

$$B = \frac{2 \times 1^2 \times 0,64 \times 4,71 \times \sin 7^\circ}{\left(\frac{30}{3,14 \times 0,075 \times 80} \right)^2 \times 9,81 \times 4,71 \times \sin 7^\circ - 8 \times 1^2 \times 0,64} = 0,068 \text{ м},$$

что по отношению к диаметру кожуха составит $\frac{B}{d_k} = 0,42$.

Таким образом, при ширине выреза в кожухе $B = 0,068 \text{ м}$ и частоте вращения винта $n = 80 \text{ об/мин}$ создаются оптимальные условия для поступления материала в кожух ШПУ и его дальнейшего перемещения к распределяющим рабочим органам.

Заключение

Полученное выражение (11), учитывающее конструктивные и скоростные параметры кожуха и винта, а также свойства транспортируемого материала, позволяет определить рациональную ширину выреза в кожухе и обеспечить устойчивую работу и необходимую пропускную способность ПУ.

Литература

1. Харо, О.Е. Установление основных параметров загрузочной воронки и питателя в передвижных бункерах-питателях, используемых для перемещения связных глинистых пород: дис. ... канд. техн. наук: 05.17.04 / О.Е. Харо. – ВНИИ железобетон, 1970. – 238 с.
2. Енчев, С.С. Определение параметров бункера для связных сыпучих материалов при совместной работе с ленточным питателем: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / С.С. Енчев – Москва, 1984. – 146 с.
3. Голдыбан, В.В. Пути снижения энергоёмкости внесения удобрений кузовными машинами / В.В. Голдыбан // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: сб. ст. – 2007. – С. 92-96.
4. Разбрасыватель минеральных удобрений: пат. 4143 Респ. Беларусь, МПК6 А 01 С 15/00 / Л.Я. Степук, В.В. Голдыбан, С.А. Казаченок, П.И. Нитиевский; заявитель Респуб. унитар. предпр. «НПЦ НАН Беларуси по механизации сел. хоз». – № 20070502; заявл. 07.09.2007; опубл. 10.15.2007.
5. Иванов, В.Г. Исследование скоростных шнеков / В.Г. Иванов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1962. – № 5. – С. 27-29.

УДК 631.347

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ГИБКОМ ТРУБОПРОВОДЕ БАРАБАННО-ШЛАНГОВОЙ ДОЖДЕВАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Дашков В.Н., Капустин Н.Ф., Басаревский А.Н. (БГАТУ)

В статье проведен анализ формул для расчета гидравлически гладких труб, показано, что известные в настоящее время зависимости для определения гидравлических потерь в изогнутых трубопроводах охватывают область до $Re \leq 10^5$. Предложена формула для определения гидравлических потерь в гибком трубопроводе, навитом по винтовой линии, в области с $Re > 10^5$, в соответствии с которой потери в зависимости от отношения среднего радиуса навивки к расчетному диаметру трубопровода будут больше потерь на прямом участке в среднем на 15 – 30 %. Дана графическая интерпретация полученной формулы.

Введение

В последнее время в мировой практике орошения все более широкое распространение находят барабанно-шланговые дождевальные установки (БШДУ). Применение гибких трубопроводов с навивкой 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 энергоемкость. Однако разработка и внедрение таких установок сдерживается отсутствием необходимых методов расчета гибких трубопроводов.

Цель настоящей работы – провести анализ известных формул для гидравлического расчета трубопроводов и определить дополнительное гидравлическое сопротивление, возникающее в гибком трубопроводе, навитом на барабан.

Гидравлические потери на прямом участке гибкого трубопровода

В качестве гибкого трубопровода в БШДУ может использоваться полиэтиленовая труба [1]. В результате исследований институтов Германии, Швейцарии, Италии, Франции, Англии, США и др. было установлено, что трубы из пластических масс относятся к гидравлически гладким [2]. Поэтому рядом авторов были получены полуэмпирические формулы для определения коэффициента Дарси, которые не учитывали шероховатость.

Общие гидравлические потери в навитом на барабан трубопроводе определяются как сумма потерь на преодоление сопротивления по длине и местных потерь, возникающих от навивки трубопровода на барабан:

$$\Delta h_t = \Delta h_{дл} + \Delta h_m, \quad (1)$$

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

Δh_m – местные потери напора, м.

