

HOCINE MZAD\*

## ETUDE THEORIQUE ET PRATIQUE DU PHENOMENE DE POMPAGE DANS LES COMPRESSEURS INDUSTRIELS

### TEORETYCZNE I PRAKTYCZNE BADANIA ZJAWISKA POMPOWANIA W SPRĘŻARKACH PRZEMYSŁOWYCH

#### Résumé

Le pompage est une instabilité aérodynamique de l'écoulement dans la machine s'accompagnant d'une inversion de sens du débit. Le présent article décrit ce phénomène et ses conséquences pour des compresseurs installés dans les unités de production, c'est-à-dire des machines conçues et construites spécifiquement pour un procédé et un environnement particuliers. Les compresseurs concernés par le phénomène de pompage font partie de la famille des turbomachines, ils ont pour caractéristique commune le fait qu'aucun dispositif technologique interne ne peut s'opposer à un écoulement à contre courant.

*Mots-clés: compresseur, pompage, débit, contre courant*

#### Streszczenie

Pompowanie to niestabilność aerodynamiczna przepływu w sprężarkach pojawiająca się przy odwróceniu kierunku przepływu. W artykule opisano to zjawisko i jego konsekwencje dla sprężarek zainstalowanych w układach produkcyjnych, tzn. maszyn procesowych, zbudowanych specjalnie dla procesów (chemicznych). Sprężarki, których dotyczy zjawisko pompowania stanowią rodzinę maszyn przepływowych, a ich wspólną cechą stanowi fakt, że żadne urządzenie technologiczne nie może przeciwstawić się przepływowi wstecznemu.

*Słowa kluczowe: sprężarka, pompowanie, wydatek, przepływ zwrotny*

#### Abstract

Surge is an aerodynamic instability of the flow in the machine being accompanied by an inversion of the flow direction. This article describes this phenomenon and these consequences for compressors installed in the manufacturing units, i.e. machines designed and built specifically for a particular process and environment. The compressors concerned with this phenomenon of surge belong to the family of turbomachines, they have as a common characteristic the fact that no internal technological device can not be opposed to an inverse flow.

*Keywords: compressor, surge, flow, inverse direction*

---

\*Hocine Mzad, Docteur d'Etat (MC), Département de Génie Mécanique, Université des Sciences et de la Technologie Mohamed Boudiaf, Oran, Algérie.

## Nomenclature

$C_p$	Chaleur spécifique à pression constante	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$\Delta H_p$	Hauteur polytropique	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$\Delta H_R$	Hauteur réelle	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$L_T$	Longueur de la tuyauterie	$[\text{m}]$
$N$	Vitesse de rotation	$[\text{tr} \cdot \text{mn}^{-1}]$
$p_a$	Pression d'aspiration	$[\text{Pa}]$
$p_r$	Pression de refoulement	$[\text{Pa}]$
$p_C$	Pression dans la chambre	$[\text{Pa}]$
$p^F$	Pression de fonctionnement	$[\text{Pa}]$
$p_r^V$	Variation de la pression refoulée	$[\text{Pa}]$
$p_C^V$	Variation de la pression dans la chambre	$[\text{Pa}]$
$p_0$	Pression atmosphérique	$[\text{Pa}]$
$Q^F$	Débit de fonctionnement	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q_r^V$	Variation du débit refoulé	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q_s^V$	Variation du débit sortant	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q_s$	Débit sortant	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q_r$	Débit refoulé	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q_v$	Débit volumique aspiré	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q_{\text{vol}}^F$	Débit volumique au refoulement	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$R$	Constante thermodynamique du gaz	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$S$	Surface annulaire des aubes pour un étage axial et Surface frontale de la roue pour un étage centrifuge	$[\text{m}^2]$
$S_C$	Surface au col	$[\text{m}^2]$
$S_T$	Surface de la tuyauterie	$[\text{m}^2]$
$T_1$	Température absolue d'aspiration	$[\text{K}]$
$T^F$	Température de fonctionnement	$[\text{K}]$
$T_r$	Température de refoulement	$[\text{K}]$
$T_r^V$	Variation de température de refoulement	$[\text{K}]$
$U_2$	Vitesse périphérique	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$U_s$	Vitesse du son	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$Z$	Coefficient de compressibilité du gaz (déviations par rapport au gaz parfait)	
$U_T^V$	Variation de la vitesse dans la tuyauterie	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$U_T^F$	Vitesse de fonctionnement dans la tuyauterie	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

