

Министерство образования и науки Российской Федерации
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Институт энергетики и транспортных систем

Работа допущена к защите
Заведующий кафедрой
_____ Ю.В.Кожухов
« ___ » _____ 2019г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА

Расчет и проектирование комбинированной энергетической установки с компрессорным надувом.

по направлению 13.03.03 – Энергетическое машиностроение
по образовательной программе
13.03.03_06 – Компрессорные и холодильные машины и установки

Выполнил
студент гр.43224/1

Руководитель
доцент

А. А. Лебедев

Консультант
асс.

С. В. Карташов

Санкт-Петербург
2019

Содержание

Содержание	2
1. Введение	5
2. Постановка задачи.....	11
3. Выбор схемы СПГГ.....	13
4. Термодинамический Расчет СПГГ	14
4.1. Определение размеров двигателя	14
4.2. Определение размеров компрессора.....	16
4.3. Определение коэффициента избытка воздуха при продувке	18
4.4. Определение давления подпитки буферного цилиндра и его мертвого пространства.....	19
4.5. Определение суммарного коэффициента избытка воздуха.....	25
4.6. Определение температуры газа.....	26
4.7. Определение мощности СПГГ по газу	27
4.8. Проверка.....	28
5. Динамический расчет СПГГ	30
5.1. Определение силы трения	37
6. Синхронизирующий механизм.....	38
6.1. Геометрические расчеты зубчатой передачи.	38
6.2. Проверочные расчёты на прочность и выносливость.....	40
6.3. Проверочный расчет подшипников	45
7. Охрана труда.....	46
7.1. Техника безопасности.....	46
7.2. Производственная санитария.	47
7.3. Шум.	47

7.4.	Вентиляция.....	48
7.5.	Вибрация.	48
7.6.	Пожарная безопасность.	48
8.	Заключение	49
	Список используемой литературы	50

Реферат

Свободнопоршневой компрессор, свободнопоршневой генератор газа, термодинамический расчет, динамический расчет, поршни, синхронизирующий механизм, зубчатая передача.

В ходе проделанной работы был рассчитан свободнопоршневой генератор газа с турбонаддувом. Были рассчитаны его геометрические параметры, был произведен термодинамический и динамический расчеты. Был спроектирован синхронизирующий механизм, в основе которого лежат колеса с зубчатым зацеплением.

THE ABSTRACT

Free piston compressor, free piston gas generator, thermodynamic calculation, dynamic calculation, pistons, synchronization mechanism, gear.

During the work done, a free piston gas generator with turbocharging was calculated. Its geometrical parameters were calculated, thermodynamic and dynamic calculations were performed. A synchronization mechanism was designed, which is based on gear wheels.

1. Введение

Одной из разновидностей компрессорных машин являются свободнопоршневые компрессоры (СПК).

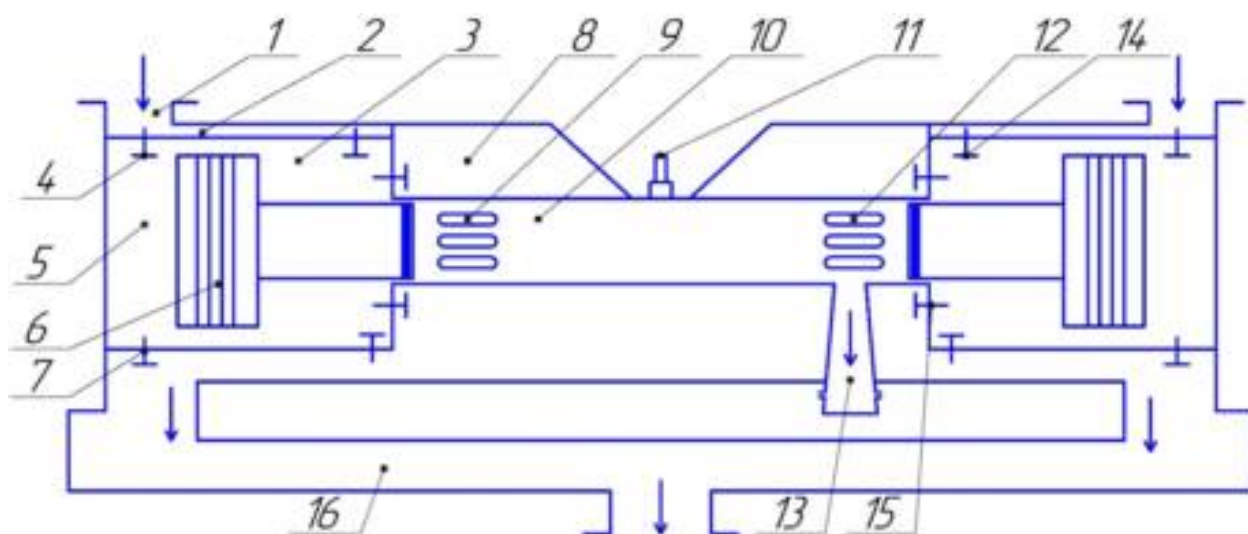


Рис. 1 Общая схема одноступенчатого свободнопоршневого компрессора.

1 – всасывающий патрубок;

2 – полость всасывания;

3 – полость цилиндра продувочного насоса;

4 – всасывающий клапан компрессора;

5 – рабочая полость компрессора;

6 – дифференциальный поршень;

7 – нагнетательный клапан компрессора;

8 – продувочный ресивер;

9 – продувочные окна;

10 – цилиндр двигателя;

11 – форсунка;

12 – выпускные (выхлопные) окна;

13 – выхлопная труба;

14 – всасывающий клапан продувочного насоса;

15 – нагнетательный клапан продувочного насоса;

16 – нагнетательный коллектор компрессора

Эта машина работает следующим образом: поршни 6 (дизеля и компрессора) разводятся в стороны и ставятся в пусковое положение. В цилиндр компрессора 5 подается пусковой воздух (в СПК обычно используется воздушный пуск). Под воздействием давления этого воздуха поршни движутся к цилиндру машины, перекрываются продувочные 9 и выхлопные 12 окна. Оставшийся воздух в цилиндре двигателя 10 сжимается, и температура его повышается. При подходе поршней к мертвой точке через форсунку 11 впрыскивается топливо, происходит его самовоспламенение. Поршни останавливаются. В цилиндре двигателя образуются продукты сгорания с большим давлением, которые, действуя на поршни, сообщают им движение в противоположные стороны – в направлении к крышкам компрессора. При движении поршней к центру машины в компрессоре происходит всасывание воздуха через всасывающие клапаны 4, в продувочном насосе 3 – сжатие и нагнетание воздуха через нагнетательные клапаны 15 в ресивер 8. При движении поршней к крышкам компрессора в двигателе происходит расширение продуктов сгорания и при открытии продувочных и выхлопных окон – очистка цилиндра и наполнение его свежим зарядом воздуха, в компрессоре – сжатие и нагнетание воздуха через клапаны 7 в ресивер (нагнетательный коллектор) 16 и далее к потребителю, в продувочном насосе - всасывание через клапаны 14. Оставшийся воздух в мертвых пространствах компрессора после остановки поршней наружных мертвых точках расширяется и заставляет поршни двигаться к центру машины. Цепи повторяются.

Американские инженеры и учёные, в 2004 г. основавшие компанию Achates Power (Сан-Диего), руководствовались амбициозной идеей: путём внедрения

БОЛЬШЕ ИНФОРМАЦИИ ПО КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ СМОТРИТЕ НА WWW.KVIHT.RU

последних технологических достижений превратить малораспространённый двухтактный компрессионный двигатель с оппозитным расположением двух поршней в цилиндре в основу для экологически чистого и эффективного двигателя будущего.

Возвратно-поступательные движения совершается за счет наличия цилиндрах двух поршней, которые совершают возвратно-поступательные движения, для этих двигателей не нужна головка цилиндра, из-за которой происходит потеря тепла в обычных ДВС. Специальные окна в стенках цилиндров заменяют клапаны сложной конфигурации и газораспределительный механизм, создающий неизбежные потери на трение. Открывающиеся при движении поршней впускные окна с одной стороны цилиндра и выпускные с другой обеспечивают равномерный впрыск топливо-воздушной смеси и эффективное удаление продуктов сгорания. Механические нагрузки на блок цилиндров сбалансированы, что помогает снизить его массу.

БОЛЬШЕ ИНФОРМАЦИИ ПО КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ СМОТРИТЕ НА WWW.KVIHT.RU



Рис. 2 Свободнопоршневой двигатель внутреннего сгорания [1]

Подобные двигатели применялись на танках ещё в начале 1960-х годов. В 1961 г. «партия и правительство» приняли решение о создании на Харьковском заводе транспортного машиностроения им. Малышева нового танка Т-64. По некоторым данным, основой для него должна была послужить конструкторская документация на английский танк «Чифтен», добытая советской разведкой на разработавшей её фирме «Лейланд». Среди ряда нововведений англичан - применение именно двухтактного дизеля с оппозитным расположением поршней. После долгих раздумий и мучительных попыток преодолеть конструктивные недостатки, присущие английскому мотору, в Советском Союзе родился оппозитный турбодизель 5ТДФ.

Компания Achates Power при поддержке Аргоннской национальной лаборатории (США) и компании Delphi Automotive (Великобритания) получила трёхлетнее финансирование от Агентства перспективных исследований Министерства энергетики США (ARPA-E) на разработку нового бензинового оппозитного ДВС с компрессионным воспламенением. Предполагается, что он должен превзойти по эффективности обычный малоразмерный турбированный бензиновый двигатель более чем на 50% и при этом позволить снизить общую стоимость силовой установки.

Цель трёхлетнего проекта ARPA-E - создание трёхцилиндрового трёхлитрового бензинового оппозитного ДВС с компрессионным воспламенением для больших пассажирских автомобилей, пикапов, внедорожников и минивэнов. Но технологию, если она действительно окажется удачной, должно быть несложно распространить на двух- и четырёхцилиндровые двигатели. Первые можно использовать в небольших кроссоверах и среднеразмерных автомобилях, вторые - в малотоннажных грузовиках.

При бензиновом компрессионном воспламенении высокие температуры и давления в цилиндрах используются для спонтанного воспламенения бензинового топлива без помощи свечей зажигания. В оппозитном двигателе Achates Power двухтактная схема облегчает получение стабильных потоков воздуха и отработанных газов, чтобы обеспечить достаточно высокую температуру для воспламенения даже при небольших рабочих нагрузках. Задача стабилизации потоков принципиально облегчается благодаря симметрии камеры сгорания. Кроме того, для точного контроля за впрыском топлива и стратификацией рабочей смеси в системе сгорания используются расположенные противоположно по диаметру цилиндра двойные инжекторы. Они помогают обеспечить надёжное воспламенение и контролируемое выделение тепла в цилиндре.

БОЛЬШЕ ИНФОРМАЦИИ ПО КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ СМОТРИТЕ НА WWW.KVINT.RU

БОЛЬШЕ ИНФОРМАЦИИ ПО КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ СМОТРИТЕ НА WWW.KVINT.RU

2. Постановка задачи

Каждый год нефти и газодобывающие предприятия получают сотни компрессорных установок различных параметров и конструкций. Особое место в их ряду занимают передвижные компрессорные станции. С помощью этих станций осуществляются прогрессивные методы бурения, производятся испытания и опробования газовых, нефтяных скважин и прочее.