Потери напора на прямом участке трубопровода найдем по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta h_{дл} = \lambda_{пр} \frac{lV^2}{d_p 2g}, \quad (2)$$

где $\lambda_{пр}$ – коэффициент гидравлического трения на прямом участке трубопровода;

l – длина трубопровода, м;

V – средняя скорость жидкости, м/с;

d_p – расчетный диаметр трубопровода, м;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Учитывая влияние эластичных свойств полиэтилена на изменение внутреннего диаметра, относительное увеличение которого при эксплуатационном давлении находится в пределах 1 – 1,5 % [2], расчетный диаметр трубопровода определим по формуле [3, с.88, форм 8.12]:

$$d_p = 0,5 \cdot (2d_n + \Delta d_n - 4S - 2\Delta S), \quad (3)$$

где Δd_n – допуск на наружный диаметр трубопровода, м;

S – толщина стенки трубы, м;

ΔS – допуск на толщину стенки трубы, м;

В таблице 1, используя формулы для определения $\lambda_{пр}$ гидравлически гладких труб различных авторов, приведены расчеты потерь напора по формуле (2).

Секция 1: Сельскохозяйственные машины и тракторы:
расчет, проектирование и производство

Таблица 1 – Формулы для гидравлического расчета гидравлически гладких труб

Автор	Коэффициент гидравлического трения λ	Потери напора по формуле Дарси-Вейсбаха $\Delta h_{дл}$	Знач. потери напора, м	Откл. от эксперим. знач., ± %
Колбрук П.Ф. (1938 г.) [4, с.37, форм.3.6]	$\lambda_{тр} = \frac{1,63639}{(\ln 0,142857 Re)^2}$	$\Delta h_{дл} = \frac{0,13521lQ^2}{d_p^5 \left(\ln \frac{181891Q}{d_p} \right)^2}$	18,133	+0,74
Конаков П.К. (1946 г.) [5, с 11, форм. 9]	$\lambda_{тр} = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}$	$\Delta h_{дл} = \frac{0,0826269lQ^2}{d_p^5 \left(9,48884 + 0,78173 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2}$	18,039	+0,22
ВТИ (1948 г.) [6, с.52, форм. 3-65]	$\lambda_{тр} = \frac{1,01}{(\lg Re)^{2,5}}$	$\Delta h_{дл} = \frac{0,671401lQ^2}{d_p^5 \left(\ln \frac{1,27324 \cdot 10^6 Q}{d_p} \right)^{2,5}}$	18,186	+1,03
Филоненко Г.К. (1948 г.) [6, с.52, форм. 3-68]	$\lambda_{тр} = \left(\frac{0,55}{\lg \frac{Re}{8}} \right)^2$	$\Delta h_{дл} = \frac{0,132519lQ^2}{d_p^5 \left(\ln \frac{159155Q}{d_p} \right)^2}$	18,238	+1,32
Рузин М.Я. (1962 г.) [2]	$\lambda_{тр} = \frac{0,246}{Re^{0,22}}$	$\Delta h_{дл} = \frac{0,00092l \left(\frac{Q}{d_p} \right)^{1,78}}{d_p^3}$	19,501	+8,34
Оффенгенден Ю.С. (1972 г.) [7]	$\lambda_{тр} = \frac{0,29 - 0,236d_p}{Re^{0,22}}$	$\Delta h_{дл} = \frac{0,00375l(0,29 - 0,236d_p) \left(\frac{Q}{d_p} \right)^{1,78}}{d_p^3}$	21,854	+21,41
Шевелев Ф.А. (1973 г.) [8, с.9, форм. 21]	$\lambda_{тр} = \frac{0,2875}{Re^{0,226}}$	$\Delta h_{дл} = \frac{0,990945 \cdot 10^{-3} l \left(\frac{Q}{d_p} \right)^{1,774}}{d_p^3}$	21,164	+17,58
Добромыслов А.Я. (1983 г.) [3, с.88, форм. 8.13, 8.14]	$\sqrt{\lambda_{тр}} = \frac{0,5 \left(\frac{b_n}{2} + \frac{1,8(2 - b_n)(4,294 + \lg d_p)}{\lg Re + 1} \right)}{5,294 + \lg d_p}$ $b_n = 1 + \frac{\lg Re - 3,3802}{4,0177 + \lg d_p}$	$\Delta h_{дл} = \frac{0,0274lQ^2 \left(2(6,20016 + \ln d_p)29,029 + \ln d_p - 3,7096 \ln \frac{Q}{d_p} + \ln d_p \left(\ln \frac{Q}{d_p} \right)^2 \right)}{d_p^5 (9,2511 + \ln d_p)^2 (12,1899 + \ln d_p)^2 \times (16,3597 + \ln \frac{Q}{d_p})^2}$	18,678	+3,76

Примечания.

