

ИССЛЕДОВАНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ПОТЕРЬ НАПОРА В СПИРАЛЬНО НАМОТАННОМ ГИБКОМ ТРУБОПРОВОДЕ ОРОСИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

В. Дашков, д-р тех. наук, проф.,
УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»
А. Басаревский, канд. тех. наук,
*Республиканское унитарное предприятие
«Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси
по механизации сельского хозяйства»*

Представлены результаты теоретических исследований влияния дополнительных потерь напора, возникающих при транспортировании жидкости через гибкий спирально намотанный трубопровод, на удельные затраты энергии оросительной техники и трубопроводного транспорта. Расчетным путем определено, что гидравлические потери в зависимости от отношения среднего радиуса намотки к расчетному диаметру трубопровода будут больше потерь на прямом участке в среднем на 15–20%. Получены зависимости, позволяющие обосновать основные параметры барабана и гибкого трубопровода, исходя из условия минимизации гидравлических потерь.

Ключевые слова: орошение, барабан, гибкий трубопровод, гидравлические потери, энергоёмкость, водопроводящая система.

Проблема. В сельскохозяйственном производстве все более широкое распространение находят машины с гибкими спирально наматываемыми трубопроводами. Так, в мировой практике орошения применяются барабанно-шланговые дождевальные установки (БШДУ). Использование гибких трубопроводов с намоткой на барабан позволяет использовать новые прогрессивные схемы орошения, увеличить расстояние между трубопроводами и гидрантами закрытых оросительных систем, полностью автоматизировать процесс полива, а также снизить его трудоемкость и энергоёмкость. В животноводстве такие транспортные системы применяются на доильных установках, при приготовлении и раздаче кормов, гидросмыве навоза. Трубопроводный транспорт производителен, сочетает погрузочные и разгрузочные операции с транспортированием, характеризуется высокими санитарно-гигиеническими достоинствами. Вместе с тем основным недостатком таких систем являются повышенные гидравлические потери в водопроводящей системе. Для снижения затрат мощности на единицу производительности водопроводящая система должна подавать жидкость с

наименьшими гидравлически потерями. Поэтому, ввиду отсутствия необходимых методов расчета гибких трубопроводов, проблемными остаются вопросы по снижению гидравлических потерь при транспортировании жидкости и в итоге – снижению энергоемкости описанных систем.

Анализ предыдущих исследований и публикаций.

В результате исследований институтов Германии, Швейцарии, Италии, Франции, Англии, США и др. было установлено, что трубы из пластических масс относятся к гидравлически гладким [1]. Поэтому рядом авторов были получены полуэмпирические формулы для определения коэффициента Дарси, которые не учитывали шероховатость.

Отметим, что изучению гидравлического сопротивления в трубопроводах, намотанных на барабан по винтовой линии, посвящены некоторые работы [2, 3, 4-7]. Однако до настоящего времени данный вопрос остается мало исследованным и потому весьма актуальным.

Следует сказать, что режим движения жидкости в трубопроводе, намотанном по винтовой линии, будет несколько отличаться от режима движения в прямом трубопроводе. Так, переход к неупорядоченному, вихревому движению, характеризующемуся всеми признаками турбулентности, происходит при больших значениях Re , чем это имеет место при движении в прямом трубопроводе [2, 3]. В отмеченных работах общим является то, что авторы определяют коэффициент гидравлического трения в зависимости от отношения диаметра осевой линии намотки гибкого трубопровода к наружному диаметру гибкого трубопровода (D_H/d_H). Но в работах [2, 3, 4] полученные зависимости охватывают область лишь до $Re \leq 10^5$ и для расчета установок (машин) с гибкими трубопроводами, в которых имеет место движение жидкости с сильно развитой турбулентностью, не применимы.

Заслуживает внимания работа [7], где указывается, что потери напора в намотанном на барабан трубопроводе на 10-20 % в зависимости от радиуса намотки больше, чем на прямолинейном участке. Недостатком этой работы является то, что опыты охватывают диапазон труб малого сечения, а экстраполяция результатов на большие значения диаметров вряд ли допустима.

Цель исследований – оценить влияние дополнительных сопротивлений, возникающих при спиральной намотке гибкого трубопровода, на энергоемкость оросительной техники и трубопроводного транспорта.

