



L'INTERET DU CALCUL DES PERTES DE CHARGE EN MICRO IRRIGATION

L. ZELLA ¹, D. SMADHI ²

¹ Maître de Conférence, Université de Blida, Algérie

² Institut National de Recherche Agronomique, Algérie

INTRODUCTION

Le calcul des pertes de charge est fondamental en mécanique des fluides et en hydraulique. Son utilisation dans le dimensionnement des conduites et des réseaux est très sollicitée. Les relations de calcul des pertes de charge, d'origine empirique, intègrent le facteur "rugosité" défini par la hauteur des aspérités de la surface interne de contact de la conduite. Etant donné que ce paramètre est spécifique à chaque matériau, et qu'il dépend de la technologie et de la durée de service des conduites utilisées pour le transport du fluide, la plupart des relations de calcul aboutissent à des résultats assez différents (FADI, 1988). Les différences dans l'estimation de la valeur de la rugosité peuvent avoir une influence sur la valeur de la perte de charge, ce qui constitue une source d'erreurs lors du dimensionnement des conduites notamment en micro-irrigation (ml) où les réseaux sont sensibles aux faibles variations de pression et de débit. La rugosité n'est ni déterminée systématiquement pour chaque matériel utilisé, ni réévaluée après un certain temps de service de la conduite. Une erreur minime dans le calcul des pertes de charge, sans importance dans le dimensionnement d'une rampe, conduit assez souvent, par effet cumulatif, à un grand écart dans le cas d'un réseau et se traduirait par une surévaluation ou une sous-évaluation de ce dernier, de la station de pompage et en définitive affecte le coût global de l'installation. L'équilibre de l'installation et ses performances se trouvent alors compromis et le fonctionnement devient aléatoire et non économique, en porte-à-faux avec l'optimisation recherchée. D'autre part, les lois régissant la dynamique d'un fluide sous pression, dans de telles conduites, sont représentées par des équations différentielles non linéaires dont la résolution est complexe. De ce fait, ce dimensionnement a été longtemps basé sur l'utilisation approximative des abaques, des nomogrammes et autres relations semi-empiriques. Au cours de ces dernières, le développement des moyens de calcul a donné lieu à des réévaluations plus précises, non sans intérêt sur le coût et la rentabilité du réseau. L'objectif de la présente étude est de comparer les

résultats obtenus par l'utilisation de quelques relations et méthodes de calcul des pertes de charge les plus utilisées et d'évaluer l'influence de leur application aux conduites sans sortie et avec sorties multiples telles que les rampes de ml en analysant l'importance de leurs écarts.

ANALYSE THEORIQUE

Principes de base

L'étude d'un fluide consiste soit, à individualiser une particule déterminée du fluide et à la suivre dans ses mouvements (méthode de Lagrange), soit à considérer un point fixe de l'espace et à étudier, en fonction du temps, ce qui se passe en ce point (méthode d'Euler). Pour un fluide en mouvement, il est commode d'isoler, par la pensée, les particules fluides qui se trouvent à l'instant t , à l'intérieur d'un volume de contrôle fermé, en lui appliquant les lois universelles de la mécanique (lois de Newton en milieu continu) et les lois de la thermodynamique (Rhyning, 1992). Ces lois reposent sur les principes de conservation telles :

- la conservation de la masse (principe de continuité)
- la conservation de la quantité de mouvement (principe fondamental de la dynamique provenant de la modification de la deuxième loi de Newton)
- la conservation de l'énergie (premier principe de la thermodynamique ou équation de Bernoulli)
- l'équation d'état thermodynamique ou équation constitutive.

Ces équations sont donc utilisées pour la formulation mathématique complète du phénomène physique relatif à un écoulement permanent. En leur associant les conditions aux limites et les conditions initiales, elles permettent de résoudre les problèmes d'hydrodynamique et de déterminer les paramètres des écoulements de fluides étudiés.

Calcul des pertes de charge linéaires

Conduites simples

Soit une conduite simple et rectiligne, de section droite circulaire A , caractérisée par sa longueur L , son diamètre intérieur D et sa rugosité ε , transportant de l'eau d'une section 1-1 à une section 2-2. La conduite véhicule un débit constant d'une extrémité à une autre et assure donc un débit d'extrémité. En application des lois de la conservation d'énergie, définies selon Rhyning (1992) par l'énergie par unité de poids ou charge totale H , d'un liquide en mouvement dans

une section droite de conduite, cette énergie est représentée par la somme de l'altitude z par rapport à un plan de référence, de la pression statique du liquide $P/(\rho g)$ et de la hauteur dynamique due à la vitesse $\alpha V^2/(2g)$, selon l'équation:

$$H = z + \frac{P}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} \quad (1)$$

où ρ est la masse spécifique du liquide en kg/m^3 , g est l'accélération de la pesanteur en m/s^2 et α est le coefficient de correction de l'énergie cinétique régi par la relation :

$$\alpha = \frac{\iint V^3 dA}{\bar{V}^3 A} \quad (2)$$

où V est la vitesse au centre de la conduite et \bar{V} est la vitesse moyenne de l'eau exprimée en m/s .

