

УДК 621.43.016

А.В. Тринев, канд. техн. наук, А.Г. Косулин, канд. техн. наук, А.Н. Авраменко, инж.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЛОКАЛЬНОГО ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ КЛАПАННОГО УЗЛА ДЛЯ ФОРСИРОВАННЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Введение

Создание новых перспективных двигателей внутреннего сгорания и доводка существующих невозможна без учета информации о тепловом и напряженно-деформированном состоянии деталей цилиндропоршневой группы и головки цилиндров, учета влияния уровня форсирования рабочего процесса на максимальные температуры и давления цикла и эксплуатационных факторов. Как отмечается в работах [1–2] уже при заданной литровой мощности $N_L = 22 \div 25 \text{ кВт/л}$, характерных для современных форсированных двигателей тракторного типа, разработчик должен обратить особое внимание на возникающие термические напряжения и деформации наиболее теплонапряженных деталей. При форсировании дизелей по частоте вращения изменяются условия работы сопряжения клапан – направляющая втулка [3], ухудшаются условия смазки и теплоотвода от стержня клапана через направляющую втулку к охлаждающей жидкости. Таким образом, при увеличении уровня форсирования рабочего процесса необходимо внедрять специальные конструктивные решения, такие как локальное охлаждение, использование теплопроводящих покрытий и другие, направленные на улучшение условий работы теплонапряженных деталей двигателя, например таких как детали клапанного узла.

Анализ публикаций

В последнее время всё большее распространение получает подход, при котором анализируются модели трехмерных сборок деталей. Такой подход позволяют максимально приблизить моделирование

к реальным процессам нагружения деталей, которые возникают в эксплуатации, учесть окружающую неравномерность температурного поля и составляющие усилий задачи механики, шероховатость поверхностей контакта, совместные термические и механические деформации деталей и другие факторы, которые существенно влияют на конечные результаты исследования. Расчет трехмерных сборок, с использованием метода конечных элементов (МКЭ), позволяет решать принципиально новые задачи, такие как вычисление зазора в сопряжении, контактных давлений, сил трения и других задач, которые невозможно решить при рассмотрении только одной детали. Преимущества расчета сборки деталей по сравнению с расчетом отдельной детали более подробно рассмотрено в работе [4].

Цель и постановка задачи

Исследования, направленные на улучшение теплонапряженного состояния выпускных клапанов форсированных дизелей, а также анализу тепловых потоков в клапанном узле показывают, что от выпускного клапана отводится через седло в крышку цилиндра примерно 71 % теплоты, 23 % отводится с выпускными газами и только 6 % через стержень [5]. Такое распределение тепловых потоков не даёт возможности использовать стержень клапана, обладающий значительно большей, по сравнению с седлом, теплообменной поверхностью, как тепловод, который сможет существенно влиять на теплонапряженное состояние тарелки клапана и улучшит теплоотвод от тарелки через стержень, направляющую втулку и головку цилиндров к охлаждающей жидкости.

В проведенной работе, посвященной моделированию температурного состояния клапанного узла тракторного дизеля, ставились и решались задачи:

- проанализировать пути увеличения теплоотвода от тарелки клапана через стержень и направляющую втулку к охлаждающей жидкости;
- проанализировать влияние локального воздушного охлаждения деталей клапанного узла на температурное состояние сборки и изменение зазора в сопряжении;
- определить наиболее перспективные варианты локального воздушного охлаждения деталей клапанного узла;
- дать рекомендации по уменьшению зазора в сопряжении и снижению расхода масла на угар в механизме газораспределения;
- оценить возможности локального воздушного охлаждения клапанного узла при работе двигателя на основных эксплуатационных режимах;
- сделать экономическое обоснование затрат в эксплуатации, необходимых для функционирования локального воздушного охлаждения деталей клапанного узла.

