

Учебники и учебные пособия для студентов высших учебных заведений

В.А. Дидур, Л.И. Грачева, Н. Н. Радул, А.Н. Орел

## **Гидроаэромеханика и ее использование в энергетике АПК**

Под общей редакцией

академика АН ВШУ, МАОО д.т.н., профессора Дидура В.А.

Допущено, Министерством  
сельского хозяйства РФ в качестве  
учебного пособия для студентов  
сельскохозяйственных вузов

Москва 2008

УДК 532:631.371  
ББК 22.253

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой  
«Автомобильный транспорт» Московского государственного  
агроинженерного  
университета им. В.П. Горячкина,  
*О.Н. Дидманидзе*

Доктор технических наук, профессор Ульяновского государственного  
университета,  
*В.В. Варнаков*

**ISBN 978-5-9546-0047-6**

**В.А. Дидур, Л.И. Грачева, Н. Н. Радул, А.Н. Орел**

Гидроаэромеханика и ее использование в энергетике АПК. Учебное пособие для сельскохозяйственных вузов. – Москва: МГАУ, 2008. - 395 с.

В учебном пособии рассмотрены основы гидрогазостатики, гидроаэродинамики, приведены аналитические методы, используемые в гидромеханике, гидравлические расчёты трубопроводов. Даны основы энергетики водных ресурсов, гидрофикации мобильной энергетики и использования ветронасосных и ветрооросительных установок.

УДК 532:631.371  
ББК 22.253

ISBN 978-5-9546-0047-6

© В.А. Дидур, Л.И. Грачева, Н. Н. Радул, А.Н. Орел, 2008

© Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина, 2008

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	10
Предмет и назначение курса	10
История развития гидроаэромеханики	11
Раздел 1. ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ	12
1.1. Сжимаемость	12
1.2. Плотность жидкости	13
1.3. Удельная сила тяжести (удельный вес)	14
1.4. Вязкость	15
1.5. Химическая и механическая стойкость	19
1.6. Поверхностное натяжение и капиллярность	19
1.7. Растворимость газов	20
1.8. Свободная поверхность, адгезия	20
1.9. Силы, действующие в жидкости	21
1.10. Идеальная жидкость	22
1.11. Рабочие жидкости	22
1.12. Физические свойства газов	27
1.13. Воздух и его свойства	29
1.14. Физические свойства гидросмесей	31
Раздел 2. ОСНОВЫ ГИДРОГАЗОСТАТИКИ	33
2.1. Гидростатическое давление и его свойства	33
2.2. Приборы для измерения давления в жидкости и газах	36
2.3. Дифференциальные уравнения равновесия жидкости (уравнение Эйлера)	39
2.4. Дифференциальные уравнения поверхности равного давления	40
2.5. Основное уравнение гидростатики	41
2.6. Потенциальная функция	42
2.7. Уравнение равновесия газа	42
2.8. Плоскость сравнения, геометрический, пьезометрический, гидростатический напор	44
2.9. Закон Паскаля	45
2.10. Закон Архимеда. Основы теории плавания тел	45
2.11. Остойчивость плавающих тел	46
Раздел 3. ГИДРОАЭРОДИНАМИКА	51
3.1. Виды движения жидкости	51

# **ВВЕДЕНИЕ**

## **Предмет и назначение курса**

Задачей курса «Гидроаэромеханика» является дать инженеру тот минимум знаний в области механики жидкости и газа, без которых для него будет невозможно понимание и изучение большого числа вопросов в таких специальных дисциплинах, как теплопередача, котельные установки, паровые и газовые турбины, тепловые сети.

Гидроаэромеханика, или механика жидкости и газа, представляет собой раздел механики, изучающий движение и равновесие жидкости как несжимаемой, так и сжимаемой, а также взаимодействие между жидкостями и твердыми телами, погруженными в нее.