$\alpha$	Pente de la caractéristique	
$\gamma$	Coefficient isentropique du gaz	
$\rho^F$	Masse volumique au point de fonctionnement	$[\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
$\rho_r$	Masse volumique au refoulement	$[\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
$\phi$	Coefficient de débit	
$\psi$	Coefficient de pression ou de hauteur	
$\eta_p$	Rendement polytropique	

## 1. Introduction

Le pompage est cette instabilité aérodynamique de l'ensemble du compresseur lors du fonctionnement à petit débit quand le réseau de refoulement s'est suffisamment vidé dans l'aspiration, le compresseur trouve de nouvelles conditions de fonctionnement lui permettant de rétablir le débit dans la bonne direction, jusqu'à ce qu'un nouveau cycle d'instabilité recommence de nouveau [1, 2]. Ce phénomène connu de l'origine des compresseurs se manifeste lorsque le débit volumique d'une machine descend au dessous d'une certaine limite, pour une vitesse de rotation donnée [3], il se produit alors des variations périodiques importantes de la pression et du débit à une fréquence plus ou moins grande. Ce dernier se caractérise par des oscillations de débit considérables se traduisant par des forces alternées importantes sur les organes mécaniques [4]. A ce moment, un changement instantané du sens d'écoulement du gaz se produit, ainsi qu'une chute de la hauteur de pression normale et le cycle se répète provoquant une vibration tellement puissante qu'elle détruit l'équipement et met le personnel en danger. Le décrochage aérodynamique de l'air dans le compresseur ne permet plus au compresseur de pousser l'air [5], étant connecté à deux réseaux à pressions différentes, la capacité haute pression du refoulement se vide dans la capacité à basse pression de l'aspiration par un débit à contre courant dans le compresseur.

Bien entendu, les compresseurs sont équipés de dispositifs de protection contre le pompage, pour prévenir ce phénomène, les compresseurs centrifuges sont équipés d'un système automatique de régulation du débit appelé circuit antipompage [6]. Ces dispositifs de protection contre le pompage empêchent le compresseur de descendre trop bas en débit, ils limitent donc quelque peu la plage de fonctionnement de la machine, leur dimensionnement et leur réglage tiennent compte, bien sûr, de la performance aérodynamique du compresseur, des caractéristiques des réseaux amont et aval et de la nature du gaz, mais également du fait qu'ils doivent protéger les machines lors des régimes transitoires rapides.

## 2. Caractéristiques de compression

La courbe caractéristique de la compression d'une machine dynamique [7] représentant la pression de refoulement en fonction du débit, est fonction d'une série de paramètres telles que la pression d'aspiration, la vitesse de rotation, la nature du gaz comprimé. Il a par conséquent été recherché d'autres représentations plus universelles, indépendantes des conditions de fonctionnement, cette caractéristique est représentée en fonction de grandeurs adimensionnelles comme le coefficient de débit

$$\phi = \frac{Q_v}{SU_2} \quad (1)$$

et le coefficient de pression

$$\psi = \frac{\Delta H_p}{U_2^2} \quad (2)$$

Où

$$\Delta H_p = \Delta H_R \eta_p \quad (3)$$

Par la suite, nous nous intéresserons surtout à la courbe de compression (Fig. 1) que nous représenterons par un rapport de pression ( $P_r/P_a$ ) en fonction du débit aspiré  $Q_v$ , pour un gaz donné, des conditions thermodynamiques à l'aspiration et une vitesse de rotation fixées.

