

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА ТУРБОКОМПРЕССОРА АВТОТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Приводятся результаты аналитических и экспериментальных исследований теплонпряженного состояния деталей турбокомпрессора дизельного двигателя. Приведена конструкция усовершенствованного подшипникового узла и теплоизоляции элементов турбокомпрессора. Рассматриваются возможные решения тепловых проблем деталей турбокомпрессора при данном уровне наддува.

**Ключевые слова:** дизельный двигатель, турбокомпрессор, температура масла, расход масла, подшипник.

Устанавливаемый на двигателях КамАЗ-740 11-240 турбокомпрессор ТКР-7Н (рисунок 1) имеет подшипниковый узел с рядом недостатков, которые существенно снижают его эксплуатационную надежность.

В серийной конструкции подшипникового узла масло из системы смазки двигателя через переходник 13 и трубчатый фиксатор 12 попадает в полость втулки подшипника 1. По боковым отверстиям фиксатора масло подается в зазор между корпусом 11 и подшипником 1. По торцовым канавкам на подшипнике масло подается в зазор между валом ротора и подшипником, затем через торцовый зазор между подшипником 1 и маслоотражателем 7 масло попадает в полость корпуса подшипника 11 и через сливной патрубок попадает в картер двигателя.

В корпусе подшипника 11 установлены стальные крышки 10 и маслосбрасывающий экран 9, который вместе с упругими разрезными кольцами 5, 18 предотвращает течь масла из полости корпуса подшипника.

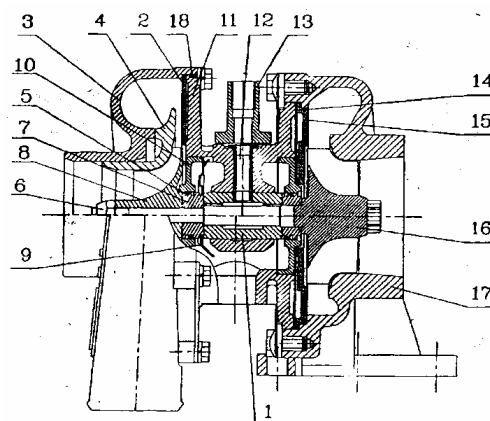
Недостатком такой конструкции является то, что подача масла для смазывания подшипника и охлаждения ТКР осуществляется через полость, образованную между опорными поясками, где ротор вращается с частотой 90000 мин<sup>-1</sup>. При непосредственной подаче масла по фиксатору в пустотелую полость подшипника происходит трение между валом и маслом с выделением большого количества тепла. При этом значительная часть энергии вращения ротора затрачивается на преодоление сил внутреннего трения масла, которая превращается в тепло и в результате чего снижается КПД турбокомпрессора.

Произведем расчет этих сил трения и роста температуры масла, с допущением, что мо-

новтулка является единым подшипником, полость включена в длину подшипника  $l = 42$  мм.

Исходя из предельных нагрузок подшипников скольжения [1] для  $d = 11$  мм и скорости вращения  $n = \omega/2\pi = 1500$  с<sup>-1</sup> (90000 мин<sup>-1</sup>) принимаем нагрузку в подшипнике  $W = 200$  Н. Масло в подшипнике турбокомпрессора М10ДМ (рабочая расчетная температура масла на входе 100 °С, температура вспышки 220 °С.). Динамическая вязкость масла  $\mu = 0,02$  Н·с/м<sup>2</sup> = (Па·с) (при 50 °С) [1]. Учитывая рост температуры в подшипнике для расчетов принимаем  $\mu = 0,006$  Н·с/м<sup>2</sup>, при 140 °С [1]. Остальные исходные данные, расчетные формулы и результаты расчетов приведены в таблице 1.

