

6. Спроектировать оппозитный поршневой компрессор для подачи водорода после установки КЦА в магистраль потребителей (установки гидроочистки) на НПЗ.

|  |                     |                           |
|--|---------------------|---------------------------|
| Давление всасывания номинальное  | МПа ( <u>абс.</u> ) | 3,2                       |
| Давление нагнетания  | МПа ( <u>абс.</u> ) | 6,2                       |
| Температура всасывания   | °C                  | 10...28                   |
| Диапазон регулирования производительности  | %                   | 0 / 50 / 100              |
| Номинальная производительность, приведенная к стандартным условиям (101300 Па, 20°C) | Нм³/час             | 84 480                    |
| Температура недоохлаждения   | °C                  | 7                         |
| Газ  |                     | Водород (H <sub>2</sub> ) |

**Доп. требование:** конструктивное исполнение цилиндров – двойного действия, без смазочное исполнение цилиндров. Регулирование производительности 100-50-0%.

**Привод:** электродвигатель.

## Тепловой расчет

### Исходные данные

Давление всасывания  $p_{вс} := 3.2 \cdot \text{МПа}$

Давление нагнетания  $p_{н} := 6.2 \cdot \text{МПа}$

Температура всасывания  $T_{вс} := 301.15 \cdot \Delta^{\circ}\text{C}$

Номинальная производительность, приведенная к стандартным условиям  $V_{н} := 84480 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{hr}}$

Стандартная температура всасывания  $T_{с} := 293.15 \cdot \Delta^{\circ}\text{C}$

Стандартное давление всасывания  $p_{с} := 101300 \cdot \text{Па}$

Недоохлаждение  $\Delta T := 7 \cdot \Delta^{\circ}\text{C}$

Газ - Водород H<sub>2</sub>

Показатель адиабаты  $k := 1.41$

Индивидуальная газовая постоянная  $R_{гв} := 4125 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Давление н.у.  $p_0 := 101325 \cdot \text{Па}$

Температура н.у.  $T_0 := 273.15 \cdot \Delta^{\circ}\text{C}$

Массовый расход  $\dot{G} := \frac{p_0 \cdot V_H}{R \cdot T_0} = 2.11 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

## Расчет

### 1. Распределение давления по ступеням

Общее номенальное относительное повышение давления в компрессоре:

$$\varepsilon_K := \frac{p_H}{p_{BC}} = 1.938$$

Относительные потери давления в ступени I:

$$\delta_{BC1} := 0.3 \cdot \frac{A}{\left(\frac{p_{BC}}{1 \cdot \text{Pa}}\right)^q} = 0.3 \cdot \frac{2.66}{\left(\frac{3.2 \cdot \text{MPa}}{\text{Pa}}\right)^{0.25}} = 0.019$$

$$\delta_{H1} := 0.7 \cdot \frac{A}{\left(\frac{p_H}{1 \cdot \text{Pa}}\right)^q} = 0.7 \cdot \frac{2.66}{\left(\frac{6.2 \cdot \text{MPa}}{\text{Pa}}\right)^{0.25}} = 0.037$$

$$\dot{A} := 2.66 \quad q := 0.25$$

$\dot{A}$ ,  $q$  - коэффициенты, учитывающие современное газодинамическое совершенство клапанов

Усредненные давления  $p_1$  и  $p_2$ :

$$p_{1I} := (1 - \delta_{BC1}) \cdot p_{BC} = 3.14 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$p_{2I} := (1 + \delta_{H1}) \cdot p_H = 6.431 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Номинальное давление:

$$p_{BCI} := p_{BC} = 3.2 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$p_{HI} := p_H = 6.2 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Относительное повышение давления в цилиндрах:

$$\varepsilon_{CI} := \frac{p_{2I}}{p_{1I}} = 2.048$$

### 2. Определение коэффициента подачи

Определение коэффициентов сжимаемости

Избыточный объем газа  $b := 0.6 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$

$$\beta = \frac{b}{273 \cdot R} = \frac{0.6 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}{273 \cdot 4125 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} = 5.328 \times 10^{-10} \frac{\text{m} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{K}}{\text{kg}}$$

- Показатель отклонения сжимаемости

$$v_0 := R \cdot \frac{T_0}{p_0} = 11.12 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

СТВ I ступени:

$$T_{\text{BCI}} := T_{\text{BC}} = 301.15 \text{ K}$$

$$v_{\text{BCI}} := R \cdot \left( \frac{T_{\text{BCI}}}{p_{\text{BCI}}} + 273 \cdot \beta \right) = 0.389 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\rho_{\text{BCI}} := \frac{p_{\text{BCI}} \cdot v_{\text{BCI}}}{p_0 \cdot v_0} = 1.104$$

$$\xi_{\text{BCI}} := \rho_{\text{BCI}} \cdot \frac{273}{T_{\text{BC}}} = 1.001 \frac{1}{\text{K}}$$

- Коэффициент сжимаемости

СТН I ступени:

$$T_{\text{HI}} := T_{\text{BC}} \cdot \epsilon_{\text{HI}}^{\frac{k-1}{k}} = 370.97 \text{ K}$$

$$v_{\text{HI}} := R \cdot \left( \frac{T_{\text{HI}}}{p_{2I}} + 273 \cdot \beta \right) = 0.239 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\rho_{\text{HI}} := \frac{p_{2I} \cdot v_{\text{HI}}}{p_0 \cdot v_0} = 1.362$$

$$\xi_{\text{HI}} := \rho_{\text{HI}} \cdot \frac{273}{T_{\text{HI}}} = 1.002 \frac{1}{\text{K}}$$

$$m_I := 1.4$$

Величина относительного мертвого объема:

$$a_{mI} := 0.06$$

$$\lambda_{oI} := 1 - a_{mI} \left[ \frac{\xi_{всI}}{\xi_{нI}} \cdot \left( \frac{p_{2I}}{p_{всI}} \right)^{\frac{1}{m_I}} - 1 \right] = 0.961$$

Коэффициент дросселирования:

Принимаем

$$\lambda_{дрI} := 0.98 \quad \text{степень высокого давления}$$

Коэффициент подогрева:

$$\lambda_{тI} := 1 - 0.01 \cdot (\varepsilon_{цI} - 1) = 0.99$$

Коэффициент плотности:

$$\lambda_{плI} := 0.97$$

Коэффициенты подачи ступеней:

$$\lambda_I := \lambda_{oI} \cdot \lambda_{дрI} \cdot \lambda_{тI} \cdot \lambda_{плI} = 0.904$$

### 3. Определение основных размеров ступени

Производительность компрессора, приведенная к условиям всасывания:

$$V_e := V_H \cdot \frac{p_c}{T_c} \cdot \frac{T_{вс}}{p_{вс}} = 0.763 \frac{m^3}{s}$$

Объем, описываемый цилиндром I ступени:

$$V_{hI} := \frac{V_e}{\lambda_I \cdot 2} = 0.422 \frac{m^3}{s}$$

Частота вращения вала - 490 об/мин

$$n_0 := \frac{490}{60 \cdot s} = 8.167 \frac{1}{s} \text{ частота вращения асинхронного электродвигателя}$$

Средняя скорость поршня:  $C_m := 3.75 \cdot \frac{m}{s}$

Ход поршня:  $S_{\Pi} := \frac{C_m}{2 \cdot n_0} = 0.23 \text{ m}$

Относительный диаметр штока крестовины:  $\alpha_{шт} := 0.15$

Диаметр цилиндра I ступени:  $D_I := \sqrt{\frac{4 \cdot V_{hI}}{\pi \cdot S_{\Pi} \cdot n_0 \cdot (2 - \alpha_{шт}^2)}} = 0.381 \text{ m}$

Округление диаметра по ГОСТ 9515-81:  $D_I := 0.38 \cdot m$

Диаметр штока:  $d_{штI} := D_I \cdot \alpha_{шт} = 0.057 \text{ m}$

$d_{штI} := \text{Round}(d_{штI}, 10 \text{ mm}) = 0.06 \text{ m}$

Полный ход поршня:  $S_{\Pi} := \frac{4 \cdot V_{hI}}{\pi \cdot D_I^2 \cdot n_0 \cdot (2 - \alpha_{шт}^2)} = 0.23 \text{ m}$

Уточнение средней скорости поршня:

$C_m := 2 \cdot S_{\Pi} \cdot n_0 = 3.763 \frac{m}{s}$

Проверка:

$\psi := \frac{S_{\Pi}}{D_I} = 0.606 \quad S_{\Pi} \cdot n_0^2 = 15.366 \frac{m}{s^2}$

Уточнение описанных объемов цилиндров:

$V_{hI} := \frac{\pi \cdot D_I^2 \cdot (2 - \alpha_{шт}^2)}{4} \cdot S_{\Pi} \cdot n_0 = 0.422 \frac{m^3}{s}$

Рабочие площади:

$$F_{\text{пл}} := \frac{\pi \cdot D_I^2}{4} = 0.113 \text{ м}^2 \quad F_{\text{плл}} := \frac{\pi \cdot D_I^2 \cdot (1 - \alpha_{\text{шт}}^2)}{4} = 0.111 \text{ м}^2$$

Для I поршня:

$$P_{\text{гвI}} := P_{2I} \cdot F_{\text{пл}} - [P_{1I} \cdot F_{\text{плл}} + P_0 \cdot (F_{\text{пл}} - F_{\text{плл}})] = 3.811 \times 10^5 \text{ Н}$$

$$P_{\text{гнI}} := P_{1I} \cdot F_{\text{пл}} - [P_{2I} \cdot F_{\text{плл}} + P_0 \cdot (F_{\text{пл}} - F_{\text{плл}})] = -3.572 \times 10^5 \text{ Н}$$

Построение индикаторных диаграмм:

Мертвые объемы:

$$V_{\text{мI}} := V_{\text{гI}} \cdot a_{\text{мI}} = 0.025 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{\text{лI}} := V_{\text{мI}} + V_{\text{гI}} = 0.447 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

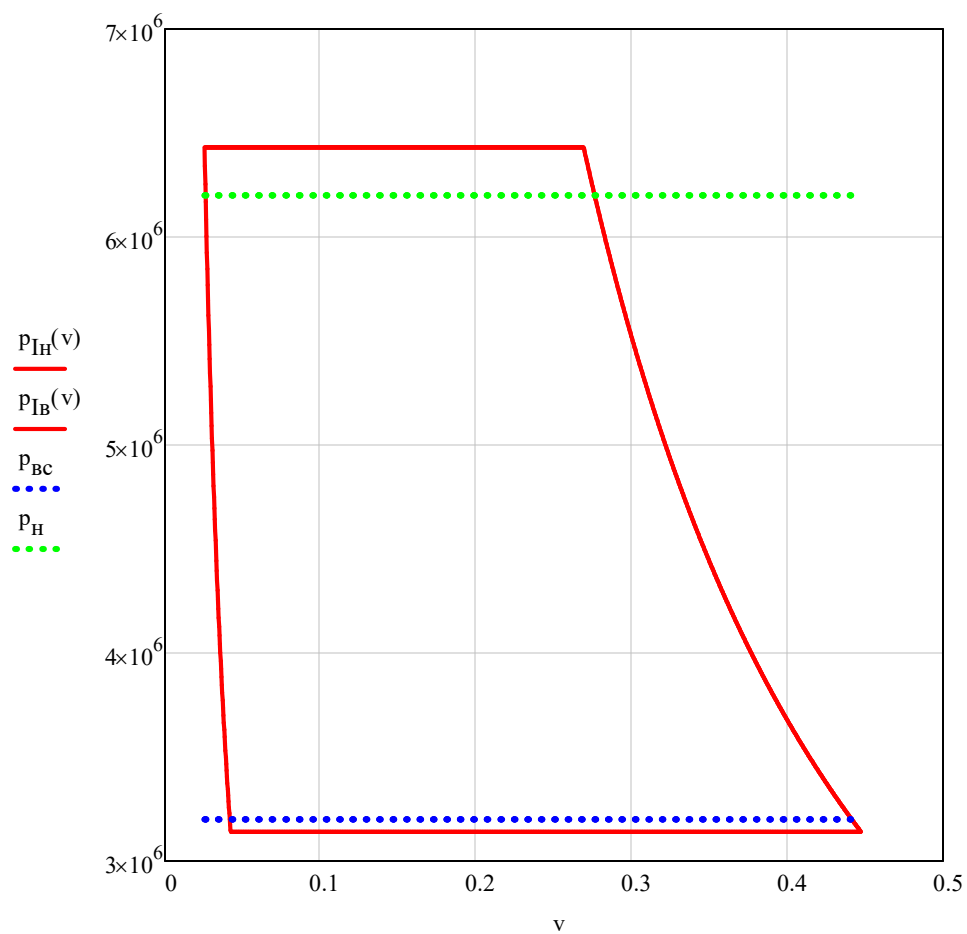
$$V_{2I} := V_{\text{лI}} \cdot \left( \frac{P_{1I}}{P_{2I}} \right)^{\frac{1}{k}} = 0.269 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{4I} := V_{\text{мI}} \cdot \left( \frac{P_{2I}}{P_{1I}} \right)^{\frac{1}{k}} = 0.042 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$v := V_{\text{мI}} \cdot 1.01 \cdot V_{\text{мI}} \cdot V_{\text{лI}}$$

$$P_{\text{IH}}(v) := \begin{cases} P_{1I} \cdot \left( \frac{V_{\text{лI}}}{v} \right)^k & \text{if } V_{2I} \leq v \leq V_{\text{лI}} \\ P_{2I} & \text{if } V_{\text{мI}} < v < V_{2I} \end{cases}$$

$$p_{IB}(v) := \begin{cases} p_{1I} \left( \frac{V_{4I}}{v} \right)^k & \text{if } V_{MI} \leq v \leq V_{4I} \\ p_{1I} & \text{if } V_{4I} < v \leq V_{1I} \end{cases}$$



## Мощность привода компрессора

Коэффициенты возврата энергии:

$$\Theta_I := 1 - a_{mI} \left( \varepsilon_{цI}^{\frac{1}{k}} - 1 \right) = 0.96$$

Определение мощности:

$$N_{индI} := p_{1I} \cdot V_{hI} \cdot \Theta_I \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left( \varepsilon_{цI}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = 1.014 \times 10^6 \text{ W}$$

$$N_{инд.к} := 2N_{индI} = 2.029 \times 10^6 \text{ W}$$

$$\eta_{мех} := 0.98$$

$$N_{e0} := \frac{N_{инд.к}}{\eta_{мех}} = 2.07 \times 10^6 \text{ W} \quad \text{мощность на валу компрессора}$$

$$\text{Запас по мощности} \quad n_3 := 10\%$$

$$N_e := \frac{N_{инд.к}}{\eta_{мех}} \cdot (1 + n_3) = 2.277 \times 10^6 \text{ W} \quad \text{мощность электродвигателя}$$

Привод компрессора осуществляется от асинхронного двигателя через упругую муфту.  
Зададимся частотой вращения вала ЭД:

$$n_0 := 500 \cdot \text{min}^{-1} = 8.333 \frac{1}{\text{s}}$$

$$\omega_0 := 2 \cdot \pi \cdot n_0 = 52.36 \frac{1}{\text{s}}$$

$$M_{ном} := \frac{N_e}{\omega_0} = 4.349 \times 10^4 \text{ J}$$

Асинхронная частота вращения при заданной нагрузке

$$n := 490 \text{ min}^{-1}$$

**Динамический расчет**



### Исходные данные

Радиус кривошипа  $R_K := \frac{S_{\Pi}}{2} = 0.115 \text{ m}$

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна  $\lambda_R := \frac{1}{5}$

Длина шатуна  $l_{\text{ш}} := \frac{R_K}{\lambda_R} = 0.576 \text{ m}$

$$\omega := 2 \cdot \pi \cdot n_0 = 52.36 \frac{1}{\text{s}}$$

$$\alpha := 0, 0.36 \text{deg}.. 360 \text{deg}$$

$$\beta(\alpha) := \arcsin(\lambda_R \cdot \sin(\alpha))$$

$$S_X(\alpha) := R_K \cdot \left[ (1 - \cos(\alpha)) + \frac{\lambda_R}{4} \cdot (1 - \cos(2\alpha)) \right]$$

$$S_{X.1}(\alpha) := R_K \cdot (1 - \cos(\alpha))$$

$$S_{X.2}(\alpha) := \frac{\lambda_R}{4} \cdot R_K \cdot (1 - \cos(2\alpha))$$

$$C_X(\alpha) := R_K \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta(\alpha))}{\cos(\beta(\alpha))}$$

