

ИДЕАЛЬНЫЙ КОМПРЕССОР

ИДЕАЛЬНЫЙ КОМПРЕССОР

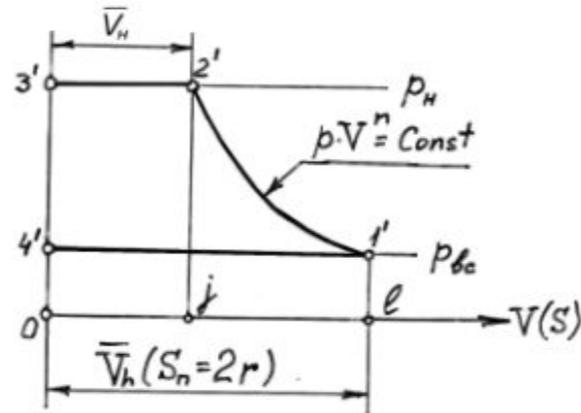
Идеальный компрессор - это упрощенная мысленная модель действительного компрессора для решения практических задач, связанных с работой поршневого компрессора.

Упрощения и допущения:

- 1. Мертвый объем отсутствует.*
- 2. Неплотности рабочей полости цилиндра – отсутствуют.*
- 3. Тепловая инерция стенок цилиндра и крышки с поршнем отсутствуют.*
- 4. Гидравлических потерь нет.*
- 5. Параметры газа в цилиндре во время процессов всасывания и нагнетания неизменны.*
- 6. При всасывании газ не нагревается.
При нагнетании газ не охлаждается.*
- 7. Всасывающие и нагнетательные клапаны самодействующие.*
- 8. Отсутствует механическое трение.*

(В идеальном компрессоре отсутствуют все потери производительности и мощности, присущие действительному компрессору)

ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА
ИДЕАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА



4'-1' - процесс всасывания,
1'-2' - процесс сжатия,
2'-3' - процесс нагнетания.

n - показатель политропы сжатия
 $n = \text{Const}$.

пл. 0-3'-2'-j - работа нагнетания

пл. j-2'-1'-l - работа сжатия

пл. 0-4'-1'-l - работа всасывания

Внимание ! Необходимо учитывать правило знаков для работы

Работа, необходимая для сжатия
и перемещения газа

Работа всасывания

$$L_{вс} = -p_{вс} \cdot F_n \cdot S_n = -p_{вс} \cdot V_1 = -p_{вс} \cdot \bar{V}_h.$$

Работа сжатия:
(элементарная)

$$dL_{сж} = p \cdot F_n \cdot dS = p \cdot dV.$$

Отсюда полная работа процесса сжатия

$$L_{сж} = \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV.$$

$L_{сж}$ зависит от процесса

Работа нагнетания:

$$L_n = p_n \cdot F_n \cdot S_n = p_n \cdot \bar{V}_n = p_n \cdot V_2.$$

Работа сжатия и перемещения:

$$L_{и.к} = -L_{вс} + L_n + L_{сж}.$$

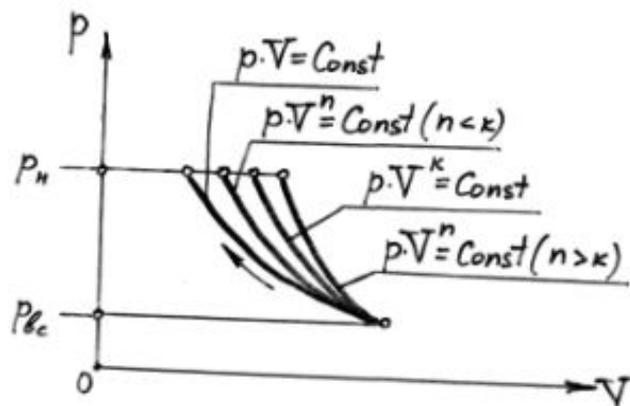
$$L_{\kappa} = -p_{\text{вс}} \cdot V_1' + p_H \cdot V_2' + \int_{V_2'}^{V_1'} p \cdot dV$$

или

$$L_{\kappa} = -p_{\text{вс}} \cdot \bar{V}_h + p_H \cdot \bar{V}_h + \int_{\bar{V}_h}^{\bar{V}_h} p \cdot dV$$



L_{κ} зависит от характера изменения состояния газа в процессе сжатия



ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА В ПРОЦЕССЕ СЖАТИЯ

Из первого закона термодинамики

$$d\ell = du + dq. \quad (A)$$

Вся подводимая извне во время процесса сжатия механическая энергия расходуется на изменение внутренней энергии газа и на внешний теплообмен.