Il advient, suite à cette formulation, que plus est uniforme le champ de vitesse dans A , plus proche de l'unité est le coefficient α . Selon Carlier (1980), les valeurs de α sont : $\alpha = 1$ pour une répartition uniforme de la vitesse, $\alpha = 2$ en écoulement laminaire et α variant entre 1,06 à 1,12 en écoulement turbulent. Dans les calculs usuels de dimensionnement, on admet la valeur $\alpha = 1$, ce qui suppose que la vitesse est la même sur toute la section et constitue à priori une première simplification du phénomène physique.

Les modèles de dimensionnement en mI sont relativement sensibles aux faibles variations de pression et l'effet du facteur α pourrait être alors significatif. En considérant deux sections droites 1-1 et 2-2 dans cette conduite, la différence de pression est donnée par l'expression suivante :

$$h_r = \Delta H_{1-2} = H_1 - H_2 \quad (3)$$

où ΔH_{1-2} représente la perte de charge linéaire entre les sections 1-1 et 2-2. Elle correspond à l'énergie dégradée en chaleur, par frottement des particules les unes contre les autres et contre la paroi de la conduite, ou autrement dit à l'énergie convertie en travail mécanique au moyen d'une machine hydraulique comme la pompe (Carlier, 1980). La puissance dissipée entre les deux sections s'exprime par la relation :

$$P_p = \rho g Q \Delta H_{1-2} \quad (4)$$

où P_p est la puissance en watt et Q est le débit en m^3/s .

En tenant des relations (3) et (4), il apparaît que la puissance est proportionnelle à la perte de charge h_r et il s'ensuit que toute déviation produite sur h_r se répercute sur la puissance de la machine. Par ailleurs, en application de la loi de conservation de la masse, le bilan entre les sections 1-1 et 2-2 est :

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (5)$$

L'écoulement de l'eau sous pression dans une conduite se caractérise par son régime défini par le nombre de Reynolds R_e :

$$R_e = VD/\nu \quad (6)$$

où ν est le coefficient de viscosité cinématique de l'eau, lié à la température par la relation proposée par Carlier (1980):

$$\nu = \frac{\nu_0}{1 + \delta T + \beta T^2} \quad (7)$$

où ν_0 , δ et β sont des coefficients empiriques, définis pour des valeurs de température T comprises entre 0°C et 100°C, dont les valeurs sont $\delta = 0,0337$, $\beta = 0,0022$ et $\nu_0(T = 0^\circ C) = 0,0178$ Stokes (1 Stokes = 10^{-4} m²/s). La relation (6) peut s'écrire sous la forme:

$$R_e = \frac{4Q}{\pi D \nu} \quad (8)$$

La perte de charge linéaire unitaire $J = \Delta H / L = h_r / L$ est donnée par la relation universelle de Darcy-Weisbach :

$$J = \frac{\lambda V^2}{D 2g} \quad (9)$$

où V est la vitesse moyenne et λ est le coefficient de perte de charge. La relation (9) peut s'écrire sous la forme:

$$J = \lambda \frac{8}{g \pi^2} \frac{Q^2}{D^5} \quad (10)$$

Cette relation se généralise sous la forme:

$$J = p Q^2 \quad (11)$$

Avec :

$$p = 0,0826 \lambda D^{-5} \quad (12)$$

Le coefficient λ est fonction de R_e et de la rugosité relative ε/D . En micro-irrigation, les conduites utilisées sont en matière plastique dont la rugosité varie, selon Heermann et Kohl (1983), de 0 à 0,03 mm.

Pour des valeurs de $R_e < 2000$, le régime d'écoulement est laminaire et le coefficient λ n'est nullement affecté par la rugosité relative. Il est fonction du débit Q et est donné par la relation de Hagen-Poiseuille :

$$\lambda = 64 / R_e \quad (13)$$

Dans les limites $2000 < R_e < 4000$, le régime est considéré comme instable et λ est déterminé par la relation de Frenkel (Feyen et al., 1986):

$$\lambda = 2,7 / R_e^{0,53} \quad (14)$$

Pour $4000 < R_e < 10.000$, le régime est considéré partiellement turbulent et λ est estimé par la relation de Blasius :

$$\lambda = \frac{0,3164}{R_e^{0,25}} \quad (15)$$

ou, avec une bonne approximation, par :

$$\lambda = (0,01 / R_e)^{0,25} \quad (16)$$

Pour des valeurs élevées de R_e , le régime est complètement turbulent d'où résulte la variation de λ en fonction de R_e et de ε / D . Von Karman et Prandtl, Nikuradse ou Colebrook et White ont déterminé λ par des relations empiriques (Carlier, 1980):

- Von Karman et Prandtl :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{2,51}{R_e \sqrt{\lambda}} \right] \quad (17)$$

Nikuradse :

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{R_e^{0,237}} \quad (18)$$

- Colebrook et White :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon / D}{3,7} + \frac{2,51}{R_e \sqrt{\lambda}} \right] \quad (19)$$

La relation (19), qui représente l'association de la formule (17) et (18), a l'inconvénient de comporter la grandeur recherchée λ dans les deux membres, comme la relation (17), ce qui conduit à sa résolution par approximation successive ou graphique. A cet effet, Nackab (1988) a transformé cette relation devenue désormais :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[0,27 \frac{\varepsilon}{D} + \frac{2,51}{R_e \sqrt{0,4 R_e^{-0,3} + 0,0053}} \right] \quad (20)$$

En mI, les débits dans les conduites sont relativement petits et le régime d'écoulement est souvent de faible turbulence, d'où l'importance du choix de la relation de calcul de λ .