Результаты исследований. Одним из основных показателей гидромашин является ее энергоемкость, т.е. отношение мощности к величине, характеризующей результат функционирования гидромашин. Для трубопроводного транспорта затраты мощности будут пропорциональны расходу и напору. Следовательно, энергоемкость определяется напором. Чем выше будут потери напора (гидравлические сопротивления), тем выше будут затраты мощности на перекачку жидкости через водопроводящую систему.

Для машин с гибкими спирально наматываемыми трубопроводами энергоёмкость, кроме того, будет зависеть от некоторых конструктивных ограничений. Согласно рекомендациям, данным в [8, п. 5.4, 116, таблица 5.2], внутренний диаметр намотки должен быть не менее 20 наружных диаметров гибкого трубопровода. Это ограничение обусловлено, в основном, образованием большой овальности трубопровода (более 3%) во время его намотки на барабан. Однако, как показывают эксперименты, при использовании полиэтилена высокой плотности марки ПЭ 63 и выше в целях снижения материалоемкости установки данное отношение может быть уменьшено до 13,6 без увеличения овальности. Дальнейшее снижение $D_n/d_n < 13,6$ приводит к значительному росту овальности. Следовательно,

$$\frac{D_n}{d_n} = 13,6 \dots 20, \quad (1)$$

где D_n – диаметр осевой линии намотки гибкого трубопровода, м;
 d_n – наружный диаметр гибкого трубопровода, м.

Соотношение (1) выражает конструктивное ограничение параметров намотки гибкого трубопровода на барабан.

Гидравлические параметры гибкого трубопровода, намотанного по винтовой линии, рассмотрим на примере БШДУ. В зависимости от производительности их энергоёмкость находится в пределах 55–64 кВт·ч/га [9]. На рисунке 1 приведена схема изменений гидравлических параметров установки в течение цикла орошения.

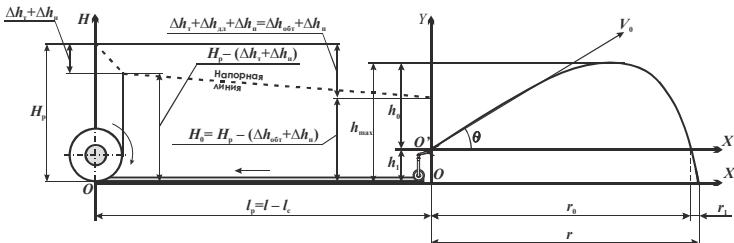


Рисунок 1 – Схема к определению гидравлических параметров водопроводящей системы БШДУ

Радиус намотки осевой линии i -го слоя гибкого трубопровода можно определить по формуле:

$$R_{ni} = R_0 + \frac{k_1 d_n}{2} + (i-1)k_1 d_n, \quad (2)$$

где R_0 – радиус барабана, м;

k_1 – радиальный коэффициент овальности гибкого трубопровода, равный 0,99 [8].

Тогда средний радиус осевой линии намотки будет равен:

$$R_n = \frac{\sum_{i=1}^m (R_0 + \frac{k_1 d_n}{2} + (i-1)k_1 d_n)}{m} = \frac{k_1 d_n m^2 + 2mR_0}{2m} = R_0 + \frac{k_1 d_n m}{2}, \quad (3)$$

где m – количество слоев намотки гибкого трубопровода.

С учетом формулы (3), формула Вейсбаха для случая плавного закругления трубы [10, с.136] для намотанного трубопровода, состоящего из n витков и m слоев, примет вид:

$$\xi_{\text{пов}} = 4n \left(0,131 + 1,844 \left(\frac{d_p}{2R_0 + k_1 d_n m} \right)^{3,5} \right). \quad (4)$$

где $\xi_{\text{пов}}$ – местный коэффициент гидравлического сопротивления;

d_p – расчетный диаметр гибкого трубопровода, м;

δ – угол закругления гибкого трубопровода, рад.