Максимальная температура масла на выходе из подшипника ТКР при температуре мас-



1 – подшипник; 2 – экран; 3 – корпус компрессора; 4 – диффузор; 5, 18 – уплотнительные кольца; 6 – гайка; 7 – маслоотражатель; 8 – колесо компрессора; 9 – маслосбрасывающий экран; 10 – крышка; 11 – корпус подшипника; 12 – фиксатор; 13 – переходник; 14 – прокладка; 15 – экран турбины; 16 – колесо турбины; 17 – корпус турбины

Рисунок 1. Турбокомпрессор ТКР 7Н

ла в системе  $t_{ax} = 100\text{ }^\circ\text{C}$  и расходе  $Q = 1\text{ л/мин}$  составляет  $t_{max} = 100 + 41 = 141\text{ }^\circ\text{C}$ , что согласуется с экспериментальными данными [2].

Схема потоков масла приведена на рисунке 2. В отличие от серийной схемы, в опытной исключена замкнутая масляная полость, и подшипник работает двумя поясками. Исходные данные для расчетов и результаты расчета также приведены в таблице 1.

Параметры усовершенствованного подшипника для обеспечения увеличения расхода масла в четыре раза до 4 л/мин и снижения температуры масла показаны на рисунке 3, а конструкция узла приведена на рисунке 4.

Особенности конструкции опытного подшипника и размеры показаны на рисунке 3, суть которых в аннулировании замкнутой

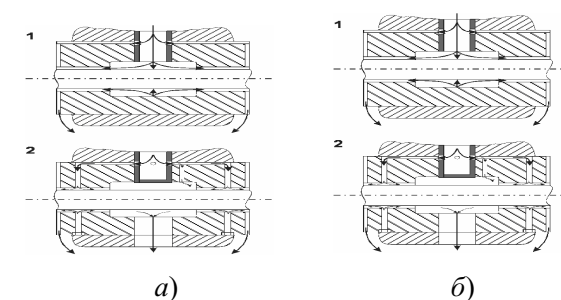


Рисунок 2. Модель подшипника с гидротормозом (а) и с разгруженной полостью (б)

Таблица 1. Исходные данные и результаты расчетов параметров подшипника турбокомпрессора

Параметры	Расчетная формула	Турбокомпрессор	
		серийный	опытный
Диаметр вала $d$ , мм		11,018	11,018
Диаметр отверстия $d_0$ , мм		10,957	10,957
Диаметральный зазор $S$ , мм		0,06	0,06
Относительный зазор $\psi$	$\psi = S / d$	0,005	0,005
Длина подшипника $l$ , мм		42	22
Отношение $l/d$		3,8	2
Частота вращения $n$ , мин <sup>-1</sup>		90000	90000
Угловая скорость $\omega$ , с <sup>-1</sup>	$\pi \cdot n / 30$	9420	9420
Окружная скорость $v$ , м/с	$v = \omega \cdot d / 2$	51,8	51,8
Кинематическая вязкость $\eta$ , м <sup>2</sup> /с	$\eta = \mu / \rho$		
Плотность масла $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>		830	830
Теплоемкость масла $c$ , Дж/(кг <sup>0</sup> С)		1800	1800
Давление масла на входе, $P_0$ , МПа		0,4	0,4
Удельная нагрузка $P_m$ , МПа	$P_m = W / l \cdot d$	0,43	0,82
Нагрузка на подшипник $W$ , Н		200	200
Характеристика режима работы $\lambda$	$\lambda = \mu \cdot \omega / P_m$	0,13 · 10 <sup>-3</sup>	0,07 · 10 <sup>-3</sup>
Минимальная толщина масляного слоя $h_{min}$ , мм	$h_{min} = S(1-x)$		
Относительный эксцентриситет $\chi$	$\chi = 1 - h_{min} / S$		
Коэффициент нагруженности подшипника $\Phi_r$		0,19	0,36
Коэффициент трения $f$		0,1	0,0513
Мощность трения $N_{тр}$ , кВт	$N_{тр} = Wfv$	1,04	0,53
Момент трения $M_{тр}$ , Н·м	$M_{тр} = N_{тр} / \omega$	0,11	0,056
Коэффициент сопротивления вращению		3,83	3,7
Приращение температуры в смазочном слое $\Delta t$ , °С		41,4	5,3
Расход масла через подшипник $Q$ , л/мин	$Q = 0,5 \psi \omega l d^2 q$	1	4
Коэффициент расхода $q$	$q = \frac{Q}{0,5 \cdot \psi \cdot \omega \cdot l \cdot d^2}$	0,14	1,06
Расчетный прирост температуры масла при расходе масла 1 л/мин, °С	$\Delta t = \frac{5,7 \cdot 0,12 \cdot 10^{-3}}{Q}$	41	5,3

