

1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Согласно заданию на проектирование в качестве исходных данных выступают следующие величины.

Таблица 1.1 – Исходные данные к расчету компрессора

Наименование параметра	Обозначение	Величина
Давление всаса компрессора	$P_{вс}$	0,100 МПа
Давление нагнетания	$P_{нг}$	0,785 МПа
Объемная производительность, отнесенная к условиям всасывания	V	50 м ³ /мин

1. Выбор числа ступеней

По графику изотермического индикаторного КПД [1, рис. III.5] находим, что для давления $P_{нг} = 0.785$ МПа оптимальное число ступеней равно 2. Общее отношение давлений

$$\varepsilon := \frac{P_{нг}}{P_{вс}} = \frac{0,785}{0,100} = 7,85$$

Давление всаса первой ступени равно давлению всаса компрессора

$$P_{вс1} = P_{вс} = 0,100 \text{ МПа}$$

Давление нагнетания последней (второй) ступени равно давлению нагнетания компрессора

$$P_{н2} = P_{нг} = 0,785 \text{ МПа}$$

2. Давление в ступенях

Поскольку сжатие начинается с атмосферного давления, то давление нагнетания в первой ступени определим по номограмме [1, рис. III.4].

$$P_{н1} := 0.3 \text{ МПа}$$

		N				

Тогда показатель адиабаты атмосферного воздуха

$$\frac{1}{k} = \sum \frac{\alpha_i}{k_i - 1}$$

где α_i – доля i -го компонента в смеси газов;

k_i – показатель адиабаты i -го компонента смеси газов.

Тогда

$$\Sigma := \frac{0.79}{1.4 - 1} + \frac{0.21}{1.4 - 1} = 2,50$$

Тогда показатель адиабаты

$$k = \frac{1}{\Sigma} = \frac{1}{2,5} = 1,4$$

Значение газовой постоянной определяем по формуле

$$R = \sum \frac{R_0}{\alpha_i M_i}$$

где M_i – молярная масса i -го компонента.

$$R := \frac{8310}{0.79 \cdot 28 + 0.21 \cdot 32} = 288 \frac{\text{Дж}}{\text{кг К}}$$

4. Температура газа.

Наиболее сложные условия работы компрессора будут летом. Принимаем температуру воздуха на всасе первой ступени

$$t_{вс1} = 25^\circ$$

$$T_{вс1} = t_{вс1} + 273 = 25 + 273 = 298 \text{ К}$$

Температура нагнетания первой ступени

$$t_{н1} = t_{вс1} \varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} = 25 \times 3^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 34$$

$$T_{н1} = t_{н1} + 273 = 34 + 273 = 307 \text{ К}$$

Принимаем начальную температуру охлаждающей воды +25 градусов. Учитывая неполное охлаждение газа в промежуточном холодильнике, принимаем температуру всасываемого газа второй ступени $t_{вс2} := 30$ градусов, т.е. на 5 граду-

		N				

Корректировку на влияние физических свойств газа выполнять не нужно, поскольку сжатию подвергается атмосферный воздух. Итого суммарный коэффициент утечки для каждой ступени

$$\Sigma v_1 := v_{\text{кл}} + v_{\text{п}} + v_{\text{с1}} = 0,01 + 0,015 + 0,000557 = 0,02556$$

$$\Sigma v_2 := v_{\text{кл}} + v_{\text{п}} + v_{\text{с2}} = 0,01 + 0,015 + 0,000922 = 0,02592$$

Тогда коэффициенты утечки по ступеням

$$\mu_{y1} := 1 + \Sigma v_1 = 1 + 0,02556 = 1,02556$$

$$\mu_{y2} := 1 + \Sigma v_2 = 1 + 0,02592 = 1,02592$$

Для определения коэффициентов выделения влаги проверяем наличие конденсации. Для соответствующих температур всасывания давления насыщенного водяного пара [1, табл. III.3]

$$t_{\text{вс1}} = 25.0 \quad \rightarrow \quad p_{\text{нп1}} := 3166 \text{ Па}$$

$$t_{\text{вс2}} = 30.0 \quad \rightarrow \quad p_{\text{нп2}} := 4241 \text{ Па}$$