Особо следует отметить работу И.З. Аронова [6], где автор установил, что в области развитого турбулентного режима кривые $\lambda = f(\text{Re})$ для изогнутых и прямых труб идут параллельно, а общий коэффициент гидравлического сопротивления в изогнутых трубах состоит из суммы коэффициентов, учитывающих трение основного потока и поперечную циркуляцию. Отношение коэффициентов сопротивления в изогнутых и прямых трубопроводах:

$$C = \frac{\lambda_{\text{из}}}{\lambda_{\text{пр}}} = \frac{\lambda_{\text{пр}} + \lambda_{\text{пов}}}{\lambda_{\text{пр}}} > 1, \quad (5)$$

где $\lambda_{\text{из}}$ – общий коэффициент гидравлического сопротивления в изогнутом трубопроводе;

$\lambda_{\text{пр}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления в прямом трубопроводе;

$\lambda_{\text{пов}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления, соответствующий дополнительной потере.

На основании своих исследований И.З. Аронов в зависимости от отношения среднего радиуса осевой линии намотки гибкого трубопровода к расчетному диаметру гибкого трубопровода (R_n/d_p), рекомендует значения C [6], которые аппроксимированы нами следующей зависимостью:

$$C = \frac{1,816}{\left(\frac{R_n}{d_p}\right)^{0,156}} \quad (6)$$

Тогда потери напора в гибком трубопроводе, намотанном по винтовой линии, по формуле Дарси-Вейсбаха с учетом условия (5) и формулы П.К Конакова [11, с 11, форм. 9] будут такими:

$$\Delta h_t = \frac{0,081l_c Q^2 C}{d_p^5 g \left(9,489 + 0,782 \ln \frac{Q}{d_p}\right)^2}, \quad (7)$$

где l_c – длина намотанного на барабан гибкого трубопровода, м;
 Q – расход жидкости (производительность), м³/с;
 g – ускорение свободного падения м/с²,
 а с учетом формул (3) и (5) получим

$$\Delta h_t = \frac{1,472l_c Q^2}{d_p^5 g \left(9,489 + 0,782 \ln \frac{Q}{d_p}\right)^2 \cdot \left(\frac{R_0 + \frac{1}{2}k_1 d_n m}{d_p}\right)^{0,156}} \quad (8)$$

В таблице представлены рассчитанные по формулам (4) и (8) гидравлические потери в трубопроводе, намотанном по винтовой линии.

Таблица 1 – Анализ формул для гидравлического расчета трубопровода, намотанного по винтовой линии

Коэффициент гидравлического сопротивления	Потери напора	Знач. потери напора, м	Увелич. потерь напора, %
1	2	3	4
$\xi_{\text{пов}} =$ $= 4n \left(0,131 + 1,844 \left(\frac{d_p}{2R_0 + k_1 d_n m}\right)^{3,5}\right)$	по формуле Борда: $\Delta h_m = \frac{32Q^2 n}{\pi^2 d_p^4 g} \left(0,131 + 1,844 \left(\frac{d_p}{2R_0 + k_1 d_n m}\right)^{3,5}\right)$, $\Delta h_t = \Delta h_{\text{дл}} + \Delta h_0$	18,04 + + 4,95 = 22,99	27,4

Продовження табл. 1

1	2	3	4
$\lambda_{\text{из}} = \frac{C}{(1,81 \lg \text{Re} - 1,5)^2} =$ $= \frac{1,812}{\left(\frac{R_6 + \frac{1}{2} k_1 d_n m}{d_p} \right)^{0,156} \cdot (1,5 - 0,782 \ln \text{Re})^2}$	по формуле Дарси-Вейсбаха: $\Delta h_t = \frac{1,472 l_c Q^2}{d_p^5 g \left(9,489 + 0,782 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2 \cdot \left(\frac{R_6 + \frac{1}{2} k_1 d_n m}{d_p} \right)^{0,156}}$	21,4	18,7

Примечания:

1. Расчеты производились для $d_p = 60,65 \cdot 10^{-3}$ м и длине трубопровода $l_c = 100$ м при $Q = 10,91 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $R_6 = 0,75$ м; $n = 13$; $m = 4,7$.

2. При температуре воды 15°C $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$ м²/с (учитывается в числовых коэффициентах).