Законы движения жидкостей и газов оказываются во многом одинаковыми, и поэтому целесообразно объединить изучение механики жидкостей и механики газов.

Раздел гидроаэромеханики, изучающий общие законы движения жидкости и газа, называется гидроаэродинамикой.

Механика газа отличается от механики жидкости в тех случаях, когда газ движется с большой скоростью (близкой, или большей скорости распространения звука), когда газ разрежен (например, в атмосфере на большой высоте), когда он ионизирован (например, при высокой температуре) или когда пространство, занятое газом, имеет большую протяженность.

Изучением движения газа со скоростями порядка скорости звука и выше занимается раздел гидроаэромеханики — газовая динамика.

Кроме гидроаэромеханики, законы равновесия и движения жидкостей изучает еще другая наука — гидравлика.

В гидравлике метод исследования — опыт; результаты исследования — решение многих вопросов при отсутствии общности и строгой точности выводов.

В гидромеханике метод исследования — теоретический на основании уравнений механики; результаты исследований — решение сравнительно небольшого числа вопросов при общности и точности выводов.

С развитием гидромеханики, когда ею будут решены все практические задачи, вместо двух наук — гидравлики и гидроаэромеханики — будет одна наука — механика жидкости. В настоящее время гидроаэромеханика является основой для расчета гидравлических и газовых турбин, насосов, компрессоров и вентиляторов, гребных винтов, вентиляционных установок и гидротехнических сооружений. На ней базируется теория смазки, динамическая метеорология, теория движения грунтовых вод и, в значительной мере, теория пластического

деформирования металлов и теория теплопередачи, теория гелиоветроэнергетики. Короче говоря, во всех вопросах, где необходимо исследовать движение жидкости или газа, с успехом применяются законы гидроаэромеханики.

Курс гидроаэромеханики базируется на сумме знания по математике, физике и теоретической механике, которые уже изучены студентом.

## Раздел 1

# ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

### 1.1. Сжимаемость

Способность жидкостей и газов изменять свой объем под действием сжимающих усилий называется сжимаемостью.

Капельные жидкости обладают этим свойством в значительно меньшей степени, нежели газы. Так, например, сжимаемость воды в 13 900 раз меньше сжимаемости воздуха при давлении в 1 атмосферу. Поэтому при решении многих вопросов механики капельных жидкостей их сжимаемостью можно пренебречь и считать их, в отличие от газов, практически несжимаемыми.

Однако, например, на больших глубинах жидкость находится под значительным давлением, и тогда возникает необходимость делать поправку на сжимаемость жидкости. Кроме того, при оценке запасов нефти, находящейся под большим давлением, поправка на сжимаемость оказывается иногда весьма значительной, поэтому можно привести ряд задач, где пренебрежение сжимаемостью жидкости влечет к погрешностям в расчетах.

Сжимаемость жидкостей под действием давления характеризуется коэффициентом объемного сжатия  $\beta_v$ , который представляет собой относительное изменение объема жидкости при увеличении давления:

$$\beta_v = -\frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta P} \left| \frac{M^2}{H} \right| \quad (1.1),$$

где:  $V$  — первоначальный объем жидкости,

$\Delta V$  — изменение объема при увеличении давления на величину  $\Delta P$ .

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия, называется модулем упругости жидкости  $E_0$ :

$$E_0 = \frac{1}{\beta_v} \left| \frac{H}{M^2} \right| \quad (1.2).$$

Все жидкости изменяют свой объем также и при изменении температуры.

Температурное расширение жидкостей характеризуется коэффициентом температурного расширения  $\beta_t$  выражающим относительное увеличение объема жидкости при увеличении температуры на  $1^\circ\text{C}$ , т. е.:

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta t} \left| \frac{1}{\text{град}} \right| \quad (1.3),$$

где:  $V$  — первоначальный объем жидкости,

$\Delta V$  — изменение объема при повышении температуры на величину  $\Delta t$ .