Принимаем влажность воздуха

$$\varphi := 85\%$$

Тогда парциальное давление пара в воздухе, поступающем во вторую ступень, при отсутствии конденсации в холодильнике достигло бы

$$p_{\text{п2}} := \varphi \cdot p_{\text{нп1}} \cdot \varepsilon_1 = 0,85 \times 3166 \times 3,00 = 8073 \text{ Па}$$

Полученное значение превышает давление насыщенных паров, следовательно, после I ступени происходит конденсация водяных паров, и во II ступень поступает воздух, насыщенный водяным паром. Тогда

$$\mu_{\text{вл2}} := \frac{p_{\text{вс1}} - \varphi \cdot p_{\text{нп1}}}{p_{\text{вс2}} - \varphi \cdot p_{\text{нп2}}} \cdot \frac{p_{\text{вс2}}}{p_{\text{вс1}}} = \frac{0,100 - 0,85 \times 3166}{0,300 - 0,85 \times 4241} \times \frac{0,300}{0,100} = 0,98$$

Значение коэффициентов отбора для обеих ступеней принимаем равными 1, т.е. нет ни отбора, ни подвода воздуха.

$$\mu_{o1} := 1$$

$$\mu_{o2} := 1$$

Тогда итоговые значения коэффициентов соотношения объемов

		N			

$$\lambda_{p1} := 0.98$$

$$\lambda_{p2} := 1.00$$

Значения тепловых коэффициентов принимаем по графику [1, рис. II.10]

$$\varepsilon_1 = 3.00 \quad \rightarrow \quad \lambda_{T1} := 0.925$$

$$\varepsilon_2 = 2.62 \quad \rightarrow \quad \lambda_{T2} := 0.935$$

Итого

$$\lambda_{H1} := \lambda_{p1} \cdot \lambda_{v1} \cdot \lambda_{T1} = 0,98 \times 0,880 \times 0,925 = 0,798$$

$$\lambda_{H2} := \lambda_{p2} \cdot \lambda_{v2} \cdot \lambda_{T2} = 1,00 \times 0,884 \times 0,935 = 0,826$$

Результаты расчетов сведем в таблицу

Таблица 1.6 – Коэффициенты наполнения

Ступень	λ_p	λ_v	λ_T	λ_H
I	0,98	0,880	0,925	0,798
II	1,00	0,884	0,935	0,826

8. Секундные рабочие объемы

Секундные рабочие объемы находим по формуле [1, ф-ла III.26]

$$V_{h1} := V \cdot \frac{\mu_1}{\lambda_{H1}} = \frac{50}{60} \times \frac{1.0256}{0.798} = 1.07 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{h2} := V \cdot \frac{\mu_2}{\lambda_{H2}} \cdot \frac{P_{bc1}}{P_{bc2}} \cdot \frac{T_{bc2}}{T_{bc1}} = \frac{50}{60} \times \frac{1.0105}{0.826} \times \frac{0.100}{0.300} \times \frac{303}{298} = 0.35 \text{ м}^3/\text{с}$$

9. Предварительные значения поршневых сил

Предварительно принимаем значение средней скорости поршня

$$c_{cp} := 3 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Предварительные значения рабочей площади поршней находим по формуле

		N			

$$P_{\text{вс2}} = 0.300 \text{ МПа} \quad \rightarrow \quad \delta_{\text{вс2}} := 4\%$$

$$P_{\text{н2}} = 0.785 \text{ МПа} \quad \rightarrow \quad \delta_{\text{н2}} := 12\%$$

Соответственно

$$xP_{\text{вс1}} := (1 - \delta_{\text{вс1}}) \cdot P_{\text{вс1}} = (1 - 0,05) \times 0,100 = 0,095 \text{ МПа}$$

$$xP_{\text{н1}} := (1 - \delta_{\text{н1}}) \cdot P_{\text{н1}} = (1 - 0,17) \times 0,300 = 0,249 \text{ МПа}$$

$$xP_{\text{вс2}} := (1 - \delta_{\text{вс2}}) \cdot P_{\text{вс2}} = (1 - 0,04) \times 0,300 = 0,288 \text{ МПа}$$

$$xP_{\text{н2}} := (1 - \delta_{\text{н2}}) \cdot P_{\text{н2}} = (1 - 0,12) \times 0,785 = 0,691 \text{ МПа}$$