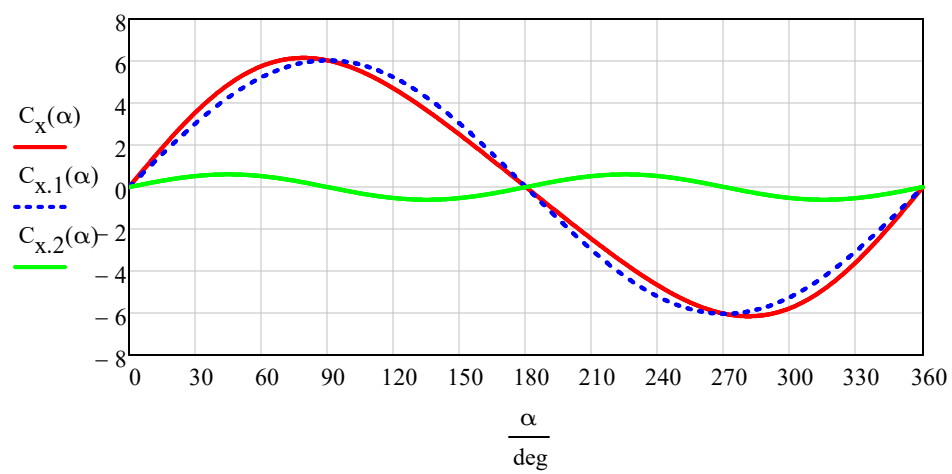
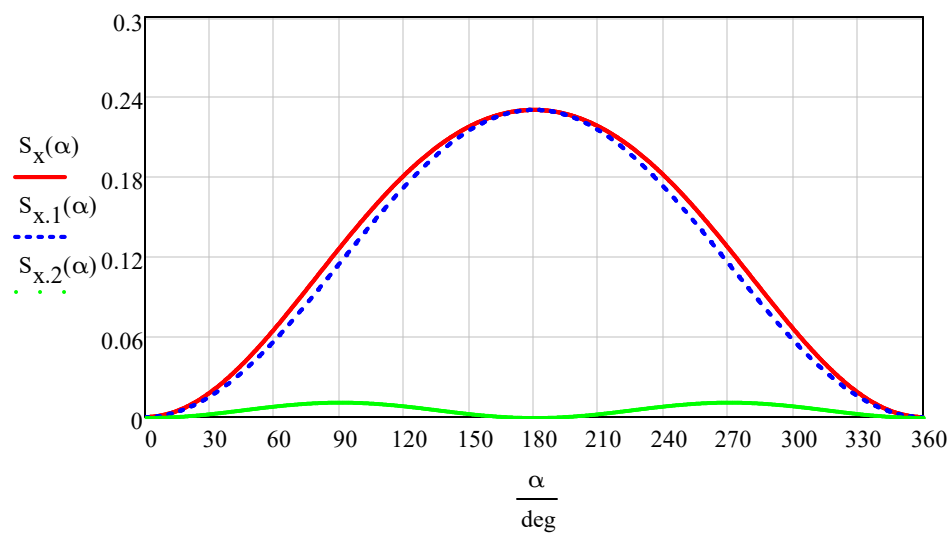
$$C_{X.1}(\alpha) := R_K \cdot \omega \cdot \sin(\alpha)$$

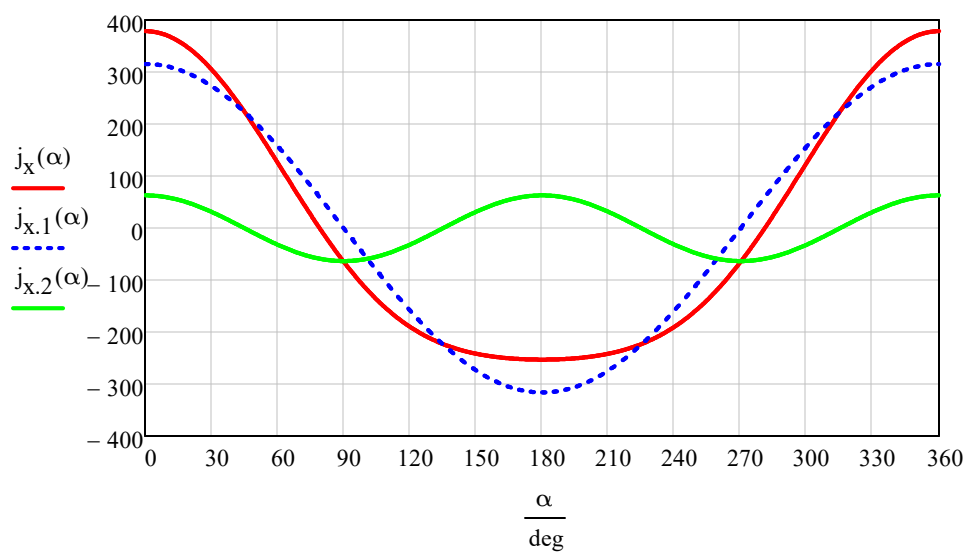
$$C_{X.2}(\alpha) := R_K \cdot \omega \cdot \frac{\lambda_R}{2} \cdot \sin(2\alpha)$$

$$j_X(\alpha) := \frac{d}{d\alpha} C_X(\alpha) \cdot \omega$$

$$j_{X.1}(\alpha) := \frac{d}{d\alpha} C_{X.1}(\alpha) \cdot \omega$$

$$j_{X.2}(\alpha) := \frac{d}{d\alpha} C_{X.2}(\alpha) \cdot \omega$$





Рабочий и мертвый объем цилиндра в основной и крейцкопфной полостях:

$$V_{hI\Pi} := S_{\Pi} \cdot F_{\Pi I} = 26.129 \text{ L}$$

$$V_{mI\Pi} := a_{mI} \cdot V_{hI\Pi} = 1.568 \text{ L}$$

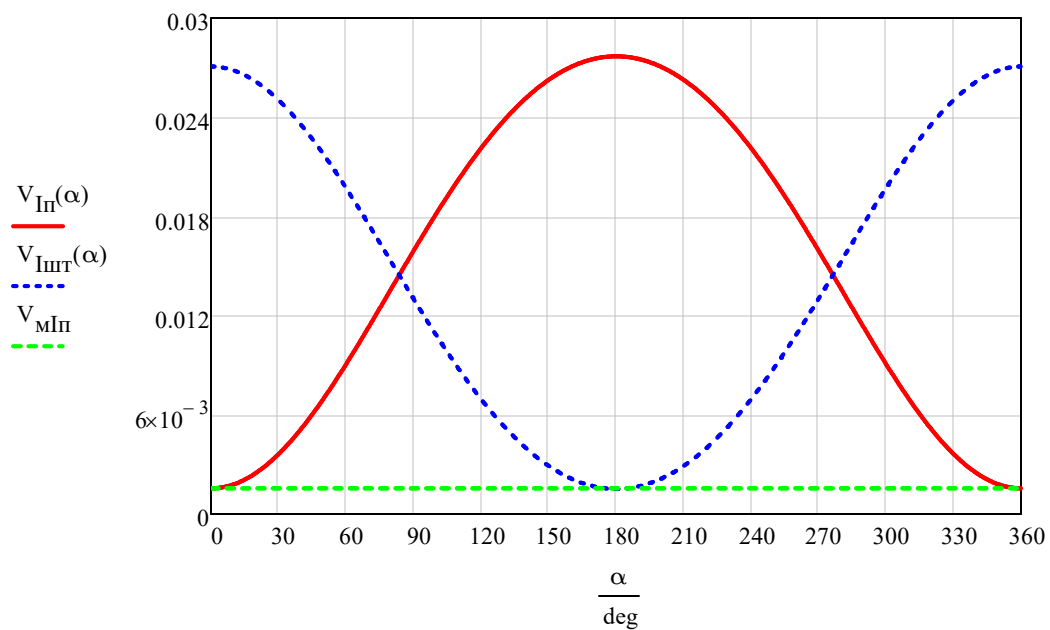
$$V_{hI\text{шт}} := S_{\Pi} \cdot F_{\Pi\text{шт}I} = 25.541 \text{ L}$$

$$V_{mI\text{шт}} := a_{mI} \cdot V_{hI\text{шт}} = 1.532 \text{ L}$$

Связь рабочего объема и перемещения поршня:

$$V_{I\Pi}(\alpha) := V_{mI\Pi} + S_x(\alpha) \cdot F_{\Pi I}$$

$$V_{I\text{шт}}(\alpha) := V_{hI\text{шт}} + V_{mI\text{шт}} - S_x(\alpha) \cdot F_{\Pi\text{шт}I}$$



Для основной полости | цилиндра:

Рабочий объем, при котором начинается процесс нагнетания (т.2)

$$V_n := V_{I\Pi}(\pi) \cdot \left( \frac{p_{1I}}{p_{2I}} \right)^{\frac{1}{k}} = 16.656 \text{ L}$$