Из таблицы видно, что увеличение потерь напора в трубопроводе, намотанном по винтовой линии, по сравнению с прямолинейным участком составляет 27,4% при расчете по первой формуле и 18,7% – по второй формуле. Во втором случае результат близок к экспериментальным данным, согласно которым в зависимости от отношения R_H/d_p потери возрастают на 10...20%. В первом случае формула дает большую погрешность и пригодна только для ориентировочных расчетов.

На рис. 2 в соответствии с (8) и формулой П.К. Конакова [11, с 11, форм. 9] построен график зависимости $\Delta h_t = f(Q)$ на 100 м длины трубопровода и $d_p = 60,65 \cdot 10^{-3}$ м для прямого трубопровода и трубопровода, намотанного по винтовой линии, при разных отношениях R_H/d_p .

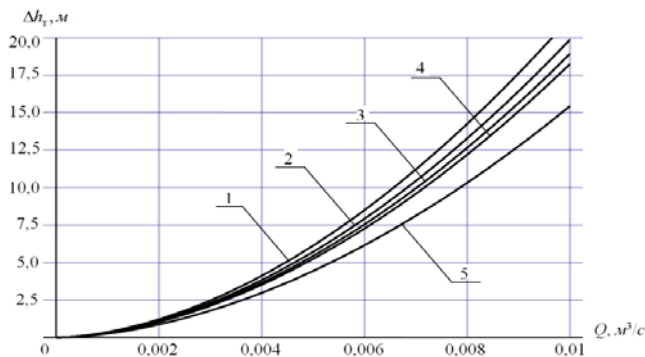


Рисунок 2 – График зависимости потерь напора от расхода: 1 – $\frac{R_H}{d_p} = 5,77$; 2 –

$$\frac{R_H}{d_p} = 9,07; 3 - \frac{R_H}{d_p} = 12,37; 4 - \frac{R_H}{d_p} = 15,66; 5 - \text{прямой трубопровод}$$

Из графика видно, что по мере увеличения отношения R_H/d_p потери Δh_T будут уменьшаться и приближаться к потерям $\Delta h_{дл}$. Так, при $Q = 0,008 \text{ м}^3/\text{с}$ потери на прямолинейном участке трубопровода составят $\Delta h_T = 10,3 \text{ м}$, в то же время в намотанном трубопроводе при $R_H/d_p = 5,77$ потери будут $\Delta h_T = 14,2 \text{ м}$, а при $R_H/d_p = 15,66$ потери составят $\Delta h_T = 12,2 \text{ м}$, что соответственно на 37,9 и 18,4% больше, чем на прямолинейном участке.

Однако полученный график (рис. 2) иллюстрирует гидравлические потери при полностью намотанном гибком трубопроводе (в конце цикла орошения). В действительности общие гидравлические потери будут состоять из потерь в намотанном трубопроводе и потерь на прямолинейном участке трубопровода:

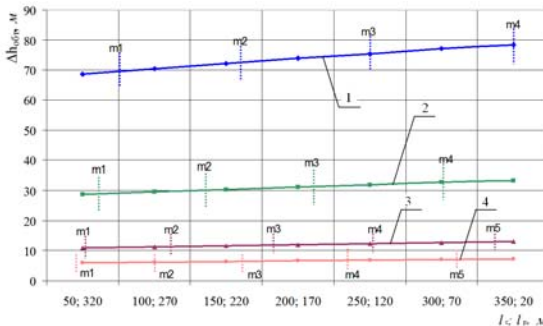
$$\Delta h_{\text{обр}} = \Delta h_T + \Delta h_{\text{дл}}. \quad (9)$$

где $\Delta h_{\text{дл}}$ – потери напора по длине гибкого трубопровода, м.