Afin de rendre la caractéristique plus indépendante des conditions thermodynamiques à l'aspiration, le rapport de pression est aussi parfois représenté en fonction de

$$\frac{Q_v}{\sqrt{ZRT_1}} \quad (4)$$

et pour une pseudo „iso vitesse”

$$\frac{N}{\sqrt{ZRT_1}} \quad (5)$$

En allant vers les petits débits, les pertes par incidence font diminuer le rendement, la hauteur développée par le compresseur passe par un maximum, puis diminue. La figure 2 montre la caractéristique complète de la machine, qui a même été étendue aux débits négatifs. Généralement, lorsqu'on veut modéliser la partie complémentaire de la caractéristique ajoutée, on considère une courbe du troisième degré telle que

$$\psi = a\phi^3 + b\phi^2 + d \quad (6)$$

qui aura un point d'inflexion entre  $\Phi = 0$  et  $\Phi$  minimal de la caractéristique normale, des tangentes horizontales en ces mêmes points, raison pour laquelle on n'a pas de terme en  $c\Phi$  dans l'équation (eq. 6) et une valeur  $\psi = d$  pour  $\Phi = 0$ , qui se calcule par les caractéristiques géométriques de la machine (équilibre radial sous l'action des forces centrifuges dans les roues, pour un compresseur centrifuge).

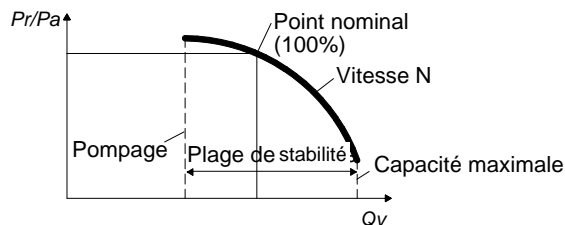
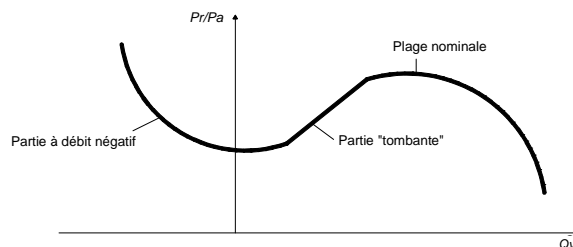


Fig. 1. Caractéristique de compression d'une machine  
Ryc. 1. Charakterystyka kompresji maszyny

Fig. 2. Caractéristique complète de compresseur

Ryc. 2. Pełna charakterystyka kompresora

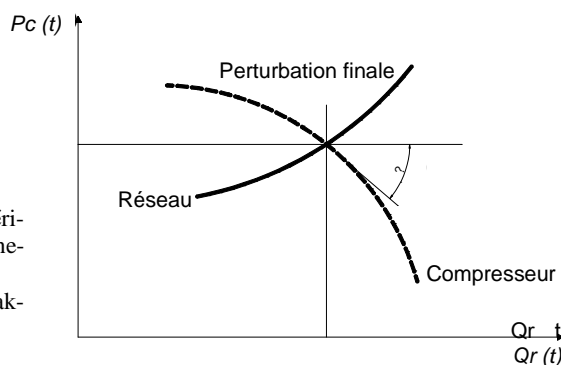


### 2.1. Stabilité du point de fonctionnement

Pour étudier la stabilité du régime de fonctionnement à l'intersection de la caractéristique du compresseur et de celle du réseau, il faut supposer que, pour une raison quelconque, une perturbation ait été introduite et l'on s'intéressera à l'évolution de la pression  $p_C$  dans la chambre en fonction du débit  $Q_r$  refoulé par le compresseur. La figure 3 montre la caractéristique du compresseur, celle du réseau, le point de fonctionnement et la perturbation introduite sur la pression  $p_C$ . Si le système revient à son point de départ, le fonctionnement est stable, s'il s'en écarte, le fonctionnement est instable et il y a pompage.