В ближайшее время прирост объёмов бурения разведочных и эксплуатационных скважин и рост добычи нефти осуществляется в основном за счет труднодоступных районов Сибири, освоение континентального шельфа и бурения глубоких и сверхглубоких скважин в старых районах. В связи с этим роль передвижных компрессорных станций еще более возрастает, а требования к ним существенно ужесточаются, как в части значительного снижения металлоёмкости, уменьшения габаритов, так и увеличение сроков службы, надежности в эксплуатации, упрощение профилактического обслуживания, и приспособление к климатическим условиям.

Отсутствие на сегодняшний день специализированного высокоэффективного компрессорного оборудования является серьезным препятствием внедрения целого ряда прогрессивных технических процессов в газовой, нефтяной и геологоразведочной промышленности.

Особо следует охарактеризовать потребности газовой промышленности в транспортабельных компрессорных установках для освоения газовых и нефтяных месторождений в шельфовых зонах морского побережья и глубоких и сверхглубоких горизонтов существующих месторождений. Требования к таким установкам – минимальная масса и габариты, желательно блочное и моноблочное исполнение, с массой одного блока не более 6000-7000 килограммов, возможность работать при низких температурах, фильтрация от пыли.

Перспективным направлением в создании таких установок является применение комбинированных схем, в которых сжатие воздуха происходит сначала в передвижном компрессоре (в центробежном или винтовом

БОЛЬШЕ ИНФОРМАЦИИ ПО КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ СМОТРИТЕ НА WWW.KVIN.T.RU

маслозаполненным), а затем в дожимающем поршневом или свободнопоршневом компрессоре до требуемого конечного давления. Еще одним вариантом является использование свободнопоршневых машин, работающих в комбинированном режиме, с непосредственным приводом дожимающего компрессора и газотурбинным приводом передвижного центробежного компрессора. В этом случае достигаются хорошие массогабаритные показатели и многотопливность компрессорной установки.

БОЛЬШЕ ИНФОРМАЦИИ ПО КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ СМОТРИТЕ НА WWW.KVIN.T.RU

3. Выбор схемы СПГГ.

Выбираем схему СПГГ с компрессором двойного действия и буферами высокого давления. В таком СПГГ во время прямого хода работа расширения газов в цилиндре 1 расходуется на сжатие воздуха в наружных компрессорах 2 и в буферных цилиндрах 3.

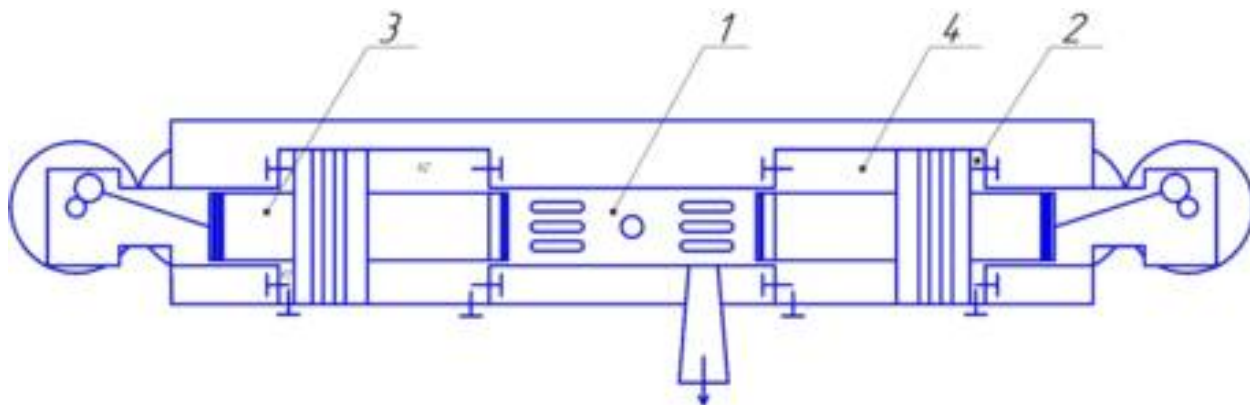


Рис. 3 Свободнопоршневой компрессор с синхронизатором поршней.

Одновременно с этим происходит расширение и всасывание воздуха во внутренние компрессорные цилиндры 4. Обратный поршня осуществляется за счет энергии, аккумулированной в буферах, а так же работы расширения воздуха, оставшегося в объемах вредных пространств наружных компрессоров. Для синхронизации поршней используется механизм с зубчатой передачей.

Применение компрессоров двойного действия позволяет уменьшить диаметры компрессорных цилиндров, определяющие поперечные размеры генератора, снизить массу поршневой группы, и тем самым увеличить число циклов СПГГ, так как существует следующая зависимость: $\frac{m_1}{m_2} = \frac{n_2^2}{n_1^2}$.

Таким образом, рассмотренная схема является перспективной с точки зрения создания более легких и малогабаритных СПГГ. Что касается диапазона регулирования мощности, то в этом отношении генератор газа с компрессором двойного действия занимает промежуточное положение между СПГГ с наружным и внутренним расположением компрессорных цилиндров.

4. Термодинамический Расчет СПГГ

4.1. Определение размеров двигателя

Абсолютное давление газа:

$$P_{га} = P_{г} + P_0$$

$$P_{га} = 6.3 + 1.233 = 7.533 \text{ атм}$$

Задаемся величиной потерь давления продувочного воздуха, в процессе выхлопа продувки

$$\Delta P_{г} = 0.5 \text{ кг/см}^2$$

Тогда давление воздуха в продувочном ресивере должно быть:

$$P_{к} = P_{га} + \Delta P_{г}$$

$$P_{к} = 7.533 + 0.5 = 8.033 \text{ кг/см}^2$$

Задаемся потерями давления в компрессоре:

$\beta_1 = 10\%$ - на всасывающих клапанах

$\beta_2 = 12\%$ - на нагнетательных клапанах

Давление всасывания в цилиндре компрессора будет равным:

$$P_{вс} = P_0 \left(1 - \frac{\beta_1}{100}\right)$$

$$P_{вс} = 1.033 \left(1 - \frac{10}{100}\right) = 0.93 \text{ кг/см}^2$$

Давление нагнетания в цилиндре компрессора будет равным:

$$P_{н} = P_{к} \left(1 - \frac{\beta_2}{100}\right)$$

$$P_{н} = 8.033 \left(1 - \frac{12}{100}\right) = 9 \text{ кг/см}^2$$

Степень сжатия в компрессоре:

$$\Pi_{к} = \frac{P_{н}}{P_{вс}}$$

$$\Pi_{к} = \frac{9.0}{0.93} = 9.68$$

Принимаем показатели политроп:

$$\text{В компрессоре} \begin{cases} n_{сж} = 1.38 \\ n_{расш} = 1.3 \end{cases}$$

4.3. Определение коэффициента избытка воздуха при продувке

Задаем следующие величины:

$\eta_{\vartheta} = 0.86$ - коэффициент наполнения цилиндра двигателя

$\lambda_{\Gamma} = 0.94$ - коэффициент герметичности

$\lambda_{\tau} = 0.96$ - коэффициент подогрева.

Удельный вес воздуха на всасывании:

$$\gamma_0 = \frac{P_0}{R \cdot T_0}$$

$$\gamma_0 = \frac{1.033 \cdot 10^4}{29.27 \cdot 293} = 1.21 \text{ кг/м}^3$$

Температура воздуха в продувочном ресивере:

$$T_{\text{к}} = \frac{T_0}{\lambda_{\tau}} \Pi_{\text{к}}^{\frac{n_c-1}{n_c}}$$

$$T_{\text{к}} = \frac{293}{0.96} 9.68^{\frac{1.38-1}{1.38}} = 570^{\circ}\text{K}$$

$$t_{\text{к}} = 297^{\circ}\text{C}$$

Удельный вес воздуха при продувке:

$$\gamma_{\text{к}} = \frac{P_{\text{га}}}{R \cdot T_{\text{к}}}$$

$$\gamma_{\text{к}} = \frac{7.533 \cdot 10^4}{29.27 \cdot 570} = 4.5 \text{ кг/м}^3$$

Коэффициент подачи компрессора:

$$\lambda = \lambda_{\text{об}} \cdot \lambda_{\tau} \cdot \lambda_{\text{р}} \cdot \lambda_{\Gamma}$$

$$\lambda = 0.288 \cdot 0.9 \cdot 0.94 \cdot 0.96 = 0.234$$

Где $\lambda_{\text{р}} = 1 - \frac{\beta_1}{100} = 1 - \frac{10}{100} = 0.9$ - коэффициент давления.

Коэффициент продувки (избытка воздуха) определяется по формуле:

$$\varphi = \frac{F_{\text{к}}}{F_{\text{г}}} \cdot \frac{\varepsilon_{\text{г}} - 1}{\varepsilon_{\text{г}}} \cdot \frac{1}{1 - \psi} \cdot \frac{\gamma_0}{\gamma_{\text{к}}} \cdot \frac{z \cdot \lambda}{\eta \cdot \vartheta}$$

$$\varphi = \frac{45.5}{11.3} \cdot \frac{5 - 1}{5} \cdot \frac{1}{0.7} \cdot \frac{1.21}{4.5} \cdot \frac{2 \cdot 0.234}{0.86} = 0.675$$

4.4. Определение давления подпитки буферного цилиндра и его мертвого пространства