После подстановки формулы (8) и формулы П.К. Конакова [11, с 11, форм. 9] в (9) и преобразований получим:

$$\Delta h_{\text{обр}} = \frac{Q^2 \left(1,472l_c + 0,727l_p \left(\frac{2R_6 + k_1 d_n m}{d_p} \right)^{0,156} \right)}{d_p^5 g \left(9,489 + 0,782 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2 \cdot \left(\frac{R_6 + \frac{1}{2} k_1 d_n m}{d_p} \right)^{0,156}}. \quad (10)$$

На рис. 3 приведен график полученной зависимости при намотке трубопровода на барабан для случая, когда $Q = 10,91 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $R_6 = 0,75 \text{ м}$ и $l = 370 \text{ м}$.



$$1 - d_n = 0,075 \text{ м}; 2 - d_n = 0,090 \text{ м}; 3 - d_n = 0,110 \text{ м}; 4 - d_n = 0,125 \text{ м}$$

Рисунок 3 – График зависимости потерь напора от длины трубопровода при его намотке на барабан

Так, для трубопровода с $d_n = 0,075$ м разность потерь в намотанном и размотанном состояниях составит 11,7 м, в то же время для $d_n = 0,090$ м эта разность будет 5,6 м и, соответственно, для $d_n = 0,110$ м и $d_n = 0,125$ м разность равна 2,4 м и 1,4 м. С целью снижения потерь необходимо увеличить R_6 в соответствии с (1). Прежде всего, это целесообразно при использовании трубопровода с $d_n = 0,110$ м и выше, так как при меньших d_n с увеличением R_6 возрастет и удельная материалоемкость установки. Из рисунка также видно, что при одинаковых конструктивных параметрах с ростом d_n растет и количество слоев намотки m .

Далее проследим, как будут изменяться потери напора в зависимости от внутреннего диаметра барабана R_6 при аналогичных параметрах (рис. 4).

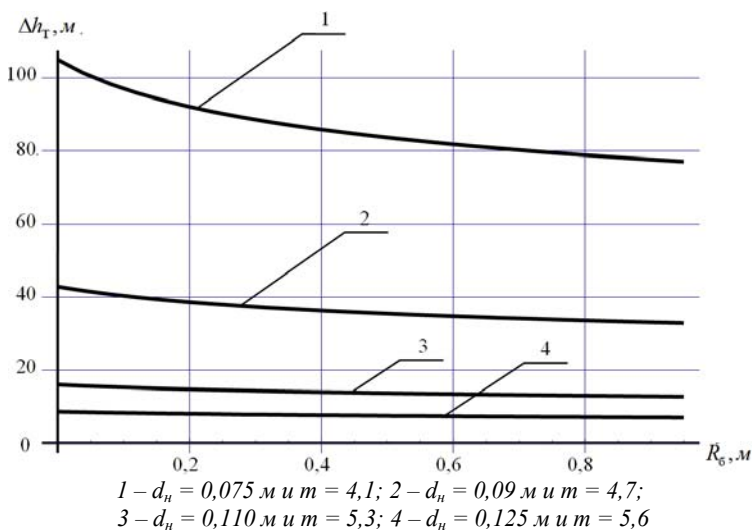


Рисунок 4 – График зависимости потерь напора в гибком трубопроводе от внутреннего радиуса барабана

Как видим, по мере уменьшения внутреннего диаметра барабана R_6 и диаметра гибкого трубопровода d_n потери напора возрастают. Так, при $d_n = 0,075$ м и $R_6 = 0,6$ м потери напора составят $\Delta h_t = 81,8$ м. В то же время при $R_6 = 0,85$ м (увеличение на 41,7 %) потери напора будут $\Delta h_t = 78,2$ м. Таким образом, при одинаковой длине гибкого трубопровода потери напора уменьшились на 3,6 м (4,4 %). Аналогично для указанных параметров при $d_n = 0,09$ м уменьшение потерь напора составит 1,4 м (4 %) и, соответственно, при $d_n = 0,110$ м и $d_n = 0,125$ м уменьшение потерь напора составит 0,5 м (3,8 %) и 0,3 м (3,7 %).

Таким образом, приведенные выше значения затрат энергии БШДУ можно снизить в среднем до 45–50 кВт·ч/га путем обоснования рациональных конструктивных и режимных параметров установки исходя из условия минимизации гидравлических потерь.

Выводы. Для обоснования конструктивных параметров и режимов работы машин с гибкими спирально наматываемыми трубопроводами необходимо точное установление гидравлических потерь в водопроводящей системе.

Определено, что отношение диаметра намотки к наружному диаметру гибкого трубопровода должно находиться в пределах $D_n/d_n = 13,6–20$. Расчетным путем получено, что гидравлические потери в зависимости от отношения среднего радиуса намотки к диаметру трубопровода R_n/d_n будут больше потерь на прямом участке в среднем на 15–20% (форм. 10).

