Le Turbo-Rotary : précurseur du Turbo-Forage

Autor(en): **Perret, E.A.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Bulletin der Vereinigung Schweiz. Petroleum-Geologen und -Ingenieure**

Band (Jahr): **27 (1960-1961)**

Heft 73

PDF erstellt am: **28.03.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-190776

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

Bull. Ver. Schweizer. Petrol.-Geol. u. Ing., Vol. 27, Nr. 73, Febr. 1961, S. 17—27, 10 Fig.

Le Turbo-Rotary

Précurseur du Turbo-Forage

Par E. A. Perret

C'est en 1925 que Lachamp et Perret, mettant à profit leur expérience du Rotary à tiges, décidèrent de créer un appareil de forage plus rationnel.

L'idée de principe, illustrée par la fig. 1, etait de libérer l'appareil de la servitude des tiges à chaque changement de trépan ou autres manutentions.

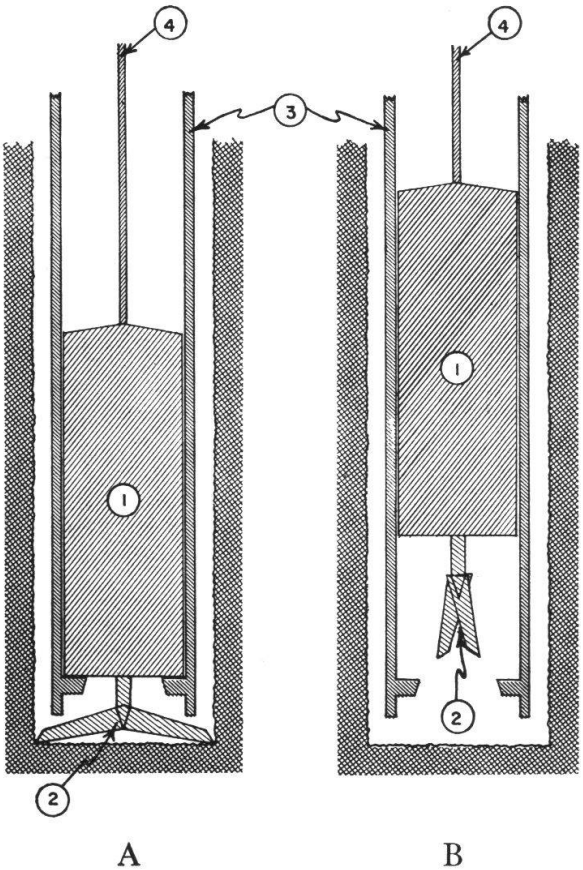


Fig. 1

A posiiton de travail
B position de relèvement

1 : Turbine
2 : Trépan rétractile
3 : Colonne de tubes
4 : Câble de turbine

Les inventeurs décidèrent d'utiliser une turbine qui, passant librement à l'intérieur d'une colonne de tubes, reposant sur une couronne à clabots, pouvait être introduite et retirée au moyen du câble de curage.

Des trépans à éléments rétractiles permettaient de forer un trou plus grand que la colonne de tubes (casing).

A cet effet, ils prirent contact avec des turbiniers de réputation mondiale (ATELIERS DES CHARMILLES, Genève), leur fixant comme caractéristique principale le diamètre extérieur de la turbine qui ne devait pas dépasser 150 mm, avec une puissance aussi élevée et un débit aussi faible que possible.

Compte tenu des règles déterminant le fouettement des arbres, il en résulta une turbine à 8 étages dont les caractéristiques sont représentées par le graphique (Fig. 2).

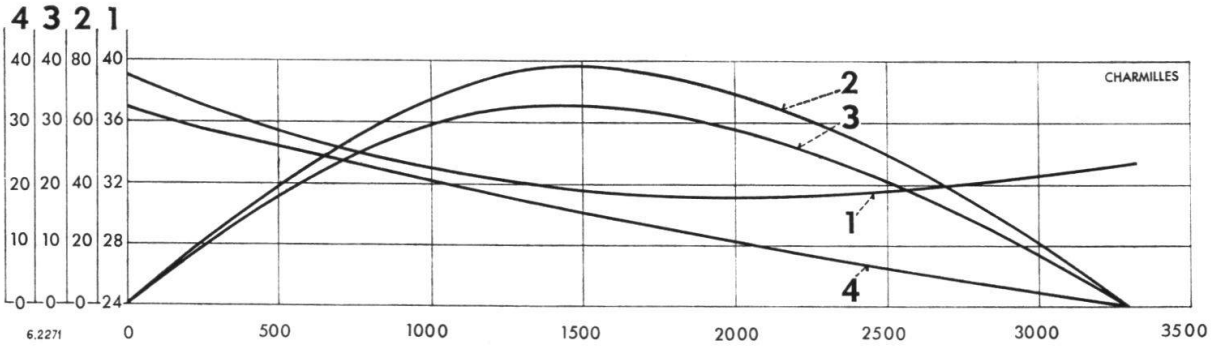


Fig. 2

En abcisses: Vitesse en tours/min
Courbe 1: Debit en lit/sec.
Courbe 2: Rendement %
Courbe 3: Puissance en CV
Courbe 4: Couple en Kgm

