

УДК 621.64

А. Д. Цих

*Фрайбергская горная академия, Фрайберг, Федеративная Республика Германия*

## Термодинамический расчет турбодетандера

В статье проанализированы современные конструкции турбодетандеров, устанавливаемых на газораспределительных станциях, обосновано их применение на компрессорных станциях и ПХГ, оценена эффективность их применения; определен состав блока турбодетандерной установки; выбрана методика термогазодинамического расчета турбодетандера. Произведен термогазодинамический расчет ступени турбодетандера, выбраны оптимальные параметры турбодетандера.

**Ключевые слова:** газ, турбодетандер, газораспределительная станция, компрессорная станция.

### Анализ существующих методик расчета турбодетандеров (ТД)

В настоящее время существует множество методик расчета гелиевых ТД, но они не подходят ввиду различий в специфике работы (низкие температуры, малые мощности). Для расчета в данной работе можно использовать известные методики Мальханова В.П. и Епифановой В.И.

Анализ методик показывает, что они по многим пунктам схожи, но в методике Епифановой В.И. в большей степени задействованы безразмерные коэффициенты и параметры, что увеличивает количество необходимых исходных данных и затрудняет расчет.

Для осевых турбодетандеров более предпочтительна методика В.П.Мальханова. Также она требует выбора меньшего количества исходных данных, чем методика Епифановой В.И.

### Допущения, принятые в расчетах:

1. По газопроводу протекает чистый метан.
2. Потери давления на местные сопротивления в подводящих и отводящих от ТД трубопроводах отсутствуют.
3. Температура на входе в ТД постоянна и не зависит от времени года.
4. Потери тепла вследствие трения отсутствуют.
5. При торможении потока перед ступенью ТД изменяется только скорость потока, температура и давление остаются неизменными.

### Выбор исходных данных

#### Для первого турбодетандера:

Давление газа на входе в турбодетандер:  $p_{ex} = 4 \text{ МПа}$

Температура газа на входе в турбодетандер:  $T_{ex} = 340 \text{ К}$

Давление газа на выходе из турбодетандера:  $p_{вых} = 2 \text{ МПа}$

Температура газа на выходе из турбодетандера:  $T_{вых} = 287 \text{ К}$

Расход газа через турбодетандер:  $G_{ТД} = 2,8 \text{ нм}^3 / \text{с}$

Частота вращения ротора:  $n = 250 \text{ об} / \text{с}$  (15000 об/мин)

Диаметр подводящего трубопровода:  $D_{ex} = 0,05 \text{ м}$

Газовая постоянная для метана:  $R = 518,271 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

Скорость звука в метане:  $a_{зв} = 435 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

**Для второго турбодетандера:**

Давление газа на входе в турбодетандер:  $p_{\text{вх}} = 2 \text{ МПа}$

Температура газа на входе в турбодетандер:  $T_{\text{вх}} = 340 \text{ К}$

Давление газа на выходе из турбодетандера:  $p_{\text{вых}} = 1 \text{ МПа}$

Температура газа на выходе из турбодетандера:  $T_{\text{вых}} = 287 \text{ К}$

Расход газа через турбодетандер:  $G_{\text{ТД}} = 2,8 \text{ нм}^3 / \text{с}$

Частота вращения ротора:  $n = 250 \text{ об} / \text{с}$  (15000 об/мин)

Диаметр подводящего трубопровода:  $D_{\text{вх}} = 0,05 \text{ м}$

Газовая постоянная для метана:  $R = 518,271 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

Скорость звука в метане:  $a_{\text{зв}} = 435 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Расчет для турбодетандера произведем по методике Мальханова В.П.

**Выбираем исходные данные:**

Давление газа на входе в турбодетандер:  $p_{\text{вх}}$

Температура газа на входе в турбодетандер:  $T_{\text{вх}}$

Давление газа на выходе из турбодетандера:  $p_{\text{вых}}$

Температура газа на выходе из турбодетандера:  $T_{\text{вых}}$

Расход газа через турбодетандер:  $G_{\text{ТД}}$

Частота вращения ротора:  $n$

Диаметр подводящего трубопровода:  $D_{\text{вх}}$

Газовая постоянная для метана:  $R$

Скорость звука в метане:  $a_{\text{зв}}$

**Предварительный расчет:**

1) Выбираем постоянные параметры

2) Находим для входного и выходного сечений по таблицам теплофизических свойств для метана:

Плотности-  $\rho_{\text{вх}}, \rho_{\text{вых}}$ ; удельные теплоемкости  $c_{p.\text{вх}}, c_{p.\text{вых}}, c_{v.\text{вх}}, c_{v.\text{вых}}$  коэффициенты сжимаемости  $z$ , постоянные коэффициенты для метана -  $A, B, C, a, b, c, \alpha, \gamma$ .

