

## 3.6.4. Потери от влажности

Возникают в ступенях, в которых процесс расширения частично или полностью располагается в области влажного пара.

### А. Особенность влажного пара в процессе расширения

В области влажного пара термодинамическое состояние характеризуется степенью сухости (степенью влажности):

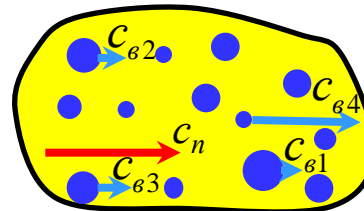
$$x = \frac{m_n}{m_n + m_g}, \quad y = \frac{m_g}{m_n + m_g} = 1 - x$$

а) равновесное состояние (соответствует равновесной  $hs$  – диаграмме):

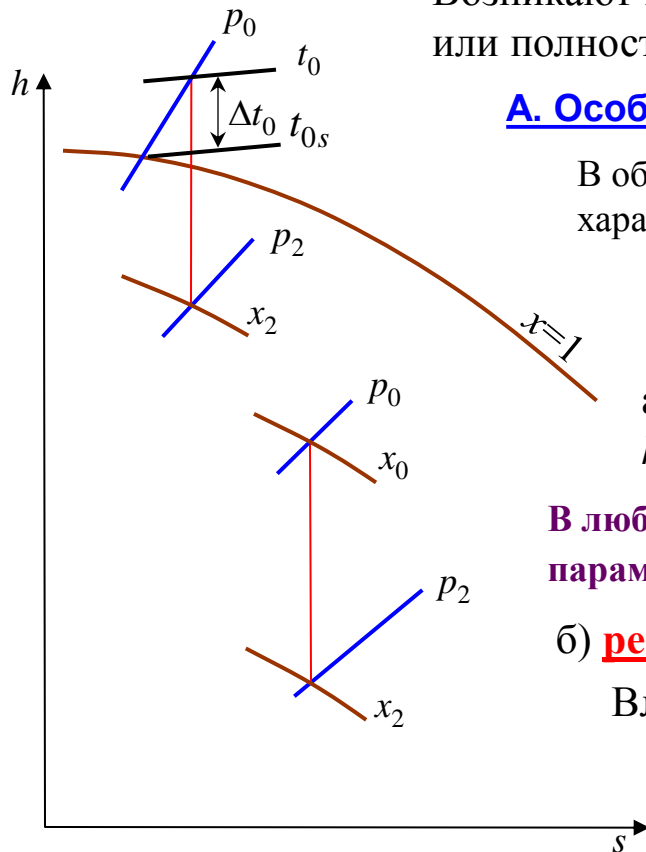
В любой (сколь угодно малой) области среда характеризуется параметром  $x$  ( $y$ ) Среда гомогенная.

б) реальное состояние в процессе расширения:

Влажный пар – двухфазная среда (гетерогенная среда):



Неравновесное состояние:  
 $c_{gi} \neq c_n; t_g \neq t_n$ .



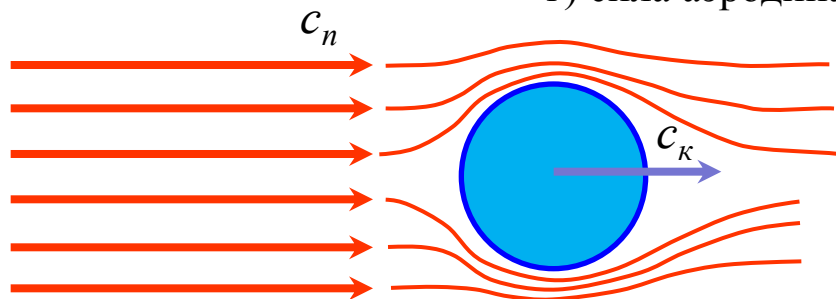


## 2. Разгон частиц жидкости (капель)

В первом приближении капли рассматриваются как **сферы**.

На них действуют силы:

- а) от градиента давления в канале;
  - б) сила тяжести;
  - в) архимедова сила;
  - г) сила аэродинамического сопротивления.
- } в каналах турбинных ступеней  
} пренебрежимо малы по сравнению  
} с (г).



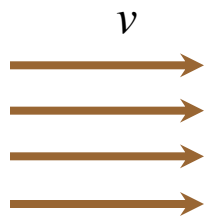
$$v = c_n - c_k$$

$$P_a = C_x S \frac{\rho'' (c_n - c_k) |c_n - c_k|}{2}$$

$C_x$  – коэффициент сопротивления капель

$$C_x = \frac{24}{\text{Re}}$$

Динамическое давление:



$$P_{\text{дин}} = \frac{\rho v^2}{2}$$

Сила динамического давления:

$$P_{\text{дин}} = S \frac{\rho v^2}{2}$$

$S$  – площадь миделева сечения капли

Ускорение капли:

$$P_a = m_{\kappa} \frac{dc_{\kappa}}{d\tau}$$

$$\frac{dc_{\kappa}}{d\tau} = C_x S \frac{\rho''(c_n - c_{\kappa})|(c_n - c_{\kappa})|}{2} \frac{3}{4\pi r_{\kappa}^3 \rho'}$$