Fig. 3. Perturbations initiales, caractéristique au point de fonctionnement

Ryc. 3. Zakłócenia początkowe, charakterystyka w punkcie pracy



### 2.2. Equations caractéristiques du compresseur

La variable choisie pour le compresseur étant la variation de débit  $Q_r^V$  on va exprimer les autres variables en fonction de celle-ci [8, 9] et la pression de refoulement a pour expression

$$p_r^V = \alpha Q_r^V \quad (7)$$

La température de refoulement est donnée par

$$\frac{T_r}{T_0} = \left( \frac{p_r}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma\eta_p}} \quad (8)$$

Soit

$$T_r^V = \frac{T^F}{p^F} \frac{\gamma-1}{\gamma\eta_p} \alpha Q_r^V \quad (9)$$

En associant l'équation d'état thermodynamique du gaz

$$\frac{p}{\rho} = Z R T \quad (10)$$

on obtient la masse volumique au refoulement que l'on différencie et que l'on reporte dans la relation (eq. 9), ce qui conduit à

$$\rho_r^v = \alpha A Q_r^v \quad (11)$$

avec

$$A = \frac{1 - \frac{\lambda - 1}{\gamma \eta_p}}{Z R T^F} \quad (12)$$

Toute l'énergie cinétique étant concentrée dans la tuyauterie de refoulement on applique au gaz aspiré l'équation de la variation de la quantité de mouvement

$$\rho_r S_T L_T \frac{dU_T}{dt} = (p_r - p_c) S_T \quad (13)$$

tenant compte de l'expression (eq. 7)

$$\frac{dU_T^v}{dt} = \frac{1}{L_T \rho_F} (\alpha Q_r^v - p_c^v) \quad (14)$$

on associe l'expression du débit dans la tuyauterie

$$Q_r = \rho_r S_T U_T \quad (15)$$

qui donne par différenciation  $U_T^v$  que l'on reporte dans la relation (eq. 14)

$$\frac{dQ^v}{dt} = B(\alpha Q_r^v - p_r^v) \quad (16)$$

où

$$B = \frac{S_T}{L_T (1 - Q_{vol}^F \alpha A)} \quad (17)$$

et

$$Q_{vol}^F = S_T U_T^F = \frac{Q^F}{\rho^F} \quad (18)$$

Dans l'équation (eq. 16), apparaît la variation de pression dans la chambre que l'on va obtenir par écriture du bilan massique de gaz dans cette chambre, dans laquelle rentre  $Q_r$  et sort  $Q_s$

$$V_c d\rho_c = (Q_r - Q_s) dt \quad (19)$$

La masse volumique dans la chambre est liée à  $p_c$  et à  $T_c$  par l'équation d'état (eq. 10), ce qui conduit à

$$V_c \frac{d}{dt} \left( p_c^v - \frac{P^F}{T^F} T_c^v \right) = Z R T^F (Q_r^v - Q_s^v) \quad (20)$$

### 2.3. Equations de conservation de l'énergie

La variation de température  $T_C^V$  du gaz contenu dans la chambre apparaissant dans l'équation (eq. 20) s'obtient par l'expression du bilan d'énergie dans cette chambre. On devrait écrire un bilan d'enthalpie avec le débit entrant  $Q_R$  à température  $T_r$  et le débit sortant  $Q_S$  à la température  $T_c$ . Si l'on considère la chaleur spécifique à pression constante  $C_p$  autour du point de fonctionnement et aucun échange de chaleur avec l'extérieur, il vient

$$\rho^F V_C \frac{dT_C^V}{dt} = T_F \left( 1 + \frac{\alpha}{\rho^F} \frac{\gamma-1}{\gamma \eta_p} \right) Q_R^V - Q^F T_C^V - T^F Q_S^V \quad (21)$$

