

А.Б. Фетисов*, Е.Н. Смирнов

ОАО «Криогенмаш», пр. Ленина, 67, г. Балашиха Московской области, РФ, 143907

*e-mail: fetisov@cryogenmash.ru; fetissow@bk.ru

ВЛИЯНИЕ НАДДУВА ТЁПЛОГО ГАЗА В ПРОТОЧНУЮ ЧАСТЬ КРИОГЕННОГО ТУРБОДЕТАНДЕРА НА ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТЬ

В криогенных турбодетандерах уменьшения холодопотерь из-за утечек охлаждённого газа по валу машины можно достичь наддувом тёплого газа. При этом существует вероятность попадания тёплого газа в проточную часть. Предлагается способ количественной оценки влияния наддува тёплого газа в пространство перед рабочим колесом турбодетандера на его эффективность. Показано, что снижение изэнтропийного КПД турбодетандера тем больше, чем ниже температура и расход рабочего газа на входе в турбодетандер.

Ключевые слова: Криогенный турбодетандер. Лабиринтное уплотнение. Наддув. Утечки. КПД. Воздух. Гелий.

A.B. Fetisov, E.N. Smirnov

THE EFFICIENCY INFLUENCE OF WARM GAS BOOST INTO THE FLOWING CHANNEL OF A CRYOGENIC TURBO-EXPANDER

The decrease of cold losses caused by chilled gas escape on a machine shaft in cryogenic turbo-expanders can be reached by the warm gas boost. At the same time warm gas can probably get into a flowing part. There is a way of a quantitative assessment of warm gas boost into the turbo-expander nozzle-rotor space efficiency influence. It has been shown that the more is the decrease of measured isentropic efficiency, the less are the temperature and the working gas flow at the turbo-expander entrance.

Keywords: Cryogenic turbo-expander. Labyrinth seal. Boost. Leakages. Efficiency. Air. Helium.

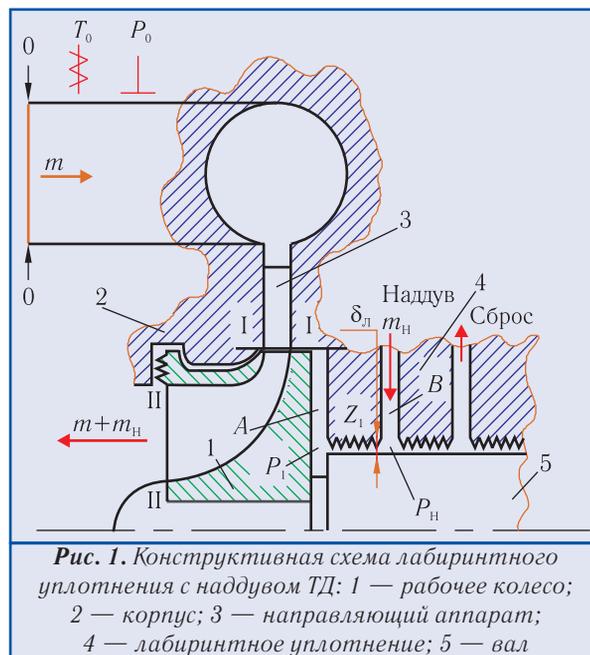
1. ВВЕДЕНИЕ

Уменьшение утечек охлаждённого газа по валу турбодетандера обычно достигается использованием секционного лабиринтного уплотнения [1]. Холодная утечка по валу машины может оказывать нежелательное охлаждающее воздействие на детали, примыкающие к низкотемпературной консоли. Кроме этого, она снижает холодопроизводительность турбодетандера, так как является внешней потерей холода.

Чтобы ограничить холодную утечку, в одну из секций лабиринтного уплотнения (ЛУ) подаётся тёплый газ наддува для запирания холодного потока из проточной части (ПЧ) детандера. Выполним количественную оценку влияния наддува газа в пространство перед рабочим колесом турбодетандера на его эффективность.

2. ВЛИЯНИЕ НАДДУВА ГАЗА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТД

Для решения поставленной задачи будем использовать конструктивную схему секционного ЛУ, приведённую на рис. 1.



При нормальной работе ЛУ между полостями А и В поддерживается перепад давлений $\Delta P_{л} = (P_1 - P_H) > 0$.