3) Проверяем выбранные параметры, подставляя их в уравнение состояния реального газа:

Уравнение состояния реального газа в общем виде имеет вид:

$$p = p(\rho, T) \tag{1}$$

где  $p$  – давление,  $\rho$  – плотность,  $T$  – температура.

Для расчета примем уравнение состояния Бенедикта-Вебба-Рубина:

$$p = \rho RT + \rho^2 \left( RT(B + b\rho) - (A + a\rho - a\alpha\rho^4) - \frac{1}{T^2} \left[ C - c\rho(1 + \gamma\rho^2 e^{-\gamma\rho^2}) \right] \right) \tag{2}$$

где  $R$  - газовая постоянная для метана;  $A, B, C, a, b, c, \alpha, \gamma$  - постоянные коэффициенты уравнения состояния для метана.

**Расчет параметров**

1) Расход газа через ТД

$$G = \frac{G_{\text{ТД}} \cdot \rho_{\text{вх}}}{3600} \tag{3}$$

- 2) Площадь сечения подводящего газопровода

$$F_{BX} = \frac{\pi \cdot D_{BX}^2}{4} \quad (4)$$

- 3) Скорость газа на входе в ТД

$$C_{BX} = \frac{G_{ТД}}{F_{BX} \cdot 3600} \quad (5)$$

- 4) Определяем объемный и температурный показатель изоэнтропы.

$$k_v = \frac{1}{p\rho} \left[ \left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right) \rho^2 + \frac{T}{c_v} \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)^2 \right] \quad (6)$$

$$k_T = \frac{1}{\left[ 1 - \frac{p}{c_p} \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right) \right] \left[ \rho^2 \left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right) \right]} \quad (7)$$

- 5) Адиабатический перепад в ТД

$$h = \frac{k_{v,cp}}{k_{v,cp} - 1} p_{нач} \nu_{нач} \left[ 1 - \left( \frac{p_{кон}}{p_{нач}} \right)^{\frac{k_{v,cp} - 1}{k_{v,cp}}} \right], \quad (8)$$

где  $p$  – давление,  $\nu$  – удельный объем,  $k_{v,cp}$  – среднее значение объемного показателя изоэнтропы.

- 6) Скорость, соответствующая адиабатическому перепаду:

$$C_{ад} = \sqrt{2000 \cdot h_{ТД}} \quad (9)$$

- 7) Окружная скорость на среднем диаметре

$$U = x_{опт} C_{ад} \quad (10)$$

где  $x_{опт}$  – оптимальное соотношение скоростей;  $C_{ад}$  – скорость, соответствующая адиабатическому теплоперепаду.

- 8) Средний диаметр ТД:

$$D_{cp} = \frac{2U}{\omega}, \quad (11)$$

где  $\omega = 2\pi n$  – угловая скорость вращения вала ТД,  $n$  – частота вращения вала ТД (12)

- 9) Изэнтропийный теплоперепад

$$\text{в СА: } h_{CA} = (1 - \rho_{cp}) h_{ТД} \quad (13)$$

$$\text{в РК: } h_{PK} = \rho_{cp} h_{ТД} \quad (14)$$

где  $\rho_{cp}$  – степень реактивности ТД.

- 10) Потери энергии в СА или РК:

$$\Delta h = (1 - \varphi^2) h \quad (15)$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости.

- 11) Абсолютная скорость выхода потока из СА

$$C_{ад} = \phi_{CA} \sqrt{2000 \cdot h_{CA}} \quad (16)$$

12) Хорда профиля решетки СА

$$t_{CA} = b_{CA} \cdot t_{\text{отн.СА}} \quad (17)$$

13) Число Маха:

$$M = \frac{C}{a}, \quad (18)$$

где  $C$  - абсолютная скорость,  $a$  – скорость звука

14) Параметры газа за СА без учета потерь

Давление в конечной точке действительного процесса:

$$P_{CA} = P_{BX} \left( 1 - \frac{h_{CA}}{\frac{k_{v,cp}}{k_{v,cp} - 1} z_{BX} RT_{BX}} \right)^{\frac{k_{v,cp}}{k_{v,cp} - 1}} \quad \text{где } z_{BX} \text{ - сжимаемость газа,} \quad (19)$$

$$P_{CA,\text{бн}} = P_{BX} \left( 1 - \frac{h_{CA} - \Delta h_{CA}}{\frac{k_{v,cp}}{k_{v,cp} - 1} z_{BX} RT_{BX}} \right)^{\frac{k_{v,cp}}{k_{v,cp} - 1}} \quad \text{- без учета потерь} \quad (20)$$

