

métrique. Les mesures ont été effectuées sous différentes pressions et par les trois méthodes décrites ci-dessus numérotées 1, 2 et 3.

Balance M. 2 — A					
Largeur de la distance $r_2 - r_1$ en $\mu$					
MÉTHODE	CHARGES SUR LE PISTON EN KG				
	21	41	61	81	101
1.....	1,4	1,3	1,2	1,1	1,1
1.....	—	1,4	1,3	1,3	#
2.....	1,3	1,8	0,8	0,6	#
1.....	1,7	1,7	1,6	1,5	#
3.....	0,8	0,7	0,5	0,8	#
1.....	2,0	—	—	1,8	#
3.....	0,8	0,9	0,9	0,9	#

MEYERS et JESSUP ont également étalonné leurs balances manométriques avec une colonne à mercure; ils en ont conclu que la section effective, obtenue par mesure directe, est légèrement supérieure à la valeur d'étalonnage. Toutefois, les mesures de décélération conduisent à des résultats dont la précision est équivalente à celle de la colonne à mercure, c'est-à-dire à des erreurs inférieures à  $\frac{2}{10.000}$ .

Les mesures déduites de la fuite d'huile sont un peu moins précises. Il a été montré ainsi que les méthodes directes pour le calcul de la section effective, préconisées par MEYERS et JESSUP, sont d'une précision comparable à l'étalonnage par colonne à mercure, tout en ayant l'avantage d'être très simples et facilement applicables.

Il serait utile toutefois de les vérifier également sous des pressions plus élevées.

D. INFLUENCE DES DÉFORMATIONS. — Une balance manométrique peut fonctionner sous des pressions très élevées, allant jusqu'à 13 000 kg/cm<sup>2</sup> (BRIDGMAN). Il est évident que les matériaux dont sont faits le piston et le cylindre, ne peuvent subir de telles pressions sans se déformer.

La déformation du piston entraîne une variation de sa section S, tandis que celle du cylindre influe sur la valeur de  $r_2 - r_1$ , c'est-à-dire sur la correction  $a$ .

Enfin, l'effet simultané des deux déformations est de supprimer le parallélisme des deux parois, ce qui altère la distribution des vitesses du liquide qui s'écoule, et agit ainsi également sur la valeur de la section effective.

Les équations développées précédemment ne sont donc valables que pour autant que les déformations du piston et du cylindre soient négligeables. La figure 14 montre d'une façon exagérée les déformations dans le cas d'un piston simple et du piston différentiel.

Le calcul de ces déformations est basé sur le fait qu'il existe un gradient de pression entre piston et cylindre, la pression décroissant depuis la valeur  $P$  sous le piston jusqu'à la pression atmosphérique  $p$ .

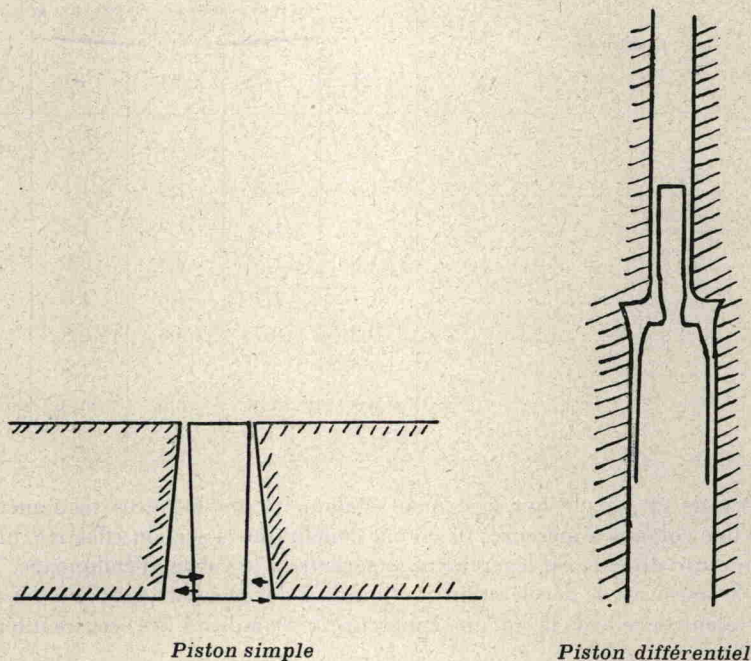


FIG. 14

Le calcul exact de ces déformations constitue un problème mathématique complexe. On peut toutefois, grâce à des hypothèses simplificatrices et par l'application des principes habituels de la résistance des matériaux, calculer l'ordre de grandeur de ces déformations.

Deux cas particuliers de tels calculs sont donnés dans la littérature : ils sont longs et n'offrent qu'un intérêt limité. Aussi nous bornerons-nous à en donner les résultats.

$\alpha$ . MICHELS pour sa balance à piston différentiel évalue trois déformations :

1° Un allongement de la partie inférieure du piston par la traction des poids, conduisant à une augmentation du diamètre effectif de  $\frac{3}{2,2 \cdot 10^7} \cdot P$ .

2° Une compression du piston, diminuant le diamètre effectif de  $\frac{3}{2,2 \cdot 10^7} \cdot P$ .