

INSTITUȚIA ORGANIZATOARE DE STUDII UNIVERSITARE DE
DOCTORAT UNIVERSITATEA PETROL-GAZE DIN PLOIEȘTI
DOMENIUL FUNDAMENTAL – ȘTIINȚE INGINEREȘTI
DOMENIUL DE DOCTORAT – MINE, PETROL ȘI GAZE

REZUMAT LA TEZA DE DOCTORAT

***”CONTRIBUȚII PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA
PROCESELOR DE EXPLOATARE A ZĂCĂMINTELOR DE
ÎNMAGAZINARE SUBTERANĂ A GAZELOR NATURALE”***

***“CONTRIBUTIONS REGARDING THE IMPROVEMENT OF
THE PROCESSES OF EXPLOITATION OF UNDERGROUND
NATURAL GAS STORAGE DEPOSITS”***

Autor: Ing. DINU PAUL-OCTAVIAN

Conducător științific: Prof. univ. dr. ing. AVRAM LAZĂR

PLOIEȘTI, 2022

INSTITUȚIA ORGANIZATOARE DE STUDII UNIVERSITARE DE
DOCTORAT UNIVERSITATEA PETROL-GAZE DIN PLOIEȘTI
DOMENIUL FUNDAMENTAL – ȘTIINȚE INGINEREȘTI
DOMENIUL DE DOCTORAT – MINE, PETROL ȘI GAZE

REZUMAT LA TEZA DE DOCTORAT

***”CONTRIBUȚII PRIVIND ÎMBUNĂȚĂȚIREA
PROCESELOR DE EXPLOATARE A ZĂCĂMINTELOR DE
ÎNMAGAZINARE SUBTERANĂ A GAZELOR NATURALE”***

***“CONTRIBUTIONS REGARDING THE IMPROVEMENT OF
THE PROCESSES OF EXPLOITATION OF UNDERGROUND
NATURAL GAS STORAGE DEPOSITS”***

Autor: Ing. DINU PAUL-OCTAVIAN

Conducător științific: Prof. univ. dr. ing. AVRAM LAZĂR

Nr. Decizie 424 din 15.07.2022

Comisia de doctorat:

Președinte	PRORECTOR Conf.univ.dr.ing.mat. PANĂ Ion	de la	Universitatea Petrol-Gaze din Ploiești
Conducător științific	Prof.univ.dr.ing. AVRAM Lazăr	de la	Universitatea Petrol-Gaze din Ploiești
Referent oficial	Prof.univ.dr.ing. ARAD Victor	de la	Universitatea din Petroșani
Referent oficial	Prof.univ.dr.ing. RADU Sorin Mihai	de la	Universitatea din Petroșani
Referent oficial	Prof.univ.habil.dr.ing. ALBULESCU Mihai Adrian	de la	Universitatea Petrol-Gaze din Ploiești

PLOIEȘTI, 2022

CUPRINS

1. INTRODUCERE	pag.3
2. ELEMENTE PRIMARE	pag.4
<u>2.1.DEFINIȚII</u>	pag. 4
<u>2.2.OBIECTIVELE LUCRĂRII.....</u>	pag.4
<u>2.3.LISTA CU NOTAȚIILE DIN CADRUL LUCRĂRII.....</u>	pag.5
<u>2.4.MODELE DE CALCUL.....</u>	pag.5
2.5. EVALUAREA PARAMETRILOR FUNCȚIONALI.....	pag.5
2.6. ANALIZA VIBRAȚIILOR.....	pag.5
2.7. ANALIZA TERMOGRAFICĂ.....	pag.7
2.8. CONDIȚII IMPUSE ÎN CADRUL TESTELOR EXPERIMENTALE.....	pag.8
3. ANALIZA TEHNICĂ A COMPRESOARELOR.....	pag.9
3.1. ANALIZA MODULUI DE OPERARE.....	pag.9
3.1.1. Analiza comparativă a performanțelor funcționale.....	pag.10
3.1.2. Analiza referitoare la Stația de Comprimare Gaze Naturale SCG X.....	pag.15
3.1.3. Analiza referitoare la Stația de Comprimare Gaze Naturale SCG Y.....	pag.23
3.2. TESTELE TERMOGRAFICE.....	pag.29
3.2.1. Modul de efectuare.....	pag.29
3.2.2. Observații referitoare la analiza termografică.....	pag.30
3.3. STUDIUL EXPERIMENTAL AL VIBRAȚIILOR.....	pag.31
3.3.1. Observații referitoare la măsurarea vibrațiilor în SCG Y.....	pag.36
3.3.2. Observații referitoare la măsurarea vibrațiilor la compresoarele de tip Cameron din stația de comprimare SCG X.....	pag.36
3.3.3. Observații referitoare la măsurarea vibrațiilor la compresoarele de tip GKNA SCG X	pag.36
4. ANALIZA ECONOMICĂ A STAȚIILOR DE COMPRIMARE	pag.37
4.1. ANALIZA ECONOMICĂ A STAȚIEI DE COMPRIMARE SCG X.....	pag.37
4.2. ANALIZA ECONOMICA A STAȚIEI DE COMPRIMARE SCG Y.....	pag.39

5. CONCLUZII ȘI PROPUNERI FINALE - pag.41 CONTRIBUȚIILE ORIGINALE ALE

AUTORULUI.....	pag.44
ANEXA 1.....	pag.45
ANEXA 2.....	pag.47
ANEXA 3.....	pag.49
ANEXA 4.....	pag.50
ANEXA 5.....	pag.52
ANEXA 6.....	pag.53
BIBLIOGRAFIE.....	pag.60

1. INTRODUCERE

Teza de doctorat elaborată de domnul drd. ing. Paul-Octavian DINU cu tema “CONTRIBUȚII LA ÎMBUNĂȚĂȚIREA PROCESELOR DE EXPLOTARE A ZĂCĂMINTELOR DE ÎNMAGAZINARE SUBTERANĂ A GAZELOR NATURALE” abordează într-un mod tehnico-economic original, funcționarea agregatelor de comprimare ce echipează stațiile de comprimare a gazelor naturale din cadrul S.C. ROMGAZ S.A. – Mediaș. Conducătorul științific a doctorandului este prof.univ. dr. ing. Lazăr AVRAM.

Teza de doctorat a fost realizată astfel încât, să trateze științific următoarele puncte care să constituie conținutul lucrării:

1. Studiu bibliografic
2. Stabilirea obiectivelor analizei;
3. Investigarea condițiilor specifice locațiilor stațiilor de comprimare:
 - echipamente, conducte, parametri de funcționare, compoziția gazelor
 - determinarea limitelor de operare
 - identificarea parametrilor de lucru la compresoare: presiune, temperatură, debit; analiza curbelor de performanță ale compresoarelor (pe baza datelor de la producător); stabilirea punctelor de testare (definirea matricei operaționale); stabilirea condițiilor de securitate; selectarea instrumentelor de măsură și a pozițiilor acestora;
 - fixarea programului de testare: întâlnire cu echipa beneficiarului; fixarea responsabilităților în timpul testului; montarea instrumentelor; efectuarea adaptărilor/ montajelor necesare.
4. Prelevarea datelor în stațiile de comprimare pentru efectuarea analizei: presiunea din cilindrii compresori; poziția pistonului; temperaturile pe aspirație și refulare; compoziția gazului; presiunea atmosferică; elementele geometrice ale compresorului; consumul motorului termic (și compoziția gazului de alimentare); temperaturile și debitul la sistemul de răcire al cilindrilor compresorului; debitul de gaz; măsurarea nivelului de vibrații în punctele semnificative ale sistemului de comprimare.
5. Utilizarea metodelor de evaluare a performanțelor funcționale la compresoarele cu piston: utilizarea metodei entalpiei; utilizarea metodei diagramei presiune volum; stabilirea gradului de precizie a evaluării.
6. Prezentarea rezultatelor evaluării referitoare la îndeplinirea rolului funcțional al stațiilor de comprimare în condițiile de eficiență specifice acestor tipuri de utilaje și în deplină siguranță referitor la riscurile asociate.

Referitor la studiul bibliografic acesta poate fi sistematizat pe următoarele subiecte:

- Vibrațiile generate de defecte dar și metodă de investigație
- Metode de diagnoză
- Modelarea numerică/ experimentală utilizată la predicția comportării la defecte
- Mentenanța compresoarelor cu piston
- Alternative la compresoarele cu piston

- Emisiile generate de funcționarea necorespunzătoare
- Standarde și reglementări din industria petrolieră asociate temei

2. ELEMENTE PRIMARE

2.2 OBIECTIVELE LUCRĂRII

Obiectivul principal al acestei lucrări este de a efectua teste referitoare la modul de funcționare al compresoarelor cu piston construite de firma Cameron, în stațiile de comprimare incluse în tema program. Autorul își propune să cunoască modul de funcționare al compresoarelor din stațiile indicate, referitor la o analiză de detaliu a performanțelor, comparația cu parametrii de funcționare de referință, funcționarea pe tot domeniul de lucru și o analiză economică a proceselor de comprimare din stație și a eficienței investiției. În prezent tehnicile de mentenanță folosite în domeniul companiilor care se ocupă de extracția, transportul și prelucrarea hidrocarburilor includ:

1) **exploatarea până la defectare** – este însoțită de proceduri de prevenire de bază: ungere, reglaje, curățire; implică cheltuieli mari pe piese de schimb și se bazează pe existența unor furnizori; timpul de reparație este mare (de 3 ori timpul necesar la o mentenanță preventivă) și necesită o echipă calificată; disponibilitatea mașinilor este scăzută; cheltuieli mari legate de oprirea producției.

2) **mentenanța preventivă /planificată** – asigură că toate elementele aparținând întreprinderii de proces sunt disponibile (la parametrii proiectați, cu realizarea tuturor cerințelor funcționale) un timp îndelungat (la nivelul durabilității lor economice), cu un nivel acceptabil (tolerabil) al riscului de producere a incidentelor; permite planificarea lucrărilor de mentenanță în perspectiva apropiată și îndepărtată, astfel încât acestea să poată fi pregătite corespunzător, iar durata lor să poată fi estimată; permite evaluarea și planificarea finanțării lucrărilor de mentenanță și asigură un nivel minim al cheltuielilor legate de efectuarea lucrărilor de mentenanță;

3) **mentenanța predictive** – presupune monitorizarea regulată a condiției mașinii, a randamentului de operare și a altor parametri de sistem pentru a asigura intervalul maxim dintre două reparații și a minimiza costurile operațiilor neplanificate; presupune îmbunătățirea productivității și a calității producției; reduce costurile de mentenanță; trebuie să determine problemele mașinilor în starea incipientă, evitând căderile neașteptate;

4) **mentenanța totală** – presupune îmbunătățirea randamentului echipamentului, prin modificări ale elementelor mașinii; implicarea operatorilor de proces în programul de mentenanță (nu la executarea operațiilor efective); perfecționarea activității de mentenanță, planificarea mai bună, procurarea pieselor de schimb, asigurarea echipamentelor pentru intervenții; educarea și pregătirea personalului; alegerea unui echipament adecvat pentru operațiile de întreținere;

Pe baza analizelor de lucru ale autorului tezei din (25, 26 iulie și 7 septembrie 2021) la stațiile de comprimare alese aleator din cadrul S.N.G.N. ROMGAZ S.A. Mediaș, respectiv SCG X și SCG Y, a măsurărilor efectuate (determinarea vibrațiilor, analiza termografică, parametrii de funcționare), a studiului documentației tehnice a stațiilor de comprimare, a arhivei de funcționare (istoricul operării) și a discuțiilor cu reprezentanții SNGN ROMGAZ S.A., a fost întocmit următorul document final. Acesta include descrierea procedurii utilizate, analiza modului de operare, aspecte referitoare la diagnosticarea stării tehnice, analiza

economică a investiției. În final au fost elaborate concluziile tezei și recomandările autorului. Teza include cinci anexe cu elementele folosite la redactarea capitolelor șase și șapte.

2.4 MODELE DE CALCUL

Pentru efectuarea unei evaluări a performanțelor la compresoarele cu piston se folosesc în general două metode [10, 77, 81, 82]: metoda entalpiei (ME) și metoda diagramei presiune volum (PV). Aceste metodologii pot fi utilizate separat, dar se pot obține rezultate mai bune prin combinarea lor

2.5 EVALUAREA PARAMETRILOR FUNCȚIONALI

Mărimile cu ajutorul cărora se poate face evaluarea sunt:

- a. debitul;
- b. randamentul compresorului;
- c. puterea indicată la cilindru și puterea totală la cilindrul compresor;
- d. diferența de presiune indicată;
- e. randamentul volumetric la aspirație și refulare;
- f. puterea la motor și randamentul sistemului.

2.6 ANALIZA VIBRAȚIILOR

Monitorizarea vibrațiilor este tehnica predominantă de mentenanță, mentenanța predictivă devenind sinonimă cu monitorizarea vibrațiilor [13, 71, 72]. Totuși numai analiza vibrațiilor nu poate asigura toate datele necesare din procesul de mentenanță: nu putem analiza echipamentele electrice, zonele cu pierderi de căldură, condiția uleiului, zonele în care au loc coroziuni. Prin urmare un program de mentenanță predictivă include mai multe tehnici de analiză [48, 49, 72]. Traductorul utilizat în cadrul determinărilor făcute în cadrul acestei lucrări este un traductor de accelerație (accelerometrul). Acesta încorporează o greutate suspendată între două straturi piezoelectrice. Greutatea se mișcă ca răspuns la vibrație, presează straturile piezoelectrice care transmit un semnal de fiecare dată când se produce contactul. Domeniul de lucru 1 - 10 000 Hz.

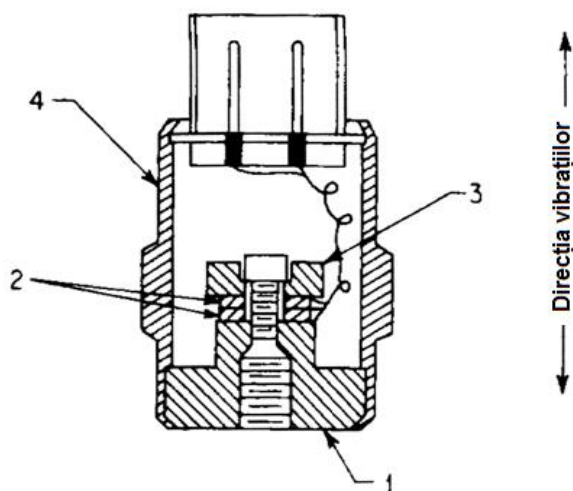


Fig. 2.12. Schema unui accelerometru: 1. baza; 2. cristale piezoelectrice; 3. masă; 4. carcasă.

Traductorul folosit este cu conectare/deconectare rapidă, magnetică. Citirile nu se fac imediat, ci după o perioadă de așteptare de 10-20 s. Se evită astfel erorile create de pornirea sursei de alimentare și plasarea traductorului pe mașină. Deoarece vibrațiile se modifică dinamic și amplitudinile se schimbă, cei mai mulți producători de echipamente

recomandă medierea datelor. Tipic 3-12 valori ale vibrației sunt convertite într-o singură valoare, aspect folosit la prelevarea vitezei de vibrație în prezenta lucrare.

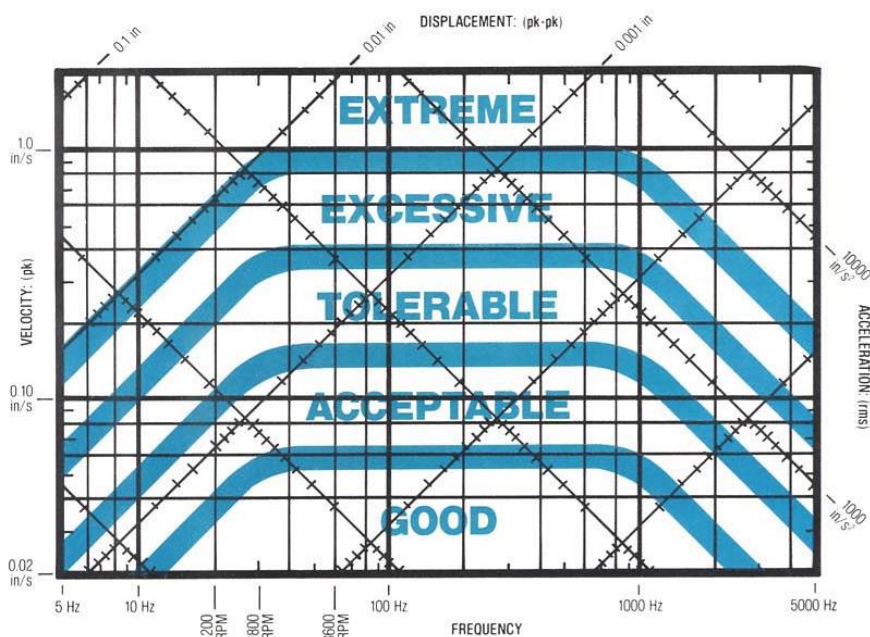


Fig. 2.14. Diagrame de caracterizare a vibrațiilor - recomandările firmei DLI Engineering Corporation.

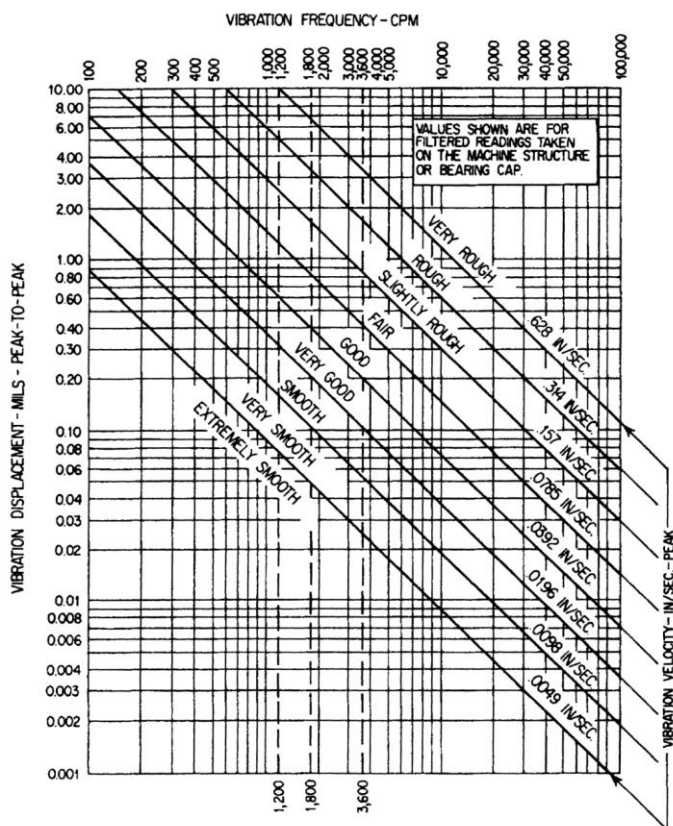


Fig. 2.15. Diagrama de caracterizare a vibrațiilor (Rathbone)

2.7 ANALIZA TERMOGRAFICĂ

Termografierea este o tehnică de mentenanță predictivă care utilizează instrumente destinate să urmărească radiațiile infraroșii pentru a determina condiția unei mașini. Prin detectarea anomaliilor termice (observarea suprafețelor care sunt mai calde sau mai reci decât este normal) un supraveghetor cu experiență poate detecta problemele incipiente ale utilajelor dinamice sau statice din fabrică [25, 110, 111]. Tehnologia bazată pe determinarea radiațiilor infraroșii se bazează pe faptul că la temperatura peste zero grade Kelvin toate corpurile emit energie sub formă de radiații. Radiațiile infraroșii (sau sub roșu) au o lungime de undă scurtă și sunt invizibile fără anumite instrumente speciale. Intensitatea acestei radiații depinde de temperatura la suprafața corpului.

Totuși măsurarea temperaturii este complicată deoarece sunt trei surse de energie termică care pot fi detectate de la un obiect: emisă de obiect; reflectată de obiect; transmisă prin obiect fig. 2.15. Doar energia emisă este importantă la un program de mentenanță predictivă. Prin urmare energia reflectată și cea transmisă trebuie filtrate, pentru ca analiza să fie corectă, ceea ce la unele aparate moderne se realizează în mod automat. Tipul suprafeței este important pentru cantitatea de energie reflectată. Un corp care nu reflectă energie și nu transmite prin el energie, absoarbe toată energia externă pe care o remite sub formă de radiații infraroșii se numește absolut negru.

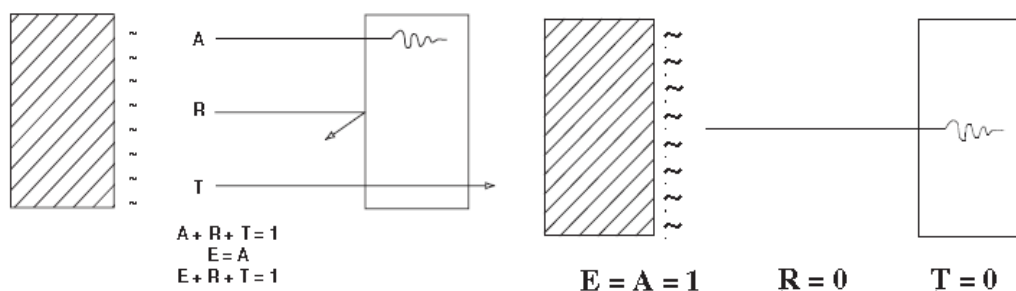


Fig. 2.15. a) Distribuția energiei în banda infraroșu, corpul gri (obișnuit în tehnică); b) corpul absolut negru; A factorul de absorbție; R factorul de reflexie; T factorul de transmisie; E energia emisă.

Puterea radiată de un corp este dată de relația:

$$P = A\varepsilon\sigma T^4 \quad (2.38)$$

unde A suprafață corpului; ε emisivitatea corpului (la corpul absolut negru este 1); σ constanta lui Boltzmann; T temperatura absolută a corpului. Condițiile de pe suprafață (vopseală și alte învelișuri protectoare) pot afecta factorul de emisivitate; la fel și atmosfera (compoziția acesteia lângă utilaj, praful, vaporii de apă sau gazele absorb/reflectă radiațiile infraroșii). Majoritatea sistemelor de monitorizare au filtre care pot fi folosite pentru a se evita efectele negative expuse mai sus. Aparatele folosite pentru detecție colectează energia radiației printr-un sistem optic, transmițând-o la un detector care o convertește într-un semnal electric. Instrumentele electronice amplifică semnalul pentru a putea fi afișat. Sunt mai multe tipuri de instrumente utilizate la analiza termografică: termometre în infraroșu; scanere; sisteme de vizualizare în infraroșu.