Температура за СА без учета потерь:

$$T_{CA,\text{бн}} = T_{BX} \left( \frac{P_{CA,\text{бн}}}{P_{BX}} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}}, \quad (21)$$

$$m_T = \frac{1}{\left[ 1 - \frac{P}{T} \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right) \right]} \quad (22)$$

$$T_{CA} = T_{CA,\text{бн}} \left( \frac{P_{CA}}{P_{CA,\text{бн}}} \right)^{\frac{m_{T,cp} - 1}{m_{T,cp}}}, \quad \text{- температура с учетом потерь} \quad (23)$$

где  $\Delta h$  – потери энергии,

15) Высота лопатки СА:

$$l_{CA} = \frac{G}{C_{CA} \pi D_{cp} \sin(\alpha_{CA}) \rho_{CA}} \quad (24)$$

где  $C_{CA}$  – скорость газа за сопловой решеткой;  $\alpha_{CA}$  – угол выхода потока из СА;  $\rho_{CA}$  – плотность газа за СА,  $G$  – расход газа через ТД.

16) Число сопловых лопаток:

$$z_{SA} = \frac{\pi D_{cp}}{b_{CA} t_{\text{отн.СА}}} \quad (25)$$

17) Верность:

$$\theta = \frac{D_{cp}}{l}, \quad \text{где } l \text{ – высота решетки.} \quad (26)$$

18) Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{Cb}{\mu v}, \quad (27)$$

19) Потери в ступени ТД:

Потери в ступени ТД принято делить на основные потери и дополнительные. Основные потери – это потери в решетках (СА и РК) и с выходной скоростью. Дополнительные потери – это потери, связанные с протечками газа мимо решеток, вследствие трения вращающихся элементов о газ, от наличия в газе капель конденсирующихся фракций, от нестационарности, от взаимодействия решеток и т. д.

Определение составляющих потерь в ступени – весьма сложная газодинамическая задача. Поэтому для определения потерь используют полуэмпирические формулы и методы, полученные на экспериментальных стендах. Залогом их близкого соответствия действительности является то, что спроектированные по этим методам турбины при испытаниях обнаруживают экономичность, близкую к расчетной.

Потери в решетках включают несколько составляющих:

$$\zeta_{CA(PK)} = \zeta_{проф.СА(PK)} + \zeta_{конц.СА(PK)} + \Delta\zeta_{\theta.СА(PK)} + \Delta\zeta_{реж.СА(PK)}, \quad (28)$$

где  $\zeta_{проф.СА(PK)}$  – профильные потери;  $\zeta_{конц.СА(PK)}$  – концевые потери;  $\Delta\zeta_{\theta.СА(PK)}$  – потери от веерности;  $\Delta\zeta_{реж.СА(PK)}$  – потери, связанные с режимом течения газа в канале.

Профильные потери состоят из потерь на трение в пограничном слое  $\zeta_{тр.СА(PK)}$  и кромочных потерь  $\Delta\zeta_{кр.СА(PK)}$ , связанных с вихреобразованием за выходной кромкой профиля:

$$\zeta_{проф.СА(PK)} = \zeta_{тр.СА(PK)} + \Delta\zeta_{кр.СА(PK)} \quad (29)$$

Потери на трение:

$$\text{в СА: } \zeta_{тр.СА} = 0,04(3 - 13\sin\alpha_{CA} + 21\sin^2\alpha_{CA}) \quad (30)$$

$$\text{в РК: } \zeta_{тр.РК} = 0,08(1,841 - 1,584\sin\Delta\beta_{PK} + 0,62\sin^2\Delta\beta_{PK}), \quad (31)$$

$$\text{где } \Delta\beta_{PK} = 180 - (\beta_{CA} + \beta_{PK}) \quad (32)$$

Кромочные потери:

$$\Delta\zeta_{кр.СА(PK)} = 0,15(\bar{\Delta}_{кр.СА(PK)} - 1), \quad (33)$$

$$\text{где } \bar{\Delta}_{кр.СА(PK)} = \frac{\Delta_{кр}}{b_{CA(PK)} t_{отн.СА(PK)} \sin\alpha_{CA(PK)}}, \quad (34)$$

где  $\Delta_{кр}$  – толщина выходной кромки профиля.

