

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КАСКАДНОГО ОБМЕННИКА ДАВЛЕНИЯ

Обменники давления, основанные на прямом преобразовании потенциальной энергии газов в сжатый воздух, находят применение в качестве агрегатов воздухообеспечения различных энергосистем.

Получившие ограниченное применение в системах наддува двигателей внутреннего сгорания (ДВС), волновые обменники давления (ВОД) (система «Сотрпгех») наряду с очевидными достоинствами, связанными с высокой скоростью обменных процессов и способностью обеспечивать высокое давление наддува, имеют ряд недостатков, обусловленных волновым характером обменных процессов.

Отклонение режима работы ВОД от расчетных условий по частоте вращения ротора, расходу и температуре активной среды сопровождается ухудшением показателей воздухообеспечения ДВС как вследствие рассогласования моментов подключения ячейки ротора к окнам высокого давления с фазами движения первичных волн, так и вследствие увеличения доли сжатого воздуха, оставшегося в ячейке в момент разобщения её с окнами высокого давления. Кроме того, неизбежные диссипативные явления в процессах формирования и взаимодействия сильных ударных волн ограничивают КПД лучших образцов волновых обменников давления на расчетных режимах значениями 0,55..0,56. [4, 5]

В разработанном на кафедре ДВС ВНУ им. В.Даля каскадном обменнике давления (КОД) обмен энергией осуществляется в условно статических многоступенчатых процессах массообмена и вытеснения с формированием волн незначительной интенсивности. Поэтому рабочий процесс характеризуется более высокой эффективностью и меньшей чувствительностью к рассогласованию частоты вращения [1,

2, 3].

Рабочий цикл КОД иллюстрируется рисунком 1, где схематизирована развертка относительно газораспределительных окон и напорнообменных каналов статора.

Активная среда, поступающая из окна ГВД в ячейку ротора, «досжимает» предварительно сжатый воздух до уровня сопротивления сети и вытесняет его через окно ВВД к потребителю.

Потенциальная энергия рабочих сред после разобщения с окнами высокого давления полезно используется для предварительного сжатия свежего воздуха в период последовательно сообщения рассматриваемой ячейки посредством напорнообменных каналов с ячейками участка сжатия. При этом в процессе каскадного массообмена давление в каждой из ячеек в период её движения на участке расширения ступенчато снижается, а на участке сжатия – ступенчато повышается.

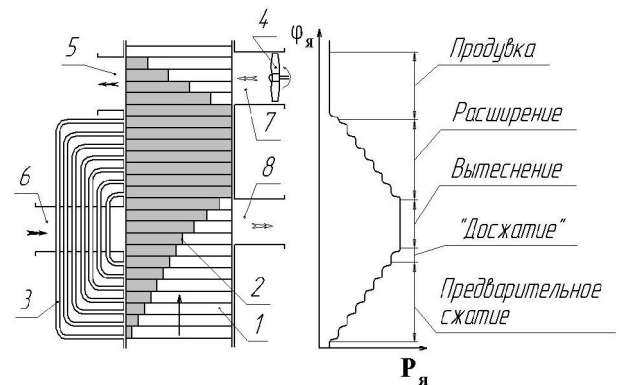


Рис. 1. Схема развертки ротора КОД относительно окон и каналов статора:

1 – ячейки ротора; 2 – условная контактная граница сжимающей и сжимаемой сред; 3 – массообменные каналы статора; 4 – продувочный вентилятор; 5 – окно газов низкого давления (ГНД); 6 – окно газов высокого давления (ГВД); 7 – окно воздуха низкого давления (ВНД); 8 – окно воздуха высокого давления (ВВД)

При подключении ячейки к окнам низкого давления ГНД и ВНД осуществляется принудительная продувка свежим зарядом.