Tipurile de probleme care pot fi identificate prin tehnica de termografiere sunt: determinarea slăbirilor mecanice, probleme legate de sarcina mașinii, probleme legate de cedarea unor componente, pierderile de produs prin neetanșeități, uzurile excesive, nealinierile, circulația necorespunzătoare a produselor, griparea unor componente etc. Când este folosită corect,

inspecția termografică este un instrument valoros de mentenanță predictivă și asigurarea fiabilității. În afară de echipamentele electrice (majoritatea aplicațiilor) care pot fi inspectate prin termografiere putem evidenția pierderile de căldură (o neetanșeitate a unui coș, a unei izolații), arderea necorespunzătoare într-o turbină cu gaz, la un motor termic, distribuția de temperaturi la un sistem de răcire, uzura ghidajelor, lagărelor etc.

În cazul prezentei lucrări analiza termografică a fost orientată spre depistarea unor probleme legate de circuitele de răcire, ungere, etanșeitate, defecte de aliniere.

2.8 CONDIȚII IMPUSE ÎN CADRUL TESTELOR EXPERIMENTALE

Se impune ca în timpul testului să fie respectate următoarele condiții:

Tabelul 2.5. Condiții care trebuie respectate în cadrul testului[71]

Parametrul	Variația de la specificațiile producătorului	Variația în timpul testului
Presiunea de aspirație	$\pm 10 \%$	$\pm 1 \%$
Presiunea de refulare	ns	$\pm 1 \%$
Raportul de comprimare	$\pm 5 \%$	ns
Temperatura pe aspirație	ns	$\pm 2K$
Exponentul adiabatic k	$\pm 3 \%$	ns
Constanta gazului x factorul de compresibilitate, R x Z	$\pm 5 \%$	ns
Turația arborelui	$\pm 4 \%$	$\pm 1 \%$
Diferența dintre temperatura de aspirație a agentului de răcire și temperatura gazului la aspirație	$\pm 10K$ aer	$\pm 2K$
	$\pm 5K$ apă	$\pm 2K$
Debitul agentului de răcire	$\pm 10 \%$	$\pm 10 \%$
Temperatura la punctul de măsură a debitului (diafragmă)	ns	$\pm 2K$
Presiunea diferențială pe diafragma de măsură a debitului	ns	$\pm 2 \%$

3. ANALIZA TEHNICĂ A COMPRESOARELOR

3.1 ANALIZA MODULUI DE OPERARE

În acord cu metodologia expusă în capitolul 5 s-a propus o schemă de măsură a parametrilor de lucru dată în fig. 3.1 incluzând determinarea: presiunii în cilindru; poziția pistonului; temperaturile pe aspirație și pe refulare; compoziția gazului comprimat; presiunea barometrică; elementele geometrice ale compresorului; debitul de combustibil la motor; compoziția gazului combustibil, vibrațiile.

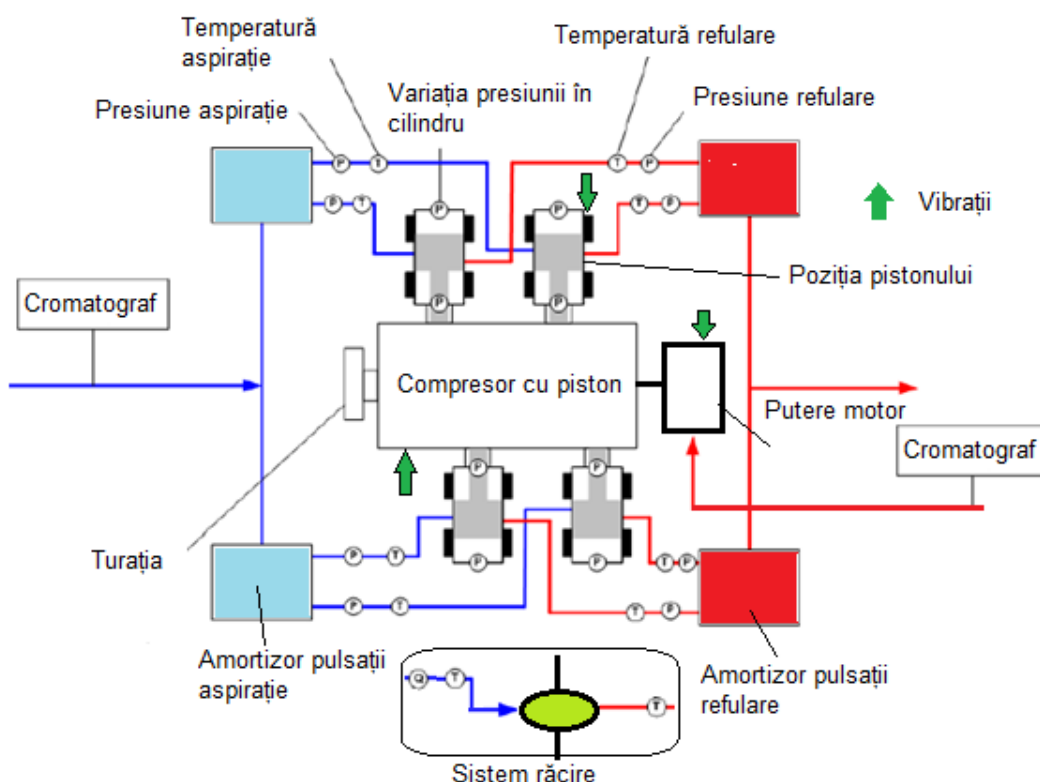


Fig. 3.1. Schema de măsură a parametrilor compresorului.

Utilizarea metodei diagramei PV presupune în principal efectuarea următoarelor determinări [24]:

1. Stabilirea presiunii din cilindrul compresor; este importantă pentru precizia de determinare a performanțelor de la fiecare cameră de comprimare.
2. Determinarea poziției pistonului se bazează pe filmarea tijei cu ajutorul unor camere de înaltă viteză, fig. 3.3 , urmată de descompunerea imaginilor. Această înregistrare a fost posibilă la SCG Y. La stația SCG X pierderile de gaze din zona tijei (colectate pentru siguranță) nu au permis deschiderea acestei zone pentru vizualizare, astfel încât aceste înregistrări nu s-au realizat. În concluzie aplicarea metodei diagramei PV nu a fost posibilă în stațiile de comprimare.



Fig. 3.3. Înregistrarea poziției tijei pistonului.

3.1.1. Analiza comparativă a performanțelor funcționale

Pentru stațiile de comprimare SCG X și SCG Y dispunem de un istoric al punerii în funcțiune și al modului de operare, însoțit de principalele intervenții făcute la compresoare. În vederea efectuării unei comparații între performanțele funcționale ale compresorului față de datele test folosite la punerea în funcțiune s-au calculat următorii parametrii [24]:

- debitul teoretic al compresorului, relația 2.3
- randamentului volumetric pe aspirație relația 2.29;
- randamentului volumetric pe refulare relația 2.30;
- randamentul total al compresorului relația 2.35;
- randamentul izentropic al compresorului, relațiile 2.4 și 2.9.

Tabel 3.1. Aprecierea performanțelor funcționale la compresor – valori de calcul				
Testul nr. 1		Data 26.07.2021	Ora10.30	
Comentarii test: compresorul C, sarcină 100 %, la turația setată de 861 rot/min, a funcționat continuu în ziua de 26.07.2021				
Nr.	Denumirea mărimii măsurate	Valoarea numerică	Unitatea de măsură	Observații
1	Identificare cilindru	C1		
2	Capac- Spații moarte x deschideri	Nu		
3	Capac- Supape ridicate	Nu		
4	Manivelă - Spații moarte x deschideri	Nu		

**”CONTRIBUȚII PRIVIND ÎMBUNĂȚIREA PROCESELOR DE EXPLOTARE A ZĂCĂMINTELOR DE ÎNMAGAZINARE
SUBTERANĂ A GAZELOR NATURALE”**

5	Capac- Supape ridicate	Nu		
6	Presiune aspirație	7,6	bara	
7	Temperatură aspirație	12	°C	
8	Presiune refulare	8,1	MPa	
9	Temperatură refulare	38	°C	
10	Turație compresor	861	Rpm	
Debitmetru gaz compresor				
11	Presiunea statică		MPa	
12	Temperatura		°C	
13	Căderea de presiune statică		MPa	
14	Căderea de presiune dinamică		MPa	
15	Coeficientul orificiului		-	
16	Presiunea barometrică		MPa	
17	Debitul volumetric	0,589	Mil m ³ _N pe zi	
Debitmetru gaz motor termic				
18	Presiunea statică		MPa	
19	Temperatura		°C	
20	Căderea de presiune statică		MPa	
21	Căderea de presiune dinamică		MPa	
22	Coeficientul orificiului		-	
23	Presiunea barometrică		MPa	
24	Debitul volumetric	334,41	m ³ _N	

Compoziție gaz (procente molare)		Compresor	Motor
25	metan	99,4649	99,4649
26	etan	0,1095	0,1095
27	propan	0,0171	0,0171
28	iso-butan	0,0056	0,0056
29	n-butan	0,0024	0,0024
30	iso-pentan	0,0029	0,0029
31	n-pentan	0,0037	0,0037
32	n-hexan	0,0142	0,0142
33	n-heptan	0,0130	0,0130
34	n-octan	0,0015	0,0015

35	azot	0,2370	0,2370
36	oxigen	0,0058	0,0058
37	bioxid de carbon	0,1476	0,1476
38			
39			
40			
41			
42			
43			
44			
45			
46			
47			
48	Căldură specifică la presiune constantă, c_p (kJ/kg K)	2,313	
49	Exponent adiabatic, k (-)	1,302	
50	Greutate specifică în raport cu aerul, SG (-)	0,558436	
Răcire cilindru			
Debitmetru			
51	Presiunea statică		MPa
52	Temperatura		°C
53	Căderea de presiune statică		MPa
54	Căderea de presiune dinamică		MPa
55	Coeficientul orificiului		-
56	Presiunea barometrică		MPa
57	Debitul volumetric		m^3_N
58	Temperatura intrare lichid răcire		°C
59	Temperatura ieșire lichid răcire		°C
60	Tip lichid răcire (c_p)		(Btu/lb _m R)
61	Densitate lichid răcire		Lb _m / ft ³

Motor				
62	Valoarea minimă a capacității energiei de ardere specifice (LHV)	35824,96	kJ/	
63	Debit volumetric combustibil la motor m_{fuel}	334,41	m^3_N/h	
Schimb de căldură conducte				
64	Temperatura conductă		°C	
Aspirație 28		Intermediară 33,7	Refulare 65,2	
65	Temperatura aer	31	°C	
66	Lungime conductă		m	
Aspirație		Intermediară	Refulare	
12		6,5	16	
67	Diametru conductă		mm	
Aspirație		Intermediară	Refulare	
254		254	254	
68	Material , vopsea, culoare			
69	viteza vânt	Sub 1 mph	mph	
70	Poziție conductă (orizontal, vertical)			
Aspirație O/V		Intermediară O/V	refulare O/V	
Schimb de căldură amortizoare				
71	Temperatura amortizor		°C	
Aspirație 33,1		Refulare 67,3		

72	Temperatura aer	31	°C	
73	Lungime amortizor		m	
Aspirație 5,6			Refulare 4,0	
74	Diametru amortizor		m	
Aspirație 1,2			Refulare 1,2	
75	Material, vopsea, culoare			
aspirație Vopsea galbenă			refulare Vopsea galbenă	
Elemente geometrice				
76	Diametrul interior cilindru	508	mm	
77	Diametrul tijei	50,8	mm	
78	Lungimea cursei	177,8	mm	
Camera de lucru capac				
79	Spațiul mort fix	15,8	dm ³ (% V _{stroke})	
80	Spațiul mort suplimentar 1		dm ³ (% V _{stroke})	
81	Spațiul mort suplimentar 2		dm ³ (% V _{stroke})	
82	Spațiul mort suplimentar 3		dm ³ (% V _{stroke})	
83	Spațiul mort suplimentar 4		dm ³ (% V _{stroke})	
84	Supape ridicate			
Camera de lucru manivelă				
85	Spațiul mort fix	16,24	dm ³ (% V _{stroke})	
86	Spațiul mort suplimentar 1		dm ³ (% V _{stroke})	
87	Spațiul mort suplimentar 2		dm ³ (% V _{stroke})	
88	Spațiul mort suplimentar 3		dm ³ (% V _{stroke})	
89	Spațiul mort suplimentar 4		dm ³ (% V _{stroke})	
90	Supape ridicate			

Vibrații					
91	Viteza de vibrație		mm/s		
Punctul de măsură capac cilindru 1					
H	1,605	V	2,035	A	1,278
Punctul de măsură cap cruce cilindru 1					
H	3,356	V	3,143	A	3,960
Punctul de măsură capac cilindru 3					
H	1,518	V	1,980	A	1,313
Punctul de măsură cap cruce cilindru 1					
H	2,141	V	2,195	A	2,097
Punctul de măsură capac cilindrul 2					
H	1,952	V	2,350	A	1,844
Punctul de măsură cap de cruce cilindrul 2					
H	2,480	V	2,432	A	2,617
Punctul de măsură capac cilindrul 4					
H	2,152	V	2,234	A	2,190
Punctul de măsură cap de cruce cilindrul 4					
H	1,925	V	2,324	A	1,867

Debitul volumetric teoretic de gaz a fost calculat pentru a fi comparat cu debitul real având astfel o posibilitate de verificare a randamentelor volumetrice (calculate cu ajutorul parametrilor funcționali și geometrici ai compresorului, relații în care a fost considerat și un factor dependent de mărimea și puterea instalată a compresorului).

Randamentele volumetrice exprimă volumul efectiv folosit din volumul cilindrului compresor [68, 73]. Deoarece nu am avut posibilitatea să lucrăm prim metoda PV, aceste randamente au fost calculate cu relațiile de mai sus și se vor determina pe fiecare treaptă de comprimare. Randamentul total care exprimă raportul dintre puterea utilizată pentru comprimarea gazului și puterea cedată prin arderea combustibilului gazos în motor se va determina pe întreg compresorul.

Randamentul izentropic al compresorului constituie o măsură a eficienței procesului de comprimare [81, 82]. Utilizarea acestei mărimi oferă concluzii utile referitoare la procesul de comprimare din stațiile analizate. Procesele de schimb de căldură care influențează acest randament au fost apreciate pe baza unui calcul termic realizat cu ajutorul documentației producătorului și al formulelor expuse în cap.5.

3.1.2 Analiza referitoare la Stația de Comprimare Gaze Naturale SCG X

Datele necesare pentru calcul au fost înregistrate în stația de comprimare. Raportul include și referiri la compresoarele mai vechi tip GKNA care lucrează în stația SCG X, utilizate ca elemente de comparație. Pe baza compoziției gazului (buletin de analiză cromatografică nr. 1053 din 14.07.2021, SCG X) se determină exponentul adiabatic pe treapta întâi tab. 3.2 și treapta a doua tab. 3.3. Aceste calcule se fac pe fiecare compresor cu ajutorul unor programe de calcul realizate în programul Matlab R2022a [1].

Tabelul 3.4. Calculul coeficientului de compresibilitate pentru amestecul de gaze conform [24, 114]

Compoziția gazelor SCG X, Buletin de analiză cromatografică nr. 1053,elaborat de Laboratorul de Cercetări și Analize Fizico-Chimice SNGN ROMGAZ SA

Compresor C

Presiunea în punctul de prelevare 2,41 MPa

Temperatura în punctul de prelevare 31 °C

Temperatura treapta 1 aspirație 12 °C = 285,15 K

Presiunea treapta 1 pe aspirație 7,6 bara

Temperatura treapta 1 refulare 38 °C = 311,15 K

Presiunea treapta 1 pe refulare 8,1 bara

Temperatura standard 0 °C = 273,15 K

Presiunea standard 1,013 bara

Temperatura treapta 2 aspirație 38 °C = 311,15 K

Presiunea treapta 2 pe aspirație 8,1 bara

Temperatura treapta 2 refulare 87 °C = 360,15 K

Presiunea treapta 2 pe refulare 15,9 bara

Nr.	Componentul	Fracția molară y_i	Temperatura critica a componentului T_{cri}	Presiunea critică a componentului p_{cri}
-	-	%	K	bara
1	metan	99,4649	190,58	46,04
2	etan	0,1095	315,42	48,80
3	propan	0,0171	369,82	42,49
4	iso-butan	0,0056	408,14	36,48
5	n-butan	0,0024	425,18	37,97
6	iso-pentan	0,0029	460,43	33,81
7	n-pentan	0,0037	469,65	33,69
8	n-hexan	0,0142	507,43	30,12

**“CONTRIBUȚII PRIVIND ÎMBUNĂȚIREA PROCESELOR DE EXPLOTARE A ZĂCĂMINTELOR DE ÎNMAGAZINARE
SUBTERANĂ A GAZELOR NATURALE”**

9	n-heptan	0,0130	540,26	27,36
10	n-octan	0,0015	568,83	24,86
11	azot	0,2370	126,25	33,90
12	oxigen	0,0058	154,55	50,50
13	dioxid de carbon	0,1476	304,19	73,80
	TOTAL	100,0000	$T_{cr,am} = \sum y_i T_{cr,i}$ =190,940	$p_{cr,am} = \sum y_i p_{cr,i}$ =46,059
Aspirație T1		$T_r = \frac{T}{T_{cr,am}} = 1,493$	$p_r = \frac{p}{p_{cr,am}} = 0,165$	$Z_{1a} = 0,988$
Refulare T1		1,628	0,175	$Z_{1r} = 0,989$
standard		1,433	0,021	$Z_{std} = 0,997$
Aspirație T2		1,628	0,175	$Z_{2a} = 0,989$
Refulare T2		1,884	0,345	$Z_{2r} = 0,992$

Tabelul 3.5. Calculul căldurii specifice masice la presiune constantă pentru amestecul de gaze conform [24, 25, 81]

Compoziția gazelor SCG X, Buletin de analiză cromatografică nr. 1053, elaborat de Laboratorul de Cercetări și Analize Fizico-Chimice SNGN ROMGAZ SA

Presiunea în punctul de prelevare 2,0 MPa

Temperatura în punctul de prelevare 31 °C

*C_{Mi} disponibil la 25°C și 50 °C calculat prin interpolare la 49 °C la treapta 1

Temperatura treapta 1 aspirație 18 °C

Temperatura treapta 1 refulare cilindru 1 - 78 °C; cilindru 3 -82 °C , temperatura medie refulare 80 °C

Temperatura de calcul exponent adiabatic - 49 °C

Nr.	Componentul	Fracția molară y_i	masa molară a componentului M_i	$M_i \cdot y_i$
-	-	%	kg/kmol	kg/kmol
1	metan	99,4649	16,043	15,957
2	etan	0,1095	30,070	0,0329
3	propan	0,0171	44,097	0,0075
4	iso-butan	0,0056	58,124	0,0033
5	n-butan	0,0024	58,124	0,0014
6	iso-pentan	0,0029	72,151	0,0021
7	n-pentan	0,0037	72,151	0,0027
8	n-hexan	0,0142	86,178	0,0122
9	n-heptan	0,0130	100,205	0,0130
10	n-octan	0,0015	114,231	0,0017
11	azot	0,2370	28,013	0,0664
12	oxigen	0,0058	31,999	0,0019
13	bioxid de carbon	0,1476	44,010	0,0650
	TOTAL	100,0000	$M_{am} =$	16,1672
Căldura specifică masică a amestecului $c_{p,am} = \frac{c_{p,am}}{M_{am}} = \frac{37,400}{16,1672} = 2,313 \text{ kJ/kg K}$				

Se cunoaște spațiul mort al compresorului LC = 15,8 % (HE) și 16,24 % (CE) (pentru calculul randamentului s-a considerat valoarea medie de 16 %). Pentru a putea determina debitul la intrarea în trepte se folosesc relațiile, (la treapta întâi cu indicele 1, la treapta a doua cu indicele 2):

$$Q_{s1} = Q_{std} \frac{p_{std}}{p_1} \frac{T_1}{T_{std}} \frac{Z_1}{Z_{std}}, (3.38,a) \quad Q_{s2} = Q_{std} \frac{p_{std}}{p_2} \frac{T_2}{T_{std}} \frac{Z_2}{Z_{std}} (3.38,b)$$

Coeficientul de compresibilitate Z se calculează la o temperatură și presiune medie pe treaptă, conform calculelor din tab. 3.4. Acestea variază în timpul operării, dar variațiile nu sunt foarte mari pentru precizia de determinare a acestui parametru. Observația este valabilă și pentru determinarea exponentului adiabatic și a căldurii specifice masice. Pentru determinarea randamentului sistemului cu schimb de căldură este necesară cunoașterea căldurii specifice masice calculată în tab. 3.5 (exemplificare). În continuare sunt analizate pe rând compresoarele din această stație.

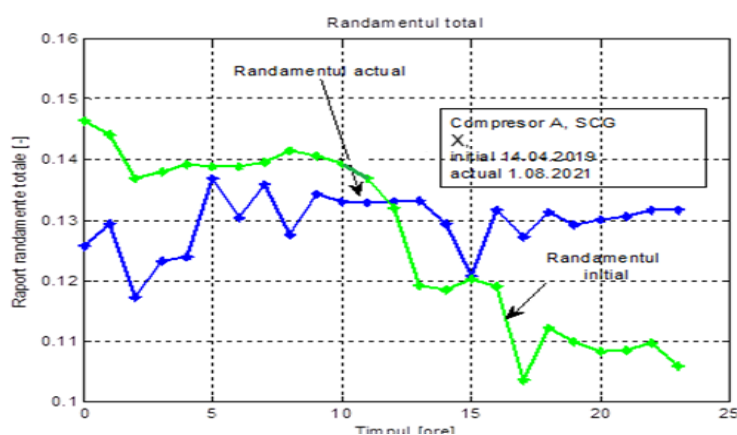


Fig. 3.4. Randamentul total la compresorul A SCG X. (nu s-a considerat utilizarea gazelor arse la bilanțul energetic al compresorului).

Randamentul total al compresorului A, a fost reprezentat pe durata a 24 de ore în una din zilele de probe de la punerea în funcțiune (14.09.2019) și într-o dată apropiată de momentul determinărilor experimentale (referitoare la vibrații și termografieri 1.08.2021) fig. 3.4; randamentul actual este relativ constant de-a lungul funcționării pe o zi de lucru.

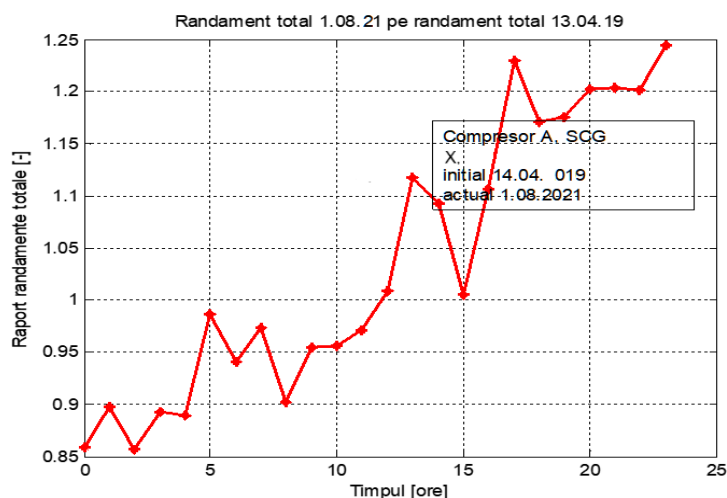


Fig. 3.5. Raportul randamentelor totale la compresorul A, SCG X. (nu s-a considerat utilizarea gazelor arse la bilanțul energetic al compresorului).