Les expériences de Levin (1966) rapportées par Feyen et al. (1986) ont montré que la formule de Von Karman et Prandtl ne traduit pas exactement les résultats observés et que seule la formule de Blasius est adaptée pour les conduites de micro-irrigation où les valeurs de R_e sont relativement faibles.

Bien d'autres auteurs utilisent le diagramme universel de Moody qui relie les facteurs λ , R_e et ε/D .

Dans la relation générale (9), Carlier (1980) considère que le coefficient λ est le même pour tous les systèmes géométriquement semblables. Il ne change qu'avec la forme du système considéré. Pour les faibles valeurs de R_e , $\lambda(R_e)$ est une droite dans un système d'axes à divisions logarithmiques avant de se stabiliser sur l'horizontale pour les valeurs élevées de R_e où λ ne dépend alors que de ε/D . En plus de la relation de Darcy-Weisbach, plusieurs auteurs dont Chezy, Manning et Strickler, Scobey, Hazen et Williams ont établi des relations de calcul de perte de charge, pour des écoulements turbulents rugueux dont les plus utilisées sont:

- Chézy :

$$J = \frac{V^2}{C^2 R} \quad (21)$$

où C est le coefficient de Chézy (en $m^{1/2}/s$), R est le rayon hydraulique (en m) qui s'exprime par $R = D/4$ pour les conduites circulaires en charge.

- Manning-Strickler :

$$J = \frac{V^2}{K_M^2 R^{4/3}} \quad (22)$$

où K_M est le coefficient de rugosité (en $m^{1/3}s^{-1}$).

- Scobey :

$$J = 2,5087 \cdot 10^{-3} K_s \frac{V^{1,9}}{D^{1,1}} \quad (23)$$

où K_s est le coefficient de rugosité de Scobey (en $m^{-0,8}s^{1,9}$).

- Hazen-Williams :

$$J = 6,818 \frac{V^{1,852}}{C_{HW}^{1,852} D^{1,167}} \quad (24)$$

où C_{HW} est le coefficient de rugosité de Hazen-Williams (en $m^{0,37}/s$).

L'expression générale de la perte de charge linéaire s'écrit :

$$J = K_1 \frac{V^m}{D^r} \quad (25)$$

Exprimée en fonction du débit, la relation (25) devient :

$$J = K_2 \frac{Q^m}{D^{2m+r}} \quad (26)$$

avec $K_2 = K_1(4/\pi)^m$, où m est un coefficient fonction du type d'écoulement ($m = 1$ en régime laminaire, $m = 1,75$ en régime turbulent lisse et $m = 2$ en turbulent rugueux) et r un coefficient de proportionnalité.

En comparant les relations (9), (21), (22), (23) et (24) à la relation générale (25), nous pouvons écrire que :

- $\lambda = 2gK_1$, $m = 2$, $r = 1$
- $C^2 = 4/K_1$, $m = 2$, $r = 1$
- $K_1 = \left(\frac{4^{2/3}}{K_M}\right)^2$, $m = 2$, $r = 4/3$.

En outre, en comparant les relations (21) et (22), nous pouvons écrire $C = K_M R^{1/6}$.

- $K_1 = 2,5087 \cdot 10^{-3} K_s$, $m = 1,9$, $r = 1,1$
- $K_1 = 6,818 / C_{HW}^{1,852}$, $m = 1,852$, $r = 1,167$

En régime laminaire, J est proportionnel au débit Q alors qu'en régime turbulent, J est proportionnel à Q^m . La perte de charge J est calculée en fonction des considérations topographiques et hydrauliques. L'équation de Hazen-Williams est souvent utilisée en ml avec des valeurs du coefficient C_{HW} égales à 130, 140 ou 150. Howell et Barinas (1980) ont constaté qu'en prenant $C_{HW}=150$, le résultat correspond à celui trouvé par la relation de Blasius. Toutes ces relations ont été établies sur la base de l'expérience et ne couvrent donc qu'une gamme limitée des débits, des vitesses, des diamètres et de rugosités de la paroi. Par conséquent, leur extrapolation serait autant réussie en tenant compte de ces conditions. Dans le cas contraire, les résultats s'écartent et ne reflètent plus les systèmes réels.

Conduite avec goutteurs ou rampe de micro-irrigation

Soit la même conduite considérée précédemment, munie de goutteurs identiques et équidistants. Dans ce cas, le débit sur l'axe horizontal de la rampe décroît de l'amont vers l'aval après chaque sortie d'eau. La conduite, telle une conduite d'adduction ou selon l'expression Américaine "multiple-outlet pipe" distribue l'eau le long de son parcours en assurant un service de route. La perte de charge unitaire n'est plus constante le long de la rampe mais diminue d'un bout à

l'autre. Bien que la section reste constante, la conduite est en charge et fermée à l'aval. Cependant, ce qui est recherché en ml consiste à retrouver la pression atmosphérique à la sortie de l'eau du goutteur. Le débit varie d'une extrémité à une autre, le régime y est permanent et non uniforme. Chaque sortie d'eau se trouve influencée par la pression, d'où la nécessité d'estimer la ligne d'énergie le long de la rampe afin de suivre la distribution réelle des débits des goutteurs. Plusieurs approches de calcul des pertes de charge existent dans la littérature notamment celles avancées par Carlier (1980) et par Christiansen (1942).