Результаты расчетов сведем в таблицу

Таблица 1.8 – Давления всасывания и нагнетания с учетом потерь

Ступень	Номинальное давление, МПа		Давление с учетом потерь, МПа	
	всасывания, $P_{\text{вс}}$	нагнетания, $P_{\text{нг}}$	всасывания, $xP_{\text{вс}}$	нагнетания, $xP_{\text{нг}}$
I	0,100	0,300	0,095	0,249
II	0,300	0,785	0,288	0,691

Тогда значения поршневых сил в конце хода к валу

$$P_{\text{в1}} := xP_{\text{н1}} \cdot F_{\text{в1}} - xP_{\text{вс1}} \cdot F_{\text{к1}} = 249 \times 0,3504 - 95 \times 0,3637 = 52,70 \text{ кН}$$

$$P_{\text{в2}} := xP_{\text{н2}} \cdot F_{\text{в2}} - xP_{\text{вс2}} \cdot F_{\text{к2}} = 691 \times 0,1085 - 288 \times 0,1217 = 39,87 \text{ кН}$$

Значения поршневых сил в конце хода к крышке

$$P_{\text{к1}} := xP_{\text{вс1}} \cdot F_{\text{в1}} - xP_{\text{н1}} \cdot F_{\text{к1}} = 95 \times 0,3504 - 249 \times 0,3637 = -57,27 \text{ кН}$$

$$P_{\text{к2}} := xP_{\text{вс2}} \cdot F_{\text{в2}} - xP_{\text{н2}} \cdot F_{\text{к2}} = 288 \times 0,1085 - 691 \times 0,1217 = -52,86 \text{ кН}$$

10. Выбор базы компрессора

По рассчитанным поршневым силам выбираем базу 7П по таблице [1, табл. XII.2]. Максимальная поршневая сила для этой базы составляет 70 кН, ход поршня 300 мм, число рядов 2, исполнение угловое, частота вращения вала 375 об/мин, средняя скорость поршня 3.75 м/с, максимальная мощность в ряду 150 кВт.

		N			

Механический КПД принимаем

$$\eta_M := 95\%$$

Мощность на валу компрессора

$$N_K := \frac{N_{\text{инд}}}{\eta_M} = \frac{268}{0,95} = 283 \text{ кВт}$$

При запасе мощности, который принимаем 5%, необходимая мощность двигателя

$$N_{\text{дв}} := 1.05N_K = 1,05 \times 283 = 297 \text{ кВт}$$

Согласно нормальному ряду [1, табл. XII.6] выбираем электродвигатель мощностью

$$N_{\text{дв}} := 320 \text{ кВт}$$

		N	.	.	.	

Модуль Юнга для выбранного материала (сталь)

$$E := 10^5 \text{ МПа}$$

Предел упругости для выбранного материала

$$\sigma_{\text{упр}} := 130 \text{ МПа}$$

Предел прочности для выбранного материала

$$\sigma_0 := 180 \text{ МПа}$$

Предел текучести (1%) для выбранного материала

$$\sigma_{m1} := 160 \text{ МПа}$$

Вспомогательный коэффициент

$$c := \frac{\sigma_{\text{упр}}}{\frac{2}{\pi} \cdot E} = \frac{130}{3.14^2 \times 10^5} = 1.32 \times 10^{-4}$$

Максимальное сжимающее напряжение по x

$$\sigma_{\text{maxX}} := P_{\text{сж}} \cdot \left(\frac{1}{F} + c \cdot \frac{L^2}{J_x} \right) = 52300 \times \left(\frac{1}{900} + 1.32 \times 10^{-4} \frac{700^2}{2.67 \times 10^5} \right) = 70.75 \text{ МПа}$$

Максимальное сжимающее напряжение по y

$$\sigma_{\text{maxY}} := P_{\text{сж}} \cdot \left(\frac{1}{F} + c \cdot \frac{L^2}{4J_y} \right) = 52300 \times \left(\frac{1}{900} + 1.32 \times 10^{-4} \frac{700^2}{4 \times 4.75 \times 10^4} \right) = 75.87 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение по x

$$\sigma_{\text{срX}} := \frac{\sigma_{\text{maxX}} + \sigma_p}{2} = \frac{70.75 + 63.18}{2} = 66.96 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение по y

$$\sigma_{\text{срY}} := \frac{\sigma_{\text{maxY}} + \sigma_p}{2} = \frac{75.87 + 63.18}{2} = 69.53 \text{ МПа}$$