Cette formulation introduit une troisième variable d'état  $T_c$  en plus de  $Q_R$  et de  $p_c$ . Afin de pouvoir résoudre facilement le système avec des équations simples, on effectuera une autre hypothèse simplificatrice qui est que le comportement du gaz dans la chambre est considéré comme adiabatique. Compte tenu de la rapidité des phénomènes étudiés devant la constante de temps thermique de la chambre, cette hypothèse reste réaliste.

$$\frac{p_C}{\rho_C^\gamma} = Cte \quad (22)$$

La différentiation de l'équation (eq. 22), associée à l'équation d'état (eq. 10) donne

$$T_C^V = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{T^F}{p^F} p_C^V \quad (23)$$

qui est reporté dans l'équation de bilan de masse (eq. 20), pour donner

$$\frac{dp_C^V}{dt} = C(Q_R^V - Q_S^V) \quad (24)$$

où

$$C = \frac{\gamma Z R T^V}{V_C} \quad (25)$$

Pour un rapport de pression  $(p^F/p_0) \geq 2$  le débit est sonique dans l'orifice de sortie et les conditions au col sonique sont

$$p_S = p_C \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (26)$$

$$T_S = T_C \frac{2}{\gamma+1} \quad (27)$$

La vitesse du son est donnée par

$$U_S = \sqrt{\gamma Z R T_S} \quad (28)$$

En associant les paramètres  $p_S$ ,  $T_S$  et  $U_S$  donnés par les équations (eq. 26, 27, 28), ainsi que l'équation d'état du gaz (eq. 10) à l'expression du débit au col, on obtient

$$Q_s = \frac{p_s}{Z R T_s} \sqrt{\gamma Z R T_s} S_c \quad (29)$$

En substituant les relations (eq. 26, 27) dans l'équation (eq. 29), on trouve

$$Q_s = \frac{p_c}{\sqrt{R Z T_c}} \sqrt{\gamma} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (30)$$

La surface au col  $S_c$  est calculée pour les valeurs du point de fonctionnement et la différentiation de l'équation (eq. 30) conduit à

$$Q_c^v = D p_c^v \quad (31)$$

avec

$$D = \frac{Q^F}{p^F} \frac{3\gamma-1}{2\gamma} \quad (32)$$

En reportant l'expression (eq. 31) dans l'équation (eq. 24), on aura

$$\frac{dp_c^v}{dt} = C(Q_r^v - D p_c^v) \quad (33)$$

### 3. Données pratiques et résultats d'essais sur site

Cette méthode d'équilibrage a été réalisée sur le site de la Sonatrach à la station de Hassi R'mel (station n° 4), dont la manière de procéder tient compte des jeux des roulements, des déformations et des conditions d'exploitation rencontrées pendant le fonctionnement normal de la machine.

Le but de l'équilibrage sur site va nous permettre de définir presque parfaitement la compensation dans les conditions de service comme la vitesse de service, la température de service, les jeux des roulements et des accouplements sans même avoir recours au démontage du rotor.

Les données pratiques des essais sont regroupées dans le tableau ci-dessous (tabl. 1).

Tableau 1

Caractéristiques de fonctionnement des compresseurs

	Compresseur 8 MW	Compresseur 10 MW
Rapport de pression	8/1	10/1
Type de compresseur	PCL 603-2/30 centrifuge à 7 étages	PCL 802-1/36 centrifuge à 7 étages
Volume à l'entrée	22,18 m <sup>3</sup> /s à l'entrée	28,6 m <sup>3</sup> /s à l'entrée
Nombre d'étages HP	4	4
Nombre d'étages BP	3	3