En considérant une conduite l' qui assure un service en route, sur laquelle est délimité un élément de canalisation de longueur infiniment petite dl , le long duquel le débit Q peut être supposé constant, la perte de charge sur cet élément s'exprime par :

$$d(\Delta H) = \frac{8\lambda Q^2}{g\pi^2 D^5} dl \tag{27}$$

Le long d'un tronçon de longueur finie, limitée par les sections d'abscisses l et l' , la perte de charge est (en supposant λ constant) donnée par l'expression:

$$d(\Delta H) = \frac{8\lambda}{g\pi^2 D^5} \int_l^{l'} Q^2 dl \tag{28}$$

Pour pouvoir résoudre l'intégrale de cette équation, il est nécessaire de connaître la variation du débit en fonction de la longueur, soit $Q = f(l)$. Si Q_0 est le débit à l'origine de la canalisation, à la distance l de cette origine, le débit Q est évalué comme suit :

$$Q = Q_0 - ql$$

L'intégrale $\int_0^l Q^2 dl$ prise entre l'origine de la conduite et une section quelconque située à une distance l de l'origine s'écrit alors :

$$\int_0^l (Q_0 - ql)^2 dl \tag{29}$$

et la perte de charge est approchée par :

$$J = \frac{8\lambda}{g\pi^2 D^5} (Q_0^2 - Q_0ql + \frac{1}{3}q^2l^2) \tag{30}$$

La même canalisation est supposée assurer un service mixte qui regroupe un service en route et un service d'extrémité. Comme les longueurs des tronçons de la conduite diffèrent peu de leurs projections horizontales, la ligne des niveaux piezométriques est une courbe du troisième degré dont l'équation $J = f(l)$ est la même que l'équation (31). A l'origine de la courbe (conduite), la tangente $tg\beta_0 \approx J_0$ représente la perte de charge unitaire pour le débit $Q_0=(Q +ql)$ et, à

l'extrémité, la tangente $tg\beta \approx J$ traduit la perte de charge unitaire pour le débit Q . La substitution de $Q_o = (Q + ql)$ dans l'expression (30) donne:

$$J = \frac{8\lambda}{g\pi^2 D^5} (Q^2 + Qql + \frac{1}{3}q^2l^2) \quad (31)$$

En posant :

$$Q'^2 = (Q^2 + Qql + \frac{1}{3}q^2l^2) \quad (32)$$

la perte de charge dans ce cas est:

$$J = \frac{8\lambda}{g\pi^2 D^5} Q'^2 \quad (33)$$

La perte de charge est celle d'une canalisation de diamètre D et de longueur l véhiculant un débit constant Q' . Carlier (1980) poursuit le raisonnement en opérant une série de transformations qui aboutissent à l'équation (38).

$$Q^2 + Qql + \frac{1}{4}q^2l^2 < Q^2 + Qql + \frac{1}{3}q^2l^2 \quad (34)$$

$$Q^2 + Qql + \frac{1}{4}q^2l^2 < Q^2 + \frac{2}{\sqrt{3}}Qql + \frac{1}{3}q^2l^2 \quad (35)$$

$$(Q + \frac{1}{2}ql)^2 < Q'^2 < (Q + \frac{1}{\sqrt{3}}ql)^2 \quad (36)$$

$$Q + \frac{1}{2}ql < Q' < Q + 0,58ql \quad (37)$$

En posant :

$$Q' \approx Q + 0,55ql \quad (38)$$

L'équation (33) devient:

$$J = \frac{8\lambda}{g\pi^2 D^5} (Q + 0,55ql)^2 \quad (39)$$

La relation (39) a permis de conclure que le calcul d'une conduite assurant un service mixte est le même pour une conduite assurant un service d'extrémité majoré de 55% du service assuré en route.

Une conduite dont la totalité du débit initial est distribué en route, soit $Q = 0$ et $ql = Q_o$, l'équation (31) devient :

$$J = \frac{1}{3} \frac{8\lambda Q_o^2}{g\pi^2 D^5} \quad (40)$$

L'équation (40) permet de constater que c'est le tiers de la perte de charge qui serait nécessaire pour porter le débit initial Q_o jusqu'à la distance l . Cette constatation signifie que la conduite livrant un débit initial Q_o en service en route, nécessite trois fois moins d'énergie que si elle conduisait ce même débit à son extrémité (Carlier, 1980).

Admettons une conduite alimentant plusieurs sorties d'eau équidistantes de l , supposée assurer chacune un débit constant égal à q . De l'extrémité amont à l'extrémité aval, le débit varie de $Nq = Q$ à q . La perte de charge entre la première sortie et la seconde est donnée par la relation :

$$\Delta H_{1,2} = \frac{8\lambda}{g\pi^2 D^5} (Q_1 - q)^2 l = kq^2 (N - 1)^2 l \quad (41)$$

avec $k = \frac{8\lambda}{g\pi^2 D^5}$.