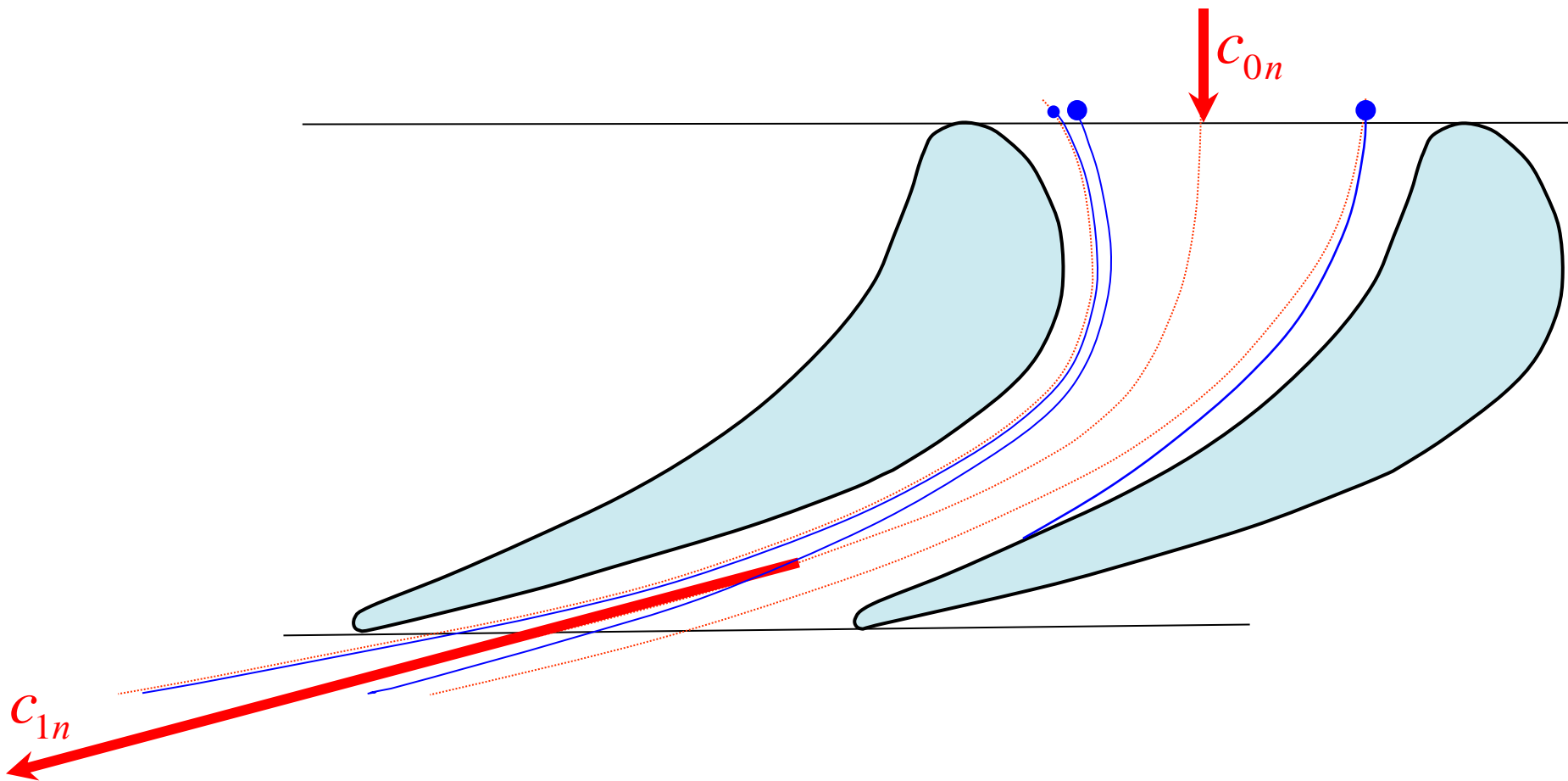
$$S = \pi r_{\kappa}^2$$

$$\frac{dc_{\kappa}}{dx} = c_{\kappa} \frac{3}{8} \frac{C_x}{r_{\kappa}} \frac{\rho''}{\rho'} (c_n - c_{\kappa}) |(c_n - c_{\kappa})|$$

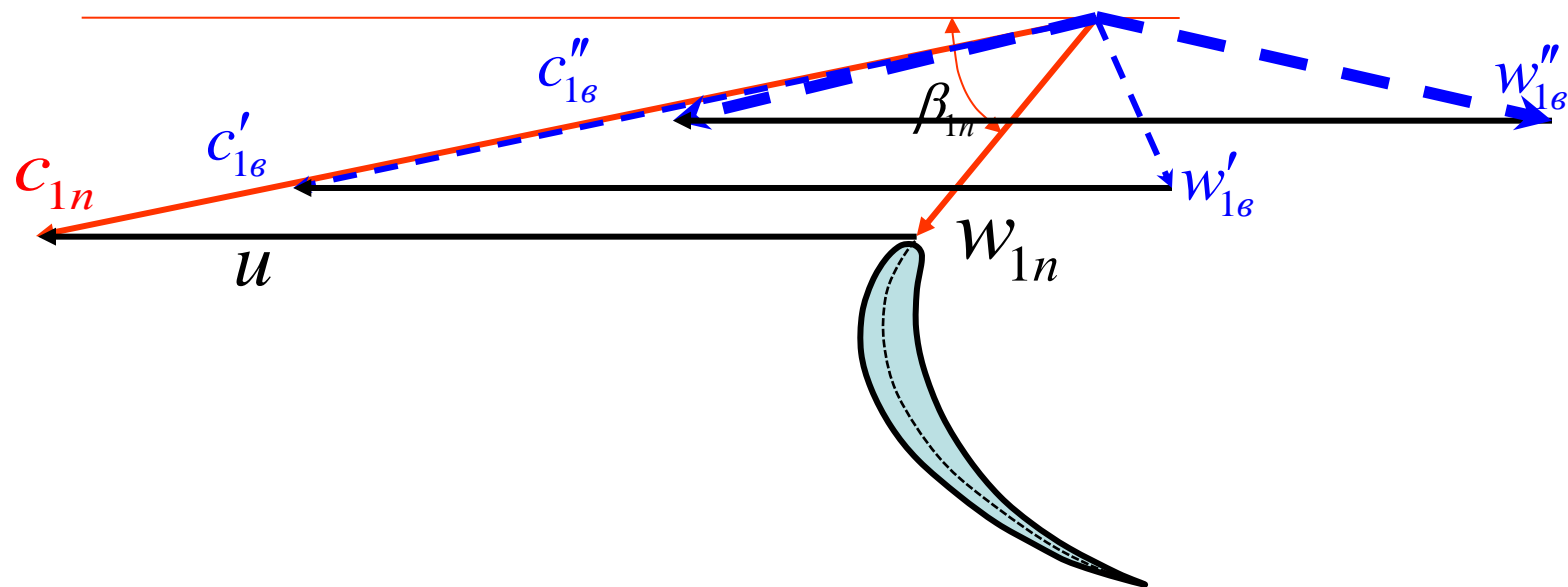
$$\frac{dc_{\kappa}}{d\tau} = \frac{3}{8} \frac{C_x}{r_{\kappa}} \frac{\rho''}{\rho'} (c_n - c_{\kappa}) |(c_n - c_{\kappa})|$$