### 3.5. Дифференциальное уравнение неразрывности

В потоке жидкости выделим мысленно элементарный объем в форме параллелепипеда с гранями  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$ , параллельными соответствующим координатным осям (рис. 3.8). На основании закона сохранения массы запишем:

$$dM_x = \left[ \rho u_x - \frac{1}{2} \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} dx \right] dy \cdot dz,$$

$$dM'_x \left[ \rho u_x + \frac{1}{2} \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} dx \right] dy \cdot dz \quad (3.5)$$

где:  $dM_x$  - масса жидкости, протекающая через грань параллелепипеда за единицу времени,

$u$  - скорость в центре параллелепипеда — точке  $A$ ,

$\rho$  - плотность в точке,

$dM'_x$  - масса жидкости, вытекающая через противоположную грань  $a'b'c'd'$ .

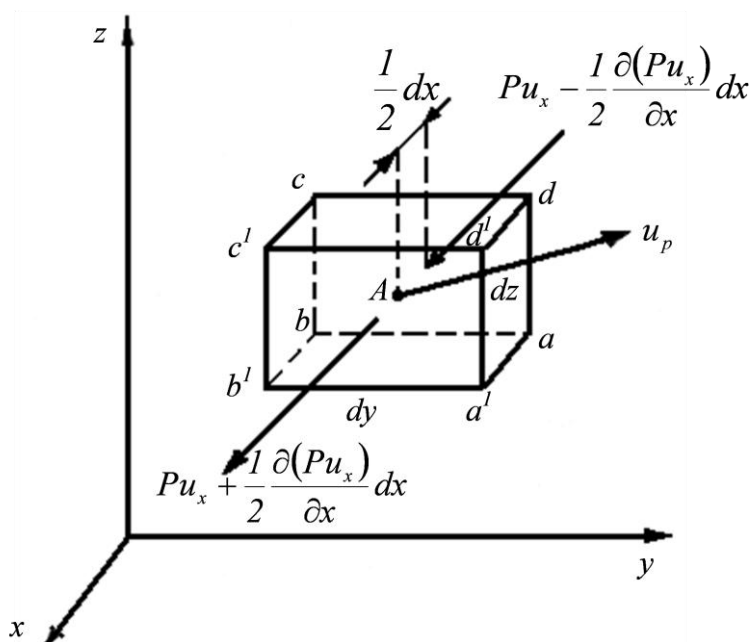


Рис. 3.8. Схема к выводу уравнения неразрывности потока жидкости

Приток массы жидкости в данном элементарном объеме в направлении оси  $Ox$  за единицу времени составит:

$$dM_x - dM'_x = -\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} dx \cdot dy \cdot dz \quad (3.6)$$

Аналогично в направлении  $Oy$  составляет:

$$\frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} dx \cdot dy \cdot dz \quad (3.7)$$

## 7.8. Сопротивление трения

Величина сопротивления трения определяется выражением

$$R_{mp} = C_f W \rho \frac{u^2}{2} \quad (7.25),$$

где:  $W$  - обтекаемая поверхность тела;  
 $C_f$  - коэффициент сопротивления трения.

Этот вид сопротивления можно наблюдать в чистом виде при обтекании пластинки, установленной вдоль течения (рис. 7.16). При этом не получается отрыва струи, но вдоль пластинки возникает слой жидкости, поперечные размеры которого увеличиваются вниз по течению. Вне этого, так называемого пограничного слоя, скорость такова, какой она была бы в отсутствии пластинки.

Пограничный слой, начинаясь у передней точки обтекаемого тела, распространяется по всей его поверхности; при этом он постепенно уширяется. Практически за толщину слоя принимают то расстояние от пластинки, где скорость отличается не более чем на 1 % от скорости невозмущенного потока.