Рабочий объем, при котором заканчивается процесс обратного расширения (т.4)

$$V_r := V_{I\Pi}(0) \cdot \left( \frac{p_{2I}}{p_{1I}} \right)^{\frac{1}{k}} = 2.607 \text{ L}$$

$$\psi := 270 \text{ deg}$$

Given

$$V_{I\Pi}(\psi) = V_n$$

Процесс нагнетания начинается при угле

$$\psi := \text{Find}(\psi) = 4.657$$

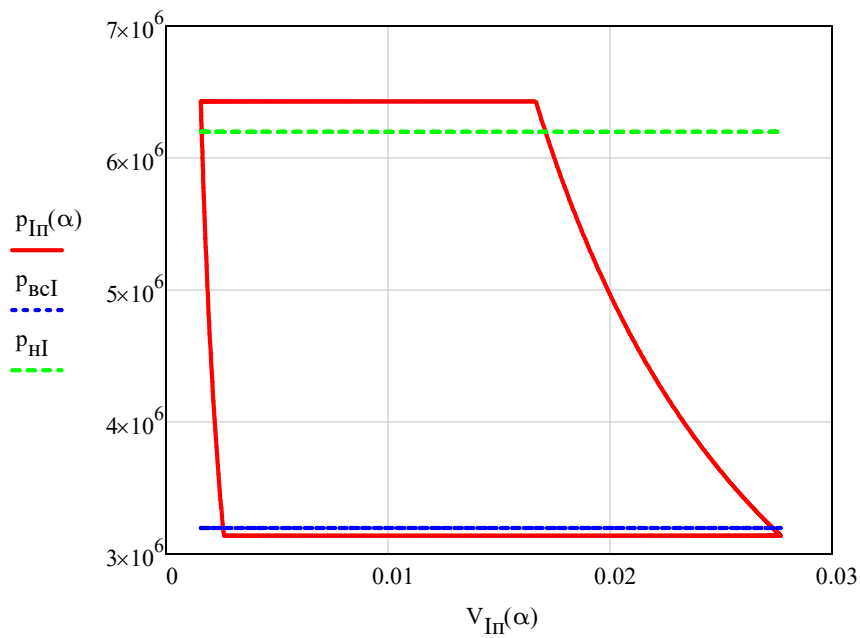
$$\varphi := 90 \text{ deg}$$

Given

$$V_{\text{II}}(\varphi) = V_r$$

Процесс обратного расширения заканчивается при угле  $\varphi := \text{Find}(\varphi) = 0.367$

$$p_{\text{II}}(\alpha) := \begin{cases} p_{2\text{I}} \cdot \left( \frac{V_{\text{MII}}}{V_{\text{II}}(\alpha)} \right)^k & \text{if } (0 \leq \alpha \leq \varphi) \vee (2\pi \leq \alpha < 2\pi + \varphi) \\ p_{1\text{I}} & \text{if } (\varphi \leq \alpha < \pi) \vee (2\pi + \varphi \leq \alpha < 2\pi + \pi) \\ p_{1\text{I}} \cdot \left( \frac{V_{\text{hII}} + V_{\text{MII}}}{V_{\text{II}}(\alpha)} \right)^k & \text{if } (\pi \leq \alpha < \psi) \vee (2\pi + \pi \leq \alpha < 2\pi + \psi) \\ p_{2\text{I}} & \text{if } (\psi \leq \alpha < 2\pi) \vee (2\pi + \psi \leq \alpha < 2\pi + 2\pi) \end{cases}$$



Для крейцкопфной полости I цилиндра:

Рабочий объем, при котором начинается процесс нагнетания (τ.2)

$$V_{\text{н}} := V_{\text{ИПТ}}(0) \cdot \left( \frac{p_{1I}}{p_{2I}} \right)^{\frac{1}{k}} = 16.281 \text{ L}$$

Рабочий объем, при котором заканчивается процесс обратного расширения (τ.4)

$$V_{\text{р}} := V_{\text{ИПТ}}(\pi) \cdot \left( \frac{p_{2I}}{p_{1I}} \right)^{\frac{1}{k}} = 2.548 \text{ L}$$

$$\psi := 90\text{deg}$$

Given

$$V_{\text{ИПТ}}(\psi) = V_{\text{n}}$$

Процесс нагнетания начинается при угле

$$\psi := \text{Find}(\psi) = 1.319$$

$$\varphi := 270\text{deg}$$

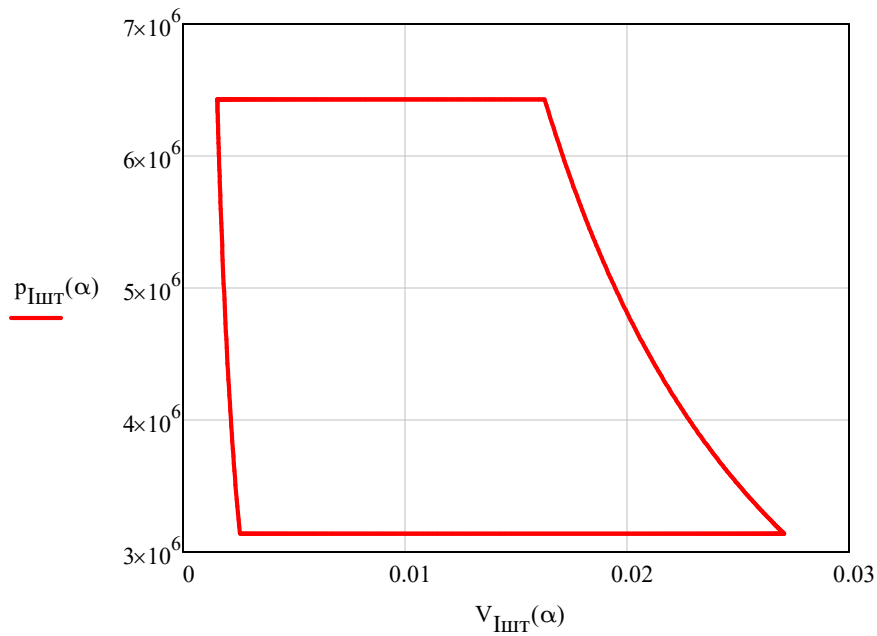
Given

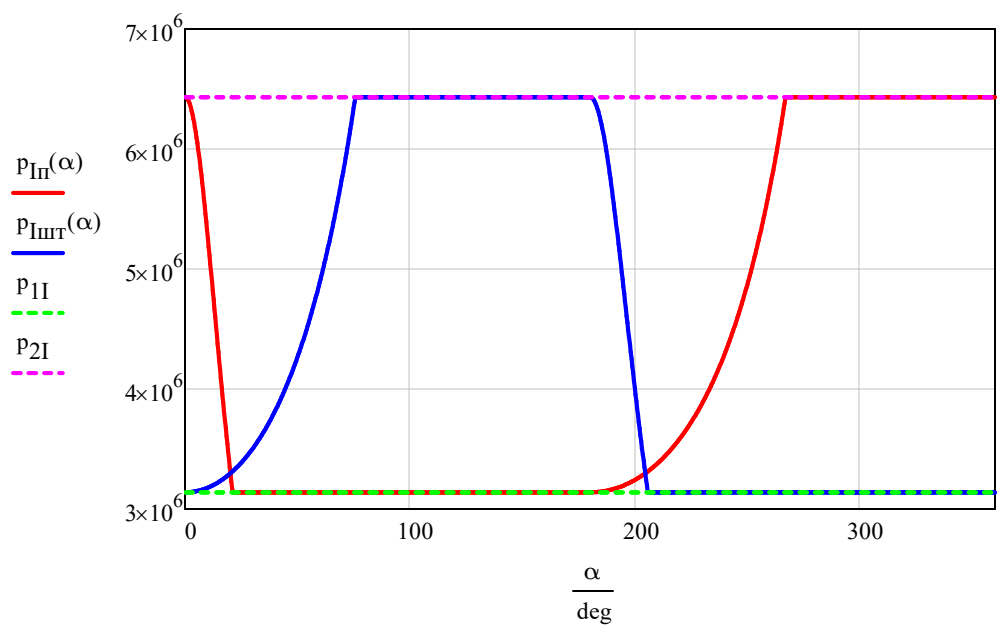
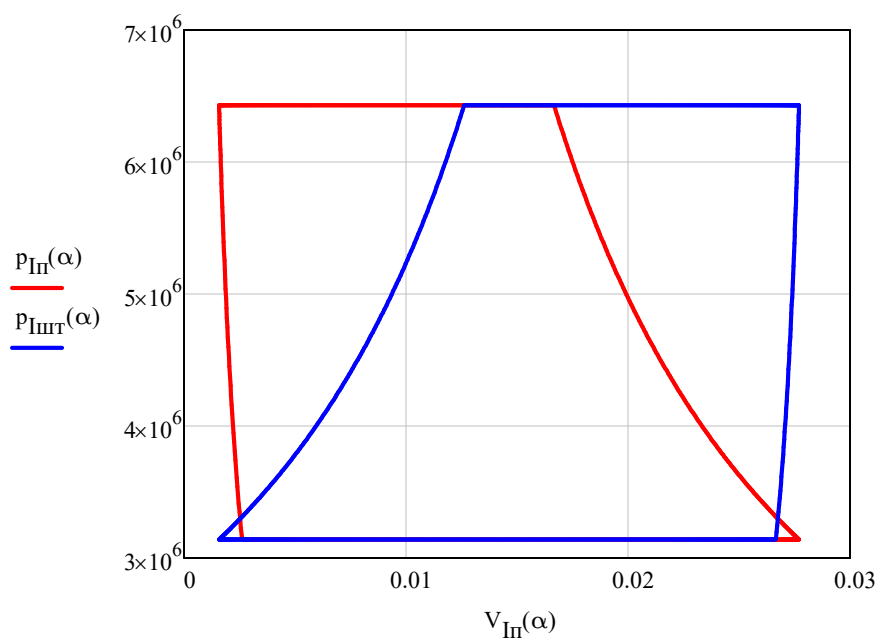
$$V_{\text{Iшт}}(\varphi) = V_r$$