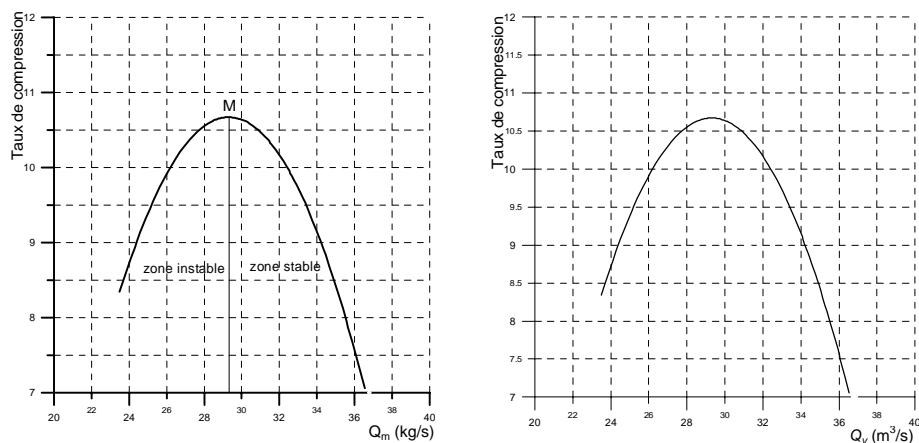


Fig. 4. Variation du taux de compression d'un compresseur centrifuge  
7 étages 10 MW (type PCL 802-1/36)

Ryc. 4. Zmienność stopnia sprężania kompresora odśrodkowego 7 stopniowego 10 MW  
(typ PCL 802-1/36)

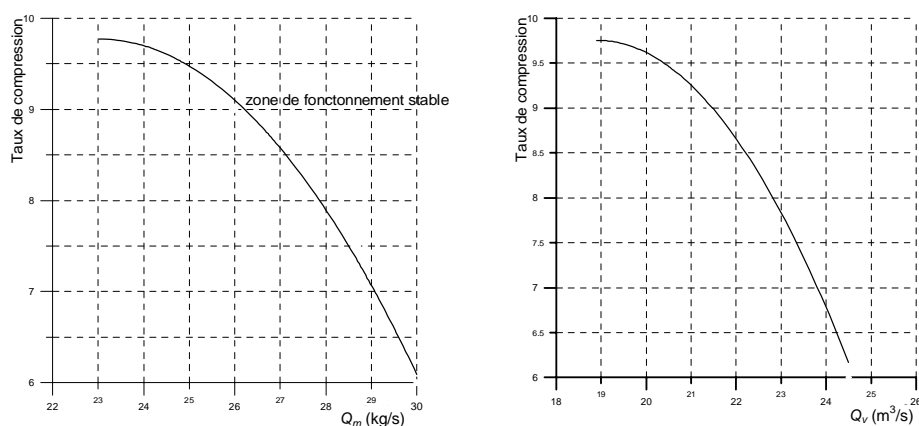


Fig. 5. Variation du taux de compression d'un compresseur centrifuge  
7 étages 8 MW (type PCL 603-2/30)

Ryc. 5. Zmienność stopnia sprężania kompresora odśrodkowego 7 stopniowego 8 MW  
(typ PCL 603-2/30)

#### 4. Exemple de calcul

Dans le but d'étudier la stabilité des régimes de fonctionnement des compresseurs, les calculs ont été effectués sur un ensemble de tuyauterie, d'une installation industrielle, de longueur  $L_T = 100$  m et de 80 mm de diamètre.

L'exploitation numérique, lors de l'étude des solutions des équations (eq. 14, 25), se fait sur les valeurs de l'exemple suivant:

- Conditions atmosphériques:  $p_0 = 10^5 \text{ Pa}$   $T_0 = 291 \text{ K}$ ,
- Caractéristiques du compresseur:  $p^F = 3,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$   $\eta_p = 0,80$   $T^F = 472 \text{ K}$ ,
- Paramètres du gaz comprimé:  $R = 287 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$   $\gamma = 1,4$   $Z = 1$ ,
- Valeurs au point nominal:  $Q^F = 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$   $Q_{\text{vol}}^F = 0,34 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ,
- Intervalle de la pente:  $\alpha = -10^5 \div +10^5 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{kg}^{-1}$ ,
- Volume de la chambre:  $V_c = 10 \text{ m}^3$ .