Концевые потери:

$$\text{в СА: } \zeta_{конц.СА} = 0,015\left(\frac{b_{CA}}{l_{CA}}\right)(1,5 - 2\sin\alpha_{CA}) \quad (35)$$

$$\text{в РК: } \zeta_{конц.РК} = 0,026\left(\frac{b_{PK}}{l_{PK}}\right)(1,87 - 1,15\sin\Delta\beta_{PK}) \quad (36)$$

Потери от веерности:

$$\text{в СА: } \Delta\zeta_{\theta.СА} = \frac{0,03}{(1 + \theta_{CA})} \quad (37)$$

$$\text{в РК: } \Delta\zeta_{\theta.РК} = \frac{0,06}{(1 + \theta_{PK})} \quad (38)$$

Потери, связанные с режимом течения газа в канале:

$$\Delta\zeta_{\text{реж.СА(РК)}} = \Delta\zeta_{M.CA(PK)} + \Delta\zeta_{\text{Re.CA(PK)}} + \Delta\zeta_{\text{ex.CA(PK)}}, \quad (39)$$

где - поправка на число Маха;

$$\Delta\zeta_{M.CA(PK)} = -0,04M_{CA(PK)}^2 + 0,05M_{CA(PK)}^3 \quad (40)$$

- поправка на число Re;

$$\Delta\zeta_{\text{Re.CA(PK)}} = 5,8 \cdot 10^4 \text{Re}_{CA(PK)}^{-5/4} \quad (41)$$

- поправка на нерасчетный угол входа в решетку,

$$\Delta\zeta_{\text{ex.CA(PK)}} = 0,3 \left( 1 + \frac{b_{CA(PK)}}{2l_{CA(PK)}} \right) \left[ \frac{\sin(\alpha_{\text{ex(CA)}} - \alpha_{\text{opt}})}{\sin \alpha_{\text{ex(CA)}} \cdot \sin \alpha_{\text{opt}}} \sin \alpha_{\text{opt}} \right] \quad (42)$$

где  $\alpha_{\text{opt}} = 90^\circ$  - оптимальный угол входа, когда профильные потери минимальны;  $\alpha_{\text{ex(CA)}}$  - угол входа в СА (выхода из СА, а, соответственно, входа в РК).

После определения потерь в решетках уточняется ранее принятое значение коэффициента скорости:

$$\varphi_{CA(PK)} = \sqrt{1 - \xi_{CA(PK)}} \quad (43)$$

Если полученное значение коэффициента скорости не совпадает с принятым, то следует вернуться к началу соответствующего расчета и принять рассчитанное значение коэффициента скорости.

Далее ведем расчет параметров рабочего колеса

20) Относительная скорость выхода потока из СА и входа в РК:

$$W_{CA} = C_{CA} \sqrt{1 + \left( \frac{U}{C_{CA}} \right)^2 - 2 \frac{U}{C_{CA}} \cos(\alpha_{CA})} \quad (44)$$

21) Угол выхода потока из СА и входа в РК:

$$\beta_{CA} = \arcsin \left( \frac{C_{CA} \sin(\alpha_{CA})}{W_{CA}} \right) \quad (45)$$

22) Хорда профиля РК:

$$b_{PK} = \frac{t_{PK}}{t_{\text{opt.ПК}}} \quad (46)$$

23) Высота РК:

$$l_{PK} = l_{CA} + \Delta l_{\text{пер}} \quad (47)$$

где  $\Delta l_{\text{пер}}$  – перекрышка.

24) Число рабочих лопаток РК:

$$z_{PK} = \frac{\pi D_{cp}}{b_{PK} t_{\text{opt.ПК}}} \quad (48)$$

25) Изэнтропийный теплоперепад в РК:

$$h_{PK} = \rho_{cp} h_{\text{ТД}} \quad (49)$$

26) Относительная скорость выхода потока из РК:

$$W_{PK} = \varphi_{PK} \sqrt{(W_{CA})^2 + 2000 h_{PK}} \quad (50)$$

27) Потери в решетках:

$$\Delta h_{PK} = (1 - \varphi_{PK}^2) h_{PK} \quad (51)$$

28) Параметры газа за РК:

$$P_{PK} = P_{CA} \left( 1 - \frac{h_{PK}}{\frac{k_{v,sp}}{k_{v,sp} - 1} z_{CA} R T_{CA}} \right)^{\frac{k_{v,sp}}{k_{v,sp} - 1}}, \quad (52)$$

где  $z_{BX}$  - сжимаемость газа.

$$P_{PK, \delta n} = P_{CA} \left( 1 - \frac{h_{PK} - \Delta h_{PK}}{\frac{k_{v,sp}}{k_{v,sp} - 1} z_{CA} R T_{CA}} \right)^{\frac{k_{v,sp}}{k_{v,sp} - 1}} \quad \text{- без учета потерь} \quad (53)$$