Основные этапы и результаты моделирования

В проведенной работе, с использованием МКЭ, решалась трехмерная задача в стационарной постановке для сборки выпускного клапана (материал – сталь 40Х10С2М) и направляющей втулки (материал – серый чугун) тракторного дизеля СМД-18Н. Используемая в работе математическая модель трехмерной сборки, позволяет учитывать окружающую неравномерность температурного поля деталей входящих в сборку, составляющие осевых усилий задачи механики, прекос клапана в направляющей втулке, учитывать совместные термические деформации деталей входящих в сборку и вычислять зазор в сопряжении клапан – направляющая втулка. Моделирование температурного состояния сборки и анализа изменения зазора в сопряжении проводилось для четырех конструктивных вариантов (серийный клапан и серийная втулка; серийный клапан и охлаждаемая втулка; клапан с охлаждаемым стержнем и серийная втулка; клапан с охлаждаемым стержнем и охлаждаемая втулка) на режимах с $N_e = 73,6$ кВт; $N_e = 59,0$ кВт; $N_e = 44,1$ кВт; $N_e = 29,4$ кВт, при $n = 1800$ мин⁻¹. Для сборки клапана и направляющей втулки граничные условия (ГУ) задачи механики и теплопроводности, в том числе и для охлаждающего воздуха, были восстановлены с учетом результатов термометрии выпускного клапана дизеля СМД-18Н проведенной А.В. Тринёвым и опубликованных в работе [6]. Схема задания и значения ГУ 3^{го} рода приведены на рис.1 и в табл.1, разбивка сборки на конечные элементы (КЭ) представлена на рис.2. Основные результаты проведенных расчетов сводятся к следующему.

Расчет сборки серийного клапана и серийной втулки на режиме с $N_e = 73,6$ кВт, при $n = 1800$ мин⁻¹

Значения температур в контрольных точках практически совпадают с результатами термометрии, проведенной автором [6] и представленных на рис. 3. а., и в таблице 2. Так температура в центре тарелки

достигает 753°C , по опорной фаске 717°C , по торoidalной поверхности 679°C , у верхнего торца стержня 87°C . У направляющей втулки (рис. 3. а) температура изменяется от 370°C у нижнего торца до 115°C у ее верхнего торца. Расчетное значение зазора в сопряжении представлено в табл.2.