Анализ формулы (10) показал, что с целью снижения потерь напора (затрат энергии) необходимо увеличивать R_6 и d_n в указанных выше пределах отношения D_n/d_n (форм. 1). Прежде всего, это целесообразно при использовании трубопровода с $d_n = 0,110$ м и выше, так как при меньших d_n с увеличением R_6 возрастет и удельная материалоемкость установки. При одинаковых конструктивных параметрах с ростом d_n растет и количество слоев намотки m . За счет снижения гидравлических потерь затраты энергии на транспортирование жидкости через водопроводящую систему могут быть уменьшены на 15–18%.

Использование полученных зависимостей позволит точно определить гидравлические потери, а также решить вопрос об их минимизации. Это даст возможность снижать затраты энергии при одинаковой производительности и установить требуемые конструкционные параметры установок.

Литература

1. Рузин М.Я. Гидравлический расчет пластмассовых трубопроводов // Водоснабж. и санит. техника. – 1962. – № 9. – С. 1–5.
2. Фастовский В.Г., Ровинский А.Е. Исследование теплоотдачи в спиральном канале // Теплоэнергетика. – 1957. – № 1. – С. 39–41.
3. Квитковский Ю.В. Гидравлическое сопротивление плавно изогнутых труб // Сб. науч. тр. Московский ин-т инж. железнод. трансп. – М., 1963. – Вып. 176. – С. 61–63.
4. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.
5. Аронов, И.З. О движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках // Извест. высш. учебн. заведений. Энергетика. – 1961. – № 3. – С. 65–74 с.
6. Аронов И.З. О гидродинамическом подобии при движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках // Извест. высш. учебн. заведений. Энергетика. – 1962. – № 4. – С. 130–132.

7. Савушкин С.С., Хроль С.Б., Некрасова Т.М. К вопросу о дополнительном сопротивлении, возникающем при движении жидкости в полиэтиленовом шланге, навитом на барабан // Сб. науч. тр. / ВНИИГиМ. – М., 1983. – Основные направления технического прогресса в области механизации и техники полива. – С. 134–140.

8. Трубы напорные из полиэтилена. Технические условия: ГОСТ 18599–2001.– Введ.01.01.03. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2003. – 21 с.

9. Дашков В.Н., Басаревский А.Н. Современная энергосберегающая техника для поверхностного полива // Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве: докл. 6-й междунар. науч.-техн. конф., М., 13–14 мая 2008 г.: в 5 ч./ Гос. науч. учрежд. Всерос. науч.-исслед. ин-т электриф. сельского хоз-ва; редкол.: Н.Ф. Молоснов [и др.]. – М., 2008. – Ч. 2. – С. 168–173.

10. Ботук Б.О. Гидравлика. М.: Высшая школа, 1962. – 450 с.

11. Шевелев Ф.А. Исследование основных гидравлических закономерностей турбулентного движения в трубах. М.: ВОДГЕО, 1953. – 208 с.

Анотація

Представлені результати теоретичних досліджень впливу додаткових втрат напору, що виникають при транспортуванні рідини через гнучкий спіральньо намотаний трубопровід, на питомі витрати енергії зрошувальної техніки та трубопровідного транспорту. Розрахунковим шляхом визначено, що гідравлічні втрати в залежності від ставлення середнього радіусу намотування до розрахункового діаметру трубопроводу будуть більше втрат на прямій ділянці в середньому на 15-20%. Отримано залежності, що дозволяють обґрунтувати основні параметри барабана і гнучкого трубопроводу, виходячи з умови мінімізації гідравлічних втрат.

Summary

The results of theoretical studies of the impact of additional pressure losses occurring during transport of liquid through a flexible spiral wound pipe on the specific energy consumption of irrigation equipment and pipelines are presented. By calculation it is determined that the hydraulic losses, depending on the ratio of the mean radius of the winding to the calculated diameter of the pipeline, will be more on a straight line by an average of 15-20%. The dependencies to substantiate the basic parameters of the drum and the flexible pipeline on the terms of minimizing hydraulic losses are obtained.