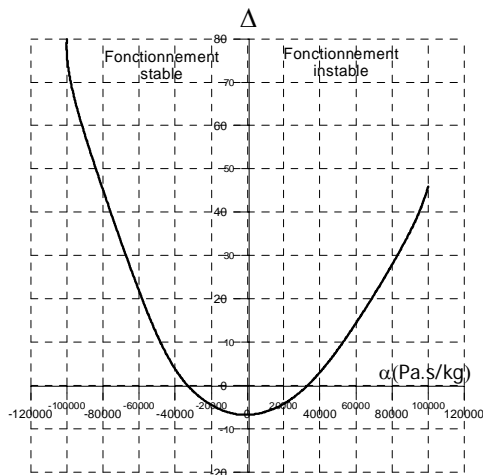


Fig. 6. Stabilité de fonctionnement du compresseur

Ryc. 6. Stateczność funkcjonowania kompresora

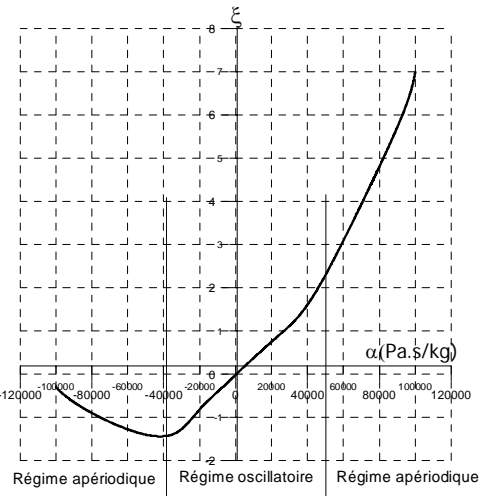


Fig. 7. Régimes de fonctionnement du compresseur

Ryc. 7. Tryby funkcjonowania kompresora

## 5. Discussions, analyses et conclusion

Les représentations graphiques (Fig. 4, 5), compte tenu des résultats d'essais pratiques, ont la même allure que les courbes théoriques avec une légère différence due probablement à la conception et les paramètres de fonctionnement du compresseur, cela n'exclut pas d'autres critères tout aussi importants.

Supposant que le point de fonctionnement du compresseur se trouve à gauche du maximum, une réduction du débit entraîne une diminution de pression de refoulement, ces deux dernières grandeurs exercent une influence sur la vitesse de pression, habituellement, cette fréquence est assez grande; ce sont les perturbations qui mettent en danger le fonctionnement du compresseur qu'on appelle pompage (zone instable). Examinant maintenant le cas où le fonctionnement du compresseur est caractérisé par un point situé à droite du point  $M$  maximum de la courbe, une augmentation du débit entraîne une diminution de la pression de refoulement et au même temps par un accroissement de la pression résulte une diminution du débit, le régime de fonctionnement défini par ce point est donc essentiellement stable.

L'inversion soudaine du débit s'apparente à un choc et ses conséquences mécaniques sont désastreuses, telles que la rupture d'ailettes sur les compresseurs axiaux, les vibrations

radiales de très grands niveaux avec destruction des dispositifs d'étanchéité internes sur les compresseurs. Il existe d'autres types d'instabilités aérodynamiques propres aux compresseurs dynamiques fonctionnant à petits débits, elles ne mettent pas à priori en cause un couplage machine-réseau et ne sont donc pas à confondre avec le pompage. Néanmoins, elles constituent des signes avant coureurs dont la détection peut être très intéressante pour la conduite d'une machine. Les conséquences aérodynamiques de ces phénomènes sont un affaiblissement des caractéristiques de compression, sur le plan mécanique, ils créent des vibrations forcées de rotor à des fréquences subsynchrones caractéristiques qui gênent aussi le bon fonctionnement, vis-à-vis du pompage, ils doivent être considérés comme des signes avant coureurs, car prenant naissance à petits débits, mais il faut bien savoir que leur présence n'est absolument pas obligatoire avant que ne se déclenche le pompage en réduisant le débit selon le type, la conception et les conditions d'utilisation des étages.