În fig. 3.5 este reprezentat raportul acestor randamente; există variații destul de mari pe durata unei zile dar valorile medii sunt comparabile, compresorul funcționând la fel ca la data punerii în funcțiune.

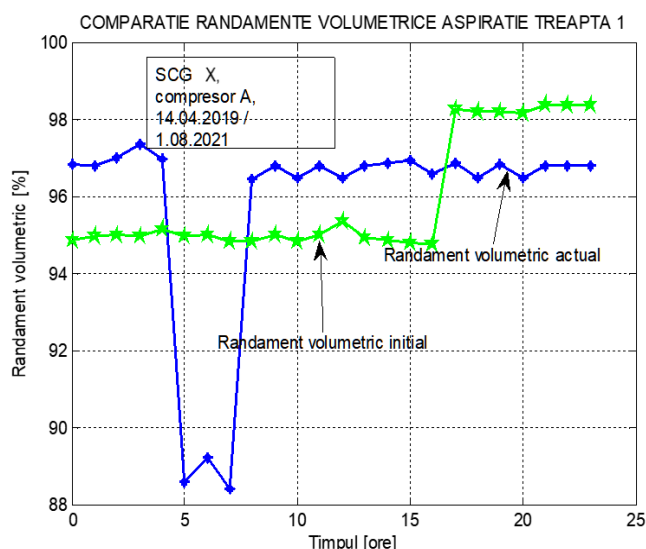


Fig. 3.6. Comparație randamente volumetrice la aspirație, treapta 1, la compresorul A, SCG X.

Randamentele volumetrice pe aspirație la treapta 1 a compresorului, fig. 3.6, au o variație de 3 % în timpul probelor și sunt mari cu valori cuprinse între 95 și 98 %. Acest aspect se datorează în special presiunii reduse de pe refulare. Randamentul volumetric actual este aproape constant, căderea la valorile de 87 % se explică prin modificarea presiunilor (intrare/ieșire) în stație pe durata a trei ore, după care acestea au revenit la valoarea inițială.

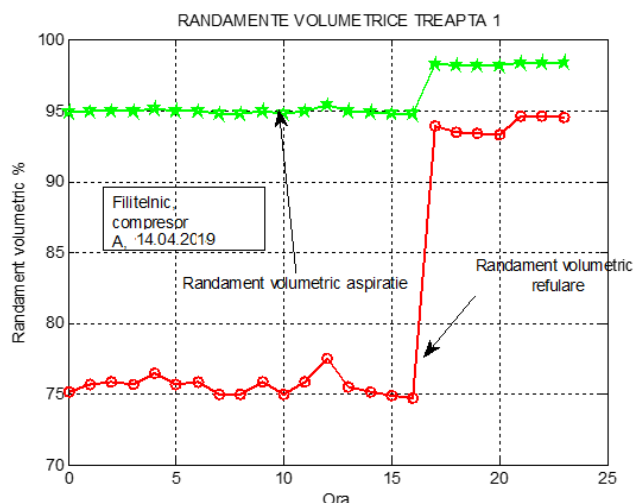


Fig. 3.7. Randamentele volumetrice inițiale pe treapta 1, compresorul A, SCG X, 14.04.2019. Randamentele inițiale pe aspirație și refulare la treapta 1 sunt prezentate în fig. 3.7.

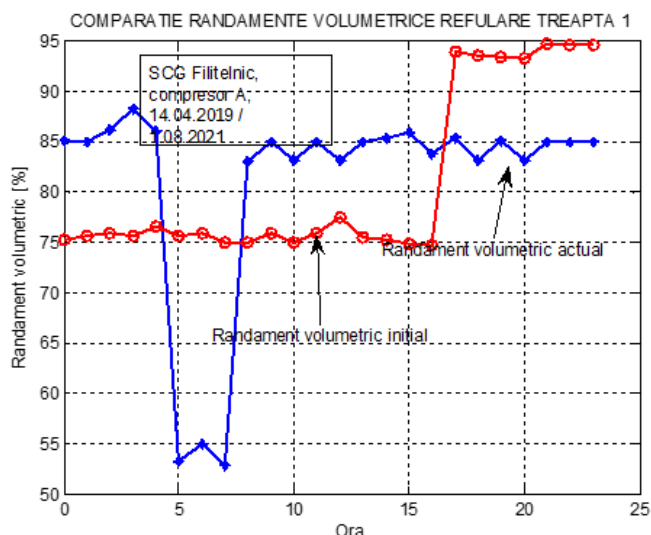


Fig. 3.8. Comparație randamente volumetrice refulare, treapta 1, la compresorul A, SCG X.

Randomentul volumetric actual pe refulare la treapta 1, fig. 3.8, este de 85 %, ceea ce reprezintă o valoare bună (justificată însă de raportul mic de comprimare valoarea medie actuală 1,14; inițial acest raport a fost de 1,15) cu excepția unei perioade de trei ore la care parametrii de intrare/ieșire în/din stație s-au modificat.

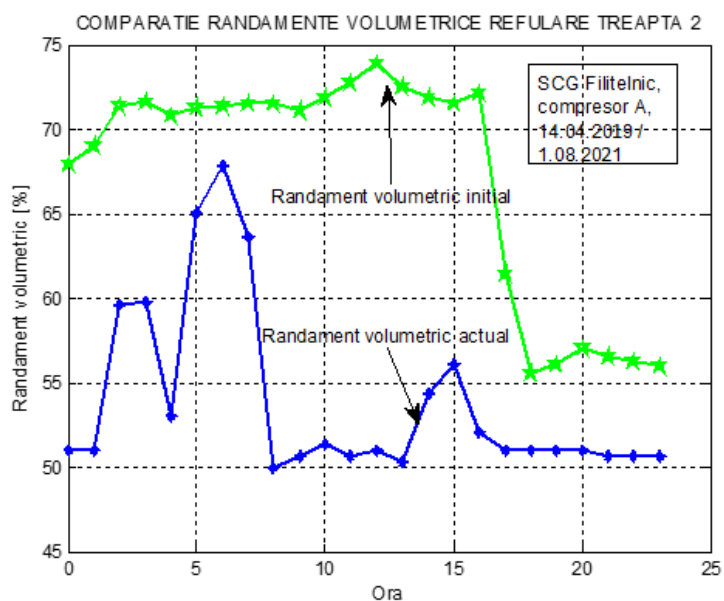


Fig. 3.11. Comparația randamentelor volumetrice la refulare, treapta 2, la compresorul A, SCG X.

La randamentele volumetrice la refulare pe treapta 2, fig. 3.11, se constată o reducere a randamentului volumetric (în prezent) cu 15-20 %, deoarece valorile raportului de comprimare au crescut în prezent de la 1,48 la 1,86. Aceasta exprimă și tendința de creștere continuă a încărcării tijei, mai ales prin reducerea presiunii de la intrarea în stație.

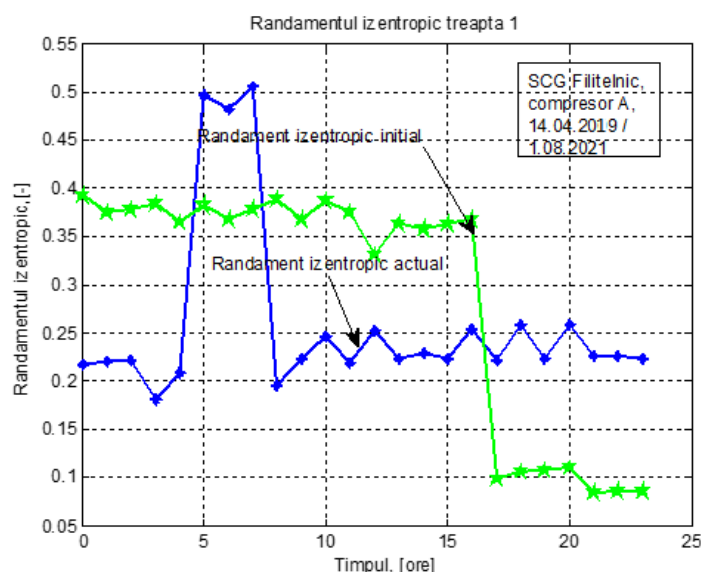


Fig. 3.12. Comparație între randamentele izentropice fără schimb de căldură treapta 1, la compresorul A, SCG X.

Randamentul izentropic are valori mici fig. 3.12, exprimând transformările ireversibile (pierderile) din treapta 1. Calculul termic realizat în Anexa 4 pe baza cărții tehnice a compresorului, a permis determinarea cantității de căldură (kJ/kg) care se pierde/elimină prin schimb de căldură.

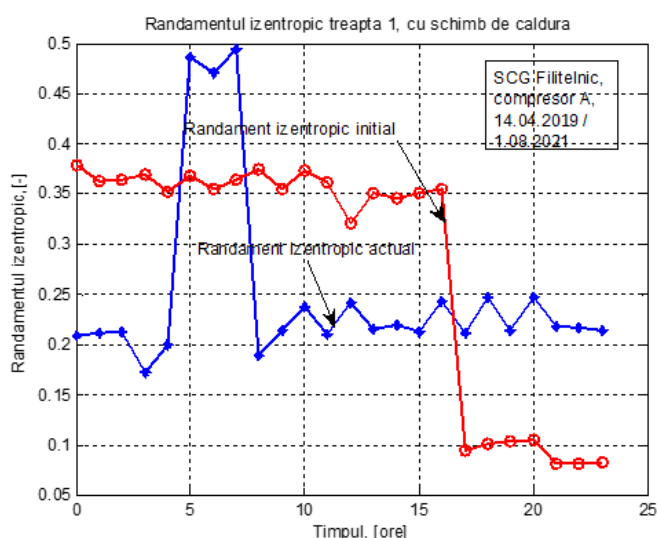


Fig. 3.13. Comparație între randamentele izentropice cu schimb de căldură treapta 1, la compresorul A, SCG X.

În acord cu această valoare se poate determina (teoretic) un randament izentropic cu schimb de căldură fig. 3.13.

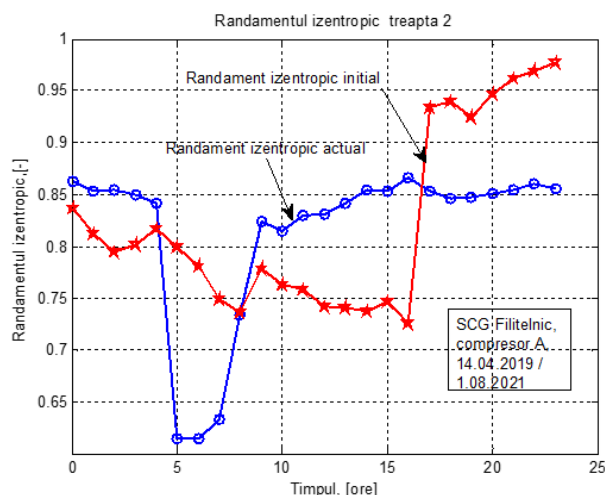


Fig. 3.16. Comparație randamente izentropice, treapta 2, compresor A, SCG X.

Pentru treapta a doua, comparația între randamentele izentropice arată o valoare bună a randamentului izentropic (inițial și actual) cu o valoare de aproximativ 80 %, fig. 3.16. Recomandările din literatura de specialitate pentru acest parametru indică un minim acceptabil de 60 % ceea ce justifică aprecierea anterioară. Proiectantul aplicației pentru SCG X a utilizat comprimarea în două trepte $1,14 \times 1,86 = 2,12$ realizabil într-o singură treaptă pentru: a asigura echilibrarea compresorului; ca protecție pentru o evoluție ulterioară negativă a parametrilor din stație; pentru a se putea adapta rapid la variația presiunilor intrare/ieșire din stație.

Valoarea medie a debitului real este $1.9314 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$ iar valoarea medie a debitului teoretic este $2.1977 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$. Diferențele sunt explicabile prin modul de calcul a valorii randamentului volumetric, care presupune cunoașterea spațiului mort, a presiunilor pe aspirație și refulare, a exponentului adiabatic dar și *alegerea coeficientul de pierderi L* din relația 2.29 (care depinde de raportul de comprimare și de puterea instalată și nu poate fi stabilit cu precizie).

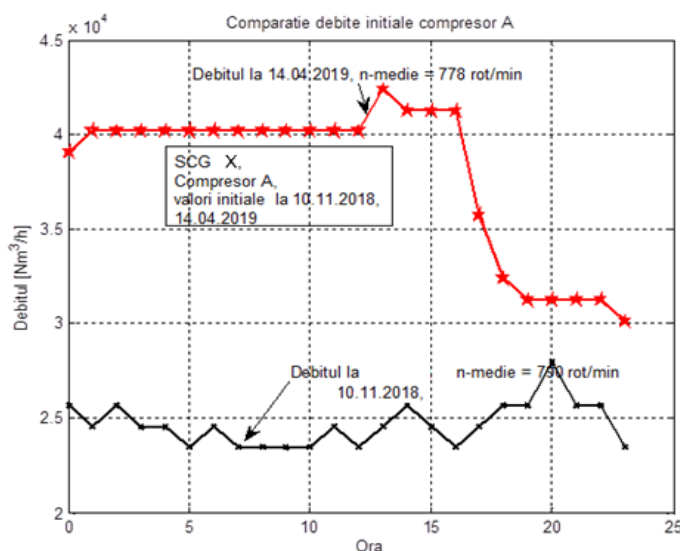


Fig. 3.23. Debitele efective inițiale.

Referitor la valorile inițiale ale debitului, fig. 3.23 acestea cunosc variații importante (aproximativ la) aceeași turație. Mai mult, comparând valoarea teoretică cu cea reală din

14.04.2019 valoarea reală este mai mare, ceea ce arată un randament volumetric mai bun decât cel anticipat.

3.1.3 Analiza referitoare la Stația de Comprimare Gaze Naturale SCG Y

Tabelul 3.6. Calculul exponentului adiabatic pentru amestecul de gaze conform [82], treapta 1

Compoziția gazelor SCG Y, Buletin de analiză cromatografică nr. 1054, elaborat de Laboratorul de Cercetări și Analize Fizico-Chimice SNGN ROMGAZ SA

Presiunea în punctul de prelevare 2,0 MPa

Temperatura în punctul de prelevare 31 °C

*C_{Mi} disponibil la 25°C și 50 °C calculat prin interpolare la 49 °C la treapta 1

Temperatura treapta 1 aspirație 18 °C

Temperatura treapta 1 refulare cilindru 1 - 78 °C; cilindru 3 -82 °C , temperatura medie refulare 80 °C

Temperatura de calcul exponent adiabatic - 49 °C

Nr.	Componentul	Fracția molară y _i	Căldura specifică molară a componentului C _{Mi} *	C _{Mi} · y _i /100
-	-	%	°C kJ/kmol	°C kJ/kmol
1	metan	94,1395	36,703	34,5520
2	etan	0,2199	55,600	0,1223
3	propan	0,0419	78,359	0,0328
4	iso-butan	0,0189	103,351	0,0195
5	n-butan	0,0074	105,010	0,0078
6	iso-pentan	0,0084	126,993	0,0107
7	n-pentan	0,0024	130,267	0,0031
8	n-hexan	0,0065	152,325	0,0099
9	n-heptan	0,0038	176,694	0,0067
10	n-octan	0,0018	220,441	0,0040
11	azot	3,8051	29,117	1,1079
12	oxigen	0,0156	29,476	0,0046
13	bioxid de carbon	1,7288	38,168	0,6598
	TOTAL	100,0000		36,5412

$$k_1 = \frac{C_{p,am}}{C_{v,am}} = \frac{36,5412}{36,5412 - 8,3145} = 1,2946$$

Tabelul 3.7. Calculul exponentului adiabatic pentru amestecul de gaze conform [82] treapta 2

Compoziția gazelor SCG Y, Buletin de analiză cromatografică nr. 1054, elaborat de Laboratorul de Cercetări și Analize Fizico-Chimice SNGN ROMGAZ SA

Presiunea în punctul de prelevare 2,0 MPa				
Temperatura în punctul de prelevare 31 °C				
*C _{Mi} disponibil la 50°C și 75 °C calculat prin interpolare la 60,9°C la treapta 2				
Temperatura treapta 2 aspirație 35°C				
Temperatura treapta 2 refulare cilindru 2–86,6°C; cilindru 4 -87°C , temperatura medie refulare 86,8°C				
Temperatura de calcul exponent adiabatic –60,9°C				
Nr.	Componentul	Fracția molară y _i	Căldura specifică molară a componentului C _{Mi} *	C _{Mi} · y _i /100
-	-	%	°C kJ/kmol	°C kJ/kmol
1	metan	94,1395	37,370	35,1799
2	etan	0,2199	57,250	0,1258
3	propan	0,0419	79,963	0,0335
4	iso-butan	0,0189	106,954	0,0202
5	n-butan	0,0074	107,611	0,0079
6	iso-pentan	0,0084	131,228	0,0110
7	n-pentan	0,0024	133,205	0,0031
8	n-hexan	0,0065	157,111	0,0102
9	n-heptan	0,0038	182,517	0,0069
10	n-octan	0,0018	229,700	0,0041
11	azot	3,8051	29,120	1,1214
12	oxigen	0,0156	29,539	0,0046
13	bioxid de carbon	1,7288	38,650	0,6681
	TOTAL	100,0000		36,5926
$k_2 = \frac{C_{p,am}}{C_{v,am}} = \frac{36,5926}{36,5926 - 8,3145} = 1,2940$				

Tabelul 3.8. Calculul coeficientului de compresibilitate pentru amestecul de gaze conform [114] , Buletin de analiză cromatografică nr. 1054, elaborat de Laboratorul de Cercetări și Analize Fizico-Chimice SNGN ROMGAZ SA

Compoziția gazelor SCG Y
Presiunea în punctul de prelevare 2,0 MPa
Temperatura în punctul de prelevare 31 °C
Temperatura treapta 1 aspirație 18 °C = 291,15 K
Presiunea treapta 1 pe aspirație 5,9 bara
Temperatura treapta 1 refulare 80 °C = 353,15 K
Presiunea treapta 1 pe refulare 10,5 bara
Temperatura standard 0 °C = 273,15 K
Presiunea standard 1,013 bara

Nr.	Componentul	Fracția molară y_i	Temperatura critică a componentului T_{cri}	Presiunea critică a componentului p_{cri}
-	-	%	K	bara
1	metan	94,1395	190,58	46,04
2	etan	0,2199	315,42	48,80
3	propan	0,0419	369,82	42,49
4	iso-butan	0,0189	408,14	36,48
5	n-butan	0,0074	425,18	37,97
6	iso-pentan	0,0084	460,43	33,81
7	n-pentan	0,0024	469,65	33,69
8	n-hexan	0,0065	507,43	30,12
9	n-heptan	0,0038	540,26	27,36
10	n-octan	0,0018	568,83	24,86
11	azot	3,8051	126,25	33,90
12	oxigen	0,0156	154,55	50,50
13	bioxid de carbon	1,7288	304,19	73,80
	TOTAL	100,0000	$T_{cr,am} = \sum y_i T_{cr,i} = 190,588$	$p_{cr,am} = \sum y_i p_{cr,i} = 46,0574$
aspirație	$T_r = \frac{T}{T_{cr,am}} = 1,527$	$p_r = \frac{p}{p_{cr,am}} = 0,128$	$Z_s = 0,990$	
refulare	1,853	0,228	$Z_d = 0,992$	
standard	1,433	0,021	$Z_{std} = 0,997$	

3.1.3.1 Compresor nr. 1. SCG Y

Se folosesc datele inițiale din 22.11.2019 și datele actuale din 25.07.2021

Randamentul total al compresorului 1 are valori bune, fiind duble comparativ cu compresoarele din stația SCG X, fig. 3.66,a. Valorile se apropie de limita maximă pe care o putem obține la acest sistem de comprimare 0,38. Acest aspect cumulat cu funcționarea a cel puțin două compresoare în SCG X (unde debitele totale de gaze sunt mai mari) accentuează funcționarea negativă a acestei stații comparativ cu SCG Y. Față de situația inițială (punere în funcțiune) randamentul total este mai mare în medie de 2,8 ori după cum se vede în fig. 3.66,b aspect datorat în special creșterii debitului de gaz vehiculat. Randamentul total exprimă partea din energia obținută din arderea combustibilului gazos folosită la comprimarea gazului. O mare parte din cantitatea de energie rămâne în gazele arse. O mică parte din energie se pierde (cu efect negativ) în zgomotul care însoțește funcționarea compresoarelor din stație. Comparând puterea măsurată la arborele motorului termic cu puterea necesară pentru comprimare (valoarea teoretică) se observă că aceste valori sunt foarte apropiate.