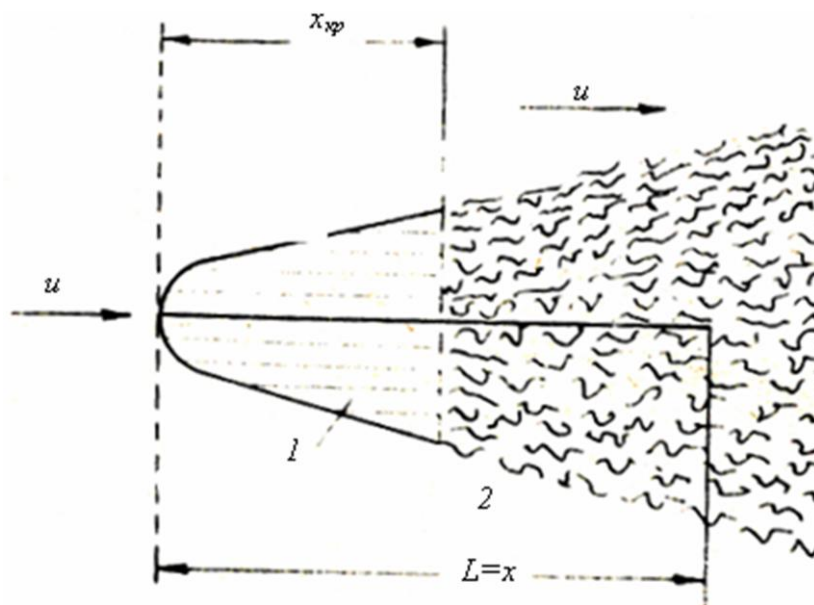


Рис.7.16. Схема обтекания жидкостью плоской пластины: 1-ламинарный режим течения; 2-турбулентный режим течения.

Пограничный слой может быть ламинарным или турбулентным. От состояния пограничного слоя в значительной мере зависит и величина сопротивления трения. Обычно в передней части пластинки пограничный слой имеет ламинарный характер; по мере увеличения толщины

ламинарного слоя он теряет устойчивость и переходит в турбулентный пограничный слой. Состояние пограничного слоя (т. е. будет ли он ламинарным или турбулентным) зависит, главным образом, от числа Рейнольдса, характеризующего движение в этом слое, записываемого в виде:

$$Re_x = \frac{ux}{\nu} \quad (7.26),$$

где:  $x$  - длина пластинки

Для плоской пластинки ламинарный пограничный слой переходит в турбулентный

### **9.3. Комплексная гидрофикация сельскохозяйственной техники**

#### **9.3.1. Классификация и типовые схемы объемных гидроприводов**

Под объемным понимается такой гидропривод, основа которого объемная гидропередача (ОГП). Как уже отмечалось, объемная гидропередача определяется как гидравлическая передача, составленная из объемного насоса, объемного гидродвигателя, регулирующей, распределительной и предохранительной аппаратур и магистралей.

Объемные гидроприводы классифицируются по следующим признакам: по характеру движения исходного звена - поступательного, поворотного и вращательного движения; по источнику подачи рабочей среды - насосные, аккумуляторные и магистральные; по циркуляции рабочей среды - с разомкнутым и замкнутым потоком; по наличию управления и типу управляющего устройства - с дроссельным, машинным (объемным), машинно - дроссельными типами управления, с управлением противодавлением, с управлением двигателем, или без управления.

По задаче управления гидроприводы с автоматическим управлением классифицируются на стабилизирующие, программные и следящие.

В гидроприводах поступательного движения объемный гидродвигатель - это гидроцилиндр, в гидроприводах поворотного движения - поворотный гидродвигатель, а в гидроприводах вращательного движения - соответственно гидромотор.

По источнику подачи рабочей среды самое широкое применение в технике получили насосные гидроприводы, в которых рабочая жидкость от насоса поступает в гидродвигатель. В других типах гидроприводов рабочая жидкость в гидродвигатель поступает или от пневмогидроаккумулятора - аккумуляторный гидропривод, или от общей, питающей несколько гидроприводов, магистрали - магистральный гидропривод.