Амплитуда отнулевого цикла по x

$$\sigma_{\text{ампX}} := \frac{\sigma_{\text{maxX}} - \sigma_p}{2} = \frac{70.75 - 63.18}{2} = 3.78 \text{ МПа}$$

Амплитуда отнулевого цикла по y

		N				

Максимальная действующая сила из расчета шатуна

$$P_{\max} := \max(P_{\text{сж}}, P_{\text{шпр}}) = \max(52.30, 56.86) = 56.86 \text{ кН}$$

Принимаем диаметр штока

$$d_{\text{шт}} = 130 \text{ мм}$$

Диаметр цилиндра (из технологического расчета)

$$D_1 = 950.00 \text{ мм}$$

Толщина цилиндрических стенок и ребер (принимаем конструктивно с последующим поверочным расчетом)

$$\Delta := 20 \text{ мм}$$

Толщина покрывных дисков

$$\delta := 15 \text{ мм}$$

Конструктивный размер

$$r_i := \frac{d_{\text{шт}}}{2} + \Delta = \frac{130}{2} + 20 = 85 \text{ мм}$$

$$r_H := \frac{D_1}{2} + \Delta = \frac{950}{2} + 20 = 495 \text{ мм}$$

Принимаем число ребер

$$z := 4$$

Тогда

$$\tau := \frac{z \cdot \Delta}{\pi \cdot (r_H + r_i)} = \frac{4 \times 20}{3.14 \times (495 + 85)} = 0.0439$$

Приведенный радиус дискового поршня

$$r_{\text{пр}} := \sqrt{\frac{\tau}{z} \cdot (r_H^2 - r_i^2)} = \sqrt{\frac{0.0439}{4} (495^2 - 85^2)} = 51.09 \text{ мм}$$

Максимальное напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{изгmax}} := \frac{75}{m^2} \cdot P_{\max} \cdot \left(\frac{r_{\text{пр}}}{\delta} \right)^2 = 75 \times 56860 \times \left(\frac{51.09}{15} \right)^2 = 49.47 \text{ МПа}$$

Поршень I ступени удовлетворяет условию прочности.

		N	.	.	.	

$$E := 10^5 \text{ МПа}$$

Предел упругости для выбранного материала

$$\sigma_{\text{упр}} := 130 \text{ МПа}$$

Предел прочности для выбранного материала

$$\sigma_0 := 180 \text{ МПа}$$

Предел текучести (1%) для выбранного материала

$$\sigma_{m1} := 160 \text{ МПа}$$

Вспомогательный коэффициент

$$c := \frac{\sigma_{\text{упр}}}{\frac{2}{\pi} \cdot E} = \frac{130}{3.14^2 \times 10^5} = 1.32 \times 10^{-4}$$

Максимальное сжимающее напряжение по x

$$\sigma_{\text{maxX}} := P_{\text{сж}} \cdot \left(\frac{1}{F} + c \cdot \frac{L^2}{J_x} \right) = 41350 \times \left(\frac{1}{752} + 1.32 \times 10^{-4} \frac{700^2}{2.40 \times 10^5} \right) = 66.11 \text{ МПа}$$

Максимальное сжимающее напряжение по y

$$\sigma_{\text{maxY}} := P_{\text{сж}} \cdot \left(\frac{1}{F} + c \cdot \frac{L^2}{4J_y} \right) = 41350 \times \left(\frac{1}{752} + 1.32 \times 10^{-4} \frac{700^2}{4 \times 3.75 \times 10^4} \right) = 72.78 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение по x

$$\sigma_{\text{срX}} := \frac{\sigma_{\text{maxX}} + \sigma_p}{2} = \frac{66.11 + 72.27}{2} = 69.19 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение по y

$$\sigma_{\text{срY}} := \frac{\sigma_{\text{maxY}} + \sigma_p}{2} = \frac{72.78 + 72.27}{2} = 72.53 \text{ МПа}$$

Амплитуда отнулевого цикла по x

$$\sigma_{\text{ампX}} := \frac{\sigma_{\text{maxX}} - \sigma_p}{2} = \frac{72.27 - 66.11}{2} = 3.08 \text{ МПа}$$