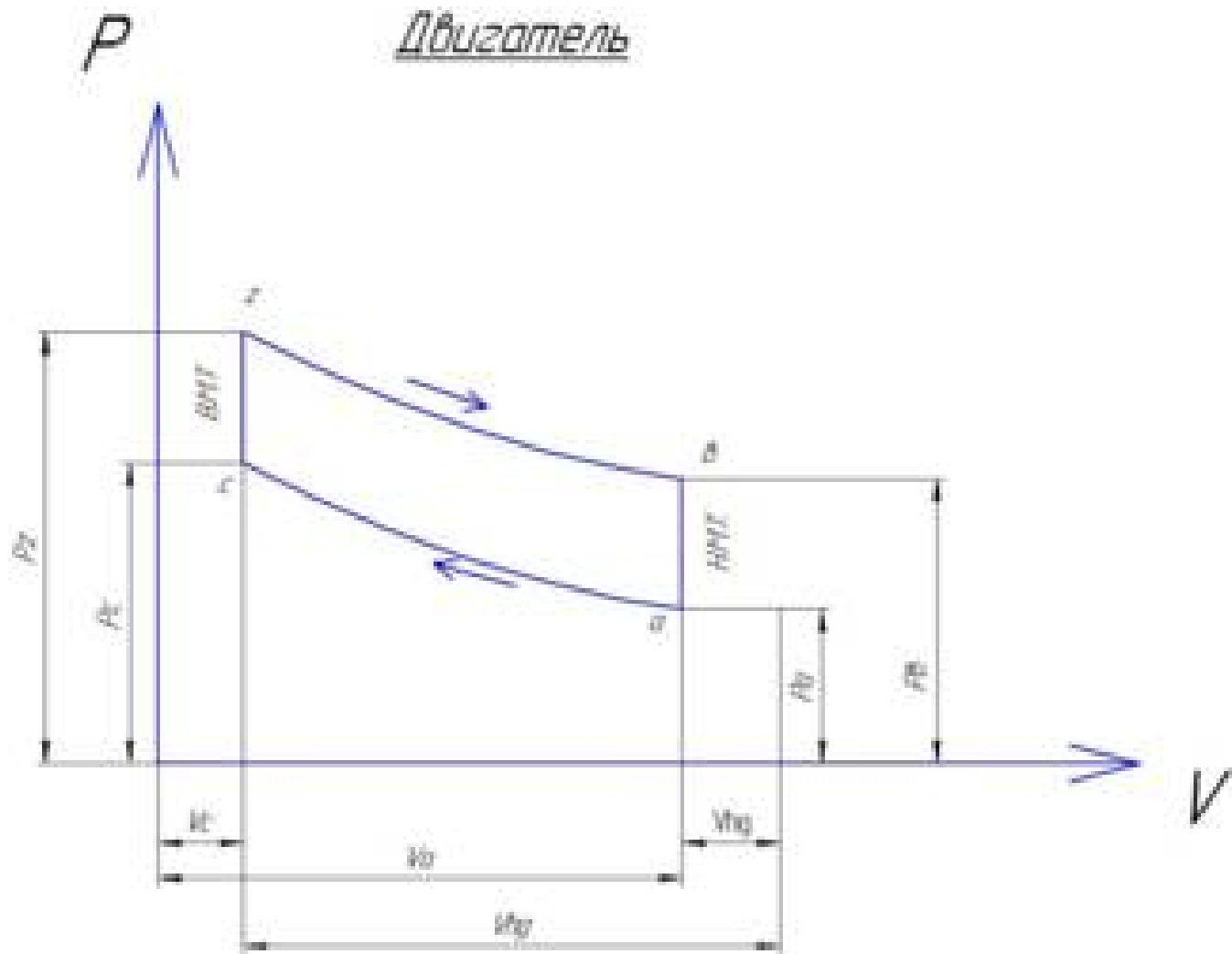


Рис. 4 PV диаграмма двигателя свободнопоршневого компрессора.

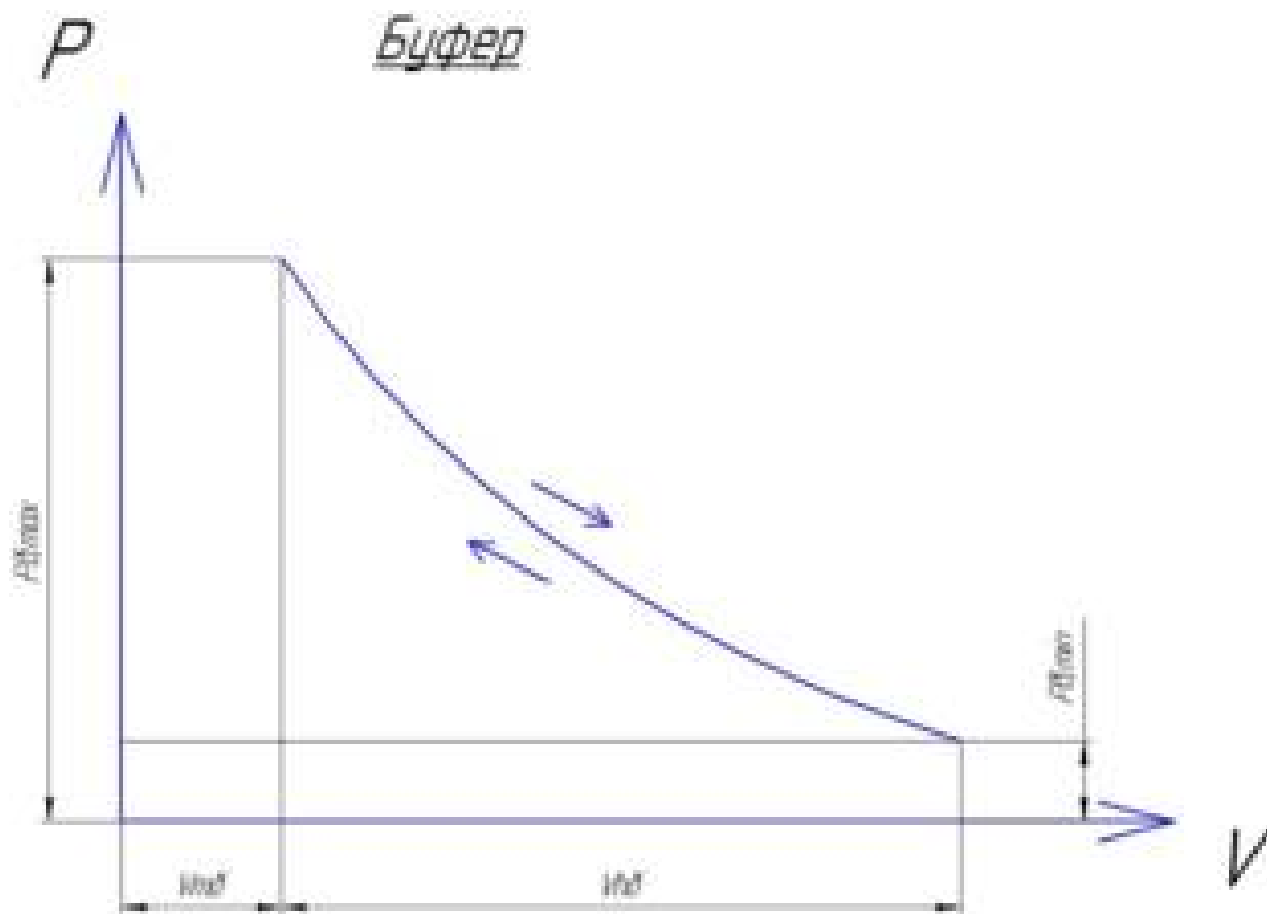


Рис. 5 PV диаграмма буфера свободнопоршневого компрессора.

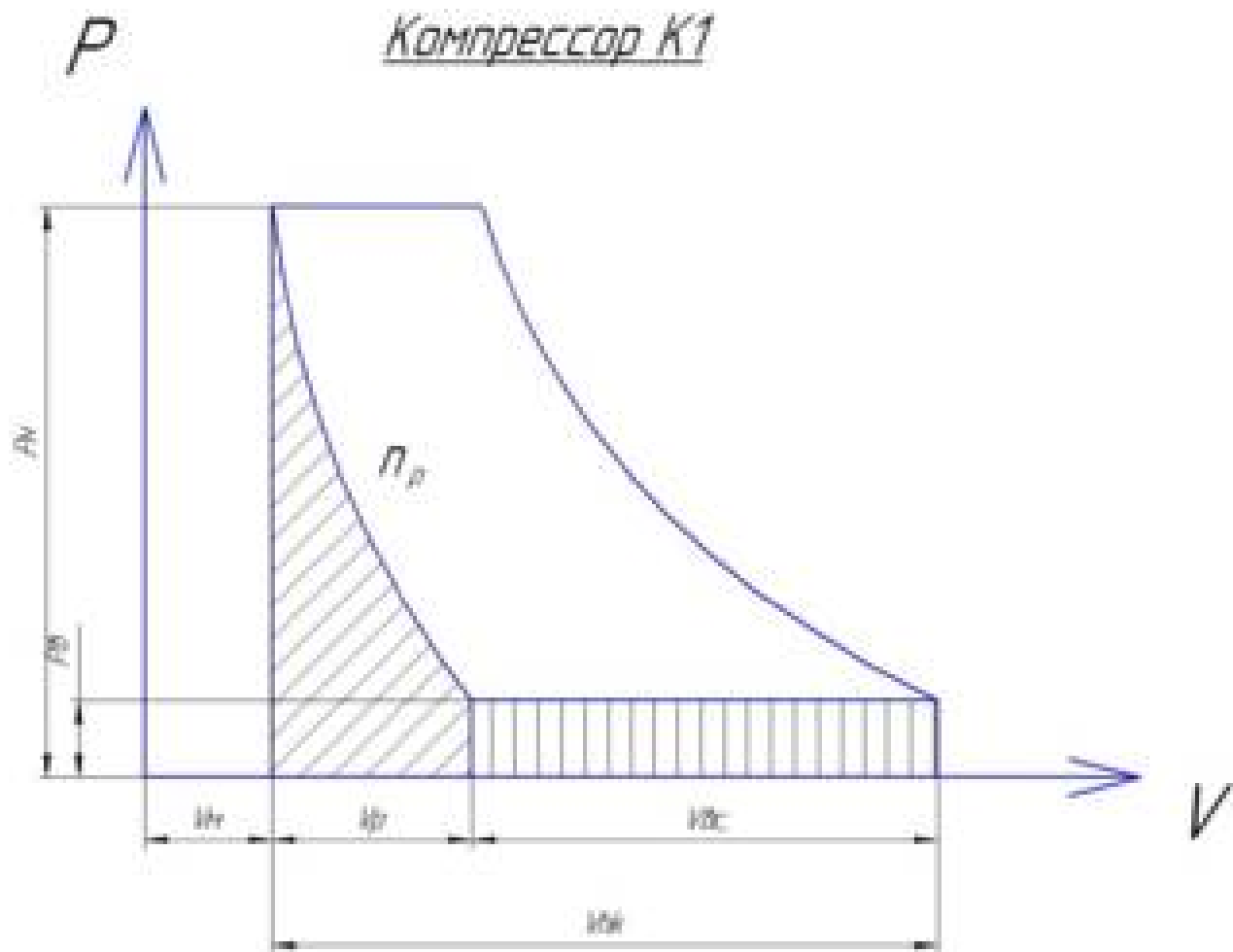


Рис. 6 PV диаграмма компрессора 1.