$$v = \frac{c_{\kappa}}{c_n} \quad - \text{коэффициент скольжения}$$

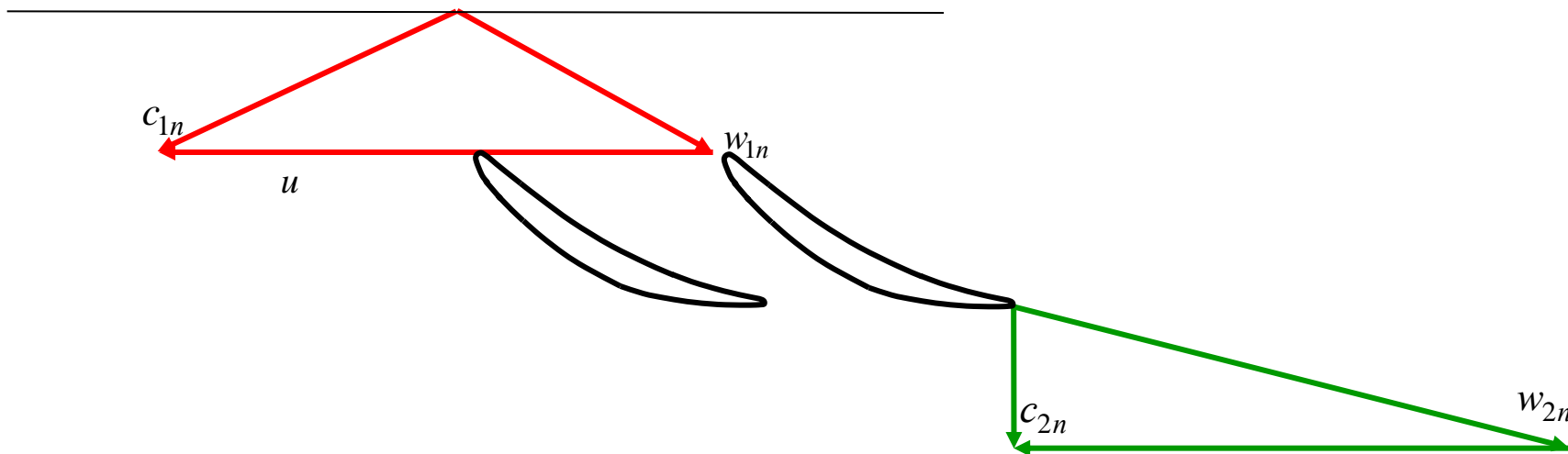
Потери располагаемой энергии, связанные с разгоном частиц жидкости, определяются трением на поверхности капель!