Температура за СА без учета потерь:

$$T_{PK, \delta n} = T_{PK} \left( \frac{P_{PK, \delta n}}{P_{CA}} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}}, \quad (54)$$

$$m_T = \frac{1}{\left[ 1 - \frac{P}{T} \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right) \right]} \quad (55)$$

$$T_{PK} = T_{PK, \delta n} \left( \frac{P_{PK}}{P_{PK, \delta n}} \right)^{\frac{m_T - 1}{m_T}}, \quad \text{- температура с учетом потерь} \quad (56)$$

где  $\Delta h$  – потери энергии,

29) Угол выхода потока из РК:

$$\beta_{PK} = \arcsin \left( \frac{G}{W_{PK} \pi D_{cp} \rho_{PK} l_{PK}} \right) \quad (57)$$

30) Находим число Рейнольдса в РК по формуле (27) и делаем поправку на него по формуле (42)

31) Считаем потери в РК по пунктам 29-43, находим коэффициент потерь  $\varepsilon_{PK}$

32) Уточняем коэффициент скорости для РК

$$\phi_{PK} = \sqrt{1 - \varepsilon_{PK}} \quad (58)$$

33) Абсолютная скорость выхода из РК:

$$C_{PK} = \sqrt{W_{PK}^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot W_{PK} \cdot \cos(\beta_{PK})} \quad (59)$$

34) Угол выхода потока из РК:

$$\alpha_{PK} = \arcsin \left| \frac{\sin \beta_{PK}}{\cos \beta_{PK} - \frac{U}{W_{PK}}} \right| \quad (60)$$

Практически осевой выход говорит об оптимальности ступени

35) Потери с выходной скоростью:

$$\Delta h_{C_2} = \frac{C_2^2}{2000}, \quad (61)$$

где  $C_2$  – абсолютная скорость выхода потока из РК.

36) Потери на утечки через лабиринтные уплотнения:

$$\Delta h_{ym} = h_{TD} \frac{G_{ym}}{G_{TD}}, \quad (62)$$

$$G_{ym} = \pi \mu_{yml} D_{yml} \delta_{yml} \sqrt{\frac{(p_{вх}^2 - p_{вых}^2) \rho_{вх}}{p_{вх} z_{yml}}}, \quad (63)$$

где

где  $\mu_{yml}$  - коэффициент расхода;  $D_{yml}$  - диаметр лабиринтного уплотнения;  $\delta_{yml}$  - зазор в лабиринтном уплотнении;  $z_{yml}$  - число гребней лабиринтного уплотнения.

37) КПД турбодетандера:

$$\eta_{TD} = \frac{h_{TD} - h_{CA} - h_{PK} - h_{C_2} - h_{ym}}{h_{TD}} \quad (64)$$

38) Мощность ТД:

$$N_{TD} = h_{TD} \cdot G \cdot \eta_{TD} \quad (65)$$

В результате расчета по данной методике определяются геометрические свойства соплового аппарата и рабочего колеса турбодетандера, его мощность, КПД, а также параметры газа в ступенях и на выходе из турбодетандера.

На основании зависимостей, представленных в выше приведенной методике, были проанализированы следующие зависимости:

- мощности ТД от рода газа
- мощности ТД от среднего диаметра
- напряжения в колесе от центробежной силы от диаметра колеса

#### **Результаты термодинамического расчета**

По описанной в части 1 методике и с учетом оптимальных параметров турбодетандера был проведен расчет основных параметров турбодетандеров по выбранной схеме, значения которых представлены в таблицах 1 и 2.

#### **Разработка схемы УПТИГ с турбодетандерной генераторной установкой**

Турбодетандерная генераторная установка предназначена для редуцирования давления газа, снабжения электроэнергией подогревателей газа, при этом необходимо, чтобы в турбодетандер поступал очищенный газ. Для обеспечения надежности работы УПТИГ рационально разместить установку параллельно основным редуцирующим линиям. Условия работы редуцирующей линии с турбодетандерной генераторной установкой в составе УПТИГ схожи с условиями работы редуцирующих линий ГРС, поэтому выполним схему в соответствии с общими требованиями к редуцирующим линиям ГРС.

Согласно ВРД 39-1.10-069-2002 «Положение по технической эксплуатации газораспределительных станций магистральных газопроводов» линии редуцирования должны выполняться по следующим схемам (по ходу газа):

1. кран с пневмоприводом, регулятор давления или дискретный клапан-дроссель, кран ручной;
2. кран с пневмоприводом, регулятор-отсекатель, кран с пневмоприводом;
3. кран с пневмоприводом, два последовательно установленных регулятора давления, кран ручной или с пневмоприводом;
4. кран с пневмоприводом, кран-регулятор (кран ручной) и кран с пневмоприводом;
5. кран ручной, отсекающий, регулятор, кран ручной.