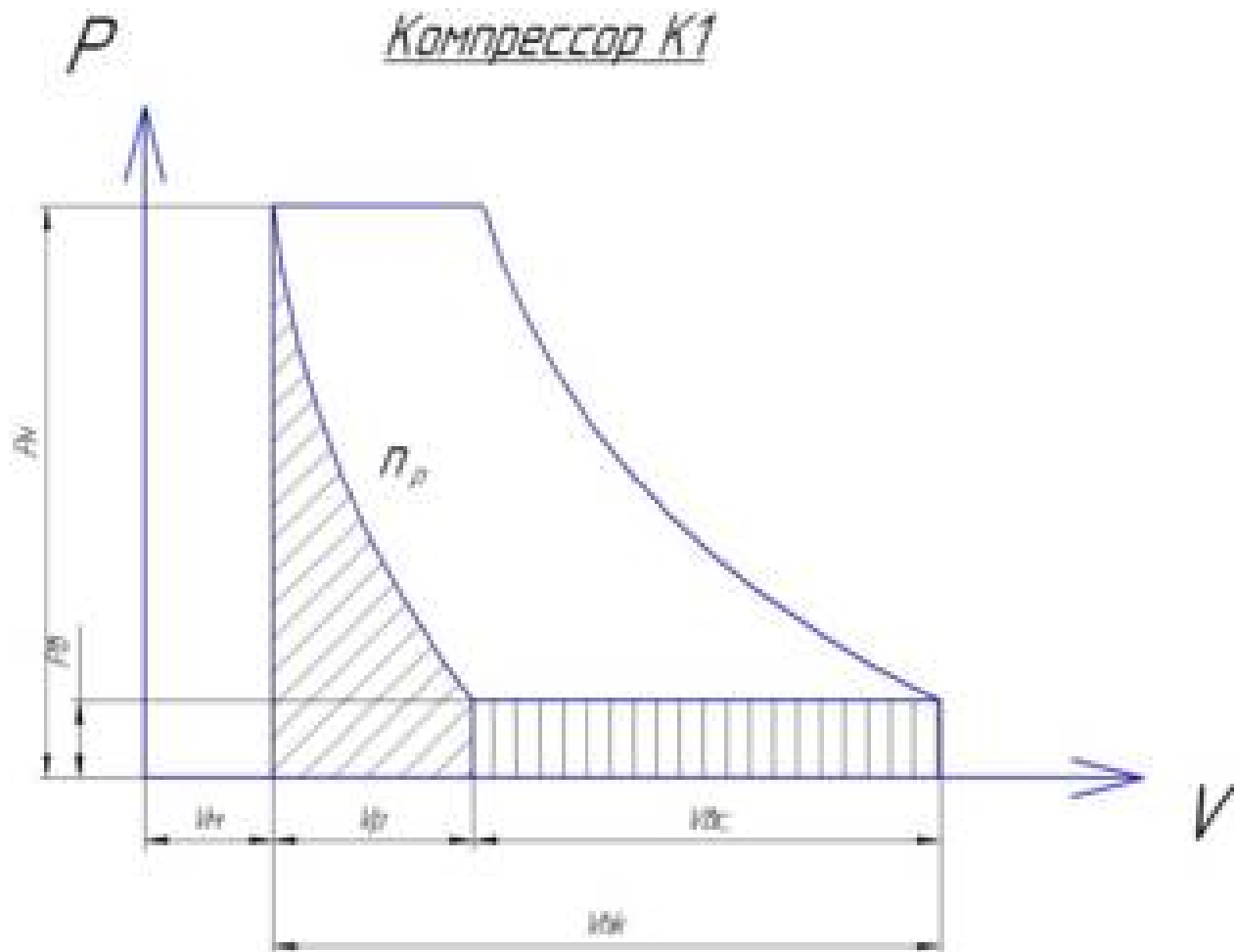


Рис. 7 PV диаграмма компрессора 2.

Составим уравнение баланса работ обратного хода одной поршневой группы

$$L_6^{\text{ox}} = L_g^{\text{ox}} + L_{\text{к1}}^{\text{ox}} + L_{\text{тр}}^{\text{ox}} - L_{\text{к1}}^{\text{u}}$$

Определим величину составляющих правой части уравнения и определим величину работы буфера.

Работа насоса и трения на обратном ходе:

$$L_{\text{тр}}^{\text{ox}} = \frac{1}{2} \cdot L_{\text{тр}}^{\text{u}} = \frac{1}{2} (1 - \eta_{\text{мех}}) \cdot L_g^{\text{u}}$$

$$L_{\text{тр}}^{\text{ox}} = 0.5(1 - 0.88) \cdot 4950 = 297 \text{ кГм}$$

Работа второй компрессорной ступени на обратном ходу:

$$L_{\text{к2}}^{\text{ox}} = 10 \cdot P_{\text{вс}} \cdot V_{\text{ц}} \cdot \frac{1}{n_c - 1} \left[\varepsilon^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right] + 10 \cdot P_{\text{н}} \cdot (V_c - V_{\text{м}})$$

$$V_{ц} = V_{м} + V_{hk}$$

$$V_{ц} = 38.8 + 259 = 297.8 \text{ л}$$

$$V_{м} = a \cdot V_{hk}$$

$$V_{м} = 0.15 \cdot 259 = 38.8 \text{ л}$$

$$V_{с} = V_{ц} \left(\frac{P_{в}}{P_{н}} \right)^{\frac{1}{n_c}}$$

$$V_{с} = 297.8 \left(\frac{0.93}{9.0} \right)^{\frac{1}{1.38}} = 57 \text{ л}$$

$$\begin{aligned} L_{к2}^{ox} &= 10 \cdot 0.93 \cdot 297.8 \cdot \frac{1}{1.38 - 1} [1.866 - 1] + 10 \cdot 9.0 \cdot (57 - 38.8) \\ &= 7580 \text{ кГм} \end{aligned}$$

Объем камеры сжатия двигателя:

$$V_{с} = \frac{V_{hg}(1 - \psi)}{\varepsilon_g - 1}$$

$$V_{с} = \frac{64.5 \cdot 0.7}{4} = 11.3 \text{ л}$$

Работа двигателя на обратном ходу:

$$L_{д}^{ox} = 10 \cdot P_a \cdot V_{hg} \left[\psi + \frac{P_c}{P_a} \cdot \frac{1 - \psi}{n_c - 1} \cdot \frac{1 - \left(\frac{P_a}{P_c} \right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}}}{\left(\frac{P_c}{P_a} \right)^{\frac{1}{n_c}} - 1} \right]$$

$$L_{д}^{ox} = 10 \cdot 7.533 \cdot 64.5 \left[0.3 + \frac{72.0}{7.533} \cdot \frac{0.7}{1.4 - 1} \cdot \frac{1 - \left(\frac{7.533}{72.0} \right)^{\frac{1.4 - 1}{1.4}}}{\left(\frac{72.0}{7.533} \right)^{\frac{1}{1.4}} - 1} \right] = 11530 \text{ кГм}$$

Работа расширения наружной камерной полости:

$$L_{к1}^{ox} = 10 \cdot P_{вс} \cdot V_{hk} \left\{ 1 + a \left[1 + \frac{1}{n_p - 1} (\Pi_k - n_p \Pi_k^{\frac{1}{n_p}}) \right] \right\}$$

$$\begin{aligned} L_{к1}^{ox} &= 10 \cdot 0.93 \cdot 259 \left\{ 1 + 0.15 \left[1 + \frac{1}{1.3 - 1} \left(9.68 - 1.3 \cdot 9.68^{\frac{1}{1.3}} \right) \right] \right\} \\ &= 5470 \text{ кГм} \end{aligned}$$

Уравнение баланса:

$$L_6^{\text{ox}} = L_g^{\text{ox}} + L_{\text{к1}}^{\text{ox}} + L_{\text{тр}}^{\text{ox}} - L_{\text{к1}}^{\text{ox}}$$

$$L_6^{\text{ox}} = 11350 + 7580 + 297 - 5470 = 13757 \text{ кгМ}$$

Зная, что $L_6^{\text{ox}} = 10 \cdot P_{\text{б.ср}} \cdot V_{\text{hб}}$, где $V_{\text{hб}} = V_{\text{hg}} = 64.5$ литров, можно определить среднее значение давления в буфере.

$$P_{\text{б.ср}} = \frac{L_6^{\text{ox}}}{10 \cdot V_{\text{hб}}}$$

$$P_{\text{б.ср}} = \frac{13757}{10 \cdot 64.5} = 21.4 \text{ кг/см}^2$$

Принимаем величину показателя политропы расширения в буфере равной $n_6 = k = 1.4$ и задаем степень сжатия буфера $\Pi_6 = 4.0$, тогда необходимая величина мертвого пространства буфера будет:

$$a_6 = \frac{1}{\Pi_6^{\frac{1}{n}} - 1}$$

$$a_6 = \frac{1}{4^{\frac{1}{1.4}} - 1} = 0.592$$

$$a_6 = 52.9\%$$

Объем мертвого пространства буфера:

$$V_{\text{мб}} = a_6 \cdot V_{\text{hб}}$$

$$V_{\text{мб}} = 64.5 \cdot 0.592 = 36.7 \text{ л}$$

Объем буфера:

$$V_6 = V_{\text{мб}} + V_{\text{hб}}$$

$$V_6 = 64.5 + 36.7 = 98.7 \text{ л}$$

Максимальное давление в буфере:

$$\frac{P_{\text{б.ср}}}{P_{\text{б.мах}}} = a_6 \cdot \frac{1}{n - 1} \left[1 - \Pi_6^{\frac{1-n}{n}} \right]$$

$$\frac{P_{б.ср}}{P_{б.мах}} = 0.592 \cdot \frac{1}{1.4 - 1} [1 - 4^{-0.284}] = 0.485$$

$$P_{б.мах} = \frac{P_{б.ср}}{\frac{P_{б.ср}}{P_{б.мах}}}$$

$$P_{б.мах} = \frac{21.4}{0.485} = 44 \text{ кг/см}^2$$

Минимальное давление в буфере:

$$P_{б.мин} = \frac{P_{б.мах}}{\Pi_{б}}$$

$$P_{б.мин} = \frac{44}{4} = 11 \frac{\text{кг}^2}{\text{с}}$$

4.5. Определение суммарного коэффициента избытка воздуха

Удельный вес воздуха при продувке:

$$\gamma_a = \frac{P_a}{RT_a}$$

$$\gamma_a = \frac{7.533 \cdot 10^4}{29.27 \cdot 570} = 4.5 \text{ кг/м}^3$$

Объем цилиндра двигателя равен:

$$V_{ц.г} = V_{hg} (1 - \psi) \cdot \frac{\varepsilon_g}{\varepsilon_g - 1}$$

$$V_{ц.г} = 64.5 \cdot 0.7 \cdot \frac{5}{5 - 1} = 54.5 \text{ л}$$

Вес свежего заряда воздуха в цилиндре дизеля:

$$G_{зар} = V_{ц.г} \cdot \gamma_a \cdot \eta_v$$

$$G_{зар} = 54.5 \cdot 4.5 \cdot 0.86 \cdot 10^{-3} = 0.211 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}$$

Рассчитаем расход топлива за один цикл для одного цилиндра:

$$B = \frac{AL_{иг}^ц}{H_u \eta_{иг}}$$

$$C_{p\Gamma} = \frac{6.876 + (3.05 - 1) \cdot 6.586}{28.95 \cdot 3.05} + \frac{86 + (3.05 - 1) \cdot 60}{28.95 \cdot 3.05 \cdot 10^5} \cdot 883$$

$$= 0.2389 \frac{\text{ккал}}{\text{кг. град.}}$$

Температуру газа находим из уравнения теплового баланса:

$$T_{\Gamma} = \frac{C_{pk}}{C_{p\Gamma}} \cdot \frac{g_H}{g_k + g_T} \cdot T_0 + \frac{g_T}{g_k + g_T} \cdot \frac{H_u(1 - \zeta_H)}{C_{p\Gamma}}$$

$$T_{\Gamma} = \frac{0.234}{0.2389} \cdot \frac{0.147}{0.147 + 0.00326} \cdot 293 + \frac{0.00326}{0.147 + 0.00326} \cdot \frac{10000(1 - 0.3)}{0.2389}$$

$$= 918^{\circ}$$

Где $\zeta_H = 0.3$ – доля потерь тепла в охлаждающей среде.