### 3. Потери от удара частиц жидкости о рабочие лопатки



Периферийное сечение лопаток последних ступеней



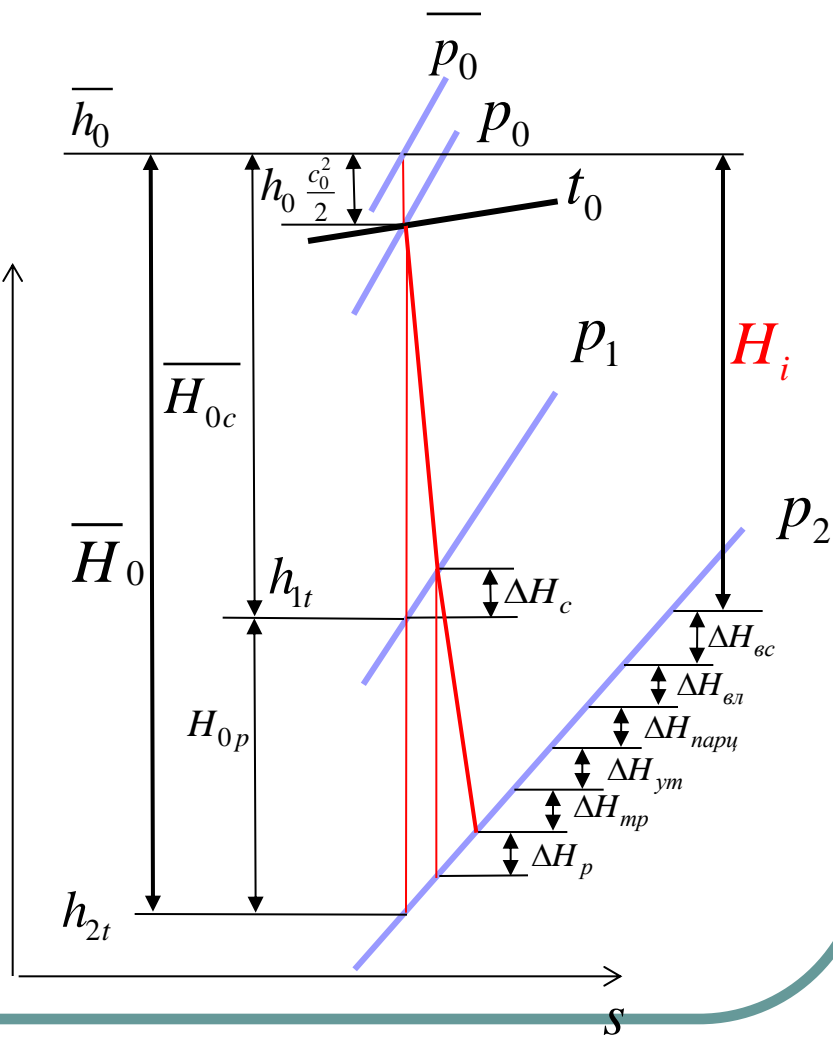
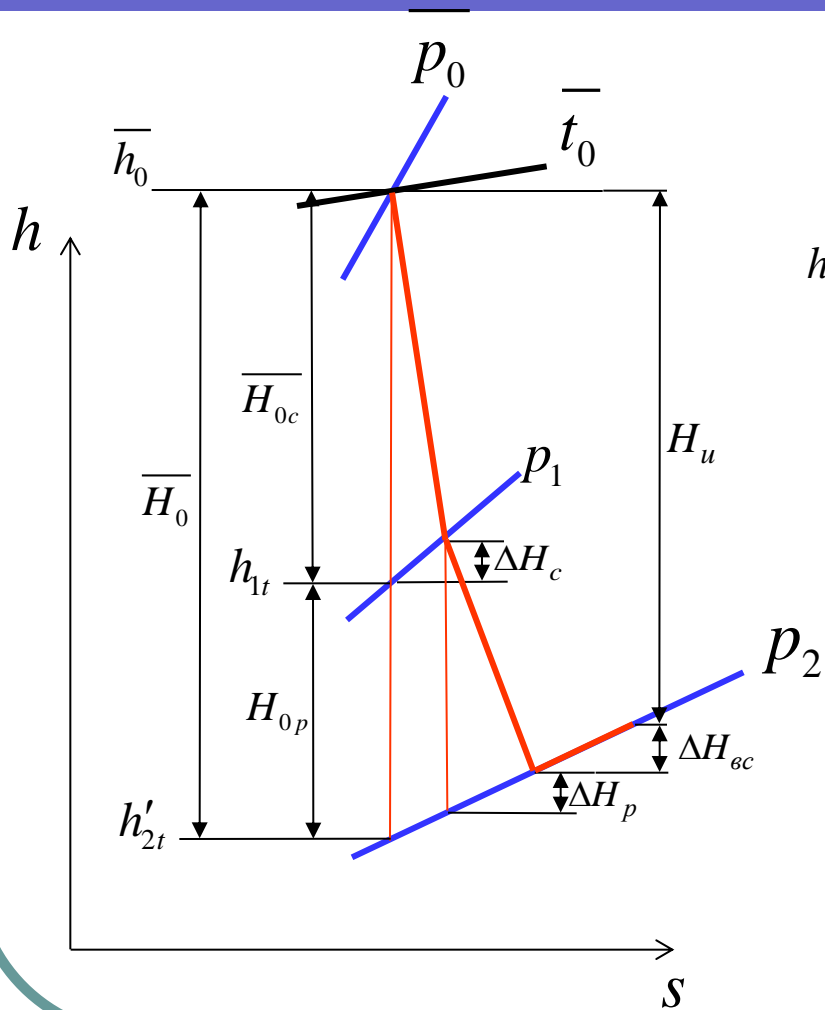
#### 4. Определение потерь располагаемой энергии от влажности