La perte de charge entre la deuxième et la troisième sortie est :

$$\Delta H_{2,3} = k(Q_1 - 2q)^2 l = kq^2 (N - 2)^2 l \quad (42)$$

La perte de charge entre les sorties $(N-1)$ et N est évaluée par :

$$\Delta H_{(n-1),n} = k[Q_1 - (N - 1)q]^2 l = kq^2 l \quad (43)$$

La perte de charge totale entre la première sortie et la dernière est:

$$\Delta H = \sum \Delta H_{i,i+1} = kq^2 l [1 + \dots + (N - 2)^2 + (N - 1)^2] \quad (44)$$

Dans la relation (44), l'expression entre crochets est la somme des carrés des N premiers nombres entiers. Elle est égale à:

$$1 + 2^2 + 3^2 + \dots + (N - 1)^2 = N \frac{(N - 1)(2N - 1)}{6} \quad (45)$$

d'où :

$$h_r = \Delta H = kq^2 l \frac{N(N - 1)(2N - 1)}{6} \quad (46a)$$

Posons :

$$Q_c = q(N - 1) \text{ et } s = \frac{N(2N - 1)}{6(N - 1)} \quad (46b)$$

d'où :

$$J = kQ_c^2 s \quad (47a)$$

ou bien :

$$h_r = \Delta H = kQ_c^2 sl \quad (47b)$$

Ceci montre que la perte de charge recherchée est la même que celle résultant du transport d'un débit constant $Q_c = q(N-1)$ dans une canalisation fictive de même diamètre que la conduite considérée mais de longueur sl .

Si le nombre de sorties d'eau est suffisamment important ($N \rightarrow \infty$), le problème devient celui d'une canalisation distribuant en route un débit constant par unité de longueur.

Une telle approche permet d'admettre que la perte de charge est le tiers de la perte de charge d'une conduite sans service en route. Cette approche est similaire à celle proposée par Christiansen (1942) qui fera l'objet d'une

application dans cet article et dont les résultats seront confrontés à ceux obtenus par la méthode de volume de contrôle CVM (Zella et al., 2003), tenant compte des variations du débit et du régime d'écoulement.

Méthode de Christiansen

Christiansen (1942) considère le débit de chaque goutteur identique au débit moyen et la distribution uniforme des débits le long de la rampe. La position du premier goutteur sur la rampe permet de distinguer trois cas.

Si la première sortie, ayant un débit q , est située à une distance $l = L/N$ de l'extrémité avale, où L est la longueur de la rampe et N est le nombre de goutteurs sur la rampe, la perte de charge entre la dernière et l'avant-dernière sortie est donnée par la relation :

$$h_{r1} = \Delta H_1 = K_2 \frac{l q^m}{D^{2m+r}} \quad (48)$$

La perte de charge au niveau du deuxième tronçon est :

$$h_{r2} = K_2 \frac{l q^m}{D^{2m+r}} 2^m \quad (49)$$

et au $n^{\text{ième}}$ tronçon:

$$h_{rn} = K_2 \frac{l q^m}{D^{2m+r}} N^m \quad (50)$$

la perte de charge totale est :

$$h_{rn} = (1^m + 2^m + \dots + N^m) K_2 \frac{l q^m}{D^{2m+r}} \quad (51)$$

Si q est remplacé par Q/N et l par L/N , la relation de la perte de charge devient :

$$h_r = F_c \frac{K_2 L Q^m}{D^{2m+r}} \quad (52)$$

où :

$$F_c = \frac{\sum_{i=1}^N i^m}{N^{m+1}} \quad (53)$$

L'équation (52) montre que la perte de charge d'une conduite avec goutteurs est égale à la perte de charge de la même conduite sans goutteur (équation 26), affectée d'un coefficient de réduction F_c , lui-même fonction du nombre de sorties N et de l'exposant m . Christiansen (1942) a établi un tableau donnant les valeurs de F_c pour un nombre de goutteurs variant de 20 à 1000 et pour deux types d'écoulement turbulent ($m = 1,75$ et $m = 2$). Pour des valeurs de $m = 2$ et $r = 1$, l'équation (52) devient analogue à l'équation (10) avec $k = F_c K_2$.

Si le premier goutteur est placé à une distance égale à la moitié de l'écartement entre deux goutteurs successifs, le coefficient F_c devient F_n défini par :

$$F_n = \frac{2NF_c - 1}{2N - 1} \quad (54)$$

La différence entre F_c et F_n est inversement proportionnelle au nombre d'arroseurs N . Elle est de 10 % pour $N = 8$ (Christiansen, 1942).