- Условные обозначения: Re – число Рейнольдса, $Re = \frac{V \cdot d_p}{\nu}$; b_n – число подобия режимов течения; ν – коэффициент кинематической вязкости, равный $1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при температуре воды $15 \text{ }^\circ\text{C}$; Q – расход, $\text{м}^3/\text{с}$, $Q = V \cdot \frac{\pi d_p^2}{4}$.
- Расчеты производились для $d_p = 60,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и длине трубопровода $l = 100 \text{ м}$ при $Q = 10,905 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Из таблицы 1 видно, что значения потери напора, рассчитанные по разным формулам, сильно колеблются ($\pm 20\%$). Это говорит о том, что данные по гидравлическому расчету гидравлически гладких труб довольно противоречивы и в настоящее время нет исчерпывающих сведений для определения их гидравлических характеристик. Наименьшие отклонения расчетных значений от экспериментальных имеет формула П. К. Конакова. Следовательно, расчет потерь напора на прямых участках полиэтиленовых труб будем вести по ней.

Местные гидравлические потери

Теперь перейдем к определению местных потерь напора Δh_m , которые будут возникать в трубопроводе, навитом по винтовой линии. Отметим, что изучению гидравлического сопротивления в таких трубопроводах посвящено несколько работ [9, 10, 11-13]. Однако до настоящего времени данный вопрос остается мало исследованным и потому весьма актуальным.

При движении жидкости по трубопроводу, навитому по винтовой линии, возникают центробежные силы инерции, направленные от центра кривизны к внешнему краю, т. е. происходит повышение гидродинамического давления у внешней стенки трубы и уменьшение у внутренней. Разность давлений приводит к возникновению поперечного течения жидкости (вихреобразование), благодаря чему фактическая скорость жидкости значительно превышает среднюю скорость осевого потока. Это вызывает существенное усиление обмена энергией и увеличение гидравлического сопротивления.

В отмеченных выше работах общим является то, что авторы определяют коэффициент гидравлического трения в зависимости от отношения диаметра навивки к наружному диаметру гибкого трубопровода $\frac{D}{d_n}$. Однако полученные зависимости охватывают область лишь до $Re \leq 10^5$ и для расчета установок с гибкими трубопроводами, в которых имеет место движение жидкости с сильно развитой турбулентностью, не применимы.

Особо следует отметить работу И. З. Аронова [13], где автор установил, что в области развитого турбулентного режима кривые $\lambda = f(Re)$ 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:

$$\lambda_{из} = \lambda_{пр} + \lambda_{пов}, \quad (4)$$

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

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

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

Отношение коэффициентов сопротивления в изогнутых и прямых трубопроводах:

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

На основании своих исследований И. З. Аронов в зависимости от $\frac{R}{d_p}$ рекомендует значения C , приведенные в таблице 2 [13].

Таблица 2 – Рекомендованные значения C в зависимости от $\frac{R}{d_p}$

$\frac{R}{d_p}$	3,0	4,0	5,0	8,0	12,0
C	1,55	1,45	1,40	1,30	1,25

Эти данные были аппроксимированы нами следующей зависимостью (рисунок 1):

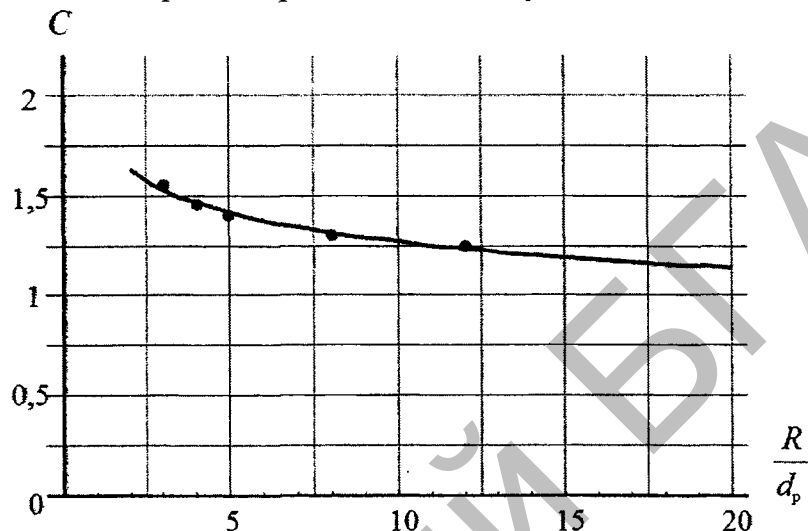


Рисунок 1 – Опытные точки и график аппроксимирующей функции $C = f\left(\frac{R}{d_p}\right)$