Амплитуда отнулевого цикла по y

$$\sigma_{\text{ампY}} := \frac{\sigma_{\text{maxY}} - \sigma_p}{2} = \frac{72.78 - 72.27}{2} = 0.26 \text{ МПа}$$

		N				

Момент сопротивления сечения В

$$W_{крВ} := \frac{2J_{крВ}}{R_H - R_{ВН}} = \frac{2 \times 17225}{19.5 - 15.5} = 8612 \text{ см}^3$$

Изгибающее напряжение в сечении А

$$\sigma_{изгА} := P \cdot \left[\frac{0.025L_{кг}}{W_{крВ} \cdot \left(1 + \frac{J_{вТА}}{J_{крВ}} \right)} + \frac{0.4}{F_{вТА} + F_{крВ}} \right] =$$
$$= 56.86 \times \left[\frac{0.025 \times 14.0}{8612 \times \left(\frac{4573}{17225} \right)} + \frac{0.4}{21 + 56} \right] = 2,97 \text{ МПа}$$

Базовый момент

$$M_0 := 0.023 \cdot P \cdot L_{\sigma} = 0.023 \times 56860 \times 0.36 = 471 \text{ Н} \times \text{м}$$

Приведенный момент

$$M := \frac{M_0}{1 + \frac{J_{вТА}}{J_{крВ}}} = \frac{471}{1 + 4573 / 17225} = 375 \text{ Н} \times \text{м}$$

Базовая нагрузка

$$N_0 := 0.4 \cdot P = 0.4 \times 56.86 = 22.74 \text{ кН}$$

Приведенная нагрузка

$$N := \frac{N_0}{1 + \frac{F_{вТА}}{F_{крВ}}} = \frac{22.74}{1 + 21 / 56} = 16.54 \text{ кН}$$

Напряжение изгиба в сечении В

$$\sigma_{изгВ} := \frac{M}{W_{крВ}} + \frac{N}{F_{крВ}} = \frac{375}{8612} + \frac{16.54}{56} = 3.00 \text{ МПа}$$

Кривошипные головки шатунов обеих ступеней удовлетворяют условию прочности.

		N				

7. Динамический расчет вала.

Задачей динамического расчета является определение сил и моментов, действующих на детали кривошипно-шатунных групп и корпус компрессора.

Особенностью динамического расчета многорядного компрессора является то, что на вал действуют силы от нескольких поршней, расположенных по разным направлениям. Расчет таких компрессоров выполняют по следующей схеме:

- 1) определение сил и моментов от каждого поршня, действующих на детали кривошипно-шатунных групп и корпус компрессора;
- 2) определение суммарных сил и моментов, действующих на детали кривошипно-шатунных групп и корпус компрессора.

Моментом от сил инерции шатуна

$$M_{ш} = J_{ш} \frac{d^2\theta}{dt^2}$$

при расчетах пренебрегают, а его массу $m_{ш}$ разносят на две, сосредоточивая их на оси поршневого ($m_{ш1}$) и кривошипного ($m_{ш2}$) пальцев:

$$m_{ш1} = 0,3m_{ш}$$

$$m_{ш2} = m_{ш} - m_{ш1}$$

Тогда расчетная схема для вертикального (большого поршня) будет следующей:

		N				

На систему действуют следующие силы.

1. К поршневому пальцу в точке А приложена переменная сила P_{Π} с положительным направлением вдоль оси x. Составляющие этой силы

$$P_N = P_{\Pi} \operatorname{tg} \theta$$

$$P_K = \frac{P_{\Pi}}{\cos \theta}$$

$$P_Z = P_{\Pi} \frac{\cos (\varphi + \theta)}{\cos \theta}$$

$$P_T = P_{\Pi} \frac{\sin (\varphi + \theta)}{\cos \theta}$$

Сила P_N и P_Z передается на направляющие крейцкопфа, сила P_K и P_T сжимают (растягивают) шатун, нагружают кривошипный и коренные подшипники коленчатого вала.

2. Центробежная сила инерции вращающихся масс, постоянная по величине

$$P_{\text{ин. вр.}} = m_{\text{вр}} R \omega^2$$

Эта сила приложенная к оси кривошипного пальца в точке В, растягивает кривошип и нагружает коренные подшипники коленчатого вала.

3. Весом пренебрегают, за исключением веса поршневой группы при горизонтальном расположении ряда.