$$\xi_{вл} = a \frac{y_0 + y_2}{2}$$



## 5. Эрозия лопаток турбинных ступеней

### 3.6.5. Процесс расширения пара в ступени

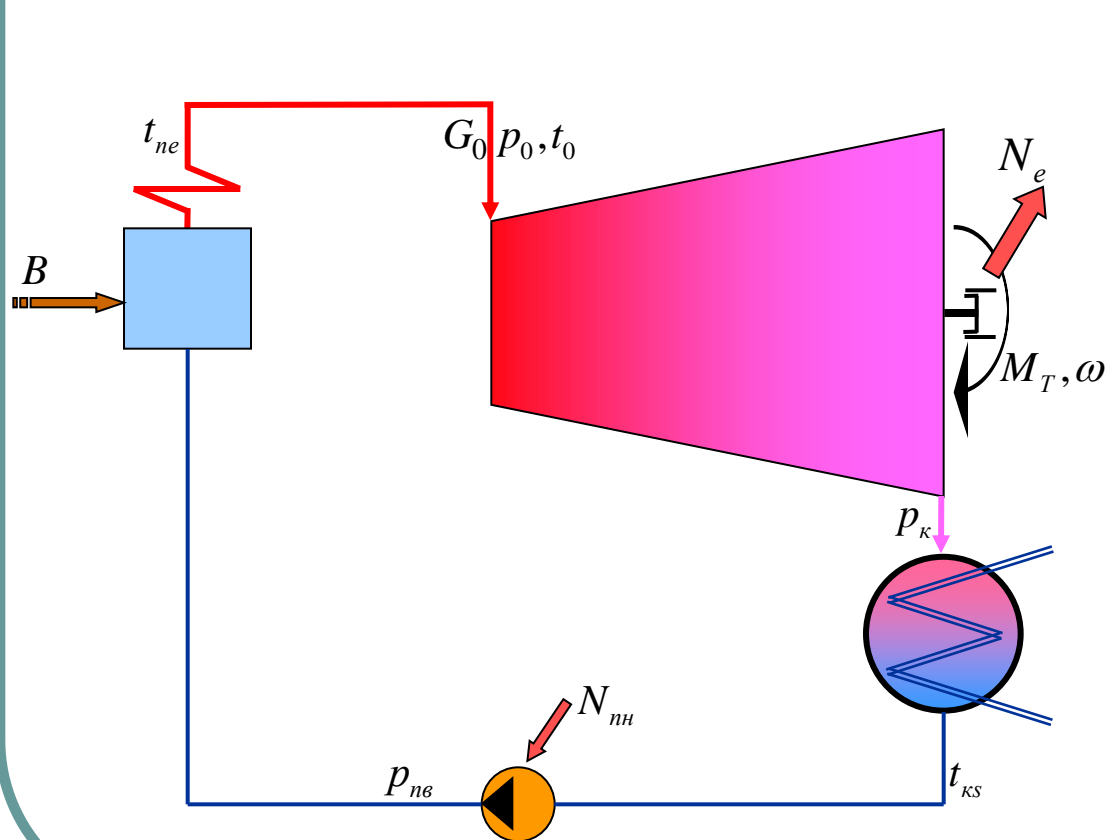


## 4. Многоступенчатые турбины

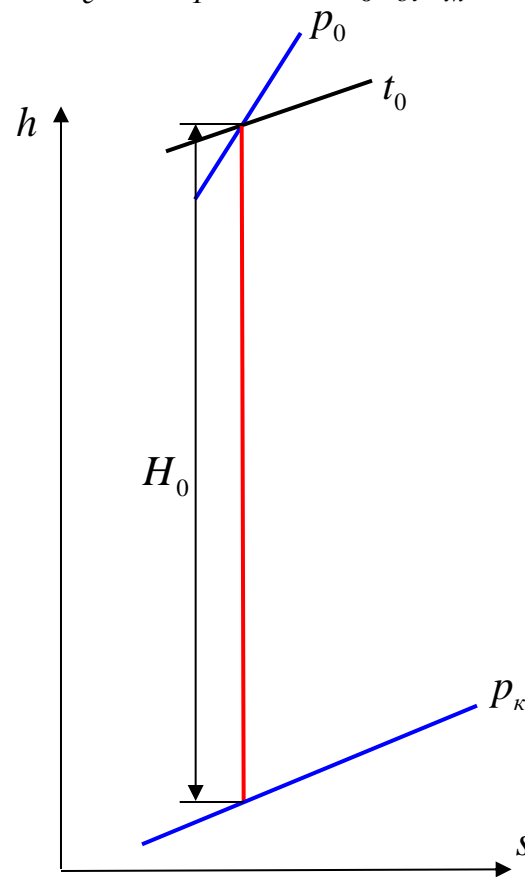
- Преимущества многоступенчатых турбин
- Коэффициент возврата теплоты
- Осевые усилия, действующие на ротор турбины
- Концевые уплотнения турбин

## 4.1. Преимущества многоступенчатых турбин

### А. Постановка вопроса.

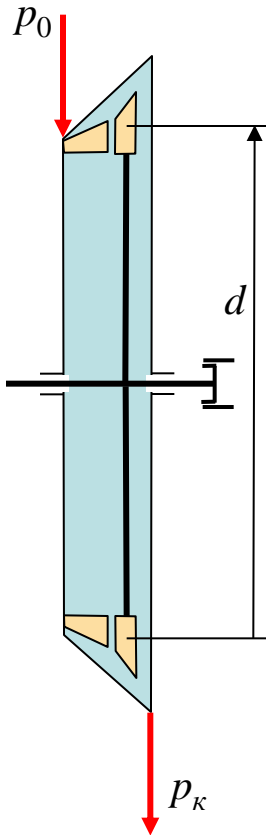


$$N_e = M_T \omega = GH_0 \eta_{oi} \eta_m$$



$$H_0 = (1100 \div 1700) \text{ [кДж/кг]}$$

## Одноступенчатая турбина



$$\overline{H_0}^{opt} = \frac{2\pi^2 d^2 n^2 (1-\rho)}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} \implies \left( \overline{H_0}^{opt} \right)_{\rho=0} = 52,5 d^2$$

$$H_0 \approx 1500 \implies d_{cp}^{opt} \approx 5,3 \text{ м}$$

$$1. \quad u = \pi d \omega \implies u \approx 832 \text{ м/с}$$

Недопустимые центробежные силы !!!

$$2. \quad \varepsilon_1 \ll \varepsilon_* \implies \text{Сверхкритический режим течения в решетках ступени}$$

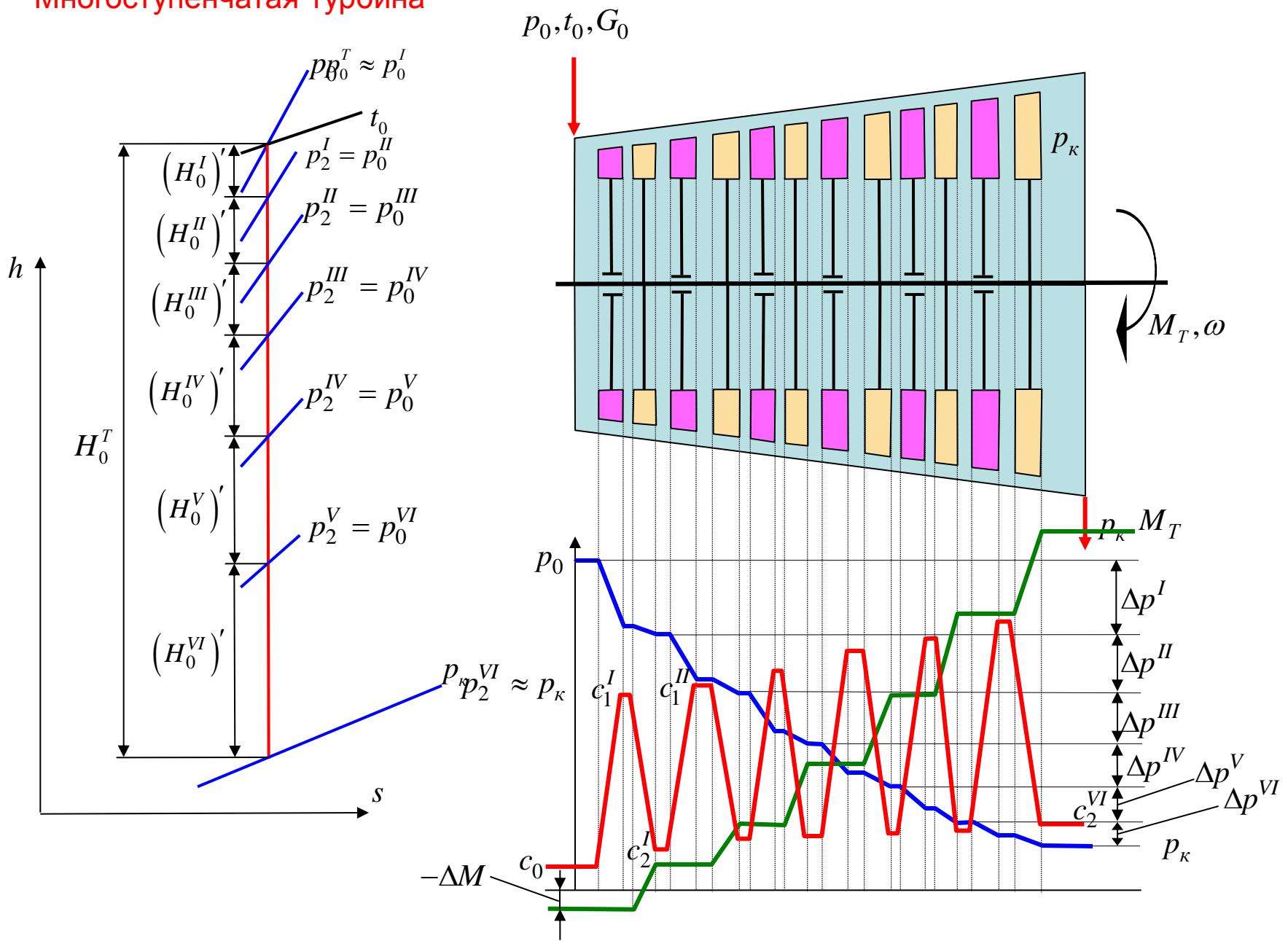
Большие (очень) потери в решетках !!!