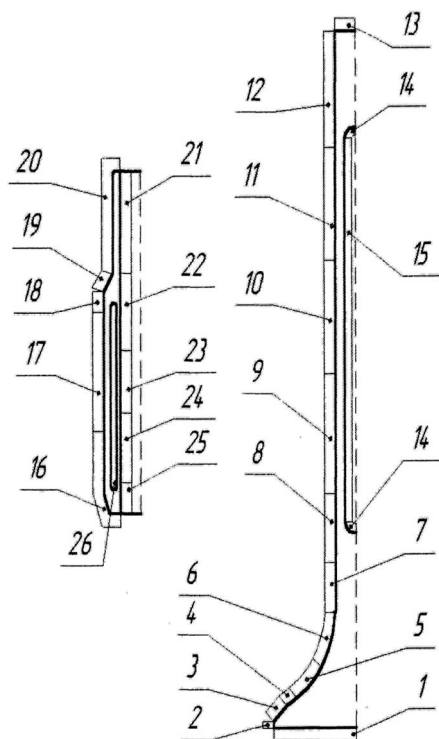


Рис. 1. Схема задания ГУ 3⁰⁰ рода

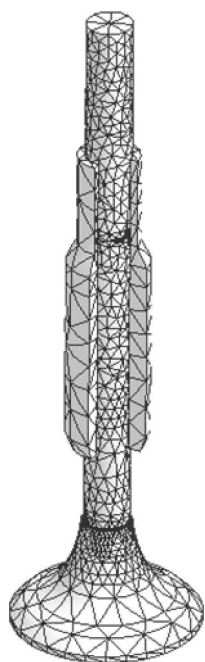


Рис. 2. Разбивка сборки на КЭ

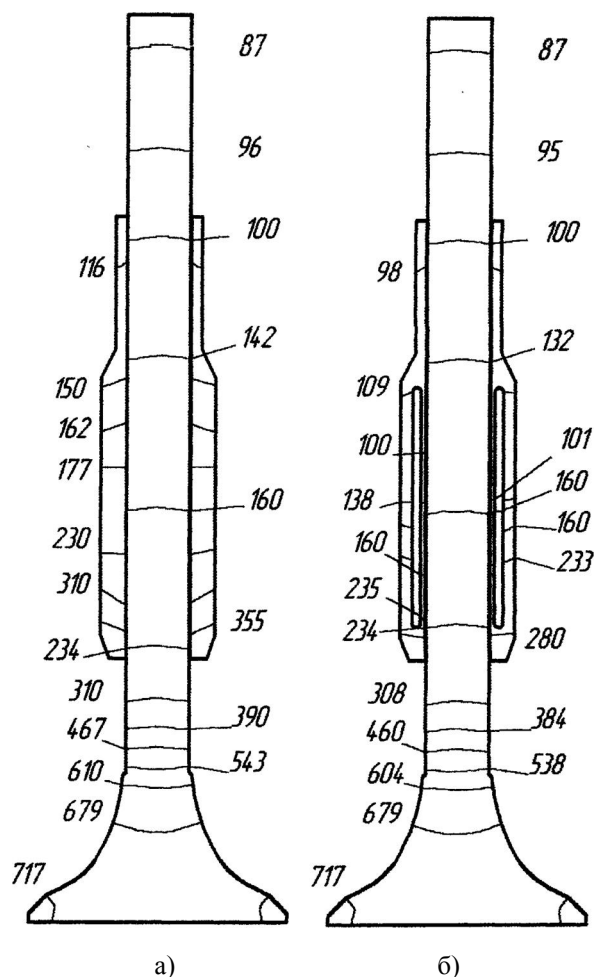


Рис. 3. Температурные поля сборки:
а – серийный клапан и серийная втулка; б - серийный клапан и охлаждаемая втулка

Расчет сборки серийного клапана и охлаждаемой втулки на режиме с $N_e = 73,6$ кВт, при $n = 1800$ мин⁻¹

Охлаждение направляющей втулки практически не влияет на максимальную температуру в центре тарелки клапана (рис. 3.б.); по высоте стержня клапана температура уменьшилась в среднем на 10°C - 15°C . При этом максимальная температура втулки (рис. 3.б.) снизилась на 70°C , по сравнению с базовым вариантом, в целом по высоте втулки температура снизилась на 20°C - 50°C . Расчетное значение зазора в сопряжении представлено в табл.2.

**Расчет сборки клапана с охлаждаемым стержнем
и серийной втулки на режиме с $N_e = 73,6$ кВт, при
 $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$**

Охлаждение стержня клапана практически не влияет на максимальную температуру в центре тарелки клапана (рис. 4.а.); по высоте стержня клапана температура уменьшилась в среднем на $40^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C}$. При этом максимальная температура втулки (рис. 4.а.) снизилась на 10°C , в целом по высоте втулки температура снизилась на $5^\circ\text{C} - 18^\circ\text{C}$. Расчетное значение зазора в сопряжении представлено в табл.2.

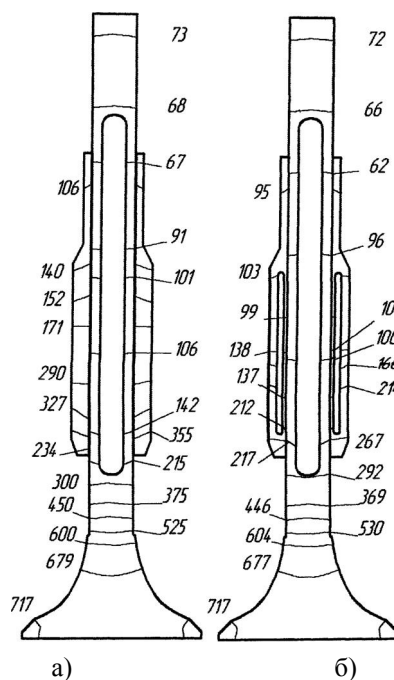


Рис.4. Поля температур сборки:
а – охлаждаемый клапан и серийная втулка; б – охлаждаемый клапан и охлаждаемая втулка

Таблица 1. Граничные условия теплообмена для номинального и частичных режимов

Режим	$N_e = 73,6 \text{ кВт},$ $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$		$N_e = 59,0 \text{ кВт},$ $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$		$N_e = 44,1 \text{ кВт},$ $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$		$N_e = 29,4 \text{ кВт},$ $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$	
Зона	ГУ 3 ^{го} рода		ГУ 3 ^{го} рода		ГУ 3 ^{го} рода		ГУ 3 ^{го} рода	
	$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, ^\circ\text{C}$
1	500	940	450	860	420	820	370	800
2	500	930	450	850	420	810	370	790
3	2000	600	1800	542	1700	500	1600	470
4	680	720	630	685	600	645	550	630
5	680	710	630	680	600	640	550	600
6	680	650	630	585	600	565	550	535
7	450	250	400	245	370	240	320	230
8	420	200	370	190	340	187	290	180
9	400	180	350	180	320	180	270	170
10	350	150	300	145	270	140	220	135
11	240	130	190	125	160	120	110	117
12	100	85	80	60	55	60	50	60
13	65	80	65	60	60	60	55	60
14	620	45	620	45	620	45	620	45
15	620	45	620	45	620	45	620	45
16	500	620	450	600	420	580	370	550
17	3000	150	2850	145	2750	140	2700	135
18	400	120	350	117	320	115	270	110
19	100	105	80	100	70	90	65	85
20	85	80	55	75	50	70	50	65
21	65	80	55	75	50	70	50	65
22	90	95	70	90	65	85	60	80
23	800	150	750	145	720	140	670	135
24	550	165	500	155	470	150	420	140
25	450	180	400	170	370	165	320	150
26	620	45	620	45	620	45	620	45