Si le premier goutteur se situe à l'entrée de la rampe, le coefficient F_n devient :

$$F_n = \frac{NF_c - 1}{N - 1} \quad (55)$$

Wu et Gitlin (1973) ont repris la méthode de Christiansen avec la même formulation et les mêmes hypothèses, mais en introduisant la notion de ratio de perte de charge R_i ou perte de charge relative, qui représente le rapport de la perte de charge en fonction de la distance à partir de l'entrée de la rampe :

$$R_i = \frac{\Delta H_i}{\Delta H} \quad (56)$$

Le rapport R_i a été évalué par Wu et Gitlin (1973) pour un nombre de goutteurs N allant de 50 à 1000 et pour trois valeurs de régime d'écoulement ($m = 1$, $m = 1,75$ et $m = 2$). Il en ressort que pour une certaine valeur de m , le rapport R_i est sensiblement constant et sa variation en fonction de la longueur relative L_i/L s'exprime par la relation :

$$R_i = 1 - \left(1 - \frac{L_i}{L}\right)^{m+1} \quad (57)$$

La courbe de R_i est ainsi utilisée pour déterminer la pression à n'importe quel point de la rampe, de diamètre donné, en négligeant la variation de la hauteur d'énergie due à la vitesse. Connaissant la distribution de la pression le long de la rampe, celle du débit est alors déduite.

Méthode de Jobling

Jobling (1974) a développé ses calculs en se basant sur les travaux de Christiansen (1942) et en introduisant la notion du débit linéaire q_u (débit par unité de longueur). Pour déterminer la perte de charge, Jobling (1974) a utilisé une relation du type (52) appliquée à une conduite lisse avec un coefficient de réduction $F_c = 0,365$. Il aboutit à l'équation :

$$J = 0,178D^{-4,75}Q^{1,75} \quad (58)$$

avec J en mm, Q en l/h , D en mm. En substituant le débit linéaire $q_u = Q/L$, l'équation (38) devient :

$$\Delta H = 0,178D^{-4,75}q_u^{1,75}L^{2,75} \quad (59)$$

La relation (59) peut s'écrire :

$$\Delta H = \alpha L^{2,75} \quad (60)$$

avec :

$$\alpha = 0,178 D^{-4,75} q_u^{1,75} \quad (61)$$

Ainsi, les couples de valeurs D et q_u aboutissant à une même grandeur α auront des pertes de charge identiques. L'équation (61) permet de tracer la courbe entre D et $\alpha^{-0,2105}$:

$$D = 0,6954 q_u^{0,3684} \alpha^{-0,2105} \quad (62)$$

L'équation (60) est utilisée après avoir déterminé graphiquement le paramètre α . L'écoulement dans une conduite assurant un service en route est soumis à des variations de débit, de vitesse et de régime d'écoulement. En considérant un débit identique pour tous les goutteurs et un coefficient de résistance hydraulique invariable le long de la conduite, les approches présentées précédemment s'exposent à de larges approximations notamment lors de leur application pour les rampes de micro-irrigation, très sensibles aux faibles variations de pression.

RESULTATS ET DISCUSSIONS

Prenons l'exemple d'une rampe de longueur $L = 250$ m, véhiculant un débit d'eau $Q = 850$ l/h, le coefficient de viscosité étant $\nu = 10^{-6}$ m²/s et le coefficient de Hazen-Williams est $C_{HW} = 150$. Effectuons le calcul de la perte de charge unitaire J de cette conduite sans goutteur, pour cinq valeurs de diamètre intérieur 10, 15, 15,2, 20, 25 et 30 mm en utilisant la relation de Darcy-Weisbach (DW), de Chézy (CZ), de Manning-Strickler (MS), de Scobey (SC) et de Hazen-Williams (HW). Le calcul est réalisé par un programme informatique en Fortran.

Exemple 1

Soit une conduite simple assurant un service d'extrémité, de diamètre 10 mm véhiculant un débit de 850 l/h ($2,3611 \cdot 10^{-4}$ m³/s) et ayant une rugosité de 0,03 mm. On se propose de déterminer la perte de charge par la relation de Darcy-Weisbach. Dans ce cas, le nombre de Reynolds étant constant ($R_e = 30062,6$), la relation (10) devient :

$$J = \lambda \frac{8}{g\pi^2} \frac{Q^2}{D^5} \text{ et } J = \lambda \cdot \text{cte}$$

En utilisant l'abaque de Moody et les relations susmentionnées permettant le calcul de λ , on obtient :

$$\lambda_{\text{Moody}} = 0,0240; \lambda (14) = 0,0114; \lambda (15) = 0,0240; \lambda (16) = 0,0240;$$

$$\lambda (18) = 0,0220; \lambda (20) = 0,0300.$$

Pour une même relation de calcul de pertes de charge, le choix de la relation de λ est important dans la mesure où il peut modifier le résultat de la perte de charge de 25% à 50% pour une conduite sans goutteur. Les écarts sont surtout dus aux conditions expérimentales qui diffèrent selon que l'on considère l'une ou l'autre des relations de calcul de λ .

Exemple 2

Calculons J en m/m pour la même conduite et pour les diamètres : 10; 15; 15,2; 20; 25 et 30 mm. La perte de charge $J(DW)$ est déterminée en utilisant $\lambda (20)$. Les résultats de la perte de charge estimés par les différentes relations sont utilisés selon les hypothèses précédemment définies et aboutissent aux résultats du tableau 1 et montrent des différences relatives qui s'élèvent à 96%. Mis sous la forme graphique (fig.1), ces résultats montrent que les différences de perte de charge sont importantes selon les relations utilisées et notamment pour les faibles diamètres où les vitesses sont relativement élevées. Ces différences s'estompent pour les grands diamètres pour lesquels les résultats convergent quelque soit la relation.