$$3. \quad l_1 = \frac{F_1}{\pi d_{cp} \sin \alpha_1} = \frac{G v_{1t}}{\pi d_{cp} c_{1t} \mu_c \sin \alpha_1}; \left( l_{1*} = \frac{F_{1*}}{\pi d_{cp} \sin \alpha_1} = \frac{G v_{1t*}}{\pi d_{cp} c_{1t*} \mu_c \sin \alpha_1} \right)$$

$$l_2 = \frac{F_2}{\pi d_{cp} \sin \beta_2} = \frac{G v_{2t}}{\pi d_{cp} w_{2t} \mu_p \sin \beta_2}; \left( l_{2*} = \frac{F_{2*}}{\pi d_{cp} \sin \beta_2} = \frac{G v_{2t*}}{\pi d_{cp} w_{2t*} \mu_p \sin \beta_2} \right)$$

**Итог:** Одноступенчатую турбину на современные теплоперепады: либо вообще невозможно выполнить (по п.1); либо (при соответствующих достижениях материаловедения) она будет неэкономичной и трудновыполнимой.

# Многоступенчатая турбина



## Б. Преимущества многоступенчатых турбин

1.

В многоступенчатой турбине за счет уменьшения теплоперепада, приходящегося на одну ступень, легко получить оптимальное отношение скоростей, а следовательно, высокий КПД.

2.

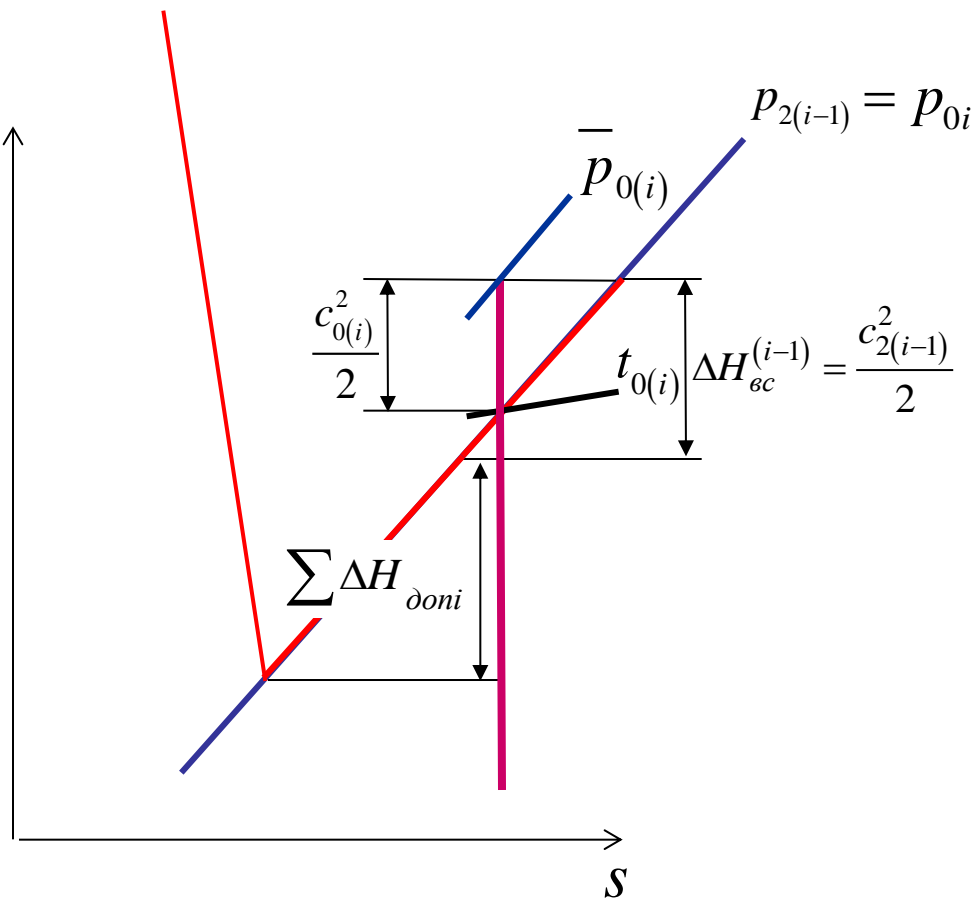
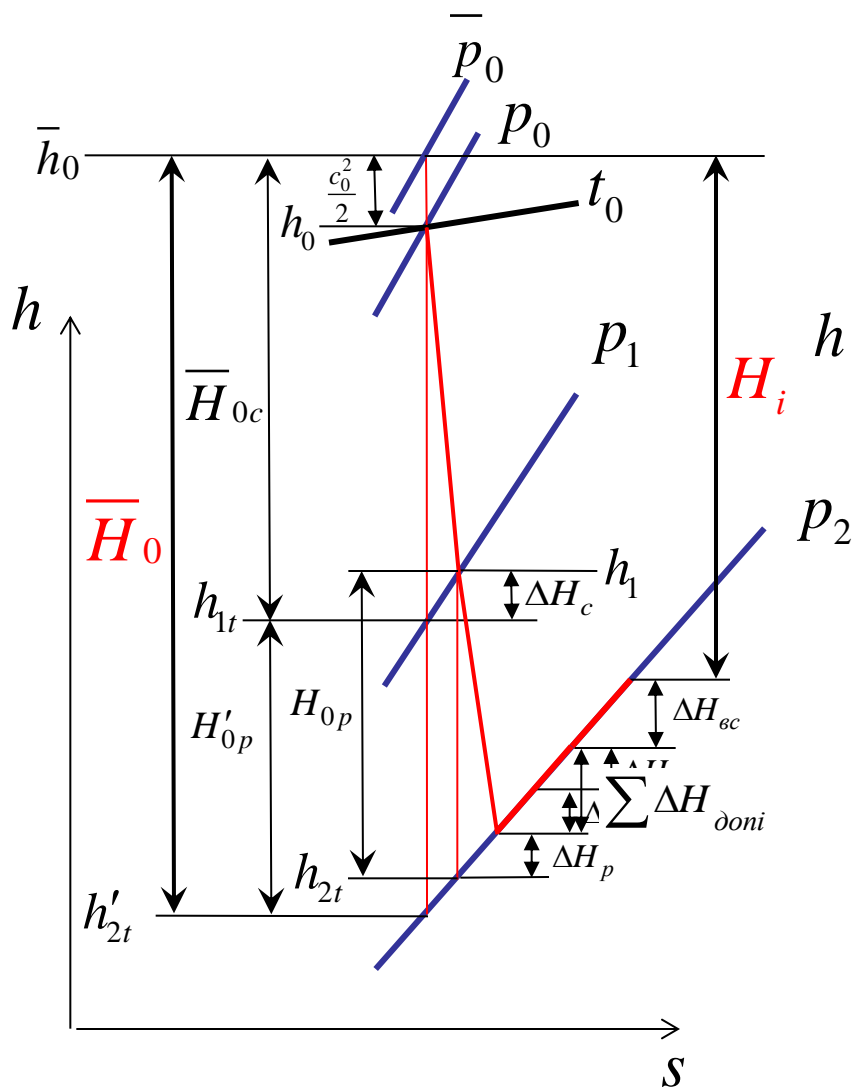
С увеличением числа ступеней высоты сопловых и рабочих лопаток во всех ступенях увеличивается.