**Расчет сборки клапана с охлаждаемым стержнем
и охлаждаемой втулки на режиме с $N_e = 73,6$ кВт,
при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$**

Охлаждение стержня клапана совместно с ох-

лаждением втулки практически не влияет на максимальную температуру в центре тарелки клапана (рис. 4.б.); по высоте стержня клапана температура уменьшилась в среднем на $45^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C}$. При этом

максимальная температура втулки (рис. 4.б.) уменьшилась на 85 °С, в целом по высоте втулки темпера-

тура снизилась на 40 °С – 90 °С. Расчетное значение зазора в сопряжении представлено в табл.2.

Таблица 2 Основные результаты исследования

Конструктивные варианты	Режимы		$N_e = 73,6 \text{ кВт}, n = 1800 \text{ мин}^{-1}$	$N_e = 59,0 \text{ кВт}, n = 1800 \text{ мин}^{-1}$	$N_e = 44,1 \text{ кВт}, n = 1800 \text{ мин}^{-1}$	$N_e = 29,4 \text{ кВт}, n = 1800 \text{ мин}^{-1}$
серийный клапан и серийная втулка	темпер-а клапана, °С	max	753	684	645	612
		min	87	73	71	70
	темпер-а втулки, °С	max	370	350	330	303
		min	115	113	110	107
	зазор в сопр-и, мм	max	$4,4 \cdot 10^{-2}$	$3,4 \cdot 10^{-2}$	$2,6 \cdot 10^{-2}$	$3,6 \cdot 10^{-2}$
		min	$3,3 \cdot 10^{-4}$	$8,5 \cdot 10^{-3}$	$1,1 \cdot 10^{-3}$	$1,4 \cdot 10^{-3}$
серийный клапан и охлаждаемая втулка	темпер-а клапана, °С	max	753	690	645	613
		min	86	72	71	69
	темпер-а втулки, °С	max	300	280	260	242
		min	98	94	91	86
	зазор в сопр-и, мм	max	$3,1 \cdot 10^{-2}$	$2,8 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$2,4 \cdot 10^{-2}$
		min	$1,6 \cdot 10^{-3}$	$1,9 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$
охлаждаемый клапан и серийная втулка	темпер-а клапана, °С	max	752	684	644	612
		min	64	57	56	55
	темпер-а втулки, °С	max	360	350	332	303
		min	109	100	101	98
	зазор в сопр-и, мм	max	$3,6 \cdot 10^{-2}$	$3,6 \cdot 10^{-2}$	$3,5 \cdot 10^{-2}$	$3,1 \cdot 10^{-2}$
		min	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$1,7 \cdot 10^{-3}$	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$
охлаждаемый клапан и охлаждаемая втулка	темпер-а клапана, °С	max	753	689	644	538
		min	61	54	53	52
	темпер-а втулки, °С	max	285	265	251	230
		min	94	92	87	82
	зазор в сопр-и, мм	max	$2,9 \cdot 10^{-2}$	$2,7 \cdot 10^{-2}$	$2,4 \cdot 10^{-2}$	$2,1 \cdot 10^{-2}$
		min	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	$2,4 \cdot 10^{-3}$	$2,7 \cdot 10^{-3}$

Оценка энергетических затрат, необходимых для функционирования системы локального воздушного охлаждения