Il est évident qu'il n'existait à l'époque aucun trépan capable de travailler à la vitesse de 1500 t/min., ce qui pour un diamètre de 12" (300 mm) représente une vitesse périphérique d'environ 24 mètres/sec.

Il fallut créer ces outils, et les recherches expérimentales commencèrent.

En 1926, un premier équipement d'essai fut mis en service. Le premier outil créé fut un trépan constitué par deux lames en forme d'hélice, articulées sur le corps du trépan, s'écartant sous l'effet de la force centrifuge et se refermant à l'arrêt de la turbine, pour former un ensemble inscrit dans un cercle ne dépassant pas 130 mm en diamètre.

Ce trépan était destiné en principe aux terrains très tendres (sables, etc.) ; mais à la surprise du constructeur, il se comporta très bien dans des conglomérats (Alluvion ancienne) des falaises du Rhône à Genève.

Un essai concluant, en présence d'un Ingénieur-Conseil de la Sté GALICIENNE des KARPATHES, décida cette Compagnie pétrolière à entreprendre des essais de forage en Pologne.

Toutefois, il était exclu de tenter de forer dans des formations dures compactes (grès, etc.) avec un outil dit « de frottement », un outil de roulement fut hâtivement construit et rapidement essayé.

Essais de Pologne

Dans un puits de la Sté Galicienne des Karpathes, après un succès de courte durée dans des conglomérats, le TURBO-ROTARY échoua piteusement sur les grès avec le trépan à molettes insuffisamment éprouvé à Genève.

Le matériel fut alors transporté dans une station d'essai pour effectuer, en surface sur les grès, des recherches méthodiques. A cet effet, on creusa un puits d'environ 3 mètres de profondeur dans lequel furent empilés des blocs de grès extraits des montagnes voisines, et les essais aboutirent au trépan représenté par la fig. 3.

Cette figure explique pourquoi il est relativement aisé de construire un outil rétractile soumis à une charge de quelques centaines de Kgs comme avec le TURBO-ROTARY, tandis que le problème devient sinon insoluble du moins très difficile à résoudre lorsque cet outil est soumis à des contraintes de l'ordre de dizaines de tonnes comme c'est le cas avec le Rotary conventionnel, ainsi qu'avec toutes les foreuses à turbines de quelque construction que ce soit.

Bref, le protocole de clôture des essais TURBO-ROTARY effectués en présence des représentants de la Sté Galicienne des Karpathes stipule :

« Les essais ont été concluants en ce sens qu'il est démontré que l'appareil peut forer les grès. Au cours des essais officiels du 14 septembre 1927, il a été foré deux mètres de grès de dureté moyenne (Ciezkowice) à la vitesse moyenne de cinquante centimètres à l'heure en ⌀ 12".

Mais ce n'était qu'un début.

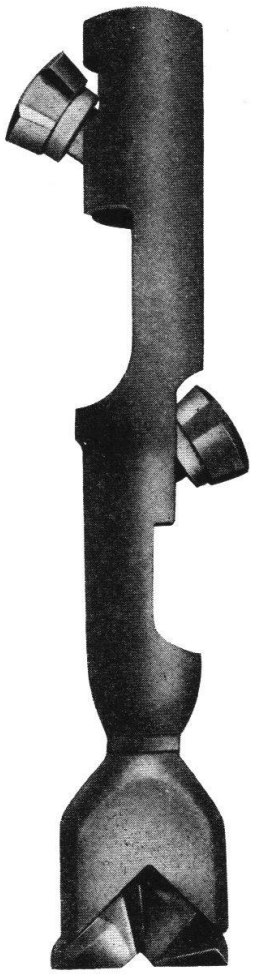


Fig. 3

Essais de Pechelbronn

Le forage No. 2993 du district de Gunstett fut entrepris en février 1928 avec un jeu de trépans améliorés. Pour éprouver la nouvelle construction du trépan à molettes (fig. 3), on débuta par le forage d'un bloc de béton de 2,50 mètres d'épaisseur, composé de la façon suivante, conformément aux prescriptions du service technique de Pechelbronn :

« Béton de cailloutis de silex dosé à 300 kgs au mètre cube de ciment électrique, six semaines de durcissement sous l'eau. »

Après une cinquante de mètres où des avancements de 1,50 à 7 mètres/heure furent enregistrés, le programme des essais fut modifié en raison de l'insuffisance de l'installation de pompage, et le forage fut continué à pression réduite: 5-6 kg/cm², au lieu de la pression normale de travail de 10 kg/cm².