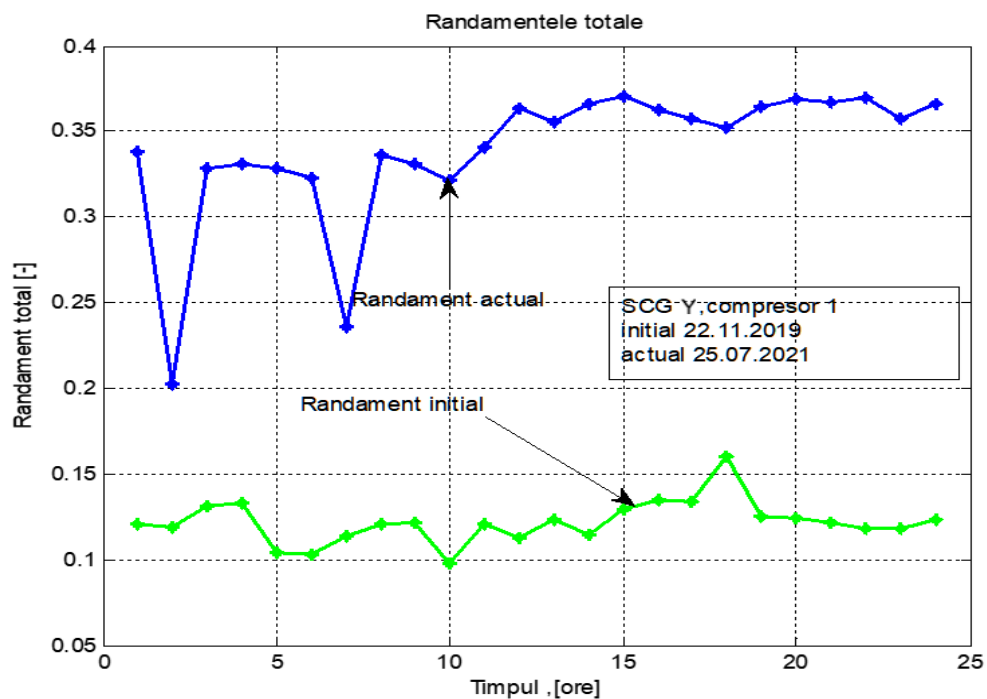


Fig. 3.66. a)Comparație între randamentele totale la compresorul nr. 1, SCG Y;

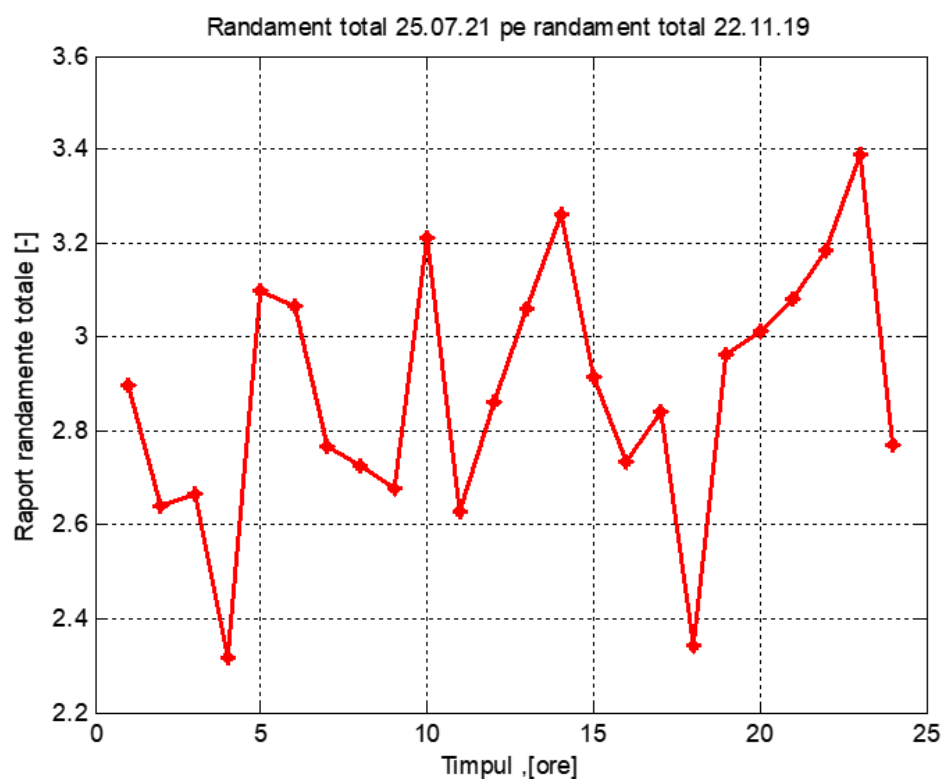


Fig. 3.66. b) raportul randamentelor totale la compresorul nr. 1, SCG Y.

Așa cum am spus și în paragraful precedent în care am estimat o valoare posibilă a randamentului total între 0,18-0,36 pentru 0,2 și 0,4 randamentul la motorul termic și la un randament al compresorului de 0,9; din fig. 3.67 se vede că această ultimă presupunere se verifică, puterea la intrarea în compresor fiind apropiat de puterea necesară pentru comprimare.

Randamentul volumetric pe refulare este mai mic decât valoarea inițială, în medie cu 12 %, , acest aspect datorându-se creșterii presiunii gazului la ieșirea din compresor de la 1,8 MPa la 2,2MPa. Valorile actuale fiind mai mici decât cele inițiale cu aproximativ 8 %. Se vede că aici spre deosebire de SCG X randamentele izentropice pe treapta 1 la acest compresor (și la compresorul nr. 2 după cum se arată în continuare) sunt mai bune, procesul de comprimare desfășurându-se normal.

Dacă se ține seama de schimbul de căldură valorile acestor randamente sunt ceva mai mici. Pe treapta a doua randamentul izentropic este foarte bun în medie 0,80 mult mai bun decât cel inițial (aproape dublu). Aceste abateri sunt atât în plus pe prima parte a intervalului cât și în minus pe partea a doua a intervalului de timp (24 de ore de funcționare), valorile medii fiind comparabile teoretic $2.2156 \times 10^4 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ real $2.2233 \times 10^4 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$. Comparând debitul inițial teoretic cu cel real apar diferențe foarte mari, aproape inexplicabile. Aceste abateri pot fi datorate condițiilor de intrare în stație sau reglajelor specifice făcute în această perioadă. În concluzie debitul actual este mult mai bun decât cel inițial, fig. 3.78 și are valori apropiate de valorile indicate de relațiile analitice.

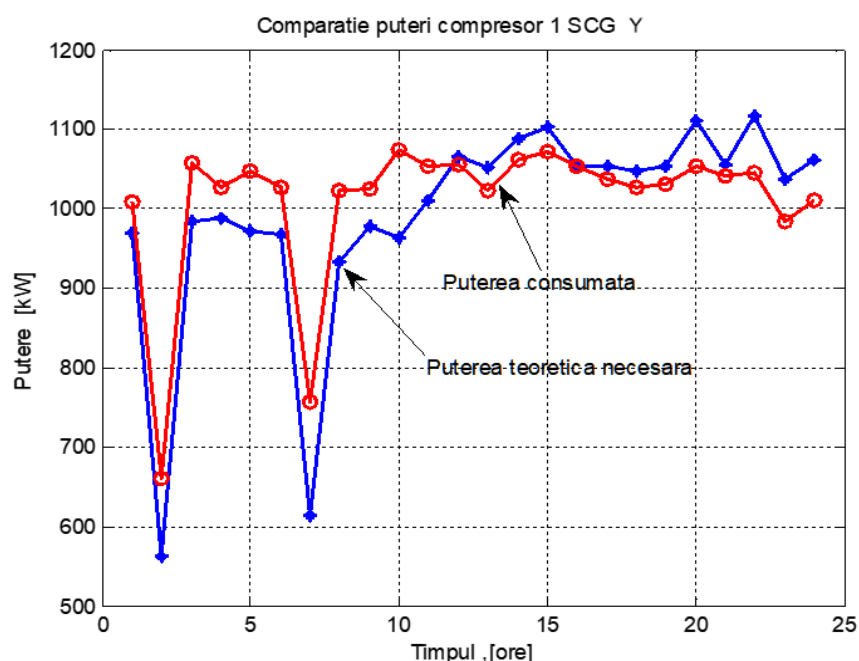


Fig. 3.67. Comparație între puterea la arborele motorului termic și puterea teoretică necesară pentru comprimarea gazului.

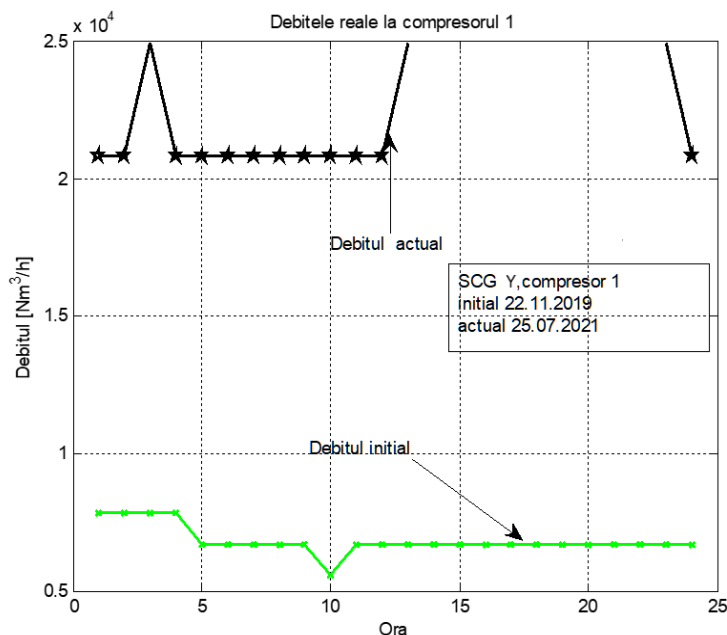


Fig. 3.78. Comparație între debitele reale la 22.11.2019 și 25.07.2021 compresorul C1, SCG Y.

3.1.3.2 Compresorul nr. 2 SCG Y

Randamentul total al compresorului 2 are valori bune, peste limita minimă posibilă. Față de situația inițială (punere în funcțiune) randamentul total este mai mare (de cel puțin patru ori) după cum se vede în fig. 3.80 aspect datorat în special creșterii debitului de gaz vehiculat. Randamentele volumetrice la aspirație în treapta întâi a compresorului nr.2, sunt bune peste 0,91 fiind comparabile cu valorile inițiale (în medie 0,90). Randamentele volumetrice pe refulare la treapta întâi sunt mai mici (comparativ cu cele de pe aspirație), datorită presiunii de refulare în medie 1,07MPa, cu un raport de comprimare de 2,0. Valorile actuale sunt ușor mai mari decât cele inițiale cu 3 %, fig. 3.82. Randamentele volumetrice de aspirație pe treapta a doua sunt de asemenea bune, valorile actuale fiind inferioare celor inițiale cu 1,5 %.

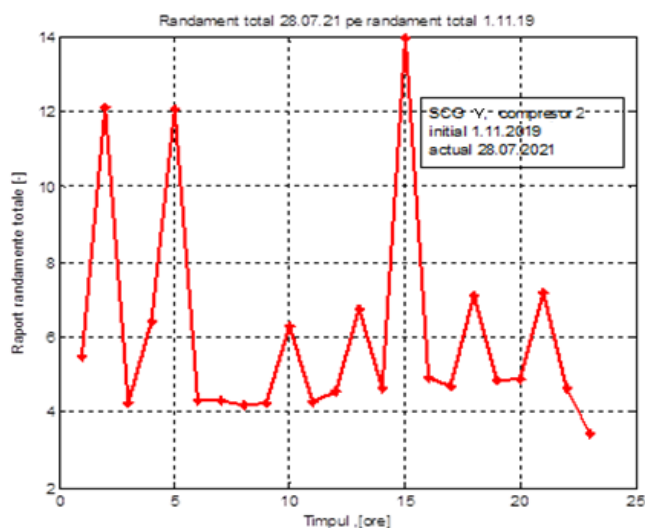


Fig. 3. 80. Raportul randamentelor totale la compresorul nr. 2, SCG Y.

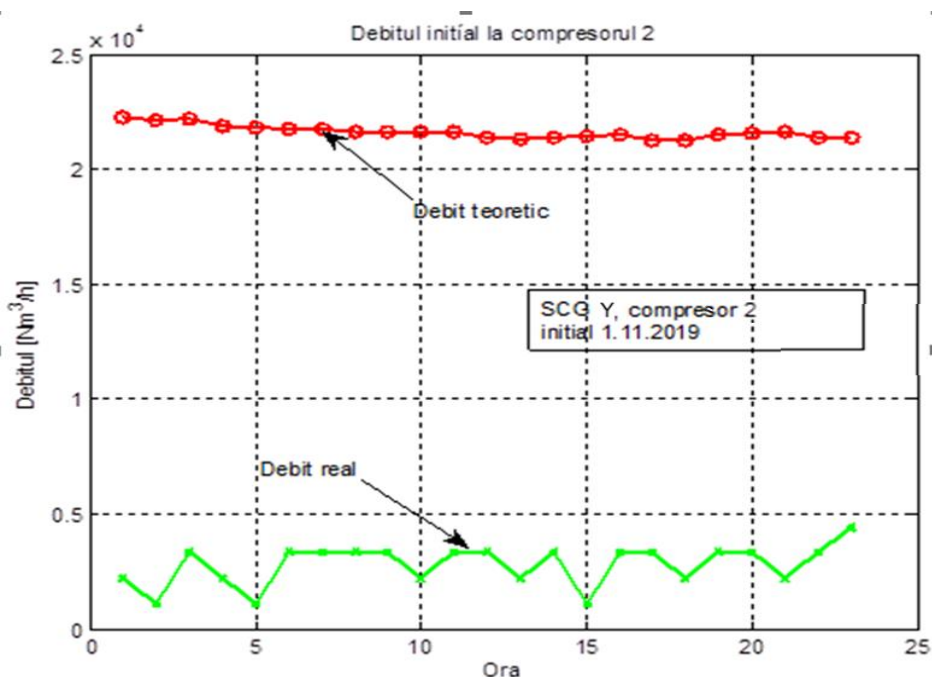


Fig. 3.90. Comparație între debitul teoretic și debitul real la 1.11.2019, compresorul C1, SCG Y.

Randamentul volumetric pe refulare pe treapta a doua este mai mic decât valoarea inițială, în medie cu 4 %. Randamentele izentropice la treapta întâi sunt bune, valorile actuale (în medie 0,65) fiind mai mici decât cele inițiale (în medie 0,85) cu aproximativ 20 %. Dacă se ține seama de schimbul de căldură, valorile acestor randamente sunt ceva mai mici. Pe treapta a doua randamentul izentropic este foarte bun în medie 0,80 mult mai bun decât cel inițial (dublu). Comparând valoarea reală a debitului cu cea determinată teoretic se constată abateri mici, (debitul real fiind mai mic), ceea ce implică valori puțin mai mici ale randamentului volumetric real față de valorile analitice. Comparând debitul inițial teoretic cu cel real apar diferențe foarte mari, aproape inexplicabile, fig. 3.90. Aceste abateri pot fi datorate condițiilor de intrare în stație sau reglajelor specifice făcute în această perioadă. În concluzie debitul actual este mult mai bun decât cel inițial, fig. 3.91 ($20\,000\text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ față de $3\,500\text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$) și are valori apropiate de valorile indicate de relațiile analitice.

3.2 TESTELE TERMOGRAFICE

3.2.1 Modul de efectuare

Ținând seama de aspectele prezentate în cap. 4 și cap. 5, s-a efectuat o inspecție termografică cu o cameră de tip FLIR Systems I40 fig.3.92 produsă de firma **FLIR Systems Inc.**



Fig. 3.92. Camera termografică model, FLIR Systems I40.

Au fost urmărite următoarele elemente specifice sistemului de comprimare:

- amortizorul de pulsații de pe aspirație
- amortizorul de pulsații de pe refulare
- cilindrii compresorului
- zona de etanșare a tijei pistonului
- zona de ghidare a capului de cruce
- conductele de legătură
- instalațiile (skid-urile) de răcire: gaze, ulei , fluid de răcire.

Analiza termografică efectuată se bazează pe observarea distribuțiilor neuniforme de temperatură , a temperaturilor excesive și interpretarea acestora. În lucrare sunt introduse înregistrări făcute la următoarele compresoare: compresorul B (SCG X); compresorul C (SCG X); compresorul D (SCG X); compresorul GKNA 7 (SCG X); compresorul GKNA 8 (SCG X); compresorul B (SCG Y). O parte dintre înregistrări este dată în Anexa 5, fig. A5.1-A5.5. Obiectivele analizei termografice au fost:

- Depistarea neetanșeităților (la îmbinări, etanșarea tijei);
- Funcționarea sistemului de răcire al cămășii compresorului;
- Verificarea unor uzuri excesive, jocuri, lipsă de aliniere la mecanismele compresorului, care generează anomalii termice;
- Verificarea sistemului de răcire a uleiului, a fluidului de răcire, a gazelor la ieșirea din treptele de comprimare;

Furnizarea de date pentru efectuarea calculelor referitoare la determinarea randamentului izentropic al compresorului în condițiile pierderilor de căldură pe conductele intermediare, amortizoarele de pulsații, cilindrilor compresori.

Din analiza a imaginilor obținute se pot desprinde următoarele concluzii:

Distribuția de temperaturi de-a lungul amortizorului de refulare este apropiată de temperatura de refulare a treptei a doua; gradientul de temperaturi este descrescător de la conductele intermediare, pe măsura creșterii secțiunii de curgere și a intensificării schimbului de căldură cu exteriorul (compresor 1 SCG Y);

Nu avem zone cu diferențe semnificative de temperatură, circulația gazului fiind corectă (compresor 1 SCG Y);

Temperatura la amortizorul de aspirație în treapta a doua este de asemenea uniformă, arătând o scădere importantă datorată funcționării corecte a schimbătorului de căldură intermediar (compresor 1 SCG Y);

Sistemul de răcire al cămășilor compresoarelor funcționează adecvat prezentând o distribuție uniformă de temperatură în jurul cilindrului (compresor 1 SCG Y);

Creșterea de temperatură în jurul cilindrului în circuitul apei de răcire este în limitele 3- 11 ° C , conform indicațiilor din [14]- compresor 1 SCG Y;

Temperatura apei de răcire este cu peste 6 ° C față de temperatura gazului aspirat - compresor 1 SCG Y;

Nu sunt creșteri excesive de temperatură în ghidajul capului de cruce și la etanșarea tijei pistonului evidențiind o ungere corectă și o aliniere corectă (compresor 1 SCG Y);

Temperaturile înregistrate permit calculul precis al randamentului izentropic al compresorului;

Gazele arse au o energie ridicată, folosită parțial la sistemul de încălzire al stației, (compresor 1 SCG Y) ceea ce contribuie la creșterea randamentului total al sistemului de comprimare.

Distribuția de temperaturi de-a lungul amortizorului de refulare este apropiată de temperatura de refulare a treptei a doua pentru compresoarele din stația SCG X (compresor B , SCG X);

Sistemul de răcire al cămășilor compresoarelor funcționează adecvat prezentând o distribuție uniformă de temperatură în jurul cilindrului (compresor B , SCG X);

Se observă temperatura mică la amortizorul de refulare treapta 1 (compresor B , SCG X) datorată raportului de comprimare redus;

Temperaturile la sistemul de răcire la treapta 1 sunt mai mici (compresor B , SCG X), funcționarea fiind corectă;

Distribuția de temperaturi de-a lungul amortizorului de refulare (compresor B , SCG X) este apropiată de temperatura de refulare a treptei 1; temperatura este uniformă și pe amortizorul de aspirație (compresor B , SCG X) arătând o alimentare corectă a cilindrilor de comprimare;

Circulația gazelor pe conducte este corectă, (compresor B , SCG X);

Avem o mare parte din energie în gazele arse (compresor B , SCG X) v. și observațiile referitoare la randamentul total fig. 3.66 și 3.67.

În cazul analizei termografice a compresoarelor GKNA 7 se observă că avem condiții de aspirație comparative cu cele de la compresoarele Cameron (compresor GKNA 7);

Condițiile de refulare sunt comparative cu cele de la compresoarele Cameron (compresor GKNA 7) față de fig. A5.2, a numai că aici întreg procesul se desfășoară într-o singură treaptă;

Distribuția de temperaturi este ușor neuniformă pe cilindrii, fiind temperaturi ceva mai mari în partea inferioară, datorate probabil unei circulații neadecvate în cămașa de răcire (compresor GKNA 7);

Observațiile făcute la compresorul GKNA 7 fig. A5.5 se mențin la compresorul GKNA 8 fig. A5.6;

Temperatura gazelor arse la evacuarea din motorul termic ,la compresoarele GKNA, este comparabilă cu temperatura gazelor arse, la compresoarele Cameron fig. A5.6 (compresor GKNA 8), g față de fig. A5.4.n și A5.3, l dar sunt situații în care această temperatură este mult mai mare la compresoarele Cameron A5.1, n, o;

Se recomandă o analiză a întregului sistem de răcire și o analiză termică a sistemului de ungere.

3.3 STUDIUL EXPERIMENTAL AL VIBRAȚIILOR

Pentru determinarea vibrațiilor s-a folosit aparatul Vibrotest 60 al firmei Bruel @ Kajer și traductorul de vibrații (accelerometru) de tip AS 065 al aceleiași firme, fig. 3.93. Înregistrările sunt făcute în condițiile monitorizării continue a turației cu ajutorul traductorului de turație cu spot de lumină, reprezentat în fig. 3.94 [24].



Fig. 3.93. Echipament de detecție, model Vibrotest 60 echipat cu traductor de accelerație model AS 065.



Fig. 3.94. Montarea traductorului de turație: a) la compresorul tip Cameron; b) la compresorul tip GKNA

Traductoarele au fost plasate la fiecare cilindru compresor, lângă capac și în apropierea capului de cruce. În fiecare punct de măsură vibrațiile au fost determinate pe direcțiile: verticală, orizontală și axială fig. 3.95. Pentru fiecare compresor (tip Cameron) sunt patru cilindri conform schemei din fig. 3.96, unde s-a reprezentat SCG Y (stația SCG X are o structură similară). În SCG X mai funcționează compresoare de tip GKNA (3 compresoare) cu cinci cilindri. Toate compresoarele au motoare termice. Aprecierea rezultatelor s-a făcut după criteriile expuse în cap. 5 paragraful 2.2.