В идеализированном цикле КОД, в случае пренебрежения отличием давлений сжимающей и сжимаемой сред и другими потерями, имеет место примерное равенство объемных расходов этих сред. Таким образом отношение массовых расходов сжимаемого воздуха и сжимающего газа близко обратному отношению их температур:

$$\frac{G_{ВВД}}{G_{ГВД}} \approx K \frac{T_{ГВД}}{T_{ВВД}},$$

где $K=0,85 \dots 0,95$ – коэффициент объемных потерь, в основном зависящий от отношения $P_{ГВД} / P_{ВВД}$.

Отмеченное обуславливает более высокий КПД КОД относительно ВОД, в котором на режиме работы в составе системы наддува ДВС, при условии $P_{ВВД} = P_{ГВД}$, практически реализуется равенство массовых расходов сжимающей и сжимаемой сред $G_{ВВД} = G_{ГВД}$.

Косвенным показателем совершенства рабочего цикла обменника может служить уровень остаточного давления газа в ячейке в момент предшествующий её подключению к окнам низкого давления, которое отражает долю неиспользованной энергии сжимающего газа. С увеличением числа напорнообменных каналов Z_K определяющих число каскадов массообмена, остаточное давление $P_{ост}$, как видно из рис.2, непрерывно снижается.

Расчетные зависимости получены для КОД со следующими основными конструктивными параметрами: диаметр ротора $D_p=200$ мм, длина ротора $L_p=200$ мм, количество ячеек ротора $Z_p=50$.

Вполне закономерным следствием увеличения числа каскадов массообмена (сжатия) является повышение давления предварительного сжатия $P_{п-1}$.

Для каждой размерности КОД существует своё рациональное значение числа Z_K , увеличение которого не приводит к повышению эффективности работы обменника (рис.2.).

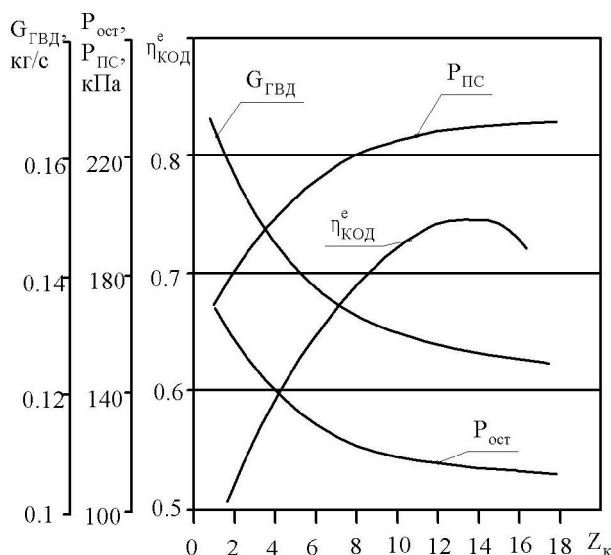


Рис. 2. Зависимость эффективного КПД КОД $\eta_{КОД}$, остаточного давления $P_{ост}$, давления предварительного сжатия $P_{ПС}$ и расхода газов в окне ГВД $G_{ГВД}$ от количества массообменных каналов статора Z_K

Это связано с тем, что начиная с некоторого момента увеличение Z_K сопряжено с необходимостью уменьшения угловых размеров окон высокого и низкого давления. При этом ухудшение эффективных показателей работы КОД обусловлено по крайней мере двумя факторами, для оценки которых обратимся к выражению эффективного КПД $\eta_{КОД}^e$:

$$\eta_{КОД}^e = \frac{G_{ВВД} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{ВВД} \left[\left(\frac{P_{ВВД}}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] - \frac{N_{пр}}{\eta_{пр}}}{G_{ГВД} \cdot \frac{k_2}{k_2-1} \cdot R_2 \cdot T_{ГВД} \left[1 - \left(\frac{P_{ВВД}}{P_0} \right)^{\frac{k_2-1}{k_2}} \right]}, \quad (1)$$

где $G_{ВВД}$, $P_{ВВД}$, $T_{ВВД}$ – расход, давление и температура воздуха отводимого к потребителю; $G_{ГВД}$, $P_{ГВД}$, $T_{ГВД}$ – массовый расход, давление и температура сжимающего газа; $N_{пр}$ – мощность затрачиваемая