On ce contenta alors de forer en vue de faire des observations méthodiques pour le perfectionnement de l'outillage.

Tête de trépan

C'est au cours de ces travaux que le bicône de tête du trépan à molette de la fig. 3 fut définitivement écarté comme inefficace. Effectivement, la vitesse de rotation des molettes étant l'élément de principe de travail, les cônes dont la vitesse périphérique diminue très rapidement en se rapprochant du centre, ne font qu'un travail insuffisant qui a pour résultat de ralentir la progression des bras élargisseurs.

Cette tête bicône fut remplacée par un outil dont les organes percutants ne sont pas influencés par ces variations de vitesse. Elle présente l'avantage de pouvoir travailler indifféremment dans les formations dures ou tendres. Son action est remarquable surtout dans les marnes collantes car elle empêche le colmatage des organes foreurs, comme ce fut le cas avec le bicône.

La construction de cet outil sera divulguée prochainement.

Mise en veilleuse du TURBO-ROTARY

Les choses en restèrent là ; les inventeurs ayant épuisé leurs ressources financières ne trouvèrent pas les appuis nécessaires, malgré les résultats encourageants obtenus.

Ceci s'explique par le fait que ce système était d'une conception trop révolutionnaire pour l'époque.

Dautre part, du côté technique, on nous reprochait, en premier lieu, une trop grande puissance des installations en surface. Actuellement, avec les puissances de 1500 à 2000 CV utilisées, cette objection n'a plus de valeur.

Puis, comme nous avions la prétention de faire passer 35 à 40 lit./sec., on nous prédisait que nous allions affouiller les couches traversées et courir le risque d'occasionner des éboulements irréparables. Aujourd'hui, un tel débit a même été dépassé.

Quelques comparaisons, à 30 ans d'écart

Le TURBO-ROTARY dormait depuis une trentaine d'années, lorsque les initiatives hardies de ces dernières années mirent le turbo-forage en vedette, ce qui permit de faire les quelques comparaisons ci-après :

Comparaison des résultats d'essais de Turbo-forage

	St-Bauzille 1956	*Pechelbronn 1928 Turbo-Rotary L et P*	
Puissance disponible sur le trépan	100—150 CV	30 CV	
Avancement horaire	6,64 m/heure	3,40 m/h	1,70 m/h
* Volume foré	504 dm³	290 dm³	145 dm³
* Volume foré par CV/h	4 dm³	9,7 dm³	4,8 dm³
ϕ de l'outil	12¼" (311 mm)	13" (330 mm)	
Pression sur le trépan	8000 kgs	200 kgs	100—150 kgs
Nature des couches forées	marnes dures	marnes dures et grès tendres	béton dosage 300 kgs ciment au m³ épaisseur 2,50 mètres
Nombre des éléments de turbine	80	8	
Nombre d'heures de forage entre deux revisions des turbines	80	1000	

Les chiffres ci-dessus ont été pris :

Pour St-Bauzille, dans la revue «L'Industrie du Pétrole», mars 1956.

Pour Pechelbronn, dans les documents homologués par la direction technique des Mines de Pechelbronn.

** Pourquoi ce rendement supérieur en volume foré par CV/heure ?*

Parce que les recherches sur les outils à grande vitesse ont été orientées par cette simple observation, à la portée de chacun :

Lorsqu'un maçon perce un trou dans une pierre, si cette pierre est tendre, il emploie une masse lourde et frappe de grands coups ; si la pierre est dure, il utilise un marteau moins lourd et frappe plus légèrement, mais à une cadence plus rapide.

Les outils reproduisent, en rotatif, le travail du marteau-piqueur, à la cadence moyenne d'environ 10 000 percussions par minute.

Ceci appelle quelques explications et le constructeur des trépans a cherché à définir la raison des résultats qu'il avait obtenus expérimentalement ; car il faut dire que la forme particulière de ces molettes ne se réclame d'aucune théorie. Ce sont elles-mêmes qui ont dessiné la forme qu'elles devaient avoir, après de multiples essais s'étendant sur une période de près de trois ans.