Редуцирующую линию с турбодетандерной генераторной установкой выполним в соответствии с третьей схемой: кран с пневмоприводом, два последовательно установленных регулятора давления, турбодетандерная генераторная установка, кран ручной. Второй регулятор ставим с целью повышения надежности.



Табл. 1 – Расчетные параметры первого турбодетандера

№ п/п	Наименование величин	Обозначение	Размерность	Числовое значение
1	Теплоперепад в ТД	$h_{ТД}$	кДж/кг	110
2	Средний диаметр	$D_{cp}$	м	0,32
3	Окружная скорость на среднем диаметре	$U$	м/с	249
4	Скорость, соответствующая адиабатическому перепаду	$C_{ад}$	м/с	466,3
5	Степень расширения газа	$\pi_T$	-	2
6	Соотношение скоростей	$x_{om}$	-	0,534
7	Степень реактивности на среднем диаметре	$\rho_{cp}$	-	0,256
8	Угол выхода потока из соплового аппарата	$\alpha_{CA}$	град	12 <sup>0</sup>
9	Угол входа потока на лопатке рабочего колеса	$\beta_{CA}$	град	37 <sup>0</sup>
10	Угол выхода относительной скорости газа из РК	$\beta_{PK}$	град	7 <sup>0</sup>
11	Угол выхода потока из РК	$\alpha_{PK}$	град	67 <sup>0</sup>
12	Высота лопаток соплового аппарата	$l_{CA}$	м	0,002
13	Высота лопаток рабочего колеса	$l_{PK}$	м	0,005
14	Давление газа за СА	$p_{CA}$	МПа	2,413
15	Температура газа за СА	$T_{CA}$	К	310,3
16	Давление газа на выходе из РК	$p_{PK}$	МПа	1,96
17	Температура газа на выходе из РК	$T_{PK}$	К	280,9
18	Абсолютная скорость газа на входе в ТД	$C_{вх}$	м/с	158,4
19	Абсолютная скорость выхода потока из СА	$C_{CA}$	м/с	352,8
20	Относительная скорость выхода потока из СА	$W_{CA}$	м/с	120,8
21	Относительная скорость выхода потока из РК	$W_{PK}$	м/с	238,6
22	Абсолютная скорость выхода потока из РК	$C_{PK}$	м/с	31,9
23	Коэффициент скорости СА	$\phi_{CA}$	-	0,877
24	Коэффициент скорости РК	$\phi_{PK}$	-	0,9
25	Шаг сопловых лопаток	$t_{CA}$	м	0,015
26	Шаг рабочих лопаток	$t_{PK}$	м	0,0072
27	Число сопловых лопаток	$z_{SA}$	шт.	67
28	Число лопаток РК	$z_{RK}$	шт.	140
29	Хорда профиля решетки СА	$b_{CA}$	м	0,030
30	Хорда профиля решетки РК	$b_{PK}$	м	0,0144
31	Изоэнтروпийный теплоперепад в СА	$h_{CA}$	кДж/кг	81
32	Изоэнтропийный теплоперепад в РК	$h_{PK}$	кДж/кг	27,8
33	Потери в СА	$\Delta h_{CA}$	кДж/кг	18,7
34	Потери в РК	$\Delta h_{PK}$	кДж/кг	5,3
35	Потери с выходной скоростью	$\Delta h_{Cpk}$	кДж/кг	0,508
36	Потери на утечки через лабиринтные уплотнения	$\Delta h_{ym}$	кДж/кг	2,8
37	Коэффициент полезного действия ТД	$\eta_{ТД}$	-	0,67
38	Мощность ТД	$N_{ТД}$	кВт	145