$$C = \frac{1,81626}{\left(\frac{R}{d_p}\right)^{0,15618}} \quad (6)$$

Из форм. (5)

$$\lambda_{из} = \lambda_{тр} \cdot C \quad (7)$$

Тогда потери напора в гибком трубопроводе, навитом по винтовой линии, по формуле Дарси-Вейсбаха с учетом форм. (7) и форм. Конакова П. К. (см. таблицу 1) будут:

$$\Delta h_r = \frac{0,0826269IQ^2C}{d_p^5 \left(9,48884 + 0,78173 \ln \frac{Q}{d_p}\right)^2}, \quad (8)$$

а с учетом форм. (6)

$$\Delta h_r = \frac{0,150072IQ^2}{d_p^5 \left(\frac{R}{d_p}\right)^{0,15618} \cdot \left(9,48884 + 0,78173 \ln \frac{Q}{d_p}\right)^2}. \quad (9)$$

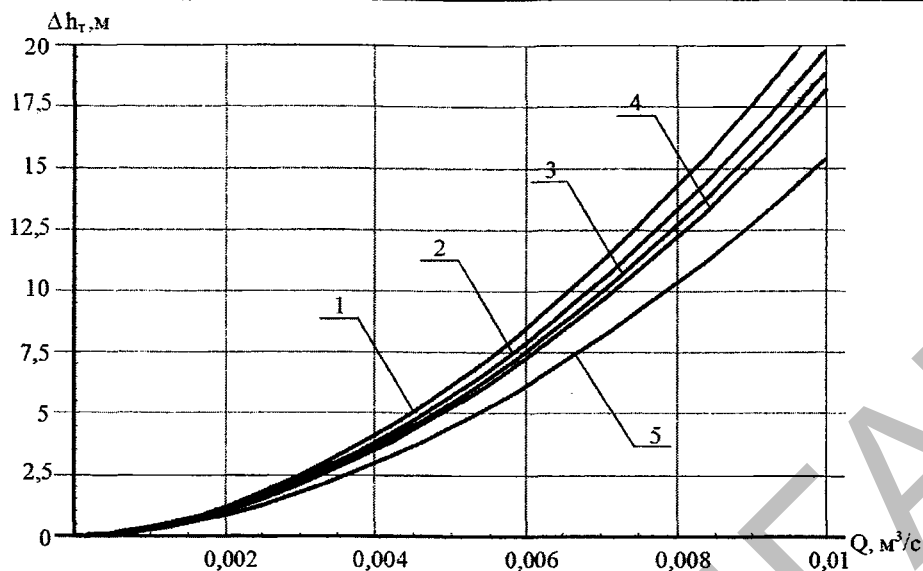


Рисунок 2 – График зависимости потерь напора от расхода

$$1 - \frac{R}{d_p} = 5,77; 2 - \frac{R}{d_p} = 9,07; 3 - \frac{R}{d_p} = 12,37; 4 - \frac{R}{d_p} = 15,66; 5 - \text{прямой трубопровод}$$

На рисунке 2 в соответствии с форм. П. К. Конакова (таблица 1) и форм. (9) построен график зависимости $\Delta h_t = f(Q)$ на 100 м длины трубопровода и $d_p = 60,65 \cdot 10^{-3}$ м в прямом трубопроводе и в трубопроводе, навитом по винтовой линии, при разных $\frac{R}{d_p}$. Из графика видно, что по мере увеличения отношения $\frac{R}{d_p}$ потери Δh_t будут уменьшаться и приближаться к потерям $\Delta h_{пр}$. Так, при $Q = 0,008$ м³/с потери на прямом участке трубопровода составят 10,31 м, в то же время в навитом трубопроводе при $\frac{R}{d_p} = 5,77$ потери будут $\Delta h_t = 14,24$ м, а при $\frac{R}{d_p} = 15,66$ потери составят $\Delta h_t = 12,19$ м, что соответственно на 38,1 % и 18,2 % больше, чем на прямом участке.