на привод ротора КОД; $\eta_{пр}$ – КПД условной машины осуществляющей привод ротора КОД

1) Уменьшение угловых размеров окон низкого давления сопровождается снижением времени отводимого на продувку ячейки свежим воздухом. Поэтому для интенсификации продувки необходимо увеличение напорности продувочного вентилятора, что достигается увеличением затрат мощности $N_{вент}$ на его привод. Зависимость мощности привода от угловых размеров окон низкого давления $\varphi_{НД}$ по условию сохранения показателей продувки ячеек ротора показана на рис.3.

2) Уменьшение угловых размеров окон высокого давления сопровождается снижением производительности обменника. Восстановление производительности КОД достигается увеличением радиального размера окон, что приводит к заметному увеличению размеров

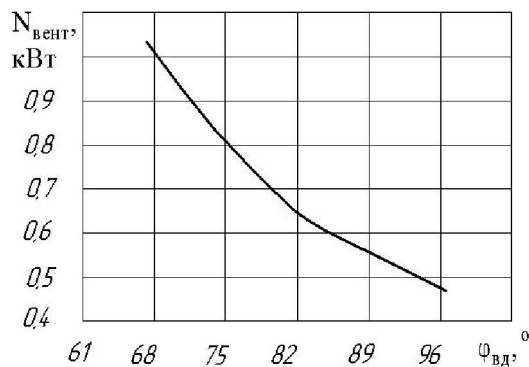


Рис.3. Влияние угловых размеров окон низкого давления $\varphi_{НД}$ на мощность привода продувочного вентилятора $N_{пр}$.

обменника, или повышением скорости истечения газов на участке высокого давления, за счет снижения давления в окне воздуха высокого давления (ВВД) (см. рис.4.). Последнее в свою очередь, согласно формуле 1, приводит к снижению КПД обменника.

Для КОД рассматриваемой конструкции и размерности рациональное количество напорообменных каналов Z_k находится в пределах 12...14. На режи-

ме $P_{ГВД} = 3 \text{ кгс/см}^2$, $P_{ВВД} = 2,8 \text{ кгс/см}^2$, $n_p = 2800 \text{ мин}^{-1}$, КПД обменника с указанными конструктивными параметрами достигает 0,75, значительно превышая показатели лучших образцов турбокомпрессора и ВОД.

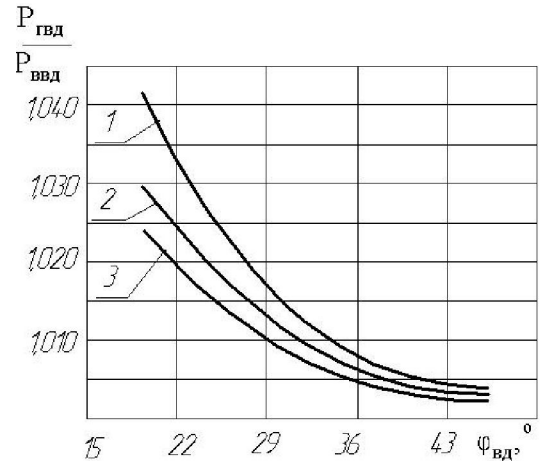


Рис.4 Зависимость величины отношения давлений сжимаемой и сжимающей сред от угловых размеров окон ГВД и ВВД, при различных давлениях нагнетаемого воздуха $P_{ВВД}$:
1. – $P_{ВВД} = 240 \text{ кПа}$; 2. – $P_{ВВД} = 290 \text{ кПа}$; 3. – $P_{ВВД} = 340 \text{ кПа}$;

Замечательная особенность рабочего цикла КОД заключается в незначительном влиянии неполноты вытеснения сжатого воздуха к потребителю на линии высокого давления (так называемого «мёртвого объёма») на эффективные показатели обменника.