Обычно этот перепад настраивается и поддерживается специальным устройством (регулятором перепада) на уровне $\Delta P_{л} = 0,007 \dots 0,01$ МПа. Регулятор перепада (см. рис. 2) призван отслеживать возможное изменение давления P_1 перед рабочим колесом в процессе работы турбодетандера (ТД) и обеспечивать постоянное значение $\Delta P_{л} = P_1 - P_H$ вне зависимости от изменения P_1 .

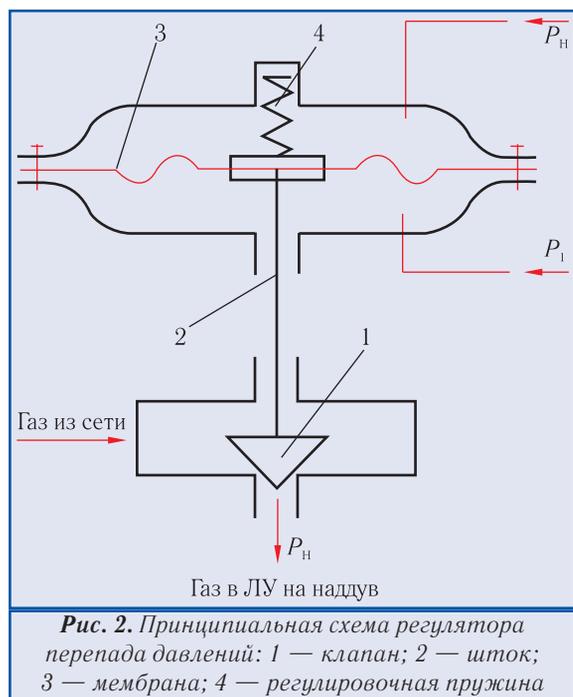


Рис. 2. Принципиальная схема регулятора перепада давлений: 1 — клапан; 2 — шток; 3 — мембрана; 4 — регулировочная пружина

При эксплуатации криогенных турбодетандеров иногда, вследствие различных причин, перепад давлений $\Delta P_{л}$ может быть направлен в другую сторону ($\Delta P_{л} < 0$), т.е. в этом случае имеет место наддув тёплого газа в пространство перед рабочим колесом. Важно заранее знать, насколько снижается эффективность работы ТД при попадании газа наддува в его проточную часть.

Запишем уравнение смешения потоков

$$mT_0 + m_H T_H = (m + m_H) T_1 \quad (1)$$

из условия повышения первоначальной температуры расширяемого газа T_0 до температуры $T_1 > T_0$ за счёт подмешивания газа наддува в количестве m_H с температурой T_H к основному потоку газа m , проходящему через ТД.

Введём следующие обозначения: $\Delta T_{п} = T_1 - T_0$ — подогрев основного потока газа вследствие наддува тёплого газа с температурой T_H ; $\Delta T_H = T_H - T_0$ — превышение температуры наддуваемого газа над начальной температурой T_0 расширяемого газа; $\bar{m}_H = m_H / m$ — относительный расход газа наддува в ПЧ.

После несложных преобразований уравнения (1) получим, что:

$$\Delta T_{п} = \Delta T_H \frac{\bar{m}_H}{1 + \bar{m}_H}; \bar{m}_H = \frac{\Delta T_{п}}{\Delta T_H - \Delta T_{п}} \quad (2)$$

Если $\Delta T_H \gg \Delta T_{п}$, например, $\Delta T_{п} / \Delta T_H < 0,01$, то из вы-

ражения (2) следует, что

$$\Delta T_{п} \approx \Delta T_H \bar{m}_H; \bar{m}_H \approx \Delta T_{п} / \Delta T_H \quad (3)$$

Из предыдущего можно установить, что величина $\Delta T_{п}$ зависит от относительного расхода газа наддува в проточную часть, т.е. от качества холодной секции z_1 лабиринтного уплотнения и от температурного уровня T_0 работы ТД, так как $\Delta T_H = T_H - T_0$.

Утечка (наддув) газа через ЛУ довольно точно в случае докритического истечения определяется по формуле Стодолы [2]:

$$m_H = \mu_{л} f_{л} \sqrt{\frac{P_H^2 - P_1^2}{z_1 R T_H}}, \quad (4)$$

где $\mu_{л}$ — коэффициент расхода, который принимается равным 1,2 для уплотнения по валу; $f_{л} = \pi d_{л} \delta_{л}$ — площадь поперечного сечения щели; $d_{л}$ — диаметр лабиринта; $\delta_{л}$ — радиальный зазор; P_H — давление газа перед ЛУ; P_1 — давление газа после ЛУ, которое при наддуве в проточную часть равно давлению за направляющим аппаратом; z_1 — число гребней холодной секции ЛУ; T_H — температура газа наддува.