Tableau 1 : Pertes de charge en m/m selon diverses relations

D_i (mm)	V (m/s)	J (DW)	J (CZ)	J (MS)	J (SC)	J (HW)
10	3	1,3760	1,5760	1,5760	1,2870	1,0520
15	1,336	0,1820	0,1813	0,1813	0,1765	0,1460
15,2	1,301	0,1700	0,1690	0,1690	0,1654	0,1368
20	0,751	0,0430	0,0387	0,0387	0,04312	0,0359
25	0,481	0,0290	0,00118	0,00118	0,01445	0,0121
30	0,334	0,0057	0,00449	0,00449	0,00591	0,00498

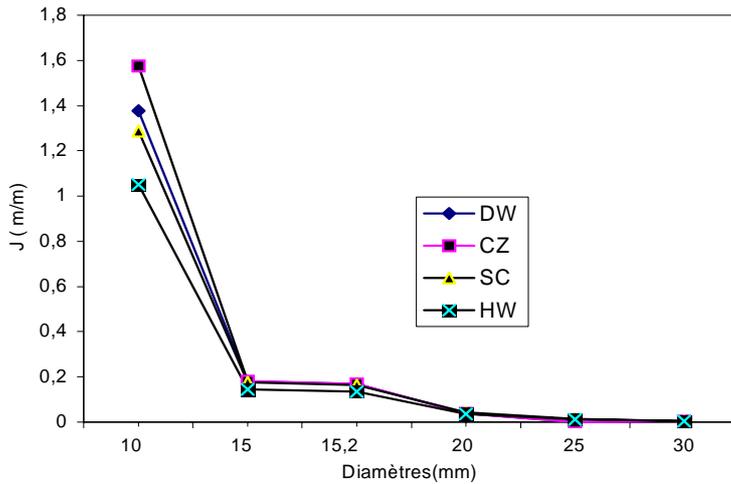


Figure 1 : Perte de charge linéaire d'une conduite simple de différents diamètres estimée par diverses relations de calcul.

Exemple 3

La conduite précédente est dotée de goutteurs identiques au nombre $N = 50$ avec un espacement de 5m. Le débit nominal du goutteur est $q = 17 \text{ l/h}$ et l'équation caractéristique est $q = 9,14 \cdot 10^{-7} H^{0.5}$. En utilisant la relation (52), on peut déterminer la perte de charge unitaire pour deux diamètres 10mm et 20mm en faisant varier le paramètre m . Les graphiques (fig. 2 et 3) montrent l'influence du paramètre m sur le résultat de la perte de charge, notamment à l'aval d'une conduite avec goutteurs où les écarts sont prononcés pour le diamètre 20mm.

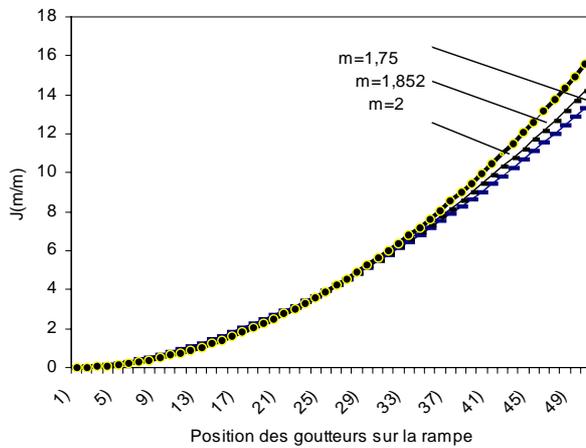


Figure 2 : Pertes de charge unitaire estimée pour une rampe de diamètre $D = 10\text{mm}$ et pour différentes valeurs du coefficient m .

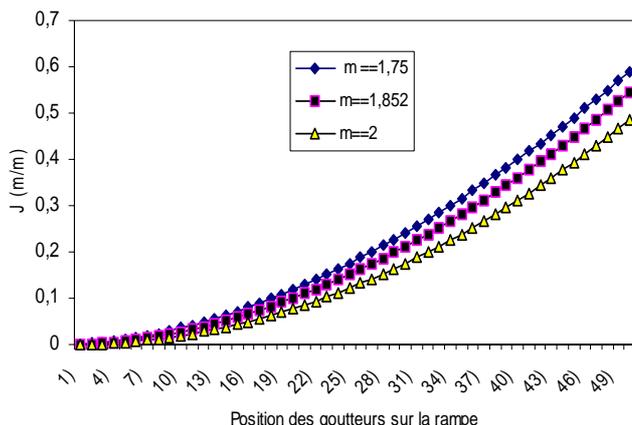


Figure 3 : Pertes de charge unitaire estimée pour une rampe de diamètre $D = 10\text{mm}$ et pour différentes valeurs du coefficient m .

Pour cette conduite, le calcul des pertes de charge a été effectué par trois méthodes à savoir la méthode de Christiansen, celle de Jobling et une méthode récente (Zella et al., 2003), dite méthode des volumes de contrôle (CCM), qui tient compte de la variation du débit et du régime de l'écoulement. Les résultats du calcul sont consignés dans le tableau 2.