Два пути:

1. использовать уравнение (A), если есть возможность определить dq ,
2. использовать уравнение политропы

$$dq = \frac{\kappa - n}{n(\kappa - 1)} \cdot d\ell_{\text{пол.}}$$

На самостоятельное изучение:

1) ТИПЫ ИДЕАЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

см. § 2.5 ур. пособия Пластинина П.И.

2) ПРИМЕРЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОДЕЛИ ИДЕАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

см. § 2.6 ур. пособия Пластинина П.И.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И МОЩНОСТЬ
ИДЕАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

$$V_{e_{уд.к}} = V_h$$

$$N_{уд.к} = L_{уд.к} \cdot n_0$$

$$N_{из.к.из.} = p_{bc} \cdot V_h \cdot \ln \frac{p_H}{p_{bc}} ;$$

$$N_{из.к.аг} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p_{bc} \cdot V_h \left[\left(\frac{p_H}{p_{bc}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] ;$$

$$N_{из.к.пол.} = \frac{n}{n-1} \cdot p_{bc} \cdot V_h \left[\left(\frac{p_H}{p_{bc}} \right)^{\frac{\kappa-1}{n}} - 1 \right] .$$

Предельный режим идеального компрессора

$$\varepsilon_{max} = \left(\frac{p_H}{p_{bc}} \right)_{max} = \left(\frac{T_{Hmax}}{T_{bc}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\varepsilon_{max} = \left(\frac{454}{293} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 4,57$$

(Исключение - малые компрессоры)

Влияние T_{bc} на работу (мощность) компрессора.

На 1 кг газа

$$l_{из.к.аг} = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_{bc} \cdot v_{bc} \left[\left(\frac{p_H}{p_{bc}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

или

$$l_{из.к.аг} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot R T_{bc} \left[\left(\frac{p_H}{p_{bc}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] .$$

Необходимо избегать подогрев газа на всасывании



не правильно!



ПРАВИЛЬНО!

Влияние давления всасывания на индикаторную работу

(при $p_H = \text{Const}$)

$$N_{\text{иг.к.пол}} = \frac{n}{n-1} p_{bc} \cdot V_h \cdot \left[\left(\frac{p_H}{p_{bc}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{а) при } p_{bc} \rightarrow 0 \quad (==) \\ \text{б) при } p_{bc} \rightarrow p_H \quad (===) \end{array} \right\} N_{\text{иг.к.пол}} \rightarrow 0 \quad \begin{array}{l} p_{bc} \downarrow \\ p_{bc} \uparrow \end{array}$$

при p_{bc}^* имеем $(N_{\text{иг.к.пол}})_{\text{max}}$.

$$N_{\text{иг.к.пол}} = \frac{n}{n-1} V_h \left[p_H^{\frac{n-1}{n}} \cdot p_{bc}^{\frac{1}{n}} - p_{bc} \right]$$

$$\frac{d}{dp_{bc}} N_{\text{иг.к.пол}} = \frac{n}{n-1} V_h \left[\frac{1}{n} (p_{bc}^*)^{\frac{1}{n}-1} \cdot p_H^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = 0$$

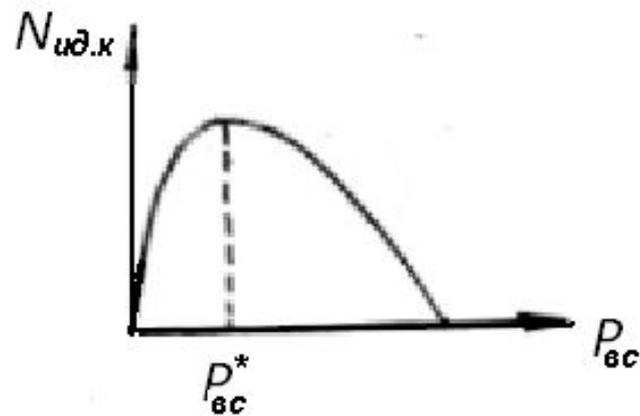
Откуда

$$\frac{1}{n} (p_{bc}^*)^{\frac{1}{n}-1} \cdot p_H^{\frac{n-1}{n}} - 1 = 0 \quad \text{и} \quad \left(\frac{p_H}{p_{bc}^*} \right)^{\frac{n-1}{n}} = n$$

Тогда

$$\boxed{\varepsilon^* = \frac{p_H}{p_{bc}^*} = n^{\frac{n}{n-1}}}$$

При $n=1,4$ имеем $\varepsilon_{\text{из}}^* = 1,4^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 3,24$;
При $n=1,2$ имеем $\varepsilon_{\text{из}}^* = 2,99$;
При $n=1,0$ имеем $\varepsilon_{\text{из}}^* = 2,7$.