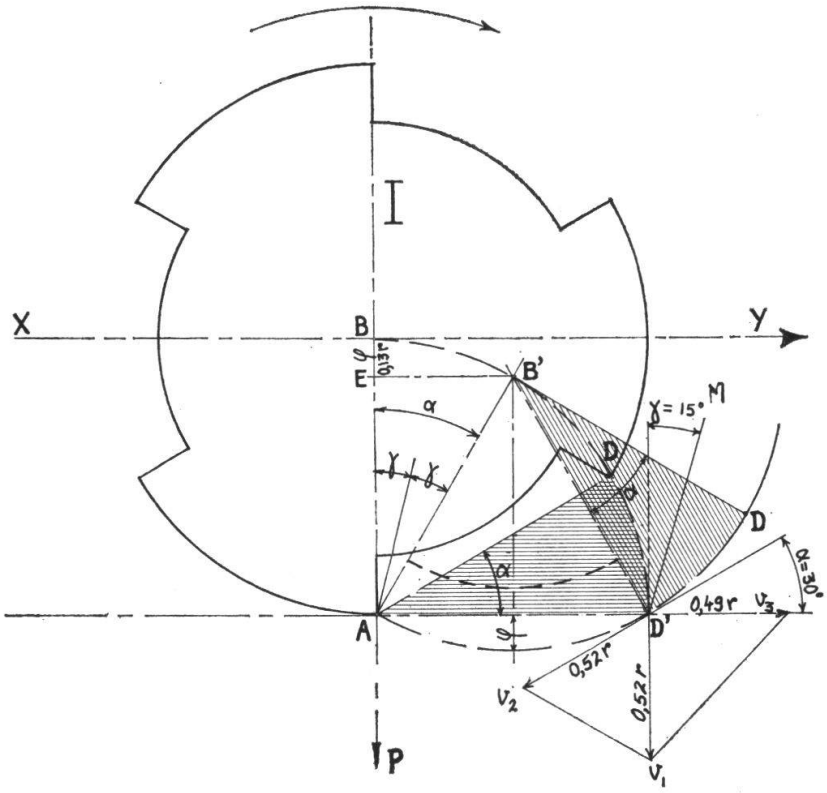


Fig. 4
graphique I

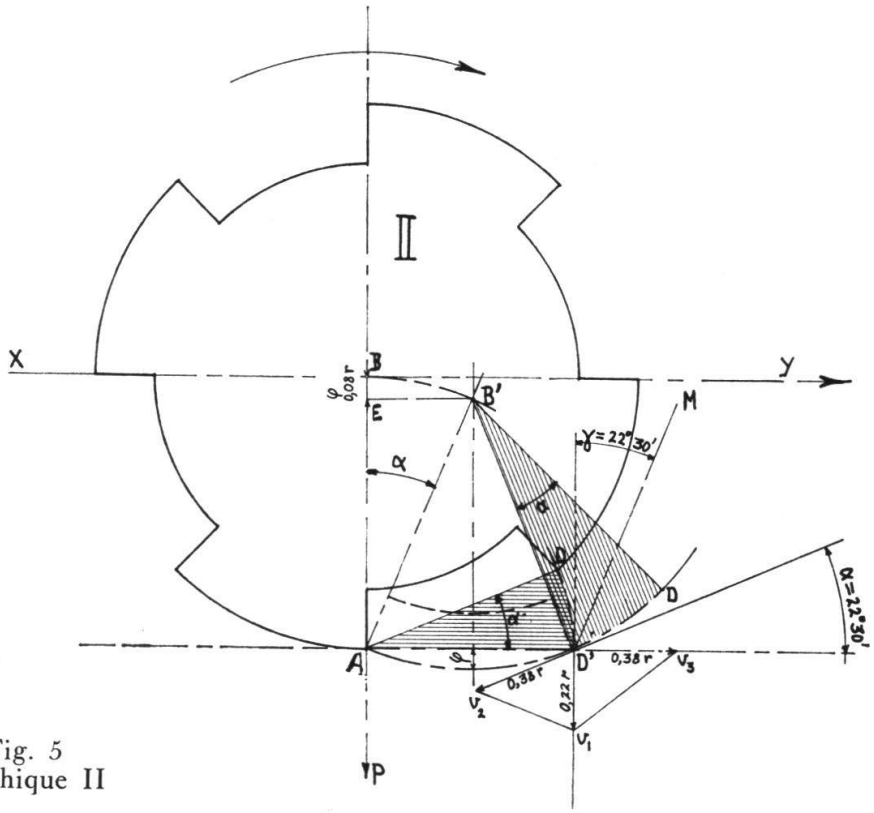


Fig. 5
graphique II

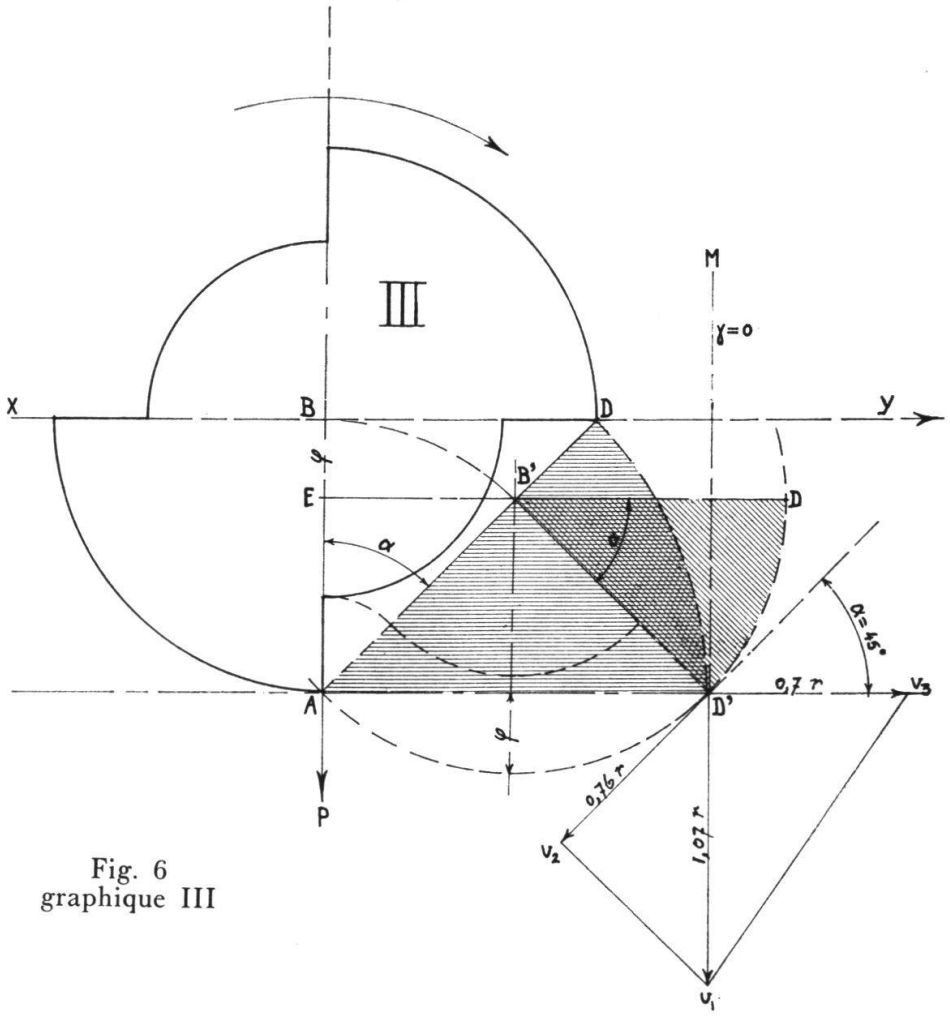


Fig. 6
graphique III

Jusqu'à présent, pour le forage des terrains durs, la pratique a déterminé deux paramètres : Vitesse de rotation lente. Très forte pression de l'outil sur le sol.

Il y a 30 ans, L et P se sont rendu compte qu'il y avait une erreur à la base ; on ne détruit pas une roche par pression, mais par percussion.

On s'est donc proposé de réaliser, en rotatif, le travail du marteau-piqueur en renversant les paramètres : faible pression sur le sol. — Grande vitesse de rotation.

Comparativement :

Outils conventionnels :		*Outils E. A. P.:*	
Pression sur le sol:	dizaines de tonnes	Pression sur le sol:	centaines de kgs
Vitesse de rotation:	100 à 600 t/min.	Vitesse de rotation:	1500 à 2000 t/min.

Les graphiques (fig. 4, 5, 6) représent dans les cas I, II et III ce qui *paraît* devoir se produire.

La molette appuyée sur la roche avec une pression P tourne, dans le plan horizontal, suivant une direction X — Y, autour de l'axe vertical du trépan. Il en résulte, dans le plan vertical une rotation de la molette autour du centre B.

Lorsque la molette roule sur sa jante pleine, chacun des points de ce mobile décrit une cycloïde. Arrivée au point A, elle décrit, autour de ce point un arc de cercle déplaçant le centre B en B', d'un angle ALPHA amenant le point D à percuter le sol en D', créant une chute de toute la masse (appuyée avec une pression P), de la valeur de la flèche PHI.

Perte d'énergie cinétique

C'est cette valeur qui détermine l'effet destructif de l'arête D ; or dans la formule $^1/_2 MV^2$, le terme prédominant étant V^2, les graphiques ont été établis en fonction de V.

Influence des «V»

La molette se déplace dans l'espace sous l'influence de trois vitesses: V_1, V_2, V_3.