Tableau 2 : Pertes de charge d'une rampe avec goutteurs par trois techniques de calcul

D_i (mm)	Conduite simple	Conduite avec goutteurs			Ecart (%)
	ΔH (HW) (m)	ΔH (m) (H.W) $F_c=0,361$	ΔH (m) Jobling	ΔH (m) (MVC)	
10	26,3	94,94	92,31	69,5	26,8
15	36,5	13,17	13,45	12,34	6,3
20	8,97	3,23	3,42	3,07	5,2
25	3,03	1,09	1,18	1,04	4,5
30	1,25	0,45	0,5	0,43	4,4

L'examen de ces résultats, permet de constater que la perte de charge d'une conduite avec goutteurs est sensiblement égale au tiers de la perte de charge d'une conduite simple comme nous l'avons indiqué précédemment. Les 50 goutteurs sur la rampe de diamètre 10mm ont provoqué une perte de charge de 168m soit une moyenne de 0,672m par goutteur. Ceci représente l'équivalent de la perte de charge (0,8m) provoquée par les 50 goutteurs sur la rampe de 30mm de diamètre. La méthode de Christiansen et celle de Jobling aboutissent aux mêmes résultats avec de légères différences (2,6m) quand les diamètres sont

faibles. D'autre part, l'écart dans les résultats est important entre la méthode de Christiansen et la méthode CVM. Cet écart est de 4,4% pour le diamètre 30mm et s'élève à 27% pour le diamètre 10mm. La variation du débit induite par le choix de la méthode est de 2,2% et 13,5% et le débit du goutteur peut alors respectivement fluctuer autour de la valeur du débit nominale (17 l/h) de 15,9 à 18,1 l/h et de 10,25 à 23,75 l/h. Ces fluctuations auront un impact sur le coût du réseau mais aussi sur l'uniformité de la répartition de l'eau aux cultures. Afin de minimiser au maximum les pertes de charge, l'utilisation de rampe à diamètre progressivement variable, garantissant un régime uniforme, donnerait sans doute de bons résultats, mais cette procédure n'est pas pratique. La conduite constituée de tronçons successifs ayant chacun un diamètre constant est beaucoup moins astreignante que la conduite de diamètre constant et elles sont de loin les plus préférées. Il devient clair que plus la méthode est précise et rapide, plus elle aboutira à un dimensionnement adéquat assurant une meilleure uniformité avec un coût minimum. La charge hydraulique de la rampe est aussi influencée par d'autres facteurs comme la technologie de fabrication des rampes et des goutteurs, les variations dues à la température, l'alignement de la rampe et le vieillissement qu'elles subissent pendant le service. Les pertes de charge singulières, l'obstruction des goutteurs et la pente du terrain agissent aussi sur les paramètres de l'écoulement et par voie de conséquence sur l'uniformité de la répartition. La maîtrise de ces aspects est nécessaire pour pouvoir rentabiliser les avantages de la mI.

CONCLUSION

Les exemples traités permettent de constater que la micro-irrigation est tributaire du dimensionnement, lequel est influencé par les méthodes de calcul utilisées. La corrélation entre la plus value générée par l'utilisation de la micro-irrigation et la méthode de calcul adoptée lors du dimensionnement est la garantie de la viabilité économique du projet. Dans notre exemple précis, l'écart apporté par l'utilisation de la méthode est de 4,4% de pression pour le diamètre de 30mm et s'élève à 27% pour le diamètre de 10mm. Ces écarts ne signifient pas uniquement des surcoûts d'équipement mais aussi la détérioration des performances de la micro-irrigation est de l'échec probable du projet. Pour s'en prémunir, les méthodes récentes sont recommandées.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- CARLIER M. (1980). Hydraulique générale et appliquée. Ed. Eyrolles, Paris, 556p.
- CHRISTIANSEN J.E. (1942). Irrigation by sprinkling. Université Californie. Agric. Expt. Bull., n° 670, Berkeley.
- FADI Z. K. (1988). Hydraulic friction factors for pipe flow. J. Irrigation and Drainage Engineering, ASCE 114(2) :311-323.
- FEYEN J., LELIAERT J., BADJI M. (1986). Traité pratique de l'irrigation sous pression. AGCD/ABOS, KU, Leuven, 231pp.
- GOURDIN A., BOUMAHATH M. (1983). Méthodes numériques appliquées. Ed. Tec-Doc. Paris, pp. 61-66.
- HEERMANN D.F., Kohl R.A. (1983). Fluid dynamics of sprinkler systems. Design and operation of farm irrigation systems. ME. Jensen, Ed., ASAE, St Joseph.
- RHYMING I.R. (1992). Dynamique des fluides, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, 2^{ème} Ed., Lausanne, Suisse, pp.25-75.
- JOBLING G. (1974). Trickle irrigation design. Manuel, Agri. Eng. Inst. Miscellaneous. New Zealand, pub. 6,7, 68 pp.
- NACKAB J. (1988). Calcul direct, sans itérations de la perte de charge en conduite par la formule de Colebrook, La Houille Blanche, 43(1):61-64.
- WU I.P., GITLIN H.M. (1973). Hydraulics and uniformity for drip irrigation, J. Irrigation and Drainage, ASCE, 99(3) :157-169.
- ZELLA L., KETTAB A., CHASSERIAUX G. (2003). Simulation hydraulique d'une rampe de micro-irrigation par la méthode dite des volumes de contrôle, Revue Agronomie, 23(1):37-44.