Процесс обратного расширения заканчивается при угле

$$\varphi := \text{Find}(\varphi) = 3.589$$

$$p_{\text{Iшт}}(\alpha) := \begin{cases} p_{1\text{I}} \left( \frac{V_{h\text{Iшт}} + V_{m\text{Iшт}}}{V_{\text{Iшт}}(\alpha)} \right)^k & \text{if } (0 \leq \alpha < \psi) \vee (2\pi \leq \alpha < 2\pi + \psi) \\ p_{2\text{I}} & \text{if } (\psi \leq \alpha < \pi) \vee (2\pi + \psi \leq \alpha < 2\pi + \pi) \\ p_{2\text{I}} \left( \frac{V_{m\text{Iшт}}}{V_{\text{Iшт}}(\alpha)} \right)^k & \text{if } (\pi \leq \alpha < \varphi) \vee (2\pi + \pi \leq \alpha < 2\pi + \varphi) \\ p_{1\text{I}} & \text{if } (\varphi \leq \alpha < 2\pi) \vee (2\pi + \varphi \leq \alpha < 2\pi + 2\pi) \end{cases}$$







Определение газовых сил, действующих на поршни:

$$P_{\Gamma\Pi}(\alpha) := p_{\Pi}(\alpha) \cdot F_{\Pi I}$$

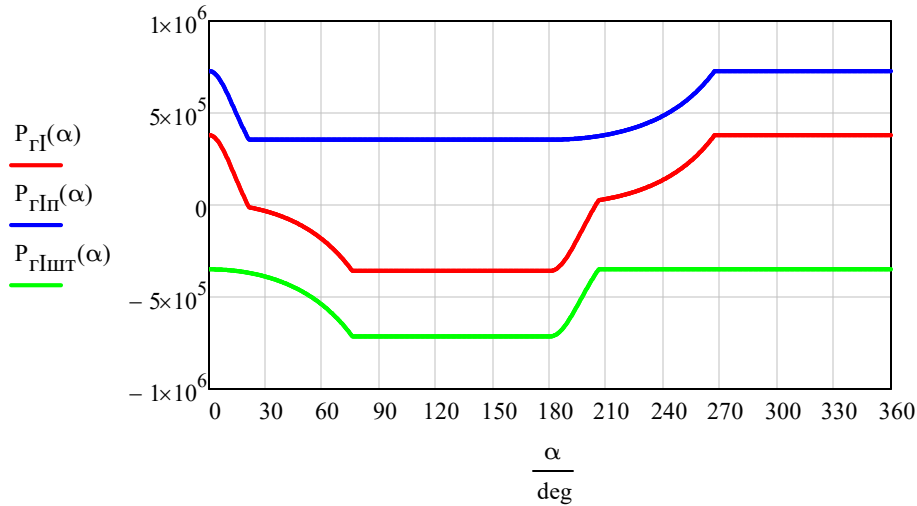
$$P_{\Gamma\Pi}(0) = 7.294 \times 10^5 \text{ N}$$

$$P_{\Gamma\Pi\Pi}(\alpha) := -[p_{\Pi\Pi}(\alpha) \cdot F_{\Pi\Pi I} + p_0 \cdot (F_{\Pi I} - F_{\Pi\Pi I})]$$

$$P_{\Gamma\Pi\Pi}(0) = -3.483 \times 10^5 \text{ N}$$

$$P_{\Gamma I}(\alpha) := P_{\Gamma\Pi}(\alpha) + P_{\Gamma\Pi\Pi}(\alpha)$$

$$P_{\Gamma I}(0) = 3.811 \times 10^5 \text{ N}$$



$$P_{\Gamma I}(0\text{deg}) = 3.811 \times 10^5 \text{ N}$$

$$P_{\Gamma.B} := P_{\Gamma I}(0\text{deg})$$

$$P_{\Gamma I}(180\text{deg}) = -3.572 \times 10^5 \text{ N}$$

$$P_{\Gamma.H} := P_{\Gamma I}(180\text{deg})$$

$$P_{\Gamma.\max} := \max(P_{\Gamma.B}, P_{\Gamma.H}) = 3.811 \times 10^5 \text{ N}$$

Коэффициент использования механизма движения:

$$\psi := \frac{P_{\Gamma.B} - P_{\Gamma.H}}{2P_{\Gamma.\max}} = 0.969$$

Определение массы возвратно-поступательно движущихся частей:

$$\alpha_{\Pi C} := 4.0 \quad \text{учитывает массу кривошипно-шатунного механизма кривокопфного типа}$$

$$z := 1 \quad \text{число ступеней в ряду}$$

$$\beta_{\Pi C} := 5.25 \quad \text{учитывает массу дискового поршня двойного действия}$$

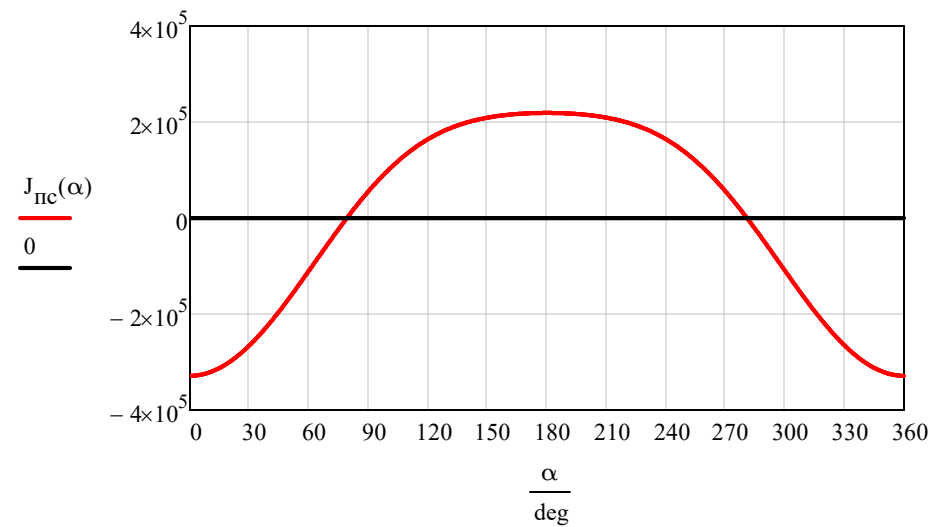
$$\gamma := 0.6 \quad \text{учитывает массу штока}$$

$$m_{\text{пс}} := 1.02 \cdot \frac{P_{\text{г. max}}}{\text{kN}} \cdot \frac{S_{\text{п}}}{\text{m}} \cdot \left( \alpha_{\text{пс}} + \frac{\psi}{z} \cdot \beta_{\text{пс}} + \gamma \right) \cdot \text{kg} = 867.348 \text{ kg}$$

$$m_{\text{пс}} := \text{Round}(m_{\text{пс}}, 1 \text{ kg}) = 867 \text{ kg}$$

Моменты инерции поступательно движущихся масс:

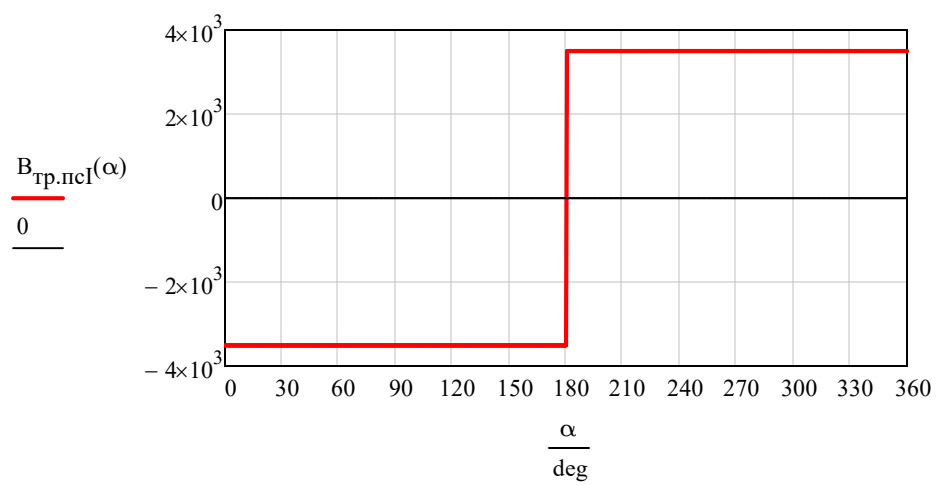
$$J_{\text{пс}}(\alpha) := -m_{\text{пс}} \cdot j_x(\alpha)$$



Силы трения в поступательно движущихся парах:

$$B_{\text{тр. псIг}} := 0.65 \cdot \frac{N_{\text{индI}}}{2 \cdot S_{\text{п}} \cdot n_0} \cdot \left( \frac{1}{\eta_{\text{мех}}} - 1 \right) = 3.504 \times 10^3 \text{ N}$$

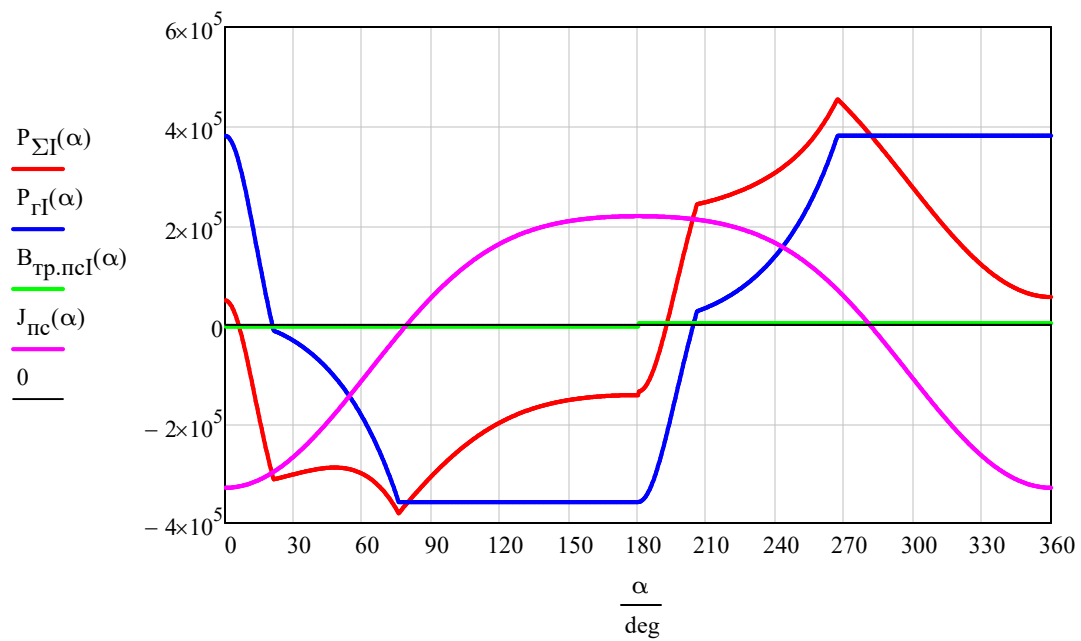
$$B_{\text{тр. псI}}(\alpha) := \begin{cases} (-B_{\text{тр. псIг}}) & \text{if } (0 \leq \alpha \leq \pi) \vee (2\pi \leq \alpha \leq 3\pi) \\ B_{\text{тр. псIг}} & \text{otherwise} \end{cases}$$



$$M_{\text{кр.трI}} := 0.35 \cdot \frac{N_{\text{индI}}}{2\pi \cdot n_0} \cdot \left( \frac{1}{\eta_{\text{мех}}} - 1 \right) = 138.371 \text{ J}$$

Суммарная сила:

$$P_{\Sigma I}(\alpha) := P_{\text{гI}}(\alpha) + B_{\text{тр.псI}}(\alpha) + J_{\text{пс}}(\alpha)$$



Сила, действующая по шатуну

$$P_{\text{шл}}(\alpha) := \frac{P_{\Sigma I}(\alpha)}{\cos(\beta(\alpha))}$$

Нормальные силы, приложенные к крейцкопфу

$$N_I(\alpha) := -P_{\Sigma I}(\alpha) \cdot \tan(\beta(\alpha))$$

Тангенциальные силы

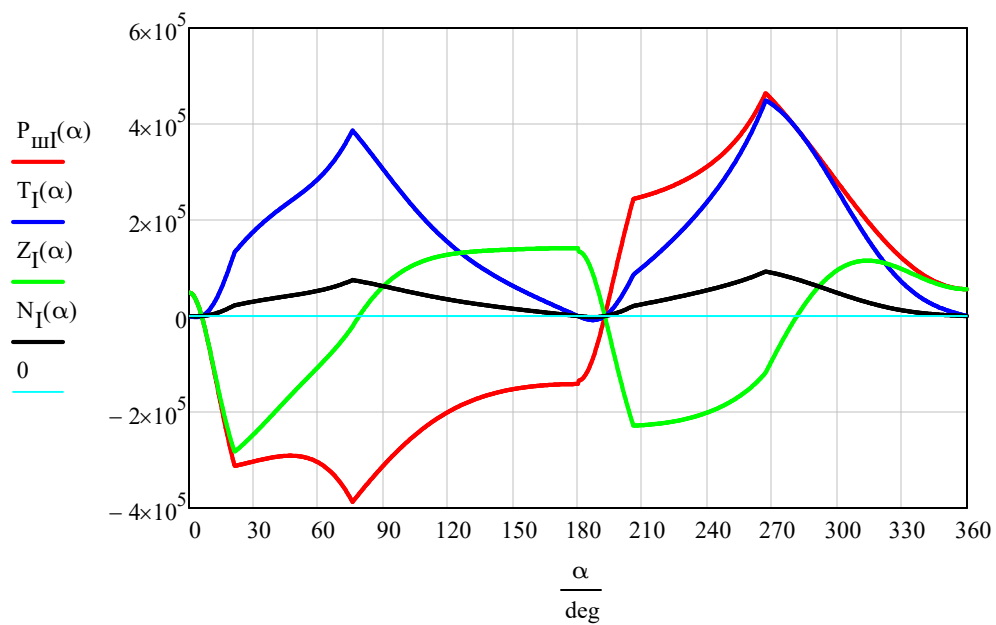
$$T_I(\alpha) := -P_{\Sigma I}(\alpha) \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta(\alpha))}{\cos(\beta(\alpha))}$$

Радиальные силы

$$Z_I(\alpha) := P_{\Sigma I}(\alpha) \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta(\alpha))}{\cos(\beta(\alpha))}$$

Эквивалентная нагрузка на подшипник I ступени

$$P_{Ie} := \sqrt[3]{\frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} \left( |P_{\text{шл}}(\alpha)| \right)^3 d\alpha} = 2.752 \times 10^5 \text{ N}$$