Afin de protéger le compresseur contre le pompage, il convient de définir une limite de pompage en dessous de laquelle le fonctionnement ne sera pas autorisé. Il est donc évident qu'il faudra que des moyens spécifiques de protection soient installés sur les machines pour préserver leur intégrité et conserver leurs performances dans le temps. Ces moyens sont d'autant plus complexes que l'on souhaite toujours une plus grande plage possible en débit pour le fonctionnement de la machine afin d'adapter de façon permanente, économique et souple la production aux impositions de la consommation.

Comme nous l'avons évoqué précédemment, pour étudier la stabilité d'un point de fonctionnement on doit considérer les caractéristiques du compresseur et celle du réseau. A l'appui de ces conditions, nous pouvons dégager mathématiquement des régimes stables et des régimes instables. Bien que l'exemple traité soit un cas à la fois particulier et idéalisé, les propriétés obtenues sont généralisables à tout type du réseau, la figure 6 représente les plages de stabilité en fonction de la pente de la caractéristique  $\alpha$ , deux zones de fonctionnement distinctes de part et d'autre de l'axe  $\Delta$ , une à droite correspondant à des fonctionnements stables la deuxième à des instabilités (pompage). De même pour le graphe de la figure 7 qui montre les différents types de régimes de fonctionnement, un régime oscillatoire est possible sur une toute petite plage de débit, sur la plus grande plage de la courbe le régime est apériodique.

Pour conclure, il faut savoir que dans l'industrie du pétrole et du gaz naturel, la plage de fonctionnement des compresseurs centrifuges, dite aussi plage de stabilité, est recherchée aussi large que possible pour que la machine puisse s'adapter facilement à la demande de production qui n'est, bien sûr, pas toujours 100% du débit nominal.

## Références

- [1] Arnaudeau M., *Development of a Two-Phase Oil Pumping System for Evacuating Subsea Production Without Processing*, 20th Offshore Technology Conference, Paper 5648, Houston, May 1988.
- [2] Vilagines R., Spettel F., Morel R., Hidra M., *Experimental Study of Unsteady Wall Static Pressures in a Multistage Pump*, Second Int. Conference on Pumps and Fans, Beijing, October 17–20 1995.
- [3] Vangen G., Carstensen C., Bakken L.E., *Gulfaks Multiphase Booster Project*, 27th Offshore Technology Conference, Paper 7930, Houston, 1–4 May 1995.

- [4] Heintzé E., de Salis J., Charron Y., *Dynamic Simulation of Multiphase Flow Pumps*, Multiphase 99 Conference, Cannes 1999.
- [5] Pampreen R.C., *Compressor Surge and Stall (Pompage et décrochage tournant des compresseurs)*, Concepts ETI Inc. Norwich Vermont USA 05055, 1993, 360.
- [6] Mondoloni J.L., Pugnet J.M., Desbois R., *Antipompage et fiabilité des compresseurs centrifuges. Disponibilité des machines tournantes – Le point de vue des constructeurs*, 8 fig., bibl; (5 ref.) Publication CETIM, Mécanique et Maintenance, Recueil de conférences, 1993, 163-177.
- [7] Mondoloni J.L., *Dispositif de commande de moyens d'antipompage d'un compresseur*, Brevet français N° 90/11575, 1990.
- [8] Bidard R., *Le pompage des compresseurs. Centre d'études supérieures de mécanique des fluides*, 1973.
- [9] Sedille M., *Ventilateurs et compresseurs centrifuges et axiaux*, Tome 1, et suivantes, Eyrolles et Masson, Paris 1973, 221.