$g_T = B = 0.00326$ кг/цикл- расход топлива. Принимаем температуру газа

$t_{\Gamma} = 645^{\circ}\text{C}$ или $T = 918^{\circ}\text{K}$.

4.7. Определение мощности СПГГ по газу

Принимаю показатель адиобаты расширения в турбине равным $k=1.365$

Тогда мощность СПГГ по газу будет равна:

$$N_{\Gamma} = 8.66 \cdot C_{p\Gamma} \cdot G_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_0}{P_{\Gamma}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

$$N_{\Gamma} = 8.66 \cdot 0.2389 \cdot 3.42 \cdot 918 \cdot \left[1 - \left(\frac{1.033}{7.533} \right)^{\frac{1.365-1}{1.365}} \right] = 2695 \text{ л. с} = 2\text{мВт}$$

Где $G_{\Gamma} = \frac{i \cdot n}{60} (g_k^{\text{ц}} + g_T^{\text{ц}})$

$$G_{\Gamma} = \frac{2 \cdot 684}{60} (0.147 + 0.00326) = 3.42 \frac{\text{кг}}{\text{сек}}$$

$i = 2$ - число цилиндров двигателя.

4.8. Проверка

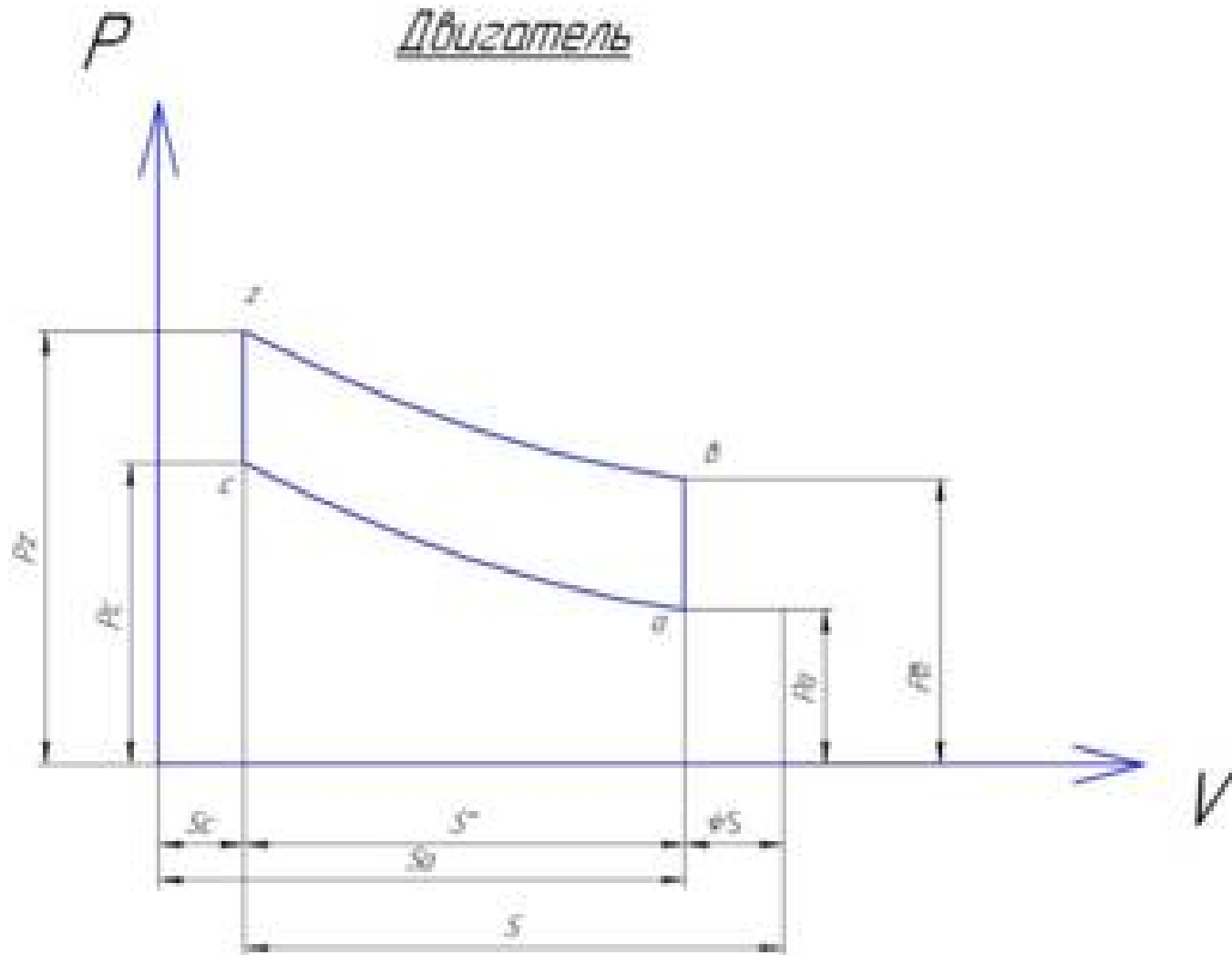


Рис. 8 PV диаграмма.

$$S=570 \text{ мм}; S_a = S_b$$

$$S'' = S - \psi S = S(1 - \psi) = 570 \cdot 0.7 = 400 \text{ мм.}$$

$$S_c = \frac{S''}{\varepsilon_g - 1} = \frac{400}{5 - 1} = 100 \text{ мм.}$$

$$S_a = S'' + S_c = 400 + 100 = 500 \text{ мм.}$$

$$P_b = P_z \left(\frac{S_c}{S_a} \right)^{n_p} = 98.5 \left(\frac{100}{500} \right)^{1.25} = 13 \text{ кг/см}^2$$

$$L_{\text{расш}} = \frac{(P_z \cdot S_c - P_b \cdot S_b) \cdot 2 \cdot F_g}{n_p - 1} = \frac{(98.5 \cdot 10 - 13 \cdot 50) \cdot 2 \cdot 11.3}{0.25} = 29500 \text{ кгм.}$$

$$L_{\text{сж}} = \frac{(P_c \cdot S_c - P_a \cdot S_a) \cdot 2 \cdot F_g}{n_c - 1} = \frac{(72 \cdot 10 - 7.533 \cdot 50) \cdot 2 \cdot 11.3}{0.4} = 19500 \text{ кгм.}$$

$$L_g^{\text{ц}} = L_{\text{расш}} - L_{\text{сж}} = 29500 - 19500 = 10000 \text{ кгм.}$$

$$L_g^{\text{ox}} = L_{\text{сж}} + P_a \cdot \psi \cdot S \cdot 2F_g = 19500 + 7.533 \cdot 10^4 \cdot 0,3 \cdot 0.57 \cdot 2 \cdot 11,3 \\ = 22420 \text{ кГм.}$$

$$P_{ig} = \frac{L_g^{\text{ц}}}{2 \cdot 10 \cdot (1 - \Psi) \cdot V_{hg}} = \frac{10000}{2 \cdot 10 \cdot 0.7 \cdot 64.5} = 11.5 \text{ кг/см}^2$$

Было принято $P_{ig}=11.5 \text{ кг/см}^2$

5. Динамический расчет СПГГ.

Основная задача расчета динамики свободного движения поршней СПГГ состоит в определении продолжительности цикла, а следовательно числа рабочих циклов в минуту. До сих пор во всех расчетах СПГГ его быстроходность находилась по подобию. После того, как были определены основные размеры вновь проектируемого СПГГ, выполнен его компоновочный чертеж, становится возможным подсчитать быстроходность СПГГ. Для этого необходимо лишь точно определить вес поршневых групп, детали синхронизирующего механизма и других двигающихся деталей.

На основании индикаторных диаграмм, построенных в результате расчета расчета рабочих процессов СПГГ, вычисляем суммарные поршневые усилия.

Для рабочего хода суммарное поршневое усилие:

$$P_{рх} = P_g + P_{к2} - P_{к1} - P_б - P_{тр}$$

Для возвратного хода:

$$P_{вх} = P_б + P_{к1} - P_g - P_{к2} - P_{тр}$$

N_n/n	P_g (мм)	$P_{к1}$ (мм)	$P_{к2}$ (мм)	$P_б$ (мм)	ΣP (мм)	ΣP (кГ)
1	+111,0	+41,0	-4,5	-13,0	+134,5	134500
2	+47,0	+16,0	-6,0	-14,5	+42,5	42500
3	+29,0	+9,0	-8,0	-17,0	+13,0	13000
4	+20,5	+6,5	-11,0	-21,0	-5,0	-5000
5	+15,5	+4,5	-18,0	-26,0	-24,0	-24000
6	+8,0	+4,5	-35,0	-38,0	-60,5	-60500
7	+8,0	+5,0	-41,0	-49,0	-77,0	-77000
8	+8,0	+6,0	-16,0	-34,5	-36,5	-36500
9	+9,0	+8,0	-10,0	-26,0	-19,0	-19000
10	+12,5	+11,5	-7,0	-24,0	-4,0	-4000
11	+18,5	+18,5	-5,0	-17,0	+15,0	-15000
12	+32,0	+38,0	-4,5	-14,5	+51,0	-51000
1	+110,0	+41,0	-4,5	-13,0	+134,5	-134500

По подсчитанным данным строим развернутую диаграмму поршневых усилий.

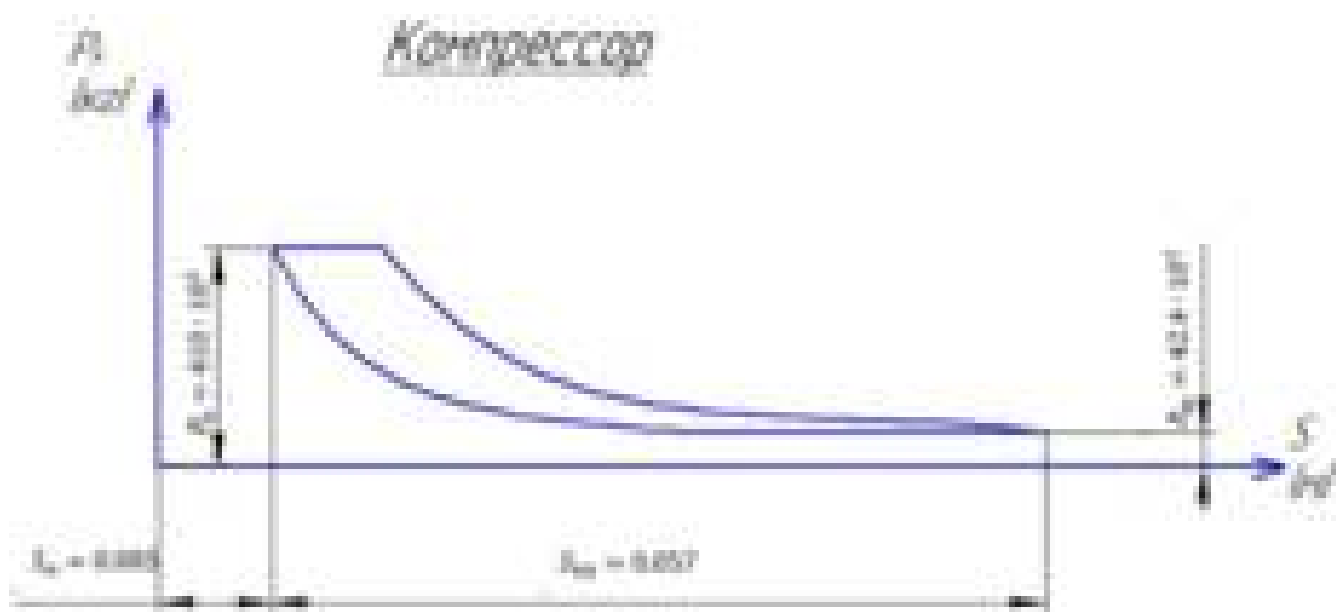


Рис 9. PS диаграмма компрессора.