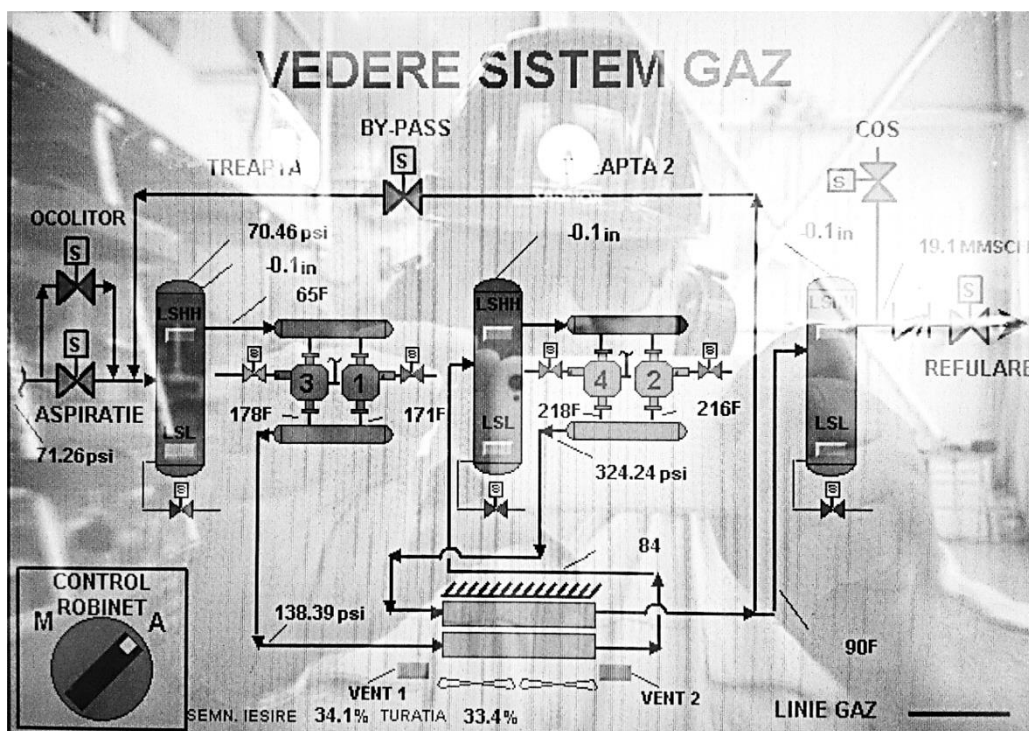


Fig. 3.96. Schema unui compresor Coopers Cameron din stația SCG Y

Tabelul 3.10. Măsurarea vibrațiilor la compresorul nr. 1, Stația de Comprimare Gaze SCG Y

Data: 25.07.2021

Caracterizare: în sarcină 100 %, la turația medie de 835 rot/min

Cilindrul 1

Capac -1

Vertical		Orizontal		Axial	
Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit
mm/s	rot/min	mm/s	rot/min	mm/s	rot/min
0,708	837	1,011	831	1,110	841
C1	admis	C1	admis	C1	admis
C2	Foarte bună	C2	Operare bună	C2	Operare bună
C3	Bună	C3	Bună	C3	bună
C4	Operare bună	C4	Operare bună	C4	Operare bună

Cap de cruce -2

Vertical		Orizontal		Axial	
Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit
mm/s	rot/min	mm/s	rot/min	mm/s	rot/min

**“CONTRIBUȚII PRIVIND ÎMBUNĂȚIREA PROCESELOR DE EXPLOTARE A ZĂCĂMINTELOR DE ÎNMAGAZINARE
SUBTERANĂ A GAZELOR NATURALE”**

1,779	831	2,116	823	2,293	821
C1	admis	C1	admis	C1	admis
C2	Fără probleme	C2	Fără probleme	C2	Fără probleme
C3	Acceptabilă	C3	Acceptabilă	C3	Acceptabilă
C4	Operare bună	C4	Operare bună	C4	Operare bună

Cilindrul 3

Capac -1

Vertical		Orizontal		Axial	
Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit
mm/s	rot/min	mm/s	rot/min	mm/s	rot/min
0,861	840	1,114	840	1,431	836
C1	admis	C1	admis	C1	admis
C2	Foarte bună	C2	Bună	C2	Bună
C3	Bună	C3	Bună	C3	Acceptabilă
C4	Operare bună	C4	Operare bună	C4	Operare bună

Cap de cruce -2

Vertical		Orizontal		Axial	
Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit
mm/s	rot/min	mm/s	rot/min	mm/s	rot/min
2,533	822	2,549	831	2,822	825
C1	admis	C1	admis	C1	admis
C2	Fără probleme	C2	Fără probleme	C2	Fără probleme
C3	Tolerabilă	C3	Tolerabilă	C3	Tolerabilă
C4	Operare bună	C4	Operare bună	C4	între operare bună și limita de alertare

Cilindrul 2

Capac -1

Vertical		Orizontal		Axial	
Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit
mm/s	rot/min	mm/s	rot/min	mm/s	rot/min
1,045	826	1,383	835	1,503	826
C1	admis	C1	admis	C1	admis
C2	Bună	C2	Bună	C2	Bună
C3	Acceptabilă	C3	Acceptabilă	C3	Acceptabilă
C4	Operare bună	C4	Operare bună	C4	Operare bună

Cap de cruce -2

Vertical		Orizontal		Axial	
Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit
mm/s	rot/min	mm/s	rot/min	mm/s	rot/min
3,191	830	3,893	833	3,819	830
C1	admis	C1	admis	C1	admis
C2	Fără probleme	C2	Fără probleme	C2	Fără probleme
C3	Tolerabilă	C3	Tolerabilă	C3	Tolerabilă
C4	între operare bună și limita de alertare	C4	între operare bună și limita de alertare	C4	între operare bună și limita de alertare
Cilindrul 4					
Capac -1					
Vertical		Orizontal		Axial	
Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit
mm/s	rot/min	mm/s	rot/min	mm/s	rot/min
1,340	840	1,452	839	1,584	831
C1	admis	C1	admis	C1	admis
C2	Bună	C2	Bună	C2	Bună
C3	Acceptabilă	C3	Acceptabilă	C3	Acceptabilă
C4	Operare bună	C4	Operare bună	C4	Operare bună
Cap de cruce -2					
Vertical		Orizontal		Axial	
Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit	Viteza de vibrație	Turația arborelui cotit
mm/s	rot/min	mm/s	rot/min	mm/s	rot/min
4,902	835	5,044	826	4,486	820
C1	De urmărit	C1	De urmărit	C1	De urmărit
C2	Ușor neregulat	C2	Ușor neregulat	C2	Ușor neregulat
C3	Tolerabilă	C3	Tolerabilă	C3	Tolerabilă
C4	între operare bună și limita de alertare	C4	între operare bună și limita de alertare	C4	între operare bună și limita de alertare
C1-C4 criteriile prezentate în paragraful 2.2.					

3.3.1 Observații referitoare la măsurarea vibrațiilor în SCG Y

Referirile se fac la tab. 3.10-3.12

1. Criteriul 1 nu oferă rezultate foarte precise în zona de turații obținute (între 600 și 1800 rot/min) fiind neselectiv (oferă o două limite de apreciere una acceptabilă și alta critică).
2. Criteriul 2 este cel mai nuanțat permițând o evaluare pe diferite grade a vibrațiilor.
3. Criteriul 3 este cel mai sever.
4. Criteriul 4 nu este selectiv oferind doar limite generale de apreciere.
5. Nu apar cazuri în care vibrațiile sunt critice, deci nu avem probleme serioase referitoare la funcționarea mașinilor.
6. Majoritatea aprecierilor relevă o funcționare bună și foarte bună.
7. Sunt probleme în zona capului de cruce de la cilindru 4 pe toate cele trei direcții - compresorul 1, care ar trebui supravegheate în continuare.
8. Din motive tehnologice compresorul 2 a fost încărcat numai la 40 % din capacitate în timpul efectuării testelor.

3.3.2. Observații referitoare la măsurarea vibrațiilor la compresoarele de tip Cameron din stația de comprimare SCG X

Referirile se fac la tab. 3.13-3.16.

1. Observațiile 1-6 referitoare la măsurarea vibrațiilor făcute în SCG Y rămân valabile și pentru compresoarele Cameron (A;B;C;D) la care s-au făcut determinări.
2. S-au constatat următoarele situații care trebuie urmărite / detectată cauza / eliminat defectul:
 - Compresorul A, cilindru 2, în zona capului, vibrațiile sunt extreme pe direcțiile verticală și orizontală; de asemenea pe direcția axială viteza de vibrație este excesivă; se recomandă o spectogramă pentru depistarea cauzelor defectelor.
 - Compresorul A, cilindru 4, în zona capului vitezele de vibrație sunt excesive pe toate direcțiile; se recomandă o spectogramă pentru depistarea cauzelor defectelor.
 - Compresorul B, cilindru 1 în zona capului, vitezele de vibrație se apropie de limitele de alertare; se impune urmărirea evoluției vibrațiilor în timp.
 - Compresorul B, cilindru 3 în zona capului vibrațiile sunt extreme pe direcțiile verticală și orizontală; se recomandă o spectogramă pentru depistarea cauzelor defectelor.
 - Compresorul D, cilindru 3, în zona capului, vibrațiile sunt extreme/excesive pe direcțiile verticală și orizontală; se recomandă o spectogramă pentru depistarea cauzelor defectelor.
 - Compresorul D, cilindru 2, în zona capului și a capului de cruce se impune urmărirea evoluției vibrațiilor în timp, acestea fiind ușor neuniforme.

3.3.3 Observații referitoare la măsurarea vibrațiilor la compresoarele de tip GKNA SCG X

Referirile se fac la tab. 3.15-3.18.

1. Observațiile 1-6 referitoare la măsurarea vibrațiilor făcute în SCG Y rămân valabile și pentru compresoarele GKNA7 și GKNA 8 la care s-au făcut determinări.
2. Nu s-a măsurat compresorul GKNA6 și deoarece nu lucra.

3. Sunt probleme la: Compresorul GKNA 8, cilindrul 2, în zona capului de cruce se impune urmărirea evoluției vibrațiilor în timp acestea fiind ușor neuniforme.

4. ANALIZA ECONOMICĂ A STAȚIILOR DE COMPRIMARE

Stațiile de comprimare SCG X și SCG Y aparțin Sucursalei de Producție Gaze Naturale Mediaș, din cadrul S.N.G.N. ROMGAZ S.A.

Turațiile reduse de lucru (300 rot/ min față de 850 rot/min la compresoarele Cameron) determină un nivel redus al vibrațiilor chiar dacă compresoarele sunt vechi. Volantul de mari dimensiuni ajută la uniformizarea mișcării.

4.1 ANALIZA ECONOMICĂ A STAȚIEI DE COMPRIMARE SCG X

Stația de Comprimare SCG X are rolul de stație de comprimare de câmp, vehiculând gazele comprimate extrase de pe zăcămintele SCG X și L.A., prin cele 307 se sonde active, cu debitele medii de 2500 mii m³/zi și presiuni medii de refulare de 17 bar, către Stația de Comprimare T.

Stația de Comprimare SCG X este formată din două părți și anume: **stația de comprimare veche** compusă din 3 compresoare de proveniență rusească de tip 10 GKNA montate în anul 1986 și **stația de comprimare nouă** formată din 4 compresoare de proveniență americană de tip Coopers Cameron, montate în septembrie 2018.

Analiza economică determină perioada de amortizare a investiției de 31211033 USD, pe baza diferenței de producție realizată de compresoarele volumice cu piston de tip Coopers Cameron, comparativ cu compresoarelor vechi 10 GKNA. Pentru aceasta s-a efectuat calculul fluxului de numerar. Analiza a cuprins perioada 2019 - 2026, fiind efectuată pe baza datelor comunicate de S.N.G.N. ROMGAZ S.A – Sucursala Mediaș.

În perioada analizată producția de gaze estimată a atins maximum în anul 2020 , cu o producție de 90900 mii mc (mii m³), după care pe baza prevederilor de producție prevăzute în studiile de zăcământ și a declinului de producție al sondelor, s-au estimat scăderile anuale, până la o producție de 85580 mii mc în anul 2026.

Fluxul de numerar are valori normale în perioada analizată, cu o valoare negativă în anul de bază 2019 și înregistrând valori pozitive începând cu 2020. Pe baza fluxul de numerar s-a calculat **Valoarea Actuală** a Stației de Comprimare SCG X (Present Value) reprezentând sumele de bani necesari a fi investiți anual pentru a aduce beneficii (profituri) viitoare. La o **rata de actualizare** uzuală (Ra), constantă de 10 % pe întreaga perioadă estimată/analizată, indicatorul PV înregistrează valori pozitive, în condițiile creșterii profitului și a unui fluxul de numerar pozitiv, fig. 4.1.

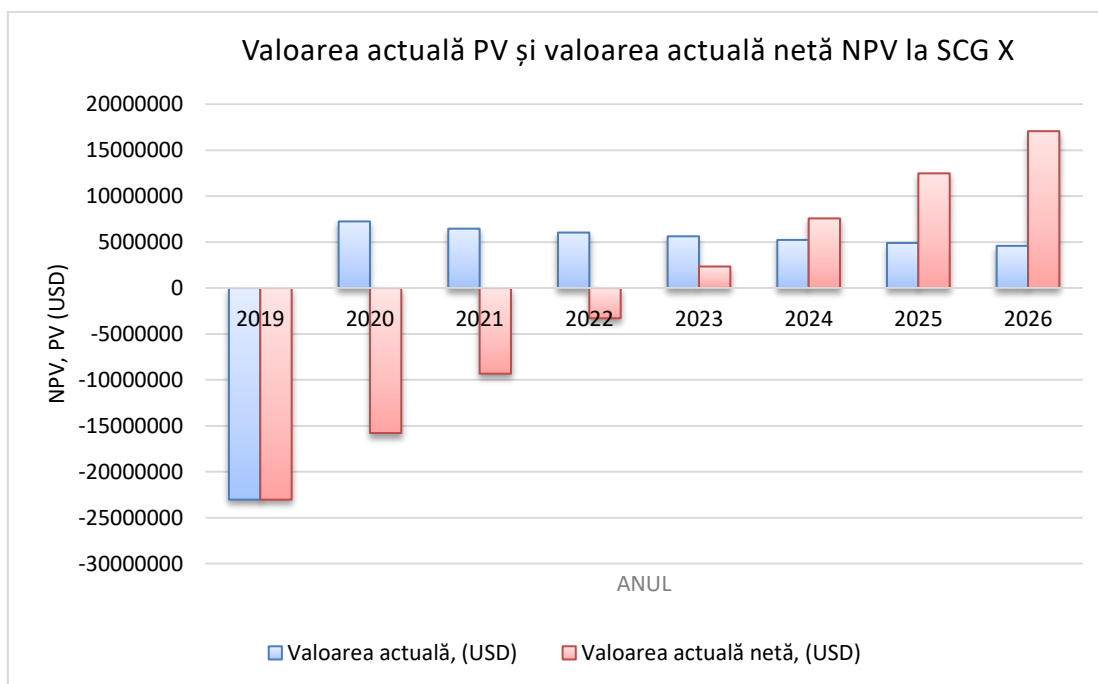


Fig. 4.1. Valoare actuală și valoarea actuală netă la stația de comprimare SCG X, intervalul 2019-2026.

Indicatorul Valoare Actuală Netă (NPV – Net Present Value) înregistrează valori negative în primii 4 ani ai proiectului, iar din anul 2023 trendul va fi pozitiv și crescător, ceea ce înseamnă că investiția se amortizează în anul 2023, datorită plusului de producție al gazelor realizate de compresoarelor noi de tip Coopers Cameron și a instalațiilor anexe. Se apreciază că indicatorul NPV reprezintă beneficiile realizate pe durata exploatării Stației de Comprimare SCG X fiind în concordanță cu investiția inițială, cu veniturile și cheltuielile efectuate pe durata exploatării, precum și cu actualizarea la momentul începerii exploatării Stației de Comprimare.

Cheltuielile totale au crescut în fiecare an analizat, îndeosebi datorită cotei de dezvoltare. Cota de dezvoltare anticipată va înregistra creșteri anuale de la 4165000 USD în 2019 la 5062057 USD în 2026, ponderea acestora în total cheltuieli fiind între 51,29 % în anul 2019 și 53,74 % în anul 2026. Amortizarea are o valoare constantă în perioada analizată (782536,94 USD) , dar ponderea ei va scădea de la 9,63 % (2019) la 8,24 % (2026). Cheltuielile de operare au avut/vor avea o creștere liniară , ponderea lor în total cheltuieli fiind de aproximativ 39 %.

Se presupune că numărul sondelor rămâne constant în toată perioada analizată (307 sonde), la fel ca și numărul de personal angajat (153 salariați). Pe baza datelor furnizate s-au calculat următorii indicatori economico – financiari:

- Productivitatea medie anuală
- Venituri /salarat/an
- Cheltuieli /salarat/an
- Profit /salarat/an
- Cheltuieli medii/mii mc

Valoarea acestor indicatori în perioada 2019 – 2026 este prezentată în Anexa 1.

Productivitatea medie anuală, calculată ca raport între producția de gaze și numărul de salariați are valori cuprinse între un minim de 555,56 (2019) și un maxim de 594,12 (2026).

Veniturile pe salariat au fost calculate ca raport între veniturile anuale estimate de societate și numărul de salariați. **Se constată o tendință de creștere anuală a veniturilor** de la 77777,78 USD /salariat în 2019 la 94529,54 USD /salariat.

Ținând cont de faptul că numărul de salariați este constant în toți anii, veniturile/salariat sunt influențate exclusiv de valoarea veniturilor anuale.

Cheltuielile pe salariat au fost calculate după aceeași metodologie ca și veniturile/salariat, fiind cuprinse în intervalul 53083,96 USD /salariat (în 2019) – 62135,69 USD/salariat (în 2026).

Pe baza veniturilor și cheltuielilor pe salariat a fost calculat **profitul /salariat/USD în toți anii supuși analizei, acesta având un trend crescător.**

Cheltuielile medii /mii mc au o tendință crescătoare, fiind direct proporționale cu cheltuielile totale și cu volumul producției de gaze.

4.2 ANALIZA ECONOMICA A STAȚIEI DE COMPRIMARE SCG Y

Stația de Comprimare SCG Y are rolul de a comprima și vehicula gazele extrase de pe zăcămintele SCG Y și altele din zonă, prin cele 148 se sonde active, de la presiunea minimă de aspirație de 3,4 bar în septembrie 2020 la presiunea maximă de refulare de 22 bar, către panoul comercial de măsurare SCG Y, ce reprezintă interfața dintre ROMGAZ și TRANSGAZ. Stația de Comprimare SCG Y este formată din două compresoare volumice cu piston în două trepte de comprimare, de proveniență americană de tip Coopers Cameron, achiziționate și montate în anul 2019 luna noiembrie. Analiza economică determină perioada de amortizare a investiției de 18532158 USD, pe baza diferenței de producție realizată de cele două compresoare volumice cu piston de tip Coopers Cameron, comparativ cu compresoarele vechi 10 GKNA cu care era dotată stația. Pentru aceasta s-a efectuat calculul fluxului de numerar. Analiza cuprinde perioada 2020 - 2030, fiind efectuată pe baza datelor comunicate de S.N.G.N. ROMGAZ S.A – Sucursala Mediaș.

În perioada analizată, producția de gaze estimată prevede scăderi anuale ale producției de gaze de la 37400 mii mc în 2020 până la o producție de 30559 mii mc în anul 2030, adică o scădere de 22,38 %. Prevederile de producție sunt prevăzute în studiile de exploatare ale zăcămintelor SCG Y ș.a. și a declinului de producție al sondelor de extracție gaze naturale. Gazele naturale umede extrase prin cele 148 de sonde sunt colectate și uscate prin absorbție pe TEG în cadrul Stației de Uscare SCG Y, după care sunt supuse procesului de comprimare.

Cheltuielile totale au crescut în fiecare an analizat, îndeosebi datorită cotei de dezvoltare. Cota de dezvoltare a înregistrat creșteri anuale de la 1832600 USD în 2019 la 2139130 USD în 2030, ponderea acestuia în total cheltuieli fiind între 39,73 % în anul 2019 și 37,58 % în anul 2030.

Amortizarea are o valoare constantă în perioada analizată (1125172 USD), dar ponderea ei va scădea de la 24,39 % (2019) la 19,76 % (2030).

Cheltuielile de operare au avut o creștere liniară, ponderea lor în total cheltuieli fiind cuprinse în intervalul 35...43%.

Se presupune că numărul sondelor rămâne constant în perioada analizată (148 sonde), la fel ca și numărul de personal (114 salariați).

Pe baza datelor furnizate s-au calculat următorii indicatori economico – financiari:

- Productivitatea medie anuală
- Venituri /salariat/an
- Cheltuieli /salariat/an

- Profit /salariat/an
- Cheltuieli medii/mii mc

Valoarea acestor indicatori în perioada 2020 – 2030 este prezentată în Anexa nr. 2.

Productivitatea medie anuală, calculată ca raport între producția de gaze și numărul de salariați scade în fiecare an, datorită declinului de producție anual de gaze estimat în studiile de zăcămint realizate de compartimentul inginerie de zăcămint al Sucursalei de Producție Gaze Naturale Mediaș.

Veniturile pe salariat au fost calculate ca raport între veniturile anuale estimate de societate și numărul de salariați. Se constată o tendință de creștere anuală a veniturilor de la 45929,82 USD /salariat în 2020 la 53612,28 USD /salariat în 2030. Ținând cont de faptul că numărul de salariați este constant în toți anii, veniturile/salariat sunt influențate exclusiv de valoarea veniturilor anuale. **Cheltuielile pe salariat** au fost calculate după aceeași metodologie ca și veniturile / salariat, fiind cuprinse în intervalul 40452,27USD /salariat (în 2020) – 49930,27 USD/salariat (în 2030). Pe baza veniturilor și cheltuielilor pe salariat a fost calculat profitul /salariat/USD în toți anii supuși analizei, acesta având un trend descrescător.

Cheltuielile medii /mii mc au o tendință crescătoare, fiind direct proporționale cu cheltuielile totale și cu volumul producției de gaze.

A fost calculată producția aferentă pragului de rentabilitate pentru Stația de Comprimare SCG Y precum și debitul zilnic economic luând în considerare 330 zile de producție anual.

Pragul de rentabilitate al producției, unde veniturile sunt egale cu cheltuielile, iar profitul este 0, variază în funcție de cheltuielile totale, care au o creștere constantă și de prețul gazelor /mii mc în USD. Pragul de rentabilitate al producției scade/ va scădea anual de la 32939,71 mii mc în 2020, la 31395,73 mii mc în 2025 și 28460,26 mii mc în 2030.

Debitul zilnic economic calculat pe baza pragului critic va urma aceeași tendință descrescătoare de la 100,29 mii mc în 2021, la 95,14 mii mc în 2025 și la 86,24 mii mc în 2030.

Indicatorul Valoare Actuală Netă (NPV – Net Present Value) înregistrează valori negative în primii 8 ani ai exploatării Stației, iar din anul 2028 trendul este pozitiv și crescător, ceea ce înseamnă că investiția se amortizează începând cu anul 2028, datorită plusului de producție al gazelor realizate de compresoarelor noi de tip Coopers Cameron și a instalațiilor anexe, fig. 4.2.

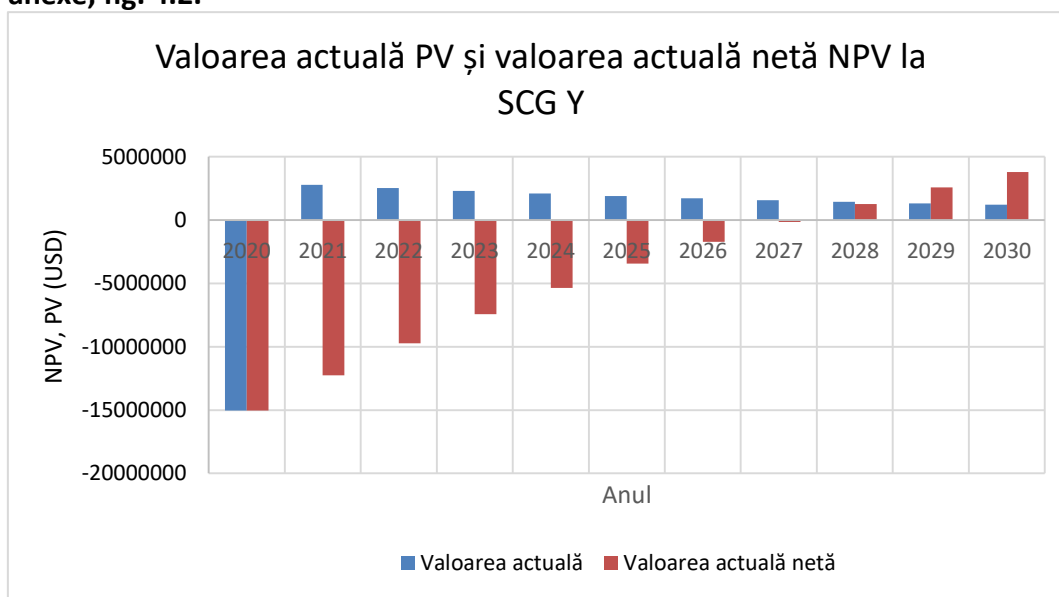


Fig. 4.2. Valoare actuală și valoarea actuală netă la stația de comprimare SCG Y, intervalul 2020-2030.