V_1: Le point D balayant un secteur A—D—D' est capable de la vitesse V_1 déterminant la percussion, favorable dans le cas I et surtout en III, défavorable en II.

V_2: Ce même point D tournant autour de son centre B balaye un secteur B' — D—D' et est capable de la vitesse V_2 tendant à faire glisser l'arête percutante, favorable en III parceque plus petite que V_1, défavorable en II parceque plus grande que V_1.

V_3: Dans le même temps, dans le plan horizontal, le centre B se déplaçant autour de l'axe vertical du trépan (qu'on appellera T) balayera un secteur T—B—B' (non représenté) et est capable de la vitesse V_3, tendant à faire remonter la jante pleine de la molette suivant un plan incliné de l'angle ALPHA. Il est vraisemblable, surtout dans le cas II, que la direction et l'amplitude de cette vitesse contribuent à diminuer l'effet de percussion suivant V_1.

Influence de l'angle GAMMA

Quel que soit le nombre de dents adopté, les flancs étant convergeants sur le centre B, l'arête D peut être considérée comme le tranchant d'un burin ayant un angle de 90 °.

Si, comme dans les cas I et II, la bissectrice D' — M de cet angle fait avec la direction de V_1 un angle Gamma, cela revient à frapper verticalement un coup sur un burin incliné ; cet-à-dire créer une composante qui, tendant à faire glisser le burin, s'ajoutera à l'effet nuisible de V_2.

Cette position est donc défavorable en I, beaucoup plus défavorable en II et théoriquement parfaite en III où D '—M et D'—V_1 se confondent.

Déduction

Dans la pratique, les essais effectués avec les molettes des cas I et II semblent bien confirmer cette ébauche de théorie (vraisemblablement plus complexe) car, mises en travail sur les mêmes roches, la molette type II, quelle qu'ait été la valeur de P, n'a donné que le 10 % de l'avancement réalisé avec la molette type I.

La molette type III est une hypothèse du rendement optimum obtenable.

Molettes auto-affûtantes

Cette construction est actuellement l'objet de sérieuses recherches aux U. S. A.

La figure 7 fait ressortir que cette solution avait été trouvé il y a une trentaine d'années.

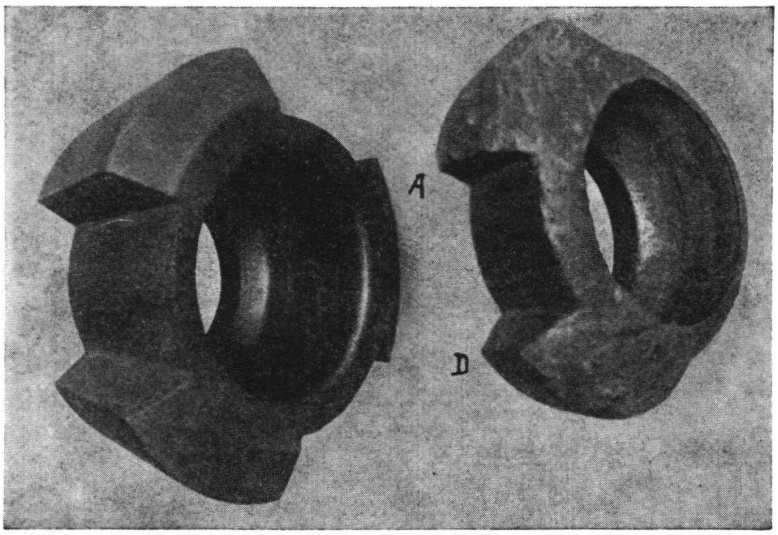


Fig. 7

Il suffit pour s'en rendre compte de regarder attentivement la figure représentant une molette neuve et une molette usée. Sur la molette usée, l'arête A, dite arête de pivotement, est arrondie et fortement endommagée, tandis que l'arête D, correspondant au point de percussion des graphiques ci-dessus, conserve encore un angle assez vif après un forage de 100 mètres dont 2,50 mètres de béton signalés au tableau comparatif ci-après.

L'équipement Turbo-Rotary d'aujourd'hui

Le défaut de la turbine à grande vitesse est d'avoir un couple relativement faible.

Les résultats obtenus dans les formations dures démontrent que ce n'est pas un inconvénient avec les outils décrits ci-avant.

Toutefois, il est évident que, lorsque par exemple le trépan à lames travaille comme une pelle pour nettoyer le fond du trou dans un terrain meuble, il y a avantage à augmenter le couple.

C'est pourquoi l'équipement prévu se compose actuellement de deux turbines accouplées en série dont les caractéristiques, sous 200 m de chute, sont celles indiquées ci-après.