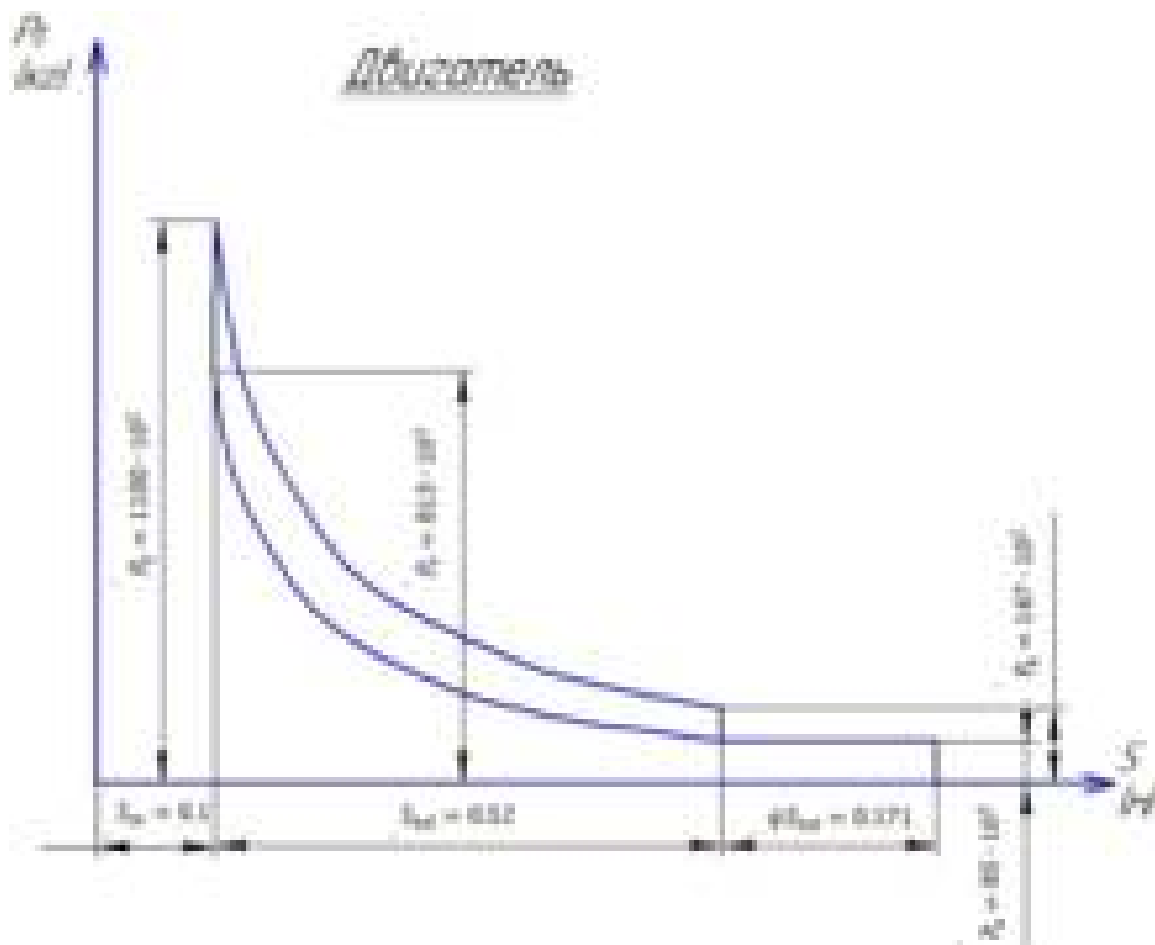


Рис 10. PS диаграмма двигателя.



Рис 11. PS диаграмма буфера.

$$t^{n.x.} + t^{o.x.} = 0.0113 \text{ сек}$$

Площади под кривыми суммарных поршневых усилий представляют работу этих усилий на каждом данном отрезке пути поршня.

$$\frac{m \cdot V^2}{2} = \int P dx$$

Выбираем масштабы:

Масштабы сил: $M_p = 1000 \text{ кг/мм. черт.}$

Масштабы сил: $M_s = 0,004 \text{ м/мм. черт.}$

Интегрируя кривую суммарных поршневых усилий, получаем кривую кинематической энергии, предварительно выбрав полное расстояние $H=80\text{мм.}$

Тогда масштаб кинематической энергии будет:

$$M_{\text{кин энергии}} = M_p \cdot M_s \cdot H$$

$$k = \frac{m \cdot V^2}{2}. \text{ Принимаем: } m=1 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}, \text{ тогда } V = \sqrt{2 \cdot k \cdot M_{\text{кин энергии}}}.$$

Принимаем $M_v=8 \text{ м/сек/мм. черт.}$

$$M_{\text{кин энергии}} = 1000 \cdot 0.004 \cdot 80 = 320 \text{ кГм/мм. черт.}$$

Строим кривую V . Затем строим кривую $\frac{1}{V}$. Выбираем следующий масштаб для нее: $M_{\frac{1}{V}} = 0.001 \text{ (сек/м)/мм. черт.}$

Время движения поршня будет:

$$t = \int_0^x \frac{1}{V} dx$$

Интегрируя кривую $\frac{1}{V}$, выбрав полное расстояние $H=30$ мм, получаем кривую времени. Ее масштаб:

$$M_t = M_{\frac{1}{V}} \cdot M_s \cdot H = 0.001 \cdot 0.004 \cdot 30 = 0.00012 \text{ сек/мм. черт.}$$

$N_{n/n}$	K(мм)	$V = \sqrt{2K \cdot M_{к.э}}$ (м/сек)	V(мм)	$\frac{1}{V}$ (сек/мм)	$\frac{1}{V}$ (мм)
1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2	11.0	84.0	10.5	0.0119	11.9
3	26.0	128.5	16.0	0.0078	7.8
4	30.0	139.0	17.4	0.0072	7.2
5	29.0	136.5	17.1	0.00733	7.33
6	22.0	119.0	14.9	0.0084	8.4
7	9.0	76.0	9.1	0.0132	13.2
8	0	0.0	0.0	0.00	0.0
9	9.0	76.0	9.1	0.0132	13.2
10	22.0	119.0	14.9	0.0084	8.4
11	28.0	134.0	16.8	0.00746	7.46
12	29.0	136.0	17.0	0.00733	7.33
13	24.0	124.0	15.5	0.00806	8.06
14	12.0	82.5	10.3	0.0121	12.1
15	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

$$t_{ц} = 94\text{мм}; t_{ц} = 0.0113\text{сек};$$

$$n_2 = \frac{60}{t_{ц}} = \frac{60}{0.0113} = 5300 \frac{\text{ц}}{\text{мин}} \text{ число циклов для единичной массы.}$$