Анализ только теплового состояния охлаждаемой сборки клапана и направляющей втулки без оценки энергетических затрат, необходимых на прокачку сжатого воздуха через систему, не позволяет еще сделать заключение об эффективности указанного способа охлаждения. Источником сжатого воздуха выбран поршневой воздушный компрессор пневматической системы трактора. При оценочном моделировании давление охлаждающего воздуха было выбрано равным 0,1 МПа, в соответствии с рекомендациями изложенными в работе [6], при этом теоретические затраты мощности на привод компрессора на режиме с $N_e = 73,6 \text{ кВт}$, при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ составили 0,319 кВт, расход топлива для двигателя СМД-18Н по данным [7] для вышеуказанного режима составляет $g_e = 234 \text{ г/(кВт·ч)}$, использование дополнительно поршневого компрессора приведет к

увеличению расхода топлива на $g_e = 1,6 \text{ г/(кВт·ч)}$, [6]. Расход воздуха в системе охлаждения выпускного клапана для режима с $N_e = 29,44 \text{ кВт}$, при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и давлении охлаждающего воздуха 0,1 МПа составил $G_e = 5,06 \text{ м}^3/\text{ч}$, а на режиме с $N_e = 51,52 \text{ кВт}$, при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ расход воздуха составил $G_e = 3,76 \text{ м}^3/\text{ч}$ [6].

Таким образом, использование локального охлаждения экономически оправдано для форсированных автотракторных дизелей, так как позволяет существенно снизить температуру наиболее теплонапряженных деталей ГРМ, улучшить условия работы клапанного узла, уменьшить и стабилизировать зазор в сопряжении, снизить расход масла на угар и соответственно уменьшить выброс сажистых частиц с выпускными газами, но требует более детального изучения, с целью автоматизации локального охлаждения и снижению энергетических затрат в эксплуатации.

Конструктивный вариант с охлаждаемым кла-

паном и охлаждаемой втулкой, который позволяет снизить температуру стержня клапана на режиме с $N_e = 73.6$ кВт, при $n = 1800$ мин⁻¹ в среднем на 50 °С – 60 °С, при этом такое охлаждение практически не влияет на максимальную температуру клапана в центре тарелки; при таком совместном охлаждении клапана и втулки, максимальная температура втулки снизилась на 85 °С, при этом существенно уменьшился максимальный зазор в сопряжении и уменьшился разброс между максимальным и минимальным значениями зазоров;

– такое снижение температур и уменьшение максимального зазора приводит к улучшению условий работы сопряжения и снижению расхода масла на угар;

– в работе [3] отмечается, что давления масла в зазоре клапан – направляющая втулка для дизеля СМД-14 достигает 0,6 МПа, тогда как давление охлаждающего воздуха не превышает 0,1 МПа, такой перепад давлений и правильно выбранная схема подвода и отвода охлаждающего воздуха гарантируют нормальные условия смазки сопряжения и исключают выдавливание масла охлаждающим воздухом;

– для улучшения ТНС выпускных клапанов форсированных дизелей необходимо использовать охлаждение стержня клапана для поддержания минимального рабочего зазора в сопряжении на частичных режимах и управляемое автоматикой совместное охлаждение тарелки и стержня клапана, для работы на режиме номинальной мощности.

– для эффективного использования локального воздушного охлаждения клапанного узла на авто-тракторных дизелях необходимо разделить и автома-

тизировать процесс охлаждения отдельных деталей клапанного узла, в зависимости от уровня форсирования рабочего процесса и режима, что позволит существенно снизить энергетические затраты на функционирование локального охлаждения при работе дизеля на основных эксплуатационных режимах.

Список литературы:

1. Шеховцов А.Ф. Исследование нестационарных тепловых режимов поршней перспективных тракторных дизелей: Дисс. доктора техн. наук. - Харьков, 1978. - 549 с.
2. Левтеров А.М. Исследование теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы быстрогоходного дизеля при нестационарных нагрузках: Дисс. канд. техн. наук. - Харьков, 1991. - 173 с.
3. Юркевич В.В. Исследование условий работы пары клапан – направляющая втулка дизеля. / Тракторы и сельхозмашины. 1976. Вып. 4. – С. 15-16.
4. Яманин А.И., Голубев Ю.В., Шилов С.М., Болдырев С.Н. Обеспечение достоверности и информативности расчетов напряженно-деформированного состояния деталей транспортных поршневых двигателей. / Двигателестроение. 2003. Вып. 3. – С. 22 – 24.
5. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
6. Тринёв А.В. Улучшение напряженно-деформированного состояния выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей: Дисс. канд. техн. наук. - Харьков, 1995. – 217 с.
7. Диденко А.М. Дизель СМД-18Н и его модификации. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. - Харьков, 1988. - 152 с.