5. CONCLUZII ȘI PROPUNERI FINALE

Gestionarea în timp real a tuturor acțiunilor, proceselor și operațiilor de înmagazinare subterană a gazelor naturale reclamă, în permanență, concepte și instrumente moderne precum și echipe multidisciplinare de specialiști care să coordoneze permanent evoluția proiectelor.

În acest context, lucrarea de față, prin tematica abordată, aduce contribuții importante cu privire la investigarea condițiilor specifice locațiilor stațiilor de comprimare, prelevarea datelor în stațiile de comprimare pentru efectuarea analizei, utilizarea metodelor de evaluare a performanțelor funcționale la compresoarele cu piston ș.a. Concluziile studiilor și cercetărilor efectuate, precum și contribuțiile personale ale autorului se referă la următoarele aspecte de bază.

1. Prezentarea unui mod original de punere în evidență a unor particularități legate de înțelegerea, însușirea și îndeplinirea rolului funcțional al stațiilor de comprimare în condițiile de eficiență specifice acestor tipuri de utilaje și în deplină siguranță în ceea ce privește riscurile asociate.

2. Utilizarea unui concept de management complex în operarea depozitelor subterane și alocarea resurselor necesare (umane, tehnice, tehnologice, financiare etc.) – în general, a stațiilor de comprimare – în special.

3. Din identificările înregistrate de asigurarea calității (care conțin istoricul realizării compresoarelor din stația SCG Y și SCG X) a reieșit că elementele componente ale acestor compresoare au fost realizate / testate în perioada 2016-2018, după care au fost montate și puse în funcțiune în anul 2019 (v. manualul ROMGAZ - SCG Y -12SGTD Gas Engines, SN: 355219 & 355229 & WH74 Compressors, SN: 07H1631 & 07H1636, și v. manualul ROMGAZ - SCG X - 12SGTD Gas Engines, SN: 355079 & 355089 , 355099 , 355109 & WH74 Compressors, SN: 06H1437, 06H1442, 06H1447 & 06H1452 anexate).

4. Am demonstrat că scăderea presiunii pe aspirație în SCG Y la valori de 3,4 bar (valoarea medie) și impunerea unei presiuni de refulare mari 23 bar (valoarea medie) a determinat imposibilitatea utilizării compresoarelor cu piston de tip GKNA.

5. Numărul de ore de funcționare al compresoarelor GKNA din SCG Y este ridicat, starea tehnică precară, iar concepția de proiectare a acestor compresoare atât la partea de acționare cât și la partea de comprimare reprezintă un produs cu o vechime de 35-40 de ani, ceea ce se traduce într-un randament scăzut al sistemului și mai ales în numeroase probleme de mentenanță evidențiate de istoricul reparațiilor. În plus, aceste motive justifică și necesitatea investiției privitoare montarea noilor compresoare.

6. Noile compresoare au un gabarit mai redus la aceeași putere instalată, asigură un plus de debit la aceeași putere instalată, de cel puțin 15 %, și reduc problemele de mentenanță prin aspectele noi integrate în realizare.

7. Sistemele de comandă și protecție propuse de mine sunt automate, aspecte care lipseau la vechile compresoare.

8. Prin montarea compresoarelor de tip Coopers Cameron în SCG Y, am asigurat comprimarea în două trepte, cu rapoarte de comprimare cuprinse, în medie, între 1,83 pe treapta 1 și 2,3 pe treapta a doua, adaptându-se bine la schimbările parametrilor din stație și asigurându-se o rezervă de încărcare pentru o posibilă evoluție negativă a situației (scăderea presiunii pe aspirație și creșterea pe refulare) având în vedere raportul maxim posibil de comprimare la 5:1.

9. Compresoarele au fost analizate în detaliu și am calculat randamentele: total, volumetric și izentropic. Randamentul total al compresorului 1 SCG Y (exprimă partea din energia obținută prin arderea combustibilului gazos folosită la comprimarea gazului) are valori bune, fiind mai mari decât valorile obținute în perioada de probe inițiale. Valorile acestui parametru se apropie de valoarea maxim posibilă care poate fi obținută cu acest tip de motoare și compresoare.

10. Față de situația inițială (punerea în funcțiune) randamentul total este mai mare în medie de 2,8 ori, aspect datorat în special creșterii debitului de gaz vehiculat. Randamentele volumetrice la aspirație în treapta întâi a compresorului nr.1, sunt de peste 0,90 fiind comparabile cu valorile inițiale. Randamentele volumetrice pe refulare la treapta întâi (valoarea medie 0,58) sunt ușor mai mici decât cele inițiale cu 2-3 %. De asemenea, randamentele izentropice (exprimând eficiența procesului de comprimare) la treapta întâi sunt bune (valoarea medie 0,78), valorile actuale fiind mai mici decât cele inițiale cu aproximativ 8 %.

11. Parametrii ce caracterizează eficiența procesului de comprimare au valori bune, apropiate de valorile inițiale și în multe cazuri mult mai bune. Debitul compresorului este mai bun decât cel obținut în perioada de probe ceea ce arată că unul din obiectivele investiției adaptarea la noile condiții din sondele de extracție și creșterea debitului a fost atins.

12. Debitul actual la compresorul 1, SCG Y, este mult mai bun (în medie 22 000 m³_N/h față de 7 000 m³_N/h) decât cel inițial și are valori apropiate de valorile indicate de relațiile analitice.

13. Randamentul total al compresorului 2, SCG Y are valori bune; față de situația inițială (punere în funcțiune) randamentul total este mai mare (de cel puțin patru ori), aspect datorat în special creșterii debitului de gaz vehiculat.

14. Randamentele volumetrice la aspirație în treapta întâi a compresorului nr. 2 SCG Y, sunt de peste 0,91, fiind comparabile cu valorile inițiale (în medie 0,90). Randamentele volumetrice pe refulare la treapta întâi sunt ușor mai mari decât cele inițiale cu 3 % (valoarea medie 0,59). Randamentele volumetrice de aspirație pe treapta a doua sunt, de asemenea, bune (valoarea medie 0,89), valorile actuale fiind inferioare celor inițiale cu 1,5 %.

15. Montarea compresoarelor de tip Coopers Cameron în cadrul SCG X este perfect justificată. Datele din stație (vechile compresoare GKNA sunt încă funcționale) indică următoarele valori pentru debite: medie 42949 m³_N /oră (compresoare Coopers Cameron) față de medie 32959 m³_N /oră (compresoare GKNA) deci un plus de debit de 30 %.

16. Am calculat și randamentele totale actual și inițial ale compresorului A, SCG X. Deși există variații destul de mari pe durata unei zile, valorile medii sunt comparabile (cu o scădere în prezent de 2%), compresorul funcționând la fel ca la data punerii în funcțiune.

17. Randamentul volumetric actual pe aspirație la treapta 1 are valoarea medie de 0,97 fiind aproape constant (apar excepții la modificarea semnificativă a presiunilor din stație). Randamentul volumetric actual pe refulare la treapta 1, este de 0,85 ceea ce reprezintă o valoare bună (justificată însă de raportul mic de comprimare valoarea medie actuală 1,14; inițial acest raport a fost de 1,15). Comparându-se randamentele volumetrice la aspirație treapta 2 (inițial cu actual) se constată o reducere a randamentului volumetric în prezent cu 5 % (valoarea medie 0,89), deoarece valorile presiunii la intrarea în treapta 2 au fost mai mari în data de 14.09.2018.

18. La randamentele volumetrice la refulare treapta 2, se constată o reducere a randamentului volumetric (valoarea medie 0,55) în prezent cu 15-20 %, deoarece valorile raportului de comprimare au crescut în prezent de la 1,48 la 1,86. Aceasta exprimă tendința de creștere continuă a încărcării tijei, mai ales prin reducerea presiunii de intrare în stație.

19. Declinul natural de producție al zăcămintelor SCG X și L. M. conduce la o scădere în timp atât a debitelor de producție cât și a presiunilor celor 307 sonde aflate în extracție, devenind presiuni de aspirație pentru SCG X. Investițiile făcute cu privire la achiziționarea noilor compresoare Coopers Cameron, permit trecerea de la presiunea limită de aspirație de aproximativ 6 bar a compresoarelor vechi tip GKNA, la presiunea minimă de aspirație de 3 bar a compresoarelor Coopers Cameron, ceea ce conduce la mărirea factorului de recuperare a gazelor din zăcămintele prezente, aflate în exploatare.

20. Randamentul total al compresorului B, SCG X, are valori cu 5 % mai mici decât în perioada de punere în funcțiune. Randamentele volumetrice pe treapta 1 sunt comparabile cu cele inițiale (valoarea medie de 0,98 cu excepția unor intervale de variație semnificativă a presiunii din stație).

21. Am constatat că o creștere a presiunii pe refularea treptei întâi (și implicit a raportului de comprimare) determină o creștere spectaculoasă a randamentului izentropic de peste 0,55. Cu alte cuvinte, nu este recomandat să menținem un raport de comprimare redus pe această treaptă.

22. Debitele actual și inițial (compresorul B, SCG X) sunt apropiate, ceea ce arată menținerea condițiilor de la amplasarea compresorului.

23. Randamentul total actual la compresorul C (SCG X) are valori mai bune decât în perioada de probe. Randamentul total al acestei unități este cel mai mare dintre unitățile A,B,C,D din această stație de comprimare. Randamentele volumetrice pe treapta 1, aspirație (valoarea medie 0,98) și refulare (valoarea medie 0,94) sunt foarte bune și mai mari decât în perioada de probe.

24. Pe treapta a doua (compresorul C, SCG X) randamentele volumetrice, comparativ cu perioada de probe au valori apropiate de maximul atins în acel moment (aspirație valoarea medie 0,89 refulare valoarea medie 0,54) , exprimând o funcționare la cel mai bun nivel din momentul punerii în funcțiune. Pe treapta a doua randamentele izentropice sunt foarte bune (valoarea medie 0,86) și comparabile cu cele din perioada de probe.

25. Comparându-se debitele efective (compresorul C, SCG X) inițial (13.04.2019) și actual (25.07.2021) am constata că aceste valori sunt foarte apropiate, deci valoarea inițială se menține.

26. Randamentul total la compresorul D, SCG X este mai mic decât în momentul punerii în funcțiune. Randamentele volumetrice pe treapta 1 sunt foarte bune (valoarea medie aspirație 0,97 și refulare 0,9), cu o ușoară scădere a valorilor actuale. Randamentele volumetrice pe treapta 2 sunt bune (valoarea medie 0,90 pe aspirație respectiv 0,60 pe refulare), cu un plus de câteva procente la valorile actuale mai ales la randamentul volumetric referitor la refulare.

27. Debitele efective (compresorul D, SCG X) sunt mai mici în prezent, cu o medie de $25000 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ față de $31900 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ exprimând o reducere de 22 %. Aceste diferențe nu se datorează turației compresorului care a avut aproximativ aceiași valoare medie de 850 rot/min, ci variației presiunii pe aspirația stației care a scăzut de la 9 bar valoarea medie, la 7,1 bar valoarea medie, concretizată într-o umplere redusă a cilindrului compresor.

28. Referitor la analiza termografică se pot face următoarele observații (compresoarele Cameron): sistemul de răcire al cămășilor compresoarelor funcționează adecvat prezentând o distribuție uniformă de temperatură în jurul cilindrului;

29. Nivelul de vibrații în compresoarele inspectate a relevat o funcționare bună și foarte bună. Din totalul celor 204 înregistrări au reieșit 13 neconformități 6,3 %, care impun: analiza spectrului de frecvențe; verificarea modului de efectuare a reparațiilor, pentru depistarea cauzelor, aspecte valabile atât în SCG Y cât și în SCG X.

30. Indicatorul Valoare Presentă Netă (NPV – Net Present Value) în SCG X înregistrează valori negative în primii 4 ani ai proiectului, iar din anul 2013 trendul este pozitiv și crescător, ceea ce înseamnă că investiția se amortizează în anul 2013, datorită plusului de producție al gazelor realizate de compresoarele noi de tip Coopers Cameron și a instalațiilor anexe.

31. Indicatorul Valoare Presentă Netă (NPV – Net Present Value) în SCG Y înregistrează valori negative în primii 8 ani ai exploatării Stației, iar din anul 2018 trendul este pozitiv și crescător, ceea ce înseamnă că investiția se amortizează începând cu anul 2018, datorită plusului de producție al gazelor realizate de compresoarele noi de tip Coopers Cameron și a instalațiilor anexe.

CONTRIBUȚIILE ORIGINALE ALE AUTORULUI

Prin lucrarea prezentă autorul a adus contribuțiile următoare și revendică:

- Elaborarea metodologiei de investigare experimentală a stațiilor de comprimare a gazelor naturale
- Stabilirea unui model matematic pentru analiza debitului masic la compresoare
- Efectuarea de determinări experimentale în condiții dinamice în stațiile de comprimare incluzând: stabilirea presiunilor de lucru, măsurarea temperaturilor, măsurarea puterii consumate, măsurarea turației, măsurarea vibrațiilor, analiza termografică
- Stabilirea prin metoda pro activă a măsurării vibrațiilor a capacității utilajelor dinamice de tip compresor
- Analiza randamentelor total, volumic și izentropic ca măsură a capacității
- Stabilirea influenței parametrilor de lucru asupra funcționării și fiabilității utilajelor dinamice de tip compresor cu piston utilizând istoricul exploatării utilajelor dinamice
- Analiza comparativă a diminuării performanțelor funcționale la compresoarele cu piston în raport cu starea fizică din momentul punerii în funcțiune
- Introducerea de recomandări referitoare la exploatarea, întreținere și echilibrarea compresoarelor cu piston pe baza rezultatelor investigațiilor experimentale
- Utilizarea metodei termografice la analiza sistemului de răcire a compresoarelor cu piston
- Studiul influenței elementelor de concepție, design și modernizare la compresoarelor din stațiile de comprimare
- Analiza economică a investițiilor efectuate în realizarea stațiilor de comprimare.

**”CONTRIBUȚII PRIVIND ÎMBUNĂȚĂȚIREA PROCESELOR DE EXPLOTARE A ZĂCĂMINTELOR DE ÎNMAGAZINARE
SUBTERANĂ A GAZELOR NATURALE”**

ANEXA 1

STATIA DE COMPRIMARE GAZE NATURALE SCG X

ANUL	PROD. GAZE(miimc)	VENITURI USD	CHELTUIELI OPERARE USD	AMORTIZARE USD	COTA DEZVOLTARE USD	CHELTUIELI TOTALE ,USD	NR.SONDE	NR.SALARIATI	PRODUCTIVITATE MEDIE ANUALA	VENITURI/SALARIAT	CHELT.MEDII/mc	CHELT/SALARIAT/AN	PROFIT/SALARIAT
0	1	2	3	4	5	6= 3+4+5	7	8	9=1/8	10= 2/8	11= 6/1	12=6/8	13=10-12
2019	85000,0 0	11900000, 00	3174309,3 2	782536,94	4165000,0 0	8121846,2 6	307,00	153,00	555,56	77777,78	95,55	53083,96	24693,82
2020	90900,0 0	12726000, 00	3367517,4 2	782536,94	4454100,0 0	8604154,3 6	307,00	153,00	594,12	83176,47	94,66	56236,30	26940,17
2021	89900,0 0	12586000, 00	3382854,8 1	782536,94	4405100,0 0	8570491,7 5	307,00	153,00	587,58	82261,44	95,33	56016,29	26245,15
2022	89090,0 0	12472600, 00	3402760,3 5	782536,94	4365410,0 0	8550707,2 9	307,00	153,00	582,29	81520,26	95,98	55886,98	25633,29
2023	88200,0 0	12789000, 00	3470919,9 9	782536,94	4476150,0 0	8729606,9 3	307,00	153,00	576,47	83588,24	98,98	57056,25	26531,98
2024	87320,0 0	13447280, 00	3579459,1 1	782536,94	4706548,0 0	9068544,0 5	307,00	153,00	570,72	87890,72	103,85	59271,53	28619,19
2025	86440,0 0	13916840, 00	3664755,2 9	782536,94	4870894,0 0	9318186,2 3	307,00	153,00	564,97	90959,74	107,80	60903,18	30056,56
2026	85580,0 0	14463020, 00	3662167,0 3	782536,94	5062057,0 0	9506760,9 7	307,00	153,00	559,35	94529,54	111,09	62135,69	32393,85

**”CONTRIBUȚII PRIVIND ÎMBUNĂȚIREA PROCESELOR DE EXPLOTARE A ZĂCĂMINTELOR DE ÎNMAGAZINARE
SUBTERANĂ A GAZELOR NATURALE”**

FLUXUL DE NUMERAR, STATIA DE COMPRIMARE SCGX																	
Nr.Crt.	An	Cheltuieli investiti i	Nr.sonde	Producti a gaze extrasa	Consum tehnolo gic	Gaze livrate	Pret gaze	Venituri gaze	Cheltuieli de operare (inclusiv uscare) sonde	Amortiz are	Cota dezvolta re	Profit brut	Impozit pe profit	Profit net	Flux de numera r anual	Ra=10%	
																PV anual	NPV cumulat
-	-	USD	-	mmc	mmc	mmc	USD/m mc	USD	USD	USD	USD	USD	USD	USD	USD	USD	USD
	1	18	2	3	4	5	6	7=5*6	8	9	10	11=7-8- 9-10	12=11*1 6%	13=11- 12	14=13+1 0+9-18	16	17
1	2019	3121103 3	307	85000,0 0	0	85000,0 0	140	1190000 0,00	3097809 ,32	782536, 94	4165000 ,00	3854653 ,74	616744, 60	3237909 ,14	(230255 86,92)	(230255 86,92)	(230255 86,92)
2	2020		307	90900,0 0	-	90900,0 0	140	1272600 0,00	3285707 ,42	782536, 94	4454100 ,00	4203655 ,64	672584, 90	3531070 ,74	8767707 ,68	7246039 ,40	(157795 47,52)
3	2021		307	89900,0 0	-	89900,0 0	140	1258600 0,00	3342399 ,81	782536, 94	4405100 ,00	4055963 ,25	648954, 12	3407009 ,13	8594646 ,07	6457284 ,80	(932226 2,71)
4	2022		307	89090,0 0	-	89090,0 0	145	1291805 0,00	3410778 ,45	782536, 94	4521317 ,50	4203417 ,11	672546, 74	3530870 ,37	8834724 ,81	6034235 ,92	(328802 6,79)
5	2023		307	88200,0 0	-	88200,0 0	150	1323000 0,00	3470919 ,99	782536, 94	4630500 ,00	4346043 ,07	695366, 89	3650676 ,18	9063713 ,12	5627852 ,74	2339825 ,95
6	2024		307	87320,0 0	-	87320,0 0	155	1353460 0,00	3548020 ,91	782536, 94	4737110 ,00	4466932 ,15	714709, 14	3752223 ,00	9271869 ,94	5233728 ,87	7573554 ,82
7	2025		307	86440,0 0	-	86440,0 0	161	1391684 0,00	3618077 ,69	782536, 94	4870894 ,00	4645331 ,37	743253, 02	3902078 ,35	9555509 ,29	4903487 ,16	1247704 1,98
8	2026		307	85580,0 0	-	85580,0 0	166	1420628 0,00	3592847 ,23	782536, 94	4972198 ,00	4858697 ,83	777391, 65	4081306 ,17	9836041 ,11	4588585 ,77	1706562 7,75
	TOTAL	-		702430, 00		702430, 00		1050177 70,00	2736656 0,83	6260295 .52	3675621 9,50	3463469 4,15	5541551 .07	2909314 3,09	4089862 5,11	1706562 7,75	

**”CONTRIBUȚII PRIVIND ÎMBUNĂȚIREA PROCESELOR DE EXPLOTARE A ZĂCĂMINTELOR DE ÎNMAGAZINARE
SUBTERANĂ A GAZELOR NATURALE”**

ANEXA 2

STATIA DE COMPRIMARE GAZE NATURALE SCG Y

ANUL	PROD. GAZE (MMC)	VENITURI	CHELTUIELI OPERARE USD	AMORTIZARE USD	COTA DEZVOLTARE USD	CHELTUIELI TOTALE USD	NR.SONDE	NR.SALARIATI	PRODUCTIVITATE MEDIE ANUALA	VENITURI/SALARIAT	CHELT.MEDII/MMC	CHELT/SALARIAT/A N	PROFIT/SALARIAT
0	1	2	3	4	5	6= 3+4+5	7	8	9=1/8	10= 2/8	11= 6/1	12=6/8	13=10-12
2020	37400,00	5236000,00	1653787,00	1125172,00	1832600,00	4611559,00	148,00	114,00	328,07	45929,82	123,30	40452,27	5477,55
2021	36652,00	5131280,00	1712140,00	1125172,00	1795948,00	4633260,00	148,00	114,00	321,51	45011,23	126,41	40642,63	4368,60
2022	35919,00	5028660,00	1774182,00	1125172,00	1760031,00	4659385,00	148,00	114,00	315,08	44111,05	129,72	40871,80	3239,25
2023	35200,00	5104000,00	1850057,00	1125172,00	1786400,00	4761629,00	148,00	114,00	308,77	44771,93	135,27	41768,68	3003,25
2024	34497,00	5312538,00	1937823,00	1125172,00	1859388,00	4922383,00	148,00	114,00	302,61	46601,21	142,69	43178,80	3422,41
2025	33807,00	5442927,00	2024516,00	1125172,00	1905024,00	5054712,00	148,00	114,00	296,55	47744,97	149,52	44339,58	3405,39
2026	33131,00	5599139,00	2116972,00	1125172,00	1959699,00	5201843,00	148,00	114,00	290,62	49115,25	157,01	45630,20	3485,05
2027	32468,00	5746836,00	2192018,00	1125172,00	2011393,00	5328583,00	148,00	114,00	284,81	50410,84	164,12	46741,96	3668,89
2028	31819	5886515,00	2267916,00	1125172,00	2060280,00	5453368,00	148,00	114,00	279,11	51636,10	171,39	47836,56	3799,54
2029	31182	6049308,00	2349356,00	1125172,00	2117258,00	5591786,00	148,00	114,00	273,53	53064,11	179,33	49050,75	4013,35
2030	30559	6111800,00	2427749,00	1125172,00	2139130,00	5692051,00	148,00	114,00	268,06	53612,28	186,26	49930,27	3668,89