Dimensions Φ ext. mm	Longueur mètres	Poids kgs	Débit l/sec.	Chute mètres	Vitesse t/min.	Puissance CV
150	3,00	180	35	200	1.500	64

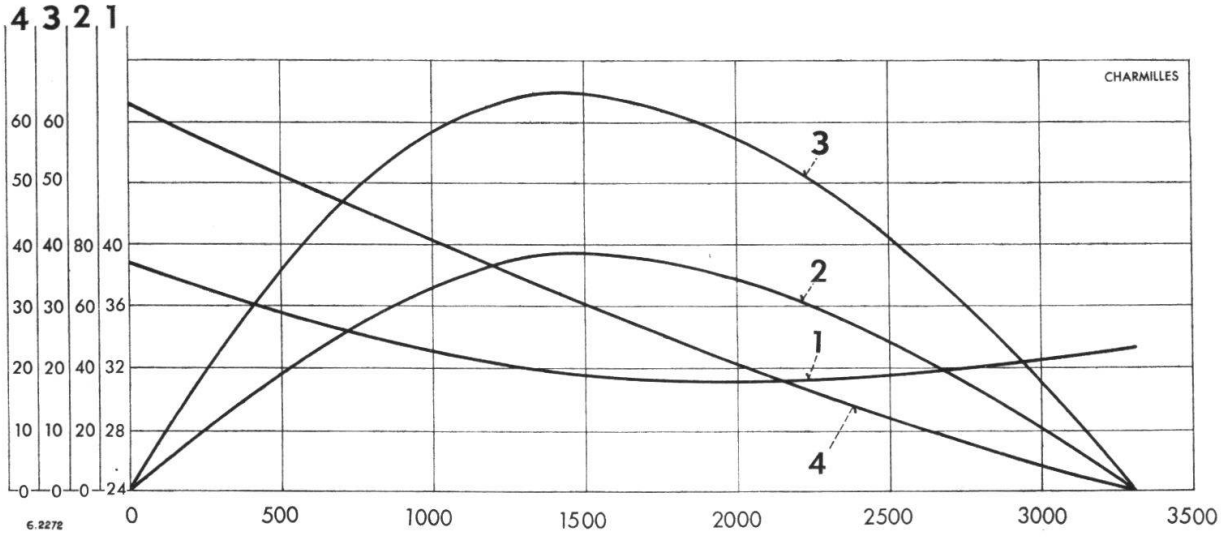


Fig. 8

En abcisses: Vitesse en tours/min.
Courbe 1: Débit en lit./sec.
Courbe 2: Rendement %
Courbe 3: Puissance en CV
Courbe 4: Couple en Kgm.

Turbines russes

Là encore, une comparaison s'impose et nous relevons dans la publication américaine « OIL AND GAS JOURNAL » quelques informations intéressantes :

Un important consortium américain a importé de Russie 40 turbines aux fins d'essais dans les terrains pétrolifères de la région de Dallas, et se propose de les fabriquer en série sous licence.

Caractéristiques de construction des turbines de forage russes

Série T 12 M 3, à 100 étages, travaillant à l'eau

Dimensions Φ extér, mm	Longueur mètres	Poids kgs	Débit lit/sec	Chute mètres	Vitesse t/min.	Puissance CV
260	8,90	2400	50	460	610	200
			68	840	830	500
235	9,20	1900	45	420	630	180
			60	750	840	420
215	8,90	1600	40	400	645	120
			55	760	887	310
168	8,60	1100	23	320	660	46
			35	620	924	127

Série TC 4 (accouplées), travaillant à l'eau

Les turbines de ⌀ 127 comportent 240 étages, toutes les autres 187

Dimensions ⌀ extér, mm	Longueur mètres	Poids kgs	Débit lit/sec	Chute mètres	Vitesse t/min.	Puissance CV
260	15,90	4300	38	530	465	177
			50	920	612	400
215	15,60	3100	33	510	515	120
			43	920	690	290
168	15,30	2000	20	380	530	45
			30	860	795	150
127	13,70	1000	8	340	585	17
			15	1200	1100	114

Caractéristiques d'une des turbines russes à 100 étages travaillant à l'eau sous 460 m de chute.

