل أهمية كبيرة جداً، فعند درجات حرارة منخفضة جداً ينخفض عمل الضاغط، لكن تزداد ضياعات الطاقة لآلة التبريد، وهكذا إذا (توابع) وآلات درجات حرارة التبريد تعتبر مركبات العمل، وذلك حسب المعادلة التالية:

$$L_{s.y} = f_1(T_1)$$

حيث: $L_{s.y}$ – عمل الدورة الثنائية المستهلكة لضغط (1kg) هواء،

T_1 – درجة حرارة التبريد، وتساوي درجة حرارة الهواء القادم إلى الأسطوانة.

من السهل إيجاد الشروط التي فيها تكون $L_{s.y}$ عند قيمته الدنيا.

أما حرارة التبريد المثالية من اجل ضاغط بمرحلة واحدة للانضغاط الأدياباتي، ويرمز له بـ:

$$q = \frac{K-1}{K}$$

سيكون لدينا من أجل عمل الضاغط يعطى بـ:

$$L_1 = \frac{1}{q} T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^q - 1 \right]$$

الحرارة المستهلكة عند دخول الهواء إلى الضاغط باعتبار أن العمليات تتم عند $P = cnst$ تساوي:

$$Q = C_P (T_o - T_n)$$

حيث: C_P السعة الحرارية عند ضغط ثابت،

T_o درجة حرارة الوسط المحيط مقدرة بالكلفن .

سنعتبر أن عملية انتقال الحرارة في كل الأجهزة تحدث بشكل بطيء، وذلك حتى تصل إلى التساوي التام والكامل لدرجات الحرارة. أما آلة التبريد نفسها فتعمل بدورة كارنو العكسية حيث المردود الحراري لدورة كارنو (K.M. $\mathcal{G}$) يعطى بالعلاقة التالية:

$$\eta_T = \frac{T_0 - T_1}{T_1}$$

العمل الميكانيكي المطلوب لأخذ الحرارة Q مع الأخذ بعين الاعتبار المردود الأدياباتي لآلة التبريد η_{ag} حيث:

$$L_2 = \frac{C_P}{A\eta_{ag}} (T_0 - T_1) \frac{T_0 - T_1}{T_1}$$

عمل الدورة الثنائية:

$$L_{s.y} = L_1 + L_2 = \frac{1}{q} T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^q - 1 \right] + \frac{C_P}{A\eta_{ag}} - \frac{(T_0 - T_1)^2}{T_1}$$

$$\frac{dL_{s.y}}{dT_1} = {T_1}^2 \left\{ 1 + \frac{\eta_{ag} AR}{C_P q} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^q - 1 \right] \right\} = 0$$

$$\frac{d^2L_{s.y}}{dT_1{}^2} = 2T_1\left\{1+\frac{\eta_{ag}AR}{C_Pq}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^q-1\right]\right\}>0$$

من هنا نجد أن:

$$T_1 = \frac{T_0}{\sqrt{1+\frac{\eta_{ag}AR}{C_Pq}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^q-1\right]}} \quad (1)$$

من الضروري ملاحظة أنه خلال استنتاج هذه العلاقة (أو هذه الصيغة) لن يتم الأخذ بعين الاعتبار المردود الميكانيكي (K.M. $\mathcal{G}$) لضاغط التبريد وضاغط العمل، والتي تكون تقريباً متساوية، لذلك يتم إبعادها (اختصارها) عند مساواة المشتق الأول للصفر.

من أجل ضاغط ذو مرحلتي انضغاط أدياباتي مع تبريد بيني للهواء بمياه درجة حرارتها T_0 ، التبريد المسبق للهواء حتى درجة الحرارة T_1 قبل الدخول إلى اسطوانة الضغط المنخفض، فإن العمل الميكانيكي يساوي:

$$L = \frac{1}{q}RT_1\left[\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^q-1\right]+\frac{1}{q}RT_0\left[\left(\frac{P_2}{P_x}\right)^q-1\right]+\frac{C_P}{A\eta_{ag}}-\frac{(T_0-T_1)^2}{T_1}$$

حيث P_x ضغط الانضغاط بعد المرحلة الأولى.