Причина такой нечувствительности вполне объяснима. Энергия сжатого воздуха, оставшегося в ячейке после разобщения с окном ВВД участвует в процессе каскадного массообмена и, следовательно, наряду с энергией сжимающего газа в ячейке непосредственно расходуется на последующее сжатие свежего заряда.

Причем с увеличением каскадности обменника (см. рис. 5.) степень полезного использования потенциальной энергии не вытесненного сжатого воздуха возрастает. Поэтому при $Z_k = 14$ кривая $\eta_{КОД}^e = \psi(\alpha_{вд})$ имеет слабо выраженный характер

(см. рис. 3.).

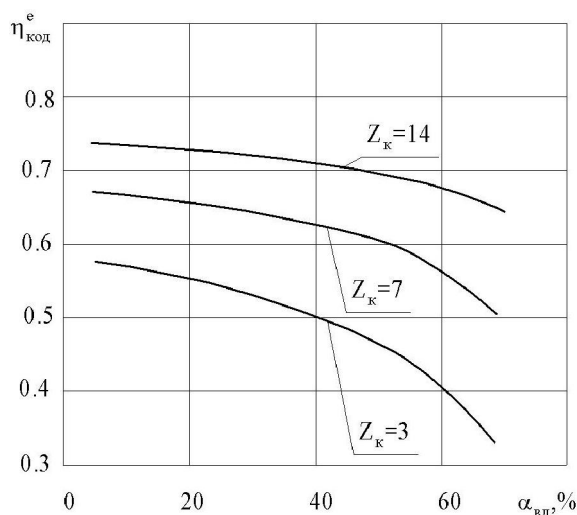


Рис. 5. Влияние неполноты вытеснения $\alpha_{вд}$ на КПД КОД $\eta_{КОД}^e$, при различных количествах каналов статора

Отмеченная особенность является определяющей в расширении области эффективной работы на нерасчетных режимах.

Непревзойденная эффективность работы КОД в широком диапазоне режимов эксплуатации и простота конструкции обменника обуславливает перспективность его применения в различных отраслях

народного хозяйства.

Список литературы:

1. А.И.Крайнюк, Ю.В.Сторчеус, А.А.Данилейченко. Применение эффекта теплового сжатия для улучшения энергоиспользования в теплосиловых установках // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту. – 2000. – №9. – С.182-189.
2. Крайнюк А.И., Данилейченко А.А., Брянцев М.А. Рабочий процесс и перспективы создания компрессора теплового сжатия // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. трудов. Вып.19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – Харьков: Гос. аэрокосмический ун-т «ХАИ». – 2000. – С.141-145.
3. Крайнюк А. И., Данилейченко А. А., Крайнюк А. А. Критерии эффективности агрегата каскадно-теплового сжатия // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля. – 2005. – № 8 (90). – С. 176-179.
4. Крайнюк А.И., Сторчеус Ю.В. Системы газодинамического наддува. – Луганск.: Изд-во ВУГУ, 2000. – 224 с.
5. Крайнюк А. И., Сторчеус Ю. В., Левчук В. П. Пути совершенствования систем воздухопоснабжения дизельных двигателей // Вісник Східноукраїнського державного університету. – Луганськ: Вид. СУДУ. – 1996. – № 1. – С. 143-147.

УДК 621.43

А.Е. Свистула, канд. техн. наук, Д.Д. Матиевский, д-р техн. наук

УТОЧНЕННЫЙ МЕТОД АНАЛИЗА ИНДИКАТОРНОГО КПД РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС

1. Постановка проблемы

В работе [2] анализ индикаторного КПД η_i осуществляется по уравнению, представляющему собой разность относительного количества располагаемой теплоты, введенной в цикл, и долей потерянной $\Delta X_{нп}$ и неиспользуемой δ_i теплоты в цикле (1).

$$\eta_i = 1 - \Delta X_{нп} - \sum \delta_i. \quad (1)$$

Неиспользование теплоты определяется по уравнению непосредственной связи индикаторного КПД с характеристиками выделения и отвода теплоты от рабочего тела (РТ), которые описывают одну из сторон проявления развития разнообразных внут-