4. К оси коленчатого вала в точке O' приложены момент движущих сил приводного двигателя $M_{\text{дв.с}}$ и противодействующий момент сил сопротивления $M_{\text{с.с}} = P_T R$, приводящие к колебаниям частоты вращения $n = \omega/2\pi$ коленчатого вала при установившемся режиме работы.

Динамический расчет ведется для ряда последовательных положений кривошипа φ , отсчитываемых в направлении вращения, и перемещений поршня S , отсчитываемых от ВМТ

$$S_x = R \left(1 - \cos \varphi + \frac{1 - \cos \theta}{\lambda_R} \right)$$

где

		N				

Расположение цилиндра	Угол поворота коленчатого вала $\varphi, ^\circ$	A, МПа	Индикаторное давление p_r при	
			$p_2 \geq A \geq p_1$	$p_2 \leq A \leq p_1$
Со стороны крышки	$0 \leq \varphi \leq 180$	$A = p_2 \left(\frac{\alpha_M}{\alpha_M + S_X/S} \right)^{n_p}$	$p_r = A$	$p_r = p_1$
	$180 \leq \varphi \leq 360$	$A = p_1 \left(\frac{1 + \alpha_M}{\alpha_M + S_X/S} \right)^{n_{сж}}$	$p_r = A$	$p_r = p_2$
Со стороны коленчатого вала	$0 \leq \varphi \leq 180$	$A = p_1 \left(\frac{\alpha_M}{1 + \alpha_M - S_X/S} \right)^{n_{сж}}$	$p_r = A$	$p_r = p_2$
	$180 \leq \varphi \leq 360$	$A = p_2 \left(\frac{1 + \alpha_M}{1 + \alpha_M - S_X/S} \right)^{n_p}$	$p_r = A$	$p_r = p_1$

Весь вычислительный процесс по определению сил и давлений следует проводить с использованием ЭВМ. Результаты расчетов сведены ниже в таблицу и показаны графически.

		N				

Угол поворота $\varphi, ^\circ$	Усилие от давления газа, кН				Силы вдоль оси шатуна, кН			Тангенциальные силы, кН			
	P_{r1}	P_{r2}	P_{r3}	P_{r4}	$P_{кг}$	$P_{инн}$	Σ	$P_{тг}$	$P_{тинн}$	$P_{тр}$	Σ
140	32,96	11,74	11,88	3,94	7,97	36,89	44,86	2,84	12,47	-1,21	14,10
150	30,92	11,64	11,27	3,94	7,87	38,96	46,83	2,07	10,08	-1,21	10,94
160	28,92	11,64	10,66	3,94	7,87	40,20	48,07	1,52	6,80	-1,21	7,10
170	27,23	11,69	10,09	3,94	8,08	40,86	48,94	1,10	3,59	-1,21	3,48
180	25,73	11,69	9,67	3,94	8,23	41,15	49,38	0,42	-0,13	-1,21	-0,93
190	24,26	11,74	9,25	4,04	8,52	40,97	49,49	-0,40	-4,43	-1,21	-6,04
200	22,88	11,74	8,83	3,99	9,07	40,20	49,27	-1,29	-8,00	-1,21	-10,50
210	21,74	11,74	8,45	3,94	9,61	38,82	48,43	-2,30	-10,97	-1,21	-14,48
220	20,69	11,74	8,08	3,94	10,27	36,92	47,19	-3,52	-13,13	-1,21	-17,86
230	19,67	11,74	7,70	3,94	11,69	33,97	45,66	-4,83	-14,45	-1,21	-20,49
240	18,97	11,74	7,32	3,94	13,11	30,59	43,70	-6,51	-15,00	-1,21	-22,72
250	18,22	11,74	7,00	3,94	15,73	25,71	41,44	-8,66	-14,62	-1,21	-24,49
260	17,40	11,74	6,62	3,94	19,12	19,92	39,04	-11,59	-12,63	-1,21	-25,43
270	16,57	11,74	6,39	3,94	24,30	11,54	35,83	-15,88	-7,87	-1,21	-24,96
280	16,01	11,74	6,10	3,94	32,12	0,80	32,92	-20,97	-1,14	-1,21	-23,32
290	15,45	11,74	5,73	3,94	41,03	-8,04	32,99	-25,45	5,77	-1,21	-20,90