3.

В многоступенчатых турбинах энергия выходной скорости предыдущей ступени используется в сопловых лопатках последующей.

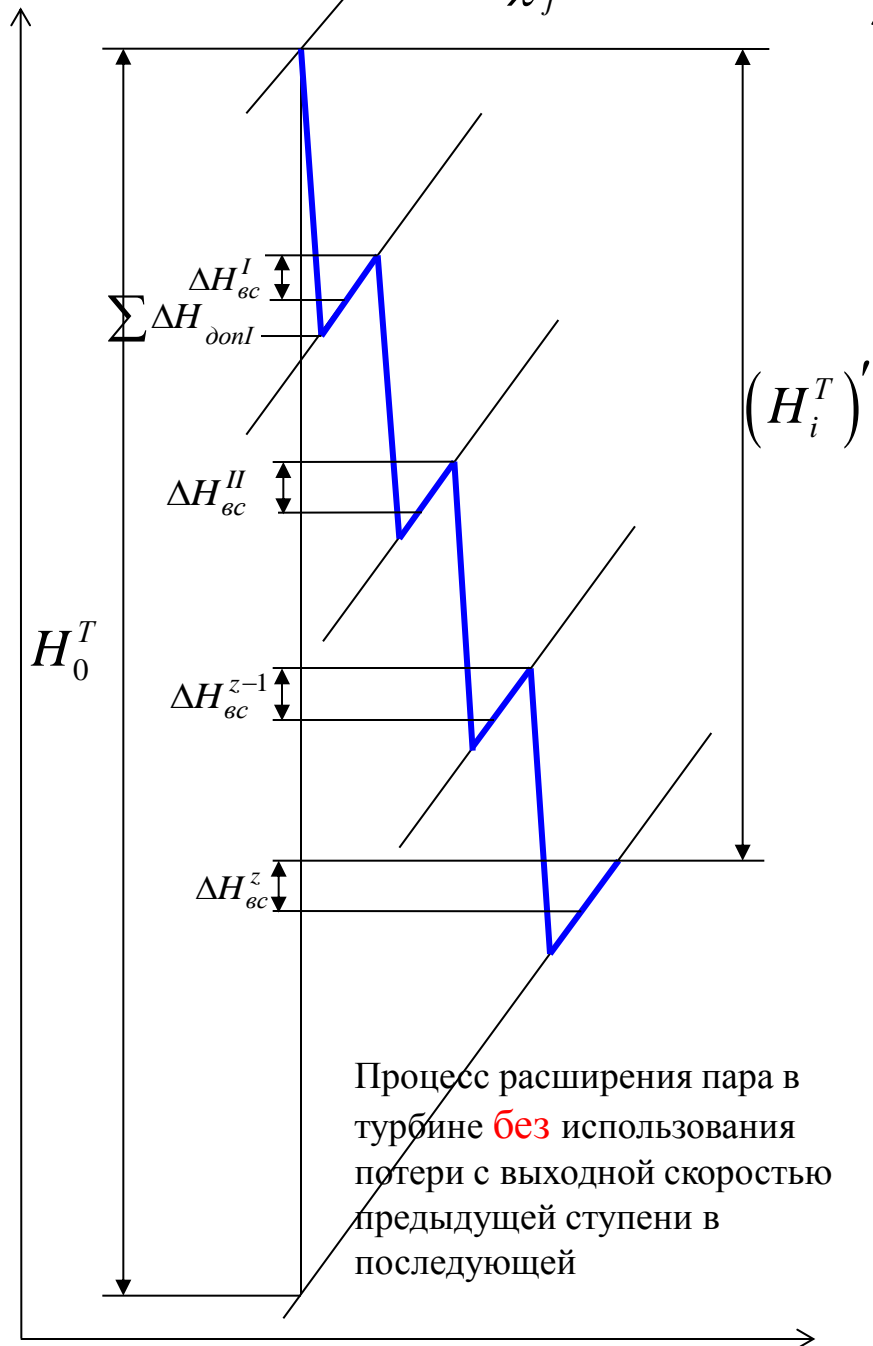
$\chi$  коэффициент использования выходной скорости предыдущей ступени в данной

$$\frac{c_{0(i)}^2}{2} = \chi_i \frac{c_{2(i-1)}^2}{2} \quad 0 \leq \chi \leq 1$$