Температура нагнетания

$$T_{\text{н}} = T_{\text{вс}} \left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И МОЩНОСТЬ
ИДЕАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Производительность

$$V_{e_{и.к}} = V_h$$

Мощность

$$N_{и.к} = L_k \cdot n_0$$

Для идеального изотермического компрессора

$$N_{и.к_{изот}} = p_{bc} \cdot V_h \cdot \ln \frac{p_H}{p_{bc}},$$

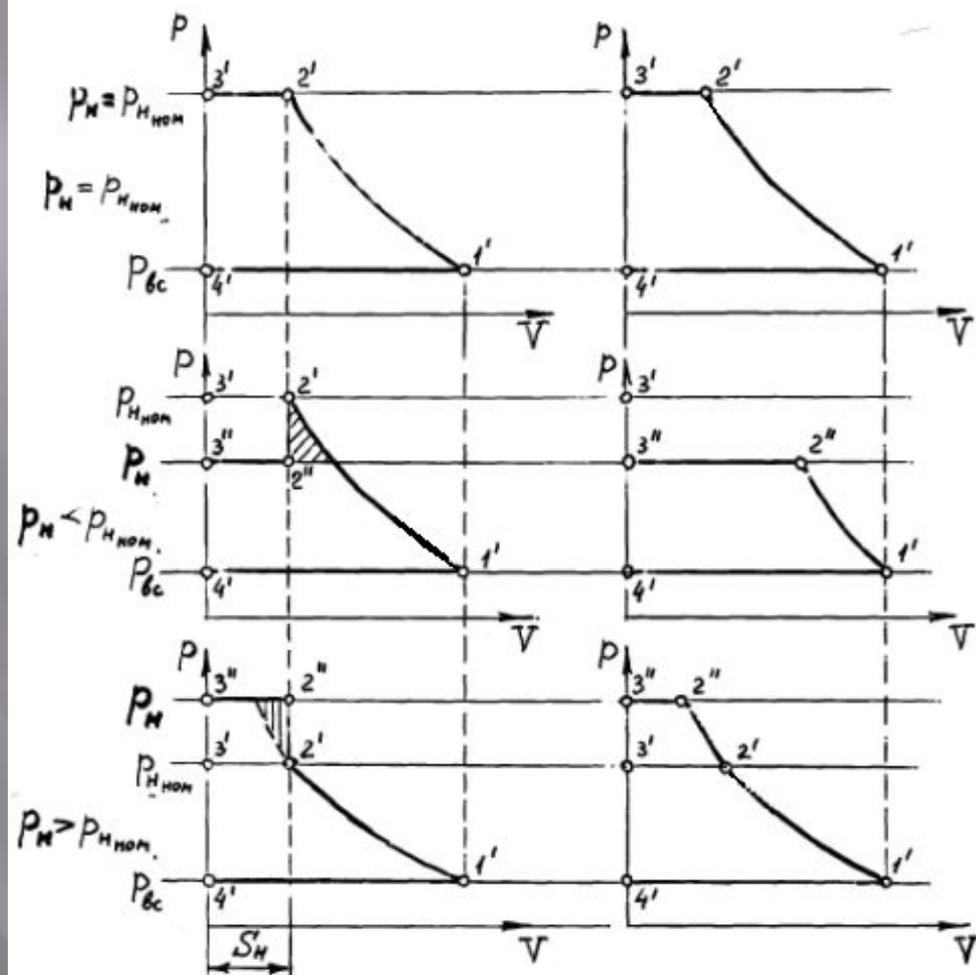
для идеального адиабатического компрессора

$$N_{и.к_{ад}} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p_{bc} \cdot V_h \cdot \left[\left(\frac{p_H}{p_{bc}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right],$$

для идеального политропического компрессора

$$N_{и.к_{пол}} = \frac{n}{n-1} \cdot p_{bc} \cdot V_h \cdot \left[\left(\frac{p_H}{p_{bc}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

(Изотермическую и адиабатическую мощность можно использовать в качестве эталонной мощности при определении КПД действительного компрессора)



Принудительно действующий
клапан

(открывается в момент,
когда поршень находится
на расстоянии S_H от ВМТ)

Самодействующие
клапаны