Значения P_H и P_1 обычно близки. Поэтому

$$\begin{aligned} P_H^2 - P_1^2 &= (P_H - P_1)(P_H + P_1) = \\ &= 2\Delta P_{л} \frac{P_H + P_1}{2} = 2\Delta P_{л} P_H, \end{aligned} \quad (5)$$

так как $P_1 \approx P_H$.

На основе этого выражение (4) представим в виде:

$$m_H = \mu_{л} \pi d_{л} \delta_{л} \sqrt{\frac{2\Delta P_{л} P_H}{z_1 R T_H}} = \mu_{л} \pi d_{л} \delta_{л} \sqrt{\frac{2\Delta P_{л} \rho_H}{z_1}}, \quad (6)$$

где ρ_H — плотность наддуваемого газа.

Представляет интерес количественная оценка влияния на эффективность работы ТД наддува газа в проточную часть.

Эффективность работы ТД будем оценивать изоэнтروпийным КПД η_s , который равен отношению действительного теплоперепада Δi к изоэнтропийному Δi_s . Если принять теплоёмкость $c_p = \text{const}$, то получим выражение для КПД как отношение соответствующих разностей температур:

$$\eta_s = \Delta i / \Delta i_s = \Delta T / \Delta T_s, \quad (6)$$

где ΔT и ΔT_s — действительный и изоэнтропийный перепады температур в ТД.

Можно считать, что наддув тёплого газа в ПЧ (в пространство перед рабочим колесом) просто повышает начальную температуру перед ТД на величину $\Delta T_{п}$ и, в связи с этим, не влияет на эффективность работы машины. Изоэнтропийный КПД η_s от небольшого повышения начальной температуры существенно не изменится, даже если $c_p \neq \text{const}$ в рассматриваемом процессе расширения.

Однако особенность рассматриваемого процесса

КПД турбодетандеров различных конструкций с учётом наддува

Тип агрегата	Параметры детандера								Параметры уплотнения					$\Delta T_{\text{п}}$	$\Delta \eta_{\text{ш}}$	
	T_0	P_0	P_1	P_2	T_2^*	ΔT	η_s	m	$d_{\text{л}}$	z_1	$\delta_{\text{л}}$	$\Delta P_{\text{л}}$	$m_{\text{н}}$			$\bar{m}_{\text{н}}$
	К	МПа	МПа	МПа	К	К	%	кг/с	мм	—	мм	МПа	кг/с			—
ДТК-46,2/2,5 (воздушный)	153	2,49	1,16	0,49	99,8	53,2	84	8,67	39	7	0,08	0,01	$2,27 \cdot 10^{-3}$	$0,26 \cdot 10^{-3}$	0,041	0,065
											0,08	0,04	$3,2 \cdot 10^{-3}$	$0,37 \cdot 10^{-3}$	0,058	0,09
											0,2	0,01	$5,7 \cdot 10^{-3}$	$0,65 \cdot 10^{-3}$	0,103	0,16
											0,2	0,04	$8,0 \cdot 10^{-3}$	$0,92 \cdot 10^{-3}$	0,145	0,23
ДТК-6,3/0,8 (воздушный)	163	0,796	0,367	0,144	107,8	55,2	85	1,78	32	5	0,08	0,01	$1,26 \cdot 10^{-3}$	$0,71 \cdot 10^{-3}$	0,1	0,15
											0,08	0,04	$2,52 \cdot 10^{-3}$	$1,42 \cdot 10^{-3}$	0,2	0,3
											0,2	0,01	$3,15 \cdot 10^{-3}$	$1,78 \cdot 10^{-3}$	0,25	0,38
											0,2	0,04	$6,13 \cdot 10^{-3}$	$3,55 \cdot 10^{-3}$	0,5	0,75
ДТГ-1,5/0,45-А (воздушный)	119	0,453	0,246	0,129	88,5	30,5	82	0,41	25	7	0,08	0,01	$1,14 \cdot 10^{-3}$	$2,78 \cdot 10^{-3}$	0,5	1,35
											0,08	0,02	$1,61 \cdot 10^{-3}$	$3,93 \cdot 10^{-3}$	0,7	1,9
											0,2	0,01	$2,85 \cdot 10^{-3}$	$6,95 \cdot 10^{-3}$	1,3	3,4
											0,2	0,02	$4,03 \cdot 10^{-3}$	$9,83 \cdot 10^{-3}$	1,8	4,8
ДПГ-0,6/2-А (гелиевый, 1 ст. ОГ-300)	95	2,03	1,68	1,44	84,9	10,1	0,65	0,176	18	4	0,08	0,01	$0,6275 \cdot 10^{-3}$	$3,57 \cdot 10^{-3}$	0,73	4,5
											0,15	0,005	$0,835 \cdot 10^{-3}$	$4,75 \cdot 10^{-3}$	0,97	6,0
ДПГ-0,6/1,1-А (гелиевый, 2 ст. ОГ-300)	26,8	1,13	0,528	0,33	17,8	9	0,75	0,176	18	4	0,08	0,01	$3,53 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	0,54	4,5
											0,15	0,005	$0,47 \cdot 10^{-3}$	$2,66 \cdot 10^{-3}$	0,72	6,0