Табл. 2 – Расчетные параметры второго турбодетандера

№ п/п	Наименование величин	Обозначение	Размерность	Числовое значение
1	Теплоперепад в ТД	$h_{ТД}$	кДж/кг	110
2	Средний диаметр	$D_{cp}$	м	0,32
3	Окружная скорость на среднем диаметре	$U$	м/с	251,4
4	Скорость, соответствующая адиабатическому перепаду	$C_{ад}$	м/с	470,7
5	Степень расширения газа	$\pi_T$	-	2
6	Соотношение скоростей	$x_{онт}$	-	0,534
7	Степень реактивности на среднем диаметре	$\rho_{cp}$	-	0,256
8	Угол выхода потока из соплового аппарата	$\alpha_{CA}$	град	12 <sup>0</sup>
9	Угол входа потока на лопатке рабочего колеса	$\beta_{CA}$	град	36 <sup>0</sup>
10	Угол выхода относительной скорости газа из РК	$\beta_{PK}$	град	14 <sup>0</sup>
11	Угол выхода потока из РК	$\alpha_{PK}$	град	82 <sup>0</sup>
12	Высота лопаток соплового аппарата	$l_{CA}$	м	0,006
13	Высота лопаток рабочего колеса	$l_{PK}$	м	0,009
14	Давление газа за СА	$p_{CA}$	МПа	1,222
15	Температура газа за СА	$T_{CA}$	К	294,5
16	Давление газа на выходе из РК	$p_{PK}$	МПа	1
17	Температура газа на выходе из РК	$T_{PK}$	К	282,9
18	Абсолютная скорость газа на входе в ТД	$C_{ex}$	м/с	158,44
19	Абсолютная скорость выхода потока из СА	$C_{CA}$	м/с	470,7
20	Относительная скорость выхода потока из СА	$W_{CA}$	м/с	130,5
21	Относительная скорость выхода потока из РК	$W_{PK}$	м/с	249,9
22	Абсолютная скорость выхода потока из РК	$C_{PK}$	м/с	59,5
23	Коэффициент скорости СА	$\phi_{CA}$	-	0,9
24	Коэффициент скорости РК	$\phi_{PK}$	-	0,92
25	Шаг сопловых лопаток	$t_{CA}$	м	0,015
26	Шаг рабочих лопаток	$t_{PK}$	м	0,0072
27	Число сопловых лопаток	$z_{SA}$	шт.	36
28	Число лопаток РК	$z_{RK}$	шт.	74
29	Хорда профиля решетки СА	$b_{CA}$	м	0,030
30	Хорда профиля решетки РК	$b_{PK}$	м	0,0144
31	Изоэнтروпийный теплоперепад в СА	$h_{CA}$	кДж/кг	82
32	Изоэнтропийный теплоперепад в РК	$h_{PK}$	кДж/кг	28,4
33	Потери в СА	$\Delta h_{CA}$	кДж/кг	15,7
34	Потери в РК	$\Delta h_{PK}$	кДж/кг	4,36
35	Потери с выходной скоростью	$\Delta h_{Cpk}$	кДж/кг	1,77
36	Потери на утечки через лабиринтные уплотнения	$\Delta h_{ym}$	кДж/кг	0,812
37	Коэффициент полезного действия ТД	$\eta_{ТД}$	-	0,74
38	Мощность ТД	$N_{ТД}$	кВт	155

Выбранная схема редуцирующей линии с турбодетандерной генераторной установкой представлена на рисунке 1, схема редуцирующей линии с турбодетандерной генераторной установкой для УПТИГ представлена на рисунке 2., принципиальная схема УПТИГ с турбодетандерной генераторной установкой представлена на рисунке 3.

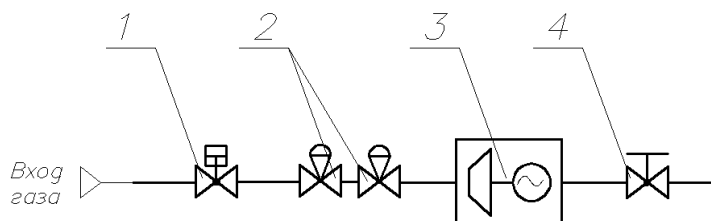


Рис. 1. Выбранная схема редуцирующей линии с турбодетандерной генераторной установкой: 1 – кран с пневмоприводом; 2 – регулятор давления; 3 – турбодетандерная генераторная установка; 4 – кран ручной.