التبريد العميق الأمثل على أساس هذا المفهوم يساوي:

$$T_1 = \frac{T_0}{\sqrt{1+\frac{A.R.\eta_{ag}}{C_P.q}\left[\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^q-1\right]}}$$

حيث أن $P_x = \sqrt{P_1.P_2}$، عندها يكون:

$$T_1 = \frac{T_0}{\sqrt{1+\frac{A.R.\eta_{ag}}{C_P.q}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{q/2}-1\right]}} \quad (2)$$

لكن من الممكن في وجود هكذا نظام ترموديناميكي للضاغط أمام أو فعل أسطوانة الضغط المنخفض ($\mathcal{Y}$.H. $\mathcal{G}$) الهواء يتبرد حتى درجة الحرارة T_1 وينضغط حتى الضغط P_x درجة الحرارة تساوي:

$$T_x = T_1\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}}$$

بمروره عبر مبرد بيني سيتبرد بالماء حتى درجة حرارة الوسط المحيط T_0، حيث تتبدد حرارة تساوي:

$$Q = C_P(T_x - T_o)$$

وحسب الكمية أو المقدار المصروف على تبريد الماء إلى درجة الحرارة تلك يجب أن لا يكون هناك ضياع في العمل الميكانيكي. عندها يكون هذا اقتصادياً، لكن قبل الدخول إلى اسطوانة الضغط المرتفع ($\mathcal{Y}$.B.g) الهواء يجب عليه المرور بالمبرد وامتلاك درجة حرارة ($T_1 < T_o$).

عمل الدورة يساوي:

$$L = \frac{1}{q}RT_1\left\{\left[\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^q-1\right]+\left[\left(\frac{P_2}{P_x}\right)^q-1\right]+2\frac{C_P}{A}.\frac{(T_0-T_1)}{T_1}\right\}$$

درجة حرارة التبريد التي تعطي أقل عمل للدورة تساوي:

$$T_1 = \frac{T_0}{\sqrt{1 + \frac{A.R.\eta_{ag}}{C_P.q}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{q/2} - 1\right]}} \quad (3)$$

إن الصيغ (1) و (2) و (3) محققة كذلك بالنسبة للعمليات البوليتروميةـ فإذا وضعنا مكان q العلاقة $\frac{(n-1)}{n}$، فالجدول (1) يعطي القيم المثالية لعمل الدورة الثنائية، وذلك بالنسبة لدرجة حرارة التبريد في الضواغط ذات المرحلة الواحدة، وبشكل مماثل أيضاً بالنسبة للضواغط ذات المرحلتين مع تبريد بيني بالماء خلال طرفي الانضغاط البوليتروبي والأدياباتي. ويقدر تبريد الهواء قبل الدخول في أسطوانة الضغط المنخفض $(\mathcal{Y}.\text{H}.\mathcal{G})$ وضغطه بالضاغط وتبريده بالماء، ومن ثم ادخاله إلى أسطوانة الضغط المنخفض لا يعطي أية ميزات أو إيجابيات، وذلك بالمقارنة مع التبريد الثنائي أو المضاعف قبل أو أمام أسطوانة الضغط المنخفض $(\mathcal{Y}.\text{H.B})$، وذلك قبل أسطوانة الضغط العالي $(\mathcal{Y}.\text{B.D})$ حيث أن هذا الاحتمال غير معطى في الجدول.

جدول (1)

نوع المحطة	عمق التبريد المثالي	عمل آلة التبريد	عمل الضاغط	عمل الدورة الثنائية	عمل الضاغط في الشروط العادية	الاقتصادية في عمل الانضغاط
ضاغط بمرحلة واحدة بانضغاط بوليتروبي	228	1851	19152	21003	24524	3521
ضاغط بمرحلتين بانضغاط بوليتروبي	260	1077	19240	20317	21682	1365
ضاغط بمرحلة واحدة بانضغاط الأدياباتي	226	1967	20372	22339	26282	3943
ضاغط بمرحلتين بانضغاط الأدياباتي	260	1077	19318	20395	21769	1364

درجة حرارة الوسط المحيط تؤخذ $T_0 = 293^o$.