Насосный гидропривод, в котором рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает в гидробак, называется гидроприводом с разомкнутым потоком. В гидроприводе с замкнутым потоком рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает непосредственно на вход насоса.



Гидропривод с разомкнутым потоком обычно используется при небольшой частоте вращения или скорости перемещения рабочего органа, а также при нереверсивной его работе.

Там, где нужно обеспечить реверсивный характер работы и управление параметрами исходного звена, как правило, применяют гидропривод с замкнутым потоком. При этом внутренние утечки рабочей жидкости в элементах гидропривода компенсируются специальным дополнительным насосом.

Объемный гидропривод, у которого параметры движения, исходного звена изменяются, называется управляемым гидроприводом, и, наоборот, если в объемном гидроприводе параметры движения, в частности скорость, не изменяются, то такой гидропривод принято считать неуправляемым.

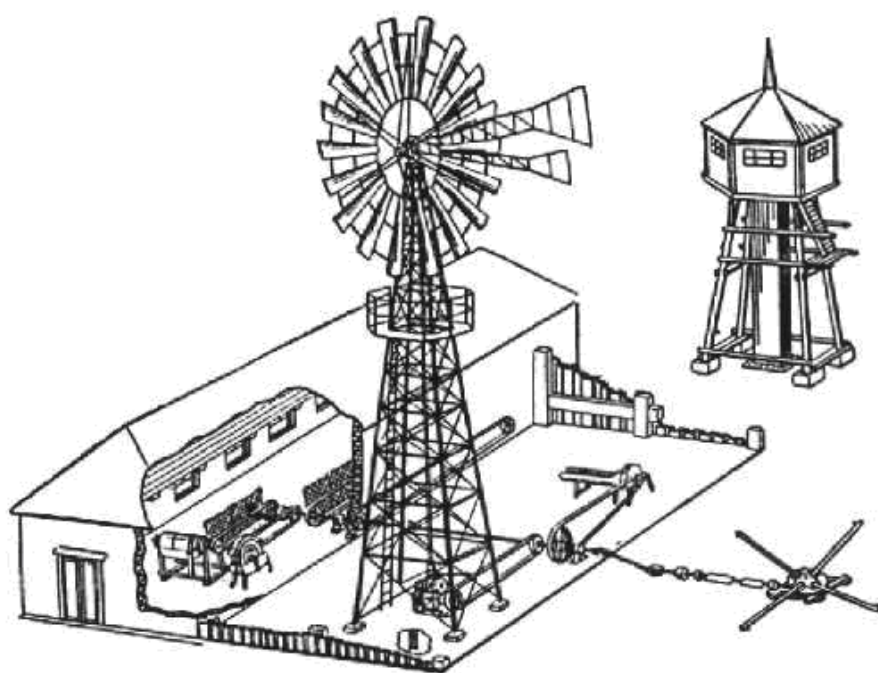


Рис. 10.13 Ветроустановка ТВ-8 для работы на кормоцех

Количество энергии, потребное для цеха приготовления кормов, без помола зерна, составляет 3700 кВт·ч. Между тем ветродвигатель ТВ-8 может дать в течение года в районе со среднегодовой скоростью ветра  $V_0 = 4$  м/с до 6500 и в районах с  $V_0 = 6$  м/с до 14400 кВт·ч. Так как избыточная мощность

ветродвигателя при его работе на кормоцех будет накапливаться, главным образом, за счет ночных часов суток, то, очевидно, эту мощность наиболее удобно будет использовать на помол.

Ветродвигатель может работать одновременно на кормоцех и а поршневой насос, если напор не превышает 50 м.

При сильном ветре, от 7 м/с и выше, в дополнение к мельничному поставу можно подключить поршневой насос.