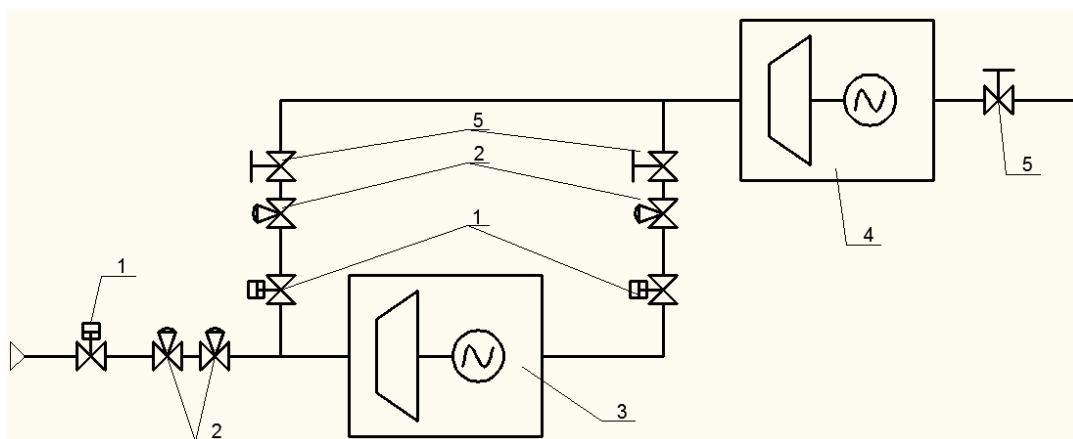


Рис. 2. Схема редуцирующей линии с турбодетандерной генераторной установкой для УПТИГ: 1 – кран с пневмоприводом; 2 – регулятор давления; 3 – первая турбодетандерная генераторная установка; 4 – вторая турбодетандерная генераторная установка; 5 – кран ручной.

Регуляторы настраиваются на выходное давление 4 МПа и 2 МПа, необходимое на входе в турбодетандеры.

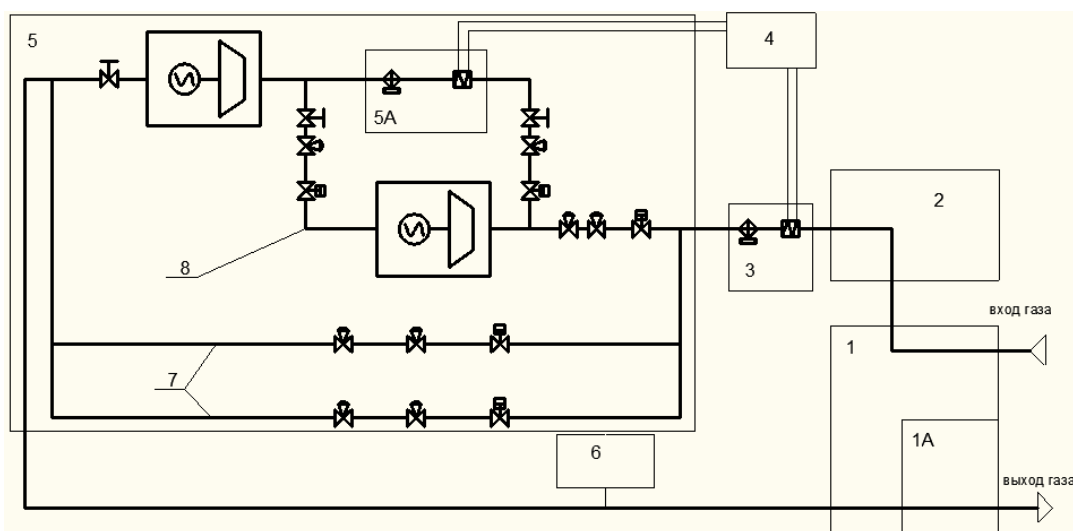


Рис.3. Принципиальная схема УПТИГ с турбодетандерной генераторной установкой: 1 – узел переключений; 2 – узел очистки; 3 – узел подогрева газа; 4 – узел подготовки газа от компрессора; 5 – узел редуцирования; 6 – узел сбора конденсата; 1А – узел одоризации; 5А – узел промежуточного подогрева газа; 7 – редуцирующие линии; 8 - редуцирующая линия с турбодетандерной генераторной установкой.

Проведенные исследования позволяют сделать выводы:

1. Мощность турбодетандера зависит от рода газа, причем при увеличении углеводородных газов мощность убывает.
2. С увеличением диаметра колеса, при сохранении частоты вращения, мощность турбодетандера возрастает, а КПД незначительно снижается.
3. При выборе материала колеса необходимо учесть напряжения, возникающие в нем при вращении от центробежной силы.

Надійшла до редакції 07.06.2013

**О. Д. Ціх**

*Технічний університет, Фрайберзька гірнича академія, Фрайберг, Німеччина*

### Термодинамічний розрахунок турбодетандера

У статті проаналізовано сучасні конструкції турбодетандерів, що встановлюються на газорозподільних станціях, обґрунтовано їх застосування на компресорних станціях і ПСГ, оцінено ефективність їх застосування; визначено склад блоку турбодетандерної установки; обрана методика термогазодинамічного розрахунку турбодетандера. Зроблено термогазодинамічний розрахунок ступеню турбодетандера, обрані оптимальні параметри турбодетандера.

Ключові слова: газ, турбодетандер, газорозподільна станція, компресорна станція.

**A. Zich**

*Freiberg Mining Academy, University of Technology (TU/BAF), Freiberg, Germany*

### Thermodynamic calculation of compressor

In the article modern designs of compressors are analyzed, their application at compressor stations is considered, the efficiency of their application is estimated; the structure of the block compressor installation is determined.

Keywords: gas, compressor, compressor station.