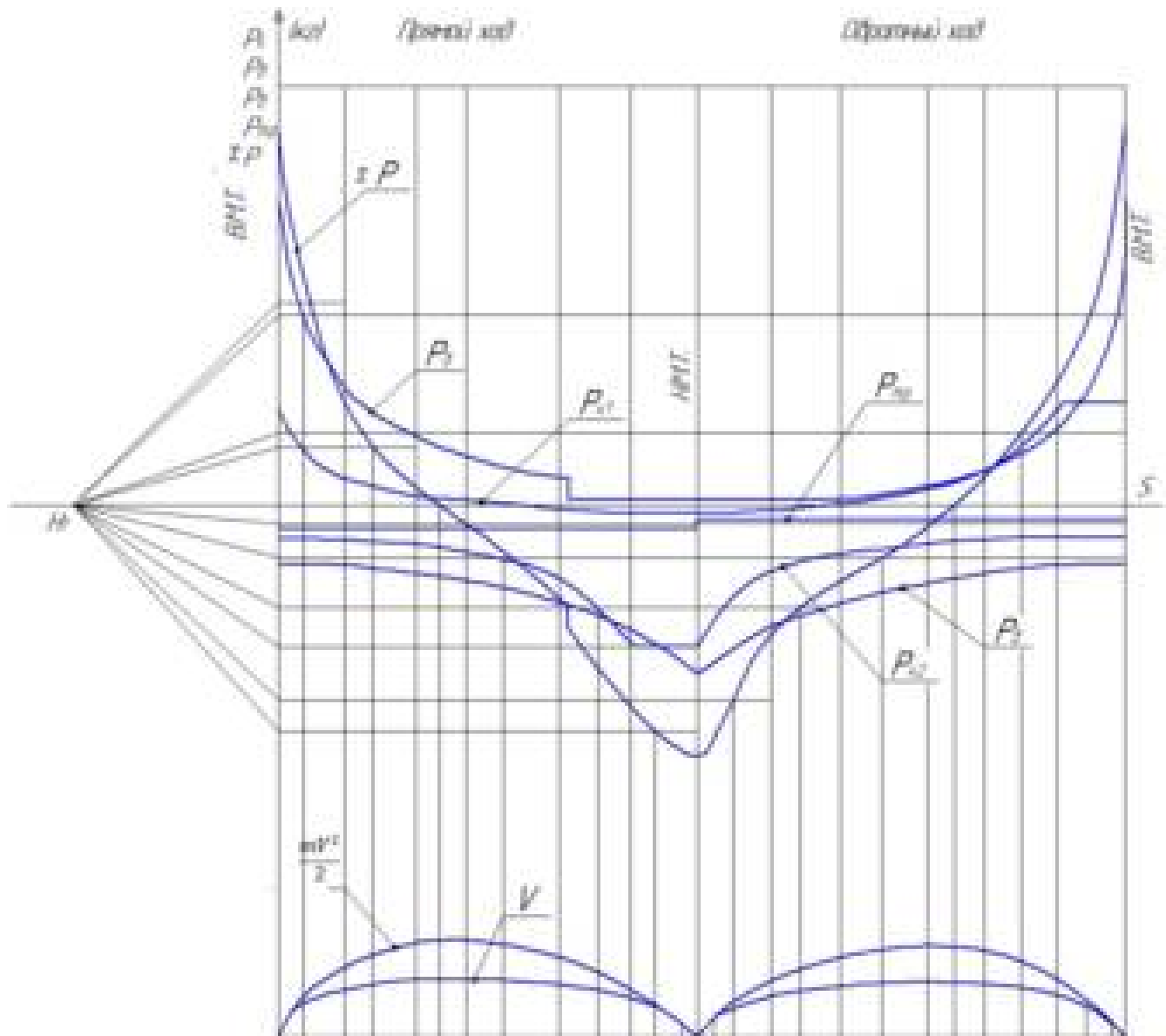
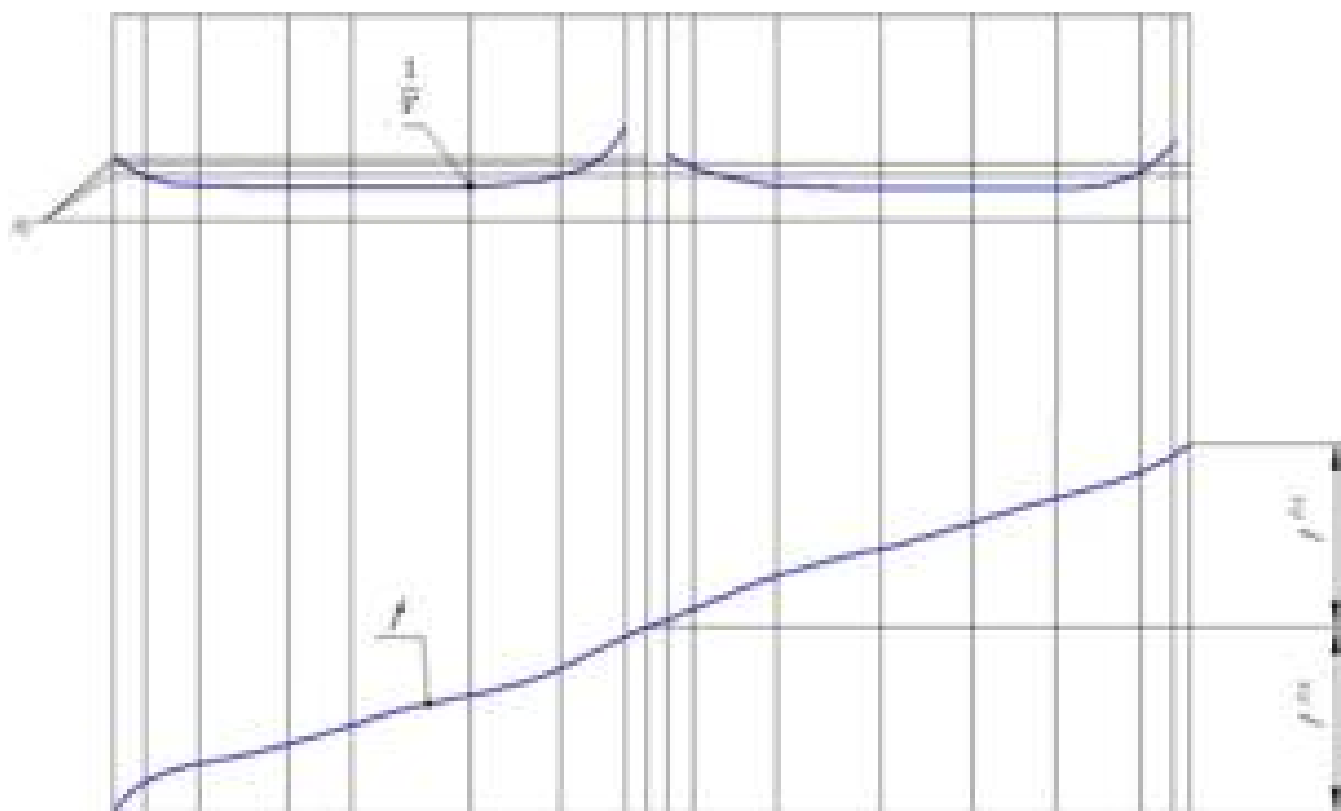


Рис 12. Развернутая диаграмма поршневых усилий.

Продолжение рис.12.



Найдем вес поршневой группы:

$$G = g \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 = 9.81 \cdot \left(\frac{5300}{684} \right)^2 = 590 \text{ кг.}$$

Принимаем вес вычисленный по чертежу равным $G=600$ кг. Величина, полученная из динамического расчета, мало отличается от принятой.

Вычисляем число циклов:

$$n_{\text{ц}} = \frac{60}{\pi \sqrt{\frac{mS}{2}} \left(\frac{1}{2\sqrt{R_1}} + \frac{1}{2\sqrt{R_2}} + \frac{1}{\sqrt{R_2}} \right)}$$

Величины R_1 и R_2 снимаем с чертежа .

$$R_1 = 134.5 \text{ мм} \quad R_1 = 134.5 \cdot 10^3 \text{ кг}$$

$$R_2 = 77.0 \text{ мм} \quad R_2 = 77.0 \cdot 10^3 \text{ кг}$$

$$m = \frac{G}{g} = \frac{592}{9.8} = 60 \text{ кг/(м/сек}^2\text{)}$$

$$S=570 \text{ мм}=0.57 \text{ м.}$$

$$n_{\text{ц}} = \frac{60}{3.14 \sqrt{\frac{60 \cdot 0.57}{2}} \left(\frac{1}{2\sqrt{13.46 \cdot 10^4}} + \frac{1}{2\sqrt{7.7 \cdot 10^4}} + \frac{1}{\sqrt{7.7 \cdot 10^4}} \right)} = 690 \text{ ц/мин}$$

Определяем число циклов по эмпирической формуле:

$$n_{\text{сек.}} = 0.35 \frac{V_{\text{max}}}{S}, \text{ где } V_{\text{max}} = \sqrt{\frac{L_g^{n.x.}}{m}}$$

$$L_g^{n.x.} = L_g^{o.x.} + L_g^{\text{ц}} = 11350 + 4950 = 16300 \text{ кгГм}$$

$$V_{\text{max}} = \sqrt{\frac{16300}{60}} = 16.4 \text{ м/сек}$$

$$\text{Тогда: } n_{\text{сек.}} = 0.35 \frac{16.4}{0.57} = 11.2 \text{ 1/сек}$$

$$n_{\text{мин.}} = 60 \cdot n_{\text{сек.}} = 60 \cdot 11.2 = 672 \text{ ц/мин}$$

Число циклов, полученное из расчета по подобию, равно $n=684$ ц/мин.

Эта величина очень незначительно отличается от числа циклов, полученного из динамического расчета.

5.1.Определение силы трения

$$R_{\text{тр}}^{n.x.} = \frac{75 \cdot 60 \cdot \frac{2}{3} \cdot N_{ig}(1 - \eta_{\text{мех}})}{2Sn} = \frac{75 \cdot 60 \cdot 2 \cdot 1500(1 - 0.88)}{2 \cdot 3 \cdot 570 \cdot 684 \cdot 10^4} = 690 \text{кГ}$$

$$R_{\text{тр}}^{o.x.} = \frac{75 \cdot 60 \cdot \frac{1}{3} \cdot N_{ig}(1 - \eta_{\text{мех}})}{2Sn} = \frac{75 \cdot 60 \cdot 1500(1 - 0.88)}{2 \cdot 3 \cdot 570 \cdot 684 \cdot 10^4} = 346 \text{кГ}$$

6. Синхронизирующий механизм

6.1. Геометрические расчеты зубчатой передачи.

В качестве синхронизирующего механизма был выбран механизм с зубчатой передачей. Для геометрического расчета синхронизирующей зубчатой передачи использовалась библиотека «Валы и механические передачи 2D» в программе Компас-3D. Результаты геометрического расчета представлены в табл.1.

Таблица 1. Геометрический расчёт цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование и обозначение параметра		Ведущее ^{a1} копесо	Ведомое ^{a2} копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	z_1, z_2	28	28
Модуль, мм	m_h	8	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	13°56'11"	
Направление линии зуба	–	правое	левое
Исходный контур	–	ГОСТ 13755-81	
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	h_a^*	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ_f^*	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	b	31,6	31,6
Коэффициент смещения исходного контура	x	+0,2083	+0,2114
Степень точности	–	7-C	7-C
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	u	1	
Межосевое расстояние, мм	a_w	234 ^{+0,032} _{-0,18}	
Делительный диаметр, мм	d	230,794	230,794
Диаметр вершин зубьев, мм	d_a	249,824	249,873
Диаметр впадин зубьев, мм	d_f	214,127	214,176
Начальный диаметр, мм	d_w	234	234
Основной диаметр, мм	d_b	216,098	216,098
Угол зацепления	α_w	22°33'26"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>			
Постоянная хорда, мм	\bar{s}	12,168	12,183
Высота до постоянной хорды, мм	\bar{h}_t	7,301	7,322
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	ρ_s	46,826	46,834
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	ρ_p	27,038	27,087
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	–	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	z_{Wf}	4	4
Длина общей нормали, мм	W	87,216 ^{-0,08} _{-0,2}	87,233 ^{-0,08} _{-0,2}
Максимальная длина общей нормали, мм	W_b	139,625	139,625
Возможность измерения длины общей	–	выполнено	выполнено

6.2. Проверочные расчёты на прочность и выносливость.

Произведем проверочные расчёты на прочность и выносливость зубчатой передачи с использованием библиотеки «Валы и механические передачи» в программе Компас-3D.

Таблица 2. Расчёт на прочность при действии максимальной нагрузки цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления (по ГОСТ 21354-87)

Наименование и обозначение параметра		Ведущее ^{а1} колесо	Ведомое ^{а2} колесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	z_1, z_2	28	28
Модуль, мм	m_n	8	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	13°56'11"	
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	b	31,6	31,6
Коэффициент смещения исходного контура	x	+0,2083	+0,2114
Степень точности	–	7-С	7-С
Вариант схемы расположения передачи	–	2	
Марка материала	σ^1	Сталь 45 ГОСТ 1050-88	
	σ^2	Сталь 45 ГОСТ 1050-88	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	–	30	30
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	T_{max}	585	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	n_1	684	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	v	8,266	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность	$K_{H\beta}$	1,118	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Hv}	13,403	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку,	K_{Hv}	1,084	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{Ht}	5069,462	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ht}	199,419	
Расчётное контактное напряжение, МПа	σ_{Hmax}	429,953	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	σ_{HPmax}	1050	1050
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	n_H	2,442	2,442
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность	$K_{F\beta}$	1,065	

Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	W_{Fv}	40,208	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Fv}	1,251	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_F	5069,462	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	W_{Ft}	219,313	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	σ_{Fmax}	72,896	72,84
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	σ_{FFmax}	1058	1058
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	n_F	13,171	13,181

Таблица 3. Расчёт на выносливость цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления (по ГОСТ 21354-87)