**”CONTRIBUȚII PRIVIND ÎMBUNĂȚIREA PROCESELOR DE EXPLOTARE A ZĂCĂMINTELOR DE ÎNMAGAZINARE
SUBTERANĂ A GAZELOR NATURALE”**

FLUXUL DE NUMERAR, STATIA DE COMPRIMARE SCGY																	
Nr.Crt.	An	Cheltuieli investiti	Nr.sonde	Productia gaze extrasa	Consum tehnologic	Gaze livrate	Pret gaze	Venituri gaze	Cheltuieli de operare (inclusiv uscare) sonde	Amortizari	Cota dezvoltare	Profit brut	Impozit pe profit	Profit net	Flux de numerar anual	Ra=10%	
																PV anual	NPV cumulat
-	-	USD	-	mmc	mmc	mmc/an	USD/mc	USD	USD	USD	USD	USD	USD	USD	USD	USD	USD
	1	18	2	3	4	5	6	7=5*6	8	9	10	11=7-8-9-10	12=11*16%	13=11-12	14=13+10+9-18	16	17
1	2020	18532158	148	37400	-	37400	140	5236000	1636209	1125172	1832600	642019	102723,06	539296	(15035090)	(15035089,93)	(15035089,93)
2	2021		148	36652	-	36652	140	5131280	1694914	1125172	1795948	515246	82439,40	432807	3353927	2771840,36	(12263249,57)
3	2022		148	35919	-	35919	145	5208255	1765741	1125172	1822889	494452	79112,39	415340	3363401	2526973,17	(9736276,40)
4	2023		148	35200	-	35200	150	5280000	1841785	1125172	1848000	465043	74406,81	390636	3363808	2297525,95	(7438750,44)
5	2024		148	34497	-	34497	155	5347035	1919988	1125172	1871462	430413	68866,11	361547	3358181	2085166,39	(5353584,05)
6	2025		148	33807	-	33807	161	5442927	2005449	1125172	1905024	407281	65165,01	342116	3372313	1903582,65	(3450001,40)
7	2026		148	33131	-	33131	166	5499746	2093615	1125172	1924911	356048	56967,72	299081	3349164	1718650,51	(1731350,89)
8	2027		148	32468	-	32468	172	5584496	2163024	1125172	1954574	341726	54676,18	287050	3366796	1570634,97	(160715,92)
9	2028		148	31819	-	31819	178	5663782	2236510	1125172	1982324	319776	51164,16	268612	3376108	1431799,16	1271083,24
10	2029		148	31182	-	31182	185	5768670	2312717	1125172	2019035	311747	49879,47	261867	3406074	1313188,87	2584272,11
11	2030		148	30559	-	30559	192	5867328	2381788	1125172	2053565	306803	49088,51	257715	3436451	1204455,27	3788727,38
	TOTAL	18532158		372634	0	372634		60029519	22051740,23	12376892,00	21010331,65	4590555,12	734488,82	3856066,30	18711132	3788727,38	

ANEXA 3				
PRAG RENTABILITATE STAȚIA DE COMPRIMARE SCGY				
ANUL	CHELTUIELI TOTALE	PRET GAZE USD/MMC	PRODUCTIA AFERENTA PRAG RENTABILITATE (VENITURI= CHELTUIELI)	DEBIT ZILNIC ECONOMIC (330 ZILE /AN)mii mc
0	1	2	3=1/2	4
2020	4611559,00	140,00	32939,71	99,82
2021	4633260,00	140,00	33094,71	100,29
2022	4659385,00	140,00	33281,32	100,85
2023	4761629,00	145,00	32838,82	99,51
2024	4922383,00	154,00	31963,53	96,86
2025	5054712,00	161,00	31395,73	95,14
2026	5201843,00	169,00	30780,14	93,27
2027	5328583,00	177,00	30104,99	91,23
2028	5453368,00	185,00	29477,66	89,33
2029	5591786,00	194,00	28823,64	87,34
2030	5692051,00	200,00	28460,26	86,24
MEDIA				94,53

ANEXA 4

CALCULUL TERMIC AL SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ

Pentru a vedea influența schimbului de căldură asupra randamentului izentropic al compresorului a fost realizat calculul termic care are ca obiectiv determinarea cantității de căldură cedate pe unitatea de masă de gaz comprimat. Calculul termic este realizat cu ajutorul documentației tehnice a compresorului, documentație pusă la dispoziție de beneficiar. Acest calcul este exemplificat pentru SCG X. Calculele au fost efectuate în sistemul de unități anglo-saxon deoarece formulele și mărimile din documentația tehnică folosesc acest sistem de unități.

TREAPTA 1 – sunt folosite formulele exprimate în capitolul 5

Calcul pierderi de căldură amortizor treapta 1

aspirație

sunt neglijabile temperatura amortizorului apropiată de cea a aerului deci total căldură amortizor aspirație 0 Btu/hr

refulare

Suprafața de schimb de căldură

Elementele geometrice $D=3,48\text{ ft}$ $L=16,44\text{ ft}$

Aria amortizorului (2.13) $A_{am} = \pi \left(D_{am} L_{am} + \frac{D_{am}^2}{2} \right)$

$$A_{am} = \pi \left(3.48 \times 16.44 + \frac{3.48^2}{2} \right) = 63\text{ ft}^2$$

$$\text{Temperatura medie } T_m = \frac{T_{su} + T_{aer}}{2} = \frac{104 + 88}{2} = 96F$$

Coeficientul de transfer termic prin radiație $h_{rad} = 1,12\text{ Btu/hr ft}^2 F$

$$\text{Fluxul termic prin radiație } \bar{Q}_r = \bar{h}_{rad} A_{am} (T_{su} - T_{aer}) = 1,12 \cdot 63 \cdot (104 - 88) = 1129\text{ Btu/h}$$

Convecție

$$\text{Parametrul } X, X = \frac{104 - 88}{104 - 88 + 920} = 0,017$$

Coeficientul de transfer termic prin convecție $h_{con} = 0,4\text{ Btu/hr ft}^2 F$

$$\text{Fluxul termic prin convecție } \bar{Q}_c = \bar{h}_{con} A_{am} (T_{su} - T_{aer}) = 0,4 \cdot 63 \cdot (104 - 88) = 403\text{ Btu/hr}$$

Total flux termic amortizor refulare $1129 + 403 = 1532\text{ Btu/hr}$

Căldura cedată conducte treapta 1

Aspirație

Radiație , convecție – neglijabile temperaturile T_{su} , T_{aer} sunt apropiate

Intermediare

Neglijabilă lungimea fiind foarte mică

Refulare

Prin radiație

$$\text{Suprafața de schimb de căldură } A_{cond} = \pi \cdot d_{cond} \cdot l_{cond} = \pi \cdot 1 \cdot 33 = 104\text{ ft}^2$$

$$\text{Temperatura medie } T_m = \frac{T_{su} + T_{aer}}{2} = \frac{104 + 88}{2} = 96F$$

Coeficientul de transfer termic prin radiație $h_{rad} = 1,12\text{ Btu/hr ft}^2 F$

$$\text{Fluxul termic prin radiație } \bar{Q}_r = \bar{h}_{rad} A_{am} (T_{su} - T_{aer}) = 1,12 \cdot 104 \cdot (104 - 88) = 1863\text{ Btu/hr}$$

Coeficientul de transfer termic prin convecție $h_{con} = 0,48\text{ Btu/hr ft}^2 F$

Fluxul termic prin convecție $\overline{Q}_c = \overline{h}_{con} A_{am} (T_{su} - T_{aer}) = 0,48 \cdot 104 \cdot (104 - 88) = 799 \text{ Btu/hr}$

Total flux termic conductă refulare $1863 + 799 = 2662 \text{ Btu/hr}$

Căldura cedată la treapta 1

Amortizor aspirație + Amortizor refulare + conductă aspirație + conductă intermediară + conductă refulare = $0 + 1532 + 0 + 0 + 2662 = 4194 \text{ Btu/hr}$

Răcire ulei + cilindrii compresori

Căldura cedată prin răcirea cilindrilor cu lichid de răcire $\overline{Q}$ (Btu /hr) este (2.21): $Q = \dot{m} \cdot c_p (T_2 - T_1)$

Se calculează de asemenea temperatura medie cu relația (2.22): $T_m = \frac{T_2 + T_1}{2}$

Se determină căldura specifică la presiune constantă c_p la temperatura medie T_m (pentru apă $1 \text{ Btu/lb}_m \text{ F}$ pentru etilen glicol $0,678 \text{ Btu/lb}_m \text{ F}$). Soluția de răcire are 50 % apă 50% etilen glicol $C_p = (1,000 + 0,678)/2 = 0,839 \text{ Btu/lb}_m \text{ F}$

$Q = \dot{m} \cdot c_p (T_2 - T_1) = 1,59 \cdot 0,839 (159 - 151) \cdot 3600 = 38\,419 \text{ Btu/hr}$

$\text{lb}_m/\text{s} \times \text{Btu/lb}_m \text{ F} \times \text{F} = \text{Btu/s}$

Total căldură treapta 1 $4194 + 38\,419 = 42\,613 \text{ Btu/hr}$

Debit masic compresor $0,589 \text{ mil m}^3_N/\text{zi} = 0,589/24 \text{ mil m}^3_N/\text{hr} = 24\,541 \text{ m}^3_N/\text{hr}$

Sunt doi cilindri în paralel , pentru fiecare cilindru $12\,270 \text{ m}^3_N/\text{hr}$

Debit masic pe cilindru $12\,270 \text{ m}^3_N/\text{hr} \times 1,293 \text{ kg/m}^3_N = 15\,865 \text{ kg/hr}$

Căldura specifică cedată $42\,613 \text{ Btu/hr} / 15\,865 \text{ kg/hr} = 2,768 \text{ Btu/kg} = 2,768 \times 1,055 \text{ KJ/kg} = 2,920 \text{ KJ/kg}$

ANEXA 5

REZULTATE ALE ANALIZEI TERMOGRAFICE

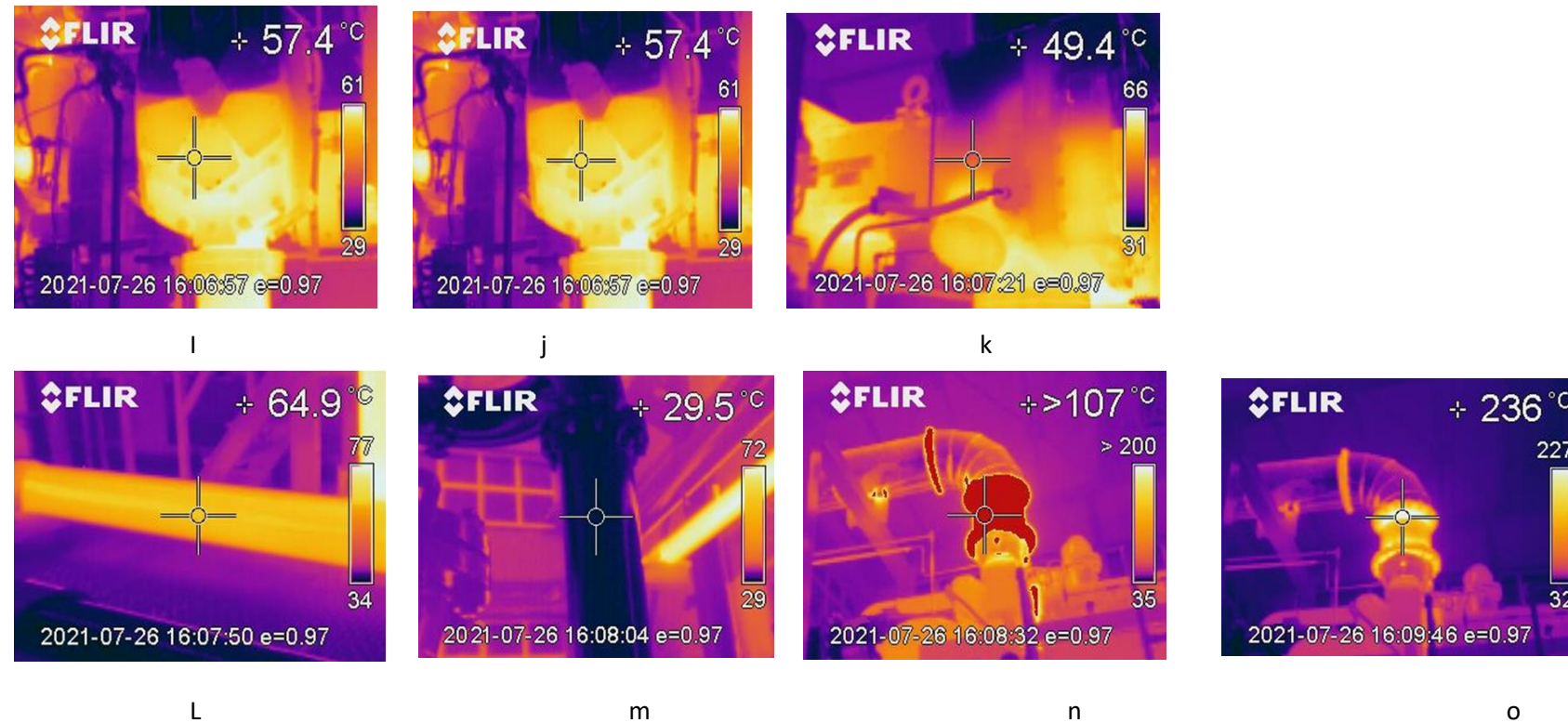


Fig. A5.1. Aspecte ale verificării termografice , compresorul 1 SCG Y:a)amortizorul de debit pe refulare treapta 2; b) amortizorul de debit aspirație treapta 2; c) cilindrul compresor treapta 2 vedere din față (C4); d) cilindrul compresor treapta 2 vedere din față (C2) e,f) conducte refulare compresor treapta 1; g) amortizor refulare treapta 1; h) amortizor aspirație treapta 1; i)cilindru compresor treapta 1 (C3) vedere din față; j) cilindru compresor treapta 1(C3) vedere laterală; k) zona capului de cruce; l,m) conductă refulare treapta 1; n,o) zona de ieșire a gazelor arse din turbină cu compensatorul lenticular.

Anexa 6

Modalitate de determinare a debitului masic la compresoarele cu piston

Pentru stabilirea debitului masic la un compresor cu piston există mai multe relații utilizate în construcția și analiza acestor tipuri de compresoare. Utilizarea relațiilor se bazează pe elementele geometrice ale compresorului, volumul spațiului mort având un rol important. De asemenea, trebuie cunoscută compoziția gazului și condițiile de operare cu ajutorul cărora se determină exponentul adiabatic, randamentele volumice, factorul de abatere de la idealitate. Lucrarea își propune să stabilească debitul compresorului cu ajutorul mijloacelor moderne care presupun utilizare bibliotecilor de componente cu ajutorul cărora se realizează un model virtual al sistemului de comprimare. Modelarea s-a realizat în programul LMS Amesim. Se face o comparație cu rezultatele obținute prin metodele clasice. Rezultatele arată că nu sunt diferențe mari între valorile debitului masic obținute prin relațiile uzuale și cele obținute pe baza modelului realizat, model care include principalele elemente necesare pentru un calcul precis. Totuși metoda propusă deschide un orizont mai larg de înțelegere al sistemului de comprimare prin corespondența directă cu modelul real și posibilitățile grafice de afișare ale variației în timp a mărimilor caracteristice sistemului.

Modelul matematic

Relațiile uzuale pentru stabilirea debitului la compresorul cu piston se bazează pe cilindrarea compresorului și reducerea cursei active datorată destinderii gazului din spațiul mort al compresorului. Pentru un compresor cu dublu efect debitul masic Q_m al compresorului este exprimat prin relația:

$$Q_m = \alpha \cdot EV_a \cdot i \cdot S \cdot \frac{\pi(2D^2 - d^2)}{4} \cdot \frac{P_1 \cdot n}{Z_1 \cdot R \cdot T_1} \quad (1)$$

unde:

α – coeficient de debit care ține seama de modificările direcției de curgere și de contracția fluxului de gaz;

EV_a – randamentul volumic la aspirația gazului;

$$EV_a = 1 - m(\varepsilon^{1/k} - 1) \quad (2)$$

k – exponentul adiabatic al amestecului de gaze

ε – raportul de comprimare

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1} \quad (3)$$

i – numărul de cilindri

S – cursa pistonului;

D – diametrul pistonului;

d – diametrul tijei pistonului;

n – numărul de curse duble;

P – presiunea absolută; p – presiunea relativă;

Z – factorul de abatere de la idealitate;

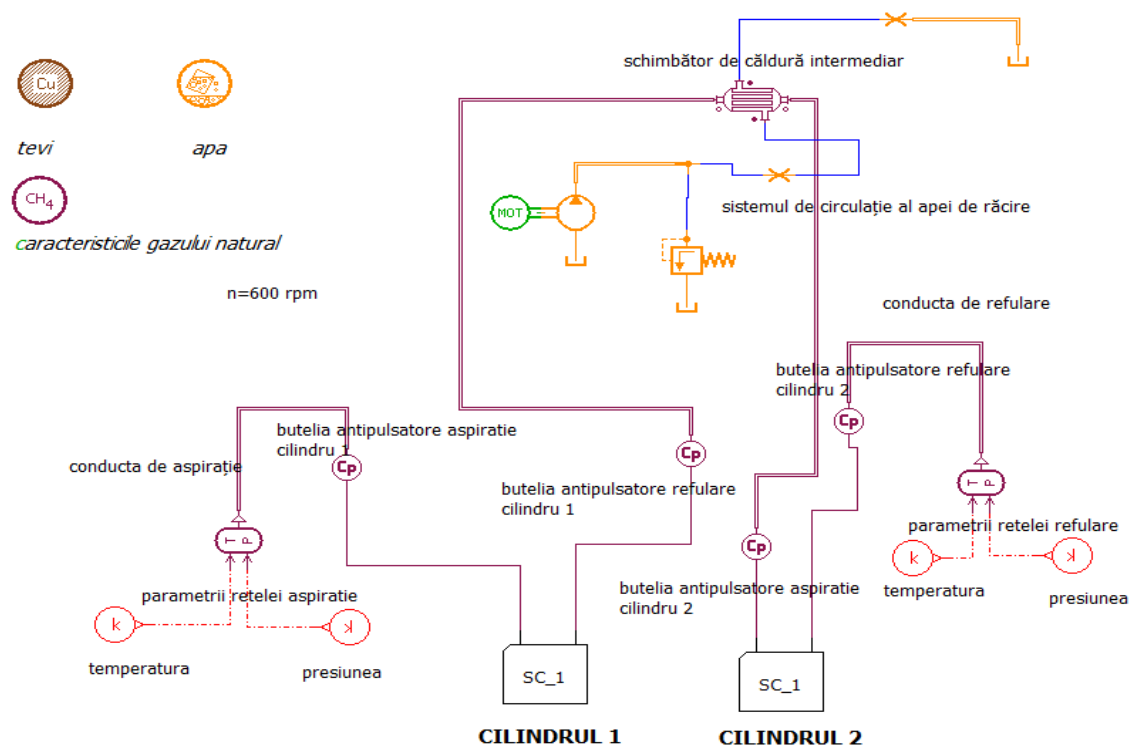


Fig. 1. Schema sistemului de comprimare realizată în programul LMS Amesim.

R – constanta amestecului de gaze;

T – temperatura absolută;

δ – densitatea relativă a gazului.

Indicele 1 corespunde condițiilor din aspirația treptei; indicele 2 corespunde condițiilor din refularea treptei.

Modelul sistemului de comprimare din fig. 1 conține elementele tipice necesare pentru funcționarea unui compresor: condițiile (temperatură și presiune) la intrarea în stația de comprimare; condițiile (temperatură și presiune) la ieșirea din stația de comprimare; buteliile anti pulsatoare la intrarea și la ieșirea din cilindrii compresorului; schimbătorul de căldură pentru răcirea gazului între treptele de comprimare; cei doi cilindri cu dublu efect pentru comprimarea în două trepte; conductele de legătură. Elementul de bază al schemei este cilindrul compresor care are o construcție foarte bine realizată și un model matematic corespunzător descris în continuare, fig. 2.

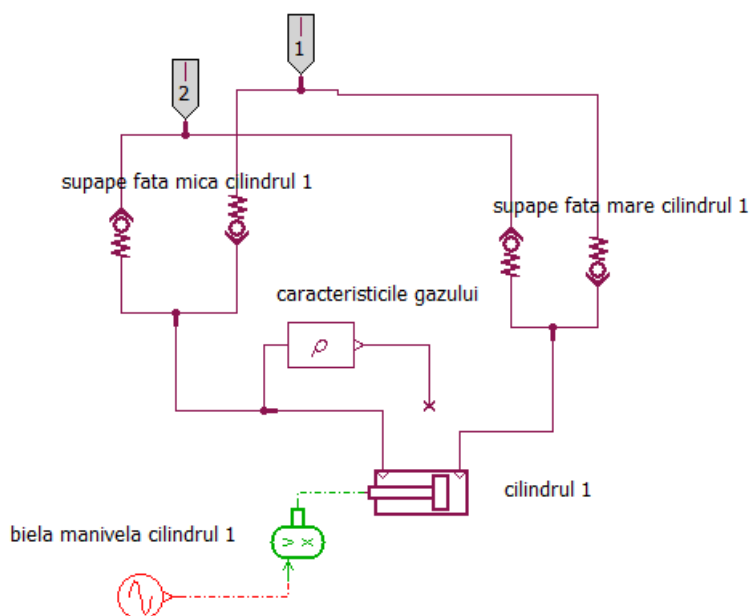


Fig. 2. Schema cilindrului compresor în programul LMS Amesim.

În fig. 2 se pot vedea cele două legături la sistem ieșirea (1) și intrarea (2). Sunt incluse: supapele, la care sunt stabilite căderea de presiune și aria de curgere; elementul care permite urmărirea caracteristicilor gazului; cilindrul compresor; modelul simplificat al sistemului bielă manivelă de acționare.

A fost utilizat un gaz format în totalitate din metan. Programul poate utiliza amestecurile de gaze de până la 8 componente, dar timpul de execuție crește. Referitor la modelul cilindrului pneumatic acesta permite introducerea elementelor geometrice: diametrul pistonului, cursa, diametrul tijei, volumul spațiului mort care poate diferi la cele două camere ale pistonului. De asemenea pot fi introduse: frecările pe piston; debitul de pierderi de-a lungul pistonului; coeficientul de frecare vâscoasă în lichid; amortizarea la capătul cursei.