Примечание: T_2^* — температура в сечении II-II (см. рис. 1).

состоит в том, что подмешивание тёплого газа наддува происходит по потоку за точкой измерения начальной температуры T_0 . Поэтому оно сказывается на повышении температуры на выходе из ТД. Это можно трактовать как снижение изоэнтروпийного КПД η_s вследствие наддува в ПЧ в сравнении с его значением в случае, когда наддув не применяется. Если предположить, что повышение температуры газа на входе в ТД вызывает такое же повышение температуры на выходе, то изменение изоэнтропийного КПД составит:

$$\Delta \eta_{\text{ш}} = \eta_s - \eta_{\text{ш}} = \eta_s \frac{\Delta T_{\text{п}}}{\Delta T}, \quad (7)$$

где $\eta_{\text{ш}}$ — значение КПД с учётом влияния наддува газа; ΔT — действительный перепад температур в ТД без наддува газа в ПЧ.

Как следует из (7), уменьшение изоэнтропийного КПД $\Delta \eta_{\text{ш}}$ вследствие наддува тёплого газа в ПЧ зависит от исходного КПД η_s (без наддува), относительного расхода наддуваемого газа $\bar{m}_{\text{н}}$, температурного уровня T_0 работы ТД. Очевидно, что для ТД с большим расходом перерабатываемого газа m , например, для воздушных ТД среднего давления, относительный расход будет небольшим и его влияние незначительным. И, наоборот, для турбодетандеров с низким температурным уровнем работы, например, гелиевых, наддув в проточную часть тёплого газа весьма нежелателен.

Для количественной оценки влияния наддува в ПЧ в таблице приведены расчётные значения $\Delta \eta_{\text{ш}}$. В качестве примера взяты наиболее характерные типы выпускаемых в ОАО «Криогенмаш» турбодетандеров. В расчётах принято: $T_{\text{н}}=300$ К — температура наддува газа для всех ТД; $\delta_{\text{л}}=0,08$ мм — номинальная ве-

личина зазора в ЛУ, другие значения которой учитывают возможное увеличение $\delta_{\text{л}}$ в процессе эксплуатации ТД; z_1 — число гребней в первой секции ЛУ (принимается согласно чертежу).

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из анализа данных, представленных в таблице, следует:

1. Крупные ТД с достаточно большим расходом перерабатываемого газа m слабо чувствительны к изменению изоэнтропийного КПД даже при увеличении радиального зазора $\delta_{\text{л}}$ в лабиринтных уплотнениях в 2,5 раза (с 0,08 до 0,2 мм) и перепада давлений в них в 4 раза (до 0,04 МПа). Поэтому в таких конструкциях ТД нет смысла выдерживать малые значения $\delta_{\text{л}}$ и $\Delta P_{\text{л}}$.

2. При понижении температурного уровня работы ТД и увеличения относительного расхода $\bar{m}_{\text{н}}$, например, в ДТГ-1,5/0,45-А, уменьшение изоэнтропийного КПД $\Delta \eta_{\text{ш}}$ может быть существенным. В таких машинах необходимо более тщательно выдерживать при эксплуатации заданные значения $\delta_{\text{л}}$ и $\Delta P_{\text{л}}$.

3. В гелиевых детандерах, например, установки ОГ-300, режим работы с наддувом в проточную часть через ЛУ просто недопустим даже при очень малом перепаде давлений ($\Delta P_{\text{л}} \leq 0,005$ МПа).

ЛИТЕРАТУРА

1. Епифанова В.И. Низкотемпературные радиальные турбодетандеры. — М.: Машиностроение, 1974. — 448 с.
2. Епифанова В.И. Компрессорные и расширительные турбомшины радиального типа. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. — 624 с.