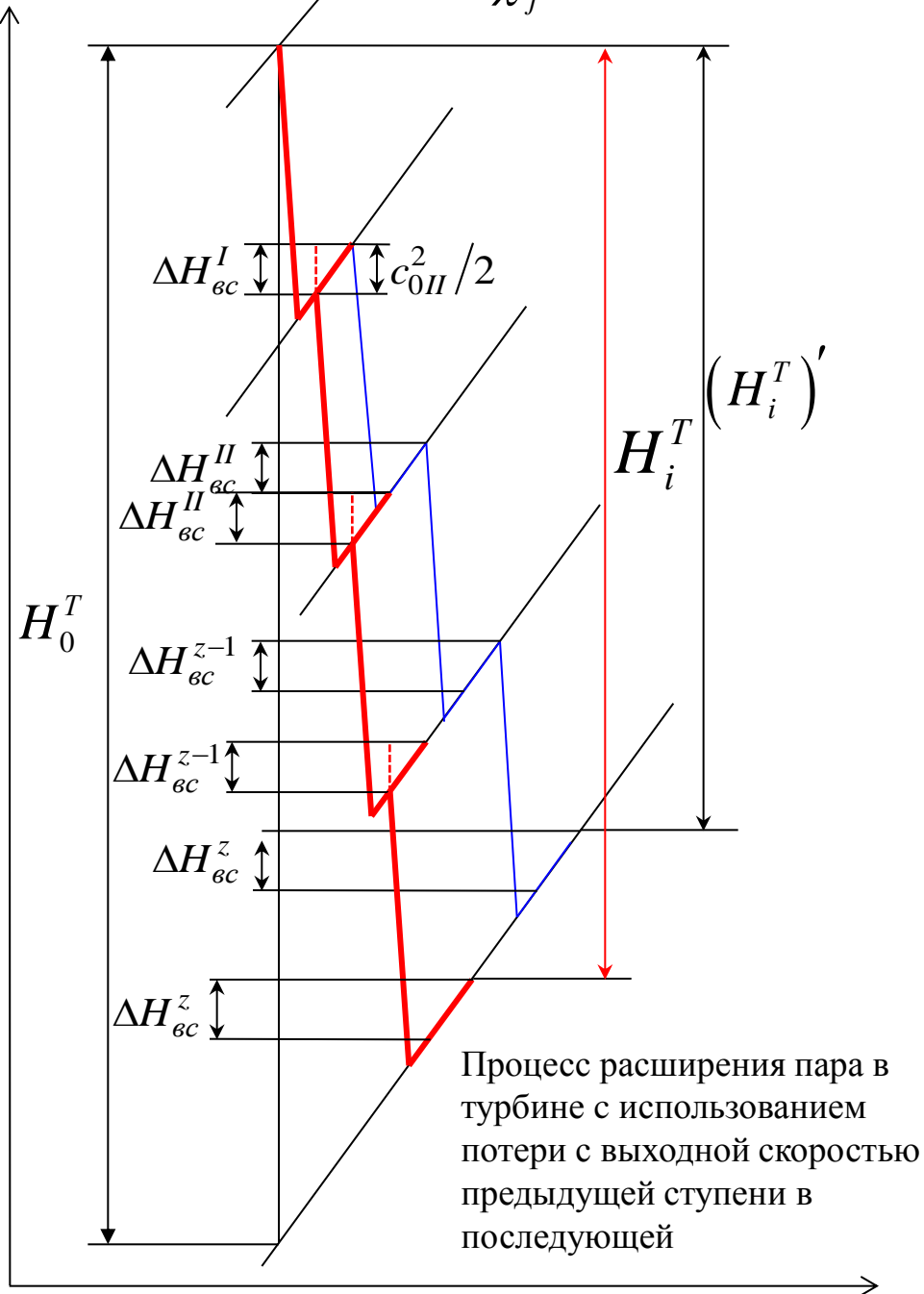




$$\chi_j = 0$$



$$\chi_j = 1$$



4.

В многоступенчатых турбинах тепловая энергия потерь предыдущих ступеней частично используется для выработки полезной энергии в последующих ступенях за счет явления **возврата теплоты** в многоступенчатой турбине.

5.

Только в многоступенчатых турбинах **конструкция** позволяет осуществить отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды и вывод/ввод пара из\в турбины на промежуточный перегрев, что существенно повышает абсолютный КПД паротурбинной установки.

Конструктивно:

- крепление диафрагм в обоймах;
- размещение ступеней в отдельных цилиндрах.

## В. Недостатки многоступенчатых турбин

1.

С увеличением числа ступеней возрастает сложность конструкции и стоимость изготовления турбины. **Растут капитальные затраты.**

**Однако.**

Возрастает КПД турбины и, соответственно, КПД паротурбинной установки. **Снижаются эксплуатационные расходы.**

Для энергетических турбин **снижение эксплуатационных расходов компенсирует рост капитальных затрат.**

2.

В многоступенчатой турбине возникают повышенные потери от утечки пара как **в переднем концевом**, так и в **диафрагменных уплотнениях**.

Сложная **система концевых уплотнений**.

3.

В многоступенчатой турбине возникают **значительные осевые усилия**.