Tabelul 1. Variabilele caracteristice cilindrului pneumatic

Nr.	Variabila	Notăție	UM
1	displacement of piston	xact	m
2	volume of piston chamber	vol1	cm**3
3	mass of gas in piston chamber	mgas1	g
4	volume of rod chamber	vol2	cm**3
5	mass of gas in rod chamber	mgas2	g
6	piston leakage mass flow rate	dmleak	g/s

Tabelul 2. Elementele geometrice și alte mărimi caracteristice cilindrului pneumatic

Nr.	Variabila	Notăție	UM	Valoarea
1	initial displacement of piston	xact0	m	0
2	piston diameter	diamp	mm	508/293
3	rod diameter	diamr	mm	50.5/48.94
4	length of stroke	stroke	m	0.178
5	dead volume at port 1 end	dead1	dm**3	22/7
6	dead volume at port 2 end	dead2	dm**3	22/7
7	polytropic constant	kpoly	null	1.35
8	thermal exchange coefficient	kth	J/m**2/K/s	500
9	external temperature	extemp	K	293.15
10	viscous friction coefficient	visc	N/(m/s)	0.01
11	leakage coefficient	leak	g/s/barA	0.02
12	spring rate at endstops	kc	N/mm	10000
13	damping coefficient on endstops	cdamp	N/(m/s)	10000
14	deformation on endstops at which damping rate is fully effective	dist	mm	0.001

Modul de efectuare al analizei, rezultatele obținute

După cum s-a menționat în partea introductivă ideea de bază a articolului este de a realiza modelul virtual al sistemului de comprimare cu ajutorul mijloacelor disponibile în bibliotecă.

În fig. 4.a se observă corelația dintre variația presiunii, debitul masic refulat/ aspirat și volumul camerei, în camera de lucru exterioară a pistonului. Se observă că la creșterea presiunii de la 4 barA la 11 barA debitul masic este nul, supapa de refulare a camerei fiind închisă.

În tot acest timp parametri gazului se modifică, aspect surprins în fig. 4.b pentru factorul de abatere de la idealitate, densitatea gazului și căldura specifică la presiune constantă. Variația acestor factori influențează rezultatele obținute. Modelul include transferul termic la peretele cilindrului, în schimbătorul de căldură și de-a lungul conductelor.

programului LMS Amesim. Această modalitate de lucru este evidențiată prin rezultatele din

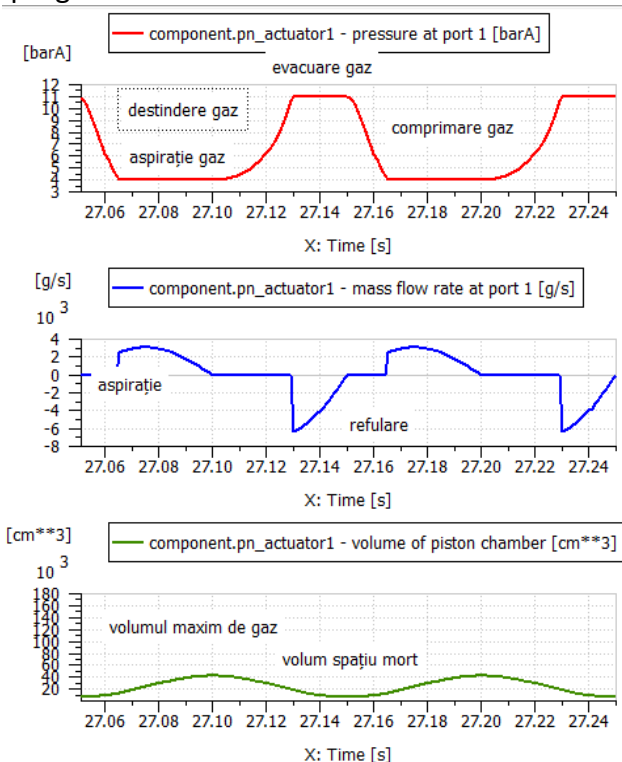


fig. 4.a

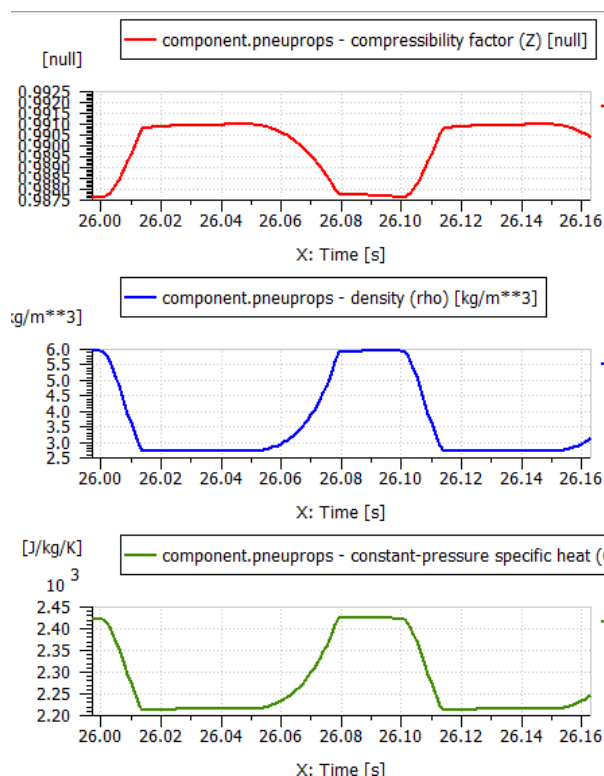


fig 4.b

Fig. 4. Rezultate ale simulării numerice pentru cilindrul 1 al compresorului camera exterioră: a. caracteristici ale cilindrului compresorului, de sus în jos: presiunea, debitul masic și volumul camerei; b. variația unor mărimi specifice la gazul comprimat, de sus în jos: factorul de abatere de la idealitate, densitatea gazului, căldura specifică la presiune constantă.

Masa de gaz din camera exterioară a cilindrului 1 se poate aprecia cu ajutorul elementelor din fig. 5. În fig. 5.a au fost reprezentate presiunea (sus) și masa de gaz (jos) din camera exterioară a cilindrului 1. Deoarece turația este de 600 rot/min liniile sunt foarte apropiate și a fost selectată o secvență din timpul mișcării stabilizate fig. 5.b. În partea de jos a fig. 5.b se observă variația masei de gaz din cameră în acord cu variația presiunii din partea de sus a acestei figuri. La o rotație completă în cameră intră /iese o masă de gaz de 77.82 g. Sunt 10 rot/s deci această cameră are un debit masic de 778.2 g/s.

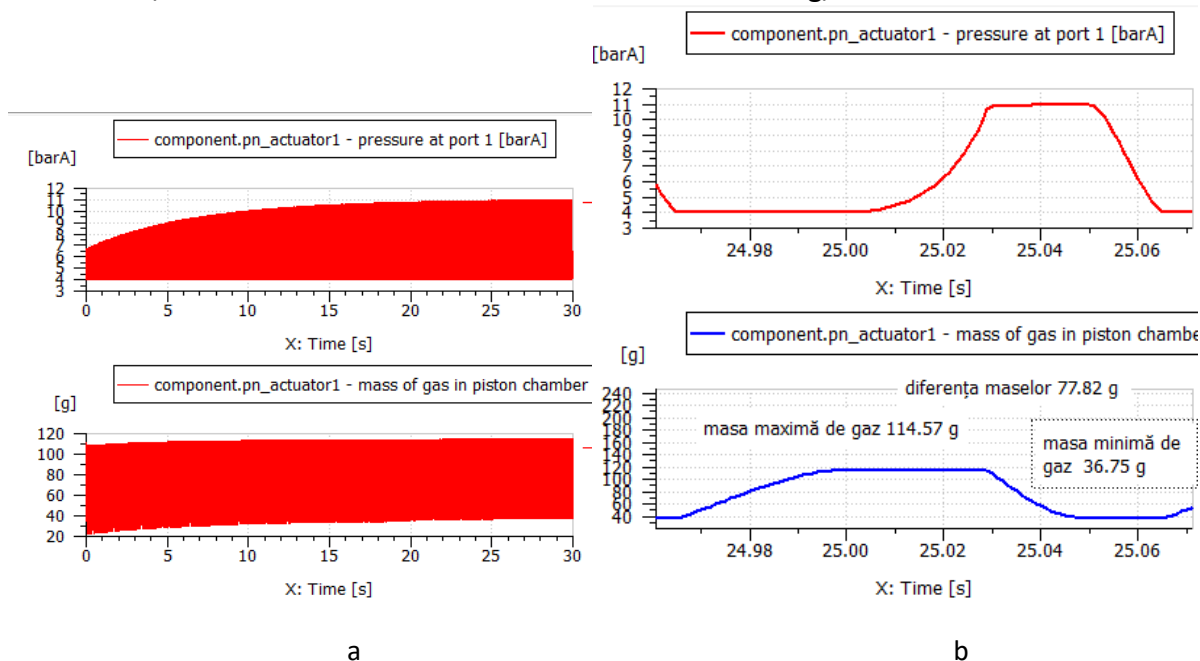


Fig. 5. Determinarea masei de gaz care pătrunde/ iese din camera exterioară a cilindrului 1 al compresorului la o rotație completă.

Cazurile studiate urmăresc adaptarea compresorului la condițiile din sistem sunt:

Cazul 1 presiunea de aspirație treapta 1, 4 barA presiunea de refulare treapta 2, 12 barA; temperatura de intrare 12°C ;

Cazul 2 presiunea de aspirație treapta 1, 3 barA presiunea de refulare treapta 2, 12 barA; temperatura de intrare 12°C ;

Cazul 3 presiunea de aspirație treapta 1, 2 barA presiunea de refulare treapta 2, 12 barA; temperatura de intrare 12°C ;

Cazul 4 presiunea de aspirație treapta 1, 3 barA presiunea de refulare treapta 2, 13 barA; temperatura de intrare 12°C ;

Cazul 5 presiunea de aspirație treapta 1, 3 barA presiunea de refulare treapta 2, 14 barA; temperatura de intrare 12°C .

Valorile numerice pentru presiunile din butelia anti pulsatoare de la ieșirea din treapta 1 și la butelia anti pulsatoare de la intrarea în treapta a doua după răcirea gazului, sunt cele corespunzătoare modelului numeric. Valorile factorului de abatere de la idealitate pentru calculul maselor de gaz din treapta a doua sunt calculate pe baza modelului numeric.

Se observă că:

Diferențele dintre relația de apreciere a masei de gaz prin formula clasică și modelul numeric sunt foarte mici, abaterile care apar sunt datorate influenței transferului termic în faza de destindere a gazului din spațiul mort.

BIBLIOGRAFIE

1. *** Matlab R2022,a, Product Help, Mathworks Corporation, 2021.
2. Almasi A. Optimum selection and design of reciprocating compressor for petroleum services, J. Process Mechanical Engineering **224** pp 63-66 2009.
3. Almasi A. Pulsation Suppression Device Design for Reciprocating Compressor, World Academy of Science Engineering and Technology **55** pp 321-329 2009.
4. API Recommended Practice 684, Standard Paragraphs Rotor dynamic Tutorial: Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsionals and Rotor Balancing.
5. API Standard 579-1 / ASME FFS-1, Fitness for Service.
6. API Standard 616, Gas Turbines for the Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services Manufacturing, Distribution and Marketing Department.
7. API Standard 617, Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services Downstream Segment.
8. API Standard 618, Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services.
9. API Standard 672 Packaged, Integrally Geared, Centrifugal Air Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services.
10. Arnold K and Stewart M. Design of Gas-Handling Systems and Facilities (2nd Ed.). (Surface Production Operations; vol. 2). Boston, MA: Butterworth-Heinemann, an imprint of Elsevier Science Originally published by Gulf Publishing Company, Houston, TX. ISBN: 0-88415-822-5. 584p, 1999.
11. ASME PTC 10-1997 Performance Test Code on Compressors and Exhausters
12. Belman-Flores J M. A comparison between the modeling of a reciprocating compressor using artificial neural network and physical model, Int. J of Refrigeration pp 144–156 2015.
13. Bloch H P and Hoefner J J. Reciprocating Compressors - Operation and Maintenance. Boston, MA: Gulf Professional Publishing, an imprint of Butterworth-Heinemann, Houston, TX, ISBN: 0-88415-525-0. 433p, 1996.
14. Brown, R N. Compressors - Selection and Sizing (2nd Ed.). Boston, MA: Gulf Professional Publishing, Houston, TX, an imprint of Butterworth-Heinemann. ISBN: 0-88415-164-6. 569p, 1997.
15. BS EN 12583, Gas supply systems, Compressor stations, Functional requirements.
16. BS EN ISO 14224, Petroleum, petrochemical and natural gas industries – Collection and exchange of reliability and maintenance data for equipment.
17. BS EN ISO 15663-1, Petroleum and natural gas industries – Life cycle costing – Part 1: Methodology.
18. BS EN ISO 15663-2, Petroleum and natural gas industries – Life cycle costing – Part 2: Guidance on application of methodology and calculation methods.
19. BS EN ISO 15663-3, Petroleum and natural gas industries – Life cycle costing – Part 3: Implementation guidelines.
20. BS ISO 1217:2009 Displacement compressors — Acceptance tests

21. Burns, T E. Serious Incident Prevention - How to Achieve and Sustain Accident-Free Operations in Your Plant or Company (2nd Ed.). Boston, MA: Gulf Professional Publishing, an imprint of Elsevier Science. ISBN: 0-7506-7521-7. 213p, 2002.
22. Dengji Zhou, Dawen Huang, Xingyun Jia, Taotao Li, Chen Wang, Duocai Wang, Yonglei Ren. Study on the maintenance scheduling model for compressor units of long-distance natural gas networks considering actual maintenance demands. Journal of Natural Gas Science and Engineering, Volume 94, 2021,104065. (ISSN 1875-5100, <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2021.104065>,<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1875510021002717>).
23. Dianpeng Lian, He Zheng, Zhongya Su, and Qikun Chen. Research on Abnormal Vibration and Vibration Reduction Measures of a Natural Gas Compressor Station: A Case Study of the JYG Compressor Station, Energy Fuels 2022, 36, 2, pp 897–909 (publication Date: December 29, 2021 American Chemical Society), <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.1c03849>
24. Dinu F. Contribuții la îmbunătățirea proceselor de extracție a hidrocarburilor din zăcăminte și de înmagazinare a gazelor naturale în depozite subterane, Teză, Universității Petrol-Gaze din Ploiești, 2016.
25. Dinu F. Extracția și Prelucrarea Gazelor Naturale, Editura Universității Petrol-Gaze din Ploiești, 2013.
26. Directiva 2002/49/EC a Parlamentului European și a Consiliului, referitoare la evaluarea și managementul zgomotului ambiental.
27. EN 1012-1 Compressors and vacuum pumps - Safety requirements - Part 1: Compressors.
28. EN 1127-1, Atmosfere explozive - Prevenirea și protecția la explozii, Partea 1: Concepte fundamentale și metodologie.
29. EN 12186 Gas supply systems - Gas pressure regulating stations for transmission and distribution – Functional requirements.
30. EN 12327 Gas supply systems – Pressure testing, commissioning and decommissioning procedures- Functional requirements.
31. EN 12732 Gas supply systems - Welding steel pipe work - Functional requirements.
32. EN 20014 Electrical apparatus for potentially explosives atmospheres – General requirements pr. EN 50154 Electrical installations in potentially explosive gas atmospheres (other than mines).
33. EN 21680-1 Acoustics – Test code for the measurement of airborne noise emitted by rotating electrical machinery – Part 1: Engineering methods for free field conditions over a reflecting plane (ISO 1680).
34. EN 21680-2 Acoustics – Test code for the measurement of airborne noise emitted by rotating electrical machinery – Part 2: Survey method (identical with ISO 1680).
35. EN 60079-10 Electrical apparatus for explosive gas atmospheres - Part 10: Classification of hazardous areas (IEC 60079-1).
36. EN 954-1.Safety of machinery - Safety-related parts of control systems - Part 1: General principles for design.
37. EN ISO 9000-1 Quality management and quality assurance standards - Part 1: Guidelines for selection and use (ISO 9000-1).
38. EN ISO 9001 Quality systems - Model for quality assurance in design/development, production, installation and servicing (ISO 9001).

91. SR EN ISO 19011, Ghid pentru auditarea sistemelor de management al calității și/sau de mediu.
92. SR EN ISO 9000, Sisteme de management al calității. Aspecte fundamentale și vocabular.
93. SR EN ISO 9001 , Sisteme de management al calității. Cerințe.
94. SR EN ISO 9004 Sisteme de management al calității. Linii directoare pentru îmbunătățirea performanțelor.
95. SR ISO 14001, Sisteme de management de mediu. Cerințe și ghid de utilizare.
96. SR ISO 1999. Acustică. Determinarea expunerii la zgomot profesional și estimarea deteriorării auzului.
97. STAS 11336/1. Acustica psihofiziologica. Evaluarea încadrării în limita admisibilă a nivelului de zgomot pentru evitarea pierderii auzului.
98. STAS 11336/2. Acustica psihofiziologica. Evaluarea încadrării în limita admisibilă a nivelului de zgomot pentru activități cu diferite grade de solicitare a atenției.
99. STAS 11711. Compresoare volumice alternative. Compresoare de aer cu piston. Tipizare.
100. STAS 11713. Agregate motor-compresor volumic. Tipizare.
101. STAS 1195. Uleiuri neaditivate pentru compresoare.
102. STAS 12879. Compresoare cu piston. Metoda de măsurare a nivelurilor de zgomot.
103. STAS 185/1. Instalații sanitare, de încălzire centrală, de ventilare și de gaze naturale. Conducte pentru fluide. Semne și culori convenționale.
104. STAS 3428, Compresoare de aer cu piston. Parametri principali.
105. STAS 5737. Compresoare cu piston. Reguli și metode pentru verificarea calității.
106. STAS 6161/3. Acustică în construcții. Determinarea nivelului de zgomot în localitățile urbane.
107. Strizhenok A V, Korelskiy D S. Estimation and Reduction of Methane Emissions at the Scheduled and Repair Outages of Gas-Compressor Units. Journal of Ecological Engineering, Volume 20, Issue 1, January 2019, pp 46–51.(<https://doi.org/10.12911/22998993/93943>).
108. Subramanian, R et al. Methane Emissions from Natural Gas Compressor Stations in the Transmission and Storage Sector: Measurements and Comparisons with the EPA Greenhouse Gas Reporting Program Protocol. Environ. Sci. Technol. 2015, 49, 5, pp 3252–3261.(<https://doi.org/10.1021/es5060258>)
109. Takao O, Takao K, Yoshinori K, Hironao T. Process Gas Applications Where API 619 Screw Compressors Replaced Reciprocating And Centrifugal Compressors. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, Graduate and Professional Student Publications and Conference Presentations, 2006. (<https://hdl.handle.net/1969.1/163186>).
110. Tuhovcak J et al. Comparison of heat transfer models for reciprocating compressor Applied Thermal Engineering **103** pp 607-615 2016.
111. Watchel J C and Tison J D. Engineering the Reliability of Reciprocating Compressor Systems, Fifth International Conference on Process Plant Reliability, Houston Texas, October 2-4 pp 243-271 1996
112. Xiaolei Zhu, Jing Xu, Yang Liu, Bo Cen, Xiaofeng Lu, Zhuo Zeng. Failure analysis of a failed connecting rod cap and connecting bolts of a reciprocating compressor . Engineering Failure Analysis Volume 74, April 2017, pp 218-227.
113. Xin R and Hatzikazakis P. Reciprocating Compressor Performance Simulation Int. Compressor Engineering Conference 1360 2000.
114. Yaws C L. Handbook of Thermodynamic Diagrams - Volume and Enthalpy Diagrams for Major Organic Chemicals and Hydrocarbons, (Library of Physico-Chemical Property Data), Houston, TX: Gulf Publishing Company, 1996

115. Yen-Ju Lu, Fang-Yun Tung, Chen-Hua Wang. Developing an expert prognosis system of the reciprocating compressor based on associations among monitoring parameters and maintenance records. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, Volume 69, March 2021, 104382.
116. Yinshui L et al. Efficiency evaluation of a miniature multi-stage compressor under insufficient inter-stage cooling conditions, *Int. J. of Refrigeration* 97 pp 169-179 2019.
117. Yusha V L and Busarov S S. Analysis of non-stationary temperature fields in the cylinder walls of the compressor stage *The Journal Omsk Scientific Bulletin* 5 pp 96-101 2006.
118. Yusha V L et al. The experimental research of the thermal conditions in slow speed stage of air reciprocating compressor, *Procedia Engineering* 152 pp 297 – 302 2016.
119. Yusha V L, Busarov S S and Aistov I P. Influence of wall thickness and properties of structural materials on the discharge temperature and strength characteristics of slow-speed long-stroke stages *Oil and Gas Engineering (OGE-2017) AIP Conf. Proc.* 1876 020040-1-020040-8 2017.
120. Z 662-03 (Canadian Standards Association – CSA), Oil and gas pipeline systems.
121. Zejun Wana et al. Research Status of Natural Gas Compressor Unit Failure. *International Journal of Science* Vol.7 No.1 2020, pp 127-135.
122. Zhao Y et al. Numerical Simulation and Experimental Validation of the Vibration Modes for a Processing Reciprocating Compressor, *Hindawi Shock and Vibration* 2017 pp 1-12 2017.
123. Zheng Liang et al. Vibration cause analysis and elimination of reciprocating compressor inlet pipelines. *Engineering Failure Analysis*, Volume 48, February 2015, pp 272-282
124. Dinu, P. O., Pană, I., Dinu, F., A method to determine the mass flow to reciprocating compressors, *Romanian Journal of Petroleum & Gas Technology* vol. 3 (74) nr. 2/2022, DOI: 10.51865/JPGT.2022.02.01, http://jpgt.upg-ploiesti.ro/wp-content/uploads/2022/08/01_Articol-jurnal-UPG-nr-2_2022_RJPGT_art_Dinu_P.pdf
125. Albulescu - Stoian, I., Dinu, F., Pana I., Dinu, P. O., Aspects regarding the use of dynamic models in the study of volumic losses between piston and barrel at borehole pumps, Aspecte referitoare la utilizarea modelelor dinamice în studiul pierderilor volumice dintre piston și cilindru la pompele de extracție, *Buletinul UPG Ploiești Seria Tehnică*, vol. LXXI, nr.3, 2019;
126. Dinu, P. O., Pelin, Ș., Dinu, R.V., Study of Thermodynamic of Hydrocarbon Systems, *Buletinul Universității Petrol-Gaze din Ploiești, seria tehnică*, Vol. LXX, nr. 2/2018, ISSN (Online) 2247-8574, ISSN-L 1224-8495, pag.57-62;
127. Pelin, Ș., Dinu, R.V., Dinu, P. O., Determination of Critical Point in Hydrocarbon Systems, *Buletinul Universității Petrol-Gaze din Ploiești, seria tehnică*, Vol. LXX, nr. 2/2018, ISSN (Online) 2247-8574, ISSN-L 1224-8495, pag.72-82.
128. Dinu, F., Pană, I., Dinu, P. O., Despre impactul asupra mediului provocat de țigări negre sau condensatul de sondă?, *International Scientific Conference „Oil and Gas Exploration and Exploitation, Present and Perspectives”*, 22-24th of November 2018, Ploiești, România.