Заключение

1. Анализ формул для расчета гидравлически гладких труб на прямом участке показывает, что наименьшее отклонение расчетных значений потерь напора от экспериментальных имеет формула П. К. Конакова (+0,22 %).
2. Известные в настоящее время зависимости для определения гидравлических потерь в изогнутых трубопроводах охватывают область лишь до $Re \leq 10^5$ и для расчета установок с гибкими трубопроводами, в которых имеет место движение жидкости с сильно развитой турбулентностью ($Re > 10^5$), не применимы.
3. В соответствии с полученной формулой потери напора в гибком трубопроводе, навитом по винтовой линии, в зависимости от отношения $\frac{R}{d_p}$ будут больше потерь на прямом участке в среднем на 15 – 30 %.

Литература

- 1 Трубы напорные из полиэтилена. Технические условия: ГОСТ 18599–2001.– Введ.01.01.03. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации: Белор. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2003. – 21 с.
- 2 Рузин, М.Я. Гидравлический расчет пластмассовых трубопроводов / М.Я. Рузин // Водоснабж. и санит. техника. – 1962. – № 9. С. 1–5.
- 3 Казанли, Е.А. Сети водоснабжения и водоотведения из полимерных труб. Расчет, проектирование и монтаж / Е.А. Казанли – Минск: БНТУ, 2006. – 170 с.
- 4 Альтшуль, А.Д. Гидравлические сопротивления / А.Д. Альтшуль. – М.: Недра, 1970. – 216 с.
- 5 Шевелев, Ф.А. Исследование основных гидравлических закономерностей турбулентного движения в трубах / Ф.А. Шевелев. – М.: ВОДГЕО, 1953. – 208 с.
- 6 Киселев, П.Г. Справочник по гидравлическим расчетам / П.Г. Киселев; под ред. В.Д. Журина. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 352 с.
- 7 Оффенгенден, Ю.С. Гидравлический расчет пластмассовых трубопроводов / Ю.С. Оффенгенден // Гидротехн. и мелиор. – 1972. – № 1. – С. 24–28.
- 8 Шевелев, Ф.А. Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных, асбестоцементных, пластмассовых и стеклянных водопроводных труб / Ф.А. Шевелев; под ред. Л.Ф. Мошнина. – М.: Стройиздат, 1973. – 112 с.
- 9 Фастовский, В.Г. Исследование теплоотдачи в спиральном канале / В.Г. Фастовский, А.Е. Ровинский // Теплоэнергетика. – 1957. – № 1. – С. 39–41.
- 10 Квитковский, Ю.В. Гидравлическое сопротивление плавно изогнутых труб. / Ю.В. Квитковский // Сб. науч. тр. / Московский ин-т инж. железнод. трансп. – Москва, 1963. – Вып. 176. – С. 61–63.
- 11 Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.
- 12 Аронов, И.З. О движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках / И.З. Аронов // Извест. высш. учебн. заведений. Энергетика. – 1961. – № 3. – С. 65–74 с.
- 13 Аронов, И.З. О гидродинамическом подобию при движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках / И.З. Аронов // Извест. высш. учебн. заведений. Энергетика. – 1962. – № 4. – С. 130–132.

УДК 629.114.2-182.8

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ УНИВЕРСАЛЬНОСТИ НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА
ЭНЕРГОСРЕДСТВА УЭС-2-250А «ПОЛЕСЬЕ» С ЦЕЛЬЮ СОЗДАНИЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ АГРЕГАТОВ МОДУЛЬНОГО ТИПА**

Дюжнев А.А., Котов А.В., Чупрынин Ю. В.

(РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике»)

Агрегатирование универсального энергетического средства УЭС-2-250А, выпускаемого ПО «Гомсельмаш», с навесными сельскохозяйственными машинами или орудиями осуществляется при помощи навесного устройства (НУ), представляющего собой рычажный механизм, передвигаемый гидроцилиндрами. По отношению к энергосредству навешенная машина может располагаться либо перед мостом управляемых колес – переднее НУ, либо перед мостом ведущих колес – заднее навесное устройство. В процессе эксплуатации энергосредства наиболее широко применяется заднее (большое) НУ, которое при помощи трех присоединительных точек (верхней и двух нижних тяг, образующих присоединительный треугольник) обеспечивает стыковку и требуемое относительное расположение сельскохозяйственных машин в рабочем и транспортном состояниях.

Механизм НУ представляет собой пространственный рычажный механизм, плоский аналог которого получают путем проецирования характерных точек механизма на его продольную плоскость симметрии.