масляной полости между подшипником и валом и изменении каналов подвода смазки к трущимся поверхностям. Общий вид конструкции усовершенствованной конструкции подшипникового узла показан на рисунке 4. На основании расчетно-аналитических и экспериментальных исследований ожидается снижение потерь на трение и температуры масла на выходе из подшипника при повышении расхода масла (рисунок 5).

Максимальная температура масла на выходе из подшипника после модернизации ТКР при температуре масла в системе  $t_{ax} = 100^\circ\text{C}$  составила  $t_{max} = 100 + 5,3 = 105,3^\circ\text{C}$ .

Проведенный расчет указывает на эффективность предложенного изменения конструкции для снижения температуры масла до нормы. Кроме того, высвобождается часть мощности, ранее затрачиваемой на трение в масле в замкнутой полости, которая превращается в полезную и увеличивает адиабатную мощность в колесе компрессора, то есть давления наддува и расхода воздуха. Улучшение этих параметров и эффективность модернизации подтверждены на двигателе при работе в условиях испытаний.

Большую значимость представляет разработка практических рекомендаций по модерни-

зации турбокомпрессора в реальной эксплуатации в виде технологии ремонта путем замены ремонтного комплекта подшипника.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1) Расчетom установлено и подтверждено экспериментально, что при существующем конструктивном исполнении подшипника турбокомпрессора ТКР-7Н в эксплуатации возможен значительный рост на  $36-38^\circ\text{C}$  температуры прокачиваемого через него масла, а максимальная температура может достигать  $141^\circ\text{C}$ , не допустимо ввиду потерь маслом своих свойств и ускоренного старения.

2) Для безопасного прироста температуры масла на  $8 - 10^\circ\text{C}$  необходимо разомкнуть замкнутую полость и превратить один подшипник

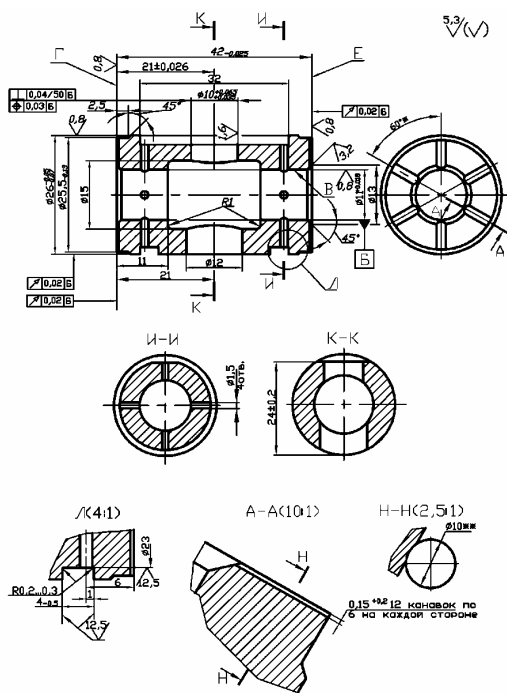
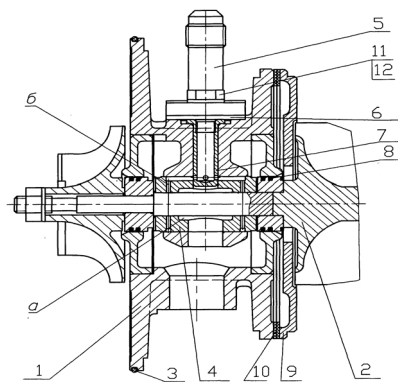
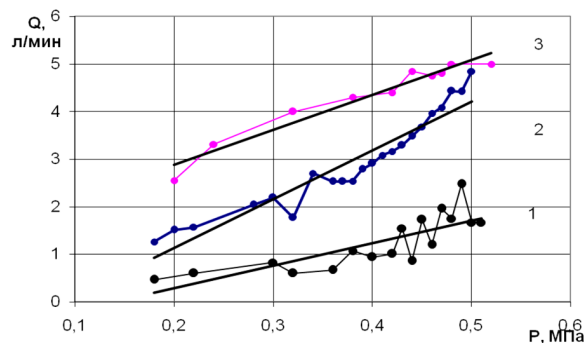