## Диаграмма крутящих моментов

$$M_{кр1}(\alpha) := R_K \cdot T_I(\alpha) \quad M_{кр2}(\alpha) := R_K \cdot T_{II}(\alpha)$$

$$M_{кр}(\alpha) := M_{кр1}(\alpha) + M_{кр2}(\alpha)$$

$$M_{сопр}(\alpha) := M_{кр}(\alpha) + M_{кр.трI}$$

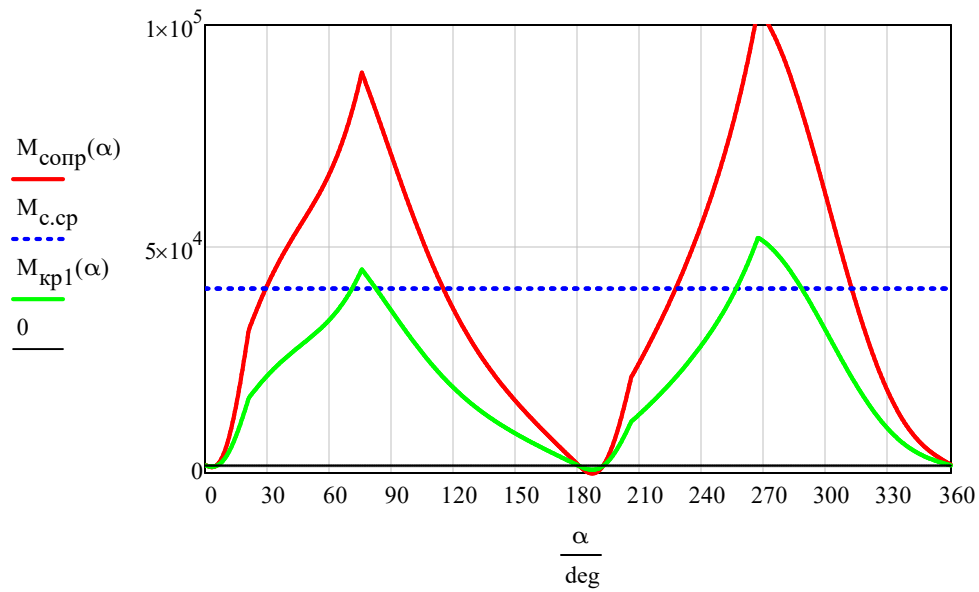
$$M_{с.ср} := \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} M_{сопр}(\alpha) d\alpha = 4.019 \times 10^4 \text{ J}$$

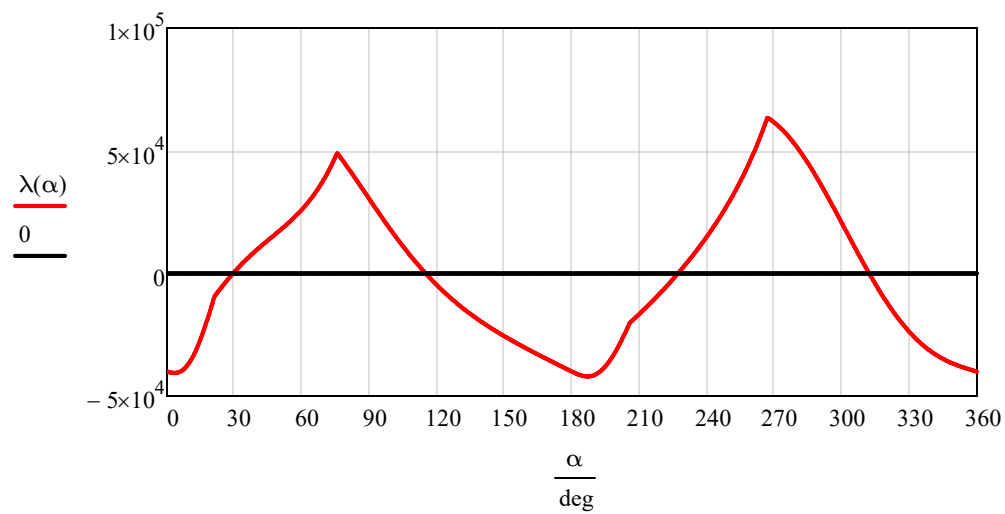
$$N_{e0} = 2.07 \times 10^6 \text{ W}$$

$$N_{e1} := M_{с.ср} \cdot \omega = 2.104 \times 10^6 \text{ W}$$

$$\zeta := \frac{|N_{e0} - N_{e1}|}{N_{e1}} = 1.629\%$$

$$\lambda(\alpha) := M_{сопр}(\alpha) - M_{с.ср}$$





Определим точки, в которых разность ммоентов  $\lambda(\alpha)$  обращается в ноль:

$$t_1 := \text{root}(\lambda(\alpha), \alpha, 0, 60\text{deg}) = 0.512$$

$$t_2 := \text{root}(\lambda(\alpha), \alpha, 90\text{deg}, 150\text{deg}) = 2.006$$

$$t_3 := \text{root}(\lambda(\alpha), \alpha, 210\text{deg}, 270\text{deg}) = 3.964$$

$$t_4 := \text{root}(\lambda(\alpha), \alpha, 300\text{deg}, 330\text{deg}) = 5.447$$

Соответствующие площади:

$$A_1 := \int_0^{t_1} \lambda(\alpha) d\alpha = -1.227 \times 10^4 \text{ J}$$

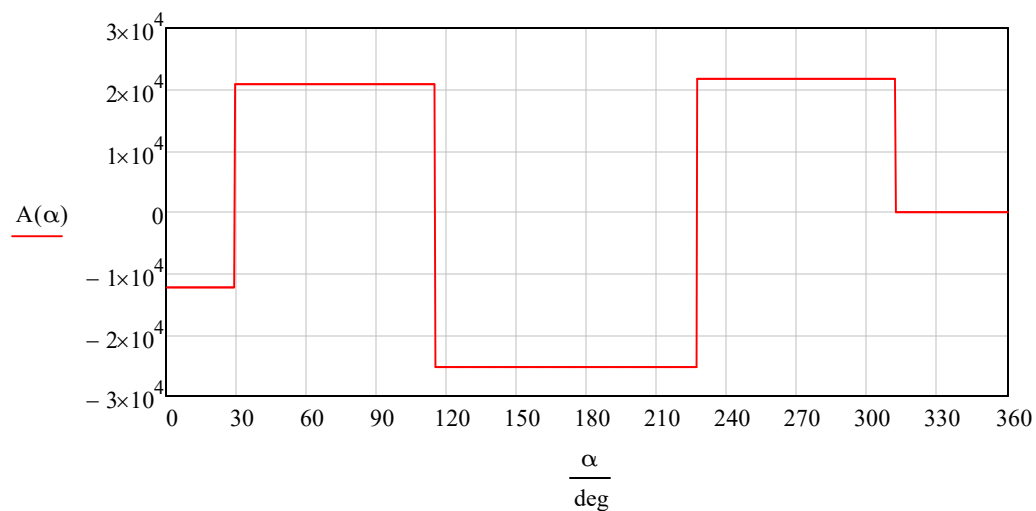
$$A_2 := \int_{t_1}^{t_2} \lambda(\alpha) d\alpha = 3.317 \times 10^4 \text{ J}$$

$$A_3 := \int_{t_2}^{t_3} \lambda(\alpha) d\alpha = -4.617 \times 10^4 \text{ J}$$

$$A_4 := \int_{t_3}^{t_4} \lambda(\alpha) d\alpha = 4.704 \times 10^4 \text{ J}$$

$$A_5 := \int_{t_4}^{2\pi} \lambda(\alpha) d\alpha = -2.177 \times 10^4 \text{ J}$$

$$A(\alpha) := \begin{cases} A_1 & \text{if } 0 < \alpha \leq t_1 \\ (A_1 + A_2) & \text{if } t_1 < \alpha \leq t_2 \\ (A_1 + A_2 + A_3) & \text{if } t_2 < \alpha \leq t_3 \\ (A_1 + A_2 + A_3 + A_4) & \text{if } t_3 < \alpha \leq t_4 \\ (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5) & \text{if } t_4 < \alpha \leq 2\pi \end{cases}$$



$$A_{\max} := A(300\text{deg}) = 2.177 \times 10^4 \text{ J}$$

$$A_{\min} := A(200\text{deg}) = -2.527 \times 10^4 \text{ J}$$

$$A_{\Sigma} := A_{\max} - A_{\min} = 4.704 \times 10^4 \text{ J}$$

#### Расчет маховика

Требуемая степень неавномерности частоты вращения вала

$$\delta := \frac{1}{80}$$

Необходимый момент инерции маховика

$$J_m := \frac{A_{\Sigma}}{4 \cdot (\pi \cdot n)^2 \cdot \delta} = 1.429 \times 10^3 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Максимально допустимая окружная скорость маховика

$$C_{\max} := 40 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Максимальный диаметр маховика

$$D_{\text{m.max}} := \frac{C_{\max}}{\pi \cdot n_0} = 1.528 \text{ m}$$

Примем наружный диаметр маховика

$$D_{\text{m}} := 1.5 \text{ m}$$

Толщина маховика

$$b_{\text{m}} := 200 \text{ mm}$$

Плотность чугуна СЧ20

$$\rho_{\text{ч}} := 7200 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Отношение внутреннего диаметра маховика к наружному

$$\varphi_{\text{m}} := \sqrt{1 - \frac{32 \cdot J_{\text{m}}}{\rho_{\text{ч}} \cdot \pi \cdot b_{\text{m}} \cdot D_{\text{m}}^4}} = 0.643$$