عمل الدورة الثنائية من أجل ضاغط ذو مرحلتي انضغاط عند الشروط المثالية تصاغ بالشكل التالي:

$$L_{s.\mathcal{Y}.MuH} = \frac{T_0}{\sqrt{1 + \frac{A.R.\eta_{ag}}{C_P.q}(\varepsilon^{q/2} - 1)}}\left\{\frac{C_P}{A\eta_{ag}} \times \left[\sqrt{1 + \frac{A.R.\eta_{ag}}{C_P.q}[\varepsilon^{q/2} - 1]}\right] + + \frac{2R}{q}\left(\varepsilon^{q/2} - 1\right)\right\}$$

حيث $\varepsilon = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)$. إن فرق العمل منسوباً لـ $(1\ ^oK)$، حيث:

$$\frac{L_K - L_{s.y}}{T_0} = const$$

حيث L_K عمل الضاغط خلال الدورة العادية.

وبما أن الاقتصادية في عمل الانضغاط تحتفظ بقيمتها عند تغير درجة الحرارة الوسط المحيط، وإذا كانت الدورة الثنائية ستحدث وفقاً لتغير شروطها المثالية، ما هي الميزات التي تقدمها تطبيق الدورة الثنائية؟

- تحسن نوعية الهواء المضغوط المرسل إلى أماكن الاستخدام وذلك بشكل كبير وملحوظ.
- في حالة الضاغط العادي مع تبريد بيني بالماء عند درجة حرارة امتصاص الهواء 293^o يرسل للمستخدمين غاز مضغوط بدرجة حرارة 401^o. أما في حالة الدورة الثنائية فإن درجة الحرارة تتناقص إلى 309^o، وبهذا تكون قد خفضت ضياع الطاقة في الشبكة الهوائية.

الاستنتاجات والتوصيات:

1- في الدورة المقترحة جزء من عمل الضاغط ينقل أو يحمل إلى آلة التبريد والتي تملك عمليات ترموديناميكية أكثر تطوراً من انجازها، وعلى هذا الأساس يتم الحصول على ربح محدد في عمل الضاغط.

2- عند الدورة الثنائية للانضغاط تزداد الإنتاجية الوزنية للضاغط، وهذا يساعد في إمكانية استخدامه عند عمله على ارتفاع عالي فوق سطح البحر.

3- الضياعات النوعية في الشبكة الهوائية ستكون منخفضة.

4- الهواء المبرد خالي من الرطوبة التي تخفض الإنتاجية الوزنية للضاغط.

5- يجب تجفيف (أو تنشيف) الهواء قبل تبريده في حجرة التبريد.

من أجل الشرح والتوضيح الكامل للعلاقات الكمية لقيم الضياعات الحرارية من الضروري وضع والقيام بسلسلة من التجارب المخبرية.

References:

[1] AKad. A. П. Герман, Горная Механика, 4, 2, Поршневые Маин, 1933.
[2] Инж, Геоер, Введение Втеорию Теилоиередачи, 1933.
[3] Порф, Н. М. Гиршберг, Порωневы Комирессоры, Их Конеструкуия и Расует – Энергоидат, 1932.
[4] AKag. П. Л. Кагиуа. Новыи метоg иолучения Темиератур qля Ожижеиия возgуха – 1939.
[5] AKag. A. П. Герман. Применение сжато20 возgуха В Горном деле – 1933.
[6] Чл, Корр, АН СССРА. С, Ильичев, Рудничные Гнематические Установки, 1964.
[7] В. Поликовский, Вентиляторы, Компессоры, возgухаgувки.
[8] Г. Ф. Унgриу, Исиальзованир холоgильных машин Dля уелей Отоиления – 1950.
[9] Порф. В. Е. Уыgзик и Doч. Е. В. Иоэльсон, Холоgильные Мшины и апираты, 4. I, СТР, 22, 1932.
[10] Порф. В. Е. Уыgзик и Doч. Е. В. Иоэльсон, Холоgильные Мшины и апираты, 4. III, СТР, 30, 1934.
[11] Friedenstein, B. M. 2017. Simulating operational improvements on mine compressed air systems, MEng dissertation, Dept. Elec. Eng., North-West University, Potchefstroom.

[12] Vosloo, J., Liebenberg, L. and rellemar, D. 2012 case study: Energy savings for a deep-mine water reticulation system. Applied Energy, Vol. 92, pp. 328-335.
[13] Schroeder, F. 2009. Energy efficiency opportunities in mine compressed air systems, MEng dissertation, Dept. Mech. Eng., North-west University.
[14] Bredenkamp, J. Schutte, A. and Von Rensburg, J. 2015 Challenges faced during implementation of compressed air energy savings protect on a gold mine, in proceedings of the industrial and commercial use of energy conference (ICVE), cape town.