Какое количество помола может дать в зависимости от среднегодовых скоростей ветра ветроустановка ТВ-8, работающая в основном на кормоцех среднего животноводческого хозяйства, видно из таблицы 10.6.

Из этой таблицы мы видим, что помол зерна при ветроустановке, работающей на несколько машин, не вполне загружающих ветродвигатель в

течение суток, выполняет роль аккумулятора ветровой энергии, запасаемой в виде готовой продукции – муки.

## 10.6. Ветро двигатели и ветроагрегаты

Ветро двигателем называется устройство, использующее кинетическую энергию ветра для получения механической энергии, которая в дальнейшем может преобразовываться в электрическую или тепловую энергию. Ветроагрегат – это комплекс, состоящий из ветродвигателя, рабочей машины (нагрузки), в качестве которой используются насос, генератор, мельница и т. д., и приводного устройства (трансмиссии). Ветроустановка состоит из ветроагрегата и резервирующих устройств (баки, аккумуляторы и др.), а в ряде случаев имеет также дополнительное оборудование (трансмиссию, систему автоматики и т. д.) и дублирующий неветровой двигатель.

2) редуктором с большим передаточным отношением для снижения оборотов кривошипного механизма.

## 11.5. Определение потерь напора в трубопроводе

Характеристики *I*, *II* и *III* на рис. 11.4 построены без учета потерь напора в трубопроводе в предположении, что насос работает с малым числом ходов на короткий трубопровод (до 30 м), с малым количеством колен и без задвижек на линии трубопровода. Если же насос будет работать на длинный трубопровод, то эти потери могут сильно повлиять на характеристику насоса. Потери напора определяются следующим образом:

$$\sum h_r = (1 + \lambda \frac{l}{d} + \xi) \frac{v^2}{2g}, \quad (11.17)$$

где:  $\lambda \frac{lv^2}{d2g}$  – потери в метрах в нагнетательных и всасывающих трубах;

$\xi \frac{v^2}{2g}$  – местные потери в коленах, клапанах, переходах и т.п.;

Таблица 11.3. Коэффициенты  $\lambda$  по Дарси, Куттеру, Маннингу.

Диаметр труб <i>d</i> , мм	$\lambda$ по Дарси	$\lambda$ по Куттеру при $K = 0,25$	$\lambda$ по Маннингу при $n = 0,012$
40	0,0325	0,0962	0,0524
50	0,0300	0,0820	0,0488
75	0,0266	0,0625	0,0425
100	0,0250	0,0523	0,0386
125	0,0240	0,0458	0,0359
150	0,0233	0,0412	0,0338
175	0,0229	0,0378	0,0321
200	0,0224	0,0352	0,0307
225	0,0222	0,0331	0,0295
250	0,0220	0,0314	0,0285
300	0,0216	0,0287	0,0268

*l* – длина трубопровода;

*d* – диаметр труб;

*v* – скорость движения воды в трубах;

$\lambda$  – коэффициент, зависящий от диаметра труб, шероховатости их стенок и скорости движения в них воды.

Величины этого коэффициента в зависимости от диаметра железных труб приведены в таблице 11.3, которая

подсчитана по данным Дарси, Куттера и Маннинга. Этой таблицей можно пользоваться для приблизительных подсчетов потерь в трубах. При этом графа величин  $\lambda$  по Дарси более подходит к новым трубам с гладкими стенками;  $\lambda$  по Куттеру более подходит к трубам с сильно шероховатыми стенками с коэффициентом шероховатости  $K = 0,25$  и, наконец, данные по Маннингу, который принимает коэффициент шероховатости  $n = 0,012$ , более подходят к трубам, имеющим стенки меньшей шероховатости.

Для более точных подсчетов потерь в трубах можно пользоваться формулой Ланга:

$$\lambda = \lambda_0 + \frac{1,7}{\sqrt{\text{Re}}}, \quad (11.18)$$