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * ¹ копесо	Ведомое * ² копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	z_1, z_2	28	28
Модуль, мм	m_h	8	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	13°56'11"	
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	b	31,6	31,6
Коэффициент смещения исходного контура	x	+0,2083	+0,2114
Степень точности	–	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	–	2	
Марка материала	* ¹	Сталь 45 ГОСТ 1050-88	
	* ²	Сталь 45 ГОСТ 1050-88	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	–	30	30
Базовое число циклов перемены напряжений, миллионы	контакт	N_{Hlim}	23,375
	изгиб	N_{Flim}	4
Предел выносливости по контакту, соответствующий базовому числу циклов, МПа	σ_{Hlimb}	640	640
Коэффициент ограничения усталостных повреждений (контакт)	α_{HFG}	0,6	
Коэффициент безопасности (контакт)	S_H	1,1	1,1
Показатель кривой выносливости (контакт)	q_H	6	6
Предел выносливости по изгибу, соответствующий	σ_{Flimb}	498	498
Коэффициент ограничения усталостных повреждений (изгиб)	α_{FG}	0,6	
Коэффициент безопасности (изгиб)	S_F	1,7	1,7
Показатель кривой выносливости (изгиб)	q_F	6	6
Коэффициент, учитывающий шероховатость	Z_R	1	1
Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего	Y_A	1	1
Планируемый ресурс работы, час	L_p	8000	

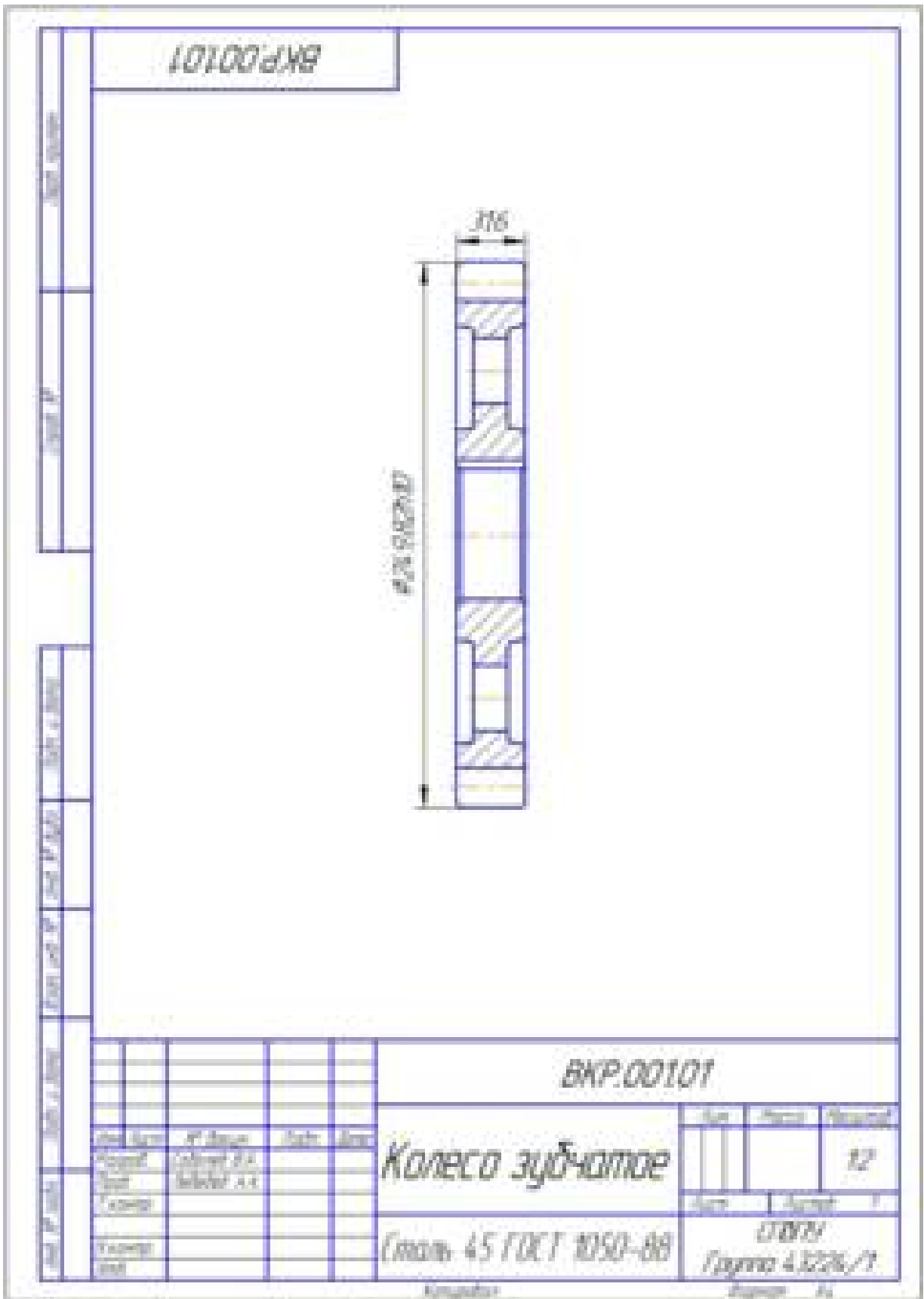


Рис. 13 Колесо зубчатое.

6.3. Проверочный расчет подшипников

В программе МОДЕ 2008 произведем проверочный расчет подшипников.



Рис.14 Проверочный расчет подшипника.

7. Охрана труда

В данном дипломном проекте спроектирован свободнопоршневой компрессор, который входит в состав комбинированной энергетической установки.

Соблюдения норм и правил охраны труда является одной из гарантий безаварийной работы оборудования и обслуживающего персонала. Исправное состояние компрессорной станции и ее нормальная бесперебойная работа, в значительной степени зависит от того, как производится ее эксплуатация. Поэтому персонал, допущенный к обслуживанию компрессорной станции, обучен и аттестован для работы с СПГГ, специальной комиссией.

На рабочем месте предусмотрена инструкция по пуску, обслуживанию и остановке компрессорной станции.

Недостаточный учет вопросов техники безопасности при проектировании компрессорной станции является причиной серьезных аварий. При проектировании компрессорной станции должны быть учтены важнейшие вопросы охраны труда.

7.1. Техника безопасности.

С точки зрения техники безопасности одной из важнейших особенностей СПГГ является то, что при появлении задиров в цилиндрах или каких-либо других неисправностей, нарушающих нормальную работу, свободнопоршневая машина останавливается. Объясняется это тем, что масса движущихся частей СПГГ рассчитана на один ход.

Чрезмерное увеличение давлений по ступеням, а следовательно, и увеличение степеней сжатия, приводит к увеличению температур нагнетаемого газа, что приводит к взрыву паров масла в цилиндрах и трубопроводах. Для предупреждения повышения давлений по ступеням компрессора, сверх расчётного до опасных пределов, установлены предохранители.

Компрессорная станция снабжена световой и звуковой сигнализацией. В случае повышения температуры после каждой ступени станции термоконтактные термометры включают сигнализацию.

В случае повышения давления срабатывает электроконтактный манометр.

Во избежание получения травм от вращающихся деталей привода вспомогательных механизмов СПДК, шкивы, ременные и зубчатые передачи закрыты крышками и кожухами. Ремонт СПДК производится только при остановке компрессорной станции.

Во избежание поражения обслуживающего персонала электрическим током, все металлические части заземлены, сопротивление заземления 4 Ома.

Предусмотрена теплоизоляция, предупреждающая повреждение персонала о раскаленные части машины. Выполнена теплоизоляция трубопровода нагнетания асбестовым покрытием.

7.2. Производственная санитария.

Производственная санитария включает в себя комплекс организационных, гигиенических и санитарно-технических мероприятий и средств, предотвращающих производственные вредности.

7.3. Шум.

С физической точки зрения шум-вредоносный раздражающий фактор, воздействующий на органы слуха и весь организм человека, мешающий нормальному восприятию полезных звуковых сигналов и речи.

Интенсивность шума СПГГ определяется по формуле:

$$L = 10 \lg C_n^2 \cdot z + 70$$

$$C_n = 13 \text{ м/с} \text{ — скорость поршня}$$

$$Z=1 \text{ — число цилиндров}$$

$$L = 10 \cdot 2.23 \cdot 1 + 70 = 92.3 \text{ дБ.}$$

Допустимый уровень шума для компрессоров соответствует 94 дБ.

Следовательно специальных мер защиты от шума не требуется предусматривать при эксплуатации компрессорной станции.

7.4. Вентиляция

Сжимаемая среда в компрессоре воздух, который в случае выброса через предохранительный клапан не является опасным для обслуживающего персонала.

Выхлоп двигателя СПГГ производится в газовую турбину, а затем в атмосферу. Компрессорная станция работает в полевых условиях, будет осуществляться естественная вентиляция на открытом воздухе.

7.5. Вибрация.

СПГГ-СПДК является полностью уравновешенной машиной, которая не вызывает вибрации платформы компрессорной станции. Все агрегаты компрессорной станции скомпонованы на платформе. Во время работы компрессорной станции обслуживающий персонал не находится на платформе. Работа газовой турбины и центробежного компрессора сопровождается вибрацией, которая входит в пределы нормы.

Следовательно нет необходимости применять специальные меры по защите от вибрации обслуживающего персонала.

7.6. Пожарная безопасность.

Компрессорная станция является пожароопасным объектом, так как имеется горючая жидкость – смазочное масло. Разница между температурой впрыска масла и температурой сжимаемого воздуха должна быть не менее 75°C. Поэтому для смазки СПГГ применяем компрессорное масло марки К-19.

При обслуживании установки соблюдаются общие меры и правила пожарной безопасности. Имеется огнетушитель, марки ОУ-5 для электрогенератора. Для тушения пожара, не связанного с электрогенератором, предусмотрено наличие огнетушителя ОХП-10.

8. Заключение

Целью представленной работы являлся расчет и проектирование свободнопоршневого компрессора. Была проделана большая работа по поиску методик расчета, так как на данный момент времени свободнопоршневые компрессоры практически не используются, а производство их давно остановлено.

На данный момент на рынке большая нехватка малогабаритных установок, этим осложнена добыча нефти и газа в отдалённых местах.

Производился термодинамический и динамический расчет. Так же был спроектирован уникальный синхронизирующий механизм.

Список используемой литературы

Список литературы

1. <https://zen.yandex.ru/media/energovector/tri-cilindra-shest-porshnei-5c37292e03ed1900aa15799f> свободно поршневые машины.
2. Ваншейдт В.А. «Судовые двигатели внутреннего сгорания» Л., Судпромгиз, 1958.
3. Вейраух А.Н. Вопросы расчета свободнопоршневых компрессоров.- «Труды ЛПИ», 1966, №246.
4. Дмитриевский В.А. Расчет пуска свободнопоршневого компрессора.- «Труды ЛПИ», 1954, №1.
5. Дмитриевский В.А. К вопросу определения границ рабочей зоны свободнопоршневого дизель-компрессора.- «Труды ЛПИ», 1966, №264
6. Крепс Л.И. Исследование работы свободнопоршневого дизель-компрессора. – «Энергомашиностроение», 1958, №3.
7. Рене Девилльев «Легкие двигатели внутреннего сгорания» том первый, 1931.
8. Вейраух А.Н., Давыдов В.С., Дмитриевский В.А. «Свободнопоршневые компрессоры, учебное пособие», 1977.