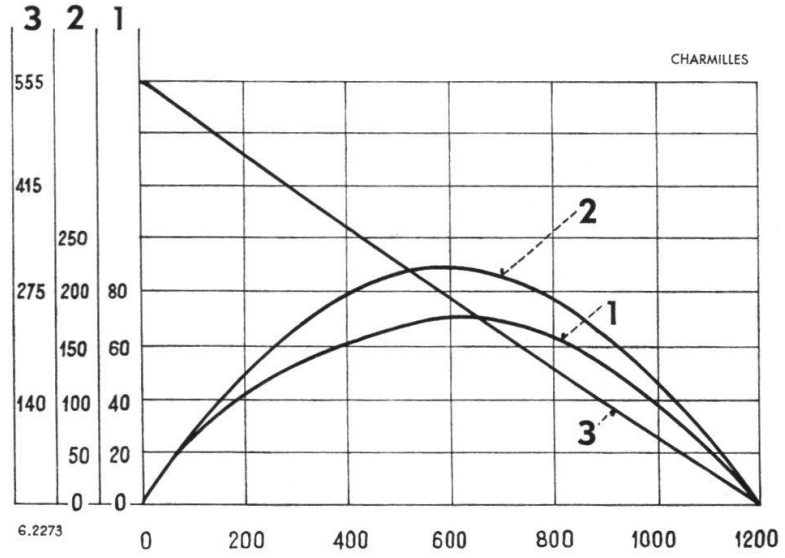


Fig. 9

En abcisses: Vitesse en t/min.
Courbe 1: rendement %
Courbe 2: Puissance en CV
Courbe 3: Couple en Kgm.

On constatera en premier lieu que les Russes offrent une série de turbines de 260 à127 mm en ⌀ extérieur et comportant de 100 à 240 étages.

Le turbo-rotary par contre n'offre qu'un groupe moto-foreur capable de forer toutes les dimensions pour le passage de colonnes de tubes de 18 " à 7 " ; la turbine ne comportant que 2 × 8 étages.

La question de puissance, vitesse de rotation et couple ayant déjà été traitée, il est inutile d'y revenir.

Pour la suite il est prévu la construction d'un groupe moto-foreur pour colonne de diamètre 4 ".

Durée de vie des turbines

On peut lire dans de récentes publications que la durée d'une turbine de forage est en moyenne de 80 à 100 heures de marche et un record de quelque 400 heures était récemment considéré comme une remarquable performence digne de publicité.

Or, en 1929, à l'arrêt des essais turbo-rotary de Pechebronn, le matériel fut minutieusement examiné et la figure 10 représente une roue neuve à côté d'une roue démontée d'une turbine ayant travaillé plus de 1000 heures. Il est facile de juger qu'elle eût été capable d'un plus long serevice encore.

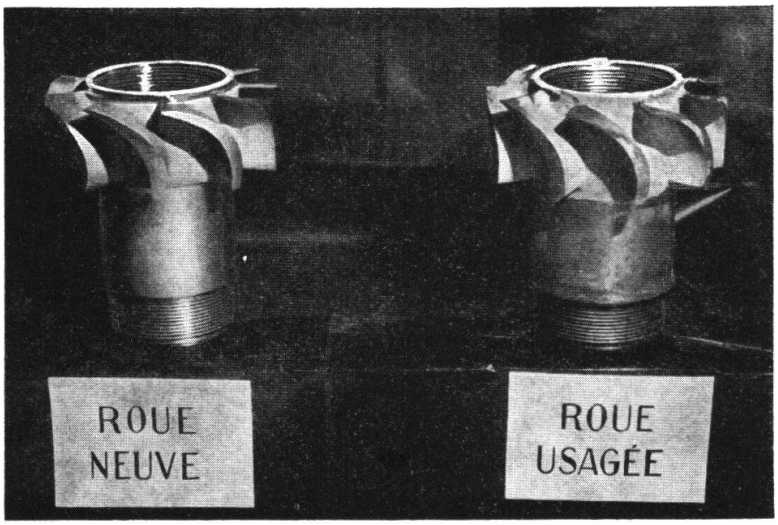


Fig. 10

Rectitude du trou

Nous référant toujours à la publication « OIL AND GAS JOURNAL » on peut lire que les déviations jusqu'à 3 ° sont admissibles et qu'un trou dont la déviation ne dépasse pas 2 ° est considéré comme bon.

Or, avec le turbo-rotary, les mesures effectuées par les services techniques de Pechelbronn, suivant protocole en date du 14 juin 1928, ont relevé les déviations suivantes :

à	40 m.	13 cm.
à	70 m.	19 cm.
à	125 m.	35 cm.
à	145 m.	41 cm.

Ce qui, compte tenu des erreurs possibles de mensuration, ne dépasse pas une fraction de degré.

Cette constatation vient justifier le principe de base du système turbo-rotary : faible charge de l'outil, grande vitesse de rotation.

Par tout ce qui précède, on peut se rendre compte que le *Turbo-Rotary* qui, il y a trente ans, était une utopie, devient aujourd'hui une réalité tangible, et nous sommes persuadés qu'il fera mieux que ses concurrents plus puissants.