Рисунок 3. Конструкция опытного подшипника



1 – корпус подшипников 7403.1118024-10 с свертышами и шпильками; 2 – ротор с колесом компрессора; 3 – кольцо уплотнительное; 4 – подшипник 7403.1118030-20; 5 – переходник; 6 – прокладка; 7 – фиксатор 7403.1118044-20; 8 – кольцо уплотнительное; 9 – экран; 10 – прокладка; 11 – гайка М8 табл. ВА310112; 12 – шайба пружинная с 8 табл. ВА310118

Рисунок 4. Усовершенствованный подшипниковый узел



1 – серийный; 2 – опытный; 3 – «Швитцер»

Рисунок 5. Зависимость расхода масла от давления в системе смазки [2] различных турбокомпрессоров

с опорной длиной 42 мм в два подшипника с опорными длинами по 22 мм, что приведет к увеличению расхода масла через подшипник до 4-5 л/мин., снижению значений коэффициентов нагруженности подшипника, трения и сопротивления вращению.

3) Возможно регулирование характеристик турбокомпрессора (частоты вращения компрессорного колеса, давления наддува и расхода воздуха) за счет использования замкнутой масляной полости в качестве тормоза и изменяя давление масла.

07.11.2011

**Список литературы:**

1. Воскресенский, В.А. Расчет и проектирование опор скольжения. Справочник / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.
2. Денисов, А.С. Анализ надежности турбокомпрессоров ТКР7Н-1 двигателей КамАЗ-740.11-240 / А.С. Денисов, А.Т. Кулаков, А.Ф. Малаховецкий // Проблемы экономичности и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания. Матер. межгосуд. научн.-техн. семинара. Вып. 15. Саратов, Саратов. гос. агр. ун-та. им. Н.И. Вавилова 2003.-с.67-74.

**Сведения об авторах:**

**Кулаков Александр Тихонович**, заведующий кафедрой эксплуатации автомобильного транспорта Камской государственной инженерно-экономической академии, доктор технических наук, профессор, e-mail: alttrak09@mail.ru

**Денисов Александр Сергеевич**, профессор кафедры сервис транспортных систем Камской государственной инженерно-экономической академии, доктор технических наук, e-mail: denisov0307@yandex.ru

**Макушин Александр Александрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации автомобильного транспорта Камской государственной инженерно-экономической академии, e-mail: alma9497@mail.ru

**Гаффаров Айрат Гаптельхакович**, аспирант кафедры сервис транспортных систем Камской государственной инженерно-экономической академии, e-mail: zavodkd@mail.ru  
423810, г. Набережные Челны, проспект Мира, 68/19

**UDC 629.113.004.67****Gaffarov A.G., Kulakov A.T., Denisov A.S., Makushin A.A**

Kama state academy of engineering and economics, e-mail: alttrak09@mail.ru

**THE AUTOTRACTOR ENGINE TURBOCHARGER BEARING MOUNT ASSEMBLY PERFECTION**

Results of analytical and of the experimental study of thermal stress conditions are given for turbocompressor parts of the diesel engine. The design of an advanced bearing mount assembly and thermal protection of elements turbo-supercharger is resulted. Possible solutions of thermal turbocompressor problems are considered at the given level of charging.

Keywords: diesel engine, turbocharger, oil temperature, oil flow, bearing.