Масса маховика

$$M_{\text{m}} := \rho_{\text{ч}} \cdot \pi \cdot b_{\text{m}} \cdot \frac{D_{\text{m}}^2}{4} \cdot (1 - \varphi_{\text{m}}^2) = 3.596 \times 10^3 \text{ kg}$$

## Расчет дискового поршня

I степень

Диаметр поршня

$$D_{\text{п}} := D_{\text{I}} = 0.38 \text{ m}$$

Диаметр штока

$$d_{\text{штI}} = 0.06 \text{ m}$$

Диаметр втулки штока

$$d_{\text{вт}} := 2d_{\text{штI}} = 0.12 \text{ m}$$

Расчет напряжений в днище поршня (по Тимошенко)

Геометрические параметры

$$a := \frac{D_{\text{п}}}{2} \quad b := \frac{d_{\text{вт}}}{2}$$

Аспектное соотношение

$$k_{\text{ab}} := \frac{a}{b} = 3.167$$

Распределенная нагрузка

$$q := \frac{P_{\text{г.max}}}{F_{\text{пI}}} = 3.36 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Коэффициент напряжения (по таблице)

$$v_x := \begin{pmatrix} 3 \\ 4 \end{pmatrix} \quad v_y := \begin{pmatrix} 1.54 \\ 2.23 \end{pmatrix}$$

$$k_{\sigma} := \text{interp}(v_x, v_y, k_{\text{ab}}) = 1.655$$



Допустимое напряжение в днище поршня

$$\sigma_{\text{доп}} := 100 \text{ MPa}$$

Минимальная толщина днища поршня

$$\delta_{\text{ст.п. min}} := \sqrt{\frac{k_{\sigma} \cdot q \cdot a^2}{\sigma_{\text{доп}}}} = 0.045 \text{ m}$$

$$\delta_{\text{ст.п}} := \text{Round}(\delta_{\text{ст.п. min}}, 1 \text{ mm}) = 0.045 \text{ m}$$

Рекомендуемые диапазоны толщин

$$0.1 \cdot D_{\text{II}} = 0.038 \text{ m}$$

$$0.2 \cdot D_{\text{II}} = 0.076 \text{ m}$$

Рабочий зазор между цилиндром и поршнем

$$\varepsilon_p := 0.002$$

$$\Delta_{1p} := \varepsilon_p \cdot D_I = 7.6 \times 10^{-4} \text{ m}$$

## Расчет поршневых колец

Максимальный перепад в I ступени

$$\Delta_{pI} := p_{2I} - p_{1I} = 3.292 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Число уплотняющих колец

$$n_{yKI} := 3$$

Толщина кольца при  $D_I = 0.38 \text{ m}$

$$t_{KI} := 12 \text{ mm}$$

Высота кольца

$$b_{KI} := 12 \text{ mm}$$

Температура всасывания

$$T_{\text{всI}} = 301.15 \text{ K}$$

Температура нагнетания

$$T_{\text{нI}} = 370.97 \text{ K}$$

Перепад температур

$$\Delta T_I := T_{\text{нI}} - T_{\text{всI}} = 69.82 \text{ K}$$

Материал поршневых колец - фторопласт

Коэффициент линейного расширения

$$\alpha_{\text{фп}} := 13 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$$

Предел прочности на разрыв

$$\sigma_{\text{в.р}} := 15.7 \text{ MPa}$$

на сжатие

$$\sigma_{\text{в.с}} := 21 \text{ MPa}$$

Модуль упругости при сжатии

$$E := 0.063 \cdot 10^4 \text{ MPa}$$

Тепловой зазор в замке

$$a_t := \alpha_{\text{фп}} \cdot \Delta T_I \cdot \pi \cdot D_I = 0.011 \text{ m}$$

### Опорные кольца

Максимальное давление от массы поршня и 1/2 штока  $P_{\text{п.доп}} := 0.25 \text{ bar}$

Масса поршня и 1/2 штока  $m_{\text{пш}} := 1.02 \cdot \frac{P_{\text{г.макс}}}{\text{kN}} \cdot \frac{S_{\text{п}}}{\text{m}} \cdot \left( \frac{\psi}{z} \cdot \beta_{\text{пс}} + \frac{1}{2} \cdot \gamma \right) \cdot \text{kg} = 482.271 \text{ kg}$

Вес поршня и 1/2 штока  $G_{\text{пш}} := m_{\text{пш}} \cdot g = 4.729 \times 10^3 \text{ N}$

Число опорных колец  $Z_{\text{ок}} := 2$

Минимальная высота опорного кольца  $b_{\text{ок}} := \frac{G_{\text{пш}}}{Z_{\text{ок}} \cdot \pi \cdot D_{\text{г}} \cdot P_{\text{п.доп}}} = 0.079 \text{ m}$   $d_{\text{кл}} := 100 \text{ mm}$

Расстояние от днища поршня до опорного кольца  $e_{\text{к}} := 15 \text{ mm}$

Примерная высота поршня  $H_{\text{п}} := 2 \cdot (e_{\text{к}} + b_{\text{ок}} + b_{\text{кл}}) + b_{\text{кл}} \cdot (2 \cdot n_{\text{укл}} - 1) = 0.272 \text{ m}$

$$h_{\text{п}} := \frac{H_{\text{п}}}{D_{\text{г}}} = 0.717$$

$$H_{\text{п.л.макс}} := b_{\text{кл}} \cdot (2 \cdot n_{\text{укл}} + 1) + \frac{4}{3} b_{\text{ок}} + d_{\text{кл}} = 0.29 \text{ m} \quad H_{\text{п.л.макс}} + S_{\text{п}} = 0.52 \text{ m}$$

$$\frac{H_{\text{п.л.макс}}}{D_{\text{г}}} = 0.762$$

Подбор клапанов по пропускной способности

Допустимые потери в клапане:  $\Delta N_{\text{Iвс.кл}} := 7.4\%$

$$\Delta N_{\text{Iн.кл}} := 5.8\%$$

Скорость звука  $a_{\text{Iвс}} := \sqrt{k \cdot R \cdot T_{\text{вс}}} = 1.323 \times 10^3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$$a_{\text{Iн}} := \sqrt{k \cdot R \cdot T_{\text{н}}} = 1.469 \times 10^3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Критерий скорости  $F_{\text{максIвс}} := 0.18$

$$F_{\text{максIн}} := 0.16$$

Скорректированный для водорода критерий скорости

$$F_{wI_{Bc}} := F_{\max I_{Bc}} \cdot \sqrt{\frac{1.4}{k}} = 0.179$$

$$F_{wI_H} := F_{\max I_H} \cdot \sqrt{\frac{1.4}{k}} = 0.159$$

Допустимая условная скорость газа  
в клапане

$$w_{\phi I_{Bc}} := F_{wI_{Bc}} \cdot a_{I_{Bc}} = 237.378 \frac{m}{s}$$

$$w_{\phi I_H} := F_{wI_H} \cdot a_{I_H} = 234.188 \frac{m}{s}$$

Число всасывающих или нагнетательных  
клапанов на полость цилиндра

$$I \text{ ступени} \quad Z_{\text{кл}I} := 2$$

Необходимое значение эквивалентной площади клапана

$$\Phi_{I_{Bc}} := \frac{F_{\Pi I} \cdot C_m}{Z_{\text{кл}I} \cdot w_{\phi I_{Bc}}} = 8.989 \times 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$\Phi_{I_H} := \frac{F_{\Pi I} \cdot C_m}{Z_{\text{кл}I} \cdot w_{\phi I_H}} = 9.112 \times 10^{-4} \text{ м}^2$$

Размеры трубопроводов на всасывании и нагнетании I ступени

$$\text{Рекомендуемая скорость газа в трубопроводе} \quad w_{\text{рек}} := 14 \frac{m}{s}$$

$$\text{Плотность газа в трубопроводе} \quad \rho_{1I} := \frac{p_{Bc}}{R \cdot T_{Bc}} = 2.576 \frac{kg}{m^3} \quad G = 2.11 \frac{kg}{s}$$

$$\text{Диаметр всасывающего трубопровода} \quad DN_{BcI} := \sqrt{\frac{4G}{\pi \cdot \rho_{1I} \cdot w_{\text{рек}}}} = 0.273 \text{ м}$$

Плотность газа в трубопроводе

$$\rho_{2I} := \frac{P_H}{R \cdot T_{HI}} = 4.052 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Диаметр нагнетающего трубопровода

$$DN_{HI} := \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho_{2I} \cdot w_{рек}}